

**T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HERMETİK KOMPRESÖR KRANK MİLİ YATAKLARINDA
OK YİVLİ GEOMETRİ TASARIMI VE ANALİZİ**

**SEYHAN ÖZEN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE
2015**

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK KOMPRESÖR KRANK MİLİ
YATAKLARINDA OK YİVLİ GEOMETRİ
TASARIMI VE ANALİZİ

SEYHAN ÖZEN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET ZAFER ŞENALP

GEBZE
2015

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

HERRINGBONE GROOVED GEOMETRY
DESIGN AND ANALYSIS ON HERMETIC
COMPRESSOR CRANKSHAFT BEARINGS

SEYHAN ÖZEN
A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSOC. PROF. DR. AHMET ZAFER ŞENALP

GEBZE
2015



GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 19/06/2015 tarih ve 2015/38 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 25/06/2015 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Seyhan ÖZEN'in tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : DOÇ. DR. AHMET ZAFER ŞENALP

ÜYE

: DOÇ. DR. İLYAS KANDEMİR

ÜYE

: PROF. DR. ÖZGEN Ü. ÇOLAK ÇAKIR

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Bu çalışmada orta seviye sıcaklık şartlarında tercih edilen MTZ (medium temp.) tipi bir hermetik kompresöre ait krank mili yatakları incelenmiş ve imal edilebilir en uygun Ok Yivli Yatak (OKY) geometrisi tasarlanarak, hermetik kompresörler üzerinde uygulanabilirliği araştırılmıştır. Bu tezde; birinci aşamada, mevcut kompresör mekanizmasına ait 3 boyutlu (3B) CAD modeli oluşturulmuş, krank mili yataklarına gelen kuvvetler analitik ve MSC ADAMS yazılımı ile tespit edilerek karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada ise mevcut tasarım üzerinde, imal edilebilir OKY geometrisi ölçüleri hesaplanmış ve Ducom TR-60 markalı Kaymalı Yatak Deneysel Cihazı için 3B CAD numune modelleri tasarlanarak imal edilmiştir. Üçüncü aşamada, imal edilen tüm numuneler için deneyler yapılmış ve sonuçlar bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS-Fluent çözümleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, Düz Kaymalı Yatak (DKY) geometrisine ait deneylerden elde edilen basınç dağılımı sonuçlarının analitik (yarı-Sommerfeld) ve HAD çözümleri ile oldukça yakın olduğu görülerek deney şartları doğrulanmıştır. OKY geometrisine ait deney ve HAD analizi sonuçlarına göre ise literatürde önerilen parametrelere göre tasarlanan OKY geometrisinin örnek alınan MTZ tipi hermetik kompresörler üzerinde kullanılmasının uygun olmayacağı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ok Yivli Yatak, Hidrodinamik Kaymalı Yatak, Hermetik Kompresör, Krank Mili Yatakları.

SUMMARY

In this work, MTZ (medium temperature series) type hermetic compressor crankshaft bearings are analyzed and a producible herringbone grooved bearing geometry is designed to investigate applicability of a herringbone grooved bearing on hermetic compressors. In this thesis, the subject in concern is examined in four different steps. In the first step a 3D CAD model of the compressor mechanism is created. The bearing forces on the crankshaft are calculated both analytical and with MSC ADAMS software, and results are compared. In the second step, the geometric dimensions of a producible herringbone grooved bearing are defined and the specimens for Ducom TR-60 Hydrodynamic Bearing Test Rig are designed as 3D CAD models, and then produced. In the third step, a series of experiments are performed for all produced specimens and the results are compared with a Computational Fluid Dynamics (CFD) software ANSYS-Fluent. As a result, it is observed and confirmed that the experimental pressure distribution results of the plain bearing are close enough to both analytical (half-Sommerfeld) and CFD results. Besides, it is observed that the herringbone groove application on MTZ compressor crankshaft bearings is not beneficial according to the experiments and CFD results of the herringbone grooved geometry.

Key Words: Herringbone Grooved Bearing, Hydrodynamic Journal Bearing, Hermetic Compressor, Crankshaft Bearings

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans eğitimim boyunca desteğini esirgemeyen tez danışmanım, değerli hocam Doç. Dr. A. Zafer ŞENALP'e, bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan değerli hocam Prof. Dr. Özgen Ü. ÇOLAK'a ve değerli paylaşımları için Arçelik Ar-Ge yetkilileri A. Refik ÖZDEMİR ve Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ beyefendilere, deney numunelerinin imalatında her türlü teknik desteği sağlamış olan Koçak Makine Ltd. Şti. yetkilisi Ersin KOÇAK ve tüm çalışanlarına, Gökay Kalıp Ltd. Şti. çalışanlarından Ayhan MUTLU beyefendiye ve grafik düzenlemelerinde katkısını esirgemeyen kardeşim İlhan ÖZEN'e,

Bu çalışmanın büyük bir kısmında ortak görevler paylaştığımız değerli arkadaşım Osman BODUR'a ve başta Arş. Gör. Hamit KENAN olmak üzere tüm Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon Anabilim Dalı mesai arkadaşlarım ve hocalarıma,

Çalışma süresince göstermiş oldukları sınırsız hoşgörü ve desteklerinden dolayı sevgili eşim Aynur ÖZEN'e ve ebeveynlerimize en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLOLAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	2
1.2. Buzdolabı Sistemi ve MTZ Tipi Kompresör	4
1.3. MTZ Kompresöründe Bulunan Yataklamalar ve Verim Kayıpları	7
2. YATAKLAR	9
2.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklar	9
2.2. Ok Yivli Kaymalı Yataklar (OKY)	13
2.3. OKY Üzerine Yapılan Bazı Çalışmalar	18
3. DİNAMİK ANALİZ VE YATAK KUVVETLERİ	21
3.1. Gaz Basınç Kuvvetinin (F_g) Ölçülmesi	21
3.2. Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi	22
3.3. Krank-Biyel Mekanizmasının Kuvvet Analizi	25
3.4. CAE ile Dinamik Analiz	27
3.5. CAE ile Analitik Sonuçların Karşılaştırılması	29
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) ÇALIŞMALARI	32
4.1. HAD Problemlerinin Oluşturulması (Pre-Processing)	32
4.1.1. HAD Hacim Modellerinin Tasarımı	32
4.1.2. HAD Sonlu Eleman Ağları ve Sınır Şartları	34
4.2. HAD Analizi Sonuçları (Post-Processing)	38
4.2.1. 1.Senaryo Teorik Yüksüz Durum ($F = 0$ N, $\varepsilon = 0$)	38
4.2.2. 2.Senaryo ($F = 90$ N, $\varepsilon = 0.2$)	40
4.2.3. 3.Senaryo ($F = 275$ N, $\varepsilon = 0.5$)	41

4.2.4.4.Senaryo ($F = 470 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.65$)	42
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	43
5.1. Deney Cihazı ve Deneyin Yapılışı	43
5.2. Deney Numunelerinin Tasarımı ve İmalatı	45
5.3. Deney Tasarımı ve Yapılışı	47
5.4. Deney Sonuçları	48
5.4.1.1.Senaryo ($F = 90 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.2$)	50
5.4.2.2.Senaryo ($F = 275 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.5$)	51
5.4.3.3.Senaryo ($F = 470 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.65$)	52
6. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	53
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	61

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kısaltmalar

α	: Yiv Genişlik Oranı
β	: Yiv açısı
γ	: Yiv Boy Oranı
ε	: Eksenel kaçıklık oranı
η	: Dinamik (mutlak) viskozite
θ	: Krank açısı
λ	: Boy-Çap Oranı
Λ	: Boyutsuz yatak sayısı
μm	: Mikrometre
μ_{teo}	: Sürtünme katsayısı-teorik
ϕ	: Biyel açısı
ψ	: Yatak boşluğu oranı
ω	: Muylu açısal hızı
a_{piston}	: Piston ivmesi
b	: Ok Yiv Boyu
b_1	: Yiv Boyu
c	: Yatak boşluğu
c_r	: Radyal yatak boşluğu
D_Y	: Yatak Çapı
D_M	: Mil Çapı
e	: Eksenel kaçıklık
F	: Yatak yükü
F_{alt}	: KİY Kuvveti
F_g	: Pistona etki eden gaz basıncı kuvveti
F_{mkB}	: m_{Ba} 'den kaynaklanan merkezkaç kuvveti
F_{mkK}	: m_{Ke} 'den kaynaklanan merkezkaç kuvveti
F_{Pa}	: m_{Pe} 'den kaynaklanan atalet kuvveti
F_s	: Sürtünme kuvveti

$F_{üst}$: KAY Kuvveti
h_0	: Yağ film kalınlığı
H_0	: Yiv Derinlik (Film Kalınlığı) Oranı
L	: Yatak Boyu
l_s	: Yiv Genişliği
m_{Ba}	: Eşdeğer Biyel Kolu kütlesi
m_{Bb}	: Biyel kolu küçük çapındaki eşdeğer kütle
m_{Ke}	: Eşdeğer krank kütlesi
m_p	: Piston kütlesi
m_{pe}	: Piston grubuna ait eşdeğer kütle
m_{pim}	: Pim kütlesi
N_y	: Yiv sayısı
\bar{N}_y	: İmal edilebilir yiv sayısı
P_0	: Yağ giriş/ortam basıncı
P_{max}	: Maksimum yatak basıncı
P_{ort}	: Ortalama yatak basıncı
P_s	: Güç Kaybı
s	: Saniye
So	: Sommerfeld Sayısı
T_s	: Sürtünme torku
U	: Mil doğrusal hızı
v_{piston}	: Piston hızı
AB	: Avrupa Birliği
BKY	: Biyel-Krank Yatağı
BPY	: Biyel-Perno Yatağı
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CAE	: Bilgisayar Destekli Mühendislik (Computer Aided Engineering)
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DKY	: Düz Kaymalı Yatak
GTÜ	: Gebze Teknik Üniversitesi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IEA	: Uluslararası Enerji Ajansı (International Energy Agency)
ISO	: Uluslararası Standardizasyon Organizasyonu

KAY	: Krank Mili Ana Yatağı
KEY	: Krank Mili Eksenel Yatağı
KİY	: Krank Mili İkinci Yatağı
MTZ	: Orta Sıcaklık Şartları için Kullanılan Kompresör Tipi (Medium Temp.)
OKY	: Ok Yivli Kaymalı Yatak
PSY	: Piston-Silindir Yatağı
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu
WEC	: Dünya Enerji Konseyi (World Energy Council)
YTÜ	: Yıldız Teknik Üniversitesi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: OKY Kullanım Alanları	2
1.2: Buzdolabı Sistemi ve MTZ Tipi Kompresör	4
1.3: Kompresör çeşitleri.	5
1.4: MTZ Tipi Kompresör'ün İç Yapısı ve Mekanizması.	5
1.5: MTZ Kompresöründe Bulunan Yataklamalar ve Tahmini Verim Kayıpları.	7
2.1: Sürtünme Durumları ve $\mu-N$ ilişkisi.	9
2.2: Kaymalı Yatak hesabı için Boyutsal Parametreler.	10
2.3: Düz kaymalı yatak ile OKY basınç dağılımı.	14
2.4: Ok Yivli Kaymalı Yatak hesabı için Boyutsal Parametreler.	14
2.5: Sıkıştırılmaz Yağlamada Maksimum radyal yük kapasitesi için OKY Tasarım Eğrileri.	17
2.6: Yiv geometrisinin OKY kararlılığı üzerine etkisi.	18
2.7: Dairesel Kesitli OKY.	19
2.8: a) Dikrötgen yiv, b) Yuvarlak yiv, c) Eğik yüzeyli yiv, d) Boyutsuz Radyal Katılık grafiği.	20
3.1: Pistona etki eden Gaz Basıncı Kuvveti (F_g).	21
3.2: Mekanizmaya Ait Parametreler.	22
3.3: Biyel Kolu'nun yaklaşık dinamik modeli.	25
3.4: Yaklaşık dinamik model, atalet ve merkezkaç kuvvetleri.	26
3.5: Serbest Cisim diyagramı üzerinde Kuvvet ve Momentler.	27
3.6: MSC ADAMS yazılımında kullanılan Kısıtlamalar.	28
3.7: Açıya bağlı piston strok değişimi (Analitik).	29
3.8: Açıya bağlı piston hız ve ivme değişimi (Analitik).	29
3.9: Açıya bağlı piston konum, hız ve ivme değişimi (MSC ADAMS).	29
3.10: Açıya bağlı $F_{üst}$ Kuvvetinin Karşılaştırılması.	30
3.11: Açıya bağlı F_{alt} Kuvvetinin Karşılaştırılması.	30
3.12: 335°'de mekanizmanın görünüşü.	30
3.13: MSC ADAMS Dinamik Analiz görüntüsü.	31
4.1: DKY ve OKY Akışkan Hacim Modelleri.	32

4.2:	HAD Sınır Şartları.	34
4.3:	Düz Kaymalı Yatak ağ görüntüsü.	35
4.4:	$\varepsilon = 0,5$ için Düz K. Y. Ağ Bağımsızlığı (Mesh Indipendence).	36
4.5:	$\varepsilon = 0.5$ Düz K. Yatak Artık değer (Residuals) grafiği.	36
4.6:	$\varepsilon = 0$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.	39
4.7:	$\varepsilon = 0$ için Basınç Dağılımı.	39
4.8:	$\varepsilon = 0.2$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.	40
4.9:	$\varepsilon = 0.2$ için Basınç Dağılımı.	40
4.10:	$\varepsilon = 0.5$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.	41
4.11:	$\varepsilon = 0.5$ için Basınç Dağılımı.	41
4.12:	$\varepsilon = 0.65$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.	42
4.13:	$\varepsilon = 0.65$ için Basınç Dağılımı.	42
5.1:	Ducom TR-60 Kaymalı Yatak Deney Sistemi.	43
5.2:	Ducom TR-60 Kaymalı Yatak Deney Mekanizması.	44
5.3:	Ok yivli mil, takım yolu modeli.	45
5.4:	Deney numuneleri. a) Ok yivli mil, b) Düz mil, c) Bronz yatak	46
5.5:	Gürültülü ve Temizlenmiş Basınç eğrileri.	48
5.6:	1.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).	50
5.7:	1.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).	50
5.8:	2.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).	51
5.9:	2.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).	51
5.10:	3.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).	52
5.11:	3.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).	52
6.1:	Düz Kaymalı Yatak Sonuçları.	53
6.2:	Ok Yivli Kaymalı Yatak Sonuçları.	55

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Ortalama Güç Kayıp Yüzdeleri.	7
2.1: Ok Yivli Yatak için Boyutsuz Parametreler.	16
3.1: MSC ADAMS için seçilen Parametreler.	28
4.1: ANSYS-Fluent yazılımı için seçilen Parametreler.	34
5.1: Düz Kaymalı Yatak Anma Ölçüleri.	46
5.2: Ok Yivli Kaymalı Yatak Anma Ölçüleri.	46
5.3: Reniso WF 5A Yağ özellikleri.	47
5.4: Deney Parametreleri.	47

1.GİRİŞ

Günümüzde Hermetik Kompresörler ağırlıklı olarak soğutma endüstrisinde kullanılmaktadır. Bunların içerisinde en yoğun kullanım ev tipi buzdolaplarında görülmektedir. 2009 Dünya Enerji Konseyi (WEC) ve 2010 Dünya Enerji Ajansı (IEA) raporlarına göre, dünya çapında yıllık yaklaşık 450 milyon ton CO₂ salınımına sebep olan 1,4 Milyar adet ev tipi soğutucu (buzdolabı ve dondurucu) kullanılmaktadır. Beyaz eşyaların uzun kullanım ömürleri sebebiyle, bu rakamın önemli bir kısmını, enerji kaybı yüksek olan eski teknoloji soğutucular oluşturmaktadır. Buna göre her bir ürün için yıllık elektrik tüketimi ortalama 453 kWh civarındadır. Bu rakam, bir dairede yıllık tüketilen toplam elektrik miktarının yaklaşık % 14'ünü oluşturur [1].

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) 2012 verilerine göre ise ülkemizde yıllık yaklaşık 9 milyon ev tipi soğutucu üretilmekte ve her yıl yaklaşık 2 milyonu da satılmaktadır [2], [3].

Rakamların büyüklüğü, ülkelerin bu ürünler üzerine enerji verimliliği konusunda politikalar geliştirmesine de sebep olmaktadır. Bunun en iyi örneği, çeşitli standart kurallara göre ürünler üzerine yapıştırılan Enerji Sınıfı etiketleridir. Birçok ülke, enerji verimliliği yüksek ürünlerin tüketimini teşvik eder hale gelmiştir.

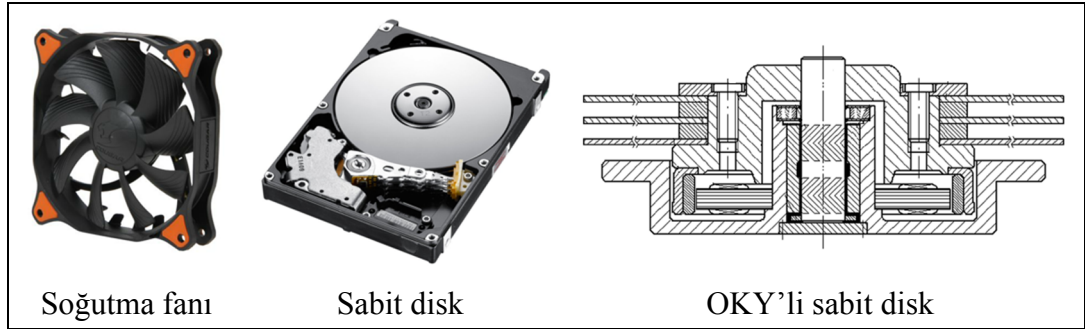
Buzdolaplarındaki temel enerji kayıpları, termodinamik ve mekanik olmak üzere ikiye ayrılır. Termodinamik kayıplar, soğutucu gazın akışı ve ısı değişikliklerinden meydana gelirken, mekanik kayıplar ise kompresör mekanizmasındaki hareketli parçaların yatak sürtünmelerine ve elektrik motoruna bağlı olarak ortaya çıkar.

Literatürde kompresör yataklarında meydana gelen mekanik kayıpların yaklaşık 20 Watt civarında olduğu gösterilmektedir [4], [5]. Yukarıda bahsedilen rakamlara göre günlük çalışma oranı % 40 olan bir buzdolabı göz önüne alınırsa; her yıl $2.000.000 \text{ [adet]} \times 20 \text{ [Watt]} \times 24 \times 0,4 \times 365 \approx 140 \text{ GWh/yıl}$ değerinde enerji kaybı yaratılmaktadır. Bu değer yaklaşık olarak Atatürk Barajının 1 haftalık üretim kapasitesine eşittir [6]. Kompresör kayıplarında % 1'lik bir kazanım olması durumunda dahi 1.4 GWh'lik bir enerji geri kazanılabileceği görülmektedir. Bu nedenle kompresör yatak kayıplarını azaltma çalışmaları dünya çapında önem arz etmektedir. Bu tespitle, bu çalışmada ev tipi soğutucularda yaygın olarak kullanılan bir kompresör tipi seçilerek, yatak kayıplarının azaltılması hedeflenmiştir.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Bu çalışmanın amacı, literatürde önerilen OKY geometrisinin, orta seviye sıcaklık şartlarında tercih edilen MTZ (medium temp.) tipi kompresör krank mili yataklarına uygulanabilirliğini araştırmak ve radyal yatak yağlama performansına etkisini ortaya koymaktır.

Ok Yivli Kaymalı Yataklar, 1950'lerden beri birçok alanda kullanılmıştır. Günümüzde özellikle elektronik veri saklamada kullanılan sabit disklerde kullanıldığı görülmektedir. Bunun yanında fanlar, türbinler ve kompresörlerde özellikle aksenal yataklarda kullanılmaktadır. Literatürde, sabit disk ve fanların radyal yataklarında OKY kullanımı yaygın olarak görülmesine rağmen; kompresör radyal yataklarında OKY kullanımı üzerine yapılmış çalışmalar pek bulunmamaktadır. OKY'lerin, yaygın olarak düşük yük ve dolayısı ile düşük aksenal kaçıklık (eksantriklik) ile çalışan sistemlerde kullanıldığı göze çarpmaktadır.



Şekil 1.1: OKY Kullanım Alanları.

Gelişen teknoloji ve ihtiyaçlara bağlı olarak enerji ihtiyacının artması, insanoğlunu daha fazla enerji kaynakları arayışına götürmektedir. Ancak bu durum pahalı ve uzun süreler gerektirdiğinden, enerji kaynağı aramanın yanı sıra, enerji sarfiyatı düşük ürünlerin geliştirmesi insanoğlunun öncelikli hedefleri arasına yerleşmiştir.

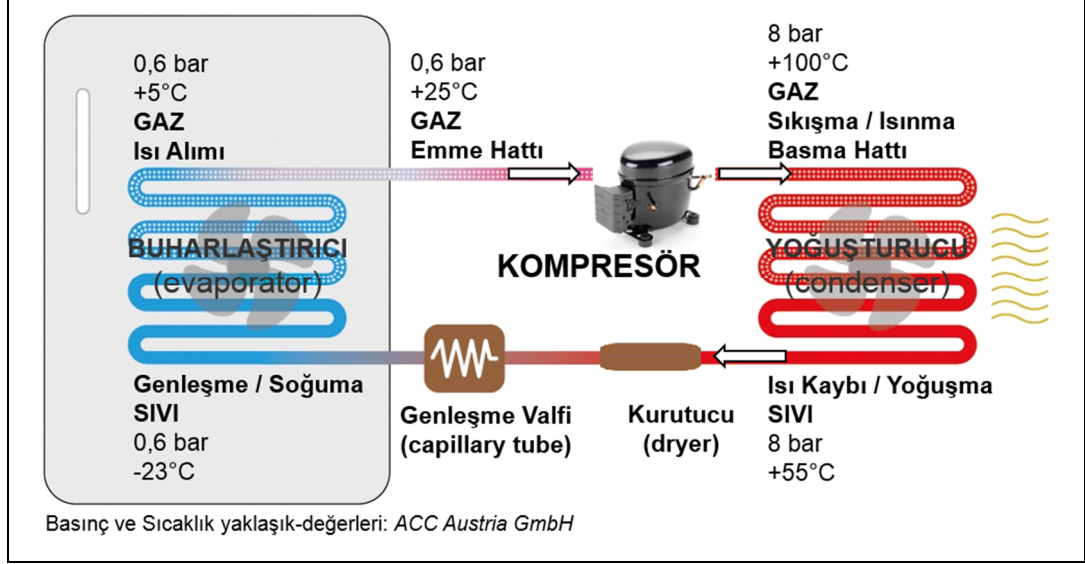
Bu amaçlarla dünya çapındaki kuruluşlar, enerji sarfiyatını kısıtlayıcı bazı standartlar ortaya koymuşlar ve pazardaki ürünler üzerine açıklayıcı etiketler yapıştırılması konusunda çeşitli yasalar geliştirmişlerdir. İlk olarak 1995 yılında Avrupa Birliği (AB) içerisinde yayınlanmış olan Enerji Etiketleri uygulaması, 2002 yılından itibaren özellikle beyaz eşya ürünleri için ülkemizde de kullanılması zorunlu

kılınmıştır. Böylece tüketicilerin daha verimli ürünler seçebilmesine kolaylık sağlanmış ve aynı zamanda da üreticiler arası olumlu bir rekabet ortamı yaratılmıştır. Bu amaçla üreticiler, enerji tasarrufu konusunda büyük Ar-Ge faaliyetlerine yönelmişlerdir [7].

Bu çalışmada orta seviye sıcaklık şartlarında tercih edilen MTZ (medium temp.) tipi bir hermetik kompresöre ait krank mili yatakları incelenmiş ve imal edilebilir en uygun Ok Yivli Yatak (OKY) geometrisi tasarımı oluşturularak, hermetik kompresörler üzerinde uygulanabilirliği araştırılmıştır. Bu tezde; birinci aşamada, mevcut mekanizmanın 3 boyutlu (3B) CAD modeli oluşturulmuş, mevcut kompresör krank mili yataklarına gelen kuvvetler analitik ve MSC ADAMS yazılımı ile tespit edilerek karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada ise mevcut tasarım üzerinde, imal edilebilir OKY geometrisi ölçüleri hesaplanmış ve Ducom TR-60 markalı Kaymalı Yatak Deneysel Cihazı için 3B CAD numune modelleri tasarlanarak imal edilmiştir. Üçüncü aşamada, imal edilen tüm numuneler için deneyler yapılmış ve sonuçlar bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS-Fluent çözümleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, Düz Kaymalı Yatak (DKY) geometrisine ait deneylerden elde edilen basınç dağılımı sonuçlarının analitik (yarı-Sommerfeld) ve HAD çözümleri ile oldukça yakın olduğu görülerek deney şartları doğrulanmıştır. OKY geometrisine ait deneysel ve HAD analizi sonuçlarına göre ise literatürde önerilen parametrelere göre tasarlanan OKY geometrisinin, örnek alınan MTZ tipi hermetik kompresörler üzerinde kullanılmasının uygun olmayacağı tespit edilmiştir.

1.2. Buzdolabı Sistemi ve MTZ Tipi Kompresör

Buzdolabı çalışma mekanizması içerisinde kompresörün yeri Şekil 1.2’de gösterilmiştir.



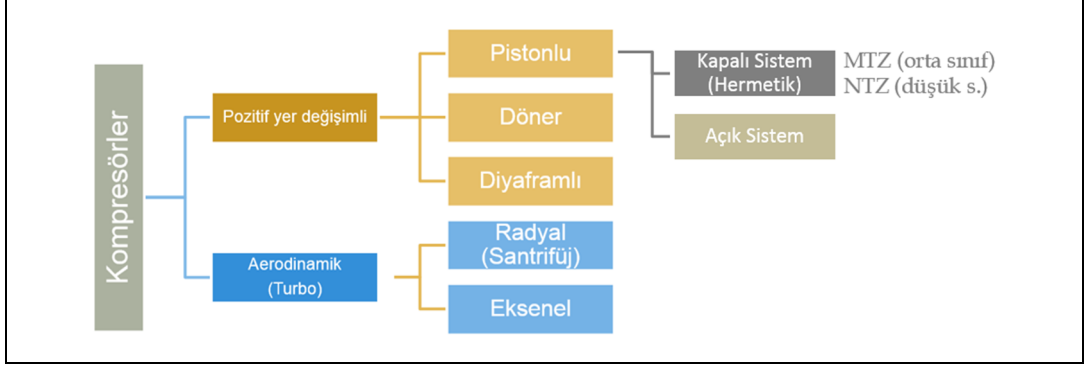
Şekil 1.2: Buzdolabı Sistemi ve Kompresör.

Soğutma sisteminin çevrimi Kompresör tarafından sağlanmaktadır. Buharlaştırıcı içindeki gaz kompresör tarafından emilir ve Yoğuşturucu bölgesine sıkıştırılır (kompres edilir). Bu bölgede 8 bar seviyelerine çıkan gaz, 100 °C’yi görür. Yoğuşturucu’dan Kurutucu’ya doğru basılan gaz, bu bölgede yoğunlaşarak sıvılaşır ve ısı kaybederek sıcaklığı 55 °C civarına düşer. Sıvı halde olan soğutucu, Kurutucu ve Genleşme Valfi’nden geçerek aniden genişletilir ve -23 °C sıcaklık seviyelerine düşürülür. Buharlaştırıcı bölgesinde ortamdaki ısıyı soğuran (absorbe eden) sıvı buharlaşarak tekrar gaz haline dönüşmeye başlar. Böylece çevrim tamamlanır.

Ev tipi buzdolaplarında bu çevrim, aralıklı (periyodik) olarak gerçekleştirilir. Bu sebeple, normal coğrafik bölgelerde kompresörlerin günlük çalışma oranı ortalama % 35-40 seviyelerindedir. Bu oran coğrafik konuma, aşınmalara, gaz kaçaklarına ve ürünün ömrüne bağlı olarak değişiklik gösterebilir. Bunun gibi durumlar, farklı enerji kayıpları meydana getirir.

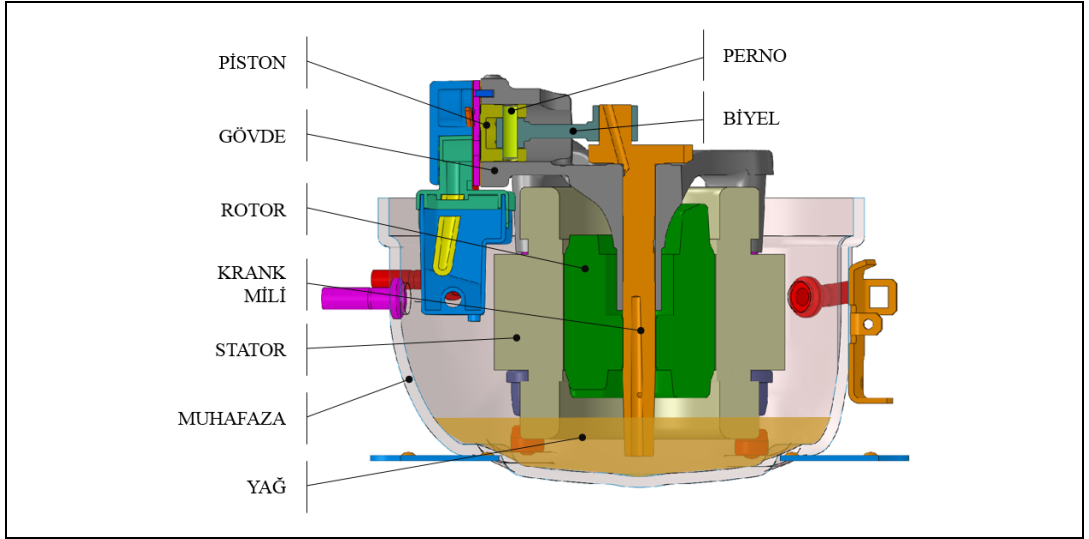
Kompresör, genel anlamda bir akışkanı veya gazı, gereken basınca göre sıkıştırmaya yarayan alet olarak tanımlanır. Mekanizmalarına göre, Pozitif Yer Değişimli ve Aerodinamik olarak iki şekilde sınıflandırılırlar. MTZ Tipi Kompresör,

pistonlu kompresörler grubundadır. Diğer kompresör mekanizmalarına göre pistonlu kompresörlerin üstünlükleri arasında; emme-basma şeklinde birikimli bir pompalama hareketine sahip olduğundan ~700 bar basınca kadar kapasite, buna bağlı olarak yüksek termodinamik aralık, daha az bakım gerektirmesi ve uzun ömürlü olması sayılabilir.



Şekil 1.3: Kompresör çeşitleri.

Bu çalışmada üzerinde çalışılan kompresöre ait CAD modeli kesiti ve genel olarak mekanizmayı oluşturan parçalar Şekil 1.4'te gösterilmiştir.



Şekil 1.4: MTZ Tipi Kompresör'ün İç Yapısı ve Mekanizması.

MTZ Tipi Kompresör, Şekil 1.4'te gösterilen içyapıya sahiptir. Pistonlu mekanizmada emme-basma işlemi, Krank-Biyel mekanizması ile sağlanmaktadır. Mekanizma, şekilde Krank Mili'ne montajlanmış olan Rotor ile Gövde'ye montajlanmış olan, Stator ismiyle gösterilen, klasik bir elektrik motoru sistemi ile

tahrik edilmektedir. Motordan elde edilen dönme hareketi, dış merkezli (eksantrik) muyluya sahip Krank Mili'ne ardından Biyel ve Perno vasıtası ile doğrusal olarak yataklanmış olan Piston'a iletilerek, mekanizmanın sahip olduğu strok miktarınca, Piston'un doğrusal hareket yapması sağlanır.

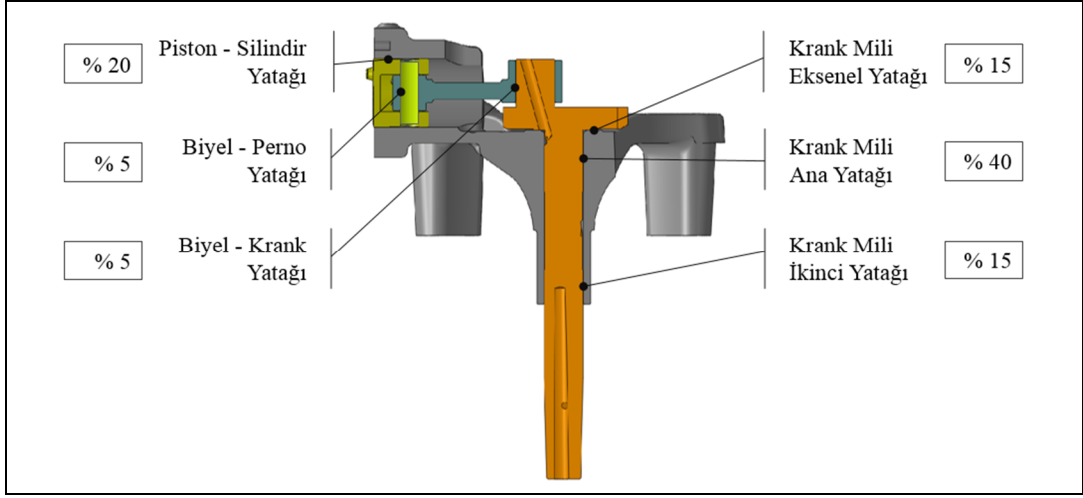
Piston strok bölgesinde oluşan bölgenin hacmi, Krank Mili açısına bağlı olarak değiştiğinden; Piston'un Krank Mili merkezi yönünde, geri çekilme hareketi emme sürecini; tersi yönündeki hareketi ise basma sürecini oluşturur. Böylece, buzdolabı tesisatı içinde bulunan gaz, sabit aralıklı (periyotlarla) emme ve basma işlemine maruz kalır. Böylece istenilen gaz basıncı Kompresör sayesinde elde edilmiş olur.

Piston'un doğrusal hareketi esnasında buzdolabı gaz tesisatı içerisindeki gaz basıncı da sürekli olarak değişmektedir. Bu basınca bağlı olarak Kompresör Mekanizmasında ortaya çıkan iç kuvvetlerde dinamik davranış gözlenmekte ve dolayısı ile mekanizmadaki yataklamalar da dinamik yüke maruz kalmaktadır.

MTZ tipi Kompresör yataklarındaki kuvvetler çok büyük olmamasına rağmen, yağ film kalınlığı (h_0), 3-5 μm (mikrometre) civarlarında oluşmaktadır. Dinamik yükler altında bu miktardaki yağ filminin yırtılma ihtimali çok yüksektir ve bu durum, hidrodinamik yağlamayı bozarak, yüzey temaslarının oluşabileceği elastohidrodinamik yağlamaya sebep olabilir. Bu yüksek olasılığa karşı yatak aşınmalarını azaltmak için, sürtünme yüzeylerinde MnP vb. kaplamalar kullanılır. Ancak, aşınmalara karşı önlem olarak kullanılan bu kaplamalar yatak sürtünmelerine bağlı kayıpları tam olarak önleyemez ve metal-metal teması hem enerji kaybına hem de kısmen gürültülü çalışmaya sebep olur.

Mevcut mekanizmada bulunan bir diğer önemli durum da yağlama şeklidir. Şekil 1.4'te görülen Krank Mili üzerinde, yağın yatak bölgelerine ulaştırılabilmesi için helisel kanal bulunmaktadır. Krank Mili'nin dönmesi ile birlikte yağ, Krank Mili-Biyel Kolu'nun montajlandığı yatağa kadar iletilmektedir. Bu mekanizma ile yeterli yağ girişi yapılamadığı durumda da yine hidrodinamik yağlama bozulabilir. Bu muhtemel durumların etkilerinin en aza indirilmesi hidrodinamik yatak kararlılığına (stabilitesine) bağlıdır.

1.3. MTZ Kompresöründe Bulunan Yataklamalar ve Verim Kayıpları



Şekil 1.5: MTZ Kompresöründe Bulunan Yataklamalar ve Tahmini Verim Kayıpları.

MTZ Tipi Kompresör, Şekil 1.5'te gösterilen yataklama bölgelerine sahiptir. Mekanizmada ortaya çıkan dinamik yükler sebebiyle her bir yatak bölgesinde farklı sürtünme durumları ve devamında farklı güç kayıpları ortaya çıkmaktadır. Literatürde Lilie, Oh ve Matsui, MTZ Tipi Pistonlu Kompresör benzeri mekanizmalardaki güç kayıplarını incelemişlerdir [4], [5], [8].

Bu 3 farklı araştırma sonuçları irdelendiğinde ortaya çıkan, toplam güç kayıplarına göre her bir yatak bölgesinde meydana gelen yaklaşık güç kayıp yüzdeleri aşağıdaki Tablo 1.1'de verilmiş ve Şekil 1.5'te gösterilmiştir.

Tablo 1.1: Ortalama Güç Kayıp Yüzdeleri.

Yatak Bölgesi	Toplam Güç Kaybındaki Etkisi
Krank Mili Ana Yatağı (KAY)	% 40
Krank Mili İkinci Yatağı (KIY)	% 15
Krank Mili Eksenel Yatağı (KEY)	% 15
Biyel-Krank Yatağı (BKY)	% 5
Biyel-Perno Yatağı (BPY)	% 5
Piston-Silindir Yatağı (PSY)	% 20

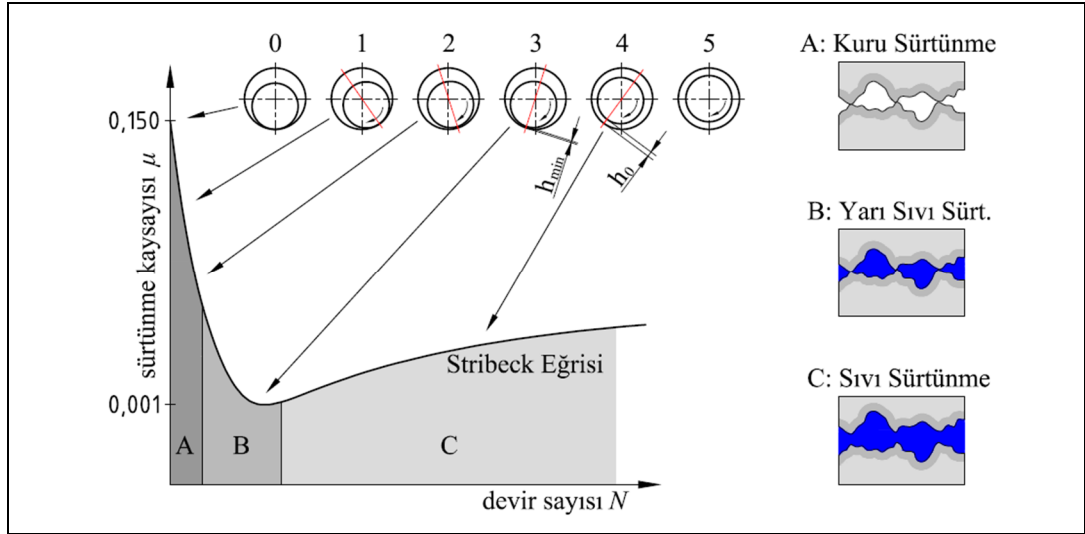
Tablo 1.1’de göze en çok çarpan yatak bölgesi KAY’ın, yatak sürtünmelerine bağlı toplam güç kaybına etkisinin % 40 olduğu görülmektedir. Gaz basıncına bağlı olarak pistonda oluşan kuvvetlerin ağırlıklı olarak KAY tarafından karşılanması sebebiyle, toplam güç kaybını oluşturan kayıpların önemli bir kısmını KAY bölgesindeki kayıplar oluşturmaktadır. Dolayısı ile MTZ Kompresör verimini arttırmanın en önemli tekniklerinden biri de KAY bölgesindeki kayıpların azaltılması olacaktır. Bu gerekçeyle, bu çalışmada özellikle KAY bölgesi için daha kararlı (stabil) ve daha verimli olabilecek bir yatak tasarımı araştırılmıştır.

2.YATAKLAR

Bu bölümde, çalışma kapsamında bahsedilen yataklar hakkında teorik bilgilerin özeti verilmiştir.

2.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklar

Kaymalı Yataklar, birbiriyle sıvı teması oluşturacak şekilde tasarlanmış sabit ve hareketli elemanlardan oluşan yataklardır. Elemanlar arasındaki izafi hareket sayesinde yağ filmi, hareketli eleman tarafından kendiliğinden oluşturulur. Maliyetin düşük olması ve diğer yuvarlanmalı yataklara göre sessiz çalışabilmesi sebebiyle ağırlıklı olarak mil gibi dairesel kesitli elemanların yataklanmasında tercih edilir. Bu tarz elemanlar Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklar olarak adlandırılır. Şekil 2.1’de kaymalı yataklarda oluşan temel sürtünme durumları gösterilmiştir.

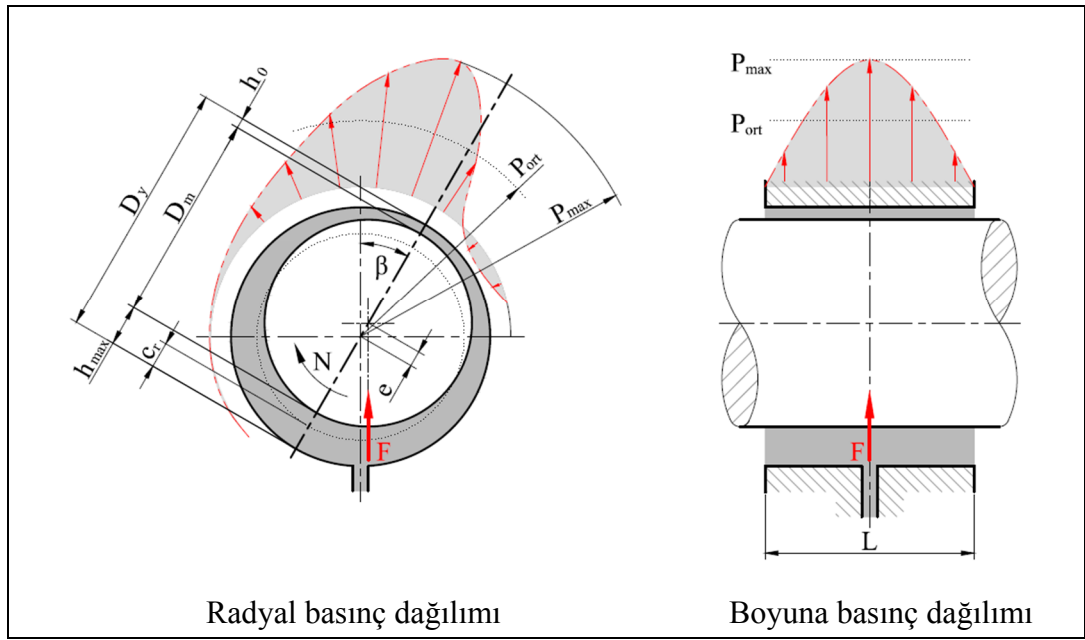


Şekil 2.1: Sürtünme Durumları ve $\mu-N$ ilişkisi.

Sıfır (0) numara ile gösterilmiş olan hareketsiz durumdaki kaymalı yatak, ilk hareket sonrası dönme yönünün tersi yönde bir tırmanış hareketi gösterir ve 1 ile numaralandırılan duruma gelir. A ile gösterilmiş olan bu bölgede yüzeyler arasında yeterli yağ bulunmadığından Kuru Sürtünme meydana gelir. Muylu devrinin artması ile birlikte, muylu ile yatak yüzeyleri arasında daha fazla yağ pompalandığından, B ile gösterilen bölgede Yarı sıvı sürtünme meydana gelir. Yine devrin artmaya devam

etmesiyle birlikte, yüzeyler arasına daha fazla yağ pompalanır ve 2 numaralı durumdan, sıvı sürtünmenin başladığı 3 numaralı duruma doğru bir kayma gözlenir. Ve son olarak devir artarak normal sınırlara geldiğinde 4 numaralı kararlı (stabil) durum gözlenir. Dinamik yük altındaki kaymalı yataklarda bu durum tam olarak gerçekleşmez. Devrin sonsuza gittiği varsayımında ise 5 numaralı eş merkezli durum oluşacağı kabul edilmektedir.

Bu tez kapsamındaki kaymalı yatak hesaplamalarında gerekli olan boyutsal parametreler Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Kaymalı Yatak hesabı için Boyutsal Parametreler.

ISO 7902 Standardı’nda, Hidrodinamik Kaymalı Yatak hesaplamalarının temelini oluşturan Reynolds diferansiyel denklemlerinin nümerik çözümü yapılarak, tasarımcılar için gerekli hesaplama, çizelge ve tablolar verilmiştir. Bu standartta kısa boylu kaymalı yatakların, uzun boylu olanlara göre daha avantajlı olması sebebiyle yaygın olarak kullanılan $L/D_Y \approx 0...1$ arasında kullanılabilir [9].

ISO 7902 Standardı’nda, Hidrodinamik Kaymalı Yatak hesaplamaları boyutsuz-oransal parametrelere göre düzenlenmiştir. Böylece her bir tasarım için karmaşık nümerik hesaplamalar yerine Standard tablo ve çizelgeler oluşturulmuş ve önceden belirlenen boyutsuz parametrelere göre Kaymalı Yatak hesaplamaları kolaylaştırılmıştır. Bu parametrelerden en önemlisi Sommerfeld sayısıdır (So). Diğer kullanılan parametre ve sembollere ait açıklamalar ayrıca ISO 4378-5 Standardında

verilmiştir [10]. Kaymalı yatak boyutlandırılmalarında literatürde de yaygın olarak aynı sembol ve parametreler kullanılmaktadır [11], [12], [13].

Sommerfeld sayısının hesaplanabilmesi için gerekli boyutsuz parametrelerden biri de Yatak boşluğunun (c) Yatak çapına (D_Y) oranı olan Yatak Boşluğu Oranıdır (ψ) ve eşitlik (2.1)'deki gibi verilir.

$$\psi = \frac{c}{D_Y} = \frac{c_r}{D_Y/2} \quad (2.1)$$

Sommerfeld sayısının hesaplanabilmesi için gerekli parametrelerden bir diğeri ise Ortalama Yatak Basıncıdır (P_{ort}). Şekil 2.2'de görülen yatak basıncı dağılımı parabolik olmasına rağmen, geleneksel hesaplarda silindirik yatak izdüşüm alanına bağlı olarak hesaplanan Teorik Ortalama Basınç (P_{ort}) kullanılır ve eşitlik (2.2)'deki gibi tanımlanır.

$$P_{ort} = \frac{F}{L \cdot D_Y} \quad (2.2)$$

Sıvı Sürtünme durumundaki deneysel gözlemlerde Maksimum ve Ortalama Basınç arasındaki ilişki eşitlik (2.3)'teki gibi verilir.

$$P_{max} \approx 4 \cdot P_{ort} \quad (2.3)$$

Muylu açılma hızı (ω) [rad/s], yağın dinamik (mutlak) viskozitesi (η) [Pa · s] ve eşitlik (2.2) kullanılarak boyutsuz Sommerfeld Sayısı (So) eşitlik (2.4)'teki gibi verilir.

$$So = \frac{P_{ort} \psi^2}{\eta \omega} \quad [-] \quad (2.4)$$

Sommerfeld Sayısına (So) bağlı olarak teorik yaklaşık sürtünme katsayısı (μ_{teo}) ise Vogelpohl diyagramından elde edilerek eşitlik (2.5)'teki gibi verilir.

$$So < 1 \rightarrow \mu_{teo} = \frac{3 \cdot \psi}{So} \quad \text{veya} \quad So > 1 \rightarrow \mu_{teo} = \frac{3 \cdot \psi}{\sqrt{So}} \quad (2.5)$$

Yatak Yüküne (F) bağlı olarak hidrodinamik yağlama bölgesinde, muylu yüzeyinde oluşan, sıvı sürtünmeden kaynaklı Sürtünme Kuvveti (F_s);

$$F_s = \mu \cdot F \quad (2.6)$$

Sürtünme Torku (T_s);

$$T_s = F_s \cdot \frac{D_M}{2} \quad (2.7)$$

yazılabilir. Eşitlik (2.7) ve muylu açısal hızı (ω) [rad/s] kullanılarak sürtünmeden kaynaklı Güç Kaybı (P_s), eşitlik (2.8) ile hesaplanabilir.

$$P_s = T_s \cdot \omega \quad (2.8)$$

Yatak çevresindeki yağ film kalınlığı ve basınç dağılımının modellenmesinde kullanılan boyutsuz parametrelerden aksenal kaçıklık oranı (ε);

$$\varepsilon = \frac{e}{c_r} [-] \quad (2.9)$$

olarak tanımlanır. Şekil 2.2’de merkezler doğrusu referans alınarak $0-\pi$ arasındaki basınç dağılımının θ -açısı’na bağlı olarak Sonsuz Uzun Yatak Sommerfeld çözümü;

$$P(\theta) = \frac{6\eta U(D_Y/2)}{c_r^2} \left[\frac{\varepsilon (2 + \varepsilon \cos\theta) \sin\theta}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right] + P_0 \quad (2.10)$$

olarak verilir [14]. Eşitlik (2.10)’da P_0 Yağ giriş/ortam basıncı ve U [m/s] Doğrusal hızdır.

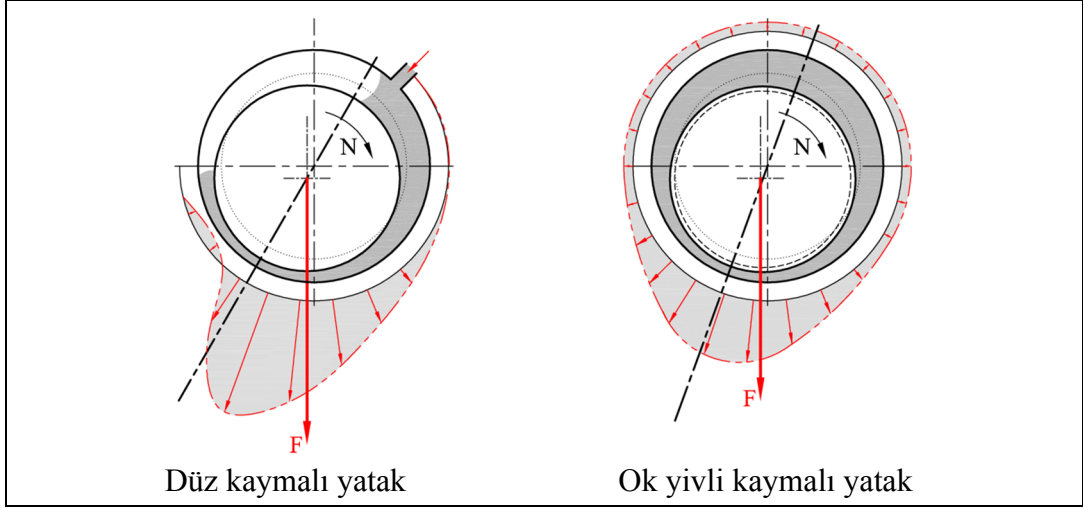
2.2. Ok Yivli Kaymalı Yataklar (OKY)

Kaymalı yataklarda en çok rastlanan sorunların başında, belirli bir açıda etki eden kuvvete bağlı olarak mil merkezinin yatak merkezine göre düzensiz yer değiştirerek, sarmal-spiral (*whirl*)¹ şeklinde düzensiz bir yörüngede hareket etmesi gelir. Bu düzensizliğin sönmelenemediği durumlarda mil ile yatak arasında yarı-sıvı sürtünme meydana gelir ve yüzeyler birbiri ile temas etmeye başlar. Buna bağlı olarak, sürtünmeden kaynaklı güç kaybı ve yatak bozunumu artmaktadır. Bunun gibi durumların önlenmesi için hidrostatik yağlama gibi çözümlerle yağ basıncı artırılarak daha kararlı (stabil) durum elde edilir. Hidrostatik yağlamada, kaymalı yataklarda kendinden oluşan yağ basıncına ek olarak yağ giriş basıncı oluşturulur. Ancak bunun için ek bir mekanizmaya ihtiyaç duyulur. Bu amaçla, yatak basıncını arttırmak için ayrı bir mekanizma yerine yivli yüzeylerin kullanılması fikrinin ilk olarak Gumbel tarafından öne sürüldüğü düşünülmektedir [15]. Literatürde bu amaçlarla kendinden yağlama basıncını arttıracak çeşitli mekanizmalar denenmiştir. Bunların en göze çarpanı ve çeşitli uygulamalarda yer edinmiş olanı Ok Yivli Kaymalı Yataklardır (OKY).

Literatürde OKY'lerin Spiral Yivli Yataklar başlığı altında incelendiği görülmektedir [16], [17]. Yiv geometrisinin şekline bağlı olarak, yatak merkezine doğru viskoz pompalama oluştuğundan, düz kaymalı yataklara göre akışkan sızıntısı daha az oluşur. Bu sebeple dışarıdan akışkan beslemesi olmayan, kapalı yağlama gereken gaz akışkanlar vb. kullanılan sistemlerde ağırlıklı olarak OKY tercih edilmeye başlanmıştır.

Sürekli akışkan beslemesi yapılan düz kaymalı yataklar ile karşılaştırıldığında, yatak yükü kapasitesi OKY'de yaklaşık yarı yarıya daha düşüktür. Ancak eksenel kaçıklığın düşük olduğu durumlarda OKY, tüm yatak çevresi boyunca akışkanı merkeze doğru pompaladığından daha kararlı (stabil) çalışmaktadır [16]. Şekil 2.3'te temsili basınç dağılımı karşılaştırması verilmiştir.

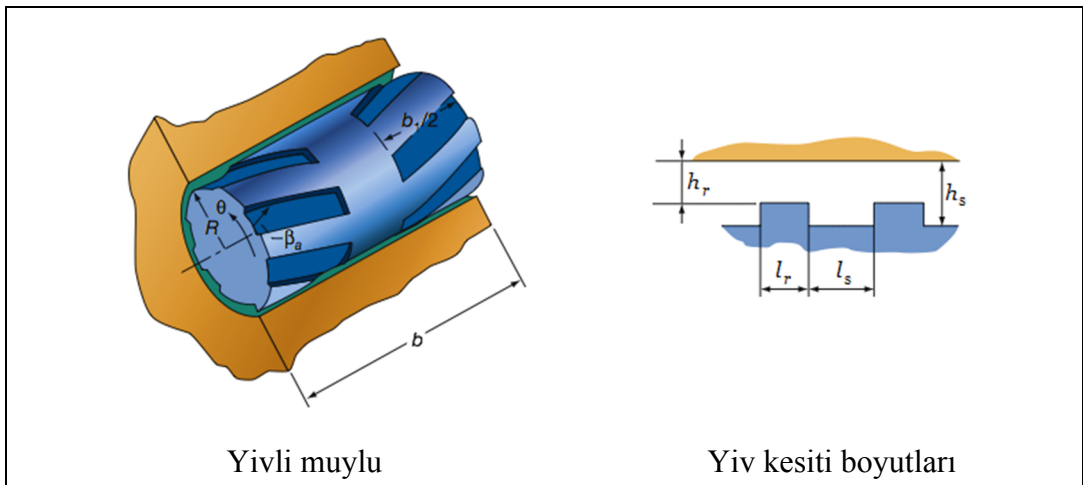
¹ Literatürde İngilizce olarak *whirl* sözcüğüyle geçen bu olay için Türkçe karşılık olarak *sarmal* sözcüğü tercih edilmiştir.



Şekil 2.3: Düz kaymalı yatak ile OKY basınç dağılımı.

OKY üzerine yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak 1950'li yıllarda literatüre girmiştir. Bunların en önemlisi, Wöhr ve Chow'un ön çalışmasından yararlanılarak [18], maksimum radyal yük kapasitesi için birçok duruma göre çeşitli tasarımların oluşturulmasında kullanılabilecek tasarım eğrilerini veren, Hamrock ve Fleming'in NASA-Lewis Research Center'da gerçekleştirdiği çalışmadır [19].

Bu çalışmada OKY daha çok aerodinamik-sıkıştırılabilir (gaz) akışkan kullanılan yataklama mekanizmaları için incelenmesine rağmen, hidrodinamik-sıkıştırılmaz (yağ) akışkanlar için de kullanılabilecek en uygun (optimum) tasarım değerleri ortaya konmuştur. Geleneksel kaymalı yataklarda olduğu gibi, OKY'ler de boyutsuz parametrelere göre hesaplanmaktadır. Hesaplarda gerekli parametreler Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4: Ok Yivli Kaymalı Yatak hesabı için Boyutsuz Parametreler.

Şekil 2.4 kullanılarak, aşağıdaki boyutsuz (oransal) parametreler oluşturulabilir.
Boy-Çap Oranı (λ);

$$\lambda = \frac{b}{2 \cdot R} \quad (2.11)$$

Yiv Genişlik Oranı (α);

$$\alpha = \frac{l_s}{l_s + l_r} \quad (2.12)$$

Yiv Derinlik (Film Kalınlığı) Oranı (H_0);

$$H_0 = \frac{h_s}{h_r} \quad (2.13)$$

Yiv Boy Oranı (γ);

$$\gamma = \frac{b_1}{b} \quad (2.14)$$

ve bunlara ek olarak Yiv açısı (β) [derece], Şekil 2.4'te görülmektedir. Çalışmada sıkıştırılabilirlik oranı, boyutsuz yatak sayısı (Λ) olarak eşitlik (2.15)'teki gibi tanımlanmıştır. Ancak sıkıştırılamaz durumda bu değer $\Lambda \rightarrow 0$ 'dır. Dinamik viskozite (η), açısal hız (ω) ve ortam basıncı (P_{amb}) olmak üzere,

$$\Lambda = \frac{6 \cdot \eta \cdot \omega \cdot R}{P_{amb} \cdot h_r^2} \quad (2.15)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Ve yukarıdaki tasarım parametreleri arasında adı anılmayan yiv sayısı (N_y);

$$N_y \geq \frac{\Lambda}{5} \quad (2.16)$$

olarak verilmiştir. Bu tezde kullanılan yiv sayısı, deney numunelerinin talaşlı imal edilebilirlik durumuna göre piyasada bulunabilecek parmak freze çakısı ölçülerine göre tespit edilmiştir.

Freze çakısı çapı, yiv genişliği (l_s) değerine eşit olacağından, gerekli düzenlemeler yapıldığında imal edilebilir yiv sayısı (\bar{N}_y), eşitlik (2.17) ile yaklaşık olarak hesaplanabilir.

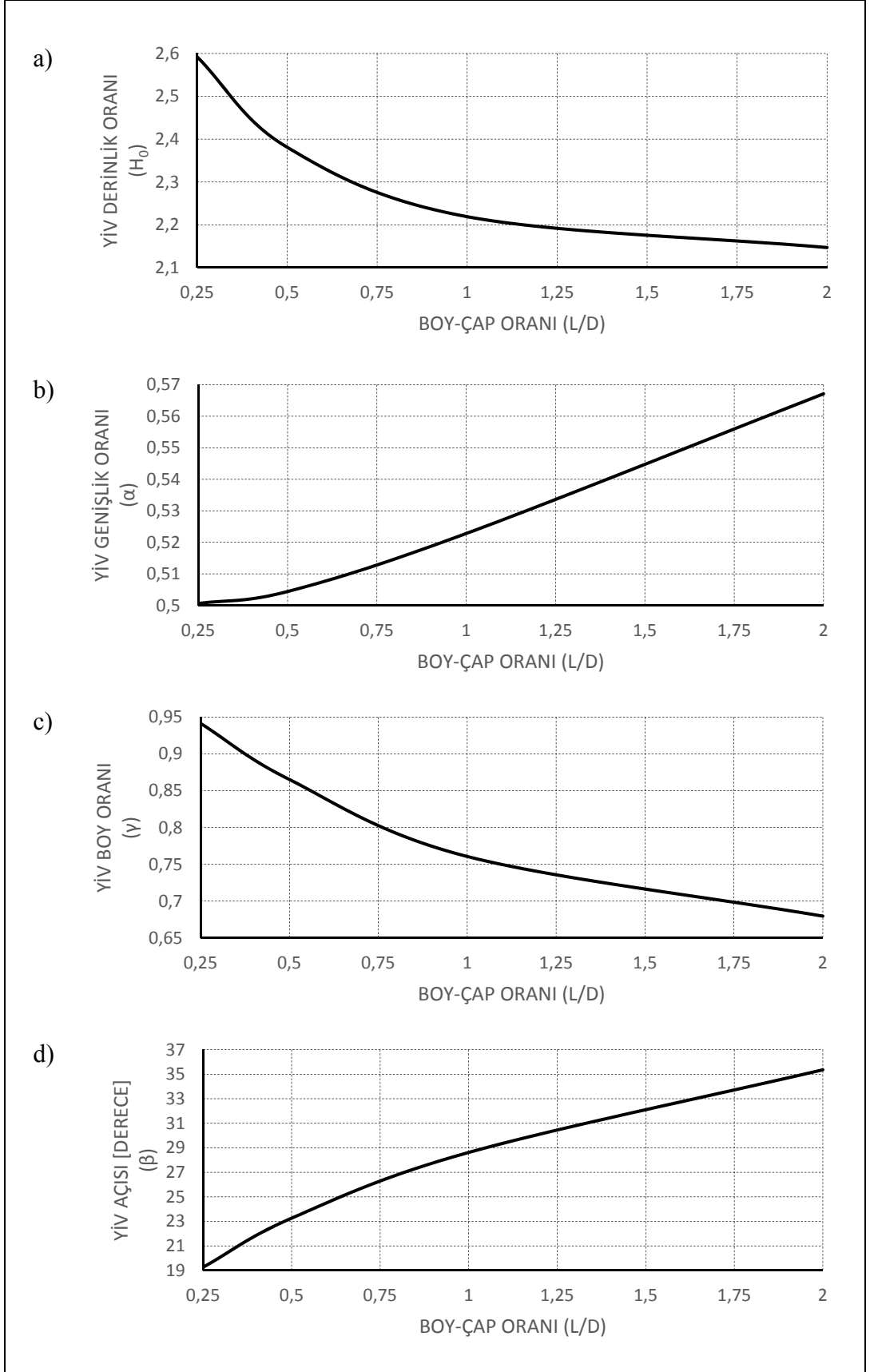
$$\bar{N}_y \approx \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha}{l_s} \cdot \sin \beta \quad (2.17)$$

Çalışma sonuçlarından, maksimum radyal yük kapasitesi için sıkıştırılmaz duruma ait ve yivli elemanın döndüğü durum için en uygun (optimum) tasarım parametre değerleri, Boy-Çap Oranına (λ) bağlı olarak Tablo 2.1’de verilmiştir. Bu tezde kullanılan tasarım değerlerinde bu tablo değerleri içdeğerleme (interpolasyon) yapılarak kullanılmıştır.

Tablo 2.1: Ok Yivli Yatak için Boyutsuz Parametreler.

Boyutsuz Parametreler	Boy-Çap Oranı ($\lambda=L/D$)			
	1/4	1/2	1	2
Yiv Derinlik Oranı (H_0)	2.592	2.381	2.219	2.147
Yiv Genişlik Oranı (α)	0.5006	0.5044	0.5228	0.5671
Yiv Boy Oranı (γ)	0.9416	0.8653	0.7607	0.6796
Yiv açısı (β) [derece]	19.26	23.26	28.62	35.36

İleri çalışmalarda kolaylık sağlamak amacıyla Tablo 2.1’de verilen değerler kullanılarak Şekil 2.5’te toplu halde verilen tasarım eğrileri oluşturulmuştur. Önceden seçilen Boy-Çap Oranına (L/D) göre sıkıştırılmaz durumlar ve yivli elemanın döndüğü durumlar için en uygun OKY Boyutsuz tasarım parametreleri, verilen bu eğrilerden yaklaşık olarak seçilerek kullanılabilir. Veya Tablo 2.1’de verilen değerlerin her bir boyutsuz parametre için içdeğerleme (interpolasyon) yapılarak kullanılması gerekir.

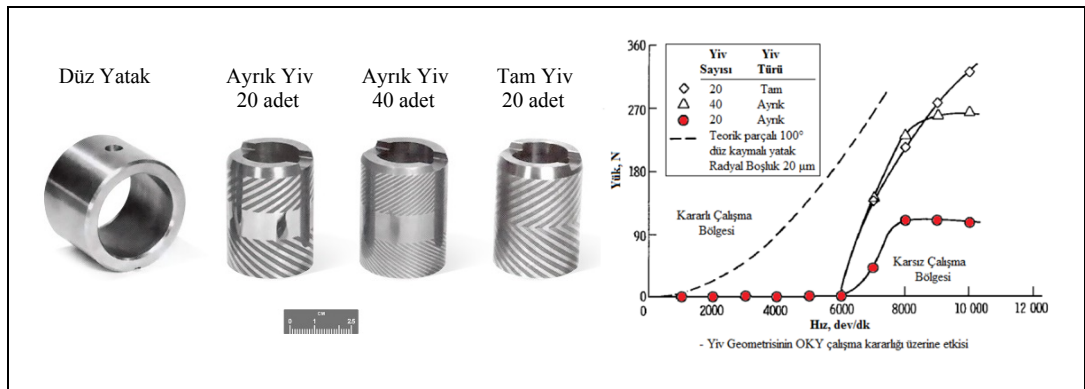


Şekil 2.5: Sıkıştırılmaz Yağlamada Maksimum radyal yük kapasitesi için OKY Tasarım Eğrileri. a) Yiv derinlik oranı, b) Yiv genişlik oranı, c) Yiv boy oranı, d) Yiv açısı

2.3. OKY Üzerine Yapılan Bazı Çalışmalar

Kaymalı yataklarda, basınç etkisini incelemek üzere yivli yüzeyler kullanma fikri, literatürde ilk olarak 1949'da Whipple tarafından öne sürülmüştür [20]. Sırayla gaz, sıvı ve gres yağlama etkilerine göre basınç dağılımları matematiksel olarak modellenmiştir. 1965'te Wohr ve Chow, gaz yağlamalı okyivli yataklardaki basınç dağılımını, farklı yağ filmi kalınlıklarında nümerik olarak modellemiş ve düşük eksenel kaçıklık oranları (ϵ) için çözüm sunmuştur [18].

Literatürde OKY çalışmalarının, ilk başlarda ağırlıklı olarak sıkıştırılabilir-gaz yağlama şartlarına göre yapıldığı görülmektedir. Sıkıştırılmaz-sıvı yağlama şartları ise 1965'te Hirs ve 1968'de Schuller tarafından deneysel olarak incelenmiştir [21], [22]. Schuller ve arkadaşlarının çalışmasında 20 ve 40 elemanlı iki ayrı kısmi (ayrık) yivli mil ile 20 elemanlı tam yivli bir mil üretilmiş, tüm numuneler farklı radyal boşluk değerlerinde çalıştırılmış ve deney sonuçları Wohr ve Chow'un nümerik çözümü ve ayrıca 100° parçalı düz kaymalı yatak deneyi ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada, kararlı (stabil) haldeki mil merkezinin belirli bir kuvvet etkisiyle bozularak, yatak merkezi etrafında düzensiz dönmesi ile meydana gelen sarmal (whirl) olayı gözlenmiştir. Şekil 2.6'da verilen grafikte, özellikle yüksüz ve eksenel kaçıklığın sıfıra yakın olduğu durum için OKY'nin daha kararlı olarak çalıştığı rapor edilmiştir. Belirli bir yük altında yapılan deneylerde; parçalı-20 yivli OKY'nin kararlılığı, parçalı-40 yivli OKY ve tam-20 yivli OKY'ye göre daha yüksek gözlendiği belirtilmiştir.



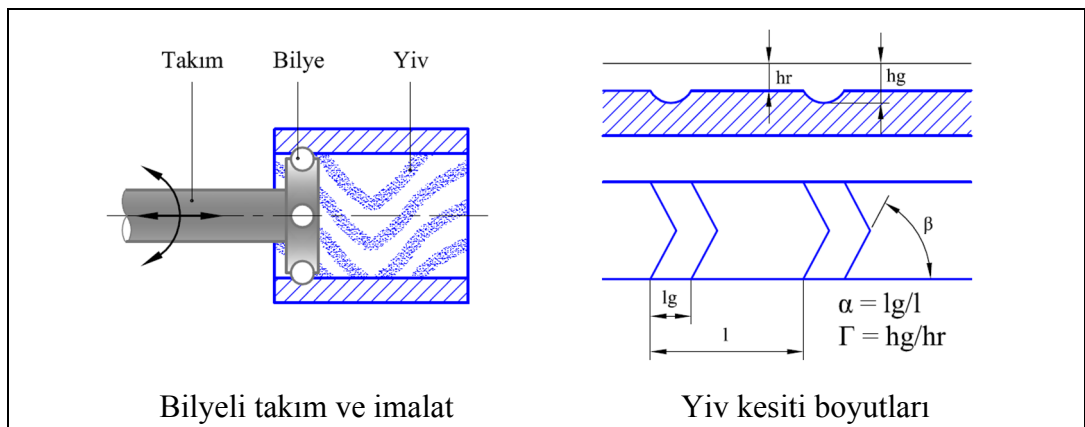
Şekil 2.6: Yiv geometrisinin OKY kararlılığı üzerine etkisi.

OKY üzerine yapılan en kapsamlı çalışma, bir önceki bölümde verilen, Hamrock ve Fleming'in gerçekleştirdiği çalışmadır [19]. Bu çalışmada, maksimum radyal yük

kapasitesi için en uygun OKY geometrik parametrelerini hesaplayacak bir yazılım geliştirilmiş ve sonuçlar; yivli/yivsiz dönen eleman, sıkıştırılabilir/sıkıştırılamaz yağlama ve farklı boy/çap oranı gibi geniş uygulama durumlarına göre tasarım eğrileri şeklinde de sunulmuştur. Literatürde bu çalışmadan sonra yapılan birçok çalışmada söz konusu parametreler referans almıştır.

Murata ve ekibince sıkıştırılamaz yağlama ve düşük aksel kaçıklık oranlarında OKY basınç dağılımı 2 boyutlu, nümerik olarak incelenmiş, Wöhr ve Chow'un nümerik çözümü ile karşılaştırılmıştır [23].

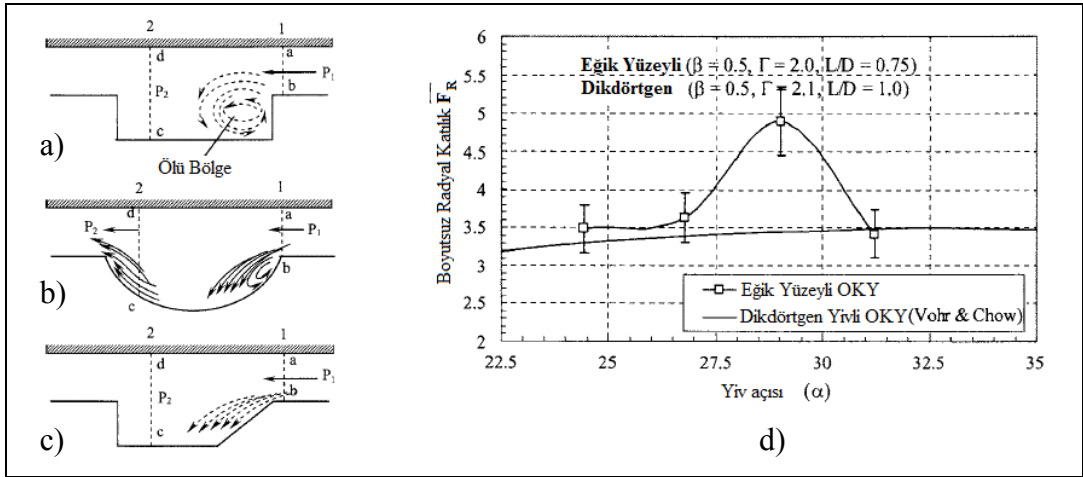
OKY geometrisi, mikron boyutlarında imal edilmesi gerektiğinden genellikle kimyasal aşındırma yöntemi kullanılır. Bu yöntem homojen olmayan geometriler ve yüzeyler oluşturduğundan araştırmacıların bir kısmı OKY geometrisini klasik imalat yöntemleriyle üretebilmeyi kolaylaştıracak yöntemler araştırmıştır. Kang ve arkadaşları Şekil 2.7'de gösterildiği şekilde, bilyeli özel bir takım ile yüzeyler ezilerek, dairesel kesitli yivler oluşturmak için yeni bir imalat yöntemi önermiş ve bu yivlerin performansı için nümerik çözüm ortaya koymuşlardır. Ayrıca sonuçlar dikdörtgen kesitli OKY ve düz kaymalı yatak ile de karşılaştırılmıştır [24]. Deneysel sonuçlara göre; yiv genişlik oranı (α): 0,25; yiv derinlik oranı (Γ): 2,5; yiv açısı (β): 28° olarak tespit edilmiş, aksel kaçıklık oranının 0...0,5 arasındaki durumlarda dikdörtgen kesitli OKY'ye göre % 10 daha yüksek yük taşıma kapasitesine sahip olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca dairesel ve dikdörtgen kesitli OKY'lerin her ikisinin de düz kaymalı yatak geometrisine göre daha kararlı çalıştığı belirtilmiştir.



Şekil 2.7: Dairesel Kesitli OKY.

Bu çalışmadan sonra dikkati çeken bir diğer çalışma ise Gad ve arkadaşlarının, temel imalat yöntemlerinden tornalama yöntemi kullanılarak daha verimli bir OKY

geometrisi önerdiği çalışmadır [25]. Bu çalışmada, Şekil 2.8.c)'de görülen eğik yüzeyli yiv kesiti için özel bir torna kalemı üretilmiş ve en verimli geometri için sıvı yağlama durumu için deneyler yapılmış, sonuçlar literatür ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak Şekil 2.8.d)'de verildiği üzere, hesaplanan en uygun (optimum) parametrelere göre imal edilen eğik yüzey kesitli ve dikdörtgen kesitli OKY karşılaştırıldığında; eğik yüzey kesitli OKY, dikdörtgen kesitli OKY'ye göre daha yüksek kararlılık, daha yüksek yük kapasitesi ve daha düşük sürtünme torku sağladığı gösterilmiştir.



Şekil 2.8: a) Dikrötgen yiv, b) Yuvarlak yiv, c) Eğik yüzeyli yiv, d) Boyutsuz Radyal Katılık grafiği.

Yine aynı ekibin yaptığı bir diğer çalışmada da eğik yüzey kesitli OKY geometrisinin statik ve dinamik karakteristiği deneysel olarak çalışılmıştır [26].

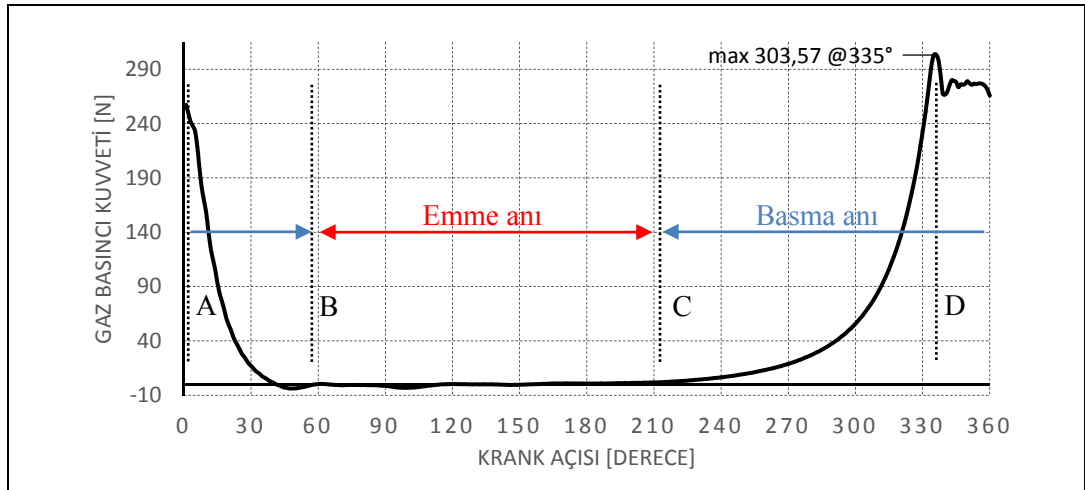
Nemat-Alla ve ekibinin çalışmasından sonra göze çarpan bir diğer deneysel çalışma da Abdelaal ve arkadaşlarının yine sıkıştırılmaz yağlamalı-parçalı OKY geometrisinin deneysel incelemesidir [27]. Bu çalışmada da, eğik yüzey kesitli yivlerin daha kararlı çalıştığı görülmüş ve en uygun değerlerin yiv genişlik oranı (α): 0,55; yiv derinlik oranı (Γ): 2,2; yiv açısı (β): 26.78° olarak tespit edilmiştir.

3.DİNAMİK ANALİZ VE YATAK KUVVETLERİ

Geleneksel Hidrodinamik Kaymalı Yatak (HKY) konstrüksiyon hesaplarında en önemli parametre yatak yüküdür. Tasarlanmış olan HKY, mekanizmanın çalışma şartlarında ortaya çıkan yatak yüklerini stabil bir şekilde taşıyabilmelidir. Mıyılı-yatak stabilitesinin sağlanamadığı durumlarda düzensizlik meydana gelerek, mıyılı ve yatak yüzeylerinin birbirine temas etmesine sebep olur. Bu durum güç kaybı ve yatak aşınmalarını arttıran ciddi bir durumdur.

3.1. Gaz Basınç Kuvvetinin (F_g) Ölçülmesi

Bu çalışmanın başında, MTZ Kompresöründe meydana gelen yatak yüklerinin hesaplanabilmesi için öncelikle Piston-Strok bölgesindeki, bir çevrim sürecinde ortaya çıkan gaz basınç-hacim (P-V) değişimleri, Real ve Pereira'nın yapmış olduğu çalışmadaki tekniklerle ölçülerek Şekil 3.1'de verilen, Krank Açısına bağlı olarak Pistona etki eden Gaz Basınç Kuvveti grafiği elde edilmiştir [28].



Şekil 3.1: Pistona etki eden Gaz Basıncı Kuvveti (F_g).

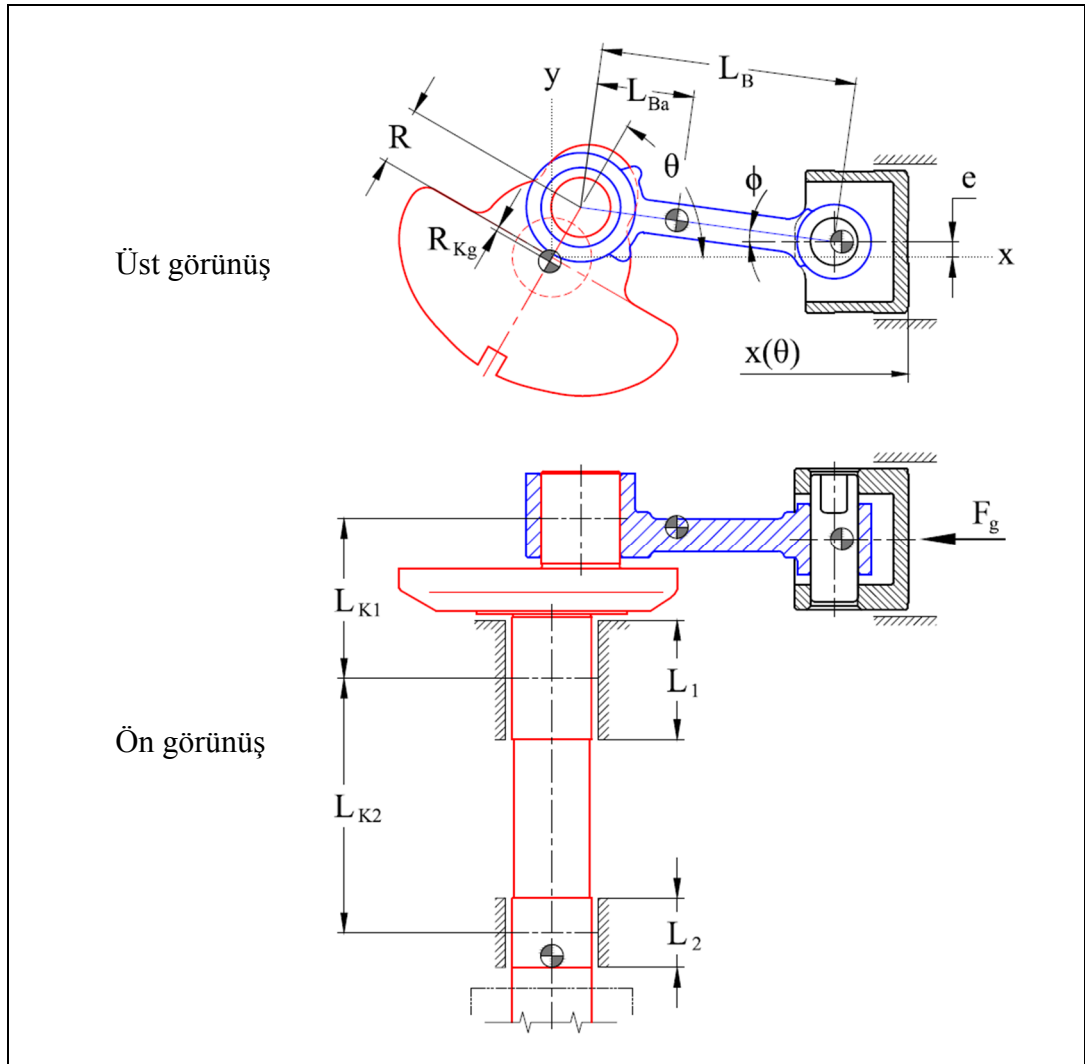
Şekil 3.1'de en yüksek kuvvet değeri, krank açısının 335° olduğu konumda 303,57 N ölçüldüğü görülmektedir. Valflerin açılma-kapanma durumları A, B, C ve D kesimleri ile gösterilmiştir. Boşaltma valfinin kapandığı an A, emme valfinin açıldığı an B, emme valfinin kapandığı an C ve boşaltma valfinin açıldığı an D kesimleri ile gösterilmiştir. Pistona etki eden Gaz Basıncı Kuvvetinin (F_g) bilinmesiyle birlikte,

kompresörde bulunan Krank-Biyel mekanizmasının kinematik analizi yapılarak, sistemdeki dinamik yatak kuvvetleri hesaplanabilmektedir.

Bu çalışmada, dinamik yatak kuvvetlerinin tespit edilmesiyle birlikte, sistemde ortaya çıkan maksimum yatak yükü tespit edilerek, tasarlanmış olan ok yivli mil modeli bu şartlar altında deneye tabi tutulmuştur. Böylece, mevcut durum ile yeni tasarımdaki durumları karşılaştırma imkânı oluşturulmuştur.

3.2. Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi

Kinematik analizde kullanılmış olan, mekanizmaya ait parametreler Şekil 3.2’de verilen teknik resim üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Mekanizmaya Ait Parametreler.

Şekildeki duruma göre, Piston konumunun Krank merkezinden uzaklığını θ 'ya bağlı olarak tanımlayabilmek için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir;

$$x(\theta) = R \cdot \cos(\theta) + L_B \cdot \cos(\phi) \quad (3.1)$$

$$R \cdot \sin(\theta) = L_B \cdot \sin(\phi) + e \quad (3.2)$$

Eşitlik (3.2)'deki ϕ ;

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{R \cdot \sin(\theta) - e}{L_B} \right) \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir. Eşitlik (3.3), eşitlik (3.1)'de yerine konursa;

$$x(\theta) = R \cdot \cos(\theta) + L_B \cdot \cos \left[\sin^{-1} \left(\frac{R \cdot \sin(\theta) - e}{L_B} \right) \right] \quad (3.4)$$

elde edilir ve [...] içindeki ifade A olarak tanımlanıp;

$$x(\theta) = R \cdot \cos(\theta) + L_B \cdot \cos[A] \quad (3.5)$$

ve

$$\sin A = \frac{R \cdot \sin(\theta) - e}{L_B} \quad (3.6)$$

olarak yazılarak, eşitlik (3.5)'te $\cos A = \sqrt{1 - \sin^2 A}$ trigonometrik dönüşümü ve eşitlik (3.6) kullanılarak düzenlenirse;

$$x(\theta) = R \cdot \cos(\theta) + L_B \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R \cdot \sin(\theta) - e}{L_B} \right)^2} \quad (3.7)$$

eşitliği elde edilir. Böylece, θ 'ya bağlı olarak verilen eşitlik (3.7) kullanılarak piston

konumu, hız ve ivme hesaplanabilir. Eşitlik (3.7)'deki piston konumu x , θ 'ya bağlı olarak yazıldığından, x 'in zamana göre türevi olan piston hızı;

$$v_{piston} = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \cdot \omega \quad (3.8)$$

ve x 'in zamana göre ikinci türevi olan piston ivmesi;

$$a_{piston} = \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv_{piston}}{dt} = \frac{dv_{piston}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv_{piston}}{d\theta} \cdot \omega \quad (3.9)$$

yazılabilir.

Eşitlik (3.8)'deki $\frac{dx}{d\theta}$ ifadesi, analizi yapılan birim açıya karşılık x 'teki birim değişim miktarıdır. Bir diğer değişle, eşitlik (3.7)'nin θ 'ya göre türevidir. 360° 'lik tam bir devir için toplamda 360 adımlı bir dinamik analiz yeterli görülmüş olduğundan, Matlab yazılımı kullanılarak birim θ 'daki değişime göre $\theta = 0 \dots 360^\circ$ aralığı için çözüm kolaylıkla alınabilir. Bu durumda;

$$d\theta = 1^\circ \quad (3.10)$$

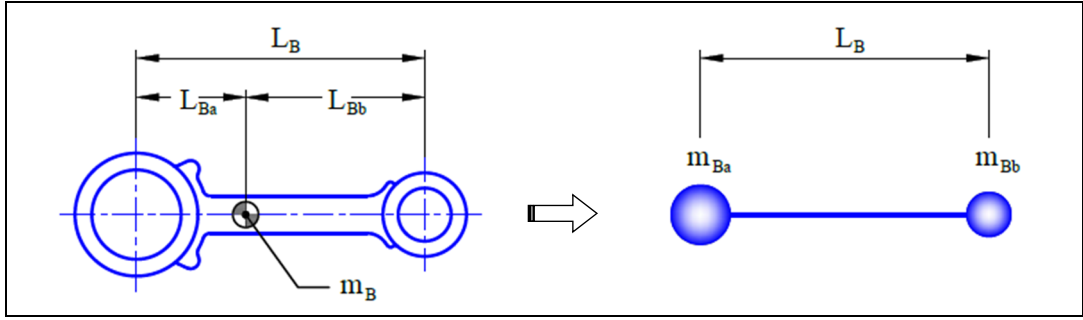
seçilmiş olur. Yine eşitlik (3.8) ve (3.9)'daki $\frac{d\theta}{dt}$ ifadesi ise, birim zamandaki açısal değişimdir, bir diğer değişle derece cinsinden açısal hızdır ve sınır şartlarına göre doğrudan hesaplanabilir. Krank Mili'nin sabit devirle döndüğü kabul edilirse, $\frac{d\theta}{dt}$ değeri de sabit bir değer olacaktır ve eşitlik (3.10) kullanılarak;

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{dt} \quad (3.11)$$

yazılabilir.

3.3. Krank-Biyel Mekanizmasının Kuvvet Analizi

Sistemdeki parçalara ait eşdeğer kütle eşitlikleri; sistemde birden fazla hareketli kütle olduğundan, hesap adımlarını azaltmak için, analiz yaklaşık dinamik model oluşturularak yapılabilir. Lineer bir yörünge izlemeyen Biyel kütlesinin Şekil 3.3'te gösterilen yaklaşık dinamik modeli için gerekli eşitlikler; eşitlik (3.12), (3.13) ve (3.14)'da verilmiştir.



Şekil 3.3: Biyel Kolu'nun yaklaşık dinamik modeli.

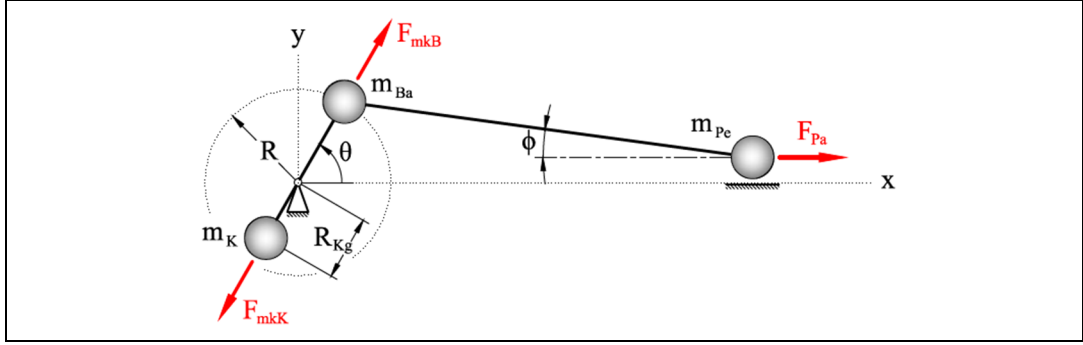
$$m_B = m_{Ba} + m_{Bb} \quad (3.12)$$

$$m_{Ba} = m_B \cdot \frac{L_{Bb}}{L_B} \quad \text{ve} \quad m_{Bb} = m_B \cdot \frac{L_{Ba}}{L_B} \quad (3.13)$$

Piston grubuna ait eşdeğer kütle (m_{pe}); piston kütlesi (m_p) ve piston ile biyel kolunu mafsallayan pim kütlesi (m_{pim}) ve eşitlik (3.12)'de verilen, Biyel Kolu küçük çapındaki eşdeğer kütle (m_{Bb}) toplamına eşittir ve eşitlik (3.14)'teki gibi yazılabilir.

$$m_{pe} = m_p + m_{pim} + m_{Bb} \quad (3.14)$$

Eşdeğer kütlelere göre oluşturulan yaklaşık dinamik model ve eşdeğer kütlelerden kaynaklanan Atalet ve Merkezkaç kuvvet vektörleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4: Yaklaşık dinamik model, atalet ve merkezkaç kuvvetleri.

Krank Mili sabit açısal hızı ω [rad/s] olmak üzere;

eşdeğer krank kütesinden (m_{Ke}) kaynaklanan merkezkaç kuvveti (F_{mkK});

$$F_{mkK} = m_{Ke} \cdot R_{Kg} \cdot \omega^2 \quad (3.15)$$

Ve eşdeğer Biyel Kolu kütesinden (m_{Ba}) kaynaklanan merkezkaç kuvveti (F_{mkB});

$$F_{mkB} = m_{Ba} \cdot R \cdot \omega^2 \quad (3.16)$$

eşitlikleriyle hesaplanabilir.

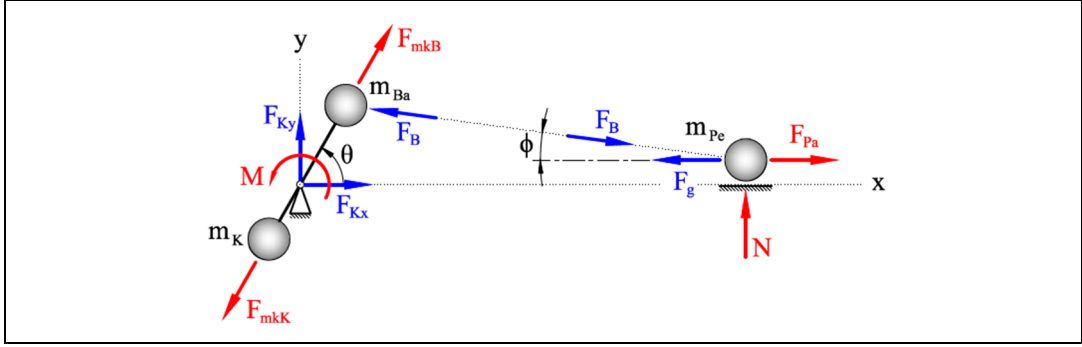
Piston grubuna ait eşdeğer kütle (m_{Pe}) kaynaklanan atalet kuvveti (F_{Pa}), Newton'un 2. Kanun'a göre eşitlik (3.9)'da verilen (a_{piston}) kullanılarak,

$$F_{Pa} = m_{Pe} \cdot a_{piston} \quad (3.17)$$

yazılabilir. Krank-Biyel mekanizmasında oluşan kuvvetler Şekil 3.5'te verilen serbest cisim diyagramında gösterilmiştir.

Eşitlik (3.18)'da verilen Newton statik denge ve hareket denklemleri kullanılarak yatak kuvveti bileşenleri F_{Kx} ve F_{Ky} tespit edilebilmektedir.

$$\sum F = 0 ; \sum M = 0 \text{ ve } \sum F = m \cdot a ; \sum T = I_g \cdot \alpha \quad (3.18)$$



Şekil 3.5: Serbest Cisim diyagramı üzerinde Kuvvet ve Momentler.

Sistemde bulunan Krank Mili, Şekil 3.2’de görüldüğü üzere aksenal yataktan itibaren L_{k1} ve L_{k2} parametreleriyle belirtilmiş olan (KAY ve KUY) iki ayrı yatak bölgesine sahiptir. Bu durumda, sistemde iki ayrı yatak kuvveti oluşacaktır. Sistemin çalışma pozisyonuna göre üstte kalan KAY Kuvveti $F_{üst}$, KIY Kuvveti ise F_{alt} olarak tanımlanırsa;

$$F_{üst} = F_K + F_{alt} \quad (3.19)$$

$$F_{alt} = F_K \cdot \frac{L_{K1}}{L_{K2}} \quad (3.20)$$

eşitlikleri yazılabilir.

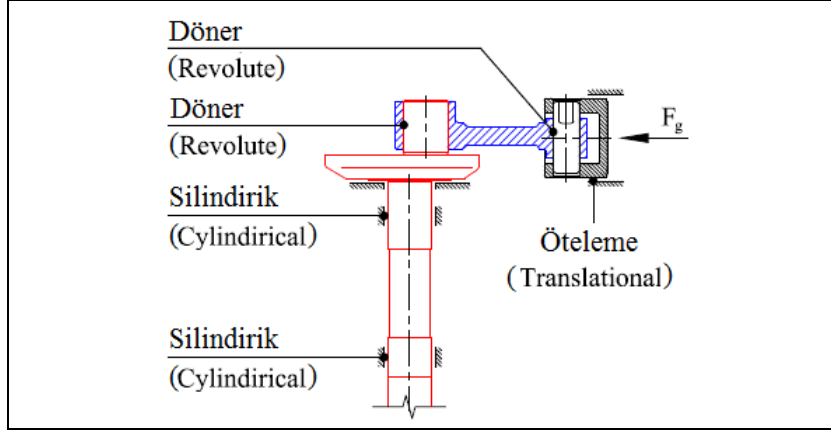
Yukarıda verilmiş olan parametrik formüller ile Excel ve Matlab yazılımları kullanılarak dinamik çözümler elde edilmiş ve sonuçlar grafik olarak çizdirilmiştir. Buna ek olarak aynı sınır şartlarında Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) yazılımı olan MSC ADAMS’ta dinamik analiz gerçekleştirilmiş ve sonuçlar analitik çözüm ile de karşılaştırılmıştır.

3.4. CAE ile Dinamik Analiz

Daha önce Solidworks yazılımı ile oluşturulmuş olan, montaj halindeki CAD model kullanılarak, analitik yöntemde kullanılan aynı sınır şartlarına göre sistemin dinamik analizi MSC ADAMS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Yazılım içerisinde kullanılan parametreler Tablo 3.1’de, kısıtlamalar ise Şekil 3.6’da verilmiştir.

Tablo 3.1: MSC ADAMS için seçilen Parametreler.

Parametre	Değer
End time (1 devir = 360° için döngü süresi) [s]	0.02046385
Steps (Hesaplama adımı)	17592
Integrator (Tümleyici formülasyonu)	GSTIFF
Maximum iteration (En çok yinleme değeri)	25

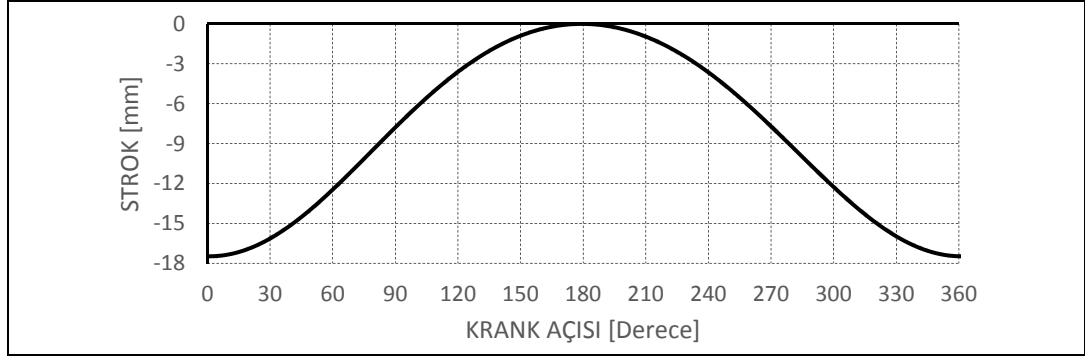


Şekil 3.6: MSC ADAMS yazılımında kullanılan Kısıtlamalar.

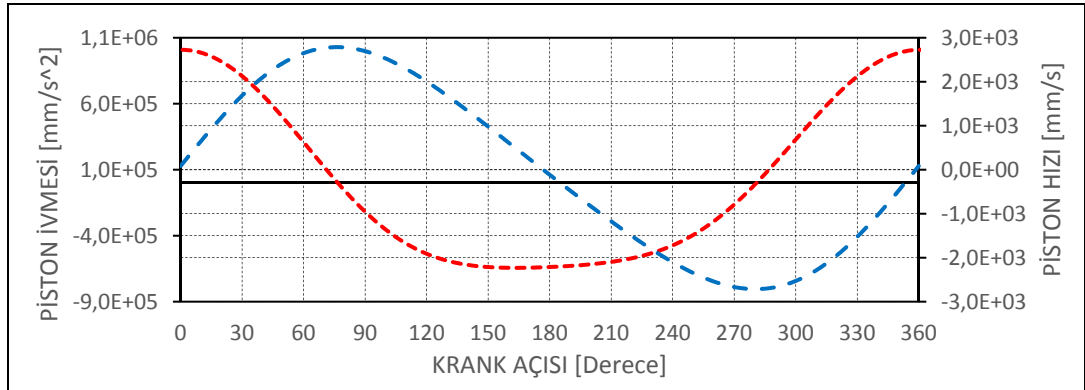
Mekanizmanın gerçek çalışma konumu Şekil 3.6'daki gibi dikey olduğundan, yerçekiminin radyal yatak yüklerine etkisinin sıfıra yakın olacağı kabul edilerek hesaplarda yerçekimi ihmal edilmiştir. Bu sayede, Şekil 3.6'da gösterilen MSC ADAMS yazılımında kullanılmış olan kısıtlamalara ait düşey doğrultudaki serbestlik derecelerinin etkileri de hesaplama katılmamıştır. Eğer verilen kısıtlamaların yanında yerçekimi ivmesi de tanımlanırsa, dikey doğrultuda herhangi bir kısıt verilmediğinden hatalı sonuçlara sebep olacaktır. Yine mekanizma dâhilinde bulunan elektrik motoruna ait Rotor elemanı, gerçekte krank miline sıkı geçme şeklinde montajlıdır ve toplam Krank Mili kütesine doğrudan etki eder. Bu çalışmada motorun sistemi tahrik etmesiyle birlikte stator ve rotor arasında oluşan manyetik alana bağlı kuvvetlerin radyal yatak yüklerine etkileri de göz ardı edilmiştir. Gerçekte, stator ve rotorun eş merkezliliğinin sağlandığı durumda, manyetik alana bağlı kuvvetler radyal berkilliği (rijitliği) arttıracığından, rotor kütesinden kaynaklanan olası merkezkaç kuvvetlerinin manyetik alana bağlı kuvvetler ile sönmüldüğü varsayılarak, rotor kütesi analizlere dâhil edilmemiştir.

3.5. CAE ile Analitik Sonuçların Karşılaştırılması

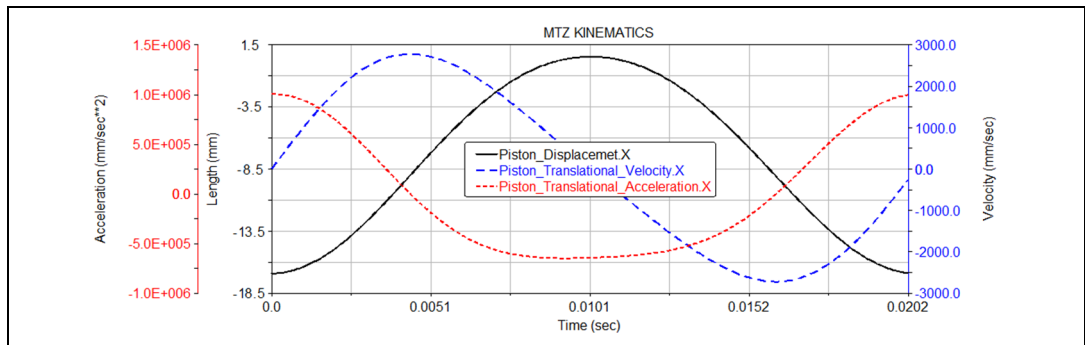
Krank-Biyel mekanizmasına ait dinamik davranış, analitik ve Bilgisayar Destekli olarak iki ayrı şekilde analiz edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Krank Açısına bağlı olarak Piston Stroku, Piston Hızı ve Piston ivme değişimi, Analitik hesap ve CAE Analiz sonuçları Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.7: Açıya bağlı piston strok değişimi (Analitik).

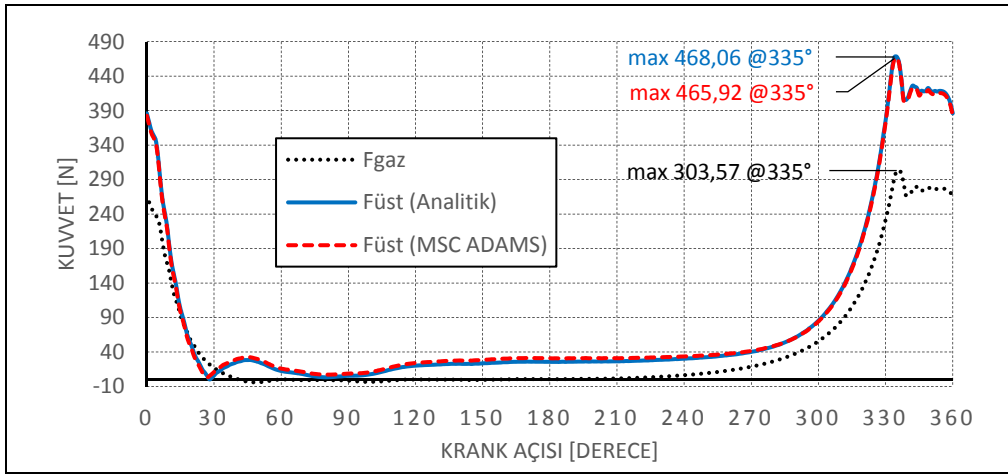


Şekil 3.8: Açıya bağlı piston hız ve ivme değişimi (Analitik).

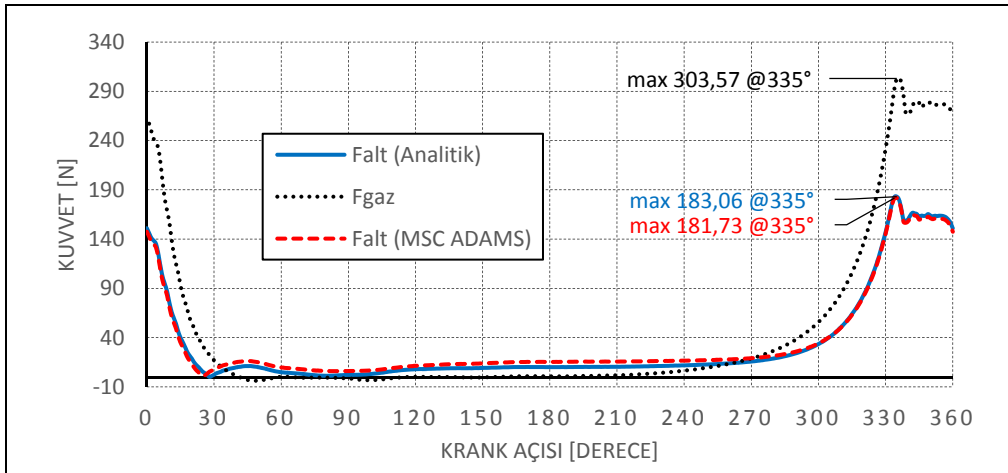


Şekil 3.9: Açıya bağlı piston konum, hız ve ivme değişimi (MSC ADAMS).

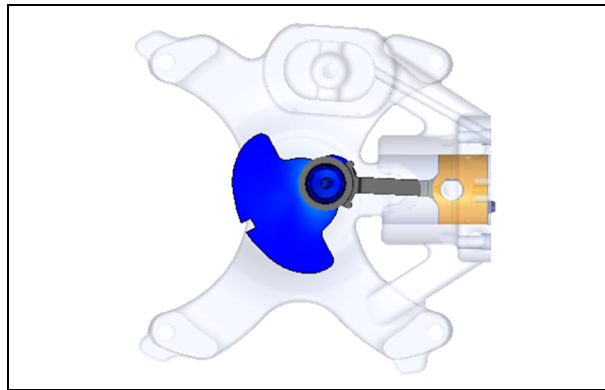
Krank Mili alt ve üst yataklarına etki eden Bileşke Kuvvetler için Analitik hesap ile CAE sonuçları Şekil 3.10, Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.10: Açıya bağlı $F_{üst}$ Kuvvetinin Karşılaştırılması.

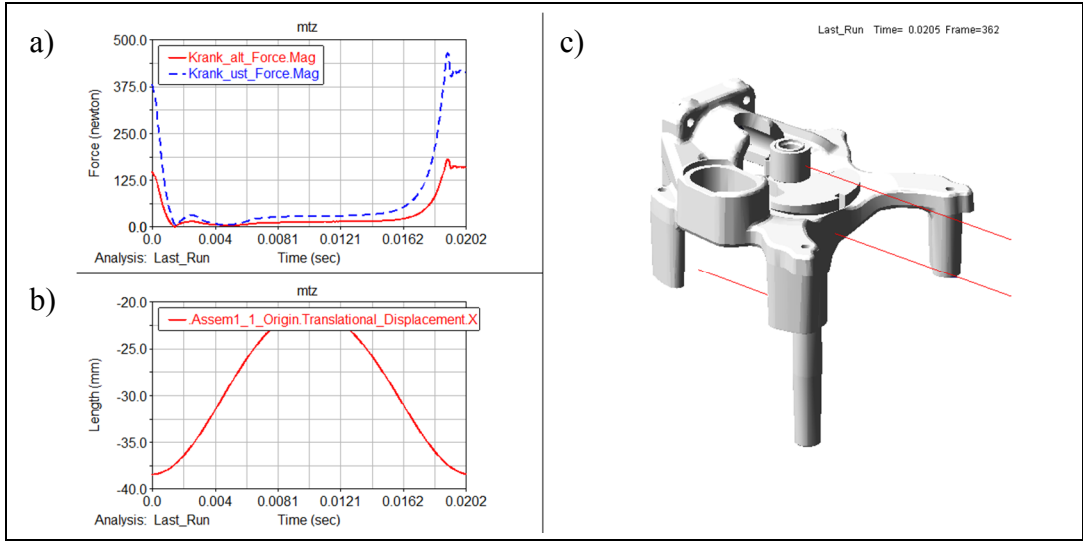


Şekil 3.11: Açıya bağlı F_{alt} Kuvvetinin Karşılaştırılması.



Şekil 3.12: 335°'de mekanizmanın görünüşü.

Yapılan analiz sonuçlarına göre, tahmin edildiği gibi Şekil 3.1’de verilen F_g grafiğinde maksimum Piston kuvvetinin 335° ’de okunmuş olması nedeniyle, maksimum yatak yükleri de yine Krank açısının 335° olduğu konumda okunmaktadır. Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de verilen grafikler incelendiğinde, maksimum kuvvetin analitik ve CAE analizi arasında yaklaşık 2 N’luk bir fark oluşmuştur. Bu fark, analitik hesabın yaklaşık dinamik model oluşturularak çözülmesinden kaynaklanmaktadır. MSC ADAMS yazılımı ile yapılmış olan analiz ise, parçaların kütle merkezi hareketlerini daha doğru hesapladığından, analitik hesaba göre daha gerçekçi ve doğru olduğu kabul edilebilir. Genel olarak analitik ve bilgisayar destekli olan her iki analiz karşılaştırıldığında, sonuçlar birbirine oldukça yakındır ve birbirini doğrulamaktadır.



Şekil 3.13: MSC ADAMS Dinamik Analiz görüntüsü. a) Üst ve alt yatak kuvvet değişimi, b) Piston yer değişimi, c) Mekanizmanın görüntüsü

Sonuç olarak alt ve üst yataklara etki eden maksimum kuvvetler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$maks. F_{üst} = 468 N \approx 48 \text{ kg} \cdot f$$

$$maks. F_{alt} = 183 N \approx 19 \text{ kg} \cdot f$$

Deneyler esnasında MSC ADAMS yazılımı ile belirlenmiş olan maksimum kuvvetler esas alınarak, ok yivli tasarım numuneleri, sistemde ortaya çıkan en kötü senaryoya göre, maksimum yükler altında sınıanmıştır.

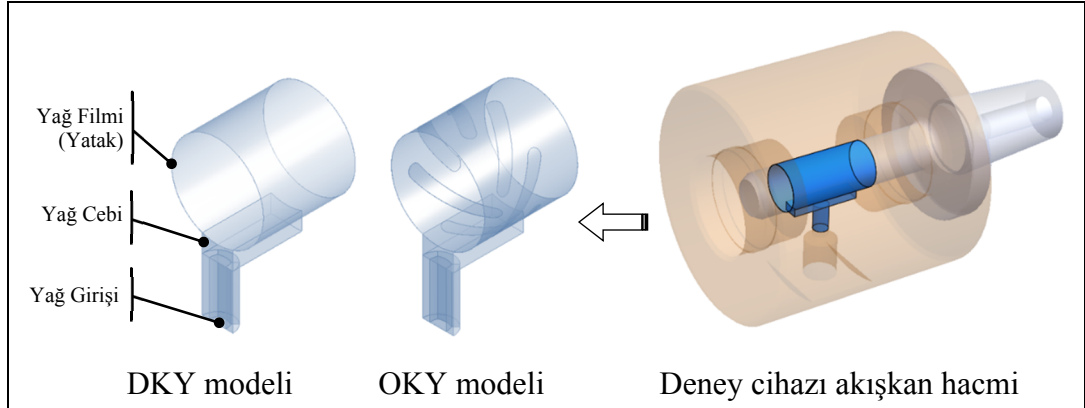
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (HAD) ÇALIŞMALARI

Deney sonuçlarını irdelemek ve doğrulamak amacıyla, önceki bölümde tasarlanan deney senaryoları referans alınarak, ANSYS-Fluent yazılımı ile HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde, gerçekleştirilen HAD analizleri hakkında bilgi verilmiştir.

4.1. HAD Problemlerinin Oluşturulması (Pre-Processing)

4.1.1. HAD Hacim Modellerinin Tasarımı

Önceki bölümde tasarlanmış olan deney senaryolarına göre Deney Cihazında oluşan akışkan şekli ve parametreleri referans alınarak, Solidworks yazılımında Şekil 5.1’de gösterilen 3-boyutlu akışkan hacmi modellenmiştir. Akışkan hacmi simetrik bir yapıya sahip olduğundan, sonlu eleman ağı sayısını da azaltmak amacıyla HAD modellerde simetrik-yarım hacim geometrileri oluşturulmuştur.



Şekil 4.1: DKY ve OKY Akışkan Hacim Modelleri.

Belirli bir yük altında Yatak ve Muylu arasında aksenal kaçıklık meydana gelir. Bu durum, her bir farklı deney için farklı aksenal kaçıklıklara sahip HAD modeller oluşturmayı gerektirir. Gerçek çalışma koşullarına yakın olarak tasarlanmış olan deney şartlarında Radyal Yatak Boşluğu (C_r) 0,01 mm’dir. Bu değer, yerçekimi ivmesinin ihmal edilerek teorik yükün $F = 0$ olduğu durumda veya açısız hızın $\omega \rightarrow \infty$ olduğu

durumda görüleceği varsayılır. Bir diğer anlamda mil ve delik eksenlerinin eş merkezli (eksenel kaçıklık $e = 0$) olduğu konumdur.

Gerçekte bu durumu gözlemlemek mümkün olmasa da OKY ile Düz kaymalı yatak davranışlarını karşılaştırmak için ilk CFD senaryosu $e = 0$ ($\varepsilon = 0$) için oluşturulmuştur. 90 N-275 N-470 N statik yatak yükleri için ayrı ayrı olmak üzere 3 farklı deney senaryosu oluşturulduğundan, bu yükler altında Düz Kaymalı Yatak'ta teorik olarak oluşacak olan Mil-Yatak eksenel kaçıklık oranları (ε) sırasıyla; 0,2-0,5-0,65 olacak şekilde HAD modeller tasarlanmıştır. Özetle;

- $F = 0$ için; $\varepsilon = 0$; $e = 0$
- $F = 90$ N için; $\varepsilon = 0.2$; $e = 0,0020$ mm
- $F = 275$ N için; $\varepsilon = 0.5$; $e = 0,0050$ mm
- $F = 470$ N için; $\varepsilon = 0.65$; $e = 0,0065$ mm

olmak üzere, her bir mil tasarım için 4 ayrı HAD modeli tasarlanmıştır. Bu senaryolar Düz ve Ok yivli kaymalı yatak için ayrı ayrı oluşturulduğundan toplamda 8 adet HAD senaryosu modellenmiş ve çözülmüştür.

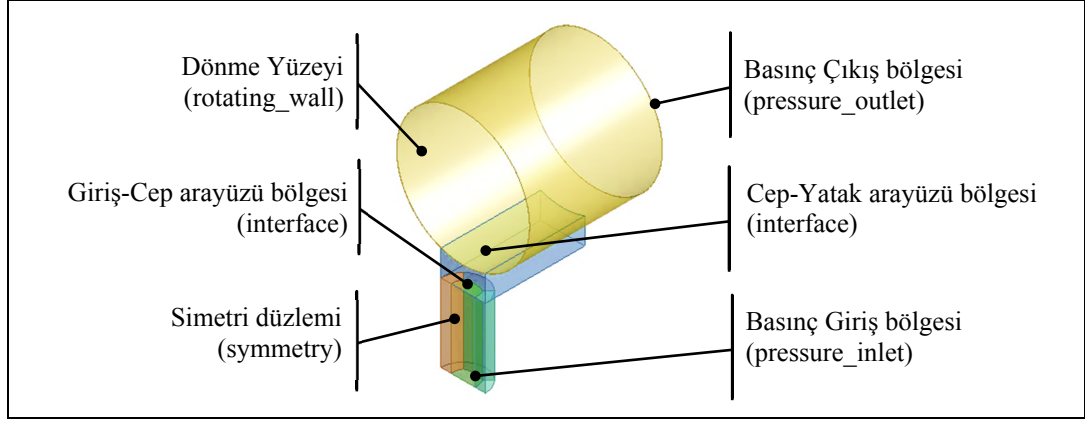
Mevcut deney cihazında eksenel kaçıklık ölçülememektedir. Bu sebeple, HAD modellerde kullanılan eksenel kaçıklık oranı (ε) parametresi, yatak kuvvetine bağlı olarak literatürde Düz Kaymalı Yatakların boyutlandırılmasında yaygın olarak kullanılan Sassenfeld ve Walther'ın nümerik çözümleri ile önerdikleri değerler kullanılarak analitik olarak hesaplanmıştır [29], [30].

Ok yivli kaymalı yataklar için benzer bir analitik hesaplama yöntemi literatürde bulunmadığından, OKY için eksenel kaçıklık oranı (ε) parametresi hesaplanamamıştır. Bu sebeple, performans karşılaştırması yapabilmek için Düz kaymalı yatak deney koşulları (mil devri ve yatak yükü) birebir olarak OKY tasarımına da uygulanmıştır.

4.1.2. HAD Sonlu Eleman Ağları ve Sınır Şartları

Sistemdeki yağ film kalınlığı mikron (10^{-3} mm) seviyelerinde olduğundan, sonuçların doğruluğu için mikron boyutundan daha küçük boyutlu elemanlar ile eleman ağı (mesh) işlemi gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Örneğin $e = 0,0065$ mm senaryosu için minimum film kalınlığı; $h_0 = 0,0035$ mm olmaktadır. Bu değer için CFD modelde minimum eleman boyutunun $0,001$ mm olması durumunda eleman sayısı 3 milyona kadar çıkarmakta, sonlu elemanlar ağı probleminin oluşturulması (mesh) ve çözümü çok uzun sürmekte ve güçlü bilgisayar donanımları gerekmektedir.

ANSYS-Fluent yazılımı içerisinde kullanılan sınır şartları Şekil 4. 2’de, metod ve parametreler ise Tablo 4.1’de, verilmiştir.



Şekil 4.2: HAD Sınır Şartları.

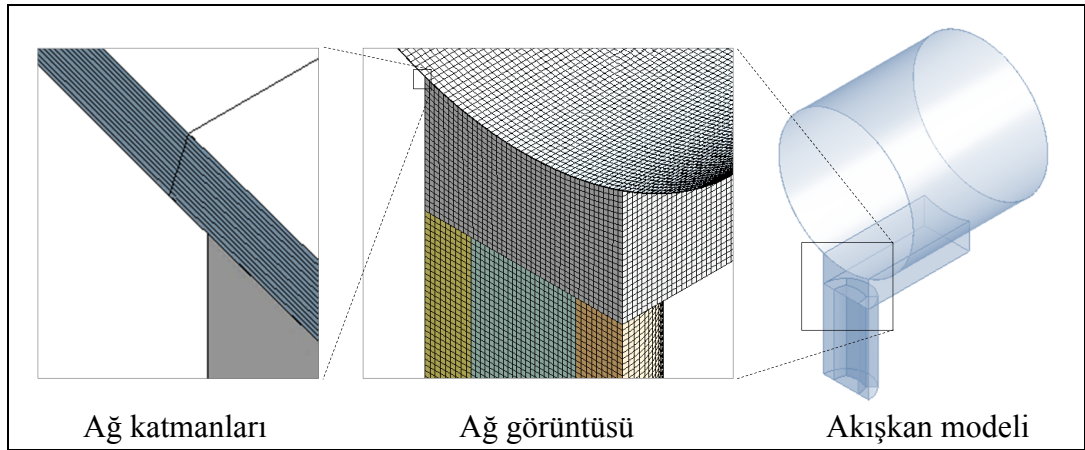
Tablo 4.1: ANSYS-Fluent yazılımı için seçilen Parametreler.

Parametre	Değer
Solver type (Çözücü türü)	Pressure-based (Basınç temelli)
Time (Zaman)	Steady (Sabit)
Velocity Form. (Hız formülasyonu)	Relative (Bağıl)
Viskoz model; $Re \leq 1000$ olduğundan	Laminar (Laminer)

Sonlu Eleman Analizlerinde, sonlu eleman adedi ve ağı (mesh) hesaplama sonucunu doğrudan etkilediğinden, tahmin edilen bir değer veya analitik olarak hesaplanabilen bir değer referans alınarak, farklı sonlu eleman adetlerine göre yakınsama analizi yapılır. Literatürde bu adım “sonlu eleman bağımsızlığı/mesh independence” olarak anılır.

Bu çalışmada analiz edilecek geometri, yağ film kalınlığını temsil eden dar aralıklı yüzeylerden oluştuğundan, gerçeğe daha yakın bir basınç dağılımı elde etmek için geometrinin ağ yapısında mümkün olduğunda eş boyutlu elemanlar kullanılmaya çalışılmıştır. En uygun eleman boyutu ve adedini belirlemek amacıyla Düz Kaymalı yatak geometrisi ile 20'nin üzerinde deneme yapılmış, ağ örme ve çözüm süresi de göz önüne alınarak eleman boyutu 0,1 mm olarak seçilmiştir.

Geometrilerde birbirine çok yakın yüzeyler bulunduğundan 0,1 mm'nin altındaki eleman boyutlarında eleman sayısının 1 milyon üzerine çıkmasına rağmen sonuçların çok değişmediği ayrıca, teorik tahmini sonuçlara da yaklaştığı görülmüştür. Bunun üzerine, yapılmış olan denemelerde yağ film kalınlığını temsil eden 3-10 mikrometre arasında değişen yüzeylerin de en az 10 katmana bölünmesi gerektiği tespit edilmiştir. Bu bilgilere göre oluşturulan ağ görüntüsü Şekil 4.3'te verilmiştir.

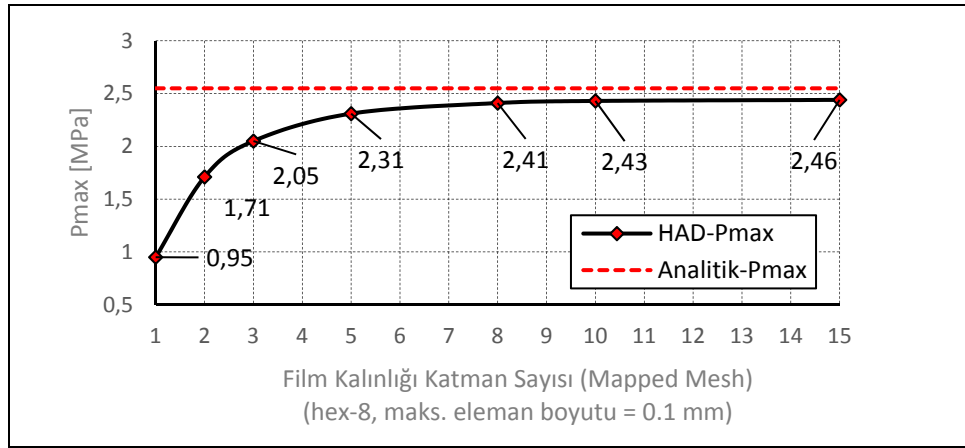


Şekil 4.3: Düz Kaymalı Yatak ağ görüntüsü.

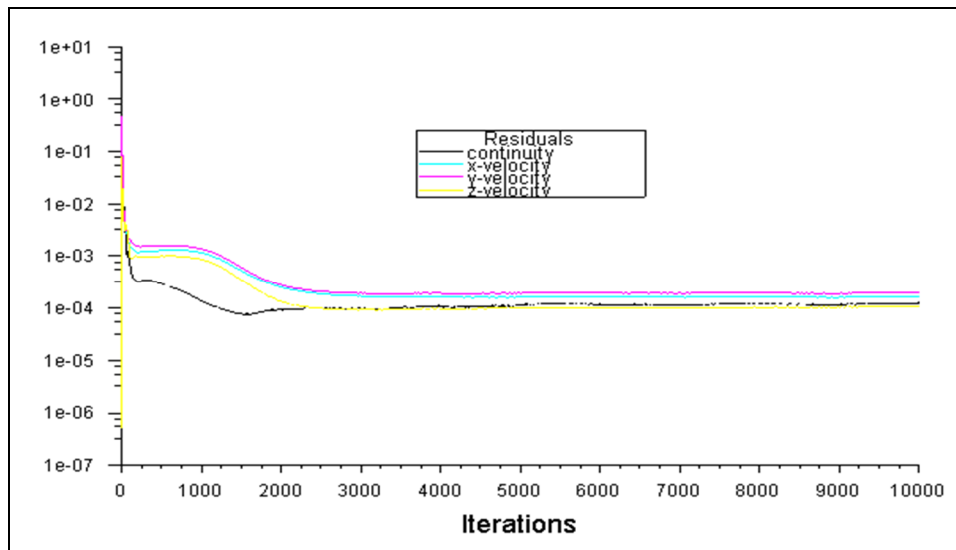
Tasarlanmış olan HAD geometrisinde, sonlu eleman boyutunun yanında, Sonlu Eleman Ağ bağımsızlığını etkileyen en önemli yerin yağ film kalınlığını temsil eden yüzey ve hacim bölgesi olduğu görülmüştür. Böylece Sommerfeld Sonsuz Uzun yatak teorisine göre hesaplanan maksimum yatak basıncı (P_{max}) referans alınarak bu bölge için gerekli katman sayısı sırayla artırılarak sonlu eleman ağı yeniden oluşturulmuş ve HAD çözümü yapılarak maksimum yatak basıncına (P_{max}) olan yakınsama (convergence) araştırılmıştır.

Şekil 4.4'te verilen Yakınsama eğrisinde görüldüğü üzere, 10 katmandan sonraki sonuçlar çok az değişmeye başlamaktadır. Daha küçük eleman boyutları ve daha fazla

katman sayısı kullanıldığında sonuçların teorik hesaplama daha çok yaklaşacağı öngörülebilir. Ancak bu durum aşırı fazla eleman sayısı ortaya çıkaracak ve ağ oluşturma-çözüm aşırı uzun süre alacaktır. Hâlihazırda kullanılan bilgisayar donanımına (8 GB Bellek, intel i7 işlemci) göre 0,1 eleman boyutu ile 15 katmanlı ağ yapısı uygun görülmüştür. Yakın geometrik yapıya sahip olmalarından dolayı aynı sınır şartları ve parametreler OKY geometrisinde de uygulanmıştır. Düz kaymalı yatak modelinde ağ örme ve yaklaşık 2000 iterasyonlu bir çözüm, intel i7 işlemci ve 8 GB bellek ile çalışan bir bilgisayarda toplamda 8 saati aşmıştır. Şekil 4.5'te her bir iterasyona karşılık artık değer grafiği verilmiştir. 3000 iterasyondan sonra değerlerin sabitlendiği görülmektedir.



Şekil 4.4: $\varepsilon = 0,5$ için Düz K. Y. Ağ Bağımsızlığı (Mesh Independence).



Şekil 4.5: $\varepsilon = 0.5$ Düz K. Yatak Artık değer (Residuals) grafiği.

Düz kaymalı yatak analizinde yakınsama (convergence); 10^{-3} artık değer toleransı ile 850-1200 iterasyon aralığında gözlenmiştir. 10^{-6} toleransında ise yaklaşık 3000 iterasyon sonra, artık-değerlerin değişmediği gözlenmiş ve hesaplanan maksimum yatak basınç değerleri (P_{max}) karşılaştırıldığında % 0,8 farkla yakın oldukları görülmüştür. Bu sebeple diğer tüm Düz kaymalı yatak analizlerinde 10^{-3} artık değer toleransı kullanılmıştır.

Tüm hesaplamalarda, Süreklilik (continuity) ve akışkan hızı x, y, z bileşenlerine ait artık değer (residual) toleransı; düz kaymalı yatakta 10^{-3} ve Ok yivli kaymalı yatakta ise 10^{-6} değeri yeterli görülmüştür.

OKY analizinde yakınsama (convergence) ise; yiv bölgelerinin sonlu eleman sayısını arttırması ve yiv bölgesindeki sonlu eleman ağları ile yatak yüzeyi arasında fazladan arayüzler (interface) tanımlanması sebebiyle ancak 10^{-6} artık-değer toleransı ile 10000 iterasyon sonrasında mantıklı sonuçlar alınabilmektedir. Bu durumda her bir analiz için ağ örme ve hesaplama 48 saati bulmuştur.

4.2. HAD Analizi Sonuçları (Post-Processing)

Deneyler esnasında ölçülen basınç dağılımı, yağlama geometrisinin orta-simetri düzlemi üzerinde ölçülmüştür. Bu nedenle sadece 2 boyutlu düzlemsel bir basınç dağılımı ölçümü yapılabilmektedir. Ancak gerçekte kaymalı yataklardaki basınç dağılımı Şekil 2.2’de gösterildiği gibi yatak çevresi ve boyu üzerinde 3 boyutlu olarak oluşmaktadır. Bu durum, HAD analiz sonuçlarında renk ölçekli basınç dağılımı olarak gözlenebilmektedir.

Deney sonuçları ile karşılaştırma yapabilmek amacıyla, HAD analizi basınç dağılımı grafikleri simetri düzlemi üzerinden alınarak oluşturulmuştur. Yine kendi aralarında HAD karşılaştırması yapılabilmesi için Düz kaymalı yatak ile Ok yivli kaymalı yatak basınç dağılımı sonuçları aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Renk ölçekli basınç dağılımları da yukarıda belirtilen 3 boyutlu dağılımı göstermek amacıyla HAD analiz görüntüleri şeklinde ayrıca resim olarak verilmiştir.

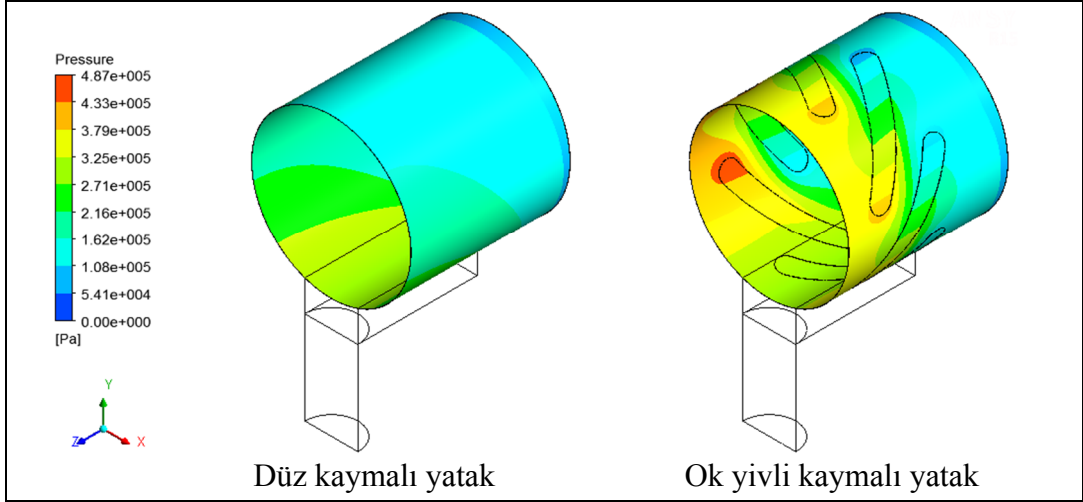
Fluent yazılımı içinde renk ölçekli basınç dağılımları gökkuşağı renklerindeki gibi belirli bir ölçek aralıkları ile dağıtılır. Yazılım, hesaplanmış olan maksimum ve minimum basınç değerleri arasında istenen sayıda aralığa bölerek, her bir basınç aralığı için sırasıyla maviden kırmızıya doğru birer renk tanımlar ve geometri yüzeyi üzerinde bu renkleri kullanarak bölgesel haritalama şeklinde renk ölçekli basınç dağılımı görüntüsünü oluşturur. Her bir yatak geometrisi için maksimum-minimum basınç değerleri farklılık gösterdiğinden, basınç dağılımı resimlerinde kullanılan renk ölçekleri, her iki yatak geometrisi sonuçlarındaki en büyük ve sıfır basınç değerleri arası seçilerek yarım-Sommerfeld şartı ile; basınç dağılım grafiklerinde ise tam-Sommerfeld sınır şartı uygulanarak gösterilmiştir.

4.2.1. 1.Senaryo Teorik Yüksüz Durum ($F = 0 \text{ N}$, $\varepsilon = 0$)

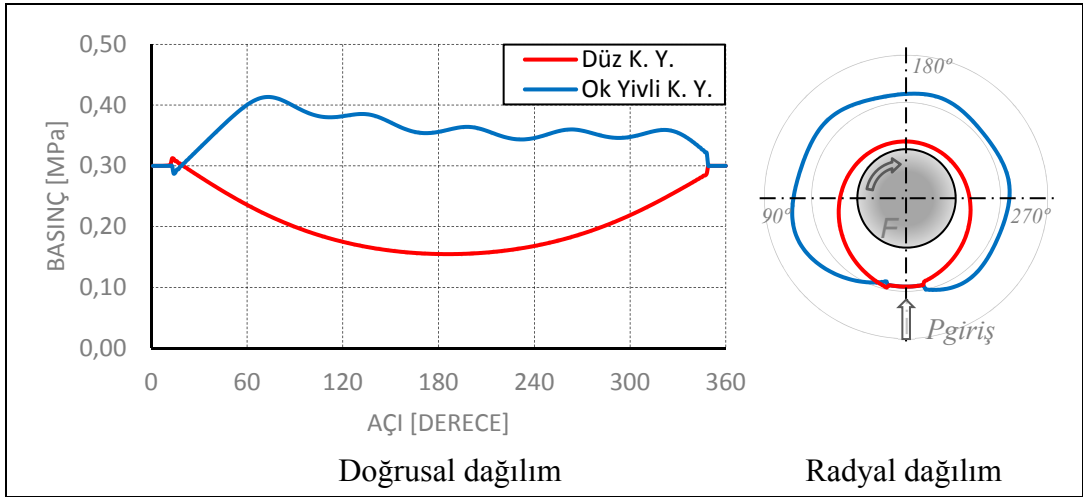
Bu senaryo, Düz kaymalı yatak ile Ok yivli kaymalı yatak geometrisinin, aynı şartlar altında basınç dağılımı farklılıklarını incelemek için oluşturulmuştur. Daha önce de belirtildiği gibi gerçekte, aksenal kaçıklık oranının (ε) sıfır (0) olması uygulamada mümkün olmadığından, bu senaryo deney içermemektedir.

Düz mil geometrisi üzerinde açılmış olan yivler, düz mil yüzey alanını azalttığı için Ok yivli kaymalı yatakların yük taşıma kapasitesine etkisi belirli bir aksenal

kaçıklık değeri sonrasında olumsuz olacaktır. Bu durumun, aksel kaçıklığın hangi değerlerinden sonra ortaya çıkacağını tespit etmek için bu senaryo referans olarak kullanılmıştır. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de aksel kaçıklık oranı $\varepsilon = 0$ için HAD analiz sonuçları görülmektedir. Grafik başlangıç noktası, yağ giriş bölgesi kabul edilmiş ve radyal açıya göre (saat yönünde) basınç değerleri dağıtılmıştır. $P_{giriş} = 0,3$ MPa olduğundan grafikteki ilk değerlerin bu değerde sabit çıktığı görülebilir.



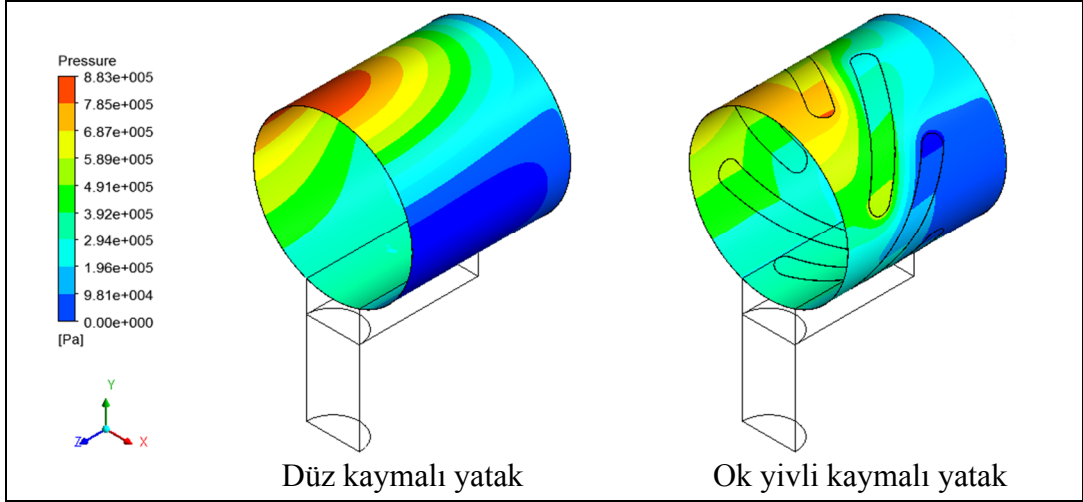
Şekil 4.6: $\varepsilon = 0$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.



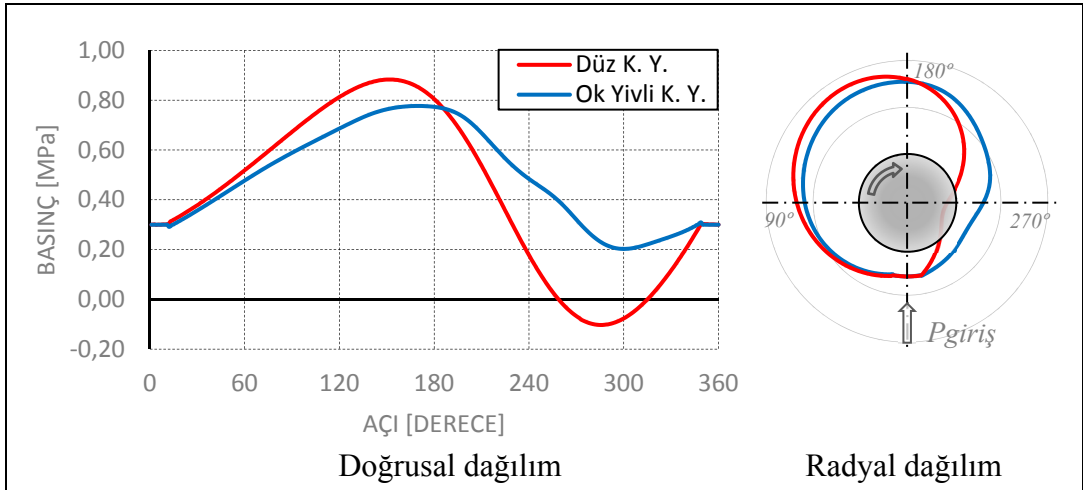
Şekil 4.7: $\varepsilon = 0$ için Basınç Dağılımı.

$\varepsilon = 0$ için HAD analizi sonucuna göre; Düz kaymalı yatak geometrisinde maksimum basınç yağ girişi bölgesinde olduğu ve basınç dağılımının yataklama çevresince düştüğü görülmektedir. Ok yivli yatak geometrisinde ise yataklama çevresince yaklaşık olarak % 30 basınç artışı olduğu görülmektedir.

4.2.2. 2.Senaryo ($F = 90 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.2$)



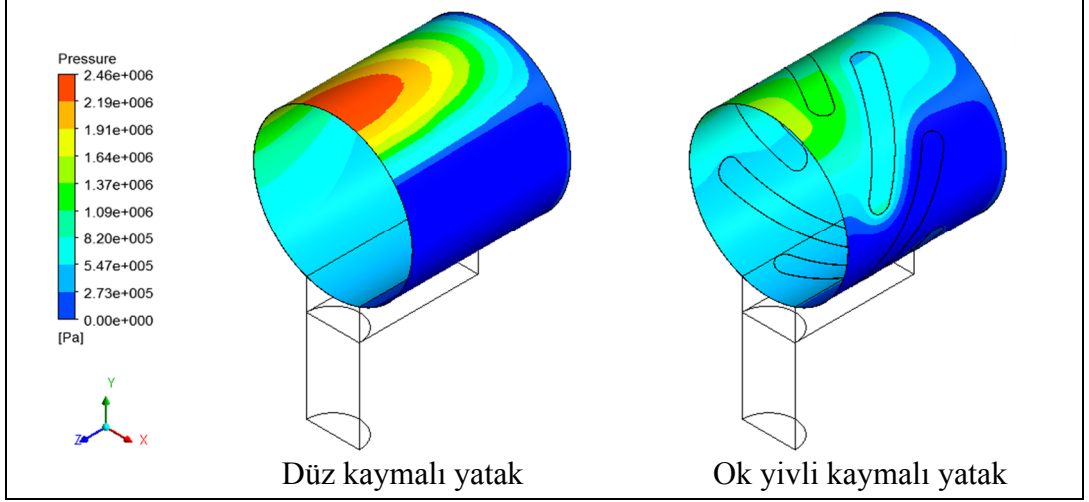
Şekil 4.8: $\varepsilon = 0.2$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.



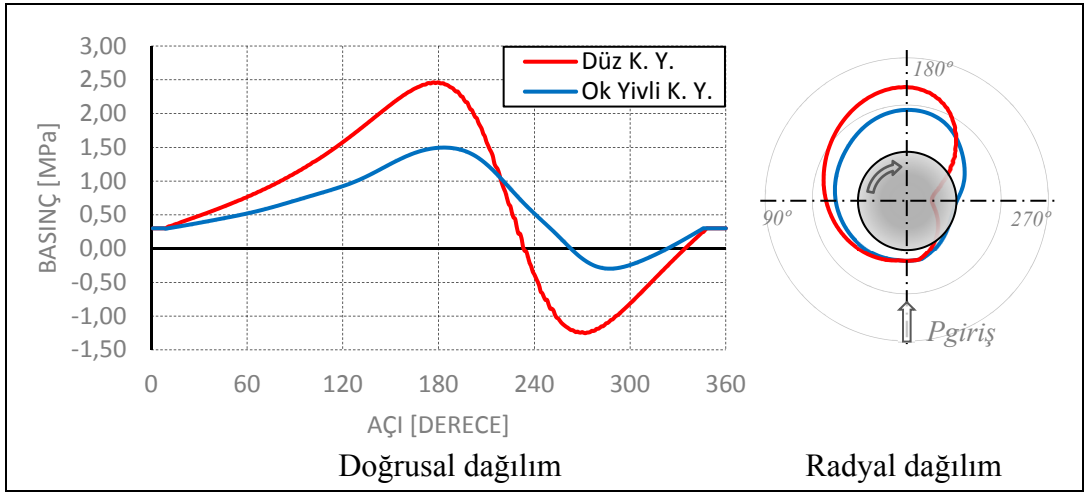
Şekil 4.9: $\varepsilon = 0.2$ için Basınç Dağılımı.

$\varepsilon = 0.2$ için HAD analizi sonucuna göre; maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında Düz kaymalı yatak geometrisi, Ok yivli kaymalı yatak geometrisine göre yaklaşık % 10 daha yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. $\varepsilon = 0.2$ değeri Ok yivli kaymalı yatak yük kapasitesi için sınır değer olarak kabul edilebilir. Çünkü 90 N yük ile $\varepsilon = 0.2$ değerindeki bir eksenel kaçıklıkta dahi basınç düşük çıkmıştır.

4.2.3. 3.Senaryo ($F = 275 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.5$)



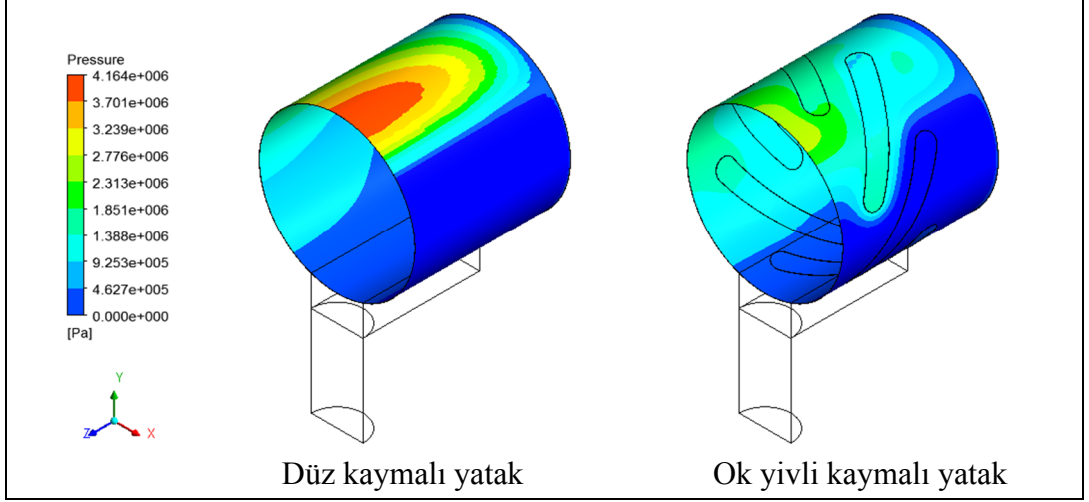
Şekil 4.10: $\varepsilon = 0.5$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.



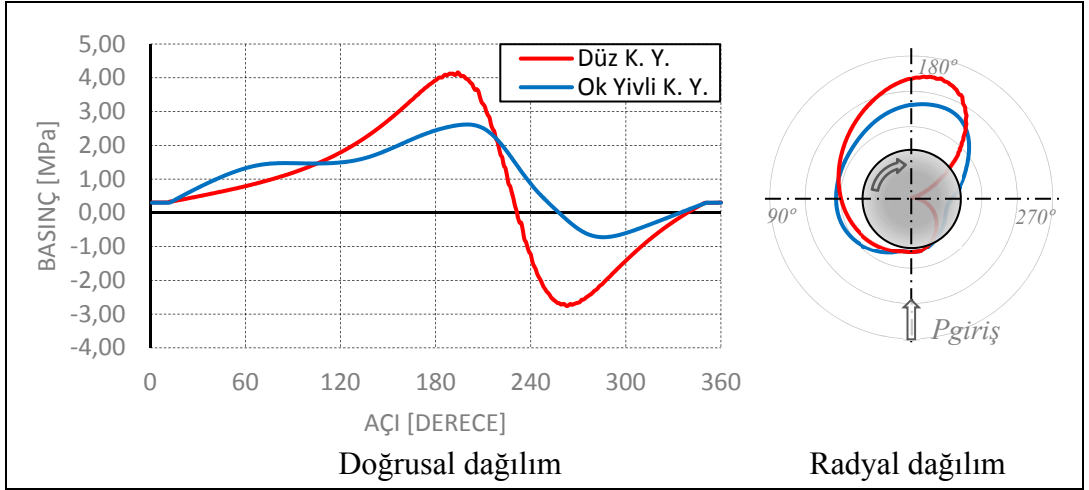
Şekil 4.11: $\varepsilon = 0.5$ için Basınç Dağılımı.

$\varepsilon = 0.5$ için HAD analizi sonucuna göre; maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında Düz kaymalı yatak geometrisi, Ok yivli kaymalı yatak geometrisine göre yaklaşık % 60 daha yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Bu durum, Ok yivli kaymalı yatak geometrisinin yük taşıma kapasitesinin düşmesi sebebiyle, mevcut ok yivli geometri tasarımının 90 N yük ve $\varepsilon = 0.2$ değerindeki bir eksenel kaçıklığı aşamayacağını göstermektedir.

4.2.4. 4.Senaryo ($F = 470 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.65$)



Şekil 4.12: $\varepsilon = 0.65$ için HAD Renk Ölçekli Basınç Dağılımı.



Şekil 4.13: $\varepsilon = 0.65$ için Basınç Dağılımı.

$\varepsilon = 0.65$ için HAD analizi sonucuna göre; maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında Düz kaymalı yatak geometrisi, Ok yivli kaymalı yatak geometrisine göre yine yaklaşık % 60 daha yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Bu durumda, yük altında çalışan Ok yivli kaymalı yatak geometrisinin $\varepsilon = 0.2$ değerindeki bir aksenal kaçıklığın üzerinde kullanımı pek mümkün görünmemektedir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde, deney cihazı ve çalışma ilkesi, deney numunelerinin tasarımı, imalatı ve yapılan deneylere ait bilgiler verilmiştir.

5.1. Deney Cihazı ve Deneyin Yapılışı

Deneyler, Yıldız Teknik Üniversitesi (YTÜ) Konstrüksiyon Anabilim Dalı Araştırma Laboratuvarında, kaymalı yataklarda basınç dağılımı ölçümü istenen deneylerde kullanılmak üzere tasarlanmış olan Ducom firması tarafından imal edilen, Hindistan menşeli TR-60 markalı deney cihazında gerçekleştirilmiştir. Deney sistemine ait genel görünüş Şekil 5.1'deki gibidir.

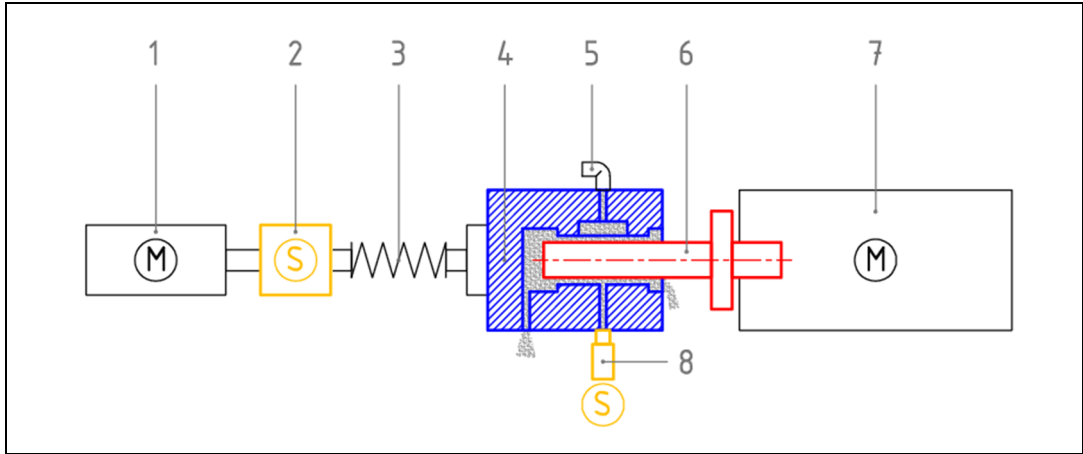


Şekil 5.1: Ducom TR-60 Kaymalı Yatak Deney Sistemi.

İlgili ölçüm sensörlerinden okunan veriler, deney cihazı için oluşturulmuş olan özel bir yazılım sayesinde kurulu olan bilgisayar tarafından anlık olarak, kayıt edilmiştir. Bu sayede, deney verileri daha sonra MS Excel yazılımı ile düzenlenerek ilgili grafikler oluşturulmuştur.

Deney cihazındaki sensörler ilgili aparatlarla manuel olarak kalibre edilmiştir. Ayrıca, deney cihazında sıcaklık ölçüm sensörü bulunmadığından, yağ sıcaklığı K tipi termokupl ile EXTECH HD200 markalı ayrı bir sıcaklık ölçüm aleti ile anlık olarak ölçülmüştür. Deney cihazındaki soğutucu sayesinde kısa süreli deneylerde sıcaklığın ortalama 30 °C civarında seyrettiği görülmüştür.

Deney cihazının çalışma ilkesini göstermek amacıyla, mekanizmaya ait şematik çizim Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2: Ducom TR-60 Kaymalı Yatak Deney Mekanizması. 1) Servo motor, 2) Tork sensörü, 3) Yaylı kaplin, 4) Bronz deney yatağı, 6) Çelik deney mili, 7) Servo Motor (tahrik motoru), 8) Basınç sensörü

1, 2, 3 ve 4 numaralı parçalar birbirine montajlıdır. 1 numaralı Servo Motorun adım adım açısal hareketi ile doğrudan 4 numaralı Deney Yatağı tahrik edilmekte ve Deney Yatağı üzerine monte edilmiş olan 8 numaralı Basınç Sensörü, istenen tarama aralığında ($0-180^\circ$) gezdirilerek, yatak çevresinde oluşan basınç değişimi gözlenmiştir.

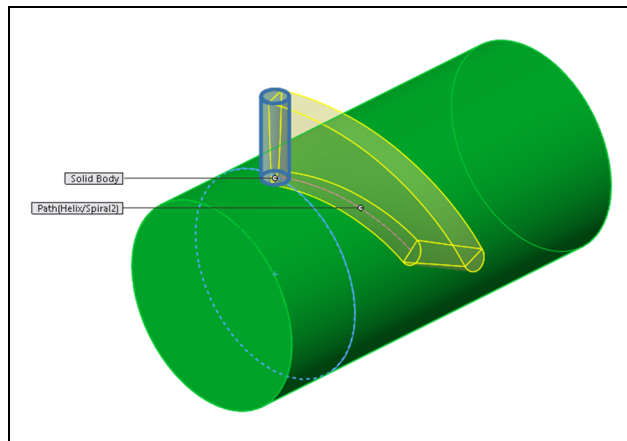
İlk aşamada, deney cihazında bulunan ek bir yağ pompası vasıtasıyla 5 numaralı dirsekten 4 numaralı Deney Yatağına yağ girişi sağlanmaktadır. 7 numaralı tahrik motoruna monte edilmiş olan 6 numaralı Deney Mili, 1-3000 d/dk arasında istenen devire göre ayarlanarak, hidrodinamik yağlama durumu oluşturulur. Ardından yine deney cihazında bulunan yükleme mekanizması ile 4 numaralı Deney Yatağına kuvvet uygulanır ve kuvvet altında yatak-mil eksenel kaçıklığı değiştiğinden, hidrodinamik yağlama basıncı ve dağılımı da değişme gösterir. Böylece deney senaryosu kurulmuş olur.

Basınç Dağılımını ölçmek için 1 numaralı Servo Motor hareketi ile Deney Yatağına montajlı 8 numaralı Basınç Sensörü yatak çevresinde oluşan yağ filmini tarar ve ölçülen değerler bilgisayara aktarılarak kaydedilir. Mevcut düzenekte sensör veri aktarım kablolarının emniyeti için yalnızca 180° lik yarım bölge taraması gerçekleştirilebilmektedir.

5.2. Deney Numunelerinin Tasarımı ve İmalatı

Örnek alınan MTZ tipi kompresör mekanizmasına ait Krank Mili Ana yatağında Boy-Çap Oranı ($\lambda = L/D$) yaklaşık 1,6'dır. Ancak deney cihazı kısıtlarına ve literatürde verilen tasarım değerlerine uygun olması amacıyla Boy-Çap Oranı $\lambda = 2$ olarak kabul edilmiştir. Numuneler deney cihazına ait parçalar referans alınarak Solidworks yazılımı ile modellenmiş ve ardından talaşlı imalat için gerekli teknik resimler oluşturulmuştur. Düz kaymalı yatak ve Ok yivli kaymalı yatak şartlarını karşılaştırmak için iki farklı mil numune tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir.

Ok yivli numunenin 4 eksenli CNC Freze tezgahında imal edilebilmesi için Şekil 5.3'te görüldüğü gibi parmak freze takım yoluna göre modelleme yapılmıştır. Ok yivli geometride bulunan yivler Düz kaymalı yatak üzerine açıldığından, önce klasik tornalama işlemi ile aynı geometrik özelliklere sahip 2 adet Düz kaymalı yatak imal edilmiş ve ardından eş numunelerden biri alınarak, biri döner eksen olmak üzere 4 eksenli CNC Freze Tezgâhı ile yivler açılmıştır. Ok yivli mil için literatüre göre hesaplanan bazı teorik değerlerde, talaşlı imalat yöntemi ve deney cihazı kısıtları sebebiyle bazı ufak değişiklikler yapılmıştır. Yiv genişliğini oluşturan freze takım çapı sebebiyle yiv genişliği (l_s) ve talaş derinliğine bağlı olan Yiv Derinliği ($h_s - h_r$) değerlerinde bazı farklılıklar yapılmıştır. İmal edilen numunelere ait görüntü Şekil 5.4'te, geometrik özellikler ise Tablo 5.1 ve 5.2'de ve verilmiştir.



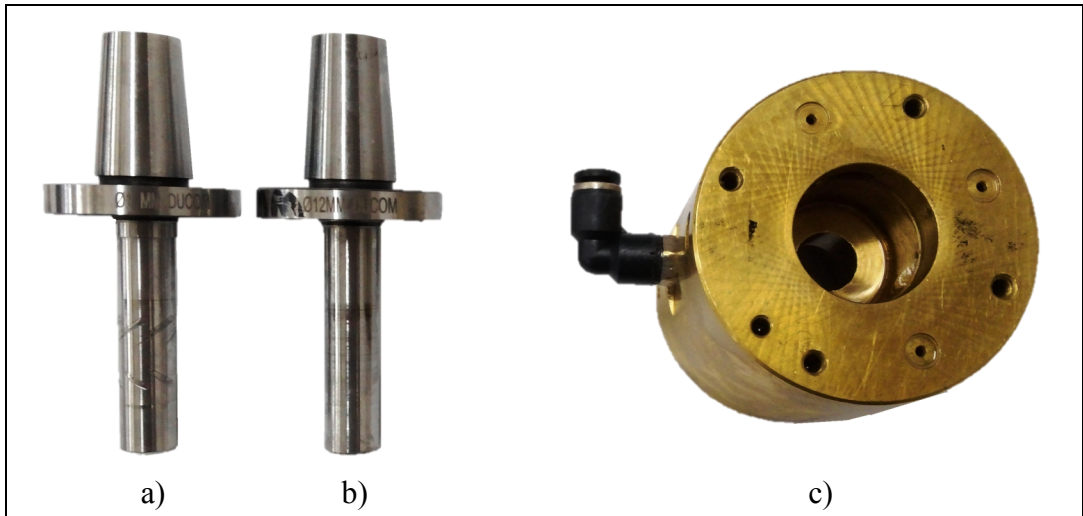
Şekil 5.3: Ok yivli mil, takım yolu modeli.

Tablo 5.1: Düz Kaymalı Yatak Anma Ölçüleri.

Parametreler	Ölçüler (mm)
Mil Çapı (D_{mil})	12,000 $-0,002$
Yatak Çapı (D_{ytk})	12,020 $\pm 0,002$
Yatak Boyu (L)	24,000
Radyal Yatak Boşluğu (C_r)	0,010

Tablo 5.2: Ok Yivli Kaymalı Yatak Anma Ölçüleri.

Parametreler	Ölçüler (mm)
Mil Çapı (D_{mil})	12,000 $-0,002$
Yatak Çapı (D_{ytk})	12,020 $\pm 0,002$
Yatak Boyu (L)	24,000
Radyal Yatak Boşluğu (C_r)	0,010
Yiv Sayısı (\bar{N}_y)	6 adet [teorik 7 adet]
Yiv Genişliği (l_s)	1,500
Ok Yiv Boyu (b)	16,000
Yiv Boyu (b_1)	11,540
Yiv Derinliği ($h_s - h_r$)	0,050 [teorik 0,012]
Yiv açısı (β) [derece]	31,100°



Şekil 5.4: Deney numuneleri. a) Ok yivli mil, b) Düz mil, c) Bronz yatak

5.3. DeneY Tasarımı ve Yapılışı

Mevcut deneY cihazı ile Kaymalı Yatak çevresindeki basınç dağılımı ölçümü gerçekleştirilebilmektedir. Ok yivli geometrinin hidrodinamik yağlamaya etkisinin karşılaştırılabilmesi için Düz kaymalı yatak deneyleri de yapılmıştır. HAD analizlerinin de modellenmesinde kolaylık sağlamak için, mil-yatak aksenal kaçıklık oranının (ϵ); 0,2-0,5-0,65 olacağı yüklemeye değerleri hesaplanmış ve sırasıyla; 90 N-275 N-470 N statik yatak yükleri için ayrı ayrı olmak üzere 3 farklı deneY senaryosu oluşturulmuştur. DeneYler esnasında sürtünmeye bağılı olarak yağ sıcaklığı ve buna bağılı olarak da yağ viskozitesi ani değışme göstermektedir. Bu sebeple, eş değıer deneY koşullarını koruyabilmek için her bir senaryonun 3 kez tekrarlanması yeterli görülmüş ve deneYlerin yakın sıcaklık aralıklarında (~ 25 °C) yapılmasına özen gösterilmiştir.

DeneYler 3 tekrarlı olmak üzere, 2 farklı numune ve 3 deneY senaryosu şeklinde tasarlandığından, toplamda 18 adet deneY gerçekleştirilmiştir.

Tüm deneYlerde, hermetik kompresörler için tercih edilen Reniso WF 5A yağı kullanılmıştır. Bu yağı ayt özellikler Tablo 5.3'te, deneYlerde kullanılan ve deneY süresince gözlenen parametreler ise Tablo 5.4'te verilmiştir.

Tablo 5.3: Reniso WF 5A Yağı özellikleri.

Parametreler	Değerler
15 °C'de Özkütle [kg/m ³]	825
25 °C'de Kin. Viskozite [mm ² /s]	6,21
Viskozite İndeksi [-]	95

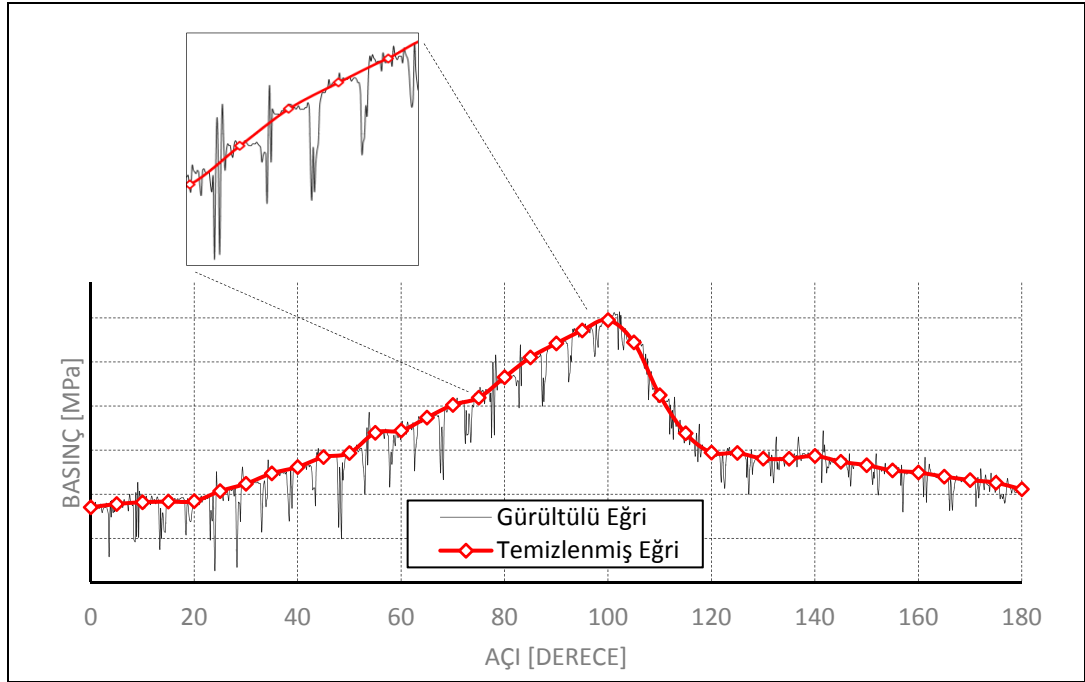
Tablo 5.4: DeneY Parametreleri.

Parametreler	Değerler
Muylu Hızı [d/dk]	2932
Yatak Yüğü [N]	90-275-470
Yağı Giriş Basıncı [MPa]	0,2~0,3
Tank içi Yağı Sıcaklığı [°C]	20~30

5.4. DeneY Sonuçları

Mevcut DeneY Cihazından elde edilen grafikler, basınç tarama mekanizması ve sensör örnekleme sıklığından (frekansından) kaynaklı olarak grafik üzerinde çeşitli gürültü değerleri de görülmektedir. Basınç dağılımının gerçek halini ortaya çıkarmak için bu grafikler Microsoft Excel yazılımında düzenlenmiştir.

Her bir deneY süresince, Basınç Sensörü her 5° lik ölüm açısında 5 s boyunca bekletilmiş olduğundan, bu örnekleme süresi boyunca ölçülen değerlerin aritmetik ortalamaları her adım için ayrı ayrı hesaplanmış ve sensörün bir diğer adima geçişi esnasında ölçülen gürültülü basınç değerleri temizlenmiştir. Gürültülü ve temizlenmiş eğrileri gösteren örnek grafik şekil 5.5'te verilmiştir.



şekil 5.5: Gürültülü ve Temizlenmiş Basınç eğrileri.

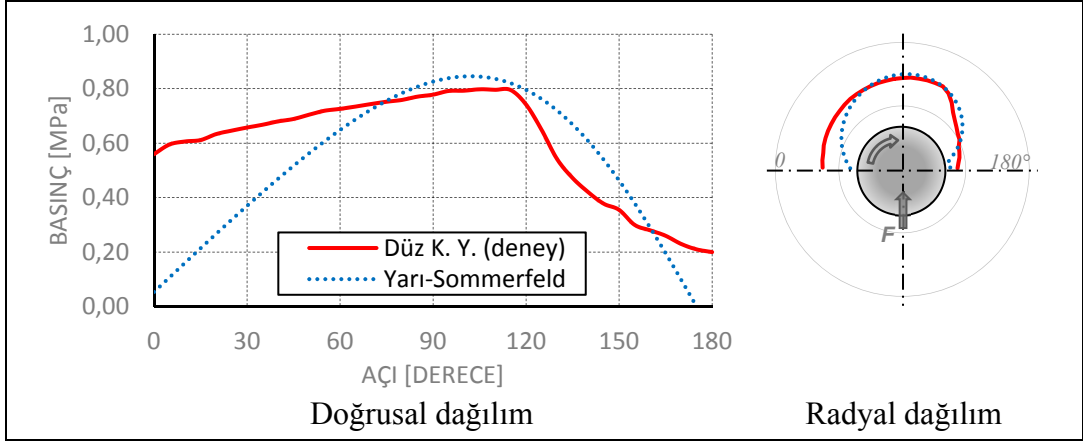
DeneY sonuçlarının doğrulanması için Düz mil-yatak aksenal kaçıklık oranının (ϵ); 0,2-0,5-0,65 olduğu durumlar için Sonsuz Uzun Yatak-Sommerfeld zm ile elde edilen teorik basınç dağılımı da hesaplanarak grafiklere referans olması amacıyla eklenmiştir. Her bir senaryo için art arda yapılan deneYlere ait basınç dağılımı sonuçları birbirine oldukça yakın olduğundan, her üç deneY sonucunun tarama açısına bağlı olarak ortalamaları alınarak, ilgili deneY senaryosuna ait basınç dağılımı tek bir eğri ile gösterilmiştir.

Devam eden sayfalarda, her bir senaryoya ait Düz ve Ok yivli kaymalı yatak deney sonuçlarının temizlenmiş halleri tek bir sayfa içinde verilmiştir. Grafikler içinde, yatak çevresince boyutsuz olarak Radyal Basınç Dağılımını da gösteren bir grafik eklenerek, gerçek dağılım hakkında görsel bir fikir verme amaçlanmıştır.

Bu grafiklerdeki deneysel basınç dağılımı, teorik hesaplardaki gibi merkezler doğrusu üzerindeki 180° lik bölgeden olmayıp, deney cihazının ölçülediği yatay doğrultu referanslı 180° lik açıyı kapsamaktadır. Deney cihazında, minimum film kalınlığı noktasını tam olarak ölçebilecek bir sensör bulunmadığından, merkezler doğrusunun açısından kaynaklanan açı farkı miktarınca eğrilerin açısız ötelenmiş halleri kullanılmıştır.

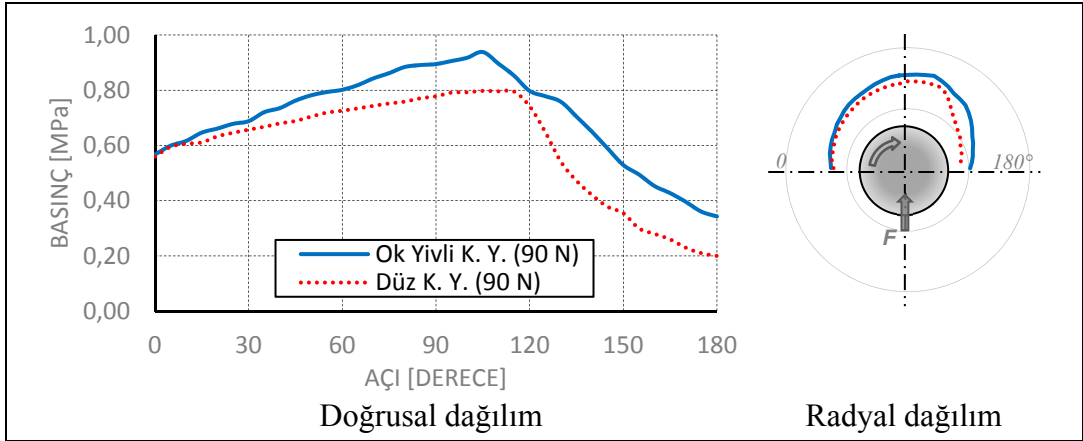
Sonuçların değerlendirilmesinde kolaylık sağlamak amacıyla her bir senaryoya ait sonuçlar devam eden sayfalarda ayrı ayrı verilmiştir.

5.4.1. 1.Senaryo ($F = 90 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.2$)



Şekil 5.6: 1.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).

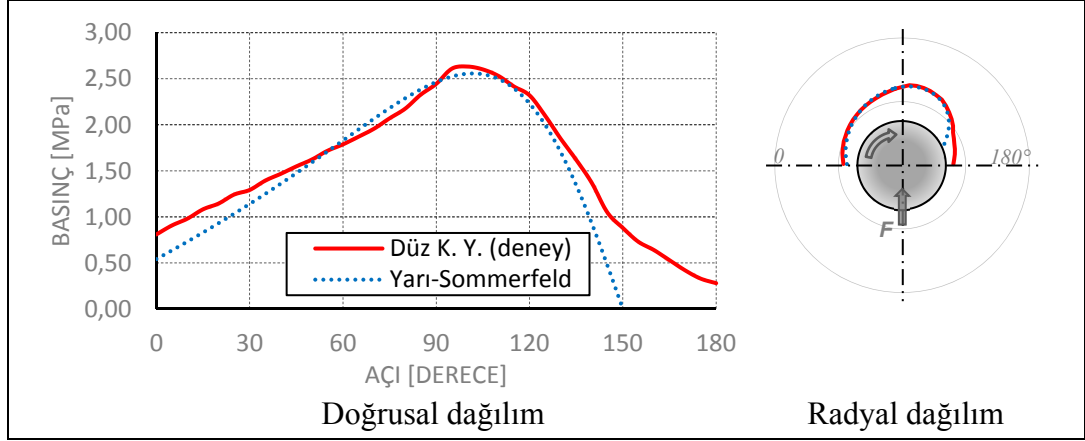
DKY deney sonucu ile yarı-Sommerfeld çözümü maksimum basınç değerleri karşılaştırıldığında deneysel ve teorik sonuçların yakın olduğu görülmektedir. DKY deneyi başlangıç ve bitiş değerlerindeki farklılıklar ise yağ giriş basıncından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.7: 1.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).

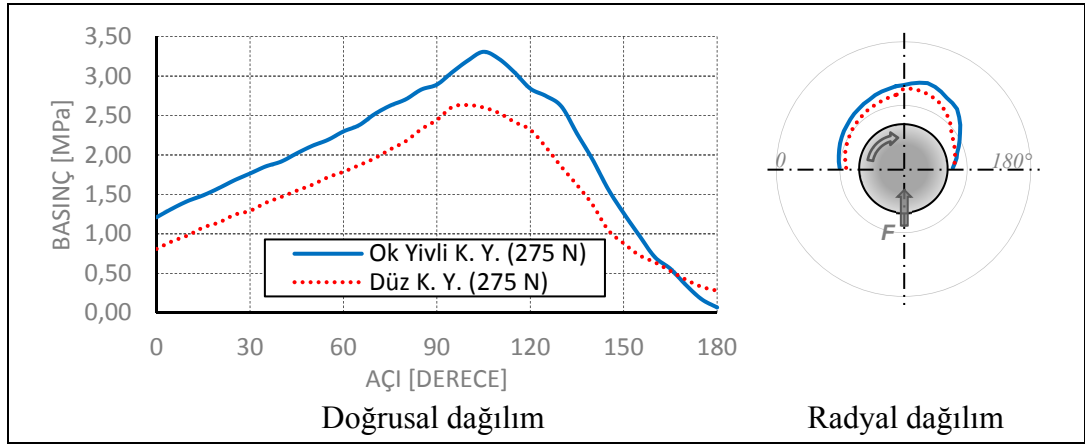
$F = 90 \text{ N}$ için yapılan deney sonuçlarına göre maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında; OKY geometrisinde, DKY geometrisine göre yaklaşık % 10 daha yüksek basınç olduğu görülmektedir. Bu basınç artışı, yivlerin akışkan pompalama özelliğinden kaynaklanabileceği gibi, OKY yük kapasitesinin düşmesine bağlı olarak aksel kaçıklık oranının (ε) artması sebebiyle de oluşabilir. Çalışma kapsamında bu durum HAD analizi ile ayrıca incelenmiştir.

5.4.2. 2.Senaryo ($F = 275 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.5$)



Şekil 5.8: 2.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).

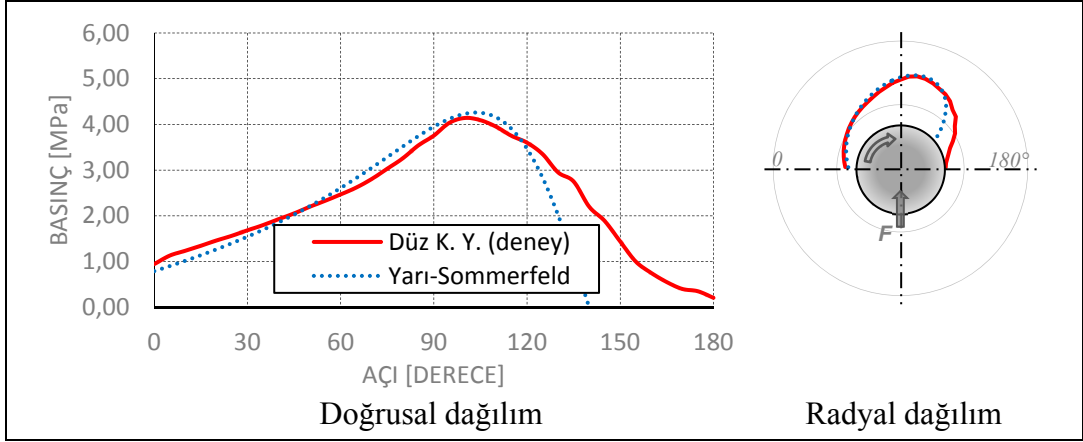
$F = 275 \text{ N}$ ve $\varepsilon = 0.5$ değerleri için, Düz kaymalı yatak deney sonucu ile yarı-Sommerfeld çözümü değerleri karşılaştırıldığında deneysel ve teorik sonuçların oldukça yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 5.9: 2.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).

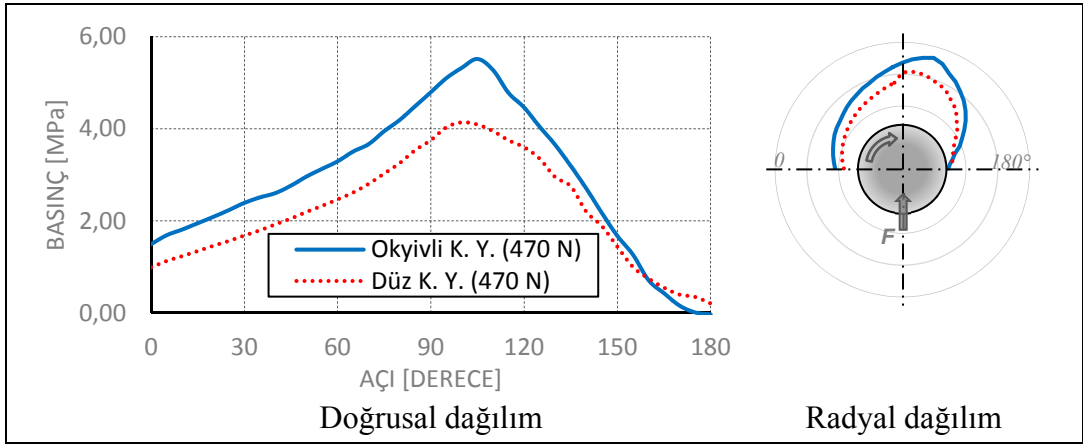
$F = 275 \text{ N}$ için yapılan deney sonuçlarına göre maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında; Ok yivli kaymalı yatak geometrisinde, Düz kaymalı yatak geometrisine göre yaklaşık % 25 daha yüksek basınç olduğu görülmektedir. Bu durumun OKY yük kapasitesinin düşmesine bağlı olarak aksenal kaçıklık oranının (ε) artması sebebiyle de oluşabileceği ihtimali göz önünde bulundurulmalıdır. Çalışma kapsamında bu durum HAD analizi ile ayrıca incelenecektir.

5.4.3. 3.Senaryo ($F = 470 \text{ N}$, $\varepsilon = 0.65$)



Şekil 5.10: 3.Senaryo Basınç Dağılımı (Teorik-Düz Yatak).

$F = 470 \text{ N}$ ve $\varepsilon = 0.65$ değerleri için, Düz kaymalı yatak deney sonucu ile yarı-Sommerfeld çözümü değerleri karşılaştırıldığında deneysel ve teorik sonuçların yine oldukça yakın olduğu görülmektedir.

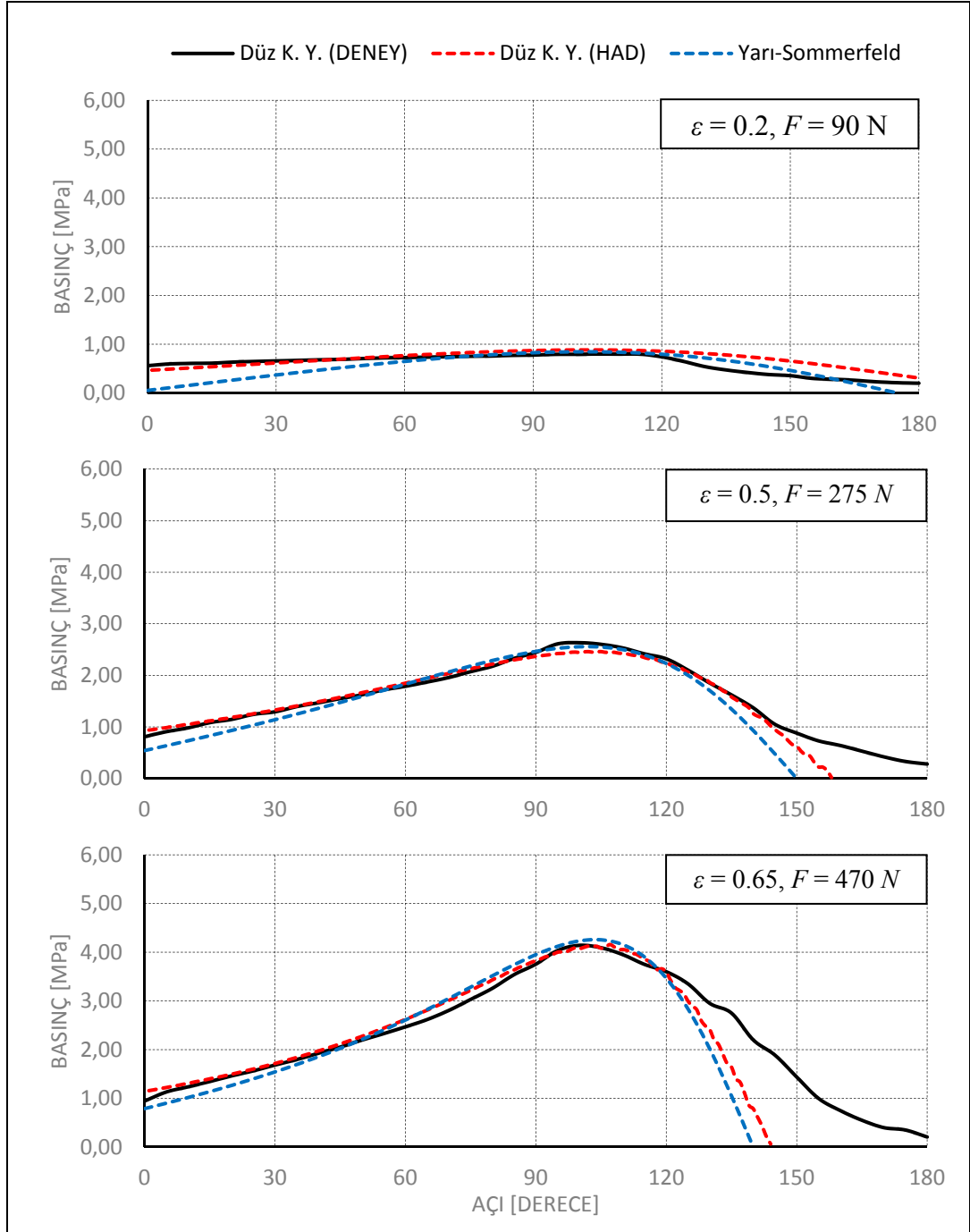


Şekil 5.11: 3.Senaryo Basınç Dağılımı (Düz-Ok Yivli Yatak).

$F = 470 \text{ N}$ için yapılan deney sonuçlarına göre maksimum basınç karşılaştırması yapıldığında; Ok yivli kaymalı yatak geometrisinde, Düz kaymalı yatak geometrisine göre yaklaşık % 30 daha yüksek basınç olduğu görülmektedir. Yine, bu durumun OKY yük kapasitesinin düşmesine bağlı olarak aksenal kaçıklık oranının (ε) artması sebebiyle de oluşabileceği ihtimali göz önünde bulundurulmalıdır. Çalışma kapsamında bu durum da HAD analizi ile ayrıca incelenecektir.

6.SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Düz kaymalı yatak geometrisi için Şekil 6.1’de verilen deney sonuçları, yarı-Sommerfeld çözümü ve HAD analizi sonuçları bir arada karşılaştırıldığında tüm sonuçların birbiriyle tutarlı olduğu görülmektedir.



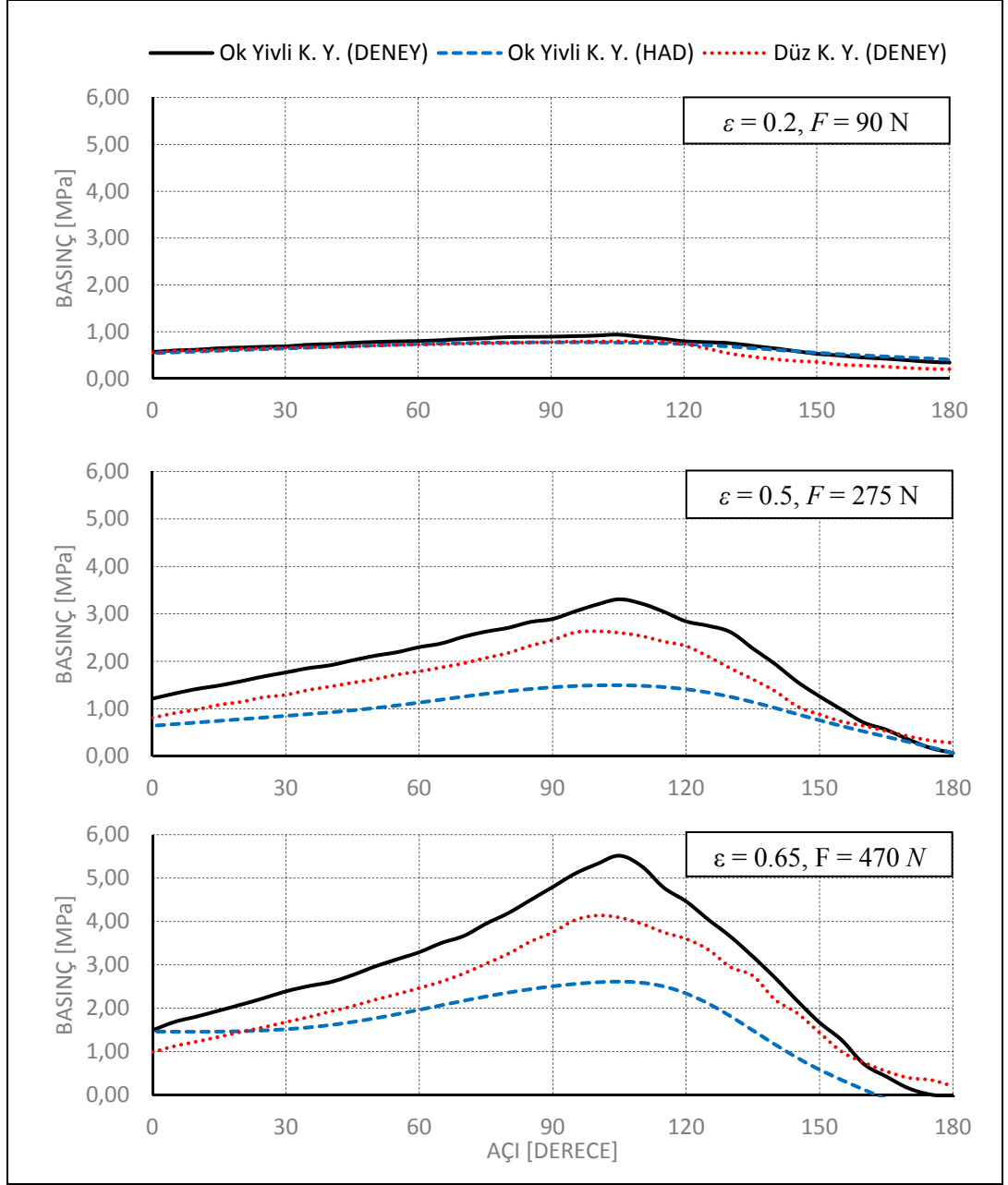
Şekil 6.1: Düz Kaymalı Yatak Sonuçları.

Düz kaymalı yatak geometrisine ait bu sonuçlar, OKY geometrisine ait deneysel ve HAD analizi sonuçlarını karşılaştırmak için referans olarak kullanılacağından kendi içinde doğrulanmış olması önem arz etmektedir. Ayrıca bu sonuç; deney cihazı girdileri-çıktıları ve kalibrasyonu ile HAD çözümlerini etkileyen birçok parametrenin de doğru seçildiğini teyit etmektedir.

Grafiklerdeki deneysel sonuçların sağ tarafındaki farklılıklar, hem yağ pompası basıncından hem de teorik ve HAD hesaplamalarındaki nümerik çözümlerin bazı ihmaller kabul edilerek yapıyor olmasından kaynaklanmaktadır. Gerçek şartlarda yatak içi, yağ pompası sayesinde sürekli ve sabit bir basınçla beslenmektedir. Bu yüzden HAD ve tam-Sommerfeld çözümlerinde görülen negatif basınçların gerçekte tam olarak oluşmadığı varsayılmaktadır [14]. Genellikle literatürde bu durumu göz ardı etmek için yatak ve mil merkezleri üzerinden geçen merkezler doğrusunun yarısındaki $(0-\pi)$ bölgesi için yarı-Sommerfeld sınır şartları kullanılarak sadece pozitif basınç bölgesi değerlendirilir. Şekil 6.1’de verilen grafiklerde ve renk ölçekli olarak verilen HAD sonuçlarında bu sebeple yarı-Sommerfeld sınır şartları uygulanarak sadece pozitif basınç değerleri gösterilmiştir.

Deney cihazında aksel kaçıklık miktarı ölçülemediğinden Ok yivli kaymalı yatak ve Düz kaymalı yatak için, HAD analizlerindeki gibi eşit aksel kaçıklık şartı uygulanamamıştır. Bunun yerine her farklı iki geometri için eşit yatak yükleri uygulanarak, basınç farklılıkları gözlenmiştir. Ancak düz yatak alanının yiv boşluklarına bağlı olarak azalmış olması sebebiyle OKY yük taşıma kapasitesi, Düz yatak geometrisine göre daha düşük olacağından farklı aksel kaçıklık değerlerinin ortaya çıkması muhtemeldir. Bu sebeple, özellikle Ok yivli kaymalı yatak geometrisine ait deneysel basınç değerlerinin HAD analizi ile karşılaştırılması gerekli görülmüştür.

Ok yivli kaymalı yatak geometrisine ait sonuçların irdelenmesi için Şekil 6.2’de OKY deneysel basınç dağılımı, HAD analizi sonucu ve referans olarak Düz kaymalı yatak deney sonucu bir arada verilmiştir. Şekil 6.1’de gösterildiği üzere, Düz kaymalı yatak deney sonuçları, teorik ve HAD sonuçları ile oldukça yakın çıktığından, OKY geometrisini karşılaştırmak için yalnızca Düz kaymalı yatak deney sonuçları grafiğe eklenmiştir. Grafikler yine, merkezler doğrusunun yarısındaki $(0-\pi)$ bölgesi için yarı-Sommerfeld sınır şartları ile oluşturulmuş, böylece negatif basınç değerleri grafiklere dâhil edilmemiştir.



Şekil 6.2: Ok Yivli Kaymalı Yatak Sonuçları.

Şekil 6.2’de $\varepsilon = 0.2, F = 90 \text{ N}$ değerleri için Ok yivli kaymalı yatak geometrisine ait deney sonuçları ile HAD analizi sonuçlarının yakın olduğu görülmektedir. OKY deney ve OKY HAD basınç dağılımı sonuçları karşılaştırıldığında, yaklaşık % 10 seviyelerinde ufak bir fark ortaya çıkmıştır. Bu farkın olası sebepleri, OKY geometrisinde yük kapasitesinin düşmesine bağlı olarak aksel kaçıklığın artmış olmasına veya yivlerin pompalama kabiliyeti bağlı olarak artı bir basınç elde edilmiş olmasına bağlanabilir. Elde edilmiş olan bu sonuçların yakın-sınır değerlerde olması

nedeniyle, teorik $\varepsilon = 0$ değeri için de HAD analizi gerçekleştirmeye ihtiyaç duyulmuştur. Teorik $\varepsilon = 0$ değeri için yapılmış olan HAD analizi sonuçlarında yivlerin pompalama kabiliyetinin düz geometriye göre teorik olarak % 30 civarında basınç artışı sağladığı ve basıncın yatak çevresini kapsar bir şekilde çepeçevre yayıldığı Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de gösterilmiştir. Teorik $\varepsilon = 0$ değeri için OKY deney ve HAD sonuçlarının % 30 daha fazla basınç artışı göstermesi ve $\varepsilon = 0.2$, $F = 90 \text{ N}$ değeri için ise bu değerlerin % 10 farklılık seviyelerinde, yakın çıkmış olması ile $\varepsilon = 0 \sim 0.2$ değerleri arasında OKY geometrisinin olumlu olarak basınç arttırıcı etkilerinden söz edilebilir.

$\varepsilon = 0.5$, $F = 275 \text{ N}$ ve $\varepsilon = 0.65$, $F = 470 \text{ N}$ değerleri için yapılan OKY deney ve HAD sonuçlarında ise, deney sonuçlarında yaklaşık % 60 oranlarında daha fazla basınç gözlenmiştir. OKY deney ve HAD sonuçlarındaki bu dikkate değer farklılık, deneyler esnasında oluşan aksel kaçıklığın HAD modellerinde kullanılmış olan aksel kaçıklık değerlerine göre beklenenin üzerinde olduğuna işaret eder. Ayrıca, deney sonuçlarındaki maksimum basıncın gözlemlendiği tepelerin düz kaymalı yatak deney sonuçlarına göre daha keskin (sivri) şekilli çıkmış olması, basıncın minimum film kalınlığı bölgesine doğru ani değişme gösterdiğine işaret etmektedir.

Yine, düz kaymalı yatak geometrisi için seçilmiş olan aksel kaçıklık oranına (ε) karşılık gelen, hesaplanmış yatak kuvveti değerleri deneysel olarak doğrulanmış olduğundan, OKY geometrisine aynı kuvvetler uygulanmıştır. Buna rağmen, OKY geometrisinin benzer yükler altında Düz kaymalı yatak geometrisine göre yüksek basınç değerleri göstermiş olması, aksel kaçıklık oranının (ε) beklenenden daha büyük değerde olduğuna işaret eder.

Yapılan çalışmada OKY geometrisinin, Düz kaymalı yatak geometrisine göre, belirli bir yükün veya aksel kaçıklığın üzerinde uygun olmadığı görülmüştür. Mevcut geometrilere göre OKY geometrisinin $\varepsilon = 0.2$, $F = 90 \text{ N}$ seviyelerinde yağ pompalama kabiliyetinin kaybolmaya başladığı ve yivler sebebiyle azalmış olan düz yatak yüzey alanı sebebiyle yük kapasitesinin 90 N seviyelerine kadar çevresel basıncı olumlu yönde arttırdığı ancak bu değer aşılmasından sonra aksel kaçıklığın artmasına bağlı olarak, çevresel basınç dağılımını olumsuz yönde etkilemeye başladığı tahmin edilmektedir.

Üzerinde çalışılmış olan kompresör krank mili düz yataklarında oluşan maksimum yatak kuvveti ise üst yatakta 468 N olarak hesaplanmış ve bu değere göre

ortalama teorik basınç $P_{ort} \approx 2$ MPa, Sommerfeld çözümü ile maksimum basınç ise; $P_{mak} \approx 5$ MPa seviyelerinde olduğu hesaplanmıştır.

Çevresel basınç bakımından 90 N yatak yükü seviyelerine kadar olumlu etkisi olduğu görülen OKY geometrisi ise bu sınıra göre oluşturabileceği maksimum basınç $P_{mak} \approx 1$ MPa seviyesindedir. Ele alınan kompresörde yatak yükünün 90 N üzerine çıkması ile aksenal kaçıklığın artması ve OKY'ın yük kapasitesini düşürmesi sebebiyle yağ filminin yırtılarak metal yüzey temasına sebep olması ihtimal dâhilindedir.

Sonuç olarak, üzerinde çalışılmış olan MTZ tipi hermetik kompresörlerde Ok Yivli Kaymalı Yatak geometrisi kullanımının uygun olmayacağı tespit edilmiştir. OKY geometrisinin etkilerinin daha hassas araştırılabilmesi için aksenal kaçıklık (e) değerinin ve sürtünme torkunun da ölçülebildiği daha gelişmiş bir deney cihazı ile benzer deneylerin tekrarlanması faydalı olacaktır. Yine, daha güçlü bilgisayar donanımları ile daha uygun sonlu eleman ağ parametreleri de kullanılabileceğinden, özellikle yivli yüzeylerden dolayı Ok yivli kaymalı yatak HAD analizlerinin doğruluk hassasiyetinin artırılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Web 1, (2014), http://energypedia.info/wiki/The_overall_worldwide_saving_potential_from_domestic_refrigerators_and_freezers, (Erişim Tarihi: 18/06/2014).
- [2] TUIK, (2014), 2012 Yıllık Sanayi Ürün İstatistikleri, Türkiye İstatistik Kurumu.
- [3] Web 2, (2014), <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=18506>, (Erişim Tarihi: 20/06/2014).
- [4] Lilie D. E. B., Krueger M., (1990), “Friction Losses Measurements on a Reciprocating Compressor Mechanism”, International Compressor Engineering Conference (ICEC), 741-749, West Lafayette, IN, USA, 17-20 July.
- [5] Oh W., Lee H., Lee I., (1994), “Measuring Friction Losses Using Accelerometer”, International Compressor Engineering Conference (ICEC), 341-346, West Lafayette, IN, USA, 19-22 July.
- [6] Web 3, (2014), <http://www.dsi.gov.tr/projeler/ataturk-baraji>, (Erişim Tarihi: 20/06/2014).
- [7] Web 4, (2014), <http://www.newenergylabel.com/uk/background>, (Erişim Tarihi: 20/06/2014).
- [8] Matsui M., Kitsunai Y., Inagaki K., (2010), “High Efficiency Development of a Reciprocating Compressor by Clarification of Loss Generation in Bearings” International Compressor Engineering Conference (ICEC), 1425/1-8, West Lafayette, IN, USA, 12-15 July.
- [9] ISO, (2013), Hydrodynamic plain journal bearings under steady state conditions-Circular cylindrical bearings, ISO 7902-1, International Organization for Standardization.
- [10] ISO, (2009), Plain bearings-Terms, definitions, classification and symbols, ISO 4378-5, International Organization for Standardization.
- [11] Bozacı A., (2012), “Makine Elemanları 2”, 3. Baskı, Çağlayan Kitabevi.
- [12] Dikmen, F., (2014), “Makine Elemanları Ders Notları”, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [13] Akkurt, M., (2005), “Makine Elemanları 1-2”, 1. Baskı, Birsen Yayınevi.
- [14] Harnoy A., (2002), “Bearing Design in Machinery”, 10th Edition, CRC Press.

- [15] Gmbel L., Everling E., (1925), "Reibung und Schmierung im Maschinenbau" (Friction and Lubrication in Mechanical Engineering), 1st Edition, M. Krayn Verlag.
- [16] Mujderman J., (1967), "Analysis and Design of Spiral-Groove Bearings", Journal of Lubrication Technology, 89 (3), 291-305.
- [17] Bootsma J., (1975), "Liquid-Lubricated Spiral-Groove Bearings", Doctoral Thesis, Delft University of Technology.
- [18] Woehr J. H., Chow C. Y., (1965), "Characteristic of Herringbone-Grooved, Gas-Lubricated Journal Bearings", Journal of Basic Engineering, 87 (3), 568-578.
- [19] Hamrock B. J., Fleming D. P., (1971), "Optimization of Self-Acting Herringbone Bearing Journal Bearings for Maximum Radial Load Capacity", Technical Report No: NASA TN D-6351, National Aeronautics and Space Administration (NASA), Lewis Research Center, USA.
- [20] Whipple R. T. P., (1949), "Herringbone Pattern Thrust Bearing", Technical Report No: AERE T/M 29, Atomic Energy Research Establishment, USA.
- [21] Hirs G. G., (1965), "The Load Capacity and Stability Characteristics of Hydrodynamic Grooved Journal Bearing," ASLE Transactions, 8, 296-305.
- [22] Schuller F. T., Fleming D. P., Anderson W. J., (1968), "Experiments on the Stability of Water Lubricated Herringbone-Groove Journal Bearings", Technical Report No: NASA TN D-4883, National Aeronautics and Space Administration (NASA), Lewis Research Center, USA.
- [23] Murata S., Miyake Y., Kawabata N., (1980), "Two-Dimensional Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings", Bulletin of the JSME, 23 (181), 1220-1227.
- [24] Kang K., Rhim Y., Sung K., (1996), "A Study of the Oil-Lubricated Herringbone-Grooved Journal Bearing-Part 1: Numerical Analysis", Journal of Tribology, 118, 906-911.
- [25] Gad A. M., Nemat-Alla M. M., Khalil A. A., Nasr A. M., (2006), "On the Optimum Groove Geometry for Herringbone Grooved Journal Bearings", Journal of Tribology, 128, 585-593.
- [26] Nemat-Alla M. M., Gad A. M., Khalil A. A., Nasr A. M., (2009), "Static and Dynamic Characteristics of Oil Lubricated Beveled-Step Herringbone-Grooved Journal Bearings", Journal of Tribology, 131, 011701/1-7.
- [27] Abdelaal O. A., Khalil A. A., Nasr A. M., (2009), "Characteristics of Oil-Lubricated Partially Herringbone Grooved Journal Bearing", Journal of Engineering Sciences, 37 (4), 925-942.

- [28] Real M. A., Pereira E. A. G., (2010), “Using PV Diagram Synchronized With the Valve Functioning to Increase the Efficiency on the Reciprocating Hermetic Compressors”, International Compressor Engineering Conference (ICEC), 1225/1-8, West Lafayette, IN, USA, 12-15 July.
- [29] Sassenfeld H., Walther. A., (1954), “Gleitlagerberechnungen” , 441st Edition, VDI-Forschungshefte.
- [30] Magyar, J., & Czégi, J. (1971). “Öldurchflusszahl Zylindrischer Gleitlager”, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 15(1), 81-105.
- [31] Web 5, (2015), <http://help.solidworks.com>, (Erişim Tarihi: 20/01/2015).

ÖZGEÇMİŞ

Seyhan Özen, 1984 yılında Bulgaristan'ın Kırcaali şehrinde doğdu. 2001 yılında İnönü Endüstri Meslek Lisesi, Makine Ressamlığı bölümünden mezun oldu. Ardından Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı'ndaki eğitimini 2007 yılında başarıyla tamamlayarak aynı yıl yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi (GTÜ) Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başladı. Bir süre çeşitli firmaların bünyesinde Konstrüktör olarak çalıştıktan sonra 2008 yılında, Yıldız Teknik Üniversitesi (YTÜ) Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon Anabilim Dalı'ndaki akademik görevine Uzman olarak başlaması ile birlikte GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'ndaki yüksek lisans eğitimine uzun bir süre ara vererek 2012 yılından itibaren devam ederek 2015 yılında tamamladı. Halen YTÜ, Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon Anabilim Dalı'ndaki görevine devam etmektedir.