

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİLİNDİRİK MAKARALI RULMANLARDA MAKARA
UCU-FLANŞ GEOMETRİSİNİN RULMAN YORULMA
ÖMRÜNE ETKİSİ

Ramazan BAYRAK

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı

Danışman
Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI

Ocak, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİLİNDİRİK MAKARALI RULMANLARDA MAKARA UCU-FLANŞ
GEOMETRİSİNİN RULMAN YORULMA ÖMRÜNE ETKİSİ**

Ramazan BAYRAK tarafından hazırlanan tez çalışması 30.01.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK ÇAKIR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Silindirik Makaralı Rulmanlarda Makara Ucu-Flanş Geometrisinin Rulman Yorulma Ömrüne Etkisi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ramazan BAYRAK

İmza

Aileme



TEŞEKKÜR

Bu yorucu süreç boyunca desteğini her an hissettiğim,engin bilgi ve tecrübelerinden istifade ettiğim kıymetli danışman hocam Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI'ya,

Tez izleme komitesinde olan değerli hocalarım, Prof. Dr. Ferhat DİKMEN'e ve Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ'e,

Bu zorlu süreçte motivasyonumun kırıldığı ve çıkmaza düştüğüm anlarda yardımına koşan, maddi ve manevi anlamda üzerimde desteği ve emeği büyük olan kıymetli hocam Öğr. Gör. Seyhan ÖZEN'e,

Çalışma azmini her zaman örnek aldığım, bana akademiye ve iş ortamını sevdiren, pozitif enerjisinden güç aldığım kıymetli dostum Dr. Öğr. Üyesi Hamit KENAN'a,

Hayatım boyunca beni her alanda destekleyen ve bu tez çalışmasını ithaf ettiğim annem Ayşe BAYRAK ve babam Numan BAYRAK'a,

Tez çalışmamın son zamanlarında hayatıma girerek desteğiyle motivasyonumu artıran eşim Irmak GÜNAYDIN BAYRAK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ramazan BAYRAK

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	9
1.3 Hipotez	11
2 MATERYAL ve YÖNTEM	12
2.1 Rulman İç Yük Dağılımı	14
2.1.1 Makara-Yuvarlanma Yolu Temas Kuvvetleri	15
2.1.2 Küresel Makara Ucu ve Konik Flanş İçin Flanş Kuvvetleri	18
2.1.3 Toroidal Makara Ucu ve Toroidal Flanş İçin Flanş Kuvvetleri	22
2.1.4 Denge Denklemleri	29
2.2 Makara-Yuvarlanma Yolu Teması ve Makara-Flanş Teması için Temas Basınçlarının Elde Edilmesi	30
2.2.1 Makara ve Yuvarlanma Yolu Arasında Oluşan Temas Basınçlarının Hesabı	30
2.2.2 Makara ve Flanş Arasında Oluşan Temas Basınçlarının Hesabı	35
2.3 Makara ve Yuvarlanma Yolu Temas Yüzeyinin Altında Oluşan Yüzeyaltı Gerilmelerinin Elde Edilmesi	36
2.4 Rulman Ömrünün Hesabı	37
2.4.1 Temas Basınçları Kullanılarak Ömür Hesabı	37
2.4.2 Yüzey altı von-Mises Gerilmeleri Kullanılarak Ömür Hesabı	39

3 FLANŞ AÇISININ RULMAN ÖMRÜNE ETKİSİ	42
3.1 Küresel Makara Ucu-Konik Flanş Çifti İçin Modelin Doğrulanması . . .	42
3.2 Temas Basınçlarının ve Yüzeyaltı von Mises Gerilmelerinin Karşılaştırılması	43
3.3 Rulman Ömrü Sonuçları	49
4 FARKLI MAKARA UCU-FLANŞ KONSTRÜKSİYONLARININ RULMAN ÖMRÜNE ETKİSİ	60
4.1 Toroidal Flanş ve Makara Ucu Çifti İçin Modelin Doğrulanması	60
4.2 $F_r - \gamma$ Birleşik Rulman Yükleme Altında Farklı Makara Ucu-Flanş Konstrüksiyonları İçin Rulman Ömür Sonuçları	62
4.3 Makara Ucu-Flanş Temas Basıncı	66
5 SONUÇ VE ÖNERİLER	70
KAYNAKÇA	75
A TOROİDAL MAKARA UCU İLE TOROİDAL FLANŞ İÇİN TÜRETİLEN FORMÜLLER VE BU FORMÜLLERİN CAD ÇİZİMİ İLE DOĞRULANMASI	81
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	85

SİMGE LİSTESİ

δ_{f-ol}	Dış Bilezik Sol Flanş İle Makara Ucu Arasındaki Deformasyon
δ_{f-or}	Dış Bilezik Sağ Flanş İle Makara Ucu Arasındaki Deformasyon
δ_f	Flanş Deformasyonu (Veya İç İç Geçmesi)
Q_f	Flanş Temas Kuvveti
c_f	Flanş Temas Sabiti (Veya Flanş Katılığı)
R_{fI}	Flanşın Düzlem I Üzerindeki Eğrilik Yarıçapı
R_{fII}	Flanşın Düzlem II Üzerindeki Eğrilik Yarıçapı
δ_{f-il}	İç Bilezik Sol Flanş İle Makara Ucu Arasındaki Deformasyon
δ_{f-ir}	İç Bilezik Sağ Flanş İle Makara Ucu Arasındaki Deformasyon
$\delta_y, \delta_x, \gamma$	İç Bilezik Yer Değiştirme Vektörü
u_r, u_x, θ	İç Bilezik Kesit Hareket Vektörü
θ	İlgili Makara Konumundaki İç Bilezik Kesitinin Açısal Sapma Açısı
δ_k	k'nıncı Temas Dilimindeki Deformasyon
q_k	k'nıncı Temas Dilimindeki Kuvvet
ζ	Küresel Makara-Konik Flanş Çifti İçin Yüklemeden Önce Ve Sonraki, Toroidal Makara-Toroidal Flanş Çifti İçin İse Yüklemeden Önceki, Makara Merkez Noktası İle Flanş Kuvveti Doğrultusunun Makara Eksenini Kestiği Nokta Arasında Kalan Mesafe
v_r, u_x, ψ	Makara Hareket Vektörü
ψ	Makara Yalpa Açısı
ζ_{il}	Makara Merkez Noktası İle İç Bilezik Sol Flanş Kuvveti Doğrultusunun Makara Eksenini Kestiği Nokta Arasında Kalan Mesafe
ζ_{ir}	Makara Merkez Noktası İle İç Bilezik Sağ Flanş Kuvveti Doğrultusunun Makara Eksenini Kestiği Nokta Arasında Kalan Mesafe

ζ_{ol}	Makara Merkez Noktası İle Dış Bilezik Sol Flanş Kuvveti Doğrultusunun Makara Eksenini Kestiği Nokta Arasında Kalan Mesafe
ζ_{oR}	Makara Merkez Noktası İle Dış Bilezik Sağ Flanş Kuvveti Doğrultusunun Makara Eksenini Kestiği Nokta Arasında Kalan Mesafe
R_{reI}	Makara Ucunun Düzlem I Üzerindeki Eğrilik Yarıçapı
R_{reII}	Makara Ucunun Düzlem II Üzerindeki Eğrilik Yarıçapı
F_y, F_x, M	Rulman Dış Yük Vektörü
P_d	Rulman Radyal İç Boşluğu
$R\Phi$	Transformasyon Matrisi
μ_0	Yüklemeden Önce, Makara Eksenini İle Flanş Kuvvet Doğrultusu Arasındaki Aç
μ_{il}	Yüklemeden Sonra, Makara Eksenini İle İç Bilezik Sol Flanştaki Kuvvet Doğrultusu Arasındaki Aç
μ_{iR}	Yüklemeden Sonra, Makara Eksenini İle İç Bilezik Sağ Flanştaki Kuvvet Doğrultusu Arasındaki Aç
μ_{ol}	Yüklemeden Sonra, Makara Eksenini İle Dış Bilezik Sol Flanştaki Kuvvet Doğrultusu Arasındaki Aç
μ_{oR}	Yüklemeden Sonra, Makara Eksenini İle Dış Bilezik Sağ Flanştaki Kuvvet Doğrultusu Arasındaki Aç

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design
ISO	International Organization for Standardization
SE	Sonlu Eleman
SMR	Silindirik Makaralı
YU	Yarım-Uzay

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	(a) Radyal yük altında rulman iç yük dağılımı, (b) Radyal ve moment yükleri altında bilezik açısıl sapması ve makara yalpası	2
Şekil 2.1	NU ve NUP tip SMR’lerde makara yalpa hareketi ve makara-bilezik basınç dağılımı	12
Şekil 2.2	Rulman global (x, y, z) and lokal (r, φ , x) koordinat sistemleri	14
Şekil 2.3	Makara-yuvarlanma yolu ve makara-flanş temas kuvvetleri (a) j’nci makara üzerindeki kuvvetler (b) İç bilezik açısıl sapmasına karşın γ makara yalpa hareketi ψ	16
Şekil 2.4	NUP tip SMR’nin geometrik ölçüleri	19
Şekil 2.5	Makara ve flanşın eğrilik merkezlerinin yüklemeden önce (a) ve sonraki (b) konumları	23
Şekil 2.6	Makara ucu ile flanşın ilk temas konumları ve eğrilik yarıçapları . . .	27
Şekil 2.7	Temas Geometrisi (a)Yüklemeden Önce, (b)Yüklemeden Sonra . . .	32
Şekil 2.8	Makara ve yuvarlanma yolunun ilk temas pozisyonu ve ayrıklaştırılmış temas alanı	35
Şekil 2.9	Yüzey altı gerilme hesabı için koordinat yerleşimi	37
Şekil 2.10	Hesaplama akış şeması	41
Şekil 3.1	Referans çalışmada kullanılan SMR [6]	43
Şekil 3.2	Sonuçların karşılaştırılması (a) bilezik açısıl sapması γ (b) Bilezik çökme miktarı δ_y	44
Şekil 3.3	Küresel makara ucu ve konik flanşın ilk temas pozisyonları	45
Şekil 3.4	$F_r = 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basıncı dağılımı	46
Şekil 3.5	$F_r = 0.4C$ yükü altında, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında orta düzlemdeki yüzeyaltı von Mises gerilmeleri kontur çizgileri $\sigma_{eqv}(x, 0, z)$	47
Şekil 3.6	$F_r = 0.1C, 0.2C, 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basıncı dağılımı	48
Şekil 3.7	(a) $F_r = 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri σ_{eqv} , (b) maksimum von Mises gerilmelerinin yüzey altındaki derinlikleri z	48

Şekil 3.8	(a) $F_r = 0.1C, F_a = 0.4F_r$ ve $F_r = 0.2C, F_a = 0.2F_r$ birleşik rulman yüklemeleri altında, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri σ_{eqv} , (b) maksimum von Mises gerilmelerinin yüzey altındaki derinlikleri z	49
Şekil 3.9	Farklı radyal F_r ve eksenel F_a rulman yükleri ve farklı flanş açıları β için rulman ömür sonuçları (a) DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları, (b) modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçları	51
Şekil 3.10	$F_r = 0.2C, F_a = 0.5F_r$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi ψ ve flanş kuvvetlerinin makara merkezine göre ürettikleri moment	53
Şekil 3.11	$F_r - F_a$ birleşik yüklemesi altında flanş kuvvetleri ve makara yalpa hareketi görseli	53
Şekil 3.12	$F_r = 0.2C, F_a = 0.5F_r$ birleşik rulman yüklemesi altında, maksimum yüklü makara için flanş açısındaki β değişime karşın flanş kuvvetinin ve flanş kuvveti moment kolunun değişimi	54
Şekil 3.13	Farklı radyal yük F_r ve bilezik açısıl sapmaları γ ve farklı flanş açıları β için rulman ömür sonuçları (a) DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları, (b) modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçları	56
Şekil 3.14	$F_r = 0.1C, \gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi ψ ve iç bileziğin eksenel yer değiştirmesi δ_x	57
Şekil 3.15	$F_r - \gamma$ birleşik yüklemesi altında flanş kuvvetleri ve makara yalpa hareketi görseli	58
Şekil 3.16	$F_r = 0.1C, \gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makara üzerindeki her bir flanşın ve toplam flanş momenti	59
Şekil 3.17	$F_r = 0.1C, \gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makara üzerindeki her bir flanşın kuvvetinin moment kolu	59
Şekil 4.1	Doğrulama için kullanılan de Mul vd. [6]'deki silindirik makaralı rulman	61
Şekil 4.2	Mevcut çalışmadan elde edilen sonuçların referans çalışmadakilerle [6] karşılaştırılması (a) bilezik açısıl sapması γ (b) Bilezik çökme miktarı δ_y	62
Şekil 4.3	Farklı $R_{reII}/R_{reI}, R_{fII}/R_{fI}$ oranları ve iç bilezik açısıl sapmaları γ için SMR'nin yorulma ömrü L_{10} sonuçları (a) $F_r = 0.3C$, (b) $F_r = 0.1C$. .	65

Şekil 4.4	$F_r = 0.3C$ ve $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında tüm makaralardaki flanş kuvvetleri, (a)-(b) iç bilezik sol ve sağ taraftaki flanş kuvvetleri (c)-(d) dış bilezik sol ve sağ taraftaki flanş kuvvetleri, (e) 1 numaralı makaradaki flanş kuvvetlerinin gösterimi.	66
Şekil 4.5	R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} oranlarının değişimine karşın, (a) iç bilezik flanş temas sabiti (katılığı) c_f 'in değişimi, (b) $F_r = 0.3C$ ve $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında maksimum yüklü makaranın yalpa açısının ψ değişimi	67
Şekil 4.6	Farklı radyal yükler F_r ve $\lambda = 4'$ lık bilezik açısal sapması altında, konik flanş $R_{fII}/R_{fI}=100$ ihtiva eden SMR'de 1 numaralı makara (maksimum yüklü makara) ile iç bilezik sağ flanş arasında oluşan temas basıncının makara ucu eğrilik yarıçapı oranına (R_{reII}/R_{reI}) göre değişimi.	67
Şekil 4.7	Farklı radyal yükler F_r ve $\lambda = 4'$ lık bilezik açısal sapması altında, konik flanş $R_{fII}/R_{fI}=100$ ihtiva eden SMR'de 9 numaralı makara ile iç bilezik sol flanş arasında oluşan temas basıncının makara ucu eğrilik yarıçapı oranına (R_{reII}/R_{reI}) göre değişimi.	68
Şekil 4.8	Makara ucu ve flanş arasında oluşan eliptik temas alanı şekilleri . . .	69
Şekil A.1	$u_r = 1, u_x = -1, v_r = 0.5, v_x = -0.5, \theta = 1, \psi = -0.5$ hareketleri için CAD çizimi ve ölçülen değerler	84

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1	NUP 213 tip SMR'nin geometrik ölçüleri ve dinamik yük derecesi [25]	45
Tablo 4.1	NUP 213 tip SMR'nin geometrik parametreleri ve dinamik yük derecesi "C" [25, 75]	63
Tablo A.1	Toroidal makara ucu ($R_{reII}/R_{reI}=0.01$) ve toroidal flanş ($R_{fII}/R_{fI} = 0.01$) için, $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi altında makara ve iç bileziğin hareketinden kaynaklanan makara ucu-flanş deformasyonu (δ), μ açısı ve ζ mesafesi	83
Tablo A.2	Toroidal makara ucu ($R_{reII}/R_{reI}=0.01$) ve toroidal flanş ($R_{fII}/R_{fI} = 0.01$) için, $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi altında makara ve iç bileziğin hareketinden kaynaklanan makara ucu-flanş deformasyonu (δ), μ açısı ve ζ mesafesi	83

Silindirik Makaralı Rulmanlarda Makara Ucu-Flanş Geometrisinin Rulman Yorulma Ömrüne Etkisi

Ramazan BAYRAK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI

Bu tez çalışmasında; farklı radyal/eksenel yük ve iç bilezik açısıl sapması gibi yükleme faktörlerini de göz önünde bulundurarak, makara ucu-flanş konstrüksiyonunun rulman ömrüne olan etkileri araştırılmıştır. Bu kapsamda, rulman ömrünü etkileyen başlıca geometrik ve yükleme faktörlerinin girdi olduğu bir silindirik makaralı rulman modeli MATLAB programında oluşturulmuştur. Oluşturulan model sayesinde; başlıca geometrik ve yükleme faktörlerinin rulman ömrüne olan etkileri hesaplanabilmektedir. Rulman iç yük dağılımı hesabında dilimleme tekniği kullanılırken, makara ve yuvarlanma yolları arasındaki temas basınçları ve yüzeyaltı gerilmeleri elastik yarım uzay varsayımıyla hesaplanmıştır.

Oluşturulan rulman nümerik modelinden elde edilen rulman iç yük dağılım sonuçları, literatürden alınan sayısal ve deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Tez çalışmasının ana konusu olan makara ucu-flanş geometrisinin rulman ömrüne etkilerinin araştırılması kapsamında, küresel makara ucu ve konik flanş içeren bir silindirik makaralı rulmanda, flanş açısının rulman ömrüne olan etkileri çeşitli dış yüklemeler altında araştırılmıştır.

Küresel makara ucu ve konik flanş haricinde; toroidal-toroidal, toroidal-konik, küresel-toroidal gibi makara ucu-flanş çifti için literatürde mevcut olmayan, flanş deformasyonunun yeni matematiksel ifadeleri türetilmiştir. Makara ucu ve flanşın her iki düzlemdeki eğrilik yarıçapları oranlarının değişiminin rulman ömrüne olan etkileri araştırılmıştır. Bunun yanında, eğrilik yarıçapları oranlarındaki değişime karşın makara ucu-flanş temas basıncındaki değişimler de incelenmiştir.

Küresel makara ucu ve konik flanş için; radyal ve eksenel yük altında, flanş açısı belirli bir değere kadar arttıkça rulman ömrünün düştüğü ve ardından ömür üzerindeki düşürücü etkisinin azaldığı görülmüştür. Radyal yük ve iç bileziğin açısal sapma hareketi altında, düşük iç bilezik açısal sapmalarında flanş açısı arttıkça rulman ömrü artarken, yüksek açısal sapmalarda flanş açısının belirli bir değerine kadar rulman ömrünün düştüğü ve sonra ömürün arttığı gözlemlenmiştir.

Toroidal makara ucu ve toroidal flanş için; makara ucu ve flanş toroidal geometriye geçerken rulman ömrünün arttığı görülmüştür. Bunun yanında, konik flanş içeren bir silindirik makaralı rulmanda makara ucu küresel geometriden toroidal geometriye geçerken makara ucu-flanş temas basınçlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Silindirik makaralı rulman, yorulma ömrü, makara ucu-flanş geometrisi, flanş açısı, temas basıncı ve yüzeyaltı gerilmeleri

ABSTRACT

The Effect Of Roller End-Flange Geometry On The Bearing Fatigue Life In Cylindrical Roller Bearings

Ramazan BAYRAK

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ahmet SAĞIRLI

In this thesis study; the effects of roller end-flange construction on bearing life are investigated, taking into account loading factors such as different radial/axial loads and inner ring angular misalignment. In this context, a mathematical model of the cylindrical roller bearing is created in the MATLAB software, in which the main geometric and loading factors affecting the bearing life are input. By means of the mathematical model; the effects of the main geometric and loading factors on the bearing life can be calculated. While the slicing technique is used in the bearing internal load distribution calculation, the contact pressures and subsurface stresses between the roller and raceways are calculated with the assumption of elastic half space.

Bearing internal load distribution results obtained from the bearing numerical model are verified with numerical and experimental results from the literature. Within the scope of investigating the effects of roller end-flange geometry on bearing life, which is the main subject of the thesis study, the effects of flange angle on bearing life for a cylindrical roller bearing with spherical roller end and conical flange are investigated under various external loads.

Except for the spherical roller end and the conical flange; for roller end-flange pairs such as toroidal-toroidal, toroidal-conical, and spherical-toroidal, novel mathematical expressions of the flange deformation which is not available in the literature are derived. The effect of the variation of the ratios of curvature radii of the roller end and flange in both principal planes on the bearing life is investigated. Besides, the

changes in the contact pressure between the roller end and flange versus the changes in ratios of curvature radii are investigated.

For spherical roller end and conical flange; it has been observed that under radial and axial loads, as the flange angle increases up to a certain value, the bearing life decreases and then the reducing effect on the life decreases. Under radial load and angular misalignment of the inner ring, it has been observed that the bearing life increases as the flange angle increases for small inner ring angular misalignments. However, for high angular misalignments, the bearing life decreases up to a certain value of the flange angle and then increases.

For toroidal roller end and toroidal flange; it is observed that the bearing life increases when the roller end and flange change to toroidal geometry. In addition, it has been observed that the roller end-flange contact pressures increase as the roller end changes from spherical geometry to toroidal geometry in a cylindrical roller bearing with a conical flange.

Keywords: Cylindrical roller bearing, fatigue life, roller end-flange geometry, flange angle, contact pressure and subsurface stresses

1.1 Literatür Özeti

Rulmanlar, dönel makine elemanlarının yataklanmasını sağlamakta ve genellikle makinelerin en zayıf halkaları oldukları için tüm sistemin kalan ömrünü saptamada belirleyici bir rol oynamaktadırlar. Yorulma ömrü, yuvarlanma elemanları ve bilezikler tekrarlı yüklemelere maruz kaldıkları için rulman tasarımlarında önemli bir parametre olarak kabul edilmektedir. Bu nedenle kapsamlı bir yorulma ömrü analizi yapılırken, rulman ömrünü etkileyen tüm olası faktörlerin doğru bir ömür tayini açısından göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Makaralı rulman ailesinden olan Silindirik Makaralı Rulmanlar (SMR) yüksek radyal yükleri taşıma kapasitesine sahip olmakla beraber, yuvarlanma elemanlarında ve yuvarlanma yollarında gerekli konstrüktif önlemler alınmazsa, yüksek radyal yüklerde makara uçlarında gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Literatürde kenar yüklemesi (Ing. edge loading [1]) olarak bilinen bu hadise, analitik hesaplarla öngörülemeyen yorulma hasarlarına neden olmaktadır.

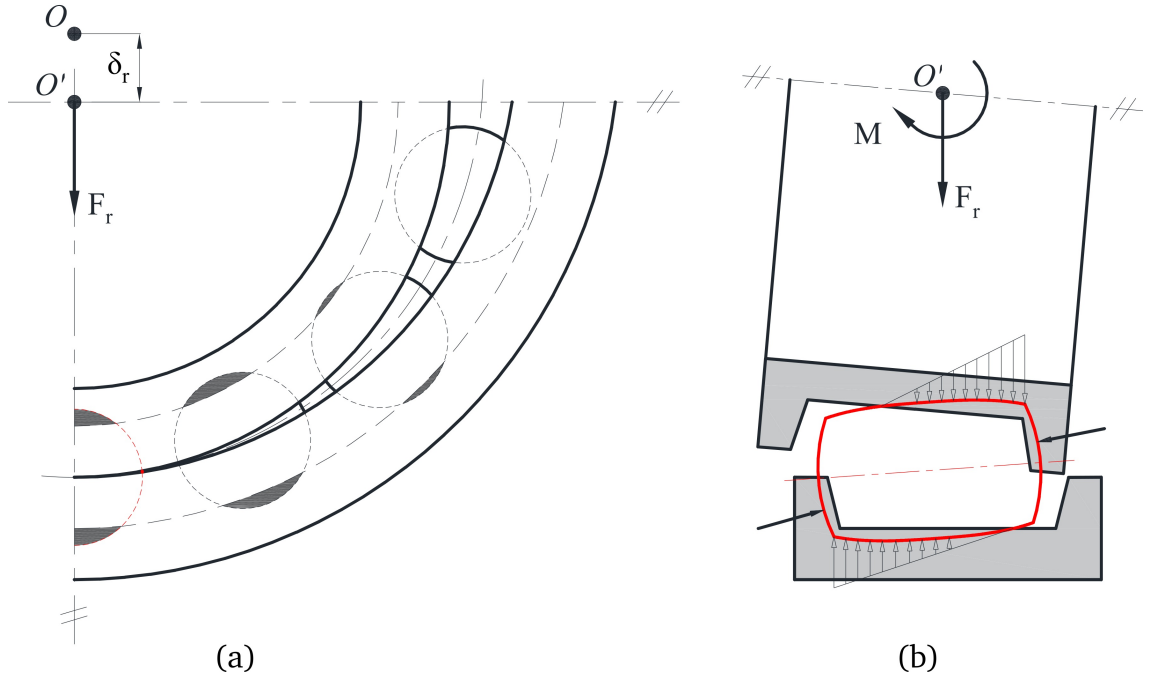
Radyal yüklemenin yanında bir dereceye kadar eksenel yük de taşıyabilen Silindirik Makaralı Rulmanlarda (SMR), eksenel yükten dolayı makara ucu ile kılavuz flanşlar temas etmektedir. Bu temas kuvvetlerinin yarattığı moment de makaranın yalpa¹ (Ing. tilt [1]) hareketine sebep olmakta ve kenar yüklemesini artırabilmektedir. Radyal veya eksenel yükün eksenden kaçık gelmesi durumunda bileziklere moment yükü de gelebilmekte ve bu sebeple de bilezikler açısız sapma hareketi yapabilmektedir. İki ucundan yataklı bir mile gelen radyal yükün yataklara moment yükü olarak dağılması ve bileziklere açısız sapma hareketi yaptırması, bu duruma örnek olarak verilebilir.

Silindirik Makaralı Rulmanlar (SMR) bileziklerin açısız sapmasına karşı bilyalı rulmanlara nazaran daha hassastırlar. Bileziklerin açısız sapması, makaranın yalpa hareketi yapmasına neden olarak kenar yüklemesi hadisesini arttırdığı için, rulman

¹Makaranın yuvarlanma yolu üzerindeki hareket yönüne dik olan düzlemdeki açısız sapma hareketidir ve literatürde "tilt" olarak adlandırılır [1]

ömründe ve dolayısıyla tüm sistemin ömründe azalmaya sebep olmaktadır. Makaranın yalpa hareketine sebep olan her etken kenar yüklemesini artırarak rulman ömrünü ciddi derecede düşürmektedir. İç bileziğin açısall sapması ve makaranın yalpa hareketi Şekil 1.1’de görülebilir

Yukarıda bahsedilen yükleme çeşitleri SMR’nin ömrünü etkileyen yükleme faktörleridir. Bunların yanında, makara profili, rulman radyal iç boşluğu ve makara-kılavuz flanş konstrüksiyonu rulman ömrünü etkileyen başlıca geometrik faktörler olarak gösterilebilir. Makara profili (taçlandırma), makara-yuvarlanma yolu (bilezik) arasındaki temas basıncını dolayısıyla rulman ömrünü etkileyen önemli bir geometrik parametredir. Profil taçlandırması yetersiz olduğunda makara-yuvarlanma yolu temas basınçları aşırı artarak gerilme yığılması olarak bilinen hadiseye sebep olmaktadır. Taçlandırmanın önemi, yüksek radyal yüklerde veya moment yükünün olduğu durumlarda (bileziğin açısall sapma hareketi yaptığı durumlarda) daha belirgin görülmektedir. Diğer geometrik faktör olan rulman radyal iç boşluğunun artması veya azalması rulman iç yük dağılımını büyük oranda değiştirerek rulman ömrünü etkilemektedir. Bir diğer geometrik etken olan makara ucu-kılavuz flanş konstrüksiyonu literatürde çoğunlukla yağlama, yağ filmi oluşumu gibi tribolojik performansa etkisi ve eksenel yük taşıma kapasitesine etkisi açısından değerlendirilmiştir. Bunun yanında makara ucu-kılavuz flanş tasarımındaki değişiklikler rulman iç yük dağılımına da etki ederek rulman ömrünü değiştirebilmektedir, ki bu konu bu tezin ana çerçevesini oluşturmaktadır.



Şekil 1.1 (a) Radyal yük altında rulman iç yük dağılımı, (b) Radyal ve moment yükleri altında bilezik açısall sapması ve makara yalpası

Rulman bileziklerine gelen dış yükler, makaraların bir kısmı tarafından karşılanmakta (yük alanı) ve farklı oranlarda dağılmaktadırlar (Şekil 1.1). Rulman iç yük dağılımı, ömür hesaplarında ilk ve en önemli adımdır. Bu aşamada, rulman bileziklerine gelen çeşitli dış yükler için, yük taşıyan her bir makaranın üzerindeki kuvvetler hesaplanır. Makaralı rulmanlarda iç yük dağılımını elde etmek için sıklıkla kullanılan ve literatürde "dilimleme metodu" olarak bilinen yöntem ilk olarak Harris [1, 2] tarafından öne sürülmüştür. Literatürde rulman iç yük dağılımının hesabı için, temas çizgisinin dilimlere bölünerek ele alındığı bu yöntemin temel alındığı farklı yaklaşımlar da mevcuttur [3–6]. Liu [3] silindirik makaralı rulmanlarda iç yük dağılımını [2]'deki yönteme benzer bir yöntemle elde etmiştir ve yüksek hızlarda etkili olabilecek merkezkaç kuvvetlerini de denklemlere dahil etmiştir. Andreason [4] ve Liu [5] konik makaralı rulmanlarda iç içe geçmeleri (deformasyonları) pozisyon vektörlerinden yararlanarak hesaplamışlardır. de Mul vd. [6], daha önce bilyalı rulmanlar için geliştirdikleri yaklaşımı [7] bu çalışmalarında makaralı rulmanlar için uygulamışlardır. de Mul vd. [6] transformasyon matrisleri kullanarak genel ve lokal koordinat sistemleri arasında geçiş yapmış ve bu şekilde deformasyonları hesaplamışlardır. Yazarlar bu makalelerinde denge denklemlerinin analitik türevlerini alarak jakobiye matrislerini oluşturmuşlardır. Analitik türevler sayesinde, lineer olmayan cebirsel denge denklemlerinin iteratif çözümü daha pratik hale gelmiştir. Literatürde, dilimleme metodundan farklı olarak nispeten daha komplike bir yöntem olan elastik yarım-uzay yöntemi de rulman iç yük dağılımını elde etmek için kullanılmıştır [8, 9]. Bunların yanında, her bir makara ile yuvarlanma yolu arasındaki lineer olmayan temas formülasyonundan dolayı zaman alıcı bir yöntem olan Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile de rulman yük dağılımı elde edilebilmektedir. Yük dağılımını üç boyutlu sonlu elemanlar modeli kullanarak elde eden çalışmaların [10, 11] yanında, iki boyutlu sonlu elemanlar modeli kullanan çalışmalara literatürde daha sıklıkla rastlanmaktadır [12–16]. Guo ve Parker [10] radyal yükleme altında rulman katılığını (stiffness) üç boyutlu SEM modeli geliştirerek analiz etmişlerdir. Li [11] SEM yazılımı geliştirerek makara/bilya-yuvarlanma yolu arasındaki temas basıncını radyal rulman yükü altında incelemiştir. Makaralı rulmanlardaki yük dağılımının iki boyutlu SEM ile elde edildiği çalışmalar [12–16], üç boyutlu SEM'e göre nispeten daha az zaman alıcı bir süreç olmakla beraber, eksenel ve moment yükü altındaki rulman yük dağılımını hesaplayamamaktadırlar.

Daha önce de belirtildiği üzere, makaralı rulmanların ömür hesaplarında ilk ve en önemli adım rulman iç yük dağılımının (yani her bir makaraya gelen kuvvetlerin) elde edilmesidir. Bununla beraber, makara-bilezik arasındaki temas basıncında oluşabilecek muhtemel kenar yüklemeleri (tepe basınçları) de hesaplara dahil edilmelidir [17]. Makaralı rulman ömrü, makara-yuvarlanma yolu temas

basıncının (gerilmesinin) sekizinci veya onuncu kuvveti ile ters orantılı olduğundan [18, 19], temasta oluşabilecek olası tepe basınçları rulman ömrünü büyük ölçüde etkileyebilmektedir. Bu sebeple, iç yük dağılımının eldesinden sonraki ikinci adım her bir makara ile yuvarlanma yolları (iç/dış bilezikler) arasındaki temas basınçlarının hesaplanmasıdır. Dilimleme tekniği, makara-bilezik arasındaki temas kuvvetlerini doğru bir şekilde hesaplamak için basit ve zaman kazandırıcı bir yöntem olmasına rağmen, makara-bilezik arasında oluşabilecek muhtemel tepe basınçlarını hesaplamada yeterli değildir [6]. Aşırı radyal yük, bileziğin açısall sapma hareketi veya yetersiz makara profili, tepe basınçlarına neden olabilecek sebepler arasında gösterilebilir. Makara-yuvarlanma yolu temasında oluşan basınç dağılımını hesaplamak için genellikle elastik Yarım-Uzay (YU) metodu veya Sonlu Elemanlar (SE) metodu kullanılmaktadır. Asıl amacın tek bir makara ile yuvarlanma yolları arasındaki temas durumunu araştırmak olduğu durumlarda, literatürde tam rulman modeli yerine rulmanın sadece ilgili bölümünün üç boyutlu sonlu eleman (SE) modeli kullanılmıştır [20–25].

Xia vd. [20] radyal yük altındaki kısmi profil (partially crowned) bir makarada, makara düzlük kısmının uzunluğunun temas basıncına etkisini SE metodu kullanarak incelemişlerdir. Ju vd. [21] farklı yüklemeler (radyal ve moment) altındaki bir makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temas basıncını farklı makara profilleri kullanarak SE yöntemi yardımıyla analiz etmişlerdir. Göncz vd. [22] farklı yüklemeler ve makara profilinin yanında farklı yüzey sertleştirme miktarlarını da göz önünde bulundurarak makara-yuvarlanma yolu temas basıncını ve yüzey altı gerilmelerini, makara-yuvarlanma yolunun SE modelini oluşturarak hesaplamışlardır. Xia vd. [23] tek bir makara ile yuvarlanma yolu arasındaki açısall sapmanın (roller tilt) temas basıncına etkisini SE metodu ile analiz etmişlerdir. Ye vd. [24] bileziğin açısall sapmasından (ring misalignment) dolayı oluşan makara açısall sapmasının (roller tilt) temas basınçlarına etkisini makara-bilezik temasının SE modelini oluşturarak incelemişlerdir. Chudzik ve Warda [25] bileziğe uygulanan eksenel yükün sebep olduğu makara açısall sapmasının yüzeyaltı gerilmelerine etkisini SE yöntemi kullanarak hesaplamışlardır.

Makara-yuvarlanma yolu temasının SE modeli doğrusal olmayan temas türü olduğundan, doğru ve sürekli temas basıncı dağılımı elde etmek için ince ağ yapısı kullanılması ve temasta iç içe girmelerin (penetration) önlenmesi adına temas sertliği değerinin yeterli seviyede tutulması gerekmektedir. Bu sebeplerden dolayı makara-yuvarlanma yolu (bilezik) SE modelinin çözümü zaman alıcı bir süreçtir ve yüksek bilgisayar kapasiteleri gerektirmektedir. Bu nedenle, nispeten daha az zaman alıcı bir süreç olan elastik yarım-uzay (YU) metodu makara-yuvarlanma yolu temas basınç dağılımını elde etmede kullanılabilir [26–30]. Elastik YU metodu,

temas alanının dikdörtgensel veya üçgensel elemanlarla ayrıklaştırılması ve bir eleman üzerindeki basıncın diğer elemanlar üzerinde oluşturduğu deformasyonunun hesaplanması temeline dayanır.

Hartnett [26] makara-yuvarlanma yolu temasını elastik yarım-uzay (YU) olarak modelleyerek radyal yük ve makara yalpası (roller tilt) olduğu durumlar için temas basıncını hesaplamıştır. Hartnett bu çalışmasında sürtünmeyi ihmal ederek kullandığı elastik YU metodunu detaylı bir şekilde açıklamıştır. Hartnett çalışmasındaki kullandığı makaralar kısmi profillendirilmiştir (partially crowned). Ahmadi vd. [27], [26]'deki çalışmadan farklı olarak elastik yarım-uzay üzerindeki bir makara temasını sürtünmeyi de dahil ederek modellemişlerdir. Radyal yük altındaki makara ile yarım-uzay arasındaki temas basınç alanını deneysel temas alanı ile karşılaştırmış ve makaranın yalpa hareketi yapması durumunda da temas basıncı sonuçlarını sunmuşlardır. de Mul vd. [28] sürtünmeyi ihmal ederek, rastgele eğri profile sahip iki cismin temasını elastik yarım-uzay olarak modellemişlerdir. Elde ettikleri temas basıncı sonuçlarını sonlu elemanlar modeli sonuçları ile doğrulamışlardır. Kalker [29] sürtünmeli yarım-uzay temas modelinde temas deformasyonu ifadesini ve temas basıncının eldesi için gerekli algoritmayı ayrıntılı bir şekilde açıklamıştır. Natsumeda [30] makara-yuvarlanma yolu temas yarım-uzay varsayımıyla modellemiş ve temas probleminin çözümü için çoklu-seviye çoklu-integrasyon (multi-level multi-integration) yöntemini kullanarak çözüm süresini kısaltmıştır.

Yukarıda bahsedilen yöntemler kullanılarak rulman iç yük dağılımı ve temas basınçları elde edildikten sonra rulman ömrü hesabına geçilebilir. Daha önce de bahsedildiği gibi rulman ömrünü etkileyen önemli yükleme faktörleri arasında makaranın yalpa hareketi yer almaktadır. Flanşlı silindirik makaralı rulmanda (NUP, NJ vb.) bileziğe gelen eksenel yükten dolayı veya bilezik açısız sapmasından dolayı (ring misalignment), makara yalpa hareketi yaparak (roller tilt) makara-yuvarlanma yolu temas basınçlarını artırmakta ve rulman ömrünü düşürmektedir (bkz. Şekil 1.1).

Literatürde, bilezik açısız sapmasının rulman ömrüne etkisini dilimleme metodu kullanarak inceleyen çalışmalar mevcuttur [2–5]. Fakat daha önce de bahsedildiği gibi, dilimleme metodu temasta oluşabilecek tepe basınçlarını hesaplamada yeterli değildir. Kabus vd. [8, 9] bilezik açısız sapmasının ve eksenel dış yükün rulman ömrüne etkisini ISO [17] ömür formülasyonunu kullanarak hesaplamışlardır. Kabus vd. [8, 9] rulman iç yük dağılımını ve temas basınçlarını elastik yarım-uzay yöntemini kullanarak hesaplamışlar ve temas basınçlarını kullanarak ISO [17] ömür formülasyonuna göre rulman ömrünü hesaplamışlardır. Yazarlar [8]'de silindirik makaralı rulmanları çalışma konusu edinirken, [9]'da bilezik katılığını da dikkate alarak konik makaralı rulmanlara odaklanmışlardır.

Makaralı rulmanlarda, makaralar arasındaki yük dağılımı hesaplanırken nispeten daha basit ve pratik olan dilimleme metodundan faydalanarak temas kuvvetlerini elde etmek ve akabinde her bir makara-yuvarlanma yolu arasındaki temas basınçlarını elastik yarım-uzay yöntemi ile hesaplamak daha avantajlıdır [6]. Tong vd. [31], Tong ve Hong [32] ve Warda ve Chudzik [33] çalışmalarında bilezik açılal sapmasından ve eksenel yükten dolayı oluşan makara yalpa hareketinin rulman ömrüne etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmalarda, yukarıdaki çalışmalardan [8, 9] farklı olarak, rulman yük dağılımı hesaplanırken yarım-uzay metoduna göre daha pratik olan dilimleme metodu kullanılmış ve ardından temas basınçları hesaplanırken yarım-uzay metodu uygulanmıştır. Tong vd. [31] NU tip silindirik makaralı rulmanda farklı iç bilezik açılal sapma açılarının rulman ömründeki düşüşe etkisini ISO [17] ömür formülasyonu kullanarak analiz etmişlerdir. Tong ve Hong [32] konik makaralı rulmanda eksenel yükün ve iç bilezik açılal sapmasının rulman ömrüne etkisini ISO [17] ömür formülünü kullanarak incelemişlerdir. Warda ve Chudzik [33] bilezik açılal sapmasının silindirik makaralı rulman ömrüne etkisini Lundberg-Palmgren (L-P) yorulma ömrü teorisini [18, 34] temel alan ömür formülasyonlarını kullanarak incelemişlerdir. Yazarlar ömür hesabı için temas basıncının yanında yüzey altı von Mises gerilmelerini de hesaplamışlardır. Yarım-uzay yöntemi ile hesapladıkları temas basınçlarını ve yüzey altı von Mises gerilmelerini sonlu elemanlar yönteminden elde ettikleri sonuçlar ile karşılaştırmışlardır.

Yukarıdaki çalışmalar [2–5, 8, 9, 31–33], temelde bilezik açılal sapmasından dolayı veya rulman eksenel yükünden dolayı oluşan makara yalpa hareketinin rulman ömrüne etkisini konu edinmişlerdir. Rulman ömrüne etki eden bu yükleme faktörleri dışında, makara profili, rulman iç boşluğu ve makara ucu-flanş konstrüksiyonu gibi geometrik faktörlerin de rulman performansı üzerinde etkileri vardır.

Birçok araştırmacı, makara-yuvarlanma yolunda oluşan kenar yüklemelerini (tepe basınçlarını) ortadan kaldırmak ve yorulma ömrünü iyileştirmek amacıyla makara profilinin optimizasyonuna odaklanmıştır [35–42]. Lundberg [35] silindirik ve konik makaranın yarım uzayla temasında düzgün dağılımlı bir temas basıncı verecek şekilde uygun makara profili fonksiyonunu türetmiştir. Johns ve Gohar [36], düzgün bir temas basıncı dağılımı için makara profilinin özellikle yalpa yapmış makara durumunda kritik öneme sahip olduğunu vurgulamışlardır. Yazarlar, Lundberg [35] profilini modifiye ederek yeni bir makara profili türetmişlerdir. Fujiwara ve Kawase [37], Johns-Gohar [36] logaritmik profilini geliştirerek makara ortasında düzlüğe izin veren bir logaritmik profil türetmişlerdir. Geliştirdikleri profil fonksiyonunda farklı parametreler deneyerek temas basınçları açısından Johns-Gohar profili ile karşılaştırmış ve avantajlarını vurgulamışlardır. Krzemiński-Freda ve Warda [38], logaritmik Lundberg [35] profilini modifiye ederek yeni bir logaritmik profil

geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri fonksiyondaki parametreleri değiştirerek optimum parametre değerlerini elde etmişlerdir. Karşılaştırmalarını, temastaki yüzey altı von Mises gerilmelerine bağlı bir parametre olan temas kapasitesini referans alarak gerçekleştirmişlerdir. Duchemin vd. [39] değişken sıkıştırma oranlı (variable compression ratio) içten yanmalı motorlarda mevcut olan makara-makara temasları için süper eliptik profili makara profili olarak kullanmışlardır. Profilin derecesini değiştirerek temas basınçlarındaki değişimi incelemişlerdir. Cui ve He [40], Johns-Gohar [36] profil fonksiyonuna katsayılar ekleyerek modifiye etmişlerdir. Çeşitli yükleme sınır şartlarında oluşan temas basınçları göz önünde bulundurularak, fonksiyona ekledikleri katsayıları genetik algoritma kullanarak optimize etmişlerdir. Tudose ve Tudose [41] kısmi profilli bir makaranın profilini logaritmik profile yakınsayacak şekilde düzenleyerek silindirik makaralı rulmanlar için yeni bir makara profili yaklaşımı sunmuşlardır. Optimum kısmi profil tayini için, minimum temas basıncı ve yüzey altı gerilmesi göz önünde bulundurularak evrimsel algoritma yöntemi ile optimizasyon işlemi yapmışlardır. Sugiura vd. [42] sabit bir yarıçap ile profil verilmiş (tam profilli veya tam taçlandırılmış) makaralar arasındaki yuvarlanma temasını deneysel olarak incelemişlerdir. Tam profilli makaralarda kenar yüklemesinin yuvarlanma teması ömrüne etkisini ayrıntılı bir şekilde incelemişlerdir. Yukarıdaki profil optimizasyonu temelli çalışmalar haricinde, bazı araştırmacılar çeşitli yorulma ömrü teorileri kullanılarak literatürde mevcut olan farklı makara profillerinin rulman ömrü üzerindeki etkisinin araştırıldığı çalışmalar yürütmüşlerdir [43–47]. Warda ve Chudzik [43], Lundberg ve Palmgren [18, 34] tarafından öne sürülen ömür yaklaşımını temel alarak geliştirdikleri yorulma ömrü formülasyonlarını kullanarak, farklı profilli makaraların silindirik makaralı rulman ömrüne etkisini radyal yükleme altında analiz etmişlerdir. Poplawski vd. [44] farklı makara profillerinin temas basıncına ve ömre etkisini sonlu elemanlar metodu ve kapalı form çözümü ile ve farklı ömür formülasyonları kullanarak incelemişlerdir. Kapalı form Hertz formülleri ile hesaplanamayan kenar yüklemeleri sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanabildiği için, makara profillerinin ömürlere etkisi yöntemine göre farklılık göstermiştir. Nagatani [45–47] farklı ömür teorileri ve makara profilleri varsayımıyla temas basınçlarını ve yorulma ömrünü incelemiştir.

Makara profilinin yanı sıra, rulman radyal iç boşluğu da rulman iç yük dağılımı üzerindeki doğrudan etkisinden dolayı rulman ömrünü etkileyen geometrik parametrelerden biridir. Bazı çalışmalar, rulman ömrü üzerindeki boşluk etkisini çalışmanın ana konusu edinirken [48–50], diğer bazı çalışmalar, rulman ömrü üzerindeki boşluk etkisini çalışmanın yalnızca küçük bir parçası olarak sunmuşlardır [31, 51]. Chudzik ve Warda [48] silindirik makaralı rulmanda radyal iç boşluğun makaralar arasındaki yük dağılımına ve rulman ömrüne etkisini farklı radyal yükler

altında incelemişlerdir. Yük dağılımını hesaplarken dilimleme metodunu, ömür hesabında ise [43]'teki hesaplama metodunu kullanmışlardır. Oswald vd. [49] sabit bilyalı ve silindirik makaralı rulmanlarda radyal iç boşluğun rulman yük dağılımına ve ömrüne etkisini klasik L-P ömür teorisini [18] kullanarak incelemişlerdir. Yu vd. [50] sıcaklık, sıkı geçme ve merkezkaç kuvvetlerinin rulman iç boşluğuna etkisini göz önünde bulundurarak, radyal boşluğun rulman ömrü ve güvenilirliği üzerindeki etkisini analiz etmişlerdir. Tong vd. [31] ve Mao vd. [51] çalışmalarına radyal iç boşluğun rulman ömrüne etkisini dahil etmişlerdir.

Makara ucu-kılavuz flanş çifti konstrüksiyonu, makaralı rulman performansını etkileyen diğer bir geometrik faktördür. Literatürde, rulman eksenel yük taşıma kapasitesini etkileyen parametreler olan film kalınlığı, sürtünme ve yağlama açısından makara ucu-flanş temasını inceleyen birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlardan bazıları, silindirik makaralı rulmanlarda eksenel yük taşıma kapasitesini artırmayı ve makara ucu-flanş çifti temasındaki gerilme yığılmasını engellemeyi amaçlayan optimum makara ucu-flanş çifti (küresel-konik, küresel-küresel, toroidal-konik, toroidal-küresel vb.) konstrüksiyonu öne süren patent çalışmalarıdır [52–54]. Purdy [52], demiryolu vagonlarında kullanılan konik makaralı rulmanlar yerine, eksenel yük taşıma kapasitesi artırılmış ve konik makaralı rulmanlara göre daha yüksek radyal yük taşıma kapasitesine sahip silindirik makaralı rulmanların kullanılabileceğini belirtmiştir. Silindirik makaralı rulmanlarda eksenel yük taşıma kapasitesini artırmak amacıyla küresel bir makara ucu ve aç verilmiş düz bir kılavuz flanş (konik flanş) tasarımını öne sürmüştür. Küresel makara ucu-konik flanş çifti konstrüksiyonu sayesinde rulmanın radyal yük taşıma kapasitesinin %40'ına kadar bir eksenel yükü taşıyabileceğini belirtmiştir. Ijuin ve Yamamoto [53] makara ucu-kılavuz flanş temasında oluşan eliptik temas alanının yerleşimini değiştirmek için ve makara ucunun flanşın köşelerine temas ederek oluşacak gerilme yığılmalarını engellemek için çeşitli makara ucu-flanş çifti tasarımları tavsiye etmişlerdir. Küresel makara ucu-konik flanş konstrüksiyonunda oluşan eliptik temas alanının uzun ekseni flanş yüksekliği doğrultusunda olduğundan makaranın flanşın keskin köşesine temas ederek gerilme yığılması oluşturması olasılığı mevcuttur. Bu sebeple Ijuin ve Yamamoto [53], küresel makara ucu-toroidal flanş, toroidal makara ucu-konik flanş, konik makara ucu-toroidal flanş, toroidal makara ucu-toroidal flanş gibi makara ucu-flanş konstrüksiyonlarını tavsiye etmiştir. Ai [54], makara ucu-kılavuz flanş Hertz temas modelinde oluşan eliptik temas alanının uzun ekseni yuvarlanma doğrultusunda olacak şekilde toroidal makara ucu ve toroidal kılavuz flanş tasarımı önermiştir. Ayrıca makara ucu-flanş teması için ideal olan eğrilik oranını (curvature ratio) iç bilezikteki dip kavis yüksekliğine ve yağlama şartlarına göre incelemiştir. İdeal temas eğrilik oranının, dip kavis yüksekliği arttıkça arttığını fakat yağlama

şartları iyileştikçe azaldığını vurgulamıştır. Bunlar haricinde, bazı çalışmalarda küresel makara ucu-konik flanş geometrisinin silindirik makaralı rulmanın (SMR) aksenal yük taşıma kapasitesine etkisi sunulmuştur [55–57]. Bazı makalelerde ise makara ucu-flanş konstrüksiyonunun konik makaralı rulmanların yağlama performansına etkisi çalışılmıştır [58–60]. Li ve Wen [61] ve Krzemiński-Freda ve Warda [62] makara ucu-flanş geometrisinin SMR'nin yağlama şartlarına etkisini farklı aksenal yükler altında incelemişlerdir. Li ve Wen [61] konik-konik ve küresel-konik olmak üzere iki tip makara ucu-flanş çifti tasarımını incelemişler ve flanş açısının SMR'nin aksenal yük taşıma kapasitesi üzerinde belirleyici bir rolü olduğunu belirtmişlerdir. Krzemiński-Freda ve Warda [62] küresel makara ucu ve konik flanş varsayımıyla flanş açısının makara ucu ve flanş arasındaki sürtünmeye ve yağ filmi oluşumuna etkisini farklı aksenal yükler altında çalışmışlardır. Yazarlar ayrıca flanş açısındaki değişime karşın makaranın yalpa hareketi (tilt) ve yatay düzlemdeki savrulma² hareketinin değişimini sunmuşlardır. Küçük flanş açılarında, flanş açısının değişiminden dolayı savrulma açısında oluşan değişimin rulman performansına etkisinin ihmal edilebilecek seviyelerde olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, yazarlar iki farklı flanş açısı değerinin ($\beta=0.48^\circ$ ve $\beta=0.96^\circ$) makara yalpasına etkisini incelemişler ve bu açılar için bu etkinin minimal olduğunu ifade etmişlerdir.

1.2 Tezin Amacı

Rulmanlarda iç/dış bilezik ve yuvarlanma elemanları tekrarlı yüklere maruz kaldığından yorulma ömrü tayini rulman tasarımında önemli bir yer tutmaktadır. Yukarıdaki literatür araştırması neticesinde silindirik makaralı rulmanlarda makara ucu-kılavuz flanş konstrüksiyonun rulmanın aksenal yük taşıma kapasitesine etkisini araştıran çalışmalar olduğu görülmüştür. Fakat makara ucu-flanş tasarımında diğer bir önemli parametre olan rulman ömrüne etkisini araştıran herhangi bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır ve literatürdeki bu eksiklik bu tez çalışmasının başlatılması noktasında teşvik edici olmuştur.

Krzemiński-Freda ve Warda [62], flanş açısının β makara yalpasına etkisini çalışmalarına dahil ettikleri için makara ucu-flanş geometrisinin rulman yük dağılımına etkisini kısmen ele almışlardır. Bununla beraber yazarların ana ilgi alanları makara ucu-flanş arasındaki yağ filminin oluşumu ve sürtünme olduğu için, çalışmalarında flanş açısının rulman ömrüne etkisini hesaplamamışlardır. Ayrıca yazarlar sadece düşük rulman radyal yükleri ve flanş açısının yalnızca iki değeri ($\beta=0.48^\circ$ ve $\beta=0.96^\circ$) için makara yalpası sonuçlarını sunmuşlardır. Bunun yanında,

²Makaranın yuvarlanma yolu üzerindeki hareket yönü ile paralel olan düzlemdeki açısal sapma hareketidir ve literatürde "skew" olarak adlandırılır [1]

Krzemiński-Freda ve Warda [62] makara ucu ve flanşın temas etmesinden dolayı oluşan makara yalpa hareketini yalnızca rulman radyal ve eksenel bileşke yükü etkisi altında incelemişlerdir.

Krzemiński-Freda ve Warda'dan [62] farklı olarak bu tezde odaklanılan noktalar aşağıda sıralanmıştır:

- Literatürden farklı olarak [62], iç bileziğe sadece radyal ve eksenel birleşik yükleme değil radyal ve moment birleşik yüklemesi de uygulanarak, flanş açısının makaraların yalpa hareketine etkisi yalnızca eksenel yüklemekten dolayı değil iç bileziğin açisal sapmasını da rulman dış yüküne dahil ederek incelenmesi amaçlanmıştır.
- [62]'nin aksine, bu tez çalışmasında silindirik makaralı rulmanların yorulma ömrünün tayini hedeflenmiştir ve rulman dinamik yükünün 1/10'dan 4/10'una kadar değişen bir radyal yük aralığında makara ucu-flanş tasarımının rulman ömrüne etkisi hesaplanarak daha geniş yük aralıklarında flanş açısının rulman ömrüne etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.
- [62]'de yalnızca iki farklı flanş açısının ($\beta=0.48^\circ$ ve $\beta=0.96^\circ$) makara yalpa açısına etkisi sunulurken, mevcut tez çalışmasında 0.1° 'den 1.1° 'ye kadar değişen flanş açısı değerleri için rulman ömründeki değişim hesaplanarak daha geniş flanş açısı aralığında sonuçlar sunulmuştur.

Flanş açısının rulman ömrüne etkisi dışında, bu tez çalışmasında farklı makara ucu-flanş konstrüksiyonlarının SMR'nin yorulma ömrüne etkisi incelenmesi amaçlanmıştır. Farklı birleşik yüklemeler altında (radyal-eksenel ve radyal-moment) ve çeşitli makara ucu-flanş geometrileri için (toroidal makara ucu konik flanş, toroidal makara ucu toroidal flanş, küresel makara ucu-toroidal flanş gibi) SMR'nin yorulma ömrü hesaplanmıştır. Literatürde küresel makara ucu ve konik flanş temas deformasyonu için çeşitli yaklaşımlar ve formüller mevcuttur [1, 4–6, 8, 62]. Fakat toroidal makara ucu-konik flanş, toroidal makara-ucu toroidal flanş, küresel makara ucu-toroidal flanş gibi makara ucu-flanş konstrüksiyonları için deformasyon formülleri literatürde mevcut değildir.

Mevcut tez çalışmasında toroidal makara ucu ve toroidal flanş teması için yeni bir deformasyon formülünün türetilmesi hedeflenmiştir. Bu yeni formül sayesinde toroidal makara ucu-konik flanş, küresel makara ucu-toroidal flanş ve küresel makara ucu-konik flanş çiftinin temas deformasyonları da hesaplanabilecektir. Bu çalışmanın konusu olan NUP tip SMR'de dört adet flanş mevcut olduğunda her bir flanş ve makara ucu teması için deformasyon formülü türetilenektir.

MATLAB yazılımı kullanılarak farklı girdilere karşın (farklı makara ucu-flanş geometrileri, farklı flanş açısı değerleri, rulman iç boşluğu, çeşitli makara profilleri, ve çeşitli dış yüklemeler) silindirik makaralı rulmanın ömrünü hesaplayabilen bir kod yazılması amaçlanmıştır. Bu kod ile elde edilen sayısal rulman yük dağılımı sonuçları literatürde mevcut olan deneysel ve sayısal sonuçlarla [6] doğrulandıktan sonra rulman yorulma ömrünün elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu kod sayesinde deneylere veya sonlu elemanlar analizlerine gerek duyulmadan farklı girdilere karşın SMR'nin yorulma analizi gerçekleştirilebilecektir. Bunun yanında yine farklı girdilere karşın makara ucu ve flanş arasında oluşan temas basınçları hesaplanabilecektir.

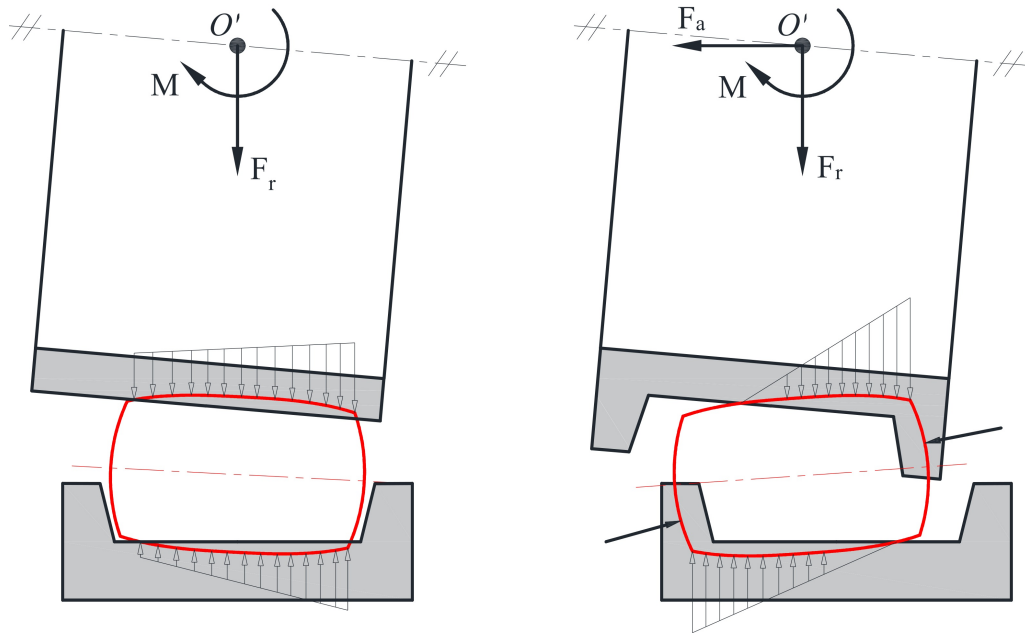
1.3 Hipotez

Rulman parçaları (iç/dış bilezik, yuvarlanma elemanları) hatasız imal edilse ve rulmanın montajı hatasız gerçekleştirilse bile, rulman belirli bir yük çevriminden sonra tekrarlı yüklemekten dolayı yorulma hasarına uğrayacaktır. Bunlara ek olarak, yağlamanın düzgün olmasından, rulmanın kir ve nemden korunduğu ve uygun işletme koşullarında çalıştırıldığı durumlardan bağımsız olarak, rulman yuvarlanma yorulmasından dolayı hasara uğrayacaktır [1]. Bu nedenle rulmanın ömrünü önceden tahmin edebilmek önem arz etmektedir. Yukarıda detaylı bir şekilde incelenen literatür araştırmasında silindirik makaralı rulmanlarda makara ucu-flanş konstrüksiyonunun rulman ömrüne etkisini inceleyen bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu tez çalışmasında MATLAB yazılımı kullanılarak yazılan kod sayesinde çeşitli makara ucu-flanş konstrüksiyonuna sahip SMR'lerin yorulma ömrü analizi yapılabilecektir. Flanş açısının ve çeşitli makara ucu-flanş geometrilerinin rulman ömrüne etkisi incelenebilecektir. Bunun yanında makara profili, rulman iç boşluğu, dış yükleme gibi rulman ömrünü etkileyen diğer parametrelerin etkisi de hesaba katılarak rulman ömrü hesaplanabilecektir. Makara ucu ve flanşın temas kuvvetlerinin baskın olduğu bir rulman iç yük dağılımında makara ucu-flanş konstrüksiyonunun rulman ömrüne etkisinin yüksek olacağı öngörülmektedir.

2 MATERYAL ve YÖNTEM

Silindirik Makaralı Rulmanlar (SMR) yüksek radyal yük taşıma kapasitesine sahip yuvarlanmalı yataklar sınıfındadırlar. Bu tip rulmanlarda makaranın yalpa hareketi yapmasına neden olan herhangi bir etken rulman ömrünü azaltmaktadır. Radyal veya eksenel yükün rulman ekseninden kaçık uygulanması, bilezikte moment etkisi yaratarak bileziğin açılma sapma hareketi (ring misalignment) yapmasına ve dolayısıyla makaranın yalpa hareketi (roller tilt) yapmasına sebep olacaktır. Bunun yanında, muhtemel montaj hataları da rulman işletme halindeyken bileziğin açılma sapma hareketi yapmasına neden olabilmektedir. Bu durum, makaralar ile bilezikler arasındaki temas basıncı dağılımında düzgünsüzlüğe sebep olacaktır (Şekil 2.1). Temas basınçlarındaki düzgünsüzlük de doğrudan rulman ömrünü düşürmektedir. Her iki ucundan yataklı helisel dişli çark sistemi, eksenel ve radyal yükün yataklara eksenel olarak gelerek iç bileziğe açılma sapma hareketi yaptırdığı bir örnek olarak verilebilir.



Şekil 2.1 NU ve NUP tip SMR'lerde makara yalpa hareketi ve makara-bilezik basınç dağılımı

Bazı tip SMR'ler aksel yük taşıyamazken (N ve NU tip gibi), bazılarının, her iki bilezikte de flanş ihtiva ettikleri için, bir dereceye kadar aksel yük taşıma kapasiteleri de vardır (NJ ve NUP tip gibi). Bilezik akselleriyle aynı doğrultuda gelen bir aksel yük de, bilezik açısal sapma hareketi yapmasa bile, makara-flanş temasından dolayı makaranın yalpa hareketi yapmasına sebep olmakta ve rulman ömrünü düşürmektedir. Herhangi bir sebeple bilezik açısal sapma hareketi yaptığında NU tip rulmanla NUP tip rulmanın makara yalpa hareketleri, NUP tip rulmandaki makara ucu-flanş etkileşiminden dolayı farklılık göstermektedir (Şekil 2.1). Bahsedildiği gibi hem aksel yük geldiğinde hem de bilezik açısal sapma hareketi yaptığında makara ucu ile flanş teması olması ve bu temasın makaraya yalpa hareketi yaptırarak rulman ömrünü düşürmesi, bu tezde makara ucu-flanş konstrüksiyonuna odaklanması konusunda motivasyon oluşturmuştur.

Daha önce de değinildiği gibi, geometrik (makara-flanş konstrüksiyonu, makara profili, rulman boşluğu vb.) ve yükleme (bilezik açısal sapması, aksel yükleme) faktörlerinin SMR'nin yorulma ömrüne etkilerinin araştırılması için ilk adım olarak bu faktörlerin rulman iç yük dağılımına, yani her bir makaraya gelen kuvvetlere, etkilerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu bağlamda, Bölüm 2.1'de rulman iç yük dağılımının hesabı anlatılacaktır. Bölüm 2.1.1'de dilimleme tekniği kullanılarak makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temas kuvvetleri elde edilecektir.

Bölüm 2.1.2 ve Bölüm 2.1.3'e ayrı bir parantez açmakta fayda vardır. Bölüm 2.1.2'de küresel makara ucu-konik flanş çiftine sahip bir SMR'de flanş deformasyonları, kuvvetleri ve flanş katılığının hesap yöntemleri anlatılacaktır. Bölüm 2.1.3'te ise toroidal-toroidal makara ucu-flanş geometrisinin yük dağılımına etkisinin hesabı için yeni formüller geliştirilmiştir. Toroidal-toroidal makara ucu-flanş tasarımı için flanş deformasyonu ifadesi literatürde mevcut olmadığından her bir flanş deformasyonu için yeni denklemler türetilmiştir.

Bölüm 2.1.4'te makara üzerine ve bilezik üzerine gelen kuvvetler statik denge denklemlerinde yerleri yazılıp, yük dağılımının eldesi için gerekli olan bu denklemlerin çözüm yönteminden bahsedilmiştir.

Bölüm 2.2'de makara-yuvarlanma yolu ve makara-flanş arasında oluşan temas basınçlarının hesap yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Bölüm 2.3'te makara ile yuvarlanma yolu temas yüzeyi altında oluşan gerilmelerin hesap yöntemine değinilmiştir.

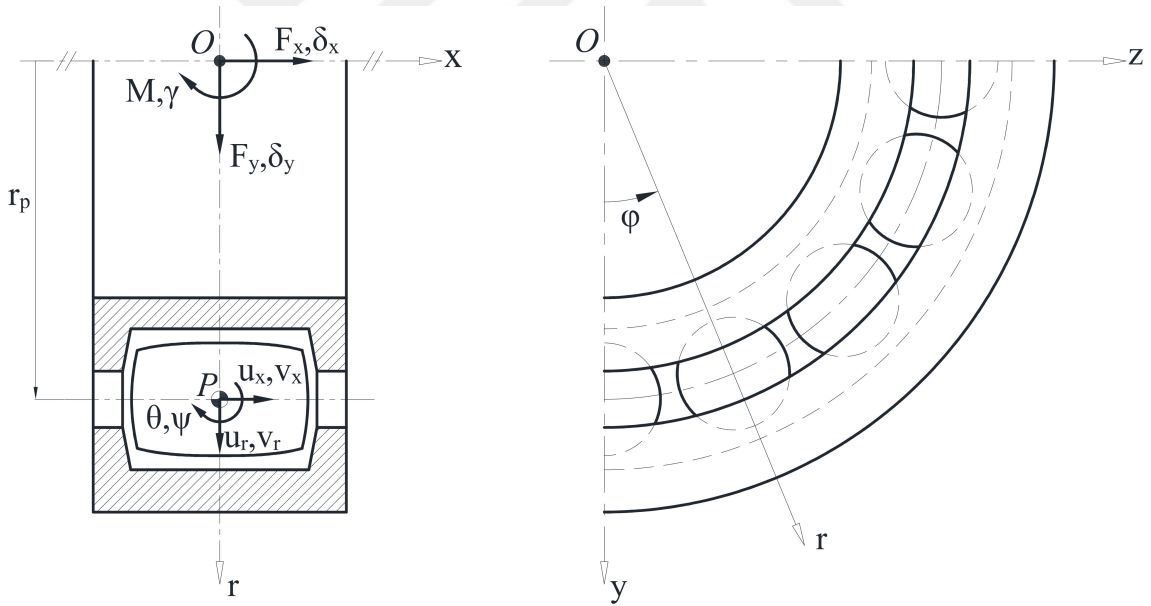
Bölüm 2.4'te her bir makara-yuvarlanma yolu temas basınçları (Bölüm 2.4.1) ve yüzeyaltı von-Mises gerilemeleri (Bölüm 2.4.2) kullanılarak elde edilen rulman

ömrünün hesabı anlatılmıştır.

2.1 Rulman İç Yük Dağılımı

Daha önce de belirtildiği rulmana gelen dış yüklerin yuvarlanma elemanları arasındaki dağılımının hesaplanması rulman ömür tahmini için kritik önem arz etmektedir. Bu tez çalışmasında rulman iç yük dağılımının hesaplanmasında, [7]'de bilyalı rulmanlar için, [6]'da ise makaralı rulmanlar için geliştirilen transformasyon matrislerinin kullanıldığı yöntem benimsenmiştir.

Şekil 2.2'de hareket ve kuvvet vektörleri ve transformasyon işlemleri uygulanarak aralarında geçiş yapılacağı global ve lokal koordinat sistemleri gösterilmiştir. Global eksen takımı iç bilezik simetri eksenindeki O noktası üzerindedir. Lokal eksen takımı ise, makara eksen çizgisi ile makara uzunluğunu ikiye bölerek yuvarlanma yolunu dik kesen çizginin kesiştiği nokta olan P noktası üzerindedir. Bu nokta [6]'da "iç bilezik kesit referans noktası" (Ing. inner ring cross-section reference point) olarak adlandırılmıştır.



Şekil 2.2 Rulman global (x, y, z) and lokal (r, φ, x) koordinat sistemleri

Şekil 2.2'de iç bilezikten uygulanan deplasman $\{\delta\}$ ve kuvvet $\{F\}$ vektörleri gösterilmiştir. Bu vektörlerin matematiksel gösterimi aşağıdaki gibidir:

$$\{\delta\}^T = \{\delta_y, \delta_x, \gamma\} \quad (2.1)$$

$$\{F\}^T = \{F_y, F_x, M\} \quad (2.2)$$

İç bilezik kesit referans noktası P üzerindeki hareket vektörleri $\{u\}$ ve $\{v\}$ ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\{u\}^T = \{u_r, u_x, \theta\} \quad (2.3)$$

$$\{v\}^T = \{v_r, v_x, \psi\} \quad (2.4)$$

Burada $\{v\}$ makara hareket vektörüdür. $\{u\}$ ise, iç bilezik hareket vektörü $\{\delta\}$ 'nın transformasyon matrisiyle çarpılarak kesit referans noktası P'ye indirgenmiş olan iç bilezik kesit hareket vektörüdür ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\{u\} = [R\Phi]\{\delta\} \quad (2.5)$$

Burada $[R\Phi]$ transformasyon matrisidir. Beş serbestlik dereceli rulman için transformasyon matrisi [7]'de verilmiştir. Bu tez çalışmasında üç serbestlik dereceli silindirik makaralı rulman çalışıldığı göz önünde bulundurularak, [7]'deki transformasyon matrisinde $[R\Phi]$ gerekli indirgemeler yapılmış ve aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$[R\Phi] = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -r_p \cos \varphi \\ 0 & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

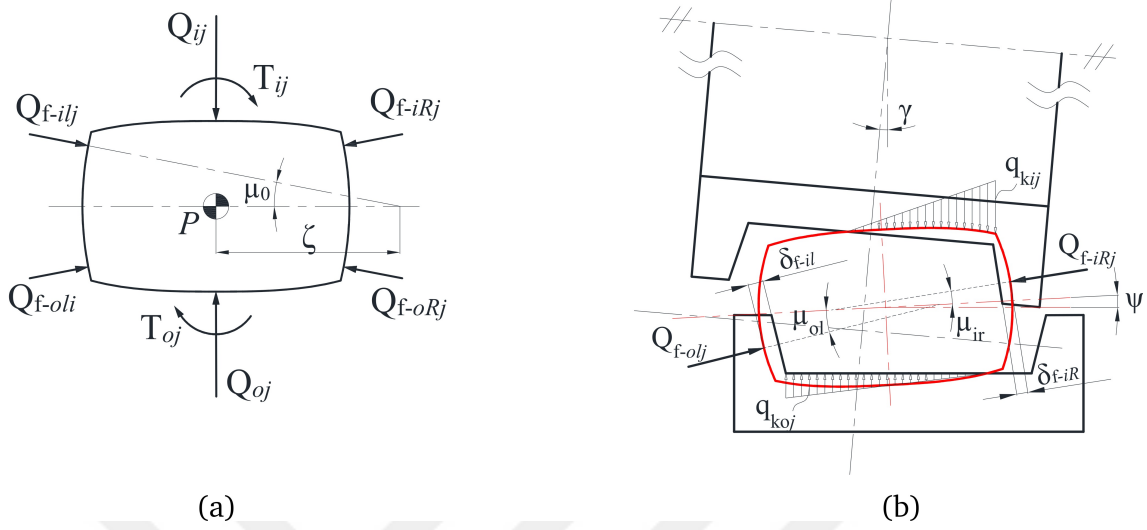
Burada φ makaranın açısız pozisyonu ve r_p rulman ortalama yarıçapıdır (Bkz. Şekil 2.2).

2.1.1 Makara-Yuvarlanma Yolu Temas Kuvvetleri

Daha önce de bahsedildiği üzere makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temas kuvvetleri hesaplanırken dilimleme metodu kullanılmıştır. Dilimleme metodunda makara-yuvarlanma yolu temas çizgisi belirli sayıda dilimlere ayrılır ve her bir dilimdeki deformasyon (iç içe geçme) " δ_k " ve kuvvet " q_k " hesaplanır. Son olarak, her bir dilim üzerindeki kuvvetler ve makara merkezine göre momentleri toplanarak makara merkezine etkiyen toplam temas kuvveti " Q " ve momenti " T " hesaplanır.

Şekil 2.3(a,b) sırasıyla j'ninci makara üzerindeki temas kuvvetlerini ve iç bilezik açısız sapmasıyla γ makaranın yalpa hareketini ψ göstermektedir. Şekil 2.3'te, i ve o alt indisleri iç ve dış bileziği sembolize ederken, l ve R alt indisleri sol ve sağ

flanşları temsil etmektedir. Alt indis j j'ninci makarayı, k alt indisi ise k'nıncı dilimi göstermektedir. Makara kuvvet ve moment dengesi doğrudan etkileyen μ_0 açısı ise flanş açısı β 'ya eşittir.



Şekil 2.3 Makara-yuvarlanma yolu ve makara-flanş temas kuvvetleri (a) j'ninci makara üzerindeki kuvvetler (b) İç bilezik açılmalı sapmasına karşın γ makara yalpa hareketi ψ

Dilimleme yöntemi, her bir dilim üzerindeki deformasyon ve yükün hesaplanarak temas yüklerine (kuvvetlerine) ulaşılması prensibine dayanmaktadır. Her dilim üzerindeki yük q_k birim uzunluğa düşen yük olarak da adlandırılmaktadır ve bu tez kapsamındaki birimi N/mm'dir. Birim uzunluğa düşen yük q_k aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir [4]:

$$q_k = c \delta_k^{1.11} \quad (2.7)$$

Burada δ_k k'nıncı dilim üzerindeki deformasyonu (iç içe geçmeyi) temsil etmektedir. Malzemeye ve efektif temas uzunluğuna bağlı olan c'nin ifadesi ise,

$$c = \frac{\pi E' l_e}{(7.358 l_e)^{1.11}} \quad E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (2.8)$$

şeklinde yazılmaktadır [4]. Burada E, l_e ve ν sırasıyla elastisite modülü, makara efektif temas uzunluğu ve Poisson oranıdır. Makara-yuvarlanma yolu temas deformasyonu iç ve dış bilezik (yuvarlanma yolu) için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir [6]:

$$\delta_{ki} = u_r - v_r + \alpha_i \times l_k - h_k - P_d/4 \quad (2.9)$$

$$\delta_{ko} = v_r + \alpha_o \times l_k - h_k - P_d/4 \quad (2.10)$$

Burada,

δ_{ki}, δ_{ko} : Makara-iç bilezik ve makara-dış bilezik temas çizgisinde k'nıncı dilimdeki deformasyon (iç içe geçme).

l_k : Her bir dilimin makara merkezi P'ye göre konumu.

P_d : Rulman radyal iç boşluğu.

h_k : k'nıncı dilimin olduğu konumda makara profilinin temas çizgisine olan düşey mesafesi, $h(x)$ olarak da gösterilebilir.

α_i, α_o : Makara-iç bilezik ve makara-dış bilezik yuvarlanma yolları arasında oluşan relatif açısal sapma açısı.

u_r, v_r : İç bilezik kesitinin ve makaranın lokal eksen takımına göre radyal yer değiştirmesi.

İç bileziğin açısal sapmasından ve makaranın yalpa hareketinden dolayı oluşan relatif açısal sapma açısı iç ve dış bilezikler için (α_i ve α_o) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\alpha_i = \theta - \psi \quad (2.11)$$

$$\alpha_o = \psi \quad (2.12)$$

Burada,

ψ : Makara yalpa açısı.

θ : İlgili makara konumundaki iç bilezik kesitinin açısal sapma açısıdır.

Bu çalışmada makara profili için, literatürde de kullanılan [25, 33, 38, 43, 48] logaritmik makara profili benimsemiştir. Kullanılan makara profili $h(x)$ ilgili referanslarda aşağıdaki gibi formülize edilmiştir:

$$h(x) = 1.44 \times 10^{-4} D \left(\frac{h_m}{h_L} \right) \ln \frac{1}{1 + e^{-g_K} - (2x/l_e)^{2\varepsilon_K}} \quad (2.13)$$

Yukarıdaki denklemde D ve x sırasıyla makara çapı ve her bir dilimin makara merkezinden olan eksenel mesafesidir. " g_K ", " h_m/h_L " ve " ε_K " ifadeleri ise,

$$g_K = 4.66 - \ln \frac{D}{l_e}, \quad \frac{h_m}{h_L} = 3, \quad \varepsilon_K = 3 \quad (2.14)$$

şeklinde yazılmaktadır. Daha öncede de belirtildiği gibi makara-yuvarlanma yolu temasındaki toplam kuvvet Q ve moment T , her bir dilimdeki kuvvetlerin q_k toplanması ve makara merkezine göre momentlerinin alınması ile elde edilmektedir. Toplam temas kuvveti Q ve momentinin T matematiksel ifadeleri aşağıdaki gibidir:

$$Q = \sum_{k=1}^{n_s} q_k \Delta l_k \quad (2.15)$$

$$T = \sum_{k=1}^{n_e} q_k l_k \Delta l_k \quad (2.16)$$

Burada,

q_k : Her bir dilim üzerindeki yük [N/mm].

Δl_k : Her bir dilimin genişliği [mm].

l_k : Her bir dilimin makara merkezine olan eksenel mesafesi [mm].

n_s : Toplam dilim sayısıdır.

2.1.2 Küresel Makara Ucu ve Konik Flanş İçin Flanş Kuvvetleri

Küresel makara ucu ile konik flanş teması Hertz noktasal teması olarak farz edilerek flanş kuvveti Q_f :

$$Q_f = c_f \delta_f^{3/2} \quad (2.17)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

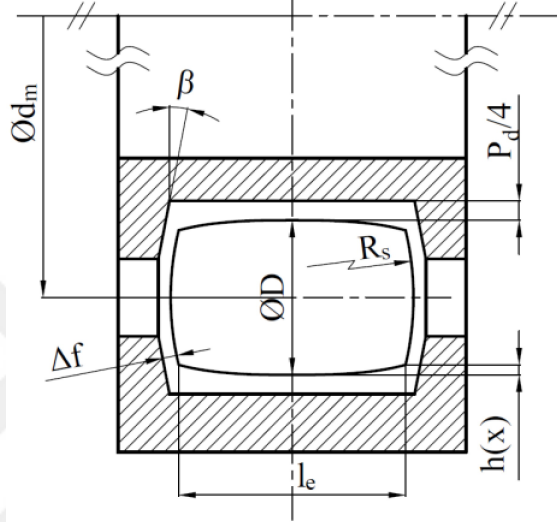
c_f : Temas sabiti (veya flanş katılığı) [$N/mm^{3/2}$].

δ_f : Flanş deformasyonu (veya iç içe geçme) [mm].

2.1.2.1 Flanş temas sabitinin " c_f " nümerik hesabı

Flanş temas sabiti (katılığı) " c_f ", makara ucunun ve flanşın asal eğrilik yarıçaplarına bağlıdır. Bu kısımda makara ucu küresel kabul edildiğinden, makara ucunun iki

asal eğrilik yarıçapı da kürenin yarıçapı olan R_s 'e eşittir. Konik flanşların asal eğrilik yarıçapları iç ve dış bilezikte olmasına göre değişkenlik göstermektedir. İç bilezik flanşın iki asal eğrilik yarıçapı ∞ ve $((d_m/2)/\sin\beta) - R_s$ iken dış bilezik flanşının asal eğrilik yarıçapları ∞ ve $((d_m/2)/\sin\beta) + R_s$ 'dir. Burada, d_m 'in ortalama rulman çapı, β 'nın ise flanş açısı olduğunu hatırlatmakta fayda vardır (bkz. Şekil 2.4). Ayrıca, iç ve dış bilezik flanşının eğrilik yarıçapları pozitif işaretli iken, eğrilik yarıçapının çarpmaya göre tersi ifadesi olan eğrilikler ise iç bilezik flanşı için pozitif iken dış bilezik flanşı için negatif işaretlidir.



Şekil 2.4 NUP tip SMR'nin geometrik ölçüleri

Temas sabiti c_f 'in nümerik hesabı için Harris [1] referans alınmıştır:

$$F = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{-1/2} d\phi \quad (2.18)$$

$$\varepsilon = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{1/2} d\phi \quad (2.19)$$

Burada,

F, ε : Birinci ve ikinci tür eliptik integraller.

ϕ : Eliptik yörünge açısı.

κ : Eliptik temas alanının uzun ekseninin kısa eksenine oranıdır.

Yukarıdaki üç bilinmeyenli (F, ε, κ) iki denklemi çözmek için bir denkleme daha ihtiyaç vardır:

$$\Gamma = \frac{(\kappa^2 + 1)\varepsilon - 2F}{(\kappa^2 - 1)\varepsilon} \quad (2.20)$$

Burada Γ temasta olan flanş ve makara ucunun eğrilik yarıçapları yardımıyla bulunabilen eğrilik farkıdır. (2.18), (2.19) ve (2.20) numaralı denklemler F , ε , κ bilinmeyenleri için nümerik olarak çözülebilir.

Flanş temas sabiti c_f 'i elde etmek için Denklem (2.17) [1]'e göre düzenlenerek:

$$Q_f = \left(2.79 \times 10^{-4} \delta_f^* \sum \rho^{1/3}\right)^{-3/2} \delta_f^{3/2} \quad (2.21)$$

şeklinde yazılır. Denklem (2.17) ile (2.21) karşılaştırıldığında c_f 'in

$$c_f = \left(2.79 \times 10^{-4} \delta_f^* \sum \rho^{1/3}\right)^{-3/2} \quad (2.22)$$

ifadesine karşılık geldiği görülmektedir. Burada $\sum \rho$ makara ucu-flanş temasının eğrilik toplamıdır. Boyutsuz deformasyonu ifadesi δ_f^* ise yukarıda hesaplanan bağımsız değişkenler F , ε , κ yardımıyla elde edilir (Harris [1]),

$$\delta_f^* = \frac{2F}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2 \varepsilon} \right)^{1/3} \quad (2.23)$$

2.1.2.2 Küresel makara ucu ve konik flanş çifti için deformasyon " δ_f " hesabı

(2.17) nolu denklemde görüldüğü gibi, flanş temas kuvvetini hesaplayabilmek için flanş temas sabiti c_f 'in yanında flanş temas deformasyonu δ_f 'in de hesaplanması gerekmektedir. Makaralı rulman için iç bilezik sol flanş ile makara ucu arasındaki deformasyonun (δ_{f-il}) formülü [6]'da,

$$\delta_{f-il} = (u_r - v_r) \sin \mu_0 + (u_x - v_x) \cos \mu_0 - \zeta \cos(\mu_0 + \theta - \psi) + \zeta \cos \mu_0 - \Delta f \quad (2.24)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada,

u_r, u_x, θ : Sırasıyla ilgili makara konumundaki iç bilezik kesitinin lokal eksen takımına göre radyal, eksenel ve açısal yer değiştirmeleridir.

v_r, v_x, ψ : Sırasıyla ilgili makaranın lokal eksen takımına göre radyal, eksenel ve açısal (yalpa) yer değiştirmeleridir.

ζ : Makara merkez noktası ile flanş kuvveti doğrultusunun makara eksenini kestiği nokta arasında kalan mesafedir (bkz. Şekil 2.3(a))

Δf : Makara küresel ucu ile konik flanş arasındaki eksenel boşluktur (bkz. Şekil 2.4).

μ_0 : Yüklemeden önce, makara eksenini ile flanş kuvvet doğrultusu arasındaki açıdır (bkz. Şekil 2.3(a)).

Burada μ_0 'ın flanş açısı β 'ya eşit olduğunu hatırlatmakta fayda vardır. NUP tip bir SMR için diğer üç flanş için de (iç bilezik sağ flanş, dış bilezik sol ve sağ flanş) deformasyon ifadelerine gerek vardır. Fakat bu üç flanş için deformasyon ifadelerini de Mul [6] çalışmasında açıkça sunmamıştır. Bu sebeple, iç bilezik sağ flanş δ_{f-iR} , dış bilezik sol δ_{f-ol} ve sağ δ_{f-oR} flanş deformasyonları [6]'da anlatılan yöntemle çıkarılarak bu çalışmada sunulmuştur:

$$\delta_{f-iR} = (u_r - v_r) \sin \mu_0 - (u_x - v_x) \cos \mu_0 - \zeta \cos(\mu_0 - \theta + \psi) + \zeta \cos \mu_0 - \Delta f \quad (2.25)$$

$$\delta_{f-ol} = v_r \sin \mu_0 - v_x \cos \mu_0 - \zeta \cos(\mu_0 + \psi) + \zeta \cos \mu_0 - \Delta f \quad (2.26)$$

$$\delta_{f-oR} = v_r \sin \mu_0 + v_x \cos \mu_0 - \zeta \cos(\mu_0 - \psi) + \zeta \cos \mu_0 - \Delta f \quad (2.27)$$

Yüklemeden önce, makara eksenini ile flanş kuvvet doğrultusu arasındaki açı μ_0 her flanş için aynı iken yüklemeden sonra değişerek her flanş için farklı değerler alacaktır ($\mu_{il}, \mu_{iR}, \mu_{ol}, \mu_{oR}$). İç bilezik sol flanş için μ_{il} bu açının matematiksel ifadesi [6]'da verilmiştir. Fakat deformasyonlarda olduğu gibi bu açının da diğer üç flanş için ifadesi [6]'da yer almamaktadır. Bu çalışmada, iç bilezik sağ flanş μ_{iR} , dış bilezik sol μ_{ol} ve sağ μ_{oR} flanş için de bu açıların denklemleri sunulmuştur:

$$\begin{aligned} \mu_{il} &= \mu_0 + \theta - \psi \\ \mu_{iR} &= \mu_0 - \theta + \psi \\ \mu_{ol} &= \mu_0 + \psi \\ \mu_{oR} &= \mu_0 - \psi \end{aligned} \quad (2.28)$$

2.1.3 Toroidal Makara Ucu ve Toroidal Flanş İçin Flanş Kuvvetleri

Toroidal makara ucu ve flanş teması da Hertz noktasal teması olarak değerlendirilebileceğinden, temas kuvvetinin hesabı için Denklem (2.17) kullanılabilir.

2.1.3.1 Toroidal makara ucu ve toroidal flanş çifti için deformasyon " δ_f " hesabı

Daha önce de belirtildiği gibi, toroidal makara ucu ve toroidal flanş çiftinin teması için gerekli temas deformasyonu formülasyonu literatürde mevcut değildir. Bu sebeple bu çalışmada NUP tip rulmanda her bir flanş için yeni bir deformasyon formülü türetilmiştir. Rulmanda radyal (P_d) ve eksenel (Δ_f) boşluğun mevcut olduğu varsayımıyla, makara ve bileziklerin yüklemmeden önceki ilk durumları Şekil 2.5(a)'da gösterilmiştir. Her bir flanşın ve makara ucunun eğrilik yarıçaplarının merkezi de Şekil 2.5(a)'da görülmektedir. Burada i, o, l, R alt indisleri daha önce de belirtildiği gibi iç bilezik, dış bilezik, sol flanş ve sağ flanş temsil etmektedirler. Bahsedilen bu merkezler aynı zamanda çizim düzlemi olan ve bu çalışmada "düzlem II" olarak adlandırılan bir düzlem üzerindedir. Makara ucu-flanş temasında "düzlem II" haricinde bu düzleme dik olan (yani sayfa düzlemine dik) bir asal düzlem daha vardır ve bu çalışmada "düzlem I" olarak adlandırılmaktadır. Bu düzlemler Şekil 2.6'da görülebilmektedir.

Her flanş kendi lokal koordinat sistemine sahiptir, bunlar: İç bilezik sol flanş için (x', r') , iç bilezik sağ flanş için (x, r') , dış bilezik sol flanş için (x', r) ve dış bilezik sağ flanş için (x, r) 'dir (bkz. Şekil 2.5(a)). İç bilezik ve makara hareket ettiğinde $\{u\}^T = \{u_r, u_x, \theta\}$ ve $\{v\}^T = \{v_r, v_x, \psi\}$ hareket vektörleri), eğrilik merkezleri ($O_{il}, O_{iR}, O_{ol}, O_{oR}, f_{il}, f_{iR}$) kendi lokal eksen takımlarına göre yer değiştirirler (bkz. Şekil 2.5(b)). Makara ucu ve flanşın eğrilik merkezlerinin yüklemmeden önceki ve sonraki konumları bilindiği takdirde, kuvvet ve moment denge denklemleri için gerekli tüm parametreler elde edilebilir hale gelmektedir.

Daha önce de belirtildiği üzere bu parametreler, flanş deformasyonu δ_f , iç bilezik kesit referans noktası P ile flanş kuvveti doğrultusunun makara eksenini kestiği nokta arasında kalan mesafe ζ ve yüklemmeden sonra makara eksenini ile flanş kuvvet doğrultusu arasında kalan açıdır μ . İç bilezik sol flanş için bu parametreler ($\delta_{f-il}, \zeta_{il}, \mu_{il}$) Şekil 2.5(b)'de görülmektedir. Bu parametrelerin elde ediliş süreci aşağıda detaylarıyla açıklanmıştır.

İç bilezikteki sol flanş için, çizim düzlemi üzerinde, yani düzlem II'de bulunan makara ucu eğrilik merkezinin başlangıç koordinatı $O_{il}(x'_1, r'_1)$ (bkz. Şekil 2.5(a)):

$$x'_1 = (R_{rel} - R_{relII}) \times \cos(\beta) - \zeta \quad (2.29)$$

$$r'_1 = (R_{rel} - R_{relII}) \times \sin(\beta) \quad (2.30)$$

şeklindedir. Burada,

R_{rel} : Düzlem I üzerindeki makara ucu eğrilik yarıçapı (Şekil 2.5(a)).

R_{relII} : Düzlem II üzerindeki makara ucu eğrilik yarıçapı (Şekil 2.5(a)).

β : Flanş açısı (Şekil 2.5(a)).

ζ : Makara eksenini P ile R_{relII} yarıçapının merkezi arasında kalan mesafedir (Şekil 2.5(a)).

R_{rel} , R_{relII} , ζ , β değerleri dört flanş için de eşittir. "re" alt indisi Ing. "rolling element"ten gelir ve makarayı temsil eder. Makara ucunun düzlem II'deki eğrilik merkezini adresleyen L_{re} vektörü yardımıyla (bkz. Şekil 2.5(a)), makaranın eğrilik merkezlerinin yüklemmeden sonraki son konumlarına ulaşılabilir. Yüklemmeden önceki durumda L_{re} vektörünün uzunluğu $|L_{re}|$ ve x' eksenine yaptığı açı α_{re} (Şekil 2.5(a)),

$$|L_{re}| = \sqrt{(x'_1)^2 + (r'_1)^2} \quad (2.31)$$

$$\alpha_{re} = \tan^{-1}(r'_1/x'_1) \quad (2.32)$$

şeklinde yazılabilir. Benzer şekilde, düzlem II'de bulunan flanş eğrilik merkezinin başlangıç koordinatı $f_{il}(x'_1, r'_1)$ (bkz. Şekil 2.5(a)):

$$x'_2 = (R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f \quad (2.33)$$

$$r'_2 = (R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4 \quad (2.34)$$

şeklindedir. Burada Δ_f ve P_d eksenel ve radyal boşluklardır (bkz. Şekil 2.5(a)). Flanşın düzlem II'deki eğrilik merkezini adresleyen L_f vektörünün yüklemmeden önceki uzunluğu $|L_f|$ ve x' eksenine yaptığı açı α_f ,

$$|L_f| = \sqrt{(x'_2)^2 + (r'_2)^2} \quad (2.35)$$

$$\alpha_f = \tan^{-1}(r'_2/x'_2) \quad (2.36)$$

şeklinde yazılabilir. Yüklemeden sonra makara ucunun ve flanşın düzlem II'deki eğrilik merkezlerinin son konumları ($O_{il}(x'_3, r'_3)$, $f_{il}(x'_4, r'_4)$), iç bilezik kesitinin ve makaranın yer değiştirme vektörlerine ($\{u\}^T = \{u_r, u_x, \theta\}$, $\{v\}^T = \{v_r, v_x, \psi\}$) bağlıdır (bkz. Şekil 2.5(b)):

$$x'_3 = |L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} + \psi) - v_x \quad (2.37)$$

$$r'_3 = |L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) - v_r \quad (2.38)$$

$$x'_4 = |L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_x \quad (2.39)$$

$$r'_4 = |L_f| \times \sin(\alpha_f + \theta) - u_r \quad (2.40)$$

$\{u\}$ ve $\{v\}$ yer değiştirme vektörlerinin pozitif yönleri Şekil 2.5(a)'da görülmektedir. Yüklemenin akabinde makara eğrilik merkezi ile flanş eğrilik merkezi arasındaki mesafe " L " flanş deformasyonunun elde edilmesinde önem arz etmektedir ve makara ucu ile flanşın düzlem II'deki eğrilik merkezleri koordinatlarına bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$L = \sqrt{(x'_3 - x'_4)^2 + (r'_3 - r'_4)^2} \quad (2.41)$$

Makara ucu ile iç bilezik sol flanş temasındaki deformasyon (iç içe geçme) (δ_{f-il}), yüklemeden sonraki makara ve flanşın eğrilik merkezleri arasındaki mesafe " L " ile yüklemeden önceki makara ve flanşın eğrilik merkezleri arasındaki mesafenin farkıdır ve,

$$\delta_{f-il} = (R_{reII} + R_{fII}) - L \quad (2.42)$$

şeklinde yazılabilir. Burada ($R_{reII} + R_{fII}$), yüklemeden önce makara ve flanşın eğrilik merkezleri arasındaki mesafedir (bkz. Şekil 2.6). Daha önce vurgulandığı üzere diğer önemli parametre, yüklemeden sonra makara eksenini ile flanş kuvvet doğrultusu arasında kalan açıdır μ :

$$\mu_{il} = \tan^{-1} \left(\frac{r'_3 - r'_4}{x'_3 - x'_4} \right) - \psi \quad (2.43)$$

Bir diğer önemli parametre ise iç bilezik kesit referans noktası P ile flanş kuvveti doğrultusunun makara eksenini kestiği nokta arasında kalan mesafe ζ 'dir. ζ mesafesi,

flanşın (veya makaranın) eğrilik merkezinin nihai koordinatının $(f_{il}(x'_4, r'_4))$, $f_{il}(x''_4, r''_4)$ şeklinde bir başka lokal koordinat sistemine (x'', r'') dönüştürülmesi ile elde edilebilir. (x'', r'') lokal koordinat sistemi Şekil 2.5(b)'de gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} x'' \\ r'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'_4 + v_x \\ r'_4 + v_r \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

Flanşın eğrilik merkezinin, (x'', r'') lokal eksenine dönüştürülmüş koordinatı $f_{il}(x''_4, r''_4)$ ve μ_{il} açısı bilindikten sonra ζ mesafesi kolaylıkla bulunabilir:

$$\zeta_{il} = -\left(x''_4 - \frac{r''_4}{\tan(\mu_{il})}\right) \quad (2.45)$$

Parantez dışındaki eksi işareti, ζ mesafesinin moment dengesi denklemindeki işaret uyumunu sağlaması için konulmuştur. İç bilezik sol flanşın makarayı saat yönünde dönmeye zorlaması beklenen ve pozitif yön olduğu için, (x'', r'') lokal eksenine göre ζ negatif çıkarsa pozitif, pozitif çıkarsa da negatife çevrilmek zorundadır. Bu sebeple her seferinde eksi ile çarpılması gerekmektedir.

(2.42), (2.43), (2.45) numaralı yeni denklemler iç bilezik sol flanş için türetilen denklemlerdir. Bu denklemlerin daha açık formları EK'te yer almaktadır. Diğer üç flanş için deformasyonlar $(\delta_{f-iR}, \delta_{f-ol}, \delta_{f-oR})$, açılar $(\mu_{iR}, \mu_{ol}, \mu_{oR})$ ve ζ mesafeleri $(\zeta_{iR}, \zeta_{ol}, \zeta_{oR})$ de EK'te sunulmuştur. Ayrıca, türetilen bu formüllerden elde edilen sonuçlar, CAD çizimlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmış ve EK'te sunulmuştur.

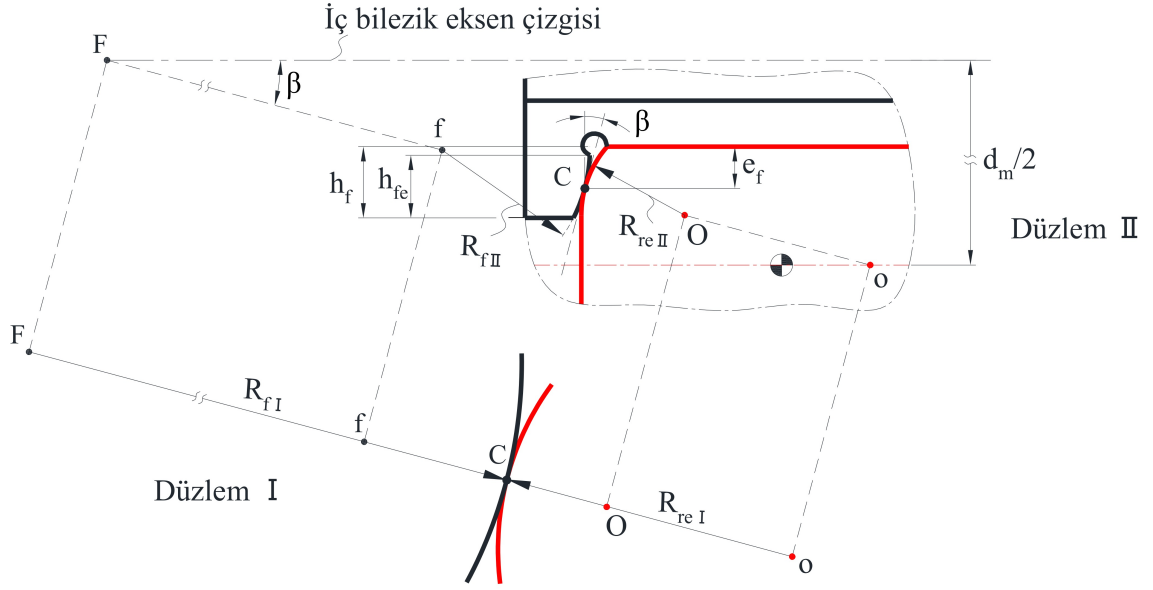
Şekil 2.6'da, makara ucu-flanş çiftinin ilk temas anındaki pozisyonları ile düzlem I ve düzlem II'deki eğrilik yarıçapları gösterilmiştir. Bu çalışmada R_{rel} , flanş açısı β 'ya bağlı bir parametredir. R_{rel} ve β arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlikle gösterilebilir [62]:

$$R_{rel} = (D/2 - e_f) / \sin \beta \quad (2.46)$$

Burada,

D : Makara çapı,

e_f : Makara ucu ile flanşın temas noktasının yuvarlanma yolundan yüksekliğidir.



Şekil 2.6 Makara ucu ile flanşın ilk temas konumları ve eğrilik yarıçapları

$$e_f = (1/2)h_{fe} + (h_f - h_{fe}) \quad (2.47)$$

Burada,

h_f : Toplam flanş yüksekliği,

h_{fe} : Etkin flanş yüksekliğidir.

Etkin flanş yüksekliği h_{fe} , toplam flanş yüksekliğinden dip kavis (undercut) yüksekliğinin farkıdır. Temas yüksekliği e_f , (2.47) nolu denklemden de görüleceği gibi etkin temas yüksekliğinin yarısına sabitlenmiştir. İç ve dış bilezik için düzlem I üzerindeki eğrilik yarıçapları R_{fI} ,

$$R_{fI} = ((d_m/2) / \sin \beta) - R_{rel} \quad (2.48)$$

$$R_{f1} = ((d_m/2) / \sin \beta) + R_{rel} \quad (2.49)$$

şeklinde iç (Denklem (2.48)) ve dış (Denklem (2.49)) bilezikler için yazılabilir. Bu çalışmada düzlem II'deki R_{reII} ve R_{fII} eğrilik yarıçapları, düzlem I'deki R_{rel} ve R_{fI} eğrilik yarıçaplarına bağlanmıştır ve,

$$R_{relI} = R_{rel} \times k_{re} \quad (2.50)$$

$$R_{fI} = R_{f1} \times k_f \quad (2.51)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada k_{re} ve k_f sırasıyla makara ve flanşın düzlem II'deki eğrilik yarıçaplarının düzlem I'deki eğrilik yarıçaplarına oranıdır. Ayrıca dört flanşın da eğrilik yarıçaplarının aynı olması açısından, dış bileziğin düzlem II'deki eğrilik yarıçapı R_{fII} elde edilirken de iç bilezik flanşının düzlem I'deki eğrilik yarıçapı R_{fI} kullanılmıştır.

2.1.3.2 Flanş katılık sabitinin " c_f " analitik hesabı

Flanş katılık sabitinin nümerik hesabı Bölüm 2.1.2.1'de gösterilmişti. Bu bölümde, bu hesaplamanın alternatifi olabilecek bir analitik hesap yönteminden bahsedilecektir. Flanş katılık sabiti c_f 'in analitik hesabı için Hamrock ve Brewe [63]'nin çalışması referans alınmıştır. Hertz deformasyon ifadesi [63]'te sunulmuştur. Bu ifade makara-flanş deformasyonu için temas kuvveti yalnız bırakılarak tekrar yazılırsa,

$$Q_f = \left[F \left(\left(\frac{4.5}{\varepsilon} \frac{1}{R} \right) \left(\frac{1}{\pi \kappa E'} \right)^2 \right)^{1/3} \right]^{-3/2} \delta_f^{3/2} \quad (2.52)$$

denklemini elde edilir. Bölüm 2.1.2.1'de de belirtildiği gibi, burada da (F , ε , κ) sırasıyla birinci, ikinci tür eliptik integraller ve eliptik temas alanının uzun ekseninin kısa eksenine oranıdır. Flanş temas formülü göz önüne alındığında, $Q_f = c_f \times \delta_f^{3/2}$, yukarıdaki denklemde $\delta_f^{3/2}$ 'li ifadenin yanındaki terim flanş katılık sabiti c_f 'e karşılık geldiği görülmektedir. E' eşdeğer elastisite modülüdür. $1/R$, flanş ve makara ucunun iki asal düzleme göre (düzlem I ve düzlem II) eğrilik toplamıdır ve eğrilik yarıçapları yardımıyla R_{fI} , R_{fII} , R_{reI} , R_{reII} hesaplanabilir. Eliptik integrallerin (F , ε) ve temas elipsinin uzun ekseninin kısa eksenine oranı κ 'nın Hamrock ve Brewe [63]'in çalışmalarına göre yaklaşık ifadeleri:

$$F = \pi/2 + (\pi/2 - 1) \ln R_{ratio} \quad (2.53)$$

$$\varepsilon = 1 + (\pi/2 - 1)/R_{ratio} \quad (2.54)$$

$$\kappa = (R_{ratio})^{2/\pi} \quad (2.55)$$

şeklinde dir. Burada R_{ratio} makara ucu-flanş temasının düzlem II'ye göre etkin eğrilik yarıçapının düzlem I'e göre etkin eğrilik yarıçapına oranıdır, $R_{ratio} = R_{II}/R_I$. Makara ucu-flanş temasının düzlem II'ye ve düzlem I'e göre etkin eğrilik yarıçapları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$1/R_{II} = 1/R_{reII} + 1/R_{fII} \quad (2.56)$$

$$1/R_I = 1/R_{reI} + 1/R_{fI} \quad (2.57)$$

2.1.4 Denge Denklemleri

Bu kısma kadar bir makara üzerindeki tüm kuvvetlerin eldesi sunulmuştur. Bu kısımda, elde edilen bu kuvvetlerin makara ve iç bilezik denge denklemlerindeki yerleşimine değinilecektir. Tek bir makara üzerindeki kuvvet ve moment denge denklemleri,

$$Q_i - Q_o + (Q_{f-il} + Q_{f-iR}) \times \sin \mu_0 - (Q_{f-ol} + Q_{f-oR}) \times \sin \mu_0 = 0 \quad (2.58)$$

$$(Q_{f-il} + Q_{f-ol}) \times \cos \mu_0 - (Q_{f-iR} + Q_{f-oR}) \times \cos \mu_0 = 0 \quad (2.59)$$

$$T_i - T_o + \left\{ \begin{array}{l} (Q_{f-il} \times \sin(\mu_{il}) \times \zeta_{il}) \\ + (Q_{f-oR} \times \sin(\mu_{oR}) \times \zeta_{oR}) \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} (Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta_{iR}) \\ + (Q_{f-ol} \times \sin(\mu_{ol}) \times \zeta_{ol}) \end{array} \right\} = 0 \quad (2.60)$$

şeklinde yazılabilir. Burada (2.58) ve (2.59) numaralı denklemler sırasıyla bir makara üzerindeki radyal ve eksenel kuvvetlerin denge denklemleridir. (2.60) numaralı denklem ise bir makara üzerindeki moment dengesidir. Daha önce de belirtildiği gibi, burada μ_0 makara eksenini ile flanş kuvvet doğrultusu arasındaki açıdır ve flanş açısı β 'ya eşittir. Yukarıdaki denklemlerde dikkat edilirse kuvvet denge denklemlerinde yüklemmeden önceki açı μ_0 kullanılırken, moment dengesinde her bir flanş için yüklemmeden sonraki açılar (μ_{il} , μ_{iR} , μ_{ol} , μ_{oR}) kullanılmış ve denklemler basitleştirilmiştir [6]. Bunun sebebi yüklemmeden sonraki açılar μ_{il} , μ_{iR} , μ_{ol} , μ_{oR} kuvvet dengelerine etkilerinin küçük olmasıdır [6]. Yüklemmeden sonra makara merkez noktası ile flanş kuvveti doğrultusunun makara eksenini kestiği nokta arasında kalan mesafe ζ küresel makara ucu-konik flanş çifti için her bir flanşta aynı iken, toroidal makara ucu-flanş çifti için her bir flanş için farklı değerler alabilmektedir ζ_{il} , ζ_{iR} , ζ_{ol} , ζ_{oR} . (2.58), (2.59), (2.60) numaralı doğrusal olmayan cebirsel denklemler, tahmini iç bilezik kesit yer değiştirme vektörleri $\{u\}^T = \{u_r, u_x, \theta\}$ yardımıyla, her bir makaranın yer değiştirme vektörünü $\{v\}^T = \{v_r, v_x, \psi\}$ hesaplamak için Newton-Raphson metoduyla çözülebilmektedir. Her bir makaranın yer değiştirme vektörü hesaplandıktan sonra, makaralara gelen kuvvetler de hesaplanabilecektir.

Her bir makaranın kuvvet dengesinin sağlanmasının yanında iç bileziğin de kuvvet ve moment dengesi sağlanmalıdır. İç bileziğin kuvvet ve moment denge denklemleri,

$$\{F\} + \sum_{j=1}^Z [R\Phi]^T \{Q_b\}_j = 0 \quad (2.61)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

$\{F\}$: Rulman dış yük vektörü $\{F\}^T = \{F_y, F_x, M\}$,

$[R\Phi]$: Transformasyon matrisi (bkz. Denklem (2.6)),

Z : Makara sayısı,

$\{Q_b\}$: İç bilezik temas yüküdür.

İç bilezik temas yükü $\{Q_b\}$ aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\{Q_b\} = \left\{ \begin{array}{l} -Q_i - (Q_{f-il} + Q_{f-iR}) \times \sin \mu_0 \\ (-Q_{f-il} + Q_{f-iR}) \times \cos \mu_0 \\ -T_i - (Q_{f-il} \times \sin(\mu_{il}) \times \zeta_{il}) + (Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta_{iR}) \end{array} \right\} \quad (2.62)$$

Denklem (2.58), (2.59) ve (2.60) her bir makara için nümerik olarak çözdükten sonra, iç bilezik kuvvet dengesi denklemleri de (Denklem (2.61) iç bilezik yer değiştirme vektörünü $\{\delta\}^T = \{\delta_y, \delta_x, \gamma\}$ elde etmek için Newton-Raphson metoduyla çözülür.

2.2 Makara-Yuvarlanma Yolu Teması ve Makara-Flanş Teması için Temas Basınçlarının Elde Edilmesi

2.2.1 Makara ve Yuvarlanma Yolu Arasında Oluşan Temas Basınçlarının Hesabı

Hertz temas teorisinin varsayımlarından biri, temas eden yüzeylerin sürekli ve kuadratik kontura sahip olmasıdır [64, 65]. Kuadratik yüzeyler; elipsoid, koni, silindirik yüzeyler vb. gibi ikinci dereceden denklemlerle ifade edilebilen yüzeylerdir. Kuadratik olmayan yüzeylerin teması non-Hertzian temas problemi olarak adlandırılmaktadır [64]. Silindirik makaralı rulmanlarda, makara profilindeki taçlandırma (crowning) veya yuvarlatmadan dolayı yüzeyler kuadratik olarak modellenememektedir [64]. Bu sebeple, silindirik makaralı rulmanlardaki makara-bilezik teması non-Hertzian temas problemi kategorisinde gösterilmektedir.

Temas alanının herhangi bir ölçüsü temas eden yüzeylerin herhangi bir kesitinin eğrilik yarıçapından küçükse, diğer bir deyişle temas alanı temas eden yüzeylere nazaran

yeterince küçükse bu yüzey çiftine aykırı (non-conformal) yüzeyler denilmektedir. Aykırı (non-conformal) yüzeylere sahip herhangi iki cismin temas problemi Boussinesq eşitliği kullanılarak ele alınabilmektedir [64]. Boussinesq eşitliği; elastik yarım uzay üzerindeki tekil bir kuvvetin, yüzey üzerinde herhangi bir noktada oluşturduğu elastik deformasyonu veren eşitliktir ve yüzeydeki noktasal bir kuvvet için aşağıdaki gibi ifade edilebilir [66]:

$$w = \frac{F(1 - \nu^2)}{\pi E r} \quad (2.63)$$

Burada,

F : Tekil kuvvet,

ν : Poisson oranı,

E : Elastisite modülü,

r : Deformasyonu (çökme miktarı) hesaplanacak noktanın tekil kuvvete olan uzaklığı.

w : Deformasyon (çökme) miktarıdır.

Şekil 2.7’de, aykırı (non-conformal) iki cismin yüklemeden önce ve yüklemeden sonraki durumları gösterilmiştir. Her iki cismin yüzeyleri üzerinden karşılıklı A ve B noktaları ele alınırsa, yüklemeden önce bu noktalar arasındaki boşluk $z_1 + z_2$ iken (bkz. Şekil 2.7) yüklemeden sonra bu boşluk aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$z_1 + z_2 + w_1 + w_2 - \delta = s \quad (2.64)$$

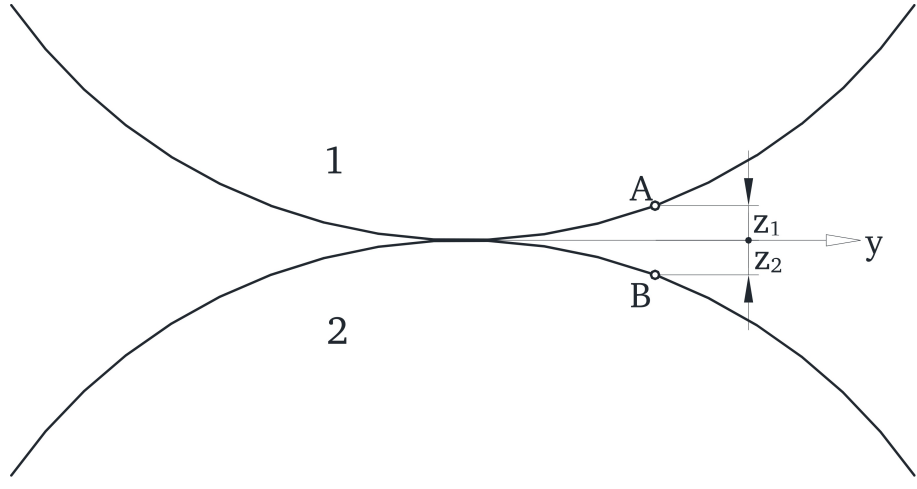
Burada,

z_1, z_2 : Yüklemeden önce yüzeyler üzerinde karşılıklı herhangi bir noktanın tarafsız eksene uzaklıkları (initial separation),

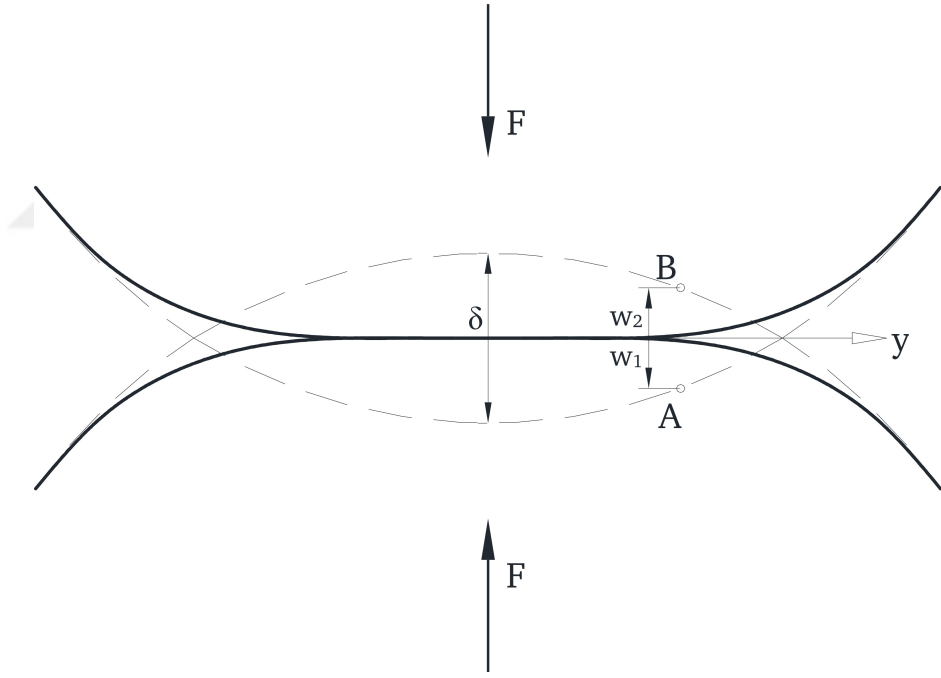
w_1, w_2 : Yüklemeden sonra bu noktalarda oluşan deformasyon (çökme) miktarı,

δ : Cisimlerin katettiği toplam maksimum radyal yer değiştirme,

s : Yüklemeden sonra bu noktalar arasındaki net boşluktur.



(a)



Şekil 2.7 Temas Geometrisi (a)Yüklemeden Önce, (b)Yüklemeden Sonra

Yüklemeden sonra bu noktalar temas alanının dışında kalıyorsa net boşluk sıfırdan büyüktür ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir [64]:

$$z_1 + z_2 + w_1 + w_2 - \delta > 0 \quad (2.65)$$

Yüklemeden sonra yüzeyler üzerinde karşılıklı herhangi bir nokta çifti temas alanının içine düşüyorsa net boşluk sıfırlanır ve bu durum,

$$z_1 + z_2 + w_1 + w_2 - \delta = 0 \quad (2.66)$$

şeklinde yazılabilir. Yüzeyler üzerinde herhangi bir (x', y') koordinatında ve $dx'dy'$ diferansiyel büyüklükte bir alana etkiyen bir $p(x', y')$ basıncının herhangi bir (x, y) koordinatındaki noktada yarattığı deformasyon $w(x, y)$, (2.63) numaralı Boussinesq eşitliği tekrar düzenlenerek aşağıdaki gibi ifade edilebilir [65]:

$$w(x, y) = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \int_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (2.67)$$

Burada Ω temas alanını temsil etmektedir. Yukarıdaki denklem temas eden iki cismin yüzeylerindeki karşılıklı herhangi bir nokta çiftinin toplam elastik deformasyonu için, $w_1 + w_2$ tekrar yazılırsa,

$$w_1 + w_2 = K \int_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (2.68)$$

Burada K elastik parametredir ve aynı malzemeden oluşan iki elastik cismin temas etmesi halinde,

$$K = \frac{2(1 - \nu^2)}{\pi E} \quad (2.69)$$

şeklinde ifade edilebilir. (2.68) numaralı denklem, (2.66) numaralı denklemde yerinde yazılırsa,

$$K \int_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} + z_1 + z_2 - \delta = 0 \quad (2.70)$$

eşitliği ortaya çıkar. Bu eşitlik açısal hareket de göz önünde bulundurularak tekrar düzenlenirse,

$$K \int_{\Omega} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} + z_1 + z_2 - (w_0 + \alpha \times x) = 0 \quad (2.71)$$

denklemini ortaya çıkar. Burada,

w_0 : Cisimlerin relatif doğrusal yer değiştirmesi,

α : Cisimlerin relatif açısal yer değiştirmesidir.

Denklem (2.71), temas alanı, her birinin üzerinde sabit basınç olan küçük dikdörtgensel bölümlere ayrıştırılarak çözülebilir (Şekil 2.8). Bu dikdörtgensel bölümler eşit boyutlara sahip olabilmekle birlikte, hassas hesaplanması gereken noktalarda lokal olarak sıklaştırılabilmektedir. Bu çalışmada, muhtemel tepe basınçlarını hassas bir şekilde hesaplayabilmek ve çözüm süresini kısaltmak için, makara profilinin uç kısımlarında daha küçük alana sahip bölümler kullanılmıştır (Şekil 2.8). Temas alanının ayrıştırılması Denklem (2.71)'deki integral ifadesinin analitik olarak çözülebilmesine olanak sağlamaktadır. İntegral ifadesinin ayrıştırılmasıyla Denklem (2.71),

$$\sum_{j=1}^n p_j f_{ij} + z_{1i} + z_{2i} - (w_0 + \alpha \times x_i) = 0; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.72)$$

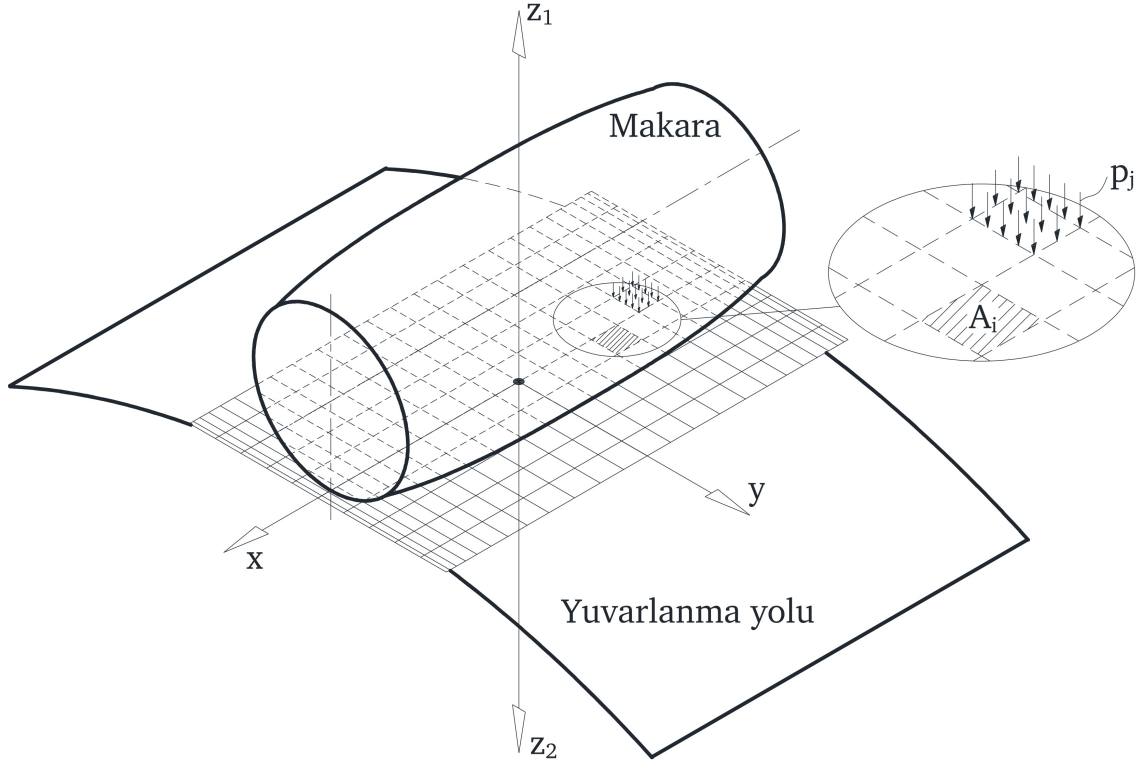
şeklinde yeniden düzenlenebilir. Burada f_{ij} , j'ninci bölümdeki sabit basıncın i'ninci bölümde yarattığı elastik deformasyonu (çökmeyi) temsil etmektedir ve literatürde [26, 27],

$$f_{ij} = K \times \left\{ \begin{aligned} &(\bar{y} + b) \ln \left(\frac{(\bar{x}+a) + \sqrt{(\bar{x}+a)^2 + (\bar{y}+b)^2}}{(\bar{x}-a) + \sqrt{(\bar{x}-a)^2 + (\bar{y}+b)^2}} \right) + (\bar{x} + a) \ln \left(\frac{(\bar{y}+b) + \sqrt{(\bar{x}+a)^2 + (\bar{y}+b)^2}}{(\bar{y}-b) + \sqrt{(\bar{x}+a)^2 + (\bar{y}-b)^2}} \right) \\ &+ (\bar{y} - b) \ln \left(\frac{(\bar{x}-a) + \sqrt{(\bar{x}-a)^2 + (\bar{y}-b)^2}}{(\bar{x}+a) + \sqrt{(\bar{x}+a)^2 + (\bar{y}-b)^2}} \right) + (\bar{x} - a) \ln \left(\frac{(\bar{y}-b) + \sqrt{(\bar{x}-a)^2 + (\bar{y}-b)^2}}{(\bar{y}+b) + \sqrt{(\bar{x}-a)^2 + (\bar{y}+b)^2}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.73)$$

şeklinde verilmiştir. Burada $\bar{x}$ ve $\bar{y}$, i'ninci bölüme konumlandırılmış $(\bar{x}, \bar{y})$ eksen takımına göre j'ninci bölümün konumunu temsil etmektedir. Denklem (2.72)'ye ek olarak, sistemdeki kuvvet dengesini ifade eden bir eşitlik daha mevcuttur:

$$Q - \sum_{j=1}^n A_j p_j = 0; \quad p_j > 0 \quad (2.74)$$

Temas yükü (Q) ve relatif açısıl yer değiştirme (α) bilindiği takdirde, her bir bölüm üzerindeki p_j basıncı, relatif doğrusal yer değiştirme (w_0) ve gerçek temas alanı bilinmeyenlerini hesaplamak için (2.72) ve (2.74) numaralı denklemler Newton-Raphson yöntemi kullanılarak çözülebilir.



Şekil 2.8 Makara ve yuvarlanma yolunun ilk temas pozisyonu ve ayrıklaştırılmış temas alanı

2.2.2 Makara ve Flanş Arasında Oluşan Temas Basınçlarının Hesabı

Aykırı (non-conformal) makara-flanş teması Hertz noktasal temas teorisine göre hesaplanabilmektedir:

$$p_f = \frac{3Q_f}{2\pi ab} \quad (2.75)$$

Burada,

p_f : Eliptik temas alanının merkezindeki maksimum temas basıncı,

Q_f : Flanş kuvveti,

a : Eliptik temas alanının uzun ekseninin yarısı,

b : Eliptik temas alanının kısa ekseninin yarısıdır.

Eliptik temas alanı büyüklükleri olan a ve b 'nin formülasyonları literatürde [63] mevcuttur.

2.3 Makara ve Yuvarlanma Yolu Temas Yüzeyinin Altında Oluşan Yüzeyaltı Gerilmelerinin Elde Edilmesi

Temas basınçları hesaplandıktan sonra, yüzey altı gerilmeleri de hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada, literatürde [67–69] rulman hasarının tayini için optimum gerilme kriteri olarak gösterildiğinden, temas yüzeyinin altındaki von Mises gerilme dağılımı hesaplanmıştır. Von Mises eşdeğer gerilme dağılımının hesabı,

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \quad (2.76)$$

şeklindedir. Yukarıdaki eşitlikte görüldüğü üzere Von Mises eşdeğer gerilme hesabı için altı tane daha gerilme bileşeninin $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ elde edilmesi gerekmektedir. Bu gerilme bileşenlerinin formülasyonları [70]'deki çalışma referans alınarak bu çalışmada kısaca sunulacaktır.

$$\sigma_x = -\frac{3}{2\pi} Q \left[\frac{zx^2}{r^5} + \frac{\nu - 2}{3\nu} \left(\frac{r^2 - rz - z^2}{r^3(r+z)} - \frac{(2r+z)x^2}{(r+z)^2 r^3} \right) \right] \quad (2.77)$$

$$\sigma_y = -\frac{3}{2\pi} Q \left[\frac{zy^2}{r^5} + \frac{\nu - 2}{3\nu} \left(\frac{r^2 - rz - z^2}{r^3(r+z)} - \frac{(2r+z)y^2}{(r+z)^2 r^3} \right) \right] \quad (2.78)$$

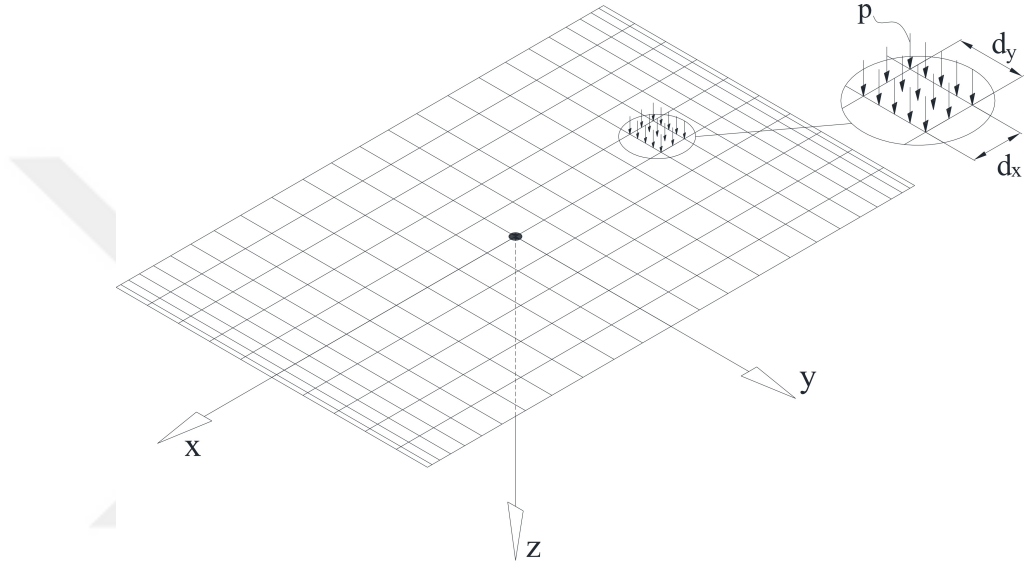
$$\sigma_z = -\frac{3}{2\pi} Q \frac{z^3}{r^5} \quad (2.79)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{3}{2\pi} Q \left(\frac{xyz}{r^5} - \frac{\nu - 2}{3\nu} \frac{(2r+z)xy}{(r+z)^2 r^3} \right) \quad (2.80)$$

$$\tau_{yz} = -\frac{3}{2\pi} Q \frac{z^2 y}{r^5} \quad (2.81)$$

$$\tau_{zx} = -\frac{3}{2\pi} Q \frac{z^2 x}{r^5} \quad (2.82)$$

Yukarıdaki denklemler, yüzeydeki tekil bir yükün Q , yüzey altındaki herhangi bir nokta üzerinde oluşturduğu gerilme ifadeleridir (“ x ”, “ y ” ve “ z ” yönleri için bkz. Şekil 2.9). Şekil 2.9’a göre “ y ” makara ilerleme yönü, “ x ” makara eksenini doğrultusudur. “ z ” eksenini ise temas yüzeyinden yüzey altına doğrudur. “ r ” ise, yüzeyde uygulanan tekil yük noktası ile bu yükün yüzey altında oluşturduğu herhangi bir gerilme noktası arasındaki mesafedir ve $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ ifadesine eşittir. Tekil yük Q yerine temas basıncı ve diferansiyel alan çarpımı $p(x,y)dxdy$ yazılırsa yukarıdaki eşitlikler diferansiyel denkleme dönüşecektir ve diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri [71]’deki çalışmada mevcuttur.



Şekil 2.9 Yüzey altı gerilme hesabı için koordinat yerleşimi

2.4 Rulman Ömrünün Hesabı

2.4.1 Temas Basınçları Kullanılarak Ömür Hesabı

Makara ve yuvarlanma yolları arasındaki temas basınçlarını kullanarak hesaplanan ömür hesabında DD ISO/TS 16281:2008 [17]’daki prosedür referans alınmıştır. İlk olarak, iç ve dış bileziklerin dinamik kapasiteleri elde edilecektir:

$$Q_{ci} = \frac{1}{\lambda v} \frac{C_r}{0.378Z} \left[1 + \left(1.038 \left(\frac{1-\chi}{1+\chi} \right)^{\frac{143}{108}} \right)^{\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (2.83)$$

$$Q_{co} = \frac{1}{\lambda v} \frac{C_r}{0.364Z} \left[1 + \left(1.038 \left(\frac{1-\chi}{1+\chi} \right)^{\frac{143}{108}} \right)^{-\frac{9}{2}} \right]^{\frac{2}{9}} \quad (2.84)$$

" Q_{ci} " ve " Q_{co} " sırasıyla iç ve dış bileziklerin dinamik yük kapasiteleridir (derecelerdir). " $\lambda\nu$ ", gerilme yığılmasıyla ilişkili olan azaltma faktörü λ ile düzeltme faktörünün ν çarpımıdır ve silindirik makaralı rulmanlar için 0.83'e eşittir [17]. " χ " ifadesi, silindirik makaralı rulmanlar için D/d_m ifadesine eşittir (D ve d_m için bkz. Şekil 2.4). Rulmanın dinamik radyal yük kapasitesi (derecesi) " C_r " ise,

$$C_r = b_m f_c l_e^{\frac{3}{4}} Z^{\frac{7}{9}} D^{\frac{29}{27}} \quad (2.85)$$

Burada,

b_m : Modern rulman çeliği çarpanı,

f_c : Geometri ve malzeme katsayısı,

l_e : Etkin makara uzunluğu,

Z : Toplam makara sayısı,

D : Makara çapıdır.

Rulman çeliği çarpanı b_m silindirik makaralı rulmanlar için, $b_m = 1.1$ 'dir [72]. Bir geometri ve malzeme katsayısı olan f_c ise,

$$f_c = (551.13373)(0.377\lambda\nu) \frac{\chi^{\frac{2}{9}}(1-\chi)^{\frac{29}{27}}}{(1+\chi)^{\frac{1}{4}}} \left(1 + \left(1.04 \left(\frac{1-\chi}{1+\chi} \right)^{\frac{143}{108}} \right)^{\frac{9}{2}} \right)^{-\frac{2}{9}} \quad (2.86)$$

şeklinde yazılabilir [73]. Daha önce de bahsedildiği gibi makara-yuvarlanma yolu temas çizgisi dilimlere ayrılarak hesaplamalar yapılmıştır. Bu sebeple iç ve dış bilezikler için her bir dilimin dinamik yük kapasitesine (derecesine) $q_{c,ik}$, $q_{c,ok}$ ihtiyaç vardır ve,

$$q_{c,ik} = Q_{ci} \left(\frac{\Delta l}{l_e} \right)^{\frac{7}{9}} \quad (2.87)$$

$$q_{c,ok} = Q_{co} \left(\frac{\Delta l}{l_e} \right)^{\frac{7}{9}} \quad (2.88)$$

şeklinde yazılabilir [8, 17]. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere burada da i , o , k alt indisleri sırasıyla iç bilezik, dış bilezik ve k 'nıncı dilimi temsil etmektedir. " Δ_l " ise her bir dilimin genişliğidir. " Q_{ci} " ve " Q_{co} " ise daha önce de belirtildiği gibi bileziklerin dinamik yük kapasiteleridir.

Sabit bir dış bilezik ve dönen bir iç bilezik varsayımıyla, her bir yuvarlanma yolu için her bir dilim üzerindeki eş değer dinamik yük aşağıdaki eşitliklerle elde edilebilir [17]:

$$q_{e,ik} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z \left(\left(\frac{p_{ijk}}{271} \right)^2 \cdot D \cdot (1 - \chi) \cdot \Delta l \right)^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.89)$$

$$q_{e,ok} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z \left(\left(\frac{p_{ojk}}{271} \right)^2 \cdot D \cdot (1 + \chi) \cdot \Delta l \right)^{4,5} \right)^{\frac{1}{4,5}} \quad (2.90)$$

" $q_{e,ik}$ " ve " $q_{e,ok}$ " sırasıyla iç ve dış yuvarlanma yolları için her bir dilim üzerindeki eş değer dinamik yüklerdir. " p_{ijk} " ve " p_{ojk} " sırasıyla iç ve dış yuvarlanma yolları için, j 'ninci makara temas çizgisindeki k 'nıncı dilimin basıncını temsil etmektedir. Buradaki basınç ifadesi temas alanının orta düzleminden geçen basınçlardır $(x, 0, 0)$. Basınç ve gerilmeler için koordinat yerleşimi Şekil 2.8 ve 2.9'dan görülebilir. Tüm bu işlemlerin ardından rulman ömrü, iç/dış bileziklerde her bir dilimin eş değer dinamik yükünü " $q_{e,ik}$ " ve " $q_{e,ok}$ " ve kapasitesini $q_{c,ik}$, $q_{c,ok}$ kullanarak,

$$L_{10r} = \left(\sum_{k=1}^{n_s} \left[\left(\frac{q_{c,ik}}{q_{e,ik}} \right)^{-4,5} + \left(\frac{q_{c,ok}}{q_{e,ok}} \right)^{-4,5} \right] \right)^{-\frac{8}{9}} \quad (2.91)$$

formülasyonu ile hesaplanabilir [17]. Burada n_s temas alanının orta düzlemindeki $(x, 0, 0)$ bölüm (dilim) sayısıdır.

2.4.2 Yüzey altı von-Mises Gerilmeleri Kullanılarak Ömür Hesabı

Yukarıda bahsedildiği üzere, ISO [17]'ya göre ömür formülasyonunda temas basınçları kullanılmaktadır. Warda ve Chudzik'in [43] geliştirdikleri ömür modelinde ise yüzey altı von Mises gerilmeleri kullanılarak rulman ömrü hesaplanmaktadır. "Modifiye edilmiş Lundberg-Palmgren (L-P) ömür modeli" olarak da adlandırılan bu model, Lundberg ve Palmgren [18, 34] tarafından sunulan ömür modeli temel alınarak geliştirilmiştir. Bu modelde, rulmanda dönen bir iç bileziğin ve sabit bir dış bileziğin sağkalım (hasar almama) olasılıkları,

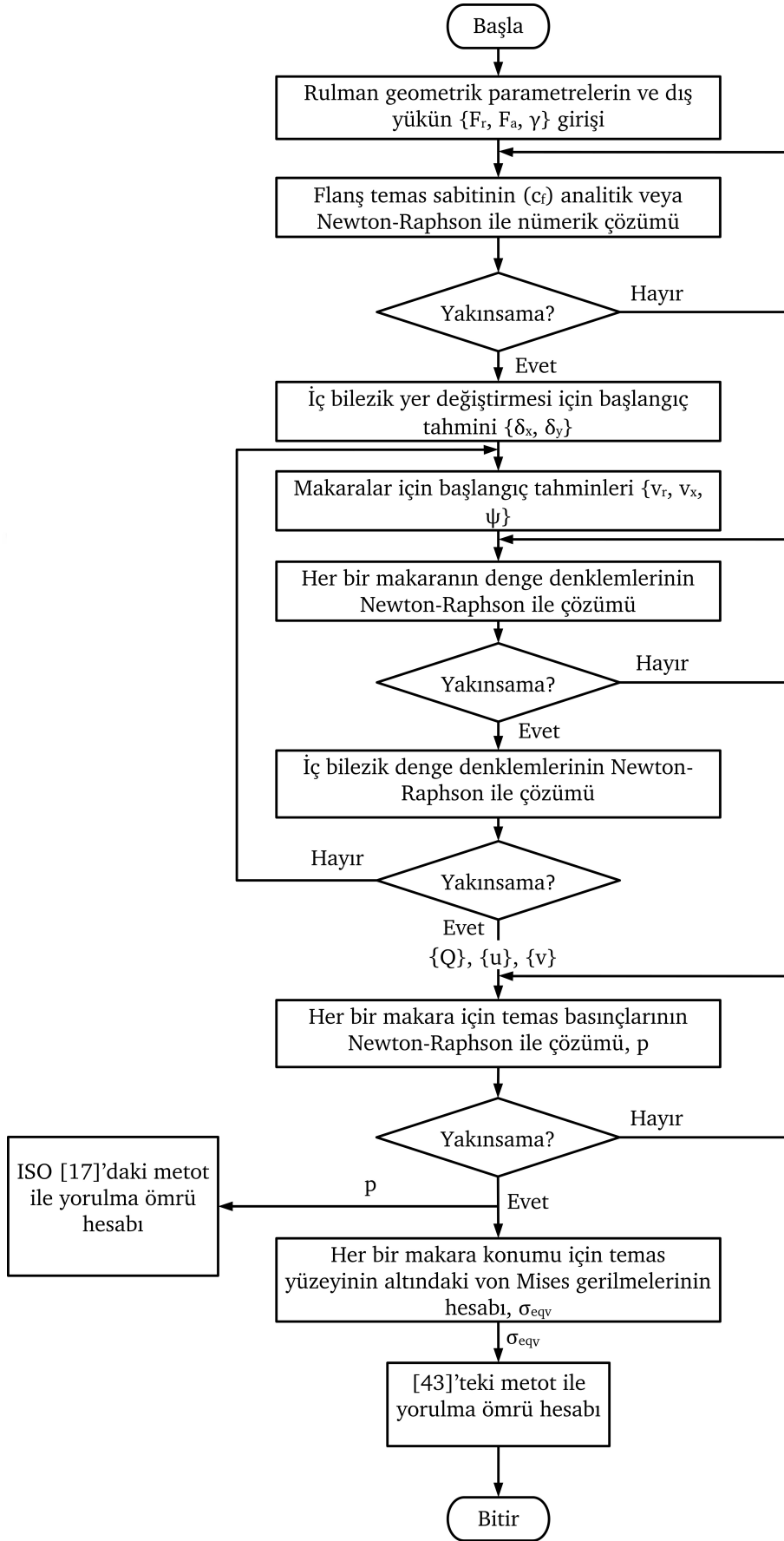
$$\ln \frac{1}{S_i} = A_c \cdot u_i^e \cdot L_i^e \cdot 2\pi \left(\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left(\int_0^l r_{ix} \sigma_{ix\varphi}^c z_{ix\varphi}^{1-h} dx \right)^{1/e} d\varphi \right)^e \quad (2.92)$$

$$\ln \frac{1}{S_o} = A_c \cdot u_o^e \cdot L_o^e \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^l r_{ox} \sigma_{ox\varphi}^c z_{ox\varphi}^{1-h} dx d\varphi \quad (2.93)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Burada i, o alt indisleri sırasıyla iç ve dış bileziği temsil etmektedirler. "S" sağkalım olasılığıdır ve 0.9'a eşittir. "u" bileziğin her devrindeki yük tekrar sayısıdır. " r_i " ve " r_o " iç ve dış yuvarlanma yollarının yarıçaplarıdır. " σ " temas alanının orta düzleminden geçen her bir dilimdeki derinlik eksen z boyunca oluşan maksimum von Mises gerilmeleridir. " z " maksimum von Mises gerilmesinin derinliğidir. " x " alt indisi x eksenini temsil eder ve değerlerin $(x, 0, z)$ düzleminden çekildiğine işaret eder (eksen yerleşimi için bkz. Şekil 2.8 ve 2.9). " φ " alt indisi makaranın açısıl konumunu gösterir ve rulmandaki her makara için bu işlemlerin tekrarlanması gerektiğini işaret eder. " A_c " malzeme sabitidir ve NUP 213 tip silindirik makaralı rulman için 4.5×10^{-40} olarak belirlenmiştir [25, 33, 48]. " c, h, e " üsleri ise sırasıyla 31/3, 7/3, ve 9/8'e karşılık gelmektedir. Yukarıdaki denklemlerde iç ve dış bileziğin yuvarlanma yolları ömürleri " L_i " " L_o " çekilerek hesaplandıktan sonra rulman ömrü aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir:

$$L_{10} = (L_i^{-e} + L_o^{-e})^{-1/e} \quad (2.94)$$

Rulman iç yük dağılımının, makara ve yuvarlanma yolları arasındaki temas basıncının, temas yüzeyinin altındaki von Mises gerilmelerinin ve rulman ömrünün elde edilme sürecinin hesap akış şeması Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 Hesaplama akış şeması

3.1 Küresel Makara Ucu-Konik Flanş Çifti İçin Modelin Doğrulanması

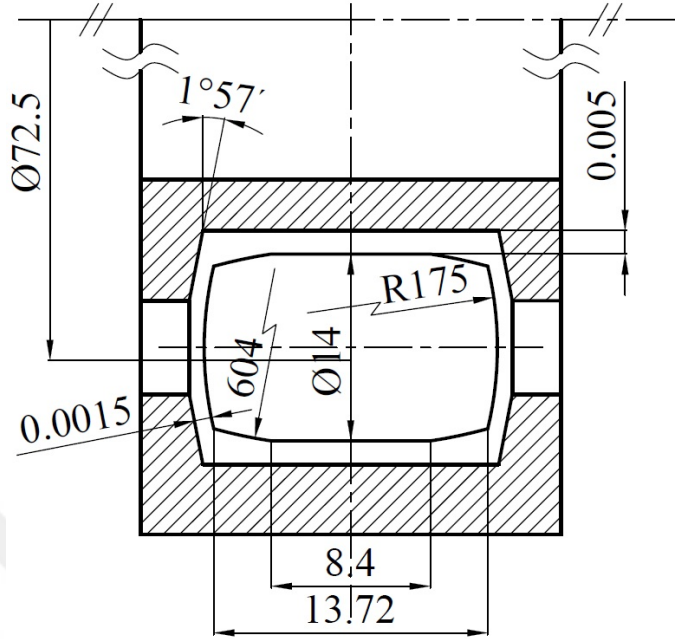
Daha önce de belirtildiği gibi bu tez çalışmasında¹, rulman iç yük dağılımının hesaplanmasında de Mul vd. [6, 7]'nin sundukları transformasyon matrislerinin kullanıldığı yaklaşım benimsenmiştir. De Mul vd. [6] çalışmalarında küresel makara ucu ve konik flanş ihtiva eden silindirik makaralı rulmanlar için iç yük dağılımını hesaplamışlardır. Yazarlar bu çalışmalarında makalenin kısıtlılığı açısından yalnızca bir flanş için deformasyon (iç içe geçme) eşitliğini sunmuşlardır.

Bu tez çalışmasında, De Mul vd. [6]'nin küresel makara ucu-konik flanş çifti deformasyon eşitliği için sundukları yöntem kullanılarak diğer üç flanş için de deformasyon ifadeleri sunulmuştur. Sunulan bu formüllerin ve MATLAB yazılımında yazılmış olan kodun doğruluğunun teyidi açısından, küresel makara ucu ve konik flanş ihtiva eden silindirik makaralı rulmanda iç yük dağılımı sonuçları [6]'daki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Referans çalışmada [6], 12 adet makaraya sahip NUP tip silindirik makaralı rulman kullanılmıştır (bkz. Şekil 3.1). De Mul vd. [6] çalışmalarında, geliştirdikleri yöntemle hesapladıkları verileri deneysel verilerle doğrulamışlardır. Modelde, radyal kuvvet F_y ve moment M girdilerine karşılık bilezik çökmesini (δ_y) ve açısal sapmasını (γ) hesaplamışlardır. Modelde ve deneyde, -8530, 0, 4440 [Nmm] olmak üzere üç farklı harici moment M_{ext} uygulanmıştır. 0'dan 20 kN'a kadar da radyal kuvvet tatbik edilmiştir. Radyal kuvvetin 0.2 mm kadar eksenden kaçık uygulanmasından dolayı harici momente ek bir moment ifadesi daha oluşturarak toplam momenti değiştirmektedir. Bu durum,

$$M = M_{ext} - (F_y - W) \times 0.2 \quad (3.1)$$

¹Tezde "Flanş Açısının Rulman Ömrüne Etkisi" başlıklı Bölüm 3'te elde edilen sonuçlar, Taylor & Francis yayınevine ait "Mechanics Based Design of Structures and Machines" adlı dergide "Fatigue life analysis of the radial cylindrical roller bearings: roller end-flange construction effect" başlığıyla yayımlanmıştır [74].

eşitliğiyle ifade edilebilir. Burada M uygulanan toplam moment ve W statik ağırlıktır ve $W = 600 [N]$ 'dur.

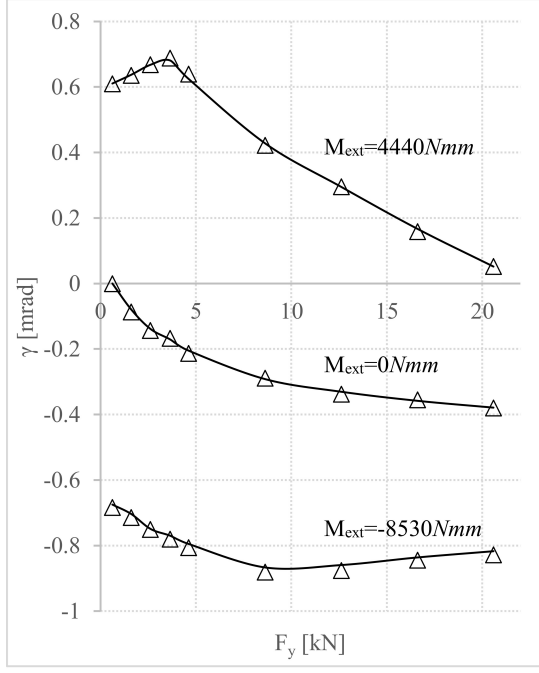


Şekil 3.1 Referans çalışmada kullanılan SMR [6]

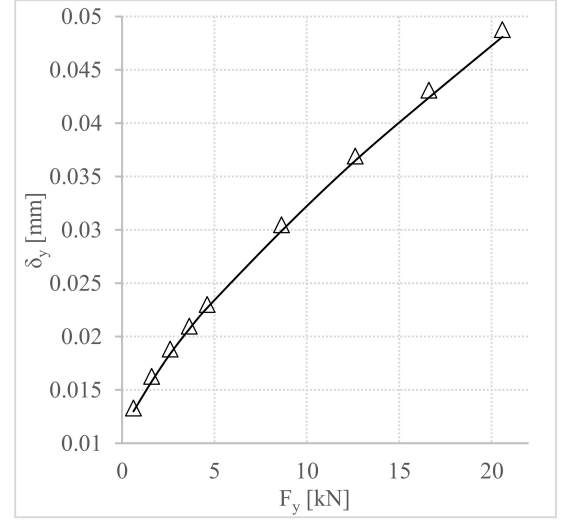
Şekil 3.2'de referans çalışmadan [6] alınan nümerik sonuçlarla bu çalışmada hesaplanan nümerik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Farklı harici momentlere M_{ext} ve farklı radyal yüklere F_y karşın hesaplanan iç bilezik açısallapma miktarları γ Şekil 3.2(a)'da gösterilmiştir. Farklı radyal yüklere F_y karşın elde edilen bilezik çökme miktarları δ_y Şekil 3.2(b)'de sunulmuştur. Bu noktada, bilezik çökme miktarlarının üç farklı moment değerine göre sabit kaldığını belirtmekte fayda vardır. Şekil 3.2'de görüldüğü üzere bu çalışmada elde edilen nümerik sonuçlar referans çalışmadaki [6] nümerik sonuçlarla neredeyse aynıdır. İhmal edilebilecek derecedeki farklar ise referans çalışmadaki [6] şekillerin çözünürlüklerinin düşüklüğüne yorulabilir.

3.2 Temas Basınçlarının ve Yüzeyaltı von Mises Gerilmelerinin Karşılaştırılması

Temas basınçlarının ve temas yüzeyi altında oluşan gerilmelerin karşılaştırmasına geçmeden önce, bu tez çalışmasının konusu olan NUP 213 tip silindirik makaralı rulmanın geometrik ölçüleri ve küresel makara ucu-konik flanş çifti geometrisi sunulacaktır. NUP 213 tip silindirik makaralı rulman ölçüleri Tablo 3.1'de verilmiştir. Malzeme elastisite modülü $E=208$ GPa, poisson oranı $\nu=0.3$ alınmıştır. Burada, de Mul vd. [6]'nın de çalışmalarında tatbik ettiği üzere, flanş kuvvetlerinin rulman iç yük dağılımına etkisini daha net göstermek açısından toplam eksenel boşluğun $2 \times \Delta_f$



(a)



(b)

△ Dilimleme Metodu [6]

— Dilimleme Metodu *Mevcut Çalışma*

Şekil 3.2 Sonuçların karşılaştırılması (a) bilezik açısıl sapması γ (b) Bilezik çökme miktarı δ_y

küçük tutulduğunu belirtmekte fayda vardır (bkz. Tablo 3.1).

Şekil 3.3'te küresel makara ucu-konik flanş çiftinin ilk temas anı gösterilmiştir. Bu çalışmada, küresel makara ucu yarıçapı R_s makara flanş açısına β göre değişecek şekilde tasarlanmıştır. Makara ucu küreselliğinin yarıçapı ile flanş açısı arasındaki bağıntı,

$$R_s = (D/2 - e_f) / \sin \beta \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir [62]. Burada D makara çapı, e_f ise makara ucu-flanş temas noktasının yuvarlanma yolundan itibaren olan yüksekliğidir ve

$$e_f = (1/2)h_{fe} + h_f - h_{fe} \quad (3.3)$$

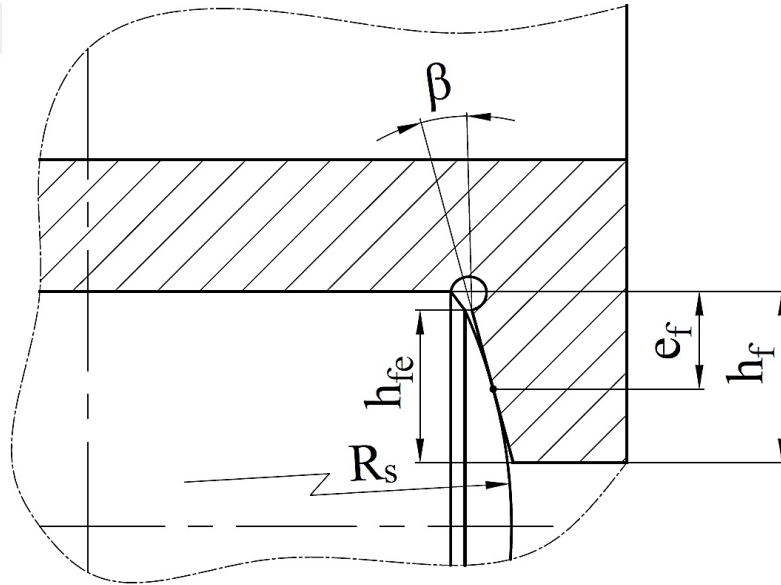
şeklinde hesaplanabilir [62]. Burada h_f , h_{fe} toplam ve etkin flanş yüksekliğidir. Etkin flanş yüksekliği h_{fe} , toplam flanş yüksekliğinden dip kavis (undercut) yüksekliğinin farkıdır. Bu çalışmada toplam flanş yüksekliği h_f 2.95 mm olarak varsayılmıştır [75]. Etkin flanş yüksekliği h_{fe} ise dip kavis yüksekliğinin 0.5 mm olduğu varsayımıyla 2.45

mm olarak alınmıştır.

Etkin flanş yüksekliği h_{fe} , toplam flanş yüksekliğinden dip kavis (undercut) yüksekliğinin farkıdır. Temas yüksekliği e_f , (2.47) nolu denklemden de görüleceği gibi etkin temas yüksekliğinin yarısına sabitlenmiştir. " h_f, h_{fe}, β, e_f " ölçüleri Şekil 3.3'te görülebilir.

Tablo 3.1 NUP 213 tip SMR'nin geometrik ölçüleri ve dinamik yük derecesi [25]

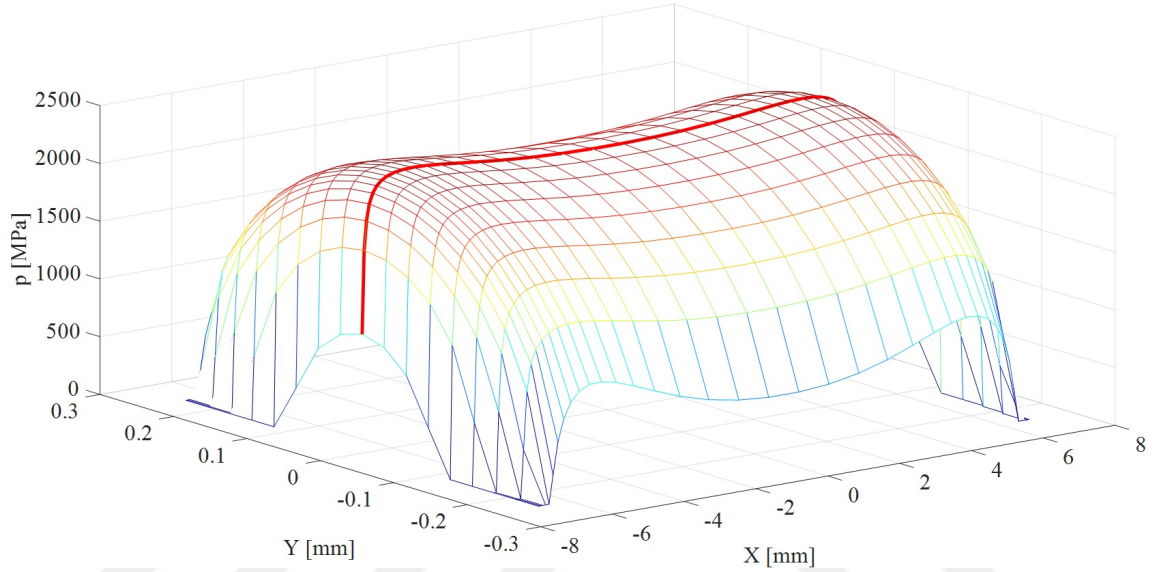
Parametre	Değer
Ortalama çap, d_m/mm	93.5
Makara çapı, D/mm	15
Makara etkin uzunluğu, l_e/mm	14
Toplam makara sayısı, Z	16
Toplam rulman radyal iç boşluğu, P_d/mm	0.038
Toplam eksenel boşluk, $2 \times \Delta_f/mm$	0.003
Flanş açısı, $\beta/^\circ$	0.1 ... 1.1
Dinamik yük derecesi, C/N	122000



Şekil 3.3 Küresel makara ucu ve konik flanşın ilk temas pozisyonları

Radyal olarak maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasında oluşan temas basıncı ve yüzeyaltı von Mises gerilmeleri Şekil 3.4 ve 3.5'te sunulmuştur. Daha önce F_y ve F_x olarak verilen radyal ve eksenel kuvvetler, gösterim basitliği açısından burada F_r ve F_a ile sembolize edilmiştir. Şekil 3.4'te makara eksenini X ve makara yuvarlanma doğrultusu Y tabanındaki üç boyutlu (3B) temas basıncı dağılımı sunulmuştur. Ayrıca, ISO [17] ömür hesabı için gerekli olacak olan orta düzlemdeki temas basınçları kırmızı

kalın bir çizgiyle vurgulanmıştır (Şekil 3.4). İç bilezik, rulman dinamik radyal yük derecesinin (C) onda dördü kadarlık bir radyal yüke maruz bırakılmıştır, $F_r = 0.4C$. Şekil 3.4'ten Şekil 3.8'e kadar olan grafiklerde rulman radyal boşluğu sıfır ($P_d = 0$) ve flanş açısı 0.5 derece ($\beta = 0.5^\circ$) kabul edilmiştir. Bölüm 2.2'de bahsedildiği üzere temas basınçları ve yüzeyaltı von Mises gerilmeleri hesaplanırken, muhtemel tepe basınçlarını ve gerilmelerini hassas bir şekilde hesaplayabilmek ve çözüm süresini kısaltmak için makara profilinin uç kısımlarında daha küçük alana sahip bölümler (dilimler) kullanılmıştır.

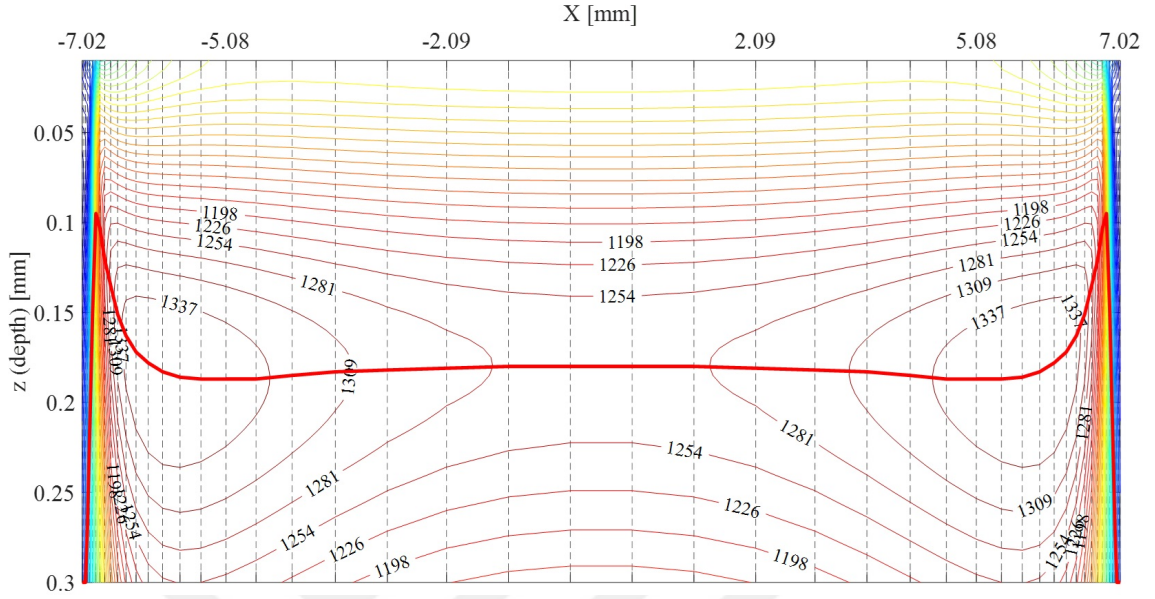


Şekil 3.4 $F_r = 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basıncı dağılımı

Şekil 3.5'te, makara eksenini doğrultusu X ve yüzeyaltı derinlik yönü z boyunca orta düzlemdeki von Mises gerilme dağılımı gösterilmiştir. Temas çizgisi boyunca her bölüm (dilim) kesikli çizgilerle temsil edilmiştir. Her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri kırmızı kalın bir çizgiyle vurgulanmıştır. Bölüm 2.4.2'de de belirtildiği üzere, derinlik boyunca her bir dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri modifiye edilmiş Lundberg-Palmgren ömür modelinde [43] kullanılacaktır.

Matlab ortamında oluşturulan rulman modelinden elde edilen bazı temas yüzey basınçları ve yüzeyaltı von Mises gerilmeleri [33]'deki nümerik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Warda ve Chudzik'in [33] çalışmalarında NU 213 tip silindirik makaralı rulmanda (SMR) radyal boşluğu sıfır ($P_d = 0$) farz edip $F_r = 0.1C, 0.2C, 0.4C$ 'lik radyal yükler uygulamışlardır. Nümerik karşılaştırma yapmak açısından bu çalışmada da aynı radyal yükler ve aynı radyal boşluk uygulanarak maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basınçları ve yüzeyaltı von Mises gerilmeleri Şekil 3.6 ve 3.7'de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Warda ve Chudzik [33] çalışmalarında NU 213 tip SMR kullanırlarken, bu çalışmada NUP 213

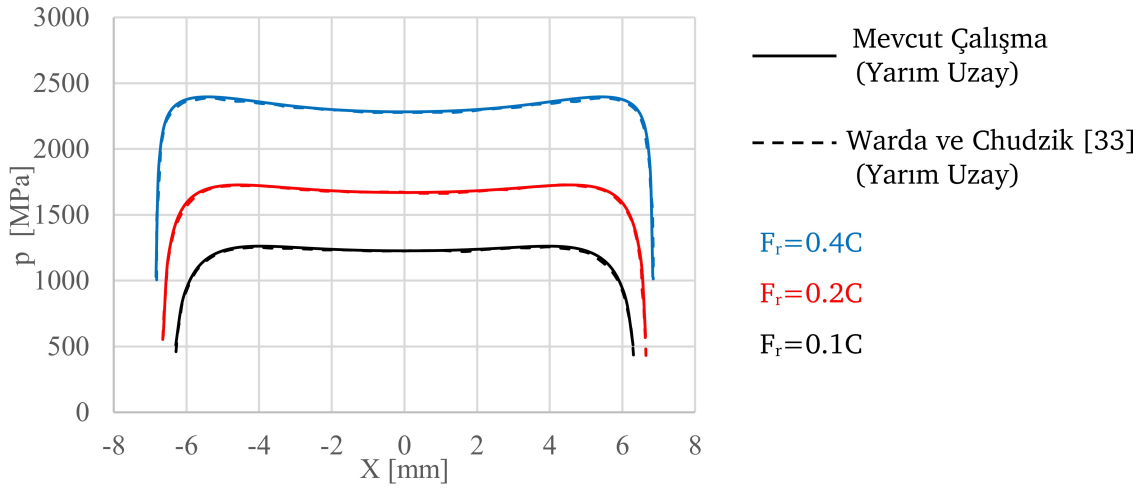
tip SMR kullanılmıştır. Bu iki tip rulmanda bilezik açılal sapması makaralara farklı yalpa açılarını yaptıracağından (bkz. Şekil 2.1), bilezik açılal sapması için sonuçlar bu karşılaştırmaya dahil edilmemiştir.



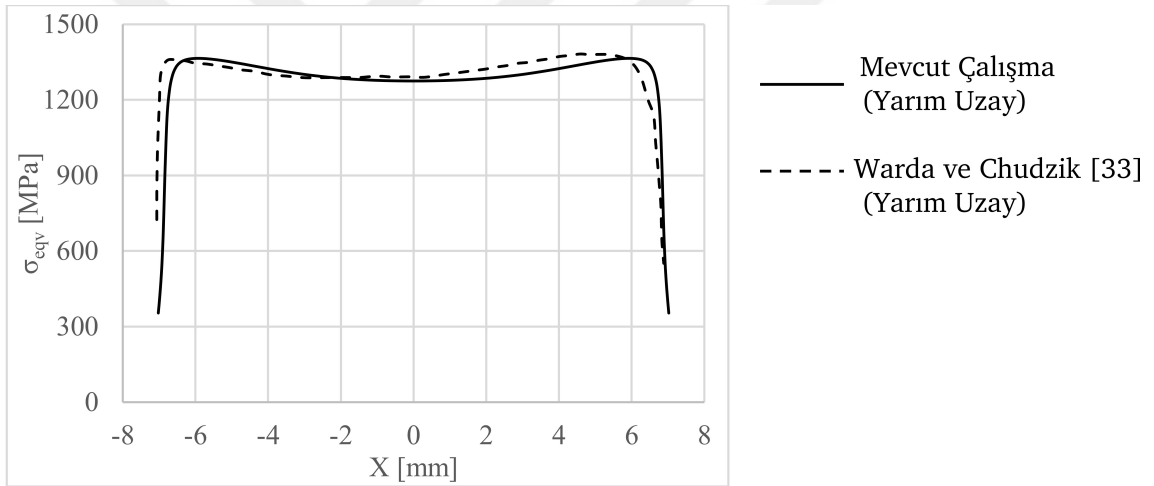
Şekil 3.5 $F_r = 0.4C$ yükü altında, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında orta düzlemdeki yüzeyaltı von Mises gerilmeleri kontur çizgileri $\sigma_{eqv}(x, 0, z)$

Şekil 3.6 ve 3.7’de, bu tez çalışmasından elde edilen elastik yarım uzay metodu sonuçları referans çalışmadan alınan ve aynı yöntemle elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 3.6’dan görüleceği üzere, $F_r = 0.1C, 0.2C, 0.4C$ radyal yükleri için mevcut çalışmadan elde edilen maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basınçları dağılımı referans çalışmadan [33] çekilen sonuçlarla neredeyse aynıdır. Şekil 3.7’ye bakıldığında, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri ile bunların derinlikleri, mevcut çalışma ve referans çalışma [33] için birbirlerine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Şekil 3.7’deki küçük farklılıklar, referans çalışmadaki grafiğin [33] bir miktar asimetrik olmasından kaynaklanmaktadır.

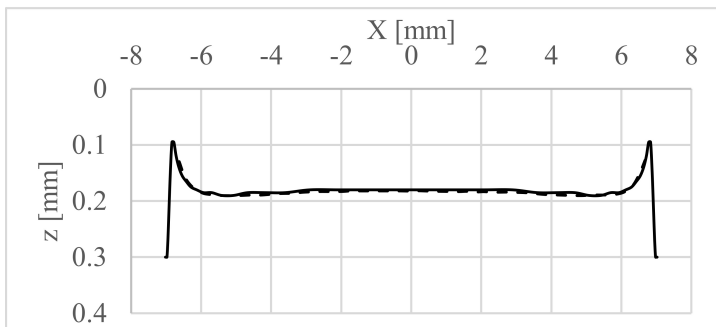
Şekil 3.8’de, iç bileziğe radyal yükün F_r yanında eksenel yükün F_a de gelmesi durumunda maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasındaki yüzeyaltı von Mises gerilmeleri Chudzik ve Warda [25]’nin çalışmalarındaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Chudzik ve Warda [25] çalışmalarında NJ 213 tip silindirik makaralı rulman kullanmışlardır. NUP tip SMR, NJ tip SMR’nin çift yönlü yük taşıyabilen modeli olduğundan bu iki tip SMR’de eksenel rulman yükü geldiğinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması doğru olacaktır. Bununla birlikte, Referans çalışmada [25] yalnızca sonlu eleman yönteminden (SEM) elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Bu nedenle, iki farklı yöntemin sonuçlarının karşılaştırılmasından doğan minimal farklılıklar mevcuttur (bkz. Şekil 3.8).



Şekil 3.6 $F_r = 0.1C, 0.2C, 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik arasındaki temas basıncı dağılımı



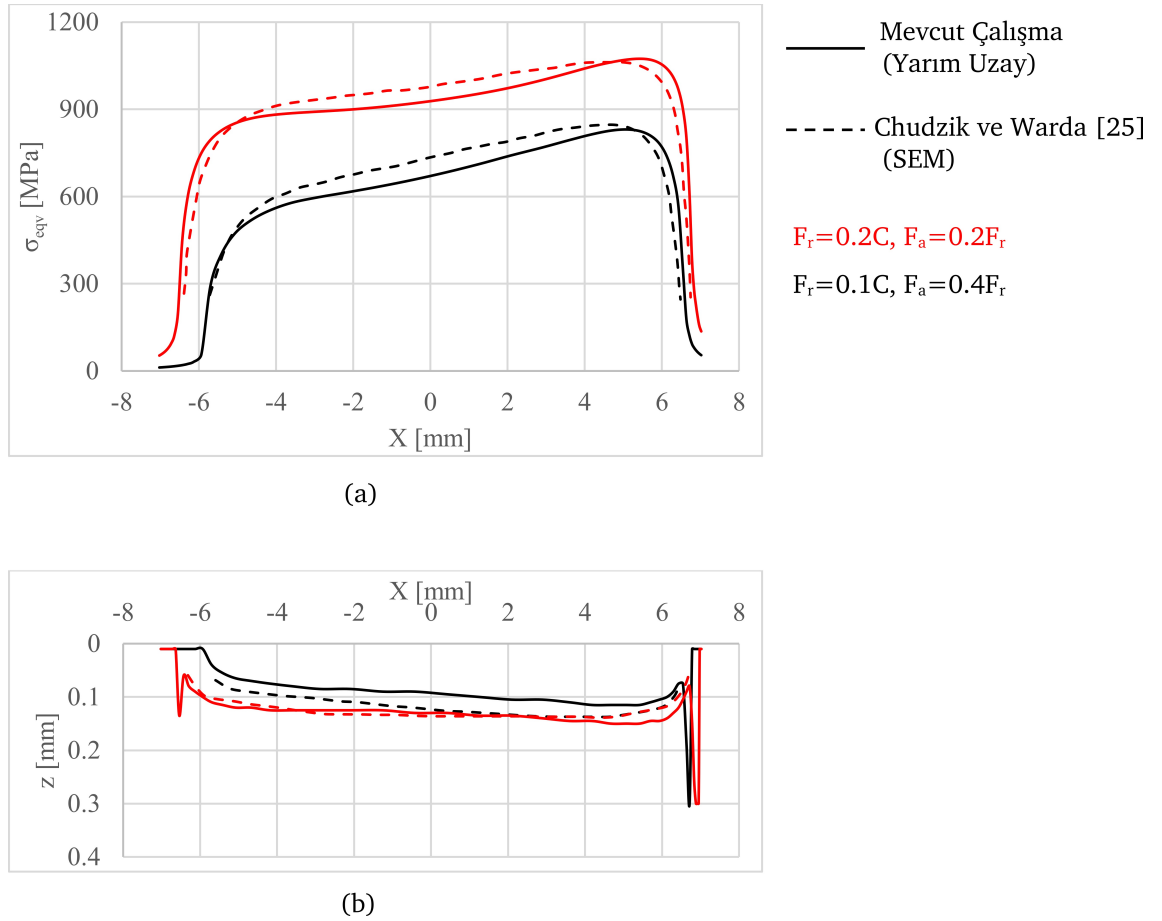
(a)



(b)

Şekil 3.7 (a) $F_r = 0.4C$ için, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri σ_{eqv} , (b) maksimum von Mises gerilmelerinin yüzey altındaki derinlikleri z

Şekil 3.8'deki yarım uzay ve SEM arasındaki bu küçük farklılıklar, Warda ve Chudzik [33]'teki çalışmada da mevcuttur. Warda ve Chudzik [33] de bu durumu, farklı hesaplama yöntemleri kullanılmasına (yarım uzay vs. SEM) bağlamışlardır. Şekil 3.8(a)'dan görüleceği üzere temas hattının orta kısımlarında elastik yarım uzaydan elde edilen her dilimdeki von Mises gerilmeleri σ_{eqv} bir miktar düşüş göstermektedir. Şekil 3.8(b)'de sunulan maksimum von Mises gerilmelerinin derinliklerinin de referans çalışmadan çekilen [25] SEM sonuçlarıyla bir miktar farklılık gösterdiği görülebilir ve bu durum da farklı iki yöntem kullanılmış olmasına (yarım uzay vs. SEM) bağlanabilir.



Şekil 3.8 (a) $F_r = 0.1C, F_a = 0.4F_r$ ve $F_r = 0.2C, F_a = 0.2F_r$ birleşik rulman yüklemeleri altında, maksimum yüklü makara ile iç bilezik temasında her dilimdeki maksimum von Mises gerilmeleri σ_{eqv} , (b) maksimum von Mises gerilmelerinin yüzey altındaki derinlikleri z

3.3 Rulman Ömrü Sonuçları

NUP 213 tip silindirik makaralı rulmanın (SMR) ömür hesaplamaları, temas basınçlarının kullanıldığı standartta belirtilen yöntem [17] ve yüzeyaltı von Mises gerilmelerinin kullanıldığı modifiye edilmiş L-P ömür teorisi yöntemine göre [43]

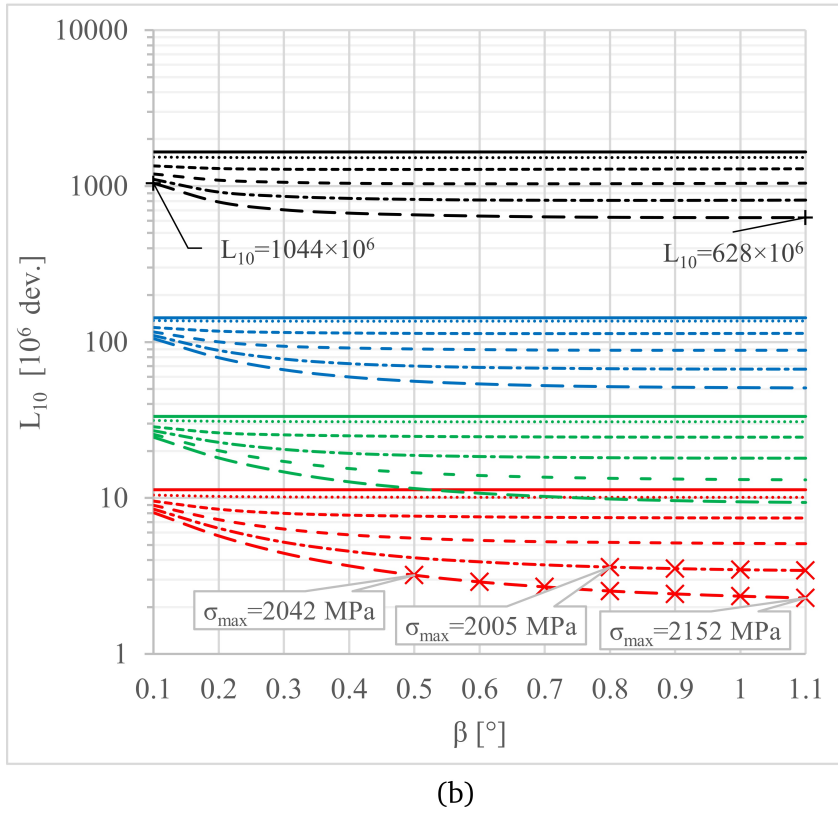
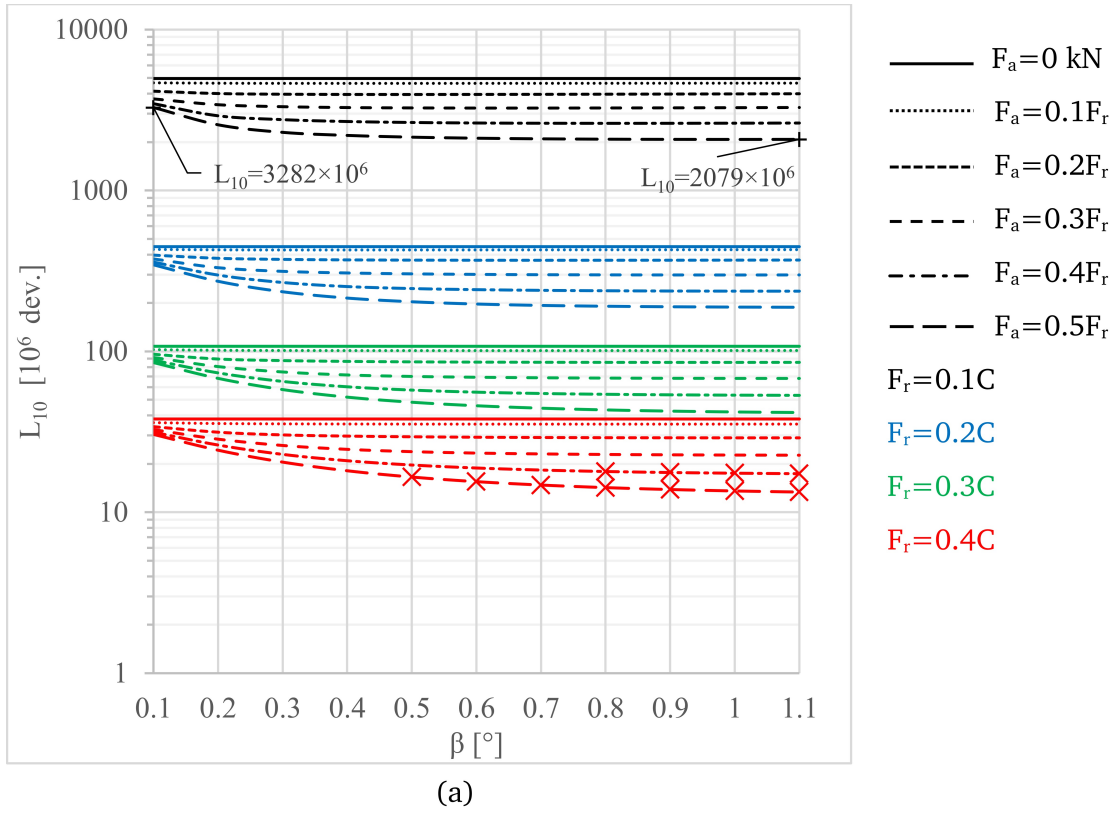
yapılmıştır. Bu bölümde takip eden grafiklerde rulman toplam radyal boşluğu 0.038 mm olarak alınmıştır ($P_d = 0.038 \text{ mm}$). Bu bölümde flanş açısının β rulman ömrüne L_{10} etkisi incelenmiş ve sonuçlar $F_r - F_a$ ve $F_r - \gamma$ olmak üzere iki farklı birleşik rulman yüklemesi altında incelenmiştir.

Radyal ve eksenel birleşik yüklemesi için ($F_r - F_a$), $F_r = 0.1C$ 'den $F_r = 0.4C$ 'ye kadar farklı radyal yükler ve $F_a = 0.1F_r$ 'den $F_a = 0.5F_r$ 'ye olmak üzere geniş bir eksenel yük aralığı dikkate alınmıştır (Şekil. 3.9). İç bileziğe eksenel yük F_a geldiğinde, iç ve dış bilezik eksenlerinin birbirlerine olan paralelliklerinin bozulmadığı varsayılmıştır. Şekil 3.9'da, yalnızca radyal yük olduğu durumlarda ($F_a = 0$), flanş açısının β rulman ömrü üzerindeki etkisi mevcut değilken, eksenel yük arttıkça flanş açısının rulman ömrünü düşürücü etkisinin arttığı görülmektedir. Yüksek radyal rulman yükü altında ($F_r = 0.4C$), flanş açısının β rulman ömrü üzerindeki L_{10} bu azaltıcı etkisi daha net görülmektedir (bkz. Şekil. 3.9). Bununla birlikte flanş açısının belirli bir değerinden itibaren rulman ömrü üzerindeki etkisi sınırlı kalmaktadır (Şekil. 3.9).

Silindirik makaralı rulmanlarda sık karşılaşılan ortalama radyal işletme yükünün $F_r \approx 0.11C$ olduğu göz önünde bulundurularak [62], Şekil 3.9'da $F_r = 0.1C$ radyal yüklemesi altında $F_a = 0.5F_r$ eksenel yüklemesi için $\beta = 0.1^\circ$ ve $\beta = 1.1^\circ$ açılarındaki rulman ömür değerleri etiketlenmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, $\beta = 0.1^\circ$ 'den 1.1° 'ye artarken ISO'ya göre [17] rulman ömrü 1.58 katına düşerek 3282 milyon devirden 2079 milyon devire düşmüştür. Benzer şekilde, $\beta = 0.1^\circ$ 'den 1.1° 'ye artarken modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] göre rulman ömrü de 1.66 katına düşerek 1044 milyon devirden 628 milyon devire düşmüştür.

Flanş açısının rulman ömrü üzerindeki etkisi, bu açının makaranın yalpa hareketine olan etkisiyle açıklanabilir. $F_r = 0.2C$, $F_a = 0.5F_r$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi Şekil 3.10'da görülmektedir. Küçük flanş açısı β değerlerinde makara yalpa açısındaki ψ değişim oranı yüksek iken flanş açısının artmasıyla bu artış oranı da düşmektedir. Bu durum, aynı yüklerde makara yalpa açısı arttıkça ömrün düşeceği göz önünde bulundurulduğunda, flanş açısının düşük değerlerinde ömürdeki düşüş oranının yüksek olmasını ve belli bir açı değerinden sonra bu etkinin azalması ve hatta kaybolmasını açıklamaktadır (bkz. Şekil. 3.9 ve 3.10).

Makara yalpa açısındaki ψ değişim, flanşın makara üzerinde oluşturduğu moment ile ilişkilidir. $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi için, iç bilezik sol flanşı ve dış bilezik sağ flanşı makara ucuyla temas etmektedir (bkz. Şekil 3.11). Makara ile temas eden her flanş makara üzerinde moment üretmektedir ve bilezikler birbirlerine paralel kaldıkları sürece bu flanş momentleri her flanş için eşit değerde olmaktadır. Şekil



Şekil 3.9 Farklı radyal F_r ve eksenel F_a rulman yükleri ve farklı flanş açıları β için rulman ömür sonuçları (a) DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları, (b) modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçları

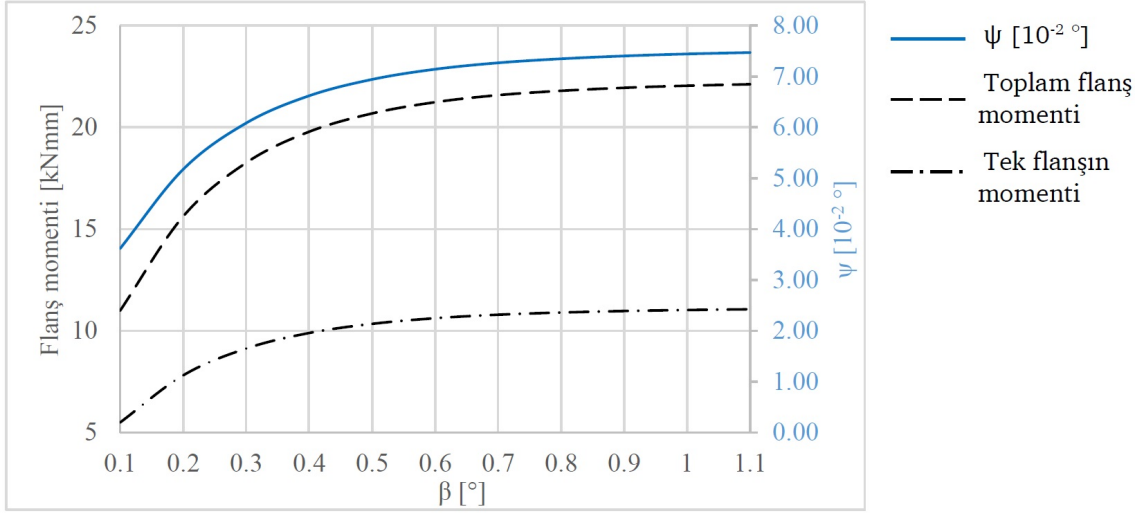
3.10'da, iç bilezik sol flanşın ve iki flanşın toplam ürettiği moment gösterilmiştir. Şekil 3.11'den iç bilezik sol flanşın ürettiği momentin $Q_{f-il} \times \sin(\mu_{il}) \times \zeta$ ifadesine eşit olduğu görülebilir. $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi için iç bilezik açısız sapması γ sıfır olduğundan μ_{il} ifadesi ile μ_{oR} ifadesinin birbirine eşit olduğu ve $\mu_0 - \psi$ 'ye karşılık geldiği Bölüm 2.1.2 Denklem 2.28'e dönülerek incelenebilir. Bu noktada μ_0 açısının flanş açısı β 'ya eşit olduğunu tekrar hatırlatmakta fayda görülmektedir. Şekil 3.10'da maksimum yüklü makaranın yalpa hareketinin artış trendi toplam flanş momentinin artış trendiyle aynı olduğu görülmektedir.

Toplam flanş momentindeki artışın ana sebebi flanş kuvvetinin moment kolundaki artıştır. Şekil 3.11'den iç bilezik sol flanş ve dış bilezik sağ flanş için flanş kuvveti moment kolları sırasıyla $\sin(\mu_{il}) \times \zeta$ ve $\sin(\mu_{oR}) \times \zeta$ ifadelerine eşit olduğu görülebilir. Şekil 3.12'den, flanş açısı β 'nın artışıyla flanş kuvveti moment kolunun da arttığı görülmektedir. Bu durumu özetlemek gerekirse, flanş açısının artmasıyla flanş kuvvetinin moment kolu arttığından flanş kuvvetlerinin makara üzerinde oluşturduğu moment artmakta ve dolayısıyla makara yalpa açısı artmaktadır.

Diğer taraftan, flanş açısının artışıyla flanş katılığı azalmaktadır ve normalde katılık azalması makaranın yalpa açısını düşürücü etkiye sahiptir. Fakat flanş açısının artışıyla flanş kuvvetinin moment kolundaki artış, flanş katılığındaki düşüşe nazaran makara yalpası üzerinde daha dominant bir etkiye sahip olduğundan makara yalpa açısı yükselmektedir.

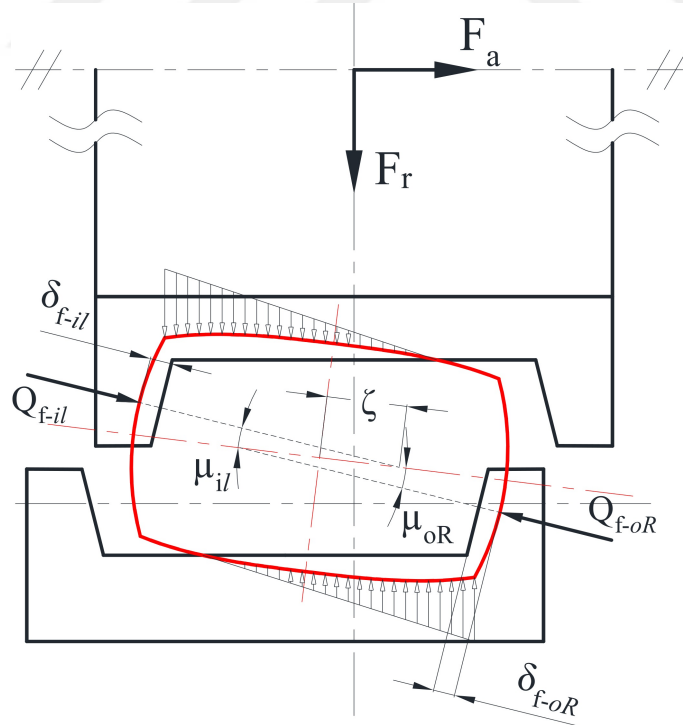
Küçük flanş açıları, radyal olarak yüksüz makaralarda bile flanş yükü mevcut olabilmektedir. Flanş açısı arttıkça radyal olarak yüksüz makaralarda flanş kuvveti azalırken radyal olarak yüklü olan makaralarda flanş kuvveti artmaktadır. Bu durum, radyal olarak yüksüz makaralarda yalpa açısındaki küçük bir artış bile flanş temasının kesilmesine sebep olarak, iç bilezik yük dengesinin sağlanması için radyal olarak yüklü makaralarda flanş yükünün artması olarak açıklanabilir. Radyal olarak maksimum yüklü makara üzerindeki flanş kuvvetinin flanş açısıyla birlikte artışı Şekil 3.12'de görülebilir.

Bu açıklamalar ek olarak, rulman eksenel dış yükünün ömür üzerindeki düşürücü etkisi flanş açısının yüksek değerlerinde daha belirgin görülebilmektedir (bkz. Şekil 3.9). Ömür hesaplamaları yapılırken yüzey altındaki maksimum von Mises gerilmelerinin akma sınırını geçip geçmediği her analizde kontrol edilmiştir. Rulman çeliğinin akma gerilmesi 2030 MPa olarak alınmıştır [76]. Şekil 3.9'da yüzeyaltı von Mises gerilmelerinin akma sınırına yaklaştığı ve geçtiği noktalar çarpı işaretiyle gösterilmiş ve bazılarının değeri yazılmıştır. Çarpı işaretlerinin olduğu noktalarda malzeme hasarı yorulmadan önce akmadan dolayı gerçekleşme ihtimalinin olduğu



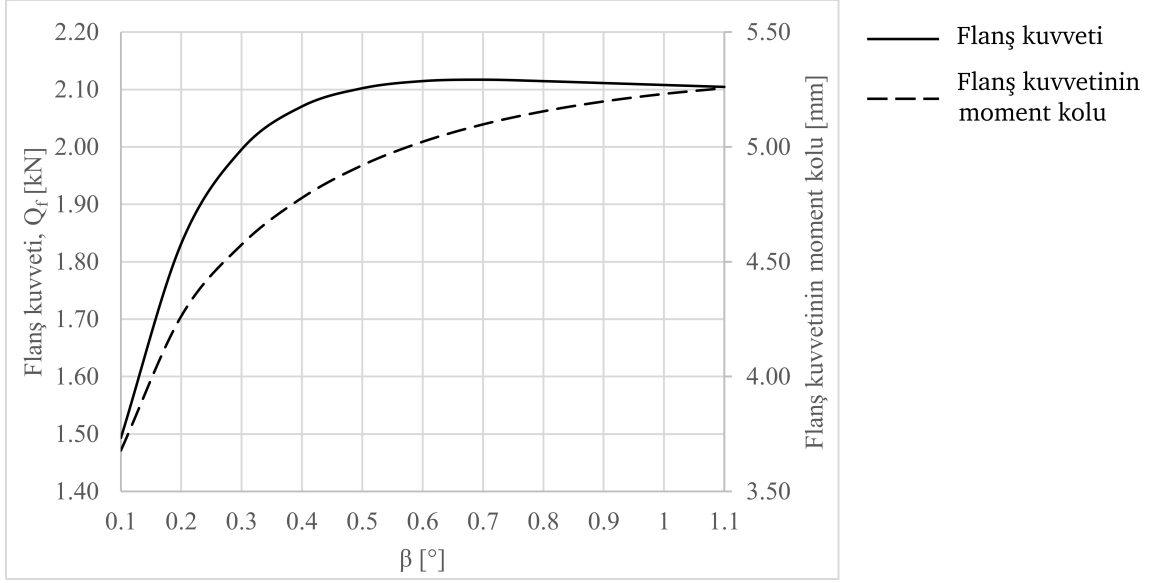
Şekil 3.10 $F_r = 0.2C, F_a = 0.5F_r$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişimine karşı maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi ψ ve flanş kuvvetlerinin makara merkezine göre ürettikleri moment

yorumu yapılabilir. Bunların yanında, Şekil 3.9'dan, DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları ve modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçlarının; radyal yük, eksenel yük ve flanş açısı değişkenleri karşısında benzer davranışlar gösterdiği görülmektedir.



Şekil 3.11 $F_r - F_a$ birleşik yüklemesi altında flanş kuvvetleri ve makara yalpa hareketi görseli

$F_r - F_a$ birleşik yüklemesi haricinde, $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi altında da



Şekil 3.12 $F_r = 0.2C, F_a = 0.5F_r$ birleşik rulman yüklemesi altında, maksimum yüklü makara için flanş açısındaki β değişimine karşı flanş kuvvetinin ve flanş kuvveti moment kolunun değişimi

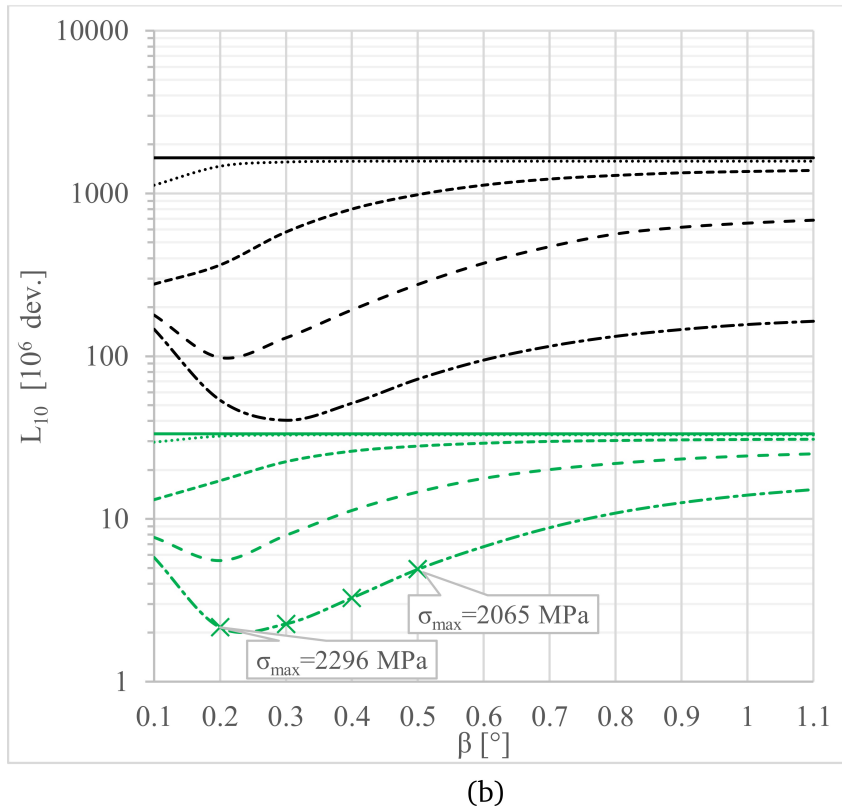
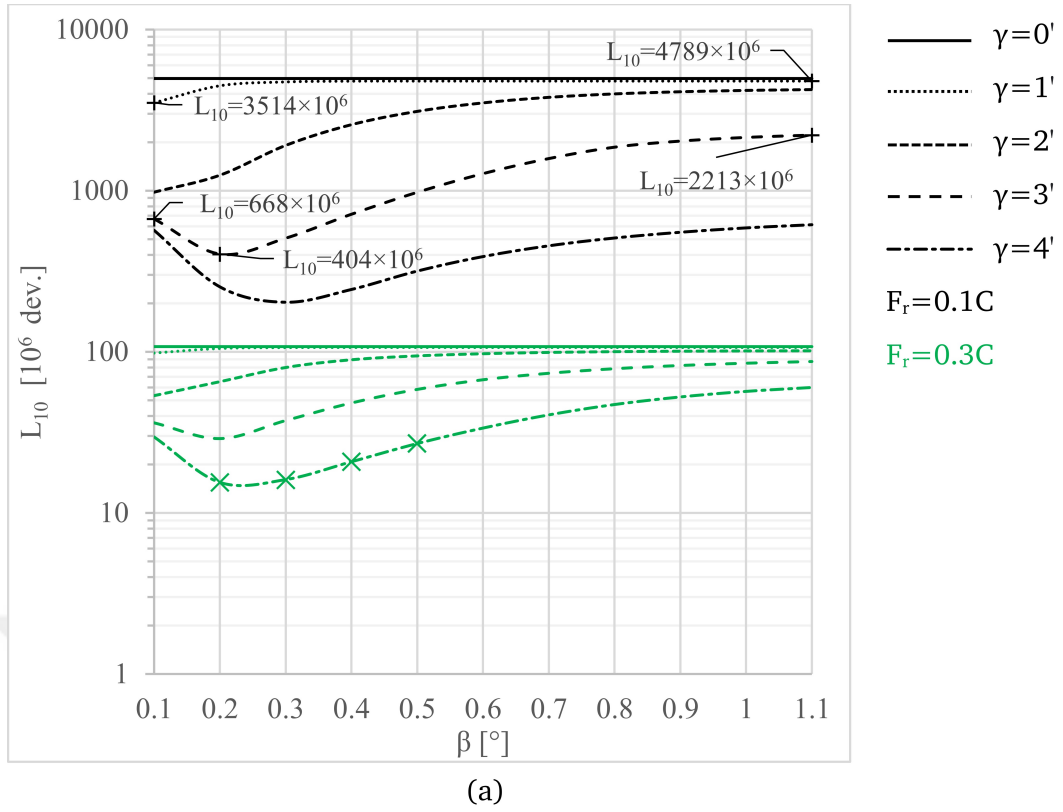
flanş açısı β 'nın değişiminin rulman ömrüne etkisi incelenmiştir (Şekil 3.13). İç bilezik açısız sapma açısı γ için $\gamma = 0', 1', 2', 3', 4'$ ve radyal yük F_r için $F_r = 0.1C, 0.3C$ değerleri dikkate alınmıştır. Burada "C" dakika sembolüdür. İç bilezik açısız sapması $\gamma = 0'$ 'ya eşit olduğunda, ki bu yalnızca radyal yükün olduğu senaryodur, makara ucu-flanş teması mevcut olmadığından flanş açısının değişiminin rulman ömrü üzerinde herhangi bir etkisi olmadığı görülmektedir (Şekil 3.13). İç bilezik açısız sapması γ arttıkça flanş açısı β 'nın rulman ömrü üzerindeki etkisi daha belirgin hale gelmektedir. Şekil 3.13'ten görüleceği üzere, iç bileziğin küçük açısız sapmalarında ($\gamma = 1', 2'$) flanş açısı artarken rulman ömrü de artış göstermektedir. Şekil 3.13'te $F_r = 0.1C$ radyal yük altında ve $\gamma = 1'$ 'lık iç bilezik açısız sapması için $\beta = 0.1^\circ$ ve $\beta = 1.1^\circ$ açılarındaki rulman ömür değerleri etiketlenmiştir. $\beta = 0.1^\circ$ 'den 1.1° 'ye artarken ISO'ya göre [17] rulman ömrünün 3514 milyon devirden 1.36 katına artarak 4789 milyon devire yükseldiği görülmektedir. Bununla birlikte iç bileziğin daha yüksek açısız sapmalarında ($\gamma = 3', 4'$) belirli bir flanş açısına kadar ömür azalmakta ve ardından artış göstermektedir. Şekil 3.13'te $F_r = 0.1C$ radyal yük altında ve $\gamma = 3'$ 'lık iç bilezik açısız sapması için $\beta = 0.1^\circ, \beta = 0.2^\circ$ ve $\beta = 1.1^\circ$ açılarındaki rulman ömür değerleri etiketlenmiştir. $\beta = 0.1^\circ$ 'den 0.2° 'ye artarken ISO'ya göre [17] rulman ömrünün 668 milyon devirden 1.65 katına düşerek 404 milyon devire azaldığı ve ardından $\beta = 0.2^\circ$ 'den 1.1° 'ye artarken rulman ömrünün 404 milyon devirden 5.48 kat artarak 2213 milyon devire ulaştığı Şekil 3.13'ten görülmektedir. $F_r - F_a$ birleşik yüklemesinde yapılan açıklamalarda olduğu gibi, $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi için de flanş açısına karşı rulman ömründeki bu dalgalanmalar makara yalpa hareketiyle ψ açıklanabilmektedir.

Şekil 3.14'te, $F_r = 0.1C, \gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşın maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi ve iç bileziğin aksel yer değiştirmesi sunulmuştur. Şekil 3.14'te yalpa açısındaki ψ eksi işareti negatif yönü sembolize eder ve yalpa açısının pozitif yönü önceki bölümdeki Şekil 2.2'de görülebilir. Şekil 3.14'ten görüleceği üzere flanş açısı β 0.1° 'den 0.3° 'ye arttıkça makara yalpa açısı da ψ artmakta ve ardından flanş açısının artmaya devam etmesiyle yalpa açısı düşüş göstermektedir. Aynı yükler için ($F_r = 0.1C, \gamma = 4'$) rulman ömrünün flanş açısı tabanındaki değişimine bakıldığında (Şekil 3.13), aynı flanş açısı aralıklarında makara yalpasıyla ters orantılı olarak rulman ömrü azalış ve ardından artış gösterdiği görülebilir. Tekrarlamak gerekirse, makara yalpa açısının ψ flanş açısı β karşısındaki değişim trendi rulman ömrünün flanş açısı tabanındaki yönelimini açıklamaktadır.

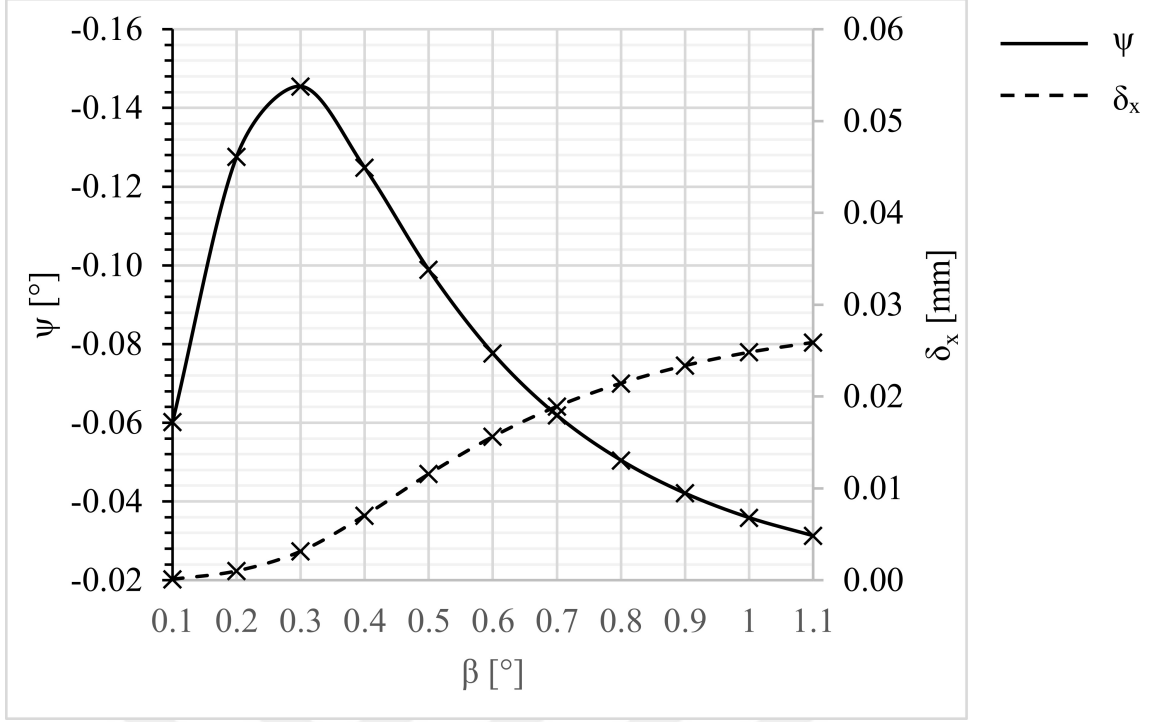
Makara yalpa açısının (ψ) flanş açısı (β) karşısındaki değişimi ise makara üzerindeki moment dengesinin analizi ile açıklanabilmektedir. İç bileziğe pozitif $F_r - \gamma$ birleşik rulman yükü uygulandığında, iç bilezik sağ flanş ile dış bilezik sol flanş makara uçları ile temas etmektedir (bkz. Şekil 3.15). Dolayısıyla bu flanşların makarayla temasından ortaya çıkan flanş kuvvetleri makarayı merkezi etrafında dönmeye zorlayan moment yükü oluşturmaktadır. İç bilezik sağ flanş kuvvetinin oluşturduğu momentin $Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ ifadesine karşılık gelirken, dış bilezik sol flanşın oluşturduğu moment $Q_{f-ol} \times \sin(\mu_{ol}) \times \zeta$ ifadesine karşılık geldiği Şekil 3.15'ten görülebilmektedir. Burada μ_{iR} ifadesi $\mu_0 - \theta + \psi$ 'ye karşılık gelirken μ_{ol} ifadesinin $\mu_0 + \psi$ 'ye karşılık geldiği Bölüm 2.1.2 Denklem 2.28'e dönülerek incelenebilir.

Şekil 3.16'dan görüleceği üzere, flanş açısı $\beta = 0.1^\circ$ iken, iç bilezik sağ flanşın oluşturduğu moment $Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ negatif işaretlidir. Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere, sinüs fonksiyonun içerisindeki açı, yüklemekten sonra makara eksen çizgisi ile flanş kuvvet doğrultusu arasında kalan açıdır (bkz. Şekil 3.15). Küçük flanş açılarında β ve yüksek iç bilezik açısal sapmalarında γ , ki burada $\gamma = 4'$ 'dir, bu açı negatife düşebilir, dolayısıyla burada olduğu gibi moment de negatife düşebilir. Bilindiği üzere flanş kuvvetinin ürettiği moment ifadesinin iki adet çarpanı vardır. İç bilezik sağ flanştan örnek verilecek olursa bu çarpanlar flanş kuvveti Q_{f-iR} ve moment koludur $\sin(\mu_{iR}) \times \zeta$. Şekil 3.16'da, flanş açısı $\beta = 0.1^\circ$ iken, iç bilezik sağ flanşın oluşturduğu momentin negatif olması küçük flanş açısı ve iç bileziğin yüksek açısal sapması durumunda moment kolunun negatife düşmesinden kaynaklanmaktadır.

Flanş açısı β 0.1° 'den 0.2° 'ye artarken, iç bilezik sağ flanşın oluşturduğu momentin $Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ işareti pozitif geçmektedir (bkz. Şekil 3.16). Bu, iki flanşın ürettiği momentlerin işaretlerinin aynı olduğu anlamına gelir (Şekil 3.16). Flanş açısı β 0.1° 'den 0.2° 'ye artarken, iç bilezik sağ flanş momenti $Q_{f-iR} \times \sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ negatiften



Şekil 3.13 Farklı radyal yük F_r ve bilezik açısall sapmaları γ ve farklı flanş açılar β için rulman ömür sonuçları (a) DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları, (b) modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçları



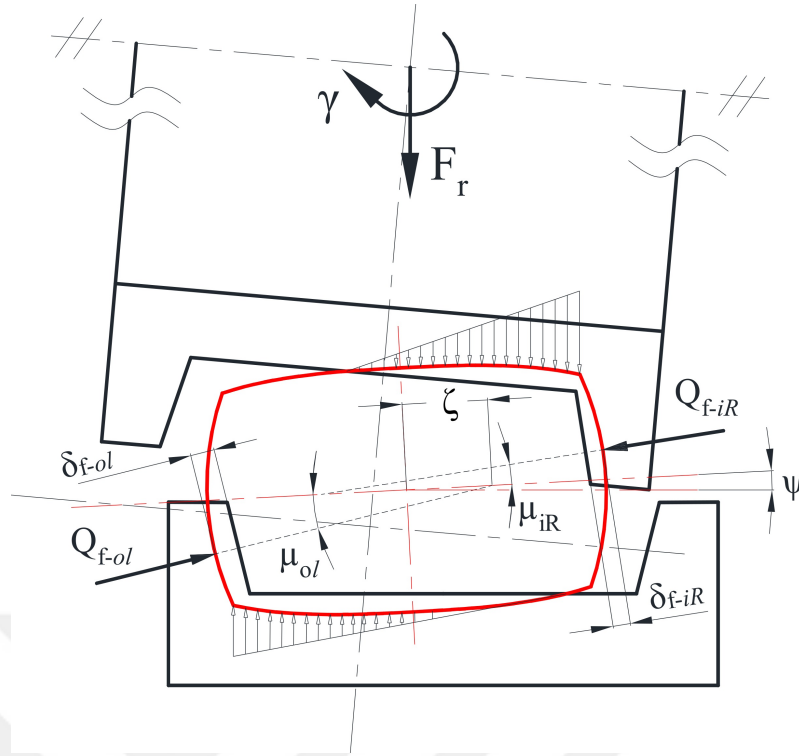
Şekil 3.14 $F_r = 0.1C$, $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişimine karşın maksimum yüklü makaranın yalpa açısındaki değişimi ψ ve iç bileziğin eksenel yer değiştirmesi δ_x

pozitifte geçtiği için toplam momentte ve dolayısıyla makara yalpa açısında sert bir artış görülmektedir (Şekil 3.14 ve 3.16).

Flanş açısı $\beta = 0.2^\circ$ olduğunda, iç bilezik sağ flanş kuvvetinin moment kolu $\sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ sıfıra yakındır ve yaklaşık 0.16 mm'dir (bkz. Şekil 3.17). Flanş açısı β 0.2° 'den 0.3° 'ye artarken, iç bilezik sağ flanş kuvvetinin moment kolu $\sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ yaklaşık on kat artmaktadır (bkz. Şekil 3.17). Bu sebeple flanşlar tarafından üretilen toplam moment (Şekil 3.16) ve makara yalpa açısı (Şekil 3.14) bir miktar daha artmaya devam etmektedir.

Flanş açısı β 0.3° 'den 0.4° 'ye artarken iç bilezik sağ flanş kuvvetinin moment kolu $\sin(\mu_{iR}) \times \zeta$ yaklaşık 1.8 kat artmaktadır ve bu artış oranı flanş açısı arttıkça azalmaktadır (bkz. Şekil 3.17). Flanş açısı β 0.3° 'den itibaren flanş kuvvetini düşürücü parametreleri moment kolunu artırıcı parametrelerine baskın geldiğinden, toplam moment (Şekil 3.16) ve dolayısıyla makara yalpa açısı (Şekil 3.14) azalmaya başlamıştır. Flanş açısıyla artan iç bilezik eksenel yer değiştirmesi (Şekil 3.14) ve flanş açısının artmasıyla azalan flanş katılığı, flanş kuvvetini azaltan parametreler arasında gösterilebilir.

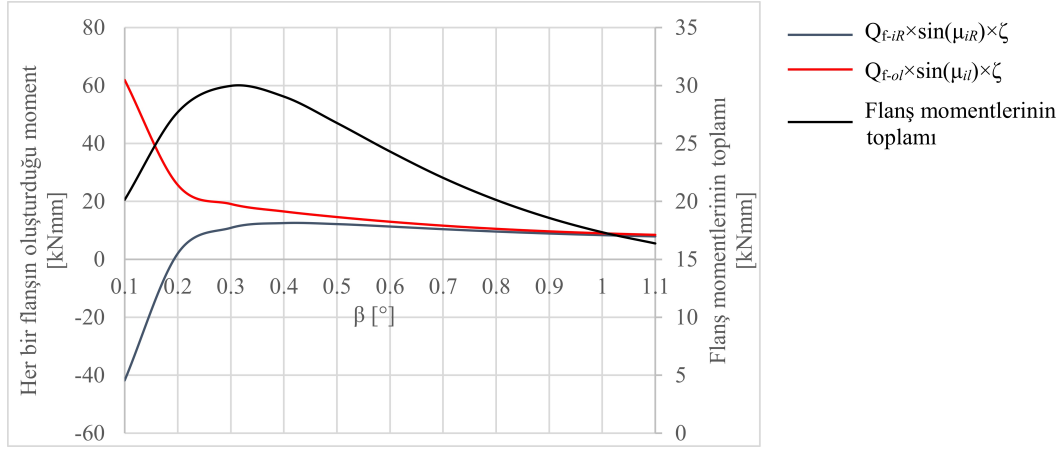
İç bileziğe pozitif $F_r - \gamma$ birleşik rulman yükü uygulandığında, iç bilezik eksenel kuvvet dengesini sağlamak için eksenel olarak bir miktar yer değiştirmektedir. Flanş



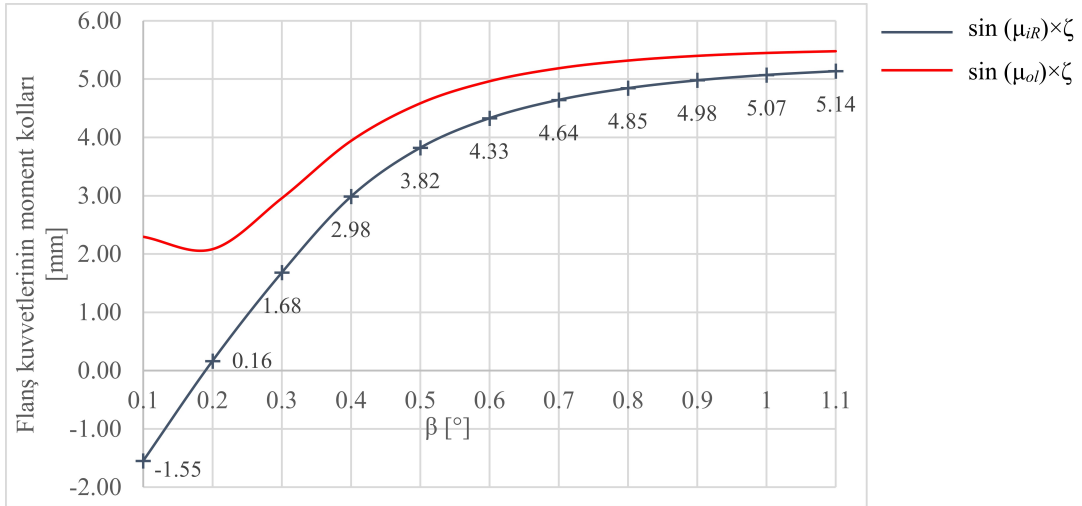
Şekil 3.15 $F_r - \gamma$ birleşik yüklemesi altında flanş kuvvetleri ve makara yalpa hareketi görseli

açısı arttıkça flanş katılığı azaldığı için (yani flanş yumuşadığı için), iç bileziğin bu eksenel yer değiştirmesi δ_x artmakta (bkz. Şekil 3.14) ve flanş kuvvetlerinde ekstra bir azalmaya sebep olmaktadır.

Ek olarak, Şekil 3.13'te, iç bileziğin açısal sapmasının ömür üzerindeki düşürücü etkisi görülebilmektedir ve bu etki düşük radyal yüklerde daha baskındır. $F_r - F_a$ birleşik yüklemesinde olduğu gibi $F_r - \gamma$ birleşik yüklemesinde de ömür hesaplamaları yapılırken yüzey altındaki maksimum von Mises gerilmelerinin akma sınırını geçip geçmediği her analizde kontrol edilmiştir. Şekil 3.13'te yüzeyaltı von Mises gerilmelerinin akma sınırını geçtiği noktalar çarpı işaretiyle gösterilmiş ve bazılarının değeri yazılmıştır. Çarpı işaretlerinin olduğu noktalarda malzeme hasarı yorulmadan önce akmadan dolayı gerçekleşme ihtimalinin olduğu yorumu yapılabilir. Bunların yanında, Şekil 3.9'dan, DD ISO/TS 16281 2008'e [17] göre ömür sonuçları ve modifiye edilmiş L-P teorisine göre [43] ömür sonuçlarının; radyal yük, iç bilezik açısal sapması ve flanş açısı değişkenleri karşısında benzer davranışlar gösterdiği görülmektedir.



Şekil 3.16 $F_r = 0.1C$, $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşı maksimum yüklü makara üzerindeki her bir flanşın ve toplam flanş momenti



Şekil 3.17 $F_r = 0.1C$, $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısındaki β değişime karşı maksimum yüklü makara üzerindeki her bir flanşın kuvvetinin moment kolu

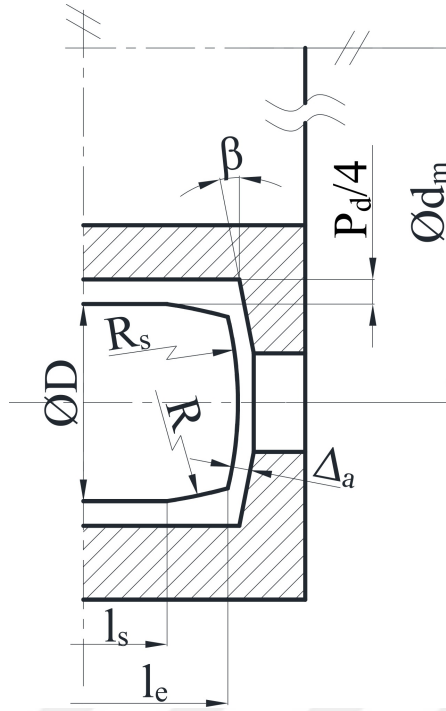
FARKLI MAKARA UCU-FLANŞ KONSTRÜKSİYONLARININ RULMAN ÖMRÜNE ETKİSİ

Bu tez çalışmasının bu bölümünde, temas formülasyonu Bölüm 2.1.3'te verilmiş olan toroid (torus) şekilli makara ucu ve flanş çifti ihtiva eden silindirik makaralı rulmanın yorulma ömrüne etkisi incelenecektir. De Mul vd. [6] çalışmalarında küresel makara ucu-konik flanş çiftine sahip silindirik/konik makaralı rulmanlar üzerinde çalıştıklarından, ilgili çalışmadaki [6] makara ucu-flanş formülleri toroidal-toroidal makara ucu-flanş çifti için geçerliliğini yitirecektir. Bu sebeple Bölüm 2.1.3'te türetilmiş olan yeni formüllerle toroidal-toroidal makara ucu-konik flanş çiftinin farklı eğrilik yarıçapları oranları için $(R_{reII}/R_{reI}, R_{fII}/R_{fI})$ rulman ömrü hesaplanacaktır. Öncesinde, Bölüm 2.1.3'te toroidal makara ucu-toroidal flanş çifti için türetilmiş olan yeni formüllerin doğrulaması yapılacaktır.

4.1 Toroidal Flanş ve Makara Ucu Çifti İçin Modelin Doğrulanması

Bölüm 2.1.3'te türetilmiş olan formüllerin doğruluklarının teyidi, mevcut çalışmadaki rulman iç yük dağılımı sonuçlarının [6]'daki sonuçlar ile karşılaştırılarak yapılacaktır. Önceki bölümlerde de değinildiği üzere, de Mul vs. çalışmalarının ilk bölümünde [7], bilyalı rulmanlar için iç yük dağılımının hesabı için transformasyon matrislerinin kullanıldığı yöntemlerini tanıtmışlardır. Yazarlar ikinci çalışmalarında [6] bu yöntemlerinin, konik ve silindirik makaralı rulmanlar üzerindeki uygulamasını sunmuşlardır. De Mul vd. [6] çalışmalarında küresel makara ucu-konik flanş konstrüksiyonuna sahip silindirik/konik makaralı rulmanlar için iç yük dağılımını hesaplamışlardır. De Mul vd. [6]'de kullanılan silindirik makaralı rulman bu bölümde tekrar hatırlatmak maksadıyla Şekil 4.1'te gösterilmiştir. Şekil 4.1'teki rulman ölçüleri Şekil 3.1'e dönülerek incelenebilir.

Bölüm 2.1.3'te türetilmiş olan formüller toroidal makara ucu-toroidal flanş çifti için türetilmiştir. Bununla birlikte, eğrilik yarıçapları oranlarında $(R_{reII}/R_{reI}, R_{fII}/R_{fI})$ değişiklik yapılarak toroidal-konik, küresel-konik, küresel-toroidal gibi

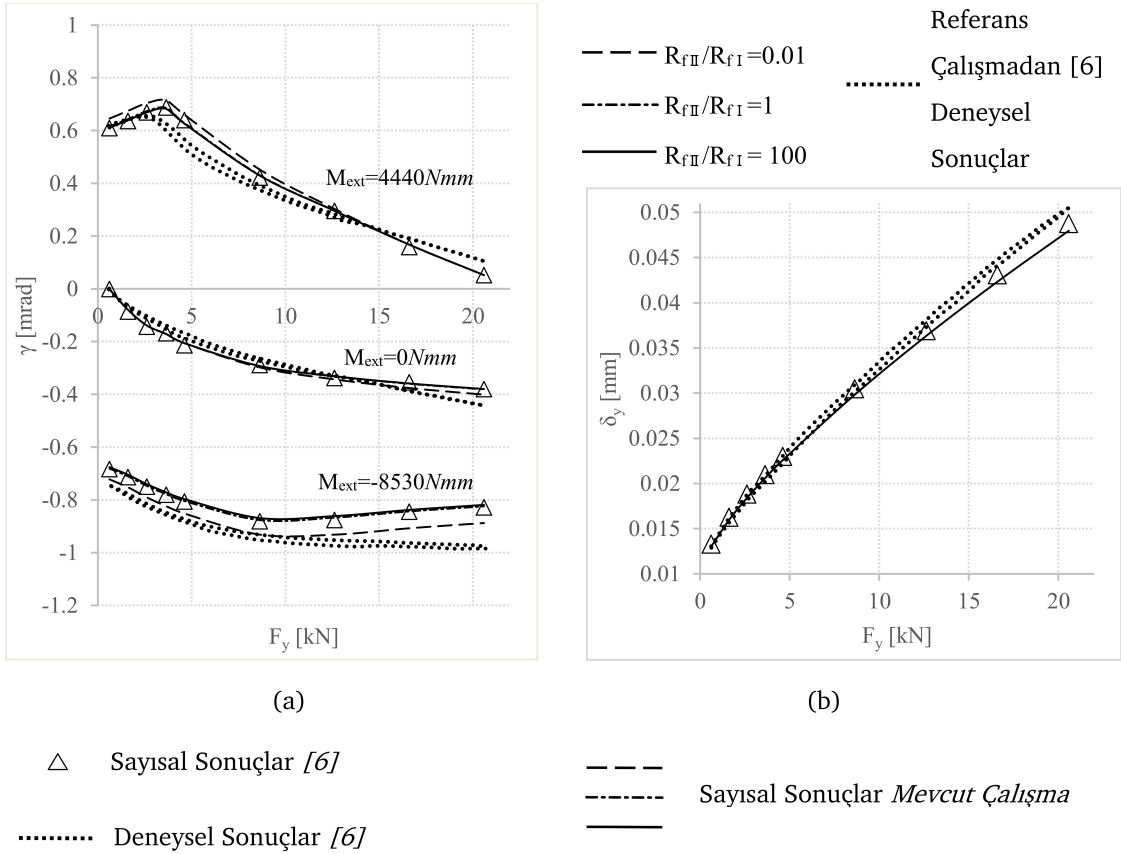


Şekil 4.1 Doğrulama için kullanılan de Mul vd. [6]'deki silindirik makaralı rulman

farklı makara ucu-flanş konstrüksiyonları elde edilebilmektedir. Mevcut çalışmada türetilen formülleri doğrulamak için, makara ucu ve flanşın eğrilik yarıçapları oranlarında (R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI}) değişiklik yaparak toroidal makara ucu ve flanş çifti küresel makara ucu ve konik flanş çiftine dönüştürülmüştür. Bu sayede mevcut çalışmadaki sonuçlar, [6]'daki küresel makara ucu-konik flanş çiftine sahip silindirik makaralı rulmanın iç yük dağılım sonuçları ile karşılaştırılabilir hale gelmiştir. Bu karşılaştırmaya [6]'daki deneysel sonuçlar da dahil edilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi test düzeneğinde dış bileziğe 0-20 kN aralığında bir radyal hidrolik kuvvet F_y ve -8530, 0, 4440 Nmm'lik harici momentler M_{ext} uygulanmıştır. Uygulanan radyal kuvvet F_y ekseninden 0.2 mm kaçık olduğundan harici momente ek bir moment bileşeni daha oluşturmaktadır (bkz. Denklem 3.1).

Şekil 4.2'de, farklı harici moment M_{ext} ve radyal yüklere F_y karşın, bileziğin radyal çökmesi δ_y ve açısı sapması γ sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekil 4.2'de üçgenler de Mul vd. [6]'den alınan sayısal sonuçları temsil ederken noktalar aynı referanstan alınan deneysel sonuçları göstermektedir. De Mul vd. [6]'den alınan deneysel sonuçlarda bir miktar histerezis mevcut olduğundan her senaryo için birbirine yakın iki farklı deneysel sonuç mevcuttur (bkz. Şekil 4.2). Kesik çizgi, noktalı kesik çizgi ve sürekli çizgi tipleri mevcut tez çalışmasından elde edilen farklı eğrilik yarıçapları oranlarına R_{fII}/R_{fI} sahip flanş için sayısal sonuçlardır. Bu tez çalışmasında küresel makara ucunu simüle etmek için R_{reII}/R_{reI} oranı 1 değerine sabitlenmiştir.

Konik flanş tipini simüle etmek içinse R_{fII}/R_{fI} değeri 0.01'den 100'e kadar artırılmıştır (bkz. Şekil 4.2). İdealde R_{fII}/R_{fI} için sonsuz (∞) değeri konik flanşı temsil edecektir. Fakat, Şekil 4.2'den görüleceği üzere, R_{fII}/R_{fI} oranının 1 ve 100 değerleri için sayısal sonuçlar neredeyse üstü üste çakışmakta ve de Mul vd. [6]'den alınan sayısal ve deneysel sonuçlara yeterince yaklaşılmaktadır. Bu durumda, R_{fII}/R_{fI} oranı 100 iken ve R_{reII}/R_{reI} 1 iken, küresel makara ucu-konik flanş çiftinin simüle edilebildiği söylenebilir. Bilezik çökme miktarlarının δ_y üç farklı moment değerine göre ve farklı R_{fII}/R_{fI} oranlarına göre sabit kaldığı Şekil 4.2'de görülmektedir. Şekil 3.2'de görüldüğü üzere bu çalışmada elde edilen nümerik sonuçlar referans çalışmadaki [6] nümerik ve deneysel sonuçlara yakındır. İhmal edilebilecek derecedeki farkların ise referans çalışmadaki [6] düşük çözünürlüklü grafiklerden [6] veriler alınırken yaşanan zorluklardan kaynaklandığı söylenebilir.



Şekil 4.2 Mevcut çalışmadan elde edilen sonuçların referans çalışmadakilerle [6] karşılaştırılması (a) bilezik açılma sapması γ (b) Bilezik çökme miktarı δ_y

4.2 $F_r - \gamma$ Birleşik Rulman Yüklemesi Altında Farklı Makara Ucu-Flanş Konstrüksiyonları İçin Rulman Ömür Sonuçları

Bu bölümde, makara ucunun ve flanşın iki asal düzlemlerindeki eğrilik yarıçapları oranlarındaki değişimin (R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI}), NUP tip silindirik makaralı rulmanın

ömrüne etkileri incelenecektir. Dış yükleme olarak, radyal yük F_r ile birlikte iç bilezik açısıl sapma hareketi γ uygulanmıştır.

İki ucundan silindirik makaralı rulmanlarla mesnetli ve ortasından radyal yük uygulanmış olan mil sistemi göz önünde bulundurulduğunda, $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi senaryosunun oldukça muhtemel olduğu söylenebilir. Tablo 4.1, NUP tip silindirik makaralı rulmanın bazı geometrik parametrelerini içermektedir. Tablo 4.1'de Tablo 3.1'den farklı olarak, flanş açısının sabitlendiği ve dolayısıyla bu bölümün konusu olan toroidal makara ucu-flanş çifti için düzlem I'deki eğrilik yarıçaplarının sabitlendiği görülmektedir. Bölüm 2.1.3.1'te bahsedildiği gibi R_{rel} ve R_{fI} diğer rulman ölçülerine bağımlı bir parametredir ve (2.46) ile (2.48) numaralı denklemlere dönülerek incelenebilirler. R_{relII} ve R_{fII} ise $(R_{relII}/R_{relI}, R_{fII}/R_{fI})$ oranlarına göre değişim göstermektedir. Tablo 4.1'deki parametrelerin bir kısmı literatürde ve kataloglarda [25, 75] bulunabilir. Bu çalışmada toplam eksenel boşluk $2 \times \Delta_f$ de Mul vd. [6]'de olduğu gibi minimal seviyede tutulmuştur.

Tablo 4.1 NUP 213 tip SMR'nin geometrik parametreleri ve dinamik yük derecesi "C" [25, 75]

Parametre	Değer
Ortalama çap, d_m/mm	93.5
Makara çapı, D/mm	15
Makara etkin uzunluğu, l_e/mm	14
Toplam makara sayısı, Z	16
Toplam rulman radyal iç boşluğu, P_d/mm	0.038
Toplam eksenel boşluk, $2 \times \Delta_f/mm$	0.003
Flanş açısı, $\beta/^\circ$	0.5
Toplam flanş yüksekliği, h_f/mm	2.95
Makara ucunun düzlem I'deki eğrilik yarıçapı, R_{rel}/mm	661.7
Flanşın düzlem I'deki eğrilik yarıçapı, R_{fI}/mm	4695.4
Dinamik yük kapastesi, C/kN	122

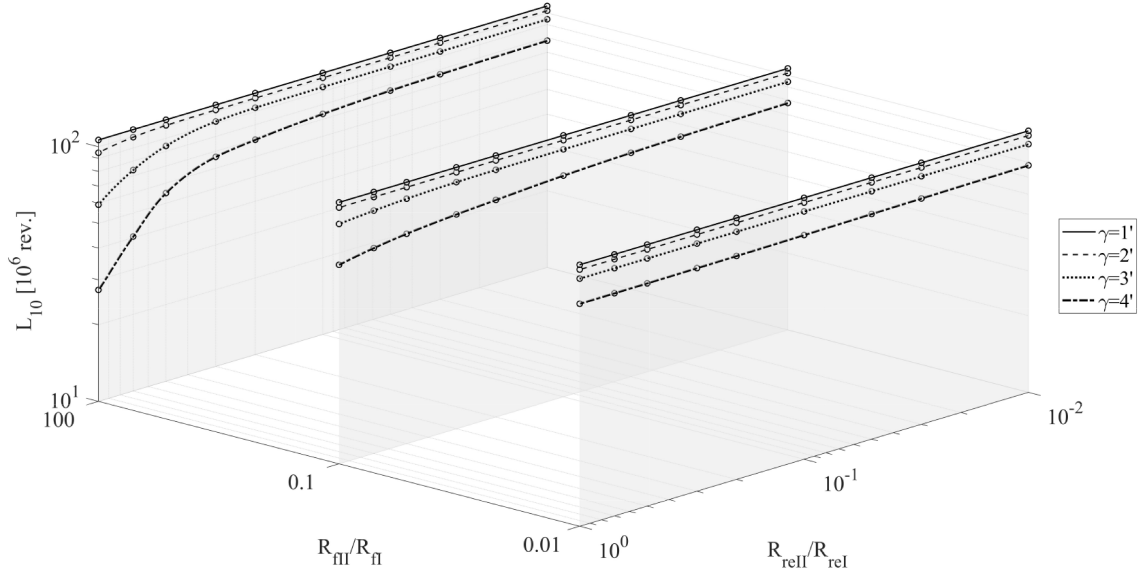
Şekil 4.3'te; R_{relII}/R_{relI} , R_{fII}/R_{fI} oranları ve iç bilezik açısıl sapma açısı γ olmak üzere üç değişkene karşılık rulman ömründeki L_{10} değişim sonuçları gösterilmiştir. Şekil 4.3(a)'da yüksek radyal rulman yükü $F_r = 0.3C = 36.6 \text{ kN}$ uygulanmışken, Şekil 4.3(b)'de düşük bir rulman radyal yükü $F_r = 0.1C = 12.2 \text{ kN}$ göz önünde bulundurulmuştur. Bölüm 3'te de belirtildiği gibi gösterim kolaylığı açısından radyal rulman yükü " F_r " ile sembolize edilmiştir.

Şekil 4.3'ten görüleceği üzere, R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} eğrilik yarıçapları oranlarının azalmasıyla rulman ömrü L_{10} artış göstermektedir. $R_{fII}/R_{fI} = 100$ olduğunda, R_{reII}/R_{reI} oranının rulman ömrü üzerinde daha baskın rol oynadığı Şekil 4.3'ten görülmektedir. $R_{fII}/R_{fI} = 100$ iken, $R_{reII}/R_{reI} = 10^0$ 'dan $R_{reII}/R_{reI} = 10^{-2}$ 'ye azalırken rulman ömrünün 27×10^6 devirden 2.88 katına çıkarak 78×10^6 devire ulaştığı Şekil 4.3(a)'dan görülmektedir. Bu noktada, R_{fII}/R_{fI} oranının 100'e eşit olması bu oranın yaklaşık sonsuza (∞) karşılık geldiğini ve bunun da konik flanş temsil ettiğini hatırlatmakta fayda vardır. Benzer şekilde, $R_{reII}/R_{reI} = 10^0$ hattında, $R_{fII}/R_{fI} = 100$ 'den 0.01'e azalırken rulman ömrünün 27×10^6 devir seviyelerinden 74×10^6 devir seviyelerine artış gösterdiği gözlenmektedir (Şekil 4.3(a)).

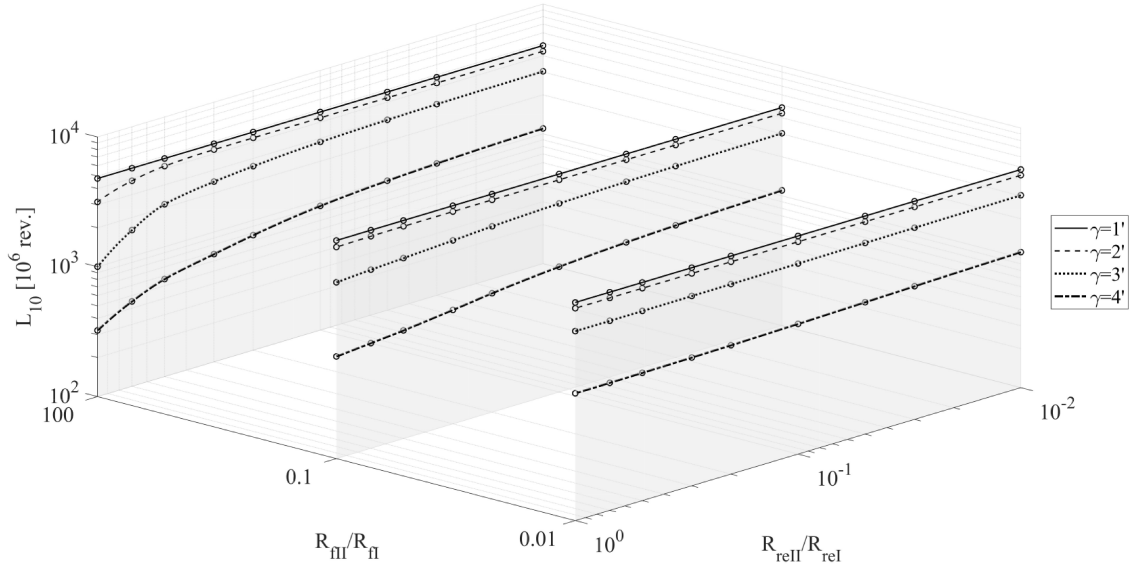
R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} eğrilik yarıçapları oranlarının azalmasıyla rulman ömrünün L_{10} artış göstermesindeki ana sebep, bu oranların azalmasıyla flanş temas katılığı c_f 'in azalması ve dolayısıyla flanş temas kuvvetlerinin Q_f azalmasıdır.

Şekil 4.4'te, konik flanş ihtiva eden bir silindirik makaralı rulmanda ($R_{fII}/R_{fI}=100$) tüm makaralara etki eden flanş temas kuvvetleri gösterilmiştir. Gösterim kolaylığı ve örnek olması açısından, ortaya maksimum yüklü makaranın (1 numaralı makara) resmi konmuş ve iç bilezik sol/sağ ve dış bilezik sol/sağ flanşların yanına da ilgili grafikler yerleştirilmiştir. Simetrik yüklemekten dolayı, sadece $0 - \pi$ arasında kalan 9 adet makara için flanş kuvvetleri gösterilmiştir. Bu grafiklerde, $\varphi = 0^\circ$ 'deki makara 1 numaralı makara olarak adlandırılmıştır ve radyal olarak maksimum yüklü makaraya karşılık gelmektedir. 9 numaralı makara ise $\varphi = 180^\circ$ 'deki makarayı temsil etmektedir. Şekil 4.4'te, R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla tüm flanş temas kuvvetlerinde bir düşüş görülmektedir. Flanş temas formülasyonu düşünüldüğünde, $Q_f = c_f \times \delta_f^{3/2}$, R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas kuvvetlerindeki azalmanın ana sebebinin flanş temas sabiti (katılığı) c_f 'in azalması olduğu çıkarımı yapılabilir (bkz. Şekil 4.5(a)).

Şekil 4.5(a)'dan görüleceği üzere, R_{reII}/R_{reI} eğrilik yarıçapları oranının düşmesiyle, eğrilik yarıçaplarının fonksiyonu olan flanş temas sabiti c_f de bir limite değere doğru düşmektedir. Flanş temas sabiti c_f 'teki bu düşüş flanş temas kuvvetleri Q_f 'i de düşürmektedir (Şekil 4.4). Flanş kuvvetleri Q_f düştüğünde, makara yalpa açısı ψ , pozitif bir değerden negatif bir değere doğru artmaktadır (Şekil 4.5(b)). Şekil 4.4(e)'deki maksimum yüklü makaranın hareketine bakıldığında, makara yalpa açısının işaret uyumuna göre pozitif değeri saat yönü olduğundan buradaki makara yalpa açısının negatif işaretli olduğu görülmektedir. 4.5(b)'deki gibi, makara yalpa açısı negatiften pozitifeye doğru artış gösterdiğinde makara ile yuvarlanma yolu arasındaki deformasyonun (iç içe girme) azalacağı Şekil 4.4(e)'den, dolayısıyla makara ömrünün bir limit değere doğru artış gösterdiği Şekil 4.3'ten görülmektedir.



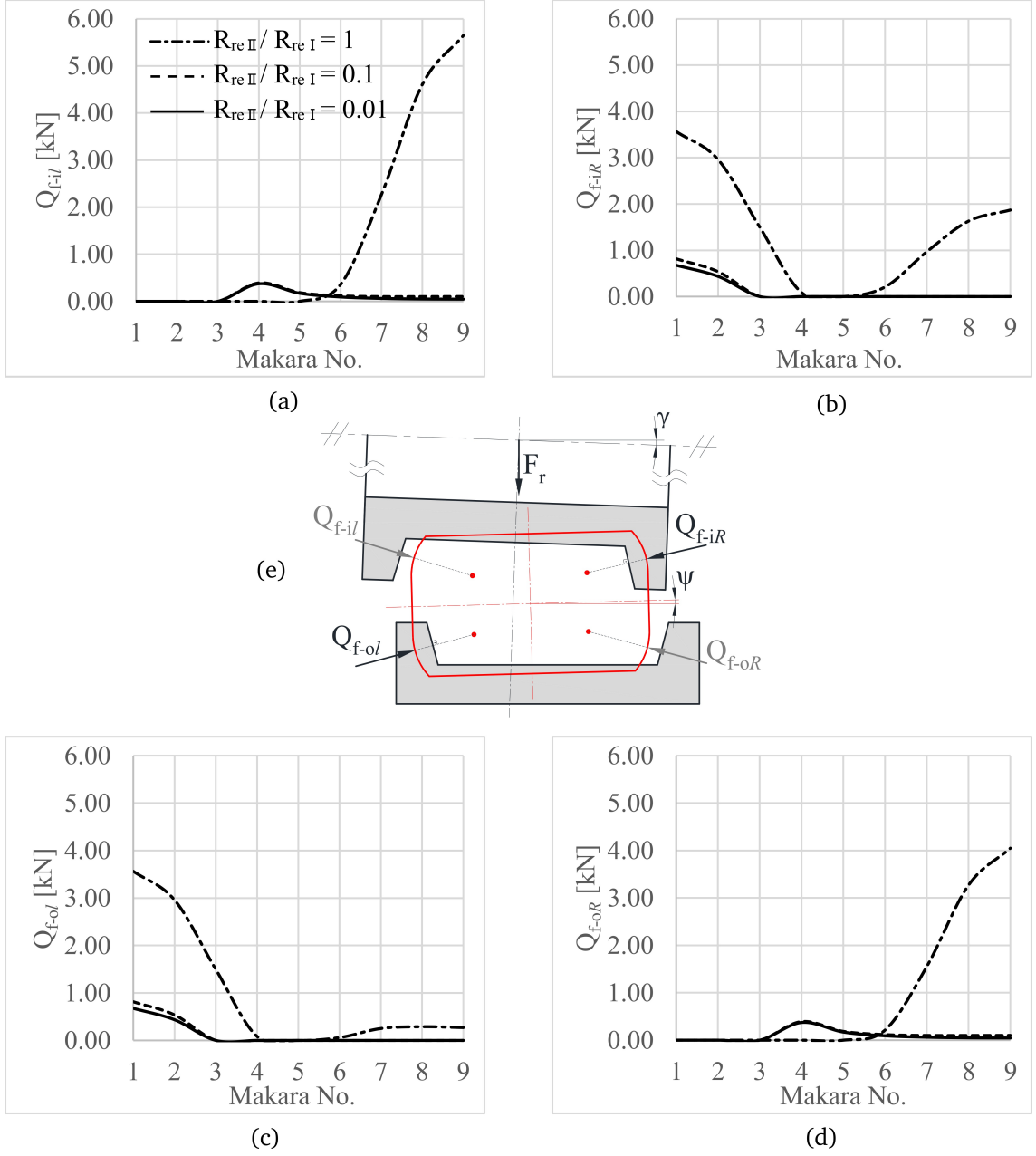
(a)



(b)

Şekil 4.3 Farklı R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI} oranları ve iç bilezik açılmalrı γ için SMR'nin yorulma ömrü L_{10} sonuçları (a) $F_r = 0.3C$, (b) $F_r = 0.1C$.

Özetle; R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas sabitinin (katılığının) c_f bir limite doğru azalması flanş kuvvetlerini (Q_f) de bir limite doğru düşürmektedir. Flanş kuvvetlerinin Q_f düşmesi de makara yalpa açısını ψ negatif bir değerden pozitif bir değere doğru artırmakta ve makara-yuvarlanma yolu deformasyonlarını düşürerek rulman ömrünü artırmaktadır. Bunların yanında, flanş temas sabitinden bağımsız olarak R_{reII}/R_{reI} oranının düşmesiyle R_{reII} 'deki düşüş, makara ucu-flanş deformasyonunun (iç içe girme) bir miktar düşmesine sebep olmaktadır. Bu geometrik

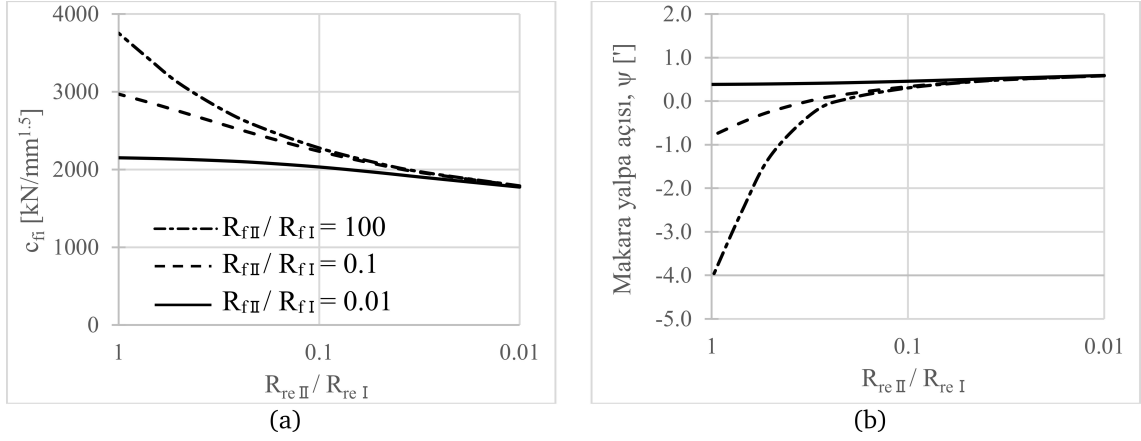


Şekil 4.4 $F_r = 0.3C$ ve $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında tüm makaralardaki flanş kuvvetleri, (a)-(b) iç bilezik sol ve sağ taraftaki flanş kuvvetleri (c)-(d) dış bilezik sol ve sağ taraftaki flanş kuvvetleri, (e) 1 numaralı makaradaki flanş kuvvetlerinin gösterimi.

etki de, özellikle $R_{reII}/R_{reI}=0.1$ ve 1 arasında, rulman ömründeki artışa katkı sağlamaktadır.

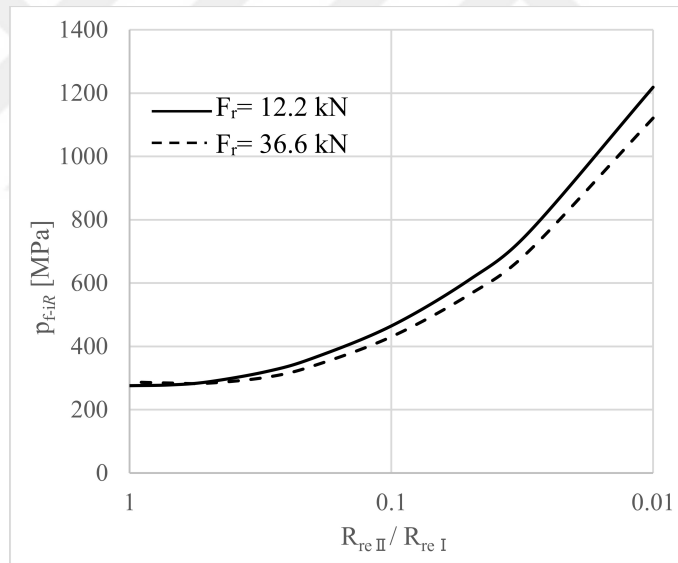
4.3 Makara Ucu-Flanş Temas Basıncı

Makara ucu-flanş geometrisinin rulman ömrü üzerindeki etkilerinin yanı sıra, bu konstrüksiyondaki değişikliklerin makara ucu-flanş temas basıncı üzerindeki etkilerini



Şekil 4.5 R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} oranlarının değişimine karşın, (a) iç bilezik flanş temas sabiti (katılığı) c_f 'in değişimi, (b) $F_r = 0.3C$ ve $\gamma = 4'$ birleşik rulman yüklemesi altında maksimum yüklü makaranın yalpa açısının ψ değişimi

incelemek de faydalı olacaktır. Makara ucu ile flanş arasındaki eliptik temas alanının ortasındaki maksimum Hertzian noktasal temas basıncının formülasyonu (2.75) eşitliği ile ifade edilmişti. Şekil 4.6'da, Şekil 4.7



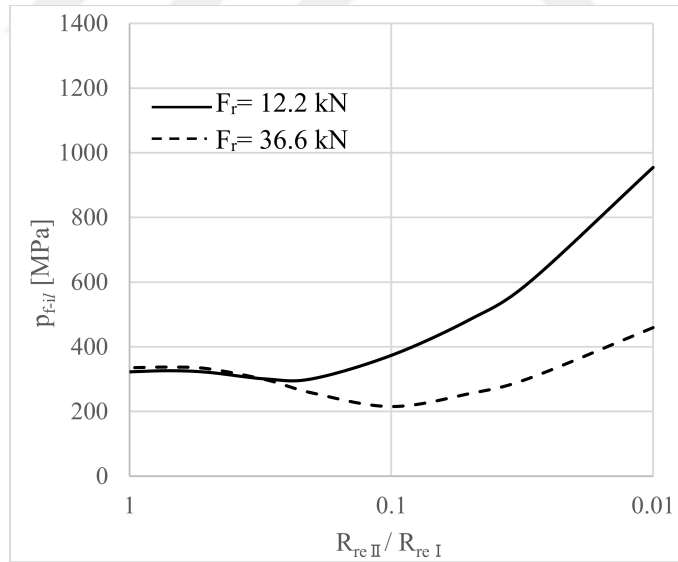
Şekil 4.6 Farklı radyal yükler F_r ve $\lambda = 4'$ lık bilezik açılmal sapması altında, konik flanş $R_{fII}/R_{fI}=100$ ihtiva eden SMR'de 1 numaralı makara (maksimum yüklü makara) ile iç bilezik sağ flanş arasında oluşan temas basıncının makara ucu eğrilik yarıçapı oranına (R_{reII}/R_{reI}) göre değişimi.

Şekil 4.6'da, $F_r = 12.2 \text{ kN}$ ve $F_r = 36.6 \text{ kN}$ 'luk rulman radyal yüklemesi ile birlikte $\gamma = 4'$ lık iç bilezik açılmal sapması altında, iç bilezik sağ flanşı ile 1 numaralı makara (maksimum yüklü makara) arasında oluşan temas basıncı görülmektedir. R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas kuvvetlerinin Q_{f-iR} azaldığı Şekil 4.4 altında bahsedilmişti. Bununla birlikte, R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas basınçlarının p_{f-iR} arttığı Şekil 4.6'dan görülmektedir. Bu durum, R_{reII}/R_{reI} oranının

azalmasıyla eliptik temas alanının da azalmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.7’de, $F_r = 12.2 \text{ kN}$ ve $F_r = 36.6 \text{ kN}$ rulman radyal yüklemesi ile birlikte $\gamma = 4''$ ’lık iç bilezik açısıl sapması altında, iç bilezik sol flanşı ile 9 numaralı makara arasında oluşan temas basıncı görülmektedir. R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas basınçlarının p_{f-il} önce azaldığı sonra arttığı görülmektedir (Şekil 4.7). Bu dalgalanma, radyal rulman yükünün $F_r = 0.3C = 36.6 \text{ kN}$ olduğu durumda daha belirginleşmektedir. İç bilezik sol flanşı ile 9 numaralı makara arasındaki temas basınçlarının $R_{reII}/R_{reI}=1-0.1$ arasında gösterdiği bu ilk azalış trendi, bu aralıkta temas kuvveti Q_{f-il} ’nin keskin düşüşünden kaynaklanmaktadır. Temas kuvveti Q_{f-il} ’nin R_{reII}/R_{reI} oranına göre değişimi Şekil 4.4(a)’ya dönülerek incelenebilir.

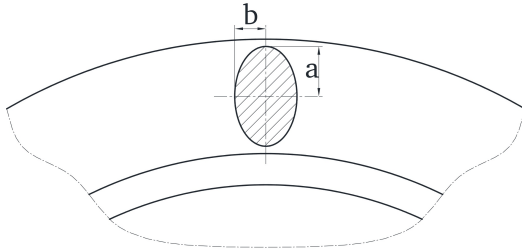
R_{reII}/R_{reI} oranının azalmasıyla flanş temas basınçlarındaki düşüş, yüzey basıncı emniyeti açısından negatif bir etki yaratabilir. Bununla beraber, izin verilebilir yüzey basıncı $(p_o)_Y$ ile akma gerilmesi σ_Y arasındaki ilişkinin $(p_o)_Y < 1.67\sigma_Y$ olduğu [77] ve akma gerilmesi σ_Y ’nin 2000 Mpa civarında olduğu [76] düşünüldüğünde, izin verilebilir yüzey basıncı $(p_o)_Y$ değeri yaklaşık 3350 MPa çıkmaktadır. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’ye bakıldığında mevcut yükler ve makara-flanş konstrüksiyonu için flanş yüzey basıncının en fazla 1200 MPa civarlarına çıktığı ve izin verilebilir yüzey basıncı $(p_o)_Y=3350 \text{ MPa}$ ile karşılaştırıldığında emniyetli olduğu yorumu yapılabilir.



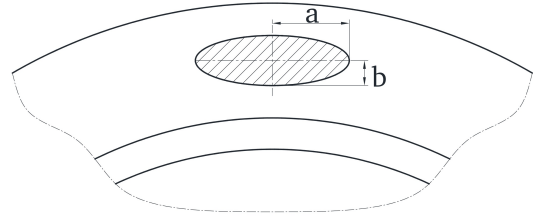
Şekil 4.7 Farklı radyal yükler F_r ve $\lambda = 4''$ ’lık bilezik açısıl sapması altında, konik flanş $R_{fII}/R_{fI}=100$ ihtiva eden SMR’de 9 numaralı makara ile iç bilezik sol flanş arasında oluşan temas basıncının makara ucu eğrilik yarıçapı oranına (R_{reII}/R_{reI}) göre değişimi.

Bunların dışında, makara ucu ve flanşın eğrilik yarıçapları oranının $(R_{reII}/R_{reI}$ ve $R_{fII}/R_{fI})$ değişiminin makara ucu ile flanş arasında oluşan eliptik temas alanına etkisine değinmek de faydalı olacaktır. Konik flanş $(R_{fII}/R_{fI}=100)$ ve küresel makara

ucu ($R_{reII}/R_{reI}=1$) konstrüksiyonu, eliptik temas alanının uzun ekseninin makara yuvarlanma doğrultusuna dik konumlanmasına sebep olmaktadır. Bu durum yüksek yüklerde temas alanının flanş yüzeyinden taşma ihtimalini doğurmaktadır [53, 54]. Flanş ve/veya makara ucu toroidal şekil aldığı anda ise eliptik temas alanının uzun eksenini makaranın yuvarlanma doğrultusu boyunca konumlanacak ve temas alanının flanş yüzeyinden taşma ihtimali düşecektir (Şekil 4.8).



Konik flanş - küresel makara ucu
($R_{reII}/R_{reI}=1$ ve $R_{fII}/R_{fI}=100$)



Konik flanş - toroidal makara ucu,
Toroidal flanş - toroidal makara ucu

Şekil 4.8 Makara ucu ve flanş arasında oluşan eliptik temas alanı şekilleri

5 SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, radyal-eksenel yük ($F_r - F_a$) ve radyal yük-iç bilezik açısall sapması ($F_r - \gamma$) gibi farklı birleşik rulman yüklemeleri altında, NUP tip silindirik makaralı rulmanda makara ucu-flanş konstrüksiyonunda yapılan değışikliklerin rulman ömrüne etkisi incelenmiştir. Radyal, eksenel ve tek eksenle açısall sapma hareketi yapan, toplamda üç serbestlik derecesine sahip, bir iç bilezik ihtiva eden NUP tip silindirik makaralı rulman çalışma konusu edinilmiştir. Sırasıyla rulman iç yük dağılımını, her bir makara ile bilezikler arasındaki temas basıncını, makara ucu ile flanş arasındaki temas basıncı ve son olarak rulman ömrünü hesaplayan bir kod MATLAB programında yazılarak rulmanın nümerik modeli oluşturulmuştur. Yazılan bu kod sayesinde, rulmandaki çeşitli geometrik değışikliklere (flanş açısı, makara-flanş konstrüksiyonu, makara profili, rulman boşluğu, makara ve bilezik çapları vb.) ve çeşitli dış yüklemelere (radyal, eksenel ve bilezik açısall sapması) karşın rulman iç yük dağılımındaki, her bir makara ile bilezikler arasındaki temas basınçlarındaki ve rulman ömründeki değışimler izlenebilmektedir.

Mevcut çalışmada oluşturulan rulman nümerik modelinde, rulman iç yük dağılımının hesaplanması aşamasında sırasıyla bilyalı ve makaralı rulmanlar için [7] ve [6]'da geliştirilen transformasyon matrislerinin kullanıldığı metot benimsenmiştir. Yazarlar ikinci çalışmalarında [6] makaralı rulmanlar için makara-yuvarlanma yolu temas kuvvetlerini, makara-yuvarlanma yolu temas çizgisinin dilimlere ayrılarak her bir dilim üzerindeki yükün hesaplanmasına dayanan ve literatürde dilimleme tekniğı olarak bilinen yöntemle [1, 2, 4] hesaplamışlardır. [7] ve [6]'da olduğu gibi mevcut çalışmada da hesaplamaları nispeten basitleştirmek açısından sürtünme etkileri ihmal edilmiştir. Literatürde çeşitli kaynaklarda vurgulandığı üzere rulmanda sürtünme kuvvetleri; yuvarlanma elemanın, yuvarlanma yolu ve flanş ile temasından doğan normal kuvvetlerin yanında rulman iç yük dağılımı üzerinde genellikle daha düşük etkilere sahiptir [5, 7]. Dolayısıyla, makaranın yatay düzlemdeki savrulma hareketi (Ing. skewing) gibi sürtünme bağlantılı etkiler denge denklemlerine dahil edilmemiştir. Bunların dışında, makaranın kaymadan yuvarlandığı, bileziklerin

yapısal deformasyona uğramadığı ve temas deformasyonlarında malzemenin elastik davranış sergilediği varsayımları yapılmıştır.

Mevcut tez çalışmasında makara ve bilezikler arasındaki temas basınçları ise elastik yarım uzay yöntemiyle [26, 27] hesaplanmıştır. Elastik yarım uzay varsayımıyla hesaplanan temas basınçları kullanılarak, temas yüzeyinin altındaki normal ve kayma gerilmeleri literatürdeki [70, 71] formülasyonlar baz alınarak hesaplanmış ve yüzey altı von Mises eşdeğer gerilme dağılımı elde edilmiştir. De Mul vd. [6]'nin çalışmalarında da tavsiye edildiği gibi, rulman yük dağılımında dilimleme tekniğinin kullanılması ve akabinde elastik yarım uzay varsayımıyla her bir makara-yuvarlanma yolu temas basınçlarının hesaplanması çözüm süresinin düşmesine yarayarak doğru sonuçların elde edilmesini sağlamıştır. Bunun yanında, makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temasta yağlayıcı kalınlığı temas deformasyonunun yanında oldukça küçük seviyelerde kaldığından yağ filminin temas basınçları üzerindeki etkisi sınırlıdır [30] ve dolayısıyla bu çalışmada yağlayıcı etkileri ihmal edilmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmalar, elde edilen sonuçlar ve öneriler aşağıda özetlenmiştir:

MATLAB programında oluşturulan silindirik makaralı rulman modelinin doğrulanması;

- Küresel makara ucu-konik flanş çifti ihtiva eden silindirik makaralı rulman için rulman modeli, [6]'daki çalışmada yine aynı makara ucu-flanş konstrüksiyonu için türetilmiş makara-flanş deformasyon formülleri kullanılarak oluşturulmuştur. Bununla beraber referans çalışmada [6] tek bir flanş için makara ucu-flanş deformasyon formülü sunulmuştur. Toplam dört flanşa sahip NUP tip silindirik makaralı rulman için diğer üç flanş için makara ucu-flanş deformasyon formülleri, [6]'daki yaklaşım takip edilerek türetilmiş ve bu tez çalışmasında sunulmuştur. Hem bu türetilen formüllerin doğruluğunu teyidi hem de oluşturulan rulman modelinin doğru çalışıp çalışmadığının kontrolü açısından bu aşamada doğrulama işlemi gerçekleştirilmiştir. [6]'da, radyal ve moment yükü altındaki bir silindirik makaralı rulman için iç bileziğin çökme ve açısal sapma miktarları deneysel ve sayısal sonuçlar olarak sunulmuştur. Doğrulama işlemi için [6]'da sunulan sayısal sonuçlar ile mevcut tez çalışmasında hesaplanan sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve değerlerin birbirleriyle örtüştüğü gözlenmiştir.
- Toroidal makara ucu ve flanş çiftine sahip silindirik makaralı rulman için literatürde herhangi bir flanş deformasyon formülü mevcut olmadığından, bu tez çalışmasında toroidal makara ucu ve flanş çifti için deformasyon (iç içe girme) formülleri türetilmiştir. Toroidal makara ucu ve flanş çifti için deformasyon

formülleri, makara ucu ve flanşın eğrilik yarıçapları değiştirilerek toroidal-konik, küresel-toroidal ve küresel-konik gibi makara ucu-flanş konstrüksiyonları için de kullanılabilir. Bu bağlamda türetilen bu formüllerin doğruluğunun teyidi için, elde edilen sonuçlar referans çalışmadaki [6] deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Türetilen formüllerde, makara ucunun ve flanşın eğrilik yarıçapları düzenlenerek [6]'daki küresel makara ucu ve konik flanş çifti modellenmiş ve alınan sonuçlar referans çalışmadaki [6] sayısal ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. İlgili karşılaştırmaya bakıldığında, makara ucu-flanş çifti küresel makara ucu ve konik flanş konstrüksiyonuna yaklaştıkça sonuçların [6]'daki sonuçlara yaklaştığı görülmüştür.

Küresel makara ucu-konik flanş çifti geometrisine sahip silindirik makaralı rulmanda flanş açısının rulman ömrüne etkisi;

- Şekil 3.9'da $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi için; flanş açısı β 'nin rulman ömrü üzerindeki etkisi, küçük radyal F_r ve eksenel F_a yüklerde düşük iken bu etki radyal ve eksenel yükler arttıkça artmaktadır. $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi altında, flanş açısının belirli bir değerine kadar rulman ömrü düşmekte ve ardından flanş açısının rulman ömrü üzerindeki etkisi azalmaktadır. Flanş açısına karşın rulman ömründeki değişim, makara yalpa açısının flanş açısına göre değişimi ile doğrudan ilişkilidir. Flanş açısına karşın makara yalpa açısının değişimi ise, flanş kuvvetleri tarafından makara üzerinde oluşturulan momente bağlıdır. Flanş kuvvetlerinin makara üzerinde oluşturdukları moment üzerinde ise flanş kuvvetinin moment kolu baskın rol oynamaktadır. Özetle, flanş açısının değişimiyle flanş kuvveti moment kolu değişmekte, moment kolundaki bu değişim makara üzerindeki toplam momenti etkilemekte ve bu da makara yalpa açısını değiştirmektedir. Makara yalpa açısının değişimi ise makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temas basıncını değiştirerek rulman ömrünü değiştirmektedir.
- Şekil 3.13'te $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi için; flanş açısı β 'nin rulman ömrü üzerindeki etkisi, iç bileziğin açıl sapma açısı γ 'nın artmasıyla daha belirgin görülmektedir. İç bileziğin açıl sapma açısının küçük değerleri için (1', 2'), flanş açısı β arttıkça rulman ömrü de artmaktadır. Yüksek sapma açısı değerleri için (3', 4'), hesaplanan rulman ömrü belli bir flanş açısı değerine kadar azalırken belli bir flanş açısından itibaren artışa geçmektedir. Flanş açısı karşısında rulman ömründeki bu dalgalanma, temelde makara yalpa açısının (ψ) flanş açısı karşısındaki değişiminden kaynaklanmaktadır. Makara yalpa açısındaki değişim ise makara üzerindeki toplam moment değişimine bağlıdır.

Yüksek sapma açısı değerlerinde ($3', 4'$), makara üzerindeki toplam moment ve dolayısıyla makara yalpa açısı, belirli bir flanş açısı değerine kadar artmakta ve ardından düşüşe geçmektedirler. Makara üzerindeki toplam momentin belirli bir flanş açısı değerine kadar artması, ilgili flanş açısı aralığında flanş kuvvetleri moment kolunun moment üzerinde baskın olması ve artmasından kaynaklanmaktadır. Belirli bir flanş açısı değerinden sonra, iç bileziğin eksenel yer değiştirmesinin artışının ve flanş katılığının azalmasının toplam moment üzerindeki azaltıcı etkisi baskın gelerek toplam moment azalmakta ve makara yalpa açısı da azalarak rulman ömrü artmaktadır.

- Referans çalışmada [6] olduğu gibi, mevcut çalışmada da flanş kuvvetlerinin rulman iç yük dağılımı üzerindeki etkisini daha net gözleyebilmek adına rulman eksenel boşluğu ($2 \times \Delta_f$) düşük seviyelerde tutulmuştur. Bu noktada; olası montaj hatalarının ve milin ısıl genleşmesinin de silindirik makaralı rulmanda eksenel boşluğu düşürebileceğini vurgulamakta fayda vardır. Flanş açısındaki değişimin rulman ömrüne etkisinin sonuçlarından, flanş açısı β 'nın düşük eksenel boşluğa sahip veya işletme anında eksenel boşluğu düşmüş bir silindirik makaralı rulmanın ömrü açısından bir tasarım parametresi olarak dikkate alınması gerektiği çıkarımı yapılabilmektedir.
- Flanş açısı β 'nın rulman ömrüne etkisi, DD ISO/TS 16281 2008'e [17] ve modifiye edilmiş Lundberg-Palmgren ömür teorisine göre [43] hesaplanmıştır. Rulman ömrü hesaplamalarında; DD ISO/TS 16281 2008'de [17] makara ile yuvarlanma yolu arasındaki temas basınçları kullanılırken, modifiye edilmiş Lundberg-Palmgren ömür teorisinde [43] temas yüzeyinin altındaki von Mises eşdeğer gerilmeleri kullanılmaktadır. Bu sebeple iki farklı hesaplamaдан çıkan rulman ömür değerleri birbirlerinden farklılık göstermektedir. Bununla birlikte, iki ömür teorisine göre çıkan sonuçların flanş açısındaki değişime göre davranışları birbirine benzemektedir (Şekil 3.9 ve Şekil 3.13). Modifiye edilmiş Lundberg-Palmgren ömür teorisine [43] göre yapılan hesaplamalarda temas yüzeyinin altındaki gerilmelerin hesabı gerektiğinden, yalnız temas basınçlarının hesabına dayanan DD ISO/TS 16281 2008'deki [17] hesap prosedürü nispeten daha az zaman alan bir yöntemdir. Fakat yüzey altı gerilmelerin hesaplanması, akma gerilmesini aşıp aşmadığının kontrolü açısından faydalı olabilmektedir.

Toroidal makara ucu-toroidal flanş gibi farklı makara ucu-flanş konstrüksiyonlarının silindirik makaralı rulmanın ömrüne etkisi;

- Bu tez çalışmasında; toroidal-toroidal makara ucu-flanş geometrisi için türetilen

yeni flanş deformasyon formülleri sayesinde, farklı eğrilik yarıçaplarına sahip makara ucu ve flanş geometrisinin silindirik makaralı rulmanda rulman iç yük dağılıma ve dolayısıyla rulman ömrüne etkisi analiz edilebilmektedir. Türetilen bu formüller kullanılarak toroidal-toroidal makara ucu-flanş çiftinin yanında, eğrilik yarıçapları oranlarında (R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI}) değişiklik yaparak toroidal-konik, küresel-konik, küresel-toroidal gibi farklı makara ucu-flanş konstrüksiyonlarının da rulman ömrüne olan etkileri incelenebilmektedir.

- Makara ucu ve flanş eğrilik yarıçapları oranlarının (R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI}) değişimi, rulman iç yük dağılımını etkileyebildiğinden rulman ömrünü de değiştirmektedir. Eğrilik yarıçapı oranları R_{reII}/R_{reI} , R_{fII}/R_{fI} azaldıkça rulman ömrü belirli bir limite doğru artış göstermektedir (Şekil 4.3). Bu etkinin temel sebebi, eğrilik yarıçaplarındaki R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} değişimin flanş temas sabitini (katılığını) değiştirmesidir. R_{reII}/R_{reI} ve R_{fII}/R_{fI} oranlarının azalmasıyla flanş temas sabiti (katılığı) belirli bir limite doğru azalmaktadır (Şekil 4.5). Flanş temas sabitinin azalması flanş kuvvetlerini düşürmektedir (Şekil 4.4). Flanş kuvvetlerinin düşmesi makaraların yalpa açılarına etki ederek rulman ömrünü artırmaktadır.
- Makara ucu eğrilik yarıçapı oranı R_{reII}/R_{reI} 'in rulman ömrü üzerindeki etkisi flanş eğrilik yarıçapı oranı $R_{fII}/R_{fI}=100$ iken daha baskındır. Flanş eğrilik yarıçapı oranı R_{fII}/R_{fI} 'in 100'e eşit olması bu oranın yaklaşık ∞ 'a karşılık geldiği ve dolayısıyla konik flanşı temsil ettiği anlamına gelmektedir.
- R_{reII}/R_{reI} oranının rulman ömrü üzerindeki etkisi haricinde, bu oranın flanş temas basınçları üzerinde de etkisi mevcuttur. Makara ucu eğrilik yarıçapı oranı R_{reII}/R_{reI} azaldıkça flanş temas basınçları artmaktadır (Şekil 4.6 ve Şekil 4.7). Bu kapsamda eğrilik yarıçapları değişiminin rulman ömrü üzerindeki etkileri incelenirken, makara ucu-flanş temas basıncının emniyetli yüzey basıncını aşıp aşmadığı da kontrol edilmelidir.

Bu tez çalışmasında; çeşitli makara ucu-flanş konstrüksiyonlarının silindirik makaralı rulmanın iç yük dağılımına, rulman ömrüne ve flanş temas basıncına olan etkilerine odaklanılmıştır. Toroidal-toroidal, toroidal-konik, küresel-konik, küresel-toroidal gibi çeşitli makara ucu-flanş tipleri için flanş deformasyon formülleri türetilmiştir. Bununla birlikte; MATLAB programında yazılan koda; [6]'da belirtilen ilave transformasyon matrislerinin eklenmesiyle ve kodda çeşitli düzenlemelerin yapılmasıyla mevcut rulman modeli ve flanş deformasyon formülleri konik makaralı rulmanlar için de kullanılabilir hale gelebilir. Bunun yanında; modele sürtünme dahil edilerek, makaranın yatay düzlemdeki savrulma hareketi gibi değişkenler denge denklemlerine eklenebilir ve rulman ömrü üzerindeki etkileri araştırılabilir.

- [1] T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, 4th ed. John Wiley & Sons Inc., 2001, p. 1074.
- [2] T. A. Harris, "The effect of misalignment on the fatigue life of cylindrical roller bearings having crowned rolling members," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 91, no. 2, pp. 294–300, 1969.
- [3] J. Y. Liu, "The Effect of Misalignment on the Life of High Speed Cylindrical Roller Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 93, no. 1, pp. 60–68, 1971.
- [4] S. Andréason, "Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment," *Tribology*, vol. 6, no. 3, pp. 84–92, 1973.
- [5] J. Y. Liu, "Analysis of Tapered Roller Bearings Considering High Speed and Combined Loading," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 98, no. 4, pp. 564–572, 1976.
- [6] J. M. de Mul, J. M. Vree, D. A. Maas, "Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part II: Application to Roller Bearings and Experimental Verification," *Journal of Tribology*, vol. 111, no. 1, pp. 149–155, 1989.
- [7] J. M. de Mul, J. M. Vree, D. A. Maas, "Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part I: General Theory and Application to Ball Bearings," *Journal of Tribology*, vol. 111, no. 1, pp. 142–148, 1989.
- [8] S. Kabus, M. R. Hansen, O. Ø. Mouritsen, "A New Quasi-Static Cylindrical Roller Bearing Model to Accurately Consider Non-Hertzian Contact Pressure in Time Domain Simulations," *Journal of Tribology*, vol. 134, no. 4, 2012.
- [9] S. Kabus, M. R. Hansen, O. Ø. Mouritsen, "A new quasi-static multi-degree of freedom tapered roller bearing model to accurately consider non-hertzian contact pressures in time-domain simulations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 228, no. 2, pp. 111–125, 2014.
- [10] Y. Guo, R. G. Parker, "Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 51, pp. 32–45, 2012.
- [11] S. Li, "A mathematical model and numeric method for contact analysis of rolling bearings," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 119, pp. 61–73, 2018.

- [12] N. Demirhan, B. Kanber, "Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using fem," *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, vol. 36, no. 1, pp. 86–102, 2008.
- [13] J. Lee, J. Pan, "Closed-form analytical solutions for calculation of loads and contact pressures for roller and ball bearings," *Tribology International*, vol. 103, pp. 187–196, 2016.
- [14] L.-J. Edwin, "Numerical Model to Study of Contact Force in A Cylindrical Roller Bearing with Technical Mechanical Event Simulation," *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, vol. 1, no. 1, pp. 1–7, 2012.
- [15] H. Zhao, "Analysis of Load Distributions Within Solid and Hollow Roller Bearings," *Journal of Tribology*, vol. 120, no. 1, pp. 134–139, 1998.
- [16] X. Hao, X. Gu, X. Zhou, X. Liao, Q. Han, "Distribution characteristics of stress and displacement of rings of cylindrical roller bearing," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 233, no. 12, pp. 4348–4358, 2019.
- [17] ISO Central Secretary, "Rolling bearings - Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings," International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, Standard DDISO/TS16281:2008, 2008.
- [18] G. Lundberg, A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, vol. 1, no. 3, pp. 1–52, 1947.
- [19] E. V. Zaretsky, "Rolling bearing life prediction, theory, and application," National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Technical Paper NASA/TP-2013-215305, 2013.
- [20] X. Xia, Z. Shichao, C. Jia, R. Niu, "Study of Interval of Arc Modification Length of Cylindrical Roller Using ANSYS," *International Journal of Engineering and Science*, vol. 1, no. 1, pp. 8–13, 2012.
- [21] S. H. Ju, T. L. Horng, K. C. Cha, "Comparisons of contact pressures of crowned rollers," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 214, no. 2, pp. 147–156, 2000.
- [22] P. Göncz, M. Ulbin, S. Glodež, "Computational assessment of the allowable static contact loading of a roller-slewing bearing's case-hardened raceway," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 94, pp. 174–184, 2015.
- [23] X. Xia, Y. Shang, Z. Shichao, "Effects of Misalignment in Cylindrical Roller Bearings on Contact between Roller and Inner Ring," *IOSR Journal of Engineering*, vol. 3, no. 5, pp. 01–08, 2013.
- [24] Z. Ye, L. Wang, L. Gu, C. Zhang, "Effects of tilted misalignment on loading characteristics of cylindrical roller bearings," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 69, pp. 153–167, 2013.
- [25] A. Chudzik, B. Warda, "Fatigue life prediction of a radial cylindrical roller bearing subjected to a combined load using fem," *Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, vol. 22, no. 2, pp. 212–220, 2020.
- [26] M. J. Hartnett, "The Analysis of Contact Stresses in Rolling Element Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, no. 1, pp. 105–109, 1979.

- [27] N. Ahmadi, L. Keer, T. Mura, "Non-hertzian contact stress analysis for an elastic half space—normal and sliding contact," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 19, no. 4, pp. 357–373, 1983.
- [28] J. M. de Mul, J. J. Kalker, B. Fredriksson, "The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimensions," *Journal of Tribology*, vol. 108, no. 1, pp. 140–148, 1986.
- [29] J. Kalker, "Numerical calculation of the elastic field in a half-space," *Communications in Applied Numerical Methods*, vol. 2, no. 4, pp. 401–410, 1986.
- [30] S. Natsumeda, "Application of multi-level multi-integration to contact problems part 1: Non-hertzian contact in rolling bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 213, no. 1, pp. 63–80, 1999.
- [31] V.-C. Tong, S.-W. Kwon, S.-W. Hong, "Fatigue life of cylindrical roller bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 231, no. 5, pp. 623–636, 2017.
- [32] V.-C. Tong, S.-W. Hong, "Fatigue life of tapered roller bearing subject to angular misalignment," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 230, no. 2, pp. 147–158, 2016.
- [33] B. Warda, A. Chudzik, "Effect of ring misalignment on the fatigue life of the radial cylindrical roller bearing," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 111–112, pp. 1–11, 2016.
- [34] G. Lundberg, A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Roller Bearings," *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, vol. 2, no. 4, pp. 96–127, 1952.
- [35] G. Lundberg, "Elastische Berührung zweier Halbräume," *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, vol. 10, no. 5, pp. 201–211, 1939.
- [36] P. Johns, R. Gohar, "Roller bearings under radial and eccentric loads," *Tribology International*, vol. 14, no. 3, pp. 131–136, 1981.
- [37] H. Fujiwara, T. Kawase, "Logarithmic profile of rollers in roller bearing and optimization of the profile," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, vol. 72, no. 9, pp. 3022–3029, 2006.
- [38] H. Krzemiński-Freda, B. Warda, "Correction of the roller generators in spherical roller bearings," *Wear*, vol. 192, no. 1, pp. 29–39, 1996.
- [39] M. Duchemin, C. Tugui, V. Collee, "Optimization of contact profiles using super-ellipse," *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, vol. 10, no. 2, pp. 234–244, 2017.
- [40] L. Cui, Y. He, "A new logarithmic profile model and optimization design of cylindrical roller bearing," *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 67, no. 5, pp. 498–508, 2015.
- [41] L. Tudose, C. Tudose, "Roller profiling to increase rolling bearing performances," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 393, pp. 1–26, 2018.
- [42] I. Sugiura, S. Ito, N. Tsushima, H. Muro, "Investigation of Optimum Crowning in a Line Contact Cylinder-to-Cylinder Rolling Contact Fatigue Test Rig," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771*, pp. 136–149, 1982.

- [43] B. Warda, A. Chudzik, "Fatigue life prediction of the radial roller bearing with the correction of roller generators," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 89, pp. 299–310, 2014.
- [44] J. V. Poplawski, S. M. Peters, E. V. Zaretsky, "Effect Of Roller Profile On Cylindrical Roller Bearing Life Prediction—Part II Comparison of Roller Profiles," *Tribology Transactions*, vol. 44, no. 3, pp. 417–427, 2001.
- [45] H. Nagatani, "Fatigue life estimation for roller bearings under edge load occurrence," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 74, no. 742, pp. 1609–1616, 2008.
- [46] H. Nagatani, "Improved method of roller bearing fatigue life prediction under edge loading conditions," *Tribology Transactions*, vol. 53, no. 5, pp. 695–702, 2010.
- [47] H. Nagatani, "Improved method of roller bearing fatigue life prediction under edge loading conditions," NTN corporation, Osaka, Japan, Technical Paper NTN Technical Review No. 78, 2010.
- [48] A. Chudzik, B. Warda, "Effect of radial internal clearance on the fatigue life of the radial cylindrical roller bearing," *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, vol. 21, no. 2, pp. 211–219, 2019.
- [49] F. B. Oswald, E. V. Zaretsky, J. V. Poplawski, "Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings," *Tribology Transactions*, vol. 55, no. 2, pp. 245–265, 2012.
- [50] A. Yu, H.-Z. Huang, H. Li, Y.-F. Li, S. Bai, "Reliability analysis of rolling bearings considering internal clearance," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, no. 10, pp. 3963–3971, 2020.
- [51] Y. Mao, L. Wang, C. Zhang, "Influence of ring deformation on the dynamic characteristics of a roller bearing in clearance fit with housing," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 138–139, pp. 122–130, 2018.
- [52] G. T. Purdy, "Rolling Bearings," US Patent 3,268,278, 1966.
- [53] S. Ijuin, T. Yamamoto, "Cylindrical Roller Bearing," US Patent 6,530,693 B1, 2003.
- [54] X. Ai, "Roller Bearing With Enhanced Roller-End And Flange Contact," US Patent 10,428,870 B2, 2019.
- [55] H. Korrenn, "The Axial Load-Carrying Capacity of Radial Cylindrical Roller Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 92, no. 1, pp. 129–134, 1970.
- [56] F. R. Morrison, J. Pirvics, W. J. Grecelius, "A Functional Evaluation of a Thrust Carrying Cylindrical Roller Bearing Design," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, no. 2, pp. 164–169, 1979.
- [57] H. Aramaki, H. S. Cheng, D. Zhu, "Film Thickness, Friction, and Scuffing Failure of Rib/Roller End Contacts in Cylindrical Roller Bearings," *Journal of Tribology*, vol. 114, no. 2, pp. 311–316, 1992.
- [58] X. Jiang, P. L. Wong, Z. Zhang, "Thermal Non-Newtonian EHL Analysis of Rib-Roller End Contact in Tapered Roller Bearings," *Journal of Tribology*, vol. 117, no. 4, pp. 646–654, Oct. 1995.

- [59] Z. Zhang, X. Qiu, Y. Hong, "Ehl analysis of rib-roller end contact in tapered roller bearings," *Tribology Transactions*, vol. 31, no. 4, pp. 461–467, 1988.
- [60] W. E. Jamison, J. J. Kauzlarich, E. V. Mochel, "Geometric effects on the rib-roller contact in tapered roller bearings," *A S L E Transactions*, vol. 20, no. 1, pp. 79–88, 1977.
- [61] M. Li, S. Wen, "The study of roller end and guiding shoulder construction of roller bearings," in *Tribological Design of Machine Elements*, ser. Tribology Series, D. Dowson, C. Taylor, M. Godet, D. Berthe, Eds., vol. 14, Elsevier, 1989, pp. 297–301.
- [62] H. Krzemiński-Freda, B. Warda, "The effect of roller end-flange contact shape upon frictional losses and axial load of the radial cylindrical roller bearing," in *Tribological Design of Machine Elements*, ser. Tribology Series, D. Dowson, C. Taylor, M. Godet, D. Berthe, Eds., vol. 14, Elsevier, 1989, pp. 287–295.
- [63] B. J. Hamrock, D. Brewe, "Simplified Solution for Stresses and Deformations.," *J. of Lubrication Tech.*, vol. 105, no. 2, pp. 171–177, 1983.
- [64] K. P. Singh, B. Paul, "Numerical solution of non-hertzian elastic contact problems," *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, vol. 41, no. 2, pp. 484–490, 1974.
- [65] B. Paul, "A Review of Rail-Wheel Contact Stress Problems," U.S. Department of Transportation Federal Railroad Administration, Washington, DC, Technical Paper, 1975, pp. 1–52.
- [66] S. Timoshenko, J. N. Goodier, *Theory of Elasticity*, 2nd ed. New York: McGraw-Hill Company, 1951.
- [67] T. A. Harris, M. N. Kotzalas, *Rolling Bearing Analysis – Advanced Concepts of Bearing Technology*. Taylor & Francis Group, 2007.
- [68] T. A. Harris, R. M. Barnsby, "Life ratings for ball and roller bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 215, no. 6, pp. 577–595, 2001.
- [69] E. Broszeit, O. Zwirlein, "Internal Stresses and Their Influence on Material Stresses in Hertzian Contacts - Calculations With Different Stress Hypotheses.," *Journal of Tribology*, vol. 108, no. 3, pp. 387–393, 1986.
- [70] K. Kunert, "Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche," *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, vol. 27, no. 6, pp. 165–174, 1961.
- [71] R. L. Munisamy, D. A. Hills, D. Nowell, "A numerical analysis of an elastically dissimilar three-dimensional sliding contact," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 206, no. 3, pp. 203–211, 1992.
- [72] British Standards Institution, "Rolling Bearings—Dynamic Load Ratings and Rating Life," British Standards Institution, London, Standard BS ISO 281:2007, 2007.

- [73] ISO Central Secretary, “Rolling bearings — Explanatory notes on ISO 281, Part 1: Basic dynamic load rating and basic rating life,” International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, Standard PD ISO/TR 1281-1:2008, 2008.
- [74] R. Bayrak, A. Sagirli, “Fatigue life analysis of the radial cylindrical roller bearings: Roller end-flange construction effect,” *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, pp. 1–26, 2022.
- [75] SKF, “Rolling bearings PUB BU/P1 17000/1 EN,” SKF Group, 2018, pp. 1–1722.
- [76] R. K. Upadhyay, L. A. Kumaraswamidhas, M. S. Azam, “Rolling element bearing failure analysis: A case study,” *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, vol. 1, no. 1, pp. 15–17, 2013.
- [77] K. L. Johnson, *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.



A TOROİDAL MAKARA UCU İLE TOROİDAL FLANŞ İÇİN TÜRETİLEN FORMÜLLER VE BU FORMÜLLERİN CAD ÇİZİMİ İLE DOĞRULANMASI

$$\delta_{f-il} = (R_{reII} + R_{fII}) - \sqrt{\begin{aligned} & \left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} + \psi) - v_x) - (|L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_x) \right]^2 \\ & + \left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) - v_r) - (|L_f| \times \sin(\alpha_f + \theta) - u_r) \right]^2 \end{aligned}} \quad (A.1)$$

$$\delta_{f-iR} = (R_{reII} + R_{fII}) - \sqrt{\begin{aligned} & \left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} - \psi) + v_x) - (|L_f| \times \cos(\alpha_f - \theta) + u_x) \right]^2 \\ & + \left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} - \psi) - v_r) - (|L_f| \times \sin(\alpha_f - \theta) - u_r) \right]^2 \end{aligned}} \quad (A.2)$$

$$\delta_{f-ol} = (R_{reII} + R_{fII}) - \sqrt{\begin{aligned} & \left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} - \psi) - v_x) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f) \right]^2 \\ & + \left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) - v_r) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4) \right]^2 \end{aligned}} \quad (A.3)$$

$$\delta_{f-oR} = (R_{reII} + R_{fII}) - \sqrt{\begin{aligned} & \left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} + \psi) + v_x) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f) \right]^2 \\ & + \left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) + v_r) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4) \right]^2 \end{aligned}} \quad (A.4)$$

$$\mu_{il} = \tan^{-1} \left(\frac{\left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) - v_r) - (|L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_r) \right]}{\left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) - v_x) - (|L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_x) \right]} \right) - \psi \quad (A.5)$$

$$\mu_{iR} = \tan^{-1} \left(\frac{\left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} - \psi) - v_r) - (|L_f| \times \sin(\alpha_f - \theta) - u_r) \right]}{\left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} - \psi) + v_x) - (|L_f| \times \cos(\alpha_f - \theta) + u_x) \right]} \right) + \psi \quad (A.6)$$

$$\mu_{ol} = \tan^{-1} \left(\frac{\left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} - \psi) + v_r) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4) \right]}{\left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} - \psi) + v_x) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f) \right]} \right) + \psi \quad (A.7)$$

$$\mu_{oR} = \tan^{-1} \left(\frac{\left[(|L_{re}| \times \sin(\alpha_{re} + \psi) + v_r) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4) \right]}{\left[(|L_{re}| \times \cos(\alpha_{re} + \psi) + v_x) - ((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f) \right]} \right) - \psi \quad (A.8)$$

$$\zeta_{il} = - \left\{ \left(\begin{array}{l} [(|L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_x) + v_x] \cos(\psi) \\ + [(|L_f| \times \sin(\alpha_f + \theta) - u_r) + v_r] \sin(\psi) \end{array} \right) \right. \\ \left. - \left(\begin{array}{l} -[(|L_f| \times \cos(\alpha_f + \theta) - u_x) + v_x] \sin(\psi) \\ + [(|L_f| \times \sin(\alpha_f + \theta) - u_r) + v_r] \cos(\psi) \end{array} \right) \right\} / \tan(\mu_{il}) \quad (A.9)$$

$$\zeta_{iR} = - \left\{ \left(\begin{array}{l} [(|L_f| \times \cos(\alpha_f - \theta) + u_x) - v_x] \cos(-\psi) \\ + [(|L_f| \times \sin(\alpha_f - \theta) - u_r) + v_r] \sin(-\psi) \end{array} \right) \right. \\ \left. - \left(\begin{array}{l} -[(|L_f| \times \cos(\alpha_f - \theta) + u_x) - v_x] \sin(-\psi) \\ + [(|L_f| \times \sin(\alpha_f - \theta) - u_r) + v_r] \cos(-\psi) \end{array} \right) \right\} / \tan(\mu_{iR}) \quad (A.10)$$

$$\zeta_{ol} = - \left\{ \left(\begin{array}{l} [(R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f] + v_x \\ + [(R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4] - v_r \end{array} \right) \cos(-\psi) \right. \\ \left. - \left(\begin{array}{l} -[(R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f] + v_x \\ + [(R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4] - v_r \end{array} \right) \sin(-\psi) \right\} / \tan(\mu_{ol}) \quad (A.11)$$

$$\zeta_{oR} = - \left\{ \left(\begin{array}{l} [(R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f] - v_x \\ + [(R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4] - v_r \end{array} \right) \cos(\psi) \right. \\ \left. - \left(\begin{array}{l} -[(R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f] - v_x \\ + [(R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4] - v_r \end{array} \right) \sin(\psi) \right\} / \tan(\mu_{oR}) \quad (A.12)$$

Yukarıdaki denklemlerde $|L_{rel}|$, α_{re} , $|L_f|$ ve α_f :

$$|L_{rel}| = \sqrt{((R_{rel} - R_{rell}) \times \cos(\beta) - \zeta)^2 + ((R_{rel} - R_{rell}) \times \sin(\beta))^2} \quad (A.13)$$

$$\alpha_{re} = \tan^{-1}(((R_{rel} - R_{rell}) \times \sin(\beta)) / ((R_{rel} - R_{rell}) \times \cos(\beta) - \zeta)) \quad (A.14)$$

$$|L_f| = \sqrt{((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f)^2 + ((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4)^2} \quad (A.15)$$

$$\alpha_f = \tan^{-1}(((R_{rel} + R_{fII}) \times \sin(\beta) + P_d/4) / ((R_{rel} + R_{fII}) \times \cos(\beta) - \zeta + \Delta_f)) \quad (A.16)$$

karşılık gelmektedir. Yukarıdaki deformasyon (δ), μ açısı ve ζ mesafesi formüllerinden elde edilen sonuçlar CAD çizimleriyle de karşılaştırılarak doğrulanmıştır (bkz. Tablo A.1 ve Tablo A.2). Tablo A.1'de $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesini, Tablo A.2'de ise $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesini temsilen iç bileziğe ve makaraya hareket verilmiştir. NUP 213 tip silindirik makaralı rulmanın iç bilezik lokal hareket vektörü u_r, u_x, θ ve makara hareket vektörü v_r, v_x, ψ , (A.1)-(A.12) denklemlerinde yerine koyularak elde edilen sonuçlar CAD çiziminden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tablo A.1 ve A.2'deki u_r, u_x, v_r, v_x doğrusal hareketlerdeki birimler mm iken, θ, ψ açısal hareketlerin birimi derece ($^\circ$)'dir. İç bilezik ve makara hareketleri temsilen verilmiştir ve nominal değerlerden yüksektir.

Ek olarak, Tablo A.1'deki $u_r = 1, u_x = -1, v_r = 0.5, v_x = 0.5, \theta = 1, \psi = -0.5$

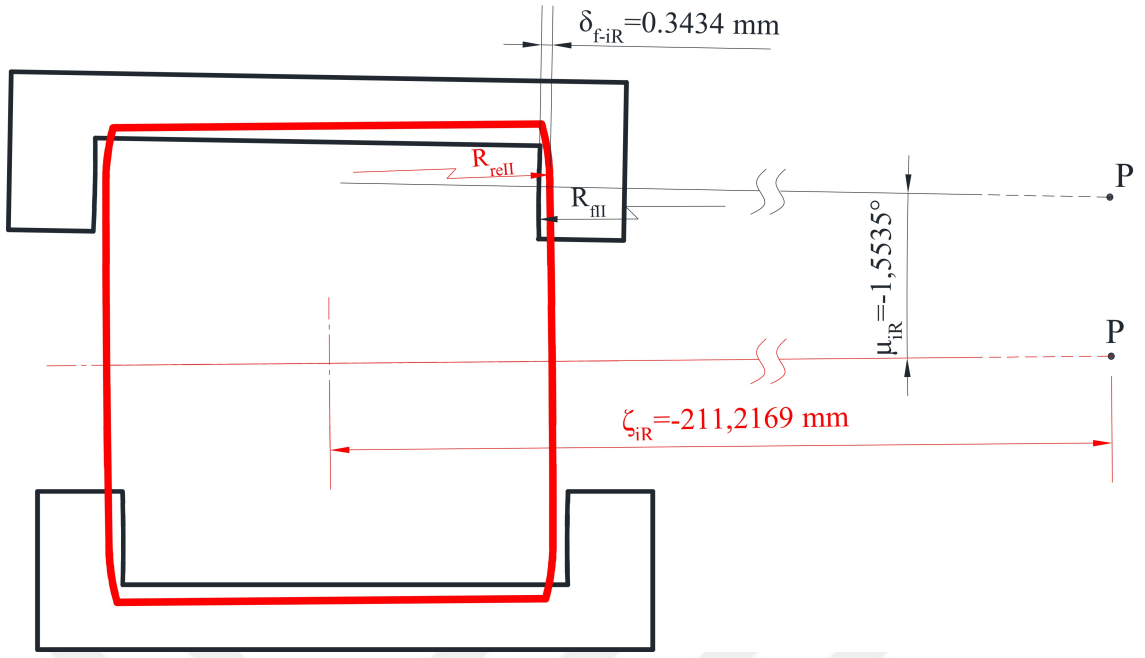
hareketlerini temsilen bir CAD çizimi Şekil A.1'de sunulmuştur.

Tablo A.1 Toroidal makara ucu ($R_{reII}/R_{reI}=0.01$) ve toroidal flanş ($R_{fII}/R_{fI} = 0.01$) için, $F_r - \gamma$ birleşik rulman yüklemesi altında makara ve iç bileziğin hareketinden kaynaklanan makara ucu-flanş deformasyonu (δ), μ açısı ve ζ mesafesi

	$u_r = 2, u_x = -2, v_r = 1, v_x = -1, \theta = 2, \psi = -1$		$u_r = 1, u_x = -1, v_r = 0.5, v_x = -0.5, \theta = 1, \psi = -0.5$	
	CAD Çizimi	Formül	CAD Çizimi	Formül
δ_{f-iR}	0.6636	0.6636	0.3434	0.3434
μ_{iR}	-3.6280	-3.6280	-1.5535	-1.5535
ζ_{iR}	-90.5703	-90.5703	-211.2169	-211.2169
δ_{f-ol}	0.8994	0.8994	0.4521	0.4521
μ_{ol}	-1.5859	-1.5859	-0.5386	-0.5386
ζ_{ol}	-206.9026	-206.9026	-608.5968	-608.5968

Tablo A.2 Toroidal makara ucu ($R_{reII}/R_{reI}=0.01$) ve toroidal flanş ($R_{fII}/R_{fI} = 0.01$) için, $F_r - F_a$ birleşik rulman yüklemesi altında makara ve iç bileziğin hareketinden kaynaklanan makara ucu-flanş deformasyonu (δ), μ açısı ve ζ mesafesi

	$u_r = 2, u_x = 2, v_r = 1, v_x = 1, \theta = 0, \psi = 2$		$u_r = 1, u_x = 1, v_r = 0.5, v_x = 0.5, \theta = 0, \psi = 1$	
	CAD Çizimi	Formül	CAD Çizimi	Formül
δ_{f-iR}	0.7995	0.7995	0.4022	0.4022
μ_{iR}	-2.5895	-2.5895	-1.0416	-1.0416
ζ_{iR}	-126.8138	-126.8138	-314.8558	-314.8558
δ_{f-ol}	0.7995	0.7995	0.4022	0.4022
μ_{ol}	-2.5895	-2.5895	-1.0416	-1.0416
ζ_{ol}	-126.8138	-126.8138	-314.8558	-314.8558



Şekil A.1 $u_r = 1, u_x = -1, v_r = 0.5, v_x = -0.5, \theta = 1, \psi = -0.5$ hareketleri için CAD çizimi ve ölçülen değerler

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. R. Bayrak, A. Sagirli, “Fatigue life analysis of the radial cylindrical roller bearings: Roller end-flange construction effect,” Mechanics Based Design of Structures and Machines, pp. 1–26, 2022. DOI: 10.1080/15397734.2022.2084751.

