

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜZEY TOPOGRAFYASININ KAYMALI YATAK PERFORMANSINA
ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre HAS

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜZEY TOPOGRAFYASININ KAYMALI YATAK PERFORMANSINA
ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre HAS
(503121209)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Zeynep PARLAR

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121209 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Emre HAS, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YÜZEY TOPOGRAFYASININ KAYMALI YATAK PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Zeynep PARLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15.06.2020
Savunma Tarihi : 14.07.2020





Eşime ve Aileme,



ÖNSÖZ

Bu çalışmada tasarım süreçleri devam eden 6 silindirli dizel bir motorun kaymalı yataklarının hidrodinamik perfomansı incelenmiş ve analizleri yapılmıştır. Aynı zamanda yatak yüzeylerine farklı desenler uygulanarak hidrodinamik performansın iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma sürecinde ve öncesinde bana daima inanan ve tez çalışmalarında sonsuz destek sunan hocam Zeynep PARLAR'a, analiz çalışmalarım sırasında her türlü desteği sunan arkadaşlarım Fırat AKAR ve Batuhan ÇAKAR'a, beni yetiştiren aileme ve her konuda olduğu gibi tez çalışmam sırasında da her türlü desteği sağlayan sevgili eşim Gizem UZBİLİR-HAS'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz 2020

Emre HAS
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanma Gereksinimi	2
1.3 Literatür Özeti.....	3
2. KAYMALI YATAKLAR	11
2.1 Kaymalı Yatak Tipleri	11
2.2 Reynold Diferansiyel Denklemi.....	12
2.3 Basınç Oluşum Mekanizmaları	13
2.4 Yüzey Dokuları	14
2.5 Yüzey Doku Parametreleri	15
2.6 Yüzey Dokusunun Faydaları	16
3. KAYMALI YATAK MODELİNİN OLUŞTURULMASI	17
3.1 Mesh Bağımsızlaştırma.....	17
3.2 Sınır Şartları ve Modelin Doğrulanması	21
3.3 Yüzey Geometrilерinin Oluşturulması.....	24
3.3.1 Model 1	25
3.3.2 Model 2	26
3.3.3 Model 3	26
3.3.4 Model 4	27
4. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI	29
4.1 Model Analizleri	29
4.1.1 Model 1	29
4.1.2 Model 2	30
4.1.3 Model 3	31
4.1.4 Model 4	32
4.2 Modellerin Tartışılması.....	32
4.3 Farklı Alansal Yoğunluğa Sahip Yüzey Deseni Karşılaştırılması	35
4.4 Yüzey Desenlerinin Farklı Radyal Açılıyla Yerleştirilmesi İle Oluşturulan Modellerin Karşılaştırılması.....	38
4.5 Yüzey Deseni Derinliği Değiştirilerek Oluşturulan Modellerin Karşılaştırılması	41
4.5.1 Derin desenler $d/h_{min} > 1$	41

4.5.2 Sığ desenler $d/h_{\min} \leq 1$	44
4.6 Farklı Açılarda Kanallara Sahip Desenlerin Karşılaştırılması	47
5. SONUÇLAR.....	51
KAYNAKÇA	53
ÖZGEÇMİŞ	61



KISALTMALAR

CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LST	: Laser Surface Texturing
MEMS	: Mikro Elektrik Mekanik Sistem
RPM	: Revolution Per Munte
SAE	: Society of Automotive Engineers





SEMBOLLER

F	: Yatak Yüğü
u	: Duvar Hızı
$h_{\min}$	: Minimum Film Kalınlığı
h	: Film Kalınlığı
η	: Viskosite
U	: Akışkan Hızı



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Yatak parametreleri.....	17
Çizelge 4.1 : Farklı desenlerin hidrodinamik etkisi.....	34
Çizelge 4.2 : Yüzey işleme yoğunluğunun hidrodinamik etkisi.....	37
Çizelge 4.3 : Farklı radyal derece yerleşiminin hidrodinamik etkisi.....	40
Çizelge 4.4 : Derin desenlerin hidrodinamik etkisi.....	43
Çizelge 4.5 : Sığ desenlerin hidrodinamik etkisi.....	46
Çizelge 4.6 : Desen açılarının hidrodinamik etkisi.....	49



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Sabit alt yüzeye sahip bir yatağın şematik gösterimi. Üst yüzey u hızı ile hareket ediyor ve yatak F yükü taşıyor.	1
Şekil 2.1 : Radyal kaymalı yatakta basınç oluşumu.	12
Şekil 2.2 : Reynold diferansiyel denklemleri gösterimi.	13
Şekil 2.3 : Dokulu yüzeyi olan eksenel kaymalı yatak.	15
Şekil 3.1 : Akış kesitindeki mesh sayısı.	18
Şekil 3.2 : 4mm mesh boyutu.	18
Şekil 3.3 : 5mm mesh boyutu.	19
Şekil 3.4 : 6mm mesh boyutu.	19
Şekil 3.5 : 7mm mesh boyutu.	20
Şekil 3.6 : 8mm mesh boyutu.	20
Şekil 3.7 : Eleman sayısına bağlı sürtünme momenti değişimi.	21
Şekil 3.8 : GT Suite modeli.	22
Şekil 3.9 : Star CCM+ Modeli.	22
Şekil 3.10 : Referans model moment ve residuals grafiği.	23
Şekil 3.11 : Deneysel doğrulama basınç dağılımı.	24
Şekil 3.12 : Desen detayları.	25
Şekil 3.13 : Model 1.	25
Şekil 3.14 : Model 1 desen detayı.	25
Şekil 3.15 : Model 2.	26
Şekil 3.16 : Model 2 desen detayı.	26
Şekil 3.17 : Model 3.	27
Şekil 3.18 : Model 3 desen detayı.	27
Şekil 3.19 : Model 4.	28
Şekil 3.20 : Model 4 desen detayı.	28
Şekil 4.1 : Model 1 mesh detayı.	30
Şekil 4.2 : Model 1 wall shear stress ve basınç dağılımı.	30
Şekil 4.3 : Model 2 mesh detayı.	30
Şekil 4.4 : Model 2 wall shear stress ve basınç dağılımı.	31
Şekil 4.5 : Model 3 mesh detayı.	31
Şekil 4.6 : Model 3 wall shear stress ve basınç dağılımı.	31
Şekil 4.7 : Model 4 mesh detayı.	32
Şekil 4.8 : Model 4 wall shear stress ve basınç dağılımı.	32
Şekil 4.9 : Desenlere bağlı sürtünme kuvveti.	33
Şekil 4.10 : Yüzey desenleri basınç dağılımı.	33
Şekil 4.11 : Farklı alansal yoğunluğa sahip yüzey deseni.	35
Şekil 4.12 : 3° aralıkla desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	35
Şekil 4.13 : 4° aralıkla desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	36

Şekil 4.14 : Yüzey işleme yoğunluğuna bağlı sürtünme momenti.	36
Şekil 4.15 : Yüzey işleme yoğunluğu basınç dağılımı.	37
Şekil 4.16 : 30°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	38
Şekil 4.17 : 60°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	38
Şekil 4.18: 120°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	39
Şekil 4.19 : 180°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	39
Şekil 4.20 : Farklı desen bölgesine sahip yatak sonuçları.	39
Şekil 4.21 : Farklı radyal derece yerleşimi basınç dağılımı.	40
Şekil 4.22 : $d/h_{min}=5$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	42
Şekil 4.23 : $d/h_{min}=15$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	42
Şekil 4.24 : $d/h_{min}=30$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	42
Şekil 4.25 : Derin desenler ile yapılan analiz sonuçları.	43
Şekil 4.26 : Farklı yüzey desen derinliği basınç dağılımı.	43
Şekil 4.27 : $d/h_{min}=1$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	44
Şekil 4.28 : $d/h_{min}=0,34$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	45
Şekil 4.29 : Sığ desenler ile yapılan analiz sonuçları.	45
Şekil 4.30 : Farklı yüzey desen derinliği basınç dağılımı.	46
Şekil 4.31 : Farklı açılarda kanallara sahip yüzey deseni.	47
Şekil 4.32 : 25°'lik açığa sahip desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	47
Şekil 4.33 : 35°'lik açığa sahip desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.	48
Şekil 4.34 : Farklı desen açıları ile yapılan analiz sonuçları.	48
Şekil 4.35 : Yüzey deseni açıları basınç dağılımı.	49

YÜZEY TOPOGRAFYASININ KAYMALI YATAK PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüz dünyasında tasarım ve imalat teknolojilerinin gelişmesi ile birlikte birçok hareketli parçalardan oluşan karmaşık makinelerin sayısı sürekli artmaktadır. Bu hareketli parçalar arasında oluşan kuvvetler sebebiyle sürtünme ve ısı oluşacaktır. Bu sürtünme ve ısı çoğu zaman kayıp olarak adlandırılmakta ve bu kaybın önlenmesi için çeşitli çözümler bulunmaktadır. Bu çözümlerin en yaygınlarından bir tanesi kaymalı yataklardır. İçten yanmalı motorlarda çok yaygın olarak kullanılan bu çözümde çok düşük kayıplar olmasına rağmen hala geliştirmeye açık noktaların olabileceği düşünülmektedir.

Kaymalı yataklar iki farklı tasarıma sahip olabilmektedir. Eksenel ve radyal kaymalı hidrodinamik yatakların kullanım yerleri tasarıma göre değişmektedir. Bu çalışmada kullanılan dizel motor yatakları radyal kaymalı yatak olarak adlandırılmaktadır.

Bilgisayar destekli mühendislik programlarının kullanımının yaygınlaşması ve bilgisayarların gelişmesi ile birlikte daha önce bir boyutlu olarak çözülen birçok problem artık üç boyutlu olarak çözülmeye başladı. Bununla birlikte imalat sektöründeki gelişmelere bağlı olarak çok daha karmaşık geometriler üretilebilir hale geldi.

Başlangıç olarak uygun geometrilerin tespit edilmesi için Literatür taraması yapılarak uygulanacak geometrilere, bu geometrilerin konumlarına ve yoğunluklarına karar verilmiştir.

Bu çalışmada dizel motorlarda yaygın olarak kullanılan bir kaymalı yatağın öncelikle GT-Suite programı kullanılarak bir boyutlu modeli oluşturulmuştur. Daha sonra Simcenter Star-CCM+ programında geometriler parametrik olarak oluşturularak yapılacak analizlerde kullanılacak tasarımların modellemesi kolaylaştırılmıştır. Aynı programda hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak radyal kaymalı yataklar incelenmiş ve geçmişte yapılan bazı deneysel çalışmalar ile de sonuçlar karşılaştırılmıştır. Modellerin doğrulanması sonrasında sürtünme momentini iyileştirici desenler üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmeye başlandı.

Literatür çalışması sonucunda başlangıç olarak 4 farklı model oluşturulmuştur. Bu modellerde desen uygulanan yüzey 90° olarak belirlenmiştir. Modellerin analizleri yapılarak arasından en iyi olan seçilmiştir. Daha sonra bu model temel alınarak desen uygulama alanı değiştirilmiştir. 180° 'lik alana uygulanan desenin daha iyi sonuç vermesi ile birlikte desenin derinliği yerleşim açısı ve yoğunluğu değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Sunulan bu çalışma ile radyal yatak yüzeylerine uygulanacak desenler ile yatak boyutları ve kullanılan yağ değiştirilmeden sürtünme kayıplarında iyileşme yapılabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: yüzey topografyası, radyal kaymalı yatak, sürtünme momenti, yağ filmi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği



NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF SURFACE TEXTURE ON THE PERFORMANCE OF JOURNAL BEARING

SUMMARY

With the development of design and manufacturing technologies in today's world, the number of complex machines consisting of many moving parts is constantly increasing. Due to the forces formed between these moving parts, friction and heat occur. This friction and heat are often referred to as losses and there are various solutions to prevent this loss. One of the most common solutions is plain bearings. Although this solution is very commonly used in internal combustion engines, it is thought that there may still be points open for improvement despite very low losses.

In hydrodynamically lubricated systems, there should be a relative movement between the two surfaces. These systems have a thin film of several micrometers between the two surfaces and this film layer separates the surfaces from each other. The configuration of the surface is such that it forms a narrowing-opening gap in many parts, also called physical compression in the lubricant film. In the case of sliding motion, the surface movement drags the lubricant through the viscous forces into the tapered cavity and exposes it to a pinch. The lubricant is then subjected to an expansion through the tapered gap after it has passed the minimum film thickness point. Due to the change in film thickness, the lubricant's speed profile is adjusted to ensure mass flow continuity. Changes in mechanical energy occur throughout contact, and pressure increases where losses are minimal.

Plain bearings can have two different designs. The usage places of axial and radial sliding hydrodynamic bearings vary according to the design. Diesel engine bearings used in this study are called radial plain bearings.

Nowadays, CFD is used more widely in fluid mechanics as compared to tribology field. The reason for this difference may be the use of more thin liquid film flow applications in the field of tribology. However, CFD has been used in the field of tribology in recent years and is becoming more and more common.

With the widespread use of computer-aided engineering programs and the development of computers, many problems that have previously been solved in one dimension have now begun to be solved in three dimensions. However, due to the developments in the manufacturing sector, much more complex geometries became available.

A surface is never perfectly smooth, roughness is always present. In some cases, surfaces should be as smooth as possible, while in many other applications, various roughness values are vital. Roughness values range from nanometer scale to macro scale. It is very important in boundary and mixed lubrication, as the surface roughness greatly affects friction and wear. In hydrodynamic lubrication, it is thought that the surface topography in nanometer size generally has no effect since

the surfaces in the contact area are completely separated and several micron films are formed. In order for the surface topography to have a noticeable effect on values such as fluid pressure and velocity, it must be on the liquid film scale. Surface texture applications are a way to control surface topography with great precision.

Different texture parameters such as shape, size, density, depth and orientation, or a combination of these parameters control the effectiveness of surface tissue on tribological performance. Surface textures can be positive to protrude from the surface or be negative in structures such as pits and holes. These textures can also consist of continuous grooves, channels and fluctuations, or discrete shapes such as circular, square, triangle, or hexagonal distributed evenly or randomly. Positive surface textures are widely used in micro-electrical mechanical systems (MEMS) and magnetic hard disks by reducing friction with the method of reducing contact area. Negative textures that are the focus of this study are used mainly in automotive components and machining tools and staples used for metal forming processes.

Liquid film lubrication is one of the most researched areas. The reason for this is that due to the wide variety of uses, a small improvement will benefit economically. The main area of this research is to examine the hydrodynamic effects of a textured surface. This subject has been subjected to both analytical and experimental research in recent years and various results have been obtained on lubrication performance.

In order to determine suitable geometries as a beginning, the literature was searched and the geometries to be applied, their locations and densities were decided.

In this study, one-dimensional model of a radial journal bearing, which is widely used in diesel engines, was firstly created by using the GT-Suite program. Later, simcenter Star-CCM + program geometries were created parametrically, and the modeling of the designs to be used in the analyzes will be facilitated. Journal bearings were examined and evaluated with some experimental studies in the past. Verification of the models started to work on studies to improve friction torque.

Four different models were initially created after the literature review. In these modes, the surface is available as 90 degrees in the pattern environment. By analyzing the models, the best ones were chosen. Texture area of the model was changed. With the pattern giving better results than the 180 degree area, the depth of the pattern has been changed by changing the settlement angle and density.

Model 2, which is a combination of patterns of model 1 and model 4, performs better than all other patterns in terms of load bearing capacity and friction moment. Although it carries 1.5% less load than the reference model, it shows the best performance in terms of friction coefficient, since 2% better performance is obtained in terms of friction moment.

Angular 33% reduction in angular patterns causes a 0.5% decrease in friction moment. Angular patterns reduction of 50% causes a 1% decrease on the friction moment. When the friction coefficients are analyzed, the difference between Model 2 and the pattern with 3 ° intervals is 0.7%, while the difference between the pattern placed with 4 ° intervals is 0.4%. Although there is a slight difference in all models, it can be said that the reference model shows the best bearing performance.

When the analysis is analyzed, while the decrease in friction moment is 5.5% in the model with the deep dimples, load bearing capacity decreases by 26%. The decrease in load carrying capacity causes an increase of 28% on the friction coefficient.

Compared with the shallow dimples patterned models, the load is reduced by 6.8% for the shallowest model. The increase in friction moment is 3%. At the same time, the friction coefficient increases by 10%.

In the analysis where the patterns are placed at different angles, the load bearing capacity is improved by 4% compared to the referenceless reference bearing while the friction moment is reduced by 5%. In addition, the friction coefficient decreases by 8.8%. The loss in one bed was calculated to be 450 watts. There are 7 main beds in a 6 cylinder engine and the total loss in the beds reaches the order of 3150 watts.

With this study presented, It has been observed that, with the patterns to be applied on radial journal bearing surfaces, friction losses can be improved without changing the oil used and journal bearing dimensions.

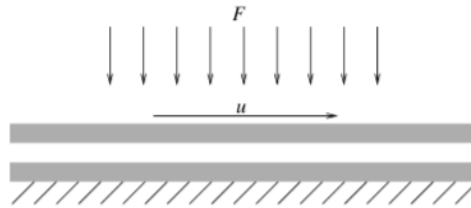
Keywords: surface texture, journal bearing, friction torque, oil film, computational fluid dynamics





1. GİRİŞ

Günlük yaşamda birbirine yakın yüzeylere sahip, hareketli parçalar içeren, sayısız mekanik uygulama bulunmaktadır. Bu uygulamalar küçük mikroskopik bileşenlerden hidroelektrik santrallerine ve gemiler gibi büyük boyutlu uygulamalara kadar uzanır. Eğer yüzeyler arasında birbirlerine baskı yapan kuvvetler varsa ve aynı zamanda bu yüzeyler bağıl hızlarda hareket ediyorsa, aralarında sürtünme ve ısı oluşacaktır. Bu nedenle, daha iyi performans elde etmek ve yüzeylerin zarar görmesini önlemek için sürtünmeyi azaltmak önemlidir. Sürtünmeyi azaltmak için yüzeyleri bir şekilde ayırmaktan daha iyi bir yol ne olabilir? Şekil 1.1’de görüldüğü gibi, bir kuvvet F ve bir hız u ile etkileşime giren bu tür yüzeylerin şematik bir çizimini göstermektedir. Bu yüzeyleri ayırabilmek için ters yönde F kadar büyük bir karşı kuvvetin oluşturulması gereklidir. Bu kuvvet, yüzeyler arasındaki bir akışkanın basınçlandırılması ile oluşturulabilir. Basınç manuel olarak uygulandığında hidrostatik yağlama olarak adlandırılır. Hidrodinamik yağlama ise, sıvı akışı sayesinde duvarlarda oluşan kinematik enerjinin sıvı basıncına dönüştürülmesi sonucunda elde edilen kuvvet ile sağlanır.



Şekil 1.1 : Sabit alt yüzeye sahip bir yatağın şematik gösterimi. Üst yüzey u hızı ile hareket ediyor ve yatak F yükü taşıyor.

En büyük hidrodinamik basınç oluşumu, yüzeylerin aralarında küçük bir açığı oluşturup geometrik bir yakınsama ile elde edilir. Arada bir tür sıvı varken, duvardaki u hızı sıvıyı boşluğa itmeye başlayarak basınç birikmesine neden olur. Ayrıca, sıvı filmdeki sürtünme nedeniyle sıcaklık yükselir ve sıvının termal genişlemesine yol açar. Bu genişleme nedeniyle de bir basınç artışı oluşabilir.

Akışkan olarak sıvıların veya gazların kullanıldığı radyal ve eksenel yataklar, bu teoremin kullanıldığı uygulamalara örnek olarak gösterilebilir. Bu yatakların üç ana amacı vardır:

- Yüzeyler arasındaki sürtünmeyi azaltma
- Yük taşıma
- Temas bölgelerinde kilitleme ve hasarı önleme

Gerçekten de sıvı filmde basınç artışını ve sürtünme kuvvetinin azalmasını sağlayan daha fazla mekanizma vardır. Belki bu yollardan bir tanesi, bir yüzeye bir doku oluşturmak, yani küçük çukurlar veya oluklar içeren bir yüzey kullanmak olabilir. Bu, ana aracın CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) olduğu mevcut araştırmanın konusudur.

1.1 Tezin Amacı

Son yıllarda çevre kirliliğinin ciddi seviyelere ulaşmasından dolayı dizel motorlara çeşitli kısıtlamalar getirilmeye başlanmıştır. Özellikle emisyon alanında getirilen kısıtlamalar üreticiler için zorlayıcı olmaktadır. Bu sebeple motor üzerindeki kayıpların azaltılması için yapılan her çalışma büyük önem kazanmıştır.

Bu çalışmada, kaymalı yatakların sürtünme kayıpları iyileştirerek, motor verimlerinin iyileştirmesi amaçlanmıştır. Bu amacı gerçekleştirmek için hesaplamalı akışkanlar mekaniği ile yatakların akış modelleri oluşturularak çeşitli yüzey desenlerinin sürtünme kayıpları üzerindeki etkileri incelenmiştir.

1.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanma Gereksinimi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD), akış problemlerini hesaplamalı ayırık iteratif bir şekilde çözmeyi içerir. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği karmaşık denklemler içerir. Bu diferansiyel denklemlerin çözümü zaman ve uzay üzerinde ayırıklaştırma gerektirir. Analitik çözüm ayırıklaştırma yapılarak çözülür. Denklemlerde bazı varsayımlara dayanılarak bazı terimler yok sayılır. Bunun en genel örneği zamana bağlı değişimlerin gerçekleşmediğini varsaymaktır veya akışkanın sıkıştırılamaz olduğudur. Yapısal mekanik problemlerini çözmek için bilgisayara hesaplamaları oldukça uzun bir süredir ve farklı araştırma alanları için

yaygın olarak kullanılmaktadır. Buna rağmen, CFD kullanım alanı çok fazla yaygın değildi. Ancak son yirmi yıldır sanayi ve araştırma topluluğunda kullanımda çok fazla artış olmuştur. Bunun başlıca nedeni bilgisayar performansındaki muazzam bir artış ve aynı zamanda son yıllarda bilgisayar maliyetlerinin azalmasıdır.

Akışkanlar için kullanılan temel diferansiyel denklemler doğrusal olmayan kısmi türevleri içerir ve sadece basit durumlar için analitik olarak çözülebilir. Akışkanlar için en sık kullanılan diferansiyel denklemlerden biri de, ince akışkan filmler için kullanılan Reynolds denklemidir. Reynolds denkleminde atalet değeri ihmal edilir. Bu genellikle düz duvarlı akışkan film yağlaması için iyi bir yaklaşımdır. Bununla birlikte, ince sıvı filminin aktığı duvarlar bazı geometrik düzensizlikler içeriyorsa, atalet değeri akışı önemli ölçüde etkileyebilir ve Reynolds yaklaşımları yeterli değildir. Bu nedenle, ilgili çözümlerin alınması için sadeleştirmelerin her durumda fiziksel olarak kabul edilebilir olup olmadığını analiz etmek önemlidir. Bazı durumlarda problemler, akışın karmaşıklığı nedeniyle sadece bir CFD tekniği ile sayısal olarak çözülebilir.

CFD triboloji alanına kıyasla akışkanlar mekaniğinde günümüzde çok daha yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu farkın sebebi triboloji alanında daha çok ince sıvı film akış uygulamalarının kullanılması olabilir. Ancak CFD son yıllarda triboloji alanında kullanılmaya başlandı ve gittikçe yaygınlaşmaktadır.

1.3 Literatür Özeti

Sıvı film yağlama, en çok araştırma yapılan alanlardan biridir. Bunun nedeni, yaygın kullanım çeşitliliğinden dolayı, yapılan küçük bir iyileşmenin ekonomik açıdan önemli ölçüde fayda sağlamasıdır. Bu araştırmanın ana alanı dokulu bir yüzeyin hidrodinamik etkilerini incelemektir. Bu konu, son yıllarda hem analitik hem de deneysel araştırmalara tabi tutulmuş ve yağlama performansı üzerinde çeşitli sonuçlar elde edilmiştir.

Karşılıklı hidrodinamik kayma koşulları için, çelik bir yüzeyde yaratılan dokunun farklı desenleri, pürüzsüz bir yüzeye kıyasla film kalınlığında bir artışa neden olmuştur [1]. Sürtünmeyi azaltmak için farklı bileşenlere uygulanan LST'nin faydalarını bildirmiştir [2, 3]. Yüzey dokusunun sürtünme üzerindeki etkisinin incelendiği bir çalışmada sürtünme katsayısında görülen düşüşün, temas yüzeyindeki

azalma sebebiyle olduğu bildirmiştir [4]. Mikro desenli lokmalara sahip bir eksenel kaymalı yatağın, pürüzsüz lokmalara sahip bir yataktan daha düşük bir sürtünme katsayısına ve daha yüksek bir yük taşıma kapasitesine sahip olduğu bildirilmiştir [5]. Dokulu mile sahip kaymalı yatak hakkında deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Bir başka araştırmada, yatak yüzeyine işlenen dokuların basıncının arttığı ve bu sayede yük taşıma kapasitesinin arttığı belirtilmiştir [6]. Mil yüzeyine işlenen çukurların, yük taşıma kapasitesinde 1.5 ila 2 faktör arasında bir artışa ve sürtünme kayıplarında ise yüksek hızlarda % 10-15 oranında azalmaya neden olduğunu bildirilmiştir [7]. Benzer bir araştırmada, eksenel kaymalı yataklı deneysel bir düzenekte, düz bir yüzeye kıyasla % 16 oluk yoğunluğa sahip yatakların sürtünme katsayısında % 7,3'lük bir iyileşme olduğu görülmüştür [8]. Araştırmacılar, gelecekteki araştırmalarda olukların boyutunu, şeklini, desenini ve yönünü optimize etmeye odaklanılmasını önermektedirler. Bir başka araştırmada, yüzey dokularının boyut ve şekil ile birlikte açısız yönlerinin yağ filmine ve yük taşıma kapasitesine etkisinin olduğu belirtilmiştir [9]. Bir çalışmada araştırmacılar, bir kaymalı yatağın milindeki balıksırtı oluk şablonlarını test ettiler [10]. Pompa sızdırmazlığı ve sertliği açısından en etkili performansa sahip farklı kanal uzunluk oranı konfigürasyonları belirlenmiştir. Ayrıca, bir araştırmacı çevresel mikro oluklu bir yatağı da test etmiş ve biraz daha yüksek sürtünme katsayısına rağmen bazı avantajları olduğunu belirtmişler [11]. Bu avantajlardan biri, mikro oluklar sayesinde, yağ tutma kapasitesi artırılarak yağın soğuma kapasitesini arttırmaktır.

Teorik çalışmaların çoğu, sonlu veya sonsuz genişlikte hidrodinamik yağlamalı ve dokulu yüzey problemini çözmek için [12] 'de türetilen Reynolds denklemini kullanmıştır. Bu denklem, film kalınlığındaki değişimi dikkate alır. Bu yüzden ortaya çıkan basınç yük taşıma kapasitesini elde etmek için temas yüzeyi üzerine entegre edilebilir. Doku boyutları üzerinde hızlı parametrik çalışmalara izin veren sadece bazı basit çalışmalar analitik olarak çözülmüştür [13-16]. Diğer problemler ise sayısal yöntemlerle bilgisayar hesaplamaları kullanılarak çözüldü. Reynolds denklemi genellikle boyutsuz hale getirilir ve sonlu fark yöntemi, bilgisayarlar ile yapılan hesaplamalar için kullanılan yaygın bir yöntemdir. Doku koordinat eksenini ile hizalanmadığında, geometriyi takip etmek ve belirli sayısal hataları önlemek için koordinat eşleme kullanılabilir. Bir balıksırtı oluklu kaymalı yatak geometrisi için

Reynolds denklemini çözmek amacıyla koordinat sisteminde bir değişiklik yapılır [17,18].

Dokulu kaymalı yatakları modellemek için Reynolds denklemi yeterli olmamaktadır. Bazı araştırmacılar, akışın ataleti ihmal edilemez olduğunda Navier-Stokes denkleminin kullanılmasını önermektedir [19, 20]. Bu yazarlar bu sonuca ulaşmak için dokuları sabit tutarak farklı Reynolds sayılarından denemeler yapmışlardır. Bu bulgu ile doku uzunluk oranının yeterince büyük ve Reynolds sayısının yeterince küçük olması durumunda, dokulu yataklara Reynolds denkleminin uygulanabilir olduğunun gösterilmesi ile birlikte daha yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır [21]. Bu nedenle, ataletin önemi sadece Reynolds sayısı ile değil, aynı zamanda doku uzunluğu ile de belirlenir. Reynolds varsayımları yapılamadığında, dokulu yüzeyler için akışı çözmek amacıyla tam Navier-Stokes denklemi kullanılmıştır. Reynolds veya Stokes yaklaşımları, farklı oldukları yönleri ölçmek için sıklıkla Navier-Stokes yaklaşımıyla karşılaştırılmıştır [18,19,21,22]. Navier-Stokes yaklaşımını kullanan ticari CFD kodları, hız vektörleri, akış çizgileri, izobarlar vb. verileri doğrudan görselleştirerek akış alanını daha iyi anlamak amacıyla [19,20, 22–23] çalışmalarında kullanılmıştır. Sınırlı hacim yöntemi genellikle Navier-Stokes denklemlerini çözmek için kullanılır. Bir çalışmada, CFD yöntemi kullanarak radyal kaymalı yataklarda maksimum basıncın artan hız ve eksantrisite ilişkisi incelenmiştir [24]. Navier-Stokes temelli bir CFD yöntemi kullanarak yapılan bir başka araştırmada, iki farklı eksantrisite oranında yapılan incelemelerde 0.2 eksantrisite oranına sahip analizde yük taşıma kapasitesi artarken 0.8 eksantrisite oranında bir değişim görülmemiştir [25].

Dokulu yüzeylerin çalışma prensibini anlamak için tasarımı farklı model ve konfigürasyonlar yapılarak bu denklemler çözülmüştür. Dokunun tamamını incelemek, özellikle desen çok sayıda doku hücresinden oluşuyorsa, zorlu hesaplamalar gerektirir. Bundan dolayı, genel yaklaşım, ilk olarak paralel yüzeylere sahip tek bir hücre biriminin incelenmesidir. Birim hücrenin, kopyalamak ve hücreler arasındaki etkileşimleri hesaba katmak için yanlarına periyodik sınır koşulları belirlenmiştir. Tam doku bu şekilde temsil edilmektedir. Bir mikro pürüzlülük hücresi için, atalet etkilerinin basınç oluşumu üzerindeki etkisi araştırılmıştır [19]. Doku hücreleri ve boyutları üzerine birim hücreler kullanılarak çalışmalar

yapılmıştır. Bir çalışmada araştırmacılar, hangi konfigürasyonun en iyi hidrodinamik performansı verdiğini belirlemek için tek bir çukurun boyutları üzerinde parametrik bir çalışma gerçekleştirmiştir [20]. Bir araştırmada, 3D birim hücrenin performansını farklı şekil, boyut ve yönlerde çıkıntılı ve girintili sapmalarla analiz edilmiştir [26]. Bir başka çalışmada silindirik ve küp şeklindeki dokuların, yarı küresel dokulardan daha iyi yük taşıma kapasitesi sağladığını belirtilmiştir [27]. Benzer başka bir çalışmada, araştırmacılar kullandıkları 3D birim hücre modellerinden hangisinin sürüklenme kuvvetini azaltmada daha iyi olduğunu araştırmıştır [28]. Ancak, bir dokudan çıkarılan bir birim hücrenin analizi çoğu durumda yanlıştır. Yakınsayan boşluklar söz konusu olduğunda ve gerçekçi bir temas konfigürasyonu düşünüldüğünde, her doku hücresi için sınır koşulların aynı olduğu varsayılmaz. Sonuçlar genellikle doku hücresinden bütün dokulu yüzeye aktarılamaz. Gerçekten de, paralel bir kaymalı yataktaki atalet etkilerine odaklanan araştırmacılar, tek bir doku hücresi için pozitif atalet etkileri ve giriş dokusuna (inlet texture) sahip bir paralel kaymalı yatak için negatif atalet etkileri gözlemlendiğinden, bazı çelişkili sonuçlar bulmuşlardır [21]. Bu nedenle, temas performansının analizinde tüm doku dikkate alınmalıdır.

Bir hidrodinamik kaymalı yatak tamamen veya kısmen dokulu olabilir. Bütün doku uygulamasının etkileri, muylu yatağı [17, 18, 29, 30-34], baskı yatağı [35] ve contalar [36, 37] için incelenmiştir. Bir baskı rondelası üzerindeki farklı kanal açma desenleri de araştırılmıştır [38, 39]. Kısmi doku uygulamasının etkileri [15, 16, 35, 40-46] kaymalı yatak, baskı yatağının lokmaları, düz bir kaymalı yatak [33] ve piston halkaları [47, 48] için araştırılmıştır.

Bu çalışmalardan bazı önemli bulgular elde edilmiştir. Dokulu bir kaymalı yatak, dokusuz bir yatak ile karşılaştırıldığında genellikle daha düşük sürtünme kuvveti ile çalışır. Araştırmacının bir 2D kaymalı yatağın girişine işlenen bir sinüzoidal doku modelinde işaret ettiği gibi, bir çok durumda kısmi bir doku bir miktar ekstra basınç üretebilir ve kaymalı yatağın yük taşıma kapasitesini artırabilir [40, 41]. Bunun nedeni, kısmi doku uygulaması ile oluşan toplu çukur etkisi ile açıklanmıştır, bu da dokulu bölge girişi üzerinde "adım benzeri" bir basınç dağılımı ile sonuçlanmaktadır [35]. Bir araştırmada ise yüzey dokusu işlenmiş radyal yatakların farklı eksantrisite değerlerindeki davranışları incelenmiştir [43]. Çalışmalarda farklı ekzantrisite

değerlerinde çalışan yüzey tekstürü işlenmiş radyal kaymalı yataklar incelenmiştir. Yüksek eksantrisite değerine sahip radyal yataklara işlenen yüzey dokuları yük taşıma kapasitesine etki etmediği görülmüştür. Düşük eksantrisite değerlerine sahip yataklarla yürütülen deneylerde yüzeyin tamamına doku eklendiğinde yük taşıma kapasitesinde düşüş gözlenmiştir. Yüzeyin belli bir kısmına işlenen doku yük taşıma kapasitesini arttırmıştır. Küresel çukurlara sahip üç boyutlu kısmen dokulu bir kaymalı yatağın, sürtünme kuvvetlerini azalttığı ve minimum film kalınlığını arttırdığı için yatak performansı üzerinde olumlu etkilere sahip olabileceği doğrulanmıştır [33]. Mikro olukların hidrodinamik etkilerini teorik olarak ele alan bir çalışmada, sürtünme kuvveti üzerine odaklanılmıştır [48]. Atalet terimi de dahil olmak üzere Reynolds denklemi, yinelemeli bir yöntemle çözülmüştür. Deneyler, mikro oluklu bir piston segmanı ile yapılmıştır. Etkileşen yüzeylerin böylece tamamen paralel olması sağlanmıştır. Atalet parametresinin ortalama sürtünme kuvveti üzerinde çok az etkisi olduğu görülmüştür. Artan oluk sayısı ile ortalama sürtünme kuvveti azalmaktadır.

Fakat, aynı küresel çukurların, tüm yatak yüzeyine uygulandığında sürtünme kuvveti ve minimum film kalınlığı üzerinde olumsuz bir etkisi vardır. Düz yatak ile karşılaştırıldığında 50×5 kare desenlerden oluşan bir dizi ile tamamen dokulu bir 3D yatak için eksantriklik oranında ve sürtünme momentinde bir artış da gözlenmektedir [30]. Araştırmacılar, elmas tırtıklı bir yatak yüzeyine sahip bir kaymalı yatağın yük taşıma kapasitesinin, yüksek eksantrikliklerde düzgün bir yatağa sahip olandan daha düşük ve 0,5'ten daha düşük eksantriklik oranlarında yaklaşık olarak aynı olduğu sonucuna vardı [29]. Çukurlar yerine, bir yönde uzanan oluklar da kullanılmıştır. Ancak, tüm yatak yüzeyi üzerine çevresel olarak yerleştirilmiş mikro oluklar, yatağın statik özelliklerinde (yük taşıma kapasitesi ve sürtünme katsayısı) önemli bir değişikliğe sebep olmamaktadır [34]. Bu yatak için yüksek eksantrikliklerde sadece dinamik özellikler (sertlik ve sönümleme) geliştirilebilir. Radyal yatakların hidrodinamik yağ basıncı incelendiği bir çalışmada, 30° ve 60° boyunda doku uygulanmış radyal yatakların daha yüksek hidrodinamik basınç oluşturduğu belirtilmiştir [46]. Başka bir çalışmada, dokunun 120° bir alana uygulanması ile tüm yüzeye doku uygulanması durumu karşılaştırılmıştır. Kısmi uygulama yapılmasının daha iyi yük taşıma kapasitesi sağladığı sonucuna ulaşılmıştır [44]. Başka bir çalışmada, yüzey alanının %5'ine uygulanan dokunun

sürtünme kuvvetini ve aşınmayı azalttığı görülmüştür [49]. Bu çalışmalardan, hidrodinamik performans söz konusu olduğunda, bir yatakta kısmi doku uygulamasının, bütün yüzeye doku uygulamaktan daha iyi bir seçim olduğu sonucu çıkarılabilir. Dokulu bir yatağın performansı genellikle geleneksel bir düzgün yatak tasarımının referans değerleri ile karşılaştırılarak değerlendirilir. En son durumda, dokulu yatak, aynı ortalama yatak yüzeyine sahip düzgün bir yatak ile karşılaştırıldı [34], yani boşluğu dolduran yağ hacmi her iki yatak için de aynıydı. Ancak, yatağın minimum film kalınlığı azaldığı için bu karşılaştırma yöntemi adil görünmemektedir. Bu, pürüzsüz yüzeyden sıfır sapma ile bir kaymalının (slider) yüzeyine oluklu bir kesit gösteren (introduce) çalışmayla doğrulanmıştır [50]. Bu konfigürasyonda, temasın çıkış kısmında, yani daha küçük bir minimum film kalınlığı için, büyük bir genlik dalgalanması ile daha yüksek yük taşıma kapasiteleri (+% 20) açıkça elde edilmiştir. Bu durumda karşılaştırmanın eşit şartlarda yapıldığı söylenemez. Dokulu bir temasın aynı minimum film kalınlığında veya aynı uygulanan yük için pürüzsüz bir temasla ilişkilendirilmesi, dokulu bir temasın performansı tahmin edilirken adil bir karşılaştırmadır. Başka bir deyişle, dokulu yatak sadece malzemenin çıkarılmasıyla düzgün (smooth) bir yataktan imal edilmelidir.

Dokulu bir temasın performansının doku boyutlarına (derinlik, genişlik, alen kesiti, vb.) bağlı olduğu belirtilmiştir. Doku derinliği yük üretimi için önemli bir faktör olup minimum film kalınlığı ile ilişkili olduğundan, ilişkili bir doku derinliği dikkate alınır. Aslında, yaklaşık 1,3 bir en iyi derinlik-film kalınlığı oranı, kısmi dokulu paralel yataklar için en yüksek yük taşıma kapasitesini sağlamıştır [35]. Paralel yüzeylere sahip tek bir çukur hücrenin farklı konfigürasyonları için bu değer 0.5 ile 0.75 arasında olduğu bulunmuştur [20]. Karşılaştırdığımızda, bir Rayleigh basamak yatağının, en iyi derinlik oranı 0.87'dir [51]. Böylece, farklı konfigürasyonlar farklı en iyi derinlik değerlerine yol açar. Derinlik, bir doku için optimize edilebilen tek parametre değildir. Gerçekten de, en yüksek yük taşıma kapasitesini sağlayan en iyi oluk sayısı, eksenel yatak pulu için bulunmuştur [39]. Bu en iyi değer, oluk genişliği azaldığında artmaktadır. Bu, oluk alanı kesiti veya doku yoğunluğunun önemli bir parametre olduğunu göstermektedir. Yüzey üzerine işlenen mikro çukurların geometrik parametreleri ve çalışma koşullarının tribolojik özellikler üzerinde etkisi, yapılan bir başka araştırmada çukurların yoğunluğunun, çaplarının ve derinliklerinin önemli parametreler olduğu ve performansı etkilediği belirtilmiştir [52]. En iyi

parametreler dönüş hızı ve yatak üzerine gelen yük ile değişmektedir. Araştırmacıların bulgularına göre de, en iyi çukur geometrisi yatakların çalışma koşullarına göre değişmektedir [53]. Araştırmacılar, uzunlama yapıda olan yüzey dokusuna sahip yüzeylerin kare yapıdaki yüzey dokularına sahip yüzeylere göre daha iyi yük taşıma kapasitesini arttırdığını belirtmişlerdir [54]. Aynı zamanda cep şeklinde olan dokuların sürekli olan dokulardan daha iyi performans gösterdiği ve enine işlemlerin performansı azalttığı gözlenmiştir. Bir başka çalışmada, farklı şekil ve büyüklükteki yüzeyleri olan bir 3D birim hücrenin analizinde bu göz önüne alınmıştır [55]. Sürtünme katsayısını en aza indiren en iyi oluk kesiti bulunmuştur. Araştırmacılar, Rayleigh yatağına yakın bir en iyi doku derinliğini ve toplam uzunluğunu buldukları, 2D kısmi dokulu bir paralel kaymalı yatak üzerine olan parametrik bir araştırmada; en iyi doku yoğunluğunu % 100 olarak gösterdiler [56]. Bu sonuç, bir cebin yük taşıma kapasitesi açısından kısmi bir dokudan daha iyi performans gösterdiğini bulmuştur. 3D dokulu eğimli bir kaymalı yatak için, en iyi doku boyutları yakınsama oranına bağlıdır [56].

Dokulu bir yüzeyin performansı doku boyutlarına, doku şekline ve dağılımına bağlıdır. Parametrik çalışmalar, belirtilen temas konfigürasyonları için en uygun değerleri sağlayabilir. Dokulu kaymalı yatakların hidrodinamik performanslarının optimize edilmesine yardımcı olmak için bir dokunun çalışma ilkesi tamamen anlaşılmalıdır.

Önceki tüm çalışmalara rağmen, dokulu bir yüzeyin etkilerini anlamak için bazı ek temel açıklamalar hala gereklidir. Yüzey desenleri ile ilgili mekanizmalar ve olaylar, farklı konfigürasyonlar için anlaşılmalıdır. Dokulu bir hidrodinamik temastaki mekanizmaların ve etkilerin açıklamaları genellikle akış düzeninde yatmaktadır. Akış alanının davranışı ve ayrıntıları bu amaca yönelik önemli bilgilerdir. Bu nedenle, Navier-Stokes denklemlerini çözen bir CFD aracı, akışın tüm detayları işlem sonrası için mevcut olduğundan bu ihtiyaca uymalıdır. Sayısal simülasyonların diğer bazı avantajları, birçok konfigürasyonun (geometri tasarımları ve yağlayıcı özellikleri) makul bir süre ve masrafla test edilebilmesi ve simüle edilebilmesidir. Bu nedenle, bu çalışmada için ticari CFD kodu olan Simcenter Star-CCM+ programı dokulu hidrodinamik kontaklardaki yağ akışını simüle etmek için kullanılmıştır.

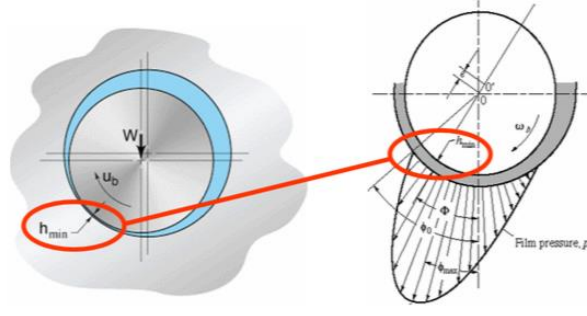


2. KAYMALI YATAKLAR

Kaymalı yataklar, hidroelektrik santralleri gibi en büyük endüstriyel makinelerden, bilgisayar sabit diskleri gibi en küçüğüne kadar birçok endüstriyel makine ve cihazda bulunur. Kaymalı yataklar mile gelen kuvveti desteklemek ve dengesiz hareketleri veya titreşimleri sönmölemek için kullanılır. Çoğu durumda, radyal veya eksenel olarak yüklenirler. Yükleme şekline göre bu yataklara radyal kaymalı yatak ve eksenel kaymalı yatak denir. Sürtünmeyi azaltmak ve makinenin çalıştırılması ve kapatılması sırasında oluşabilecek hasarları önlemek için genellikle yatak yüzeyine ince bir babbitt alaşımı kaplaması yapılır.

2.1 Kaymalı Yatak Tipleri

Radyal kaymalı yataklar yükleri radyal olarak taşır. Radyal kaymalı yataklar arasında en yaygını ve aynı zamanda en basit türü silindirik kaymalı yataktır. Yatak, mili çevreleyen silindirik bir yüzeyden oluşmaktadır. Mil ortaladığında ön yükleme yoktur. Yatak ve mil arasında belli bir izafi boşluk bulunmaktadır. Dıştan uygulanan bir yük veya sadece kendi ağırlığı nedeniyle, mil merkezden hareket eder ve Şekil 2.1'deki gibi basınç oluşturmak için gereken daralan ve ayrılan yağ filmlerini oluşturur. Yatak, yağlayıcının içinde veya yağlayıcının kanalları ile beslenmesi durumunda çalışabilir. Bu yataklar, turbo makine gibi yüksek yüklü veya düşük hızlı miller için kullanılabilir. Krank mili yataklarında ve birçok küçük cihazda da kullanılmaktadır.



Şekil 2.1 : Radyal kaymalı yatakta basınç oluşumu.

Eksenel kaymalı yataklar, yükü eksenel yönde taşır ve farklı tasarımlara sahip çeşitleri vardır. Sabit geometrili eksenel kaymalı yatak, uzun ömürlü, basit ve oldukça ekonomik bir tasarıma sahiptir. Ayrıca bu yataklar, daralan ve yatay parçalar için segment şeklinde bir geometriden oluşabilir. Tek bir eğimli parçadan oluşan kaymalı yataklara da rastlamak mümkündür.

Başka bir tasarım ise, belirli bir yükseklikle kaydırılan iki yatay parçadan oluşan step veya Rayleigh yatağıdır. Bu çalışmada dikkate alınmayan kendiliğinden daralan yataklara sahip eksenel yataklar, kendinden ayarlanan yatakların eğildiklerinde daralan bir yağ filmi oluşturduğu daha karmaşık bir tasarıma sahiptirler.

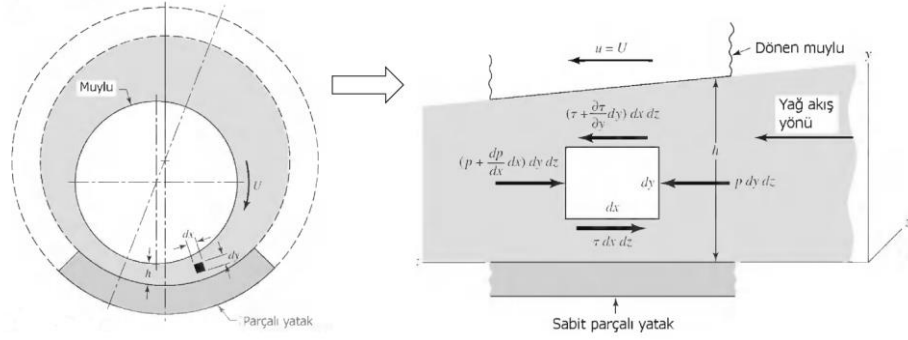
Bu farklı tasarımlar için, Bölüm 2.3'de açıklandığı gibi yağ filmi kalınlığındaki değişiklik sonucu basınç oluşur.

2.2 Reynold Diferansiyel Denklemi

Reynolds diferansiyel denklemi ince akışkan filmde basınç dağılımını hesaplamak için kullanılmaktadır. Reynold diferansiyel denklemleri gösterimi Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Bu denklemi kullanmak için bazı ön kabuller yapılmaktadır:

- Akışkana etkiyen harici bir kuvvet yoktur.
- Film kalınlığı boyunca basınç değişmez.
- Eğrilik yarı çapı film kalınlığına oranla çok büyüktür.
- Yüzeydeki hızlar sabittir.
- Mil yüzey hızı ile akışkan hızı aynıdır. Kayma yoktur.
- Akışkan Newtoniyendir.
- Akış laminerdir.
- Akışkan ataleti ihmal edilebilir.

- Viskozite sabittir.



Şekil 2.2 : Reynold diferansiyel denklemleri gösterimi.

Bir boyutlu reynold diferansiyel denklemi gösterilmiştir:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$$

Viskosite her zaman sabit ise:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx}$$

Yukarıda tanımlı olan denklemde yan akımlar ve düşey akımlar ihmal edilmiştir. z doğrultusundaki akış eklenirse:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x}$$

2.3 Basınç Oluşum Mekanizmaları

Hidrokinematik olarak yağlanan sistemlerde, iki yüzey arasında izafi bir hareket olmalıdır. Bu sistemlerde iki yüzey arasında birkaç mikrometrelik ince bir yağlayıcı film mevcuttur ve bu film tabakası yüzeyleri birbirinden ayırır. Yüzeyin konfigürasyonu bir çok parçada, yağlayıcı filmde fiziksel sıkışma olarak da adlandırılan ve daralan-açılan bir boşluk oluşturacak şekildedir [57]. Kayma hareketi durumunda, yüzey hareketi yağlayıcıyı viskoz kuvvetler aracılığıyla daralan boşluğa sürükler ve bir sıkışmaya maruz bırakır. Yağlayıcı daha sonra minimum film kalınlığı noktasını geçtikten sonra daralan boşluk boyunca bir genleşmeye maruz

bırakılır. Film kalınlığındaki değişiklik nedeniyle, yağlayıcının hız profili kütle akışı sürekliliğini sağlayacak şekilde ayarlanır. Mekanik enerjideki değişiklikler temas boyunca meydana gelir ve kayıpların en küçük olduğu yerlerde basınç artar. Temasın daralan kısmı aracılığıyla bir miktar basınç üretilir ve yağlayıcı film, kaymalı yatak Şekil 2.1'de görüldüğü gibi uygulanan yükü taşıyabilir.

Paralel yüzeyler arasında basınç oluşturabilen diğerk mekanizmalar bunun üzerine eklenebilir. Hareketin olmadığı durumlarda bile yüzeylerin birbirine baskı uygulaması sonucu basınç oluşur. Film azaldıkça, temasın ortasında oluşan pozitif basınç ile temastan bir miktar yağlayıcı dışarı sızar.

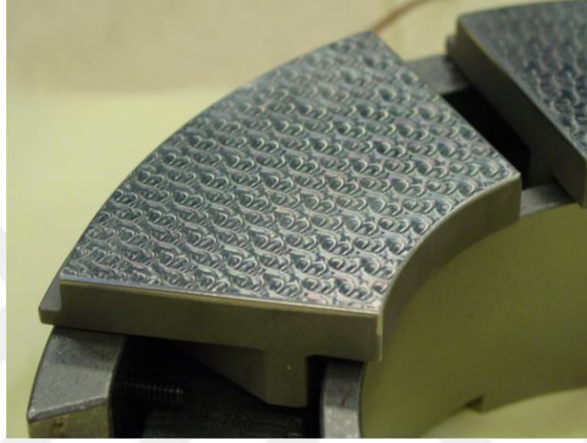
Yağlayıcının ısıtılmasından dolayı yoğunluktaki değişiklikler de filmde basınç oluşturabilir. Bu, termal sıkıştırma hareketi olarak bilinir. Paralel yüzeyler arasında temas olması durumunda, ısı oluşumu nedeniyle, yoğunluk, kayma mesafesi boyunca düşer. Yağlama hızı profili, temasta pozitif bir basınç ile sonuçlanan kütle akışı sürekliliğini sağlayacak şekilde değiştirilmiştir. Bununla birlikte, bu mekanizma çoğu kaymalı yatak için önemli değildir.

Bu mekanizmalar içerisinde bu çalışmada incelenecek mekanizma, yağlayıcı film kalınlığının değişimi ile basınç elde edilmesidir.

2.4 Yüzey Dokuları

Bir yüzey asla mükemmel şekilde pürüzsüz değildir, pürüzlülük her zaman mevcuttur. Bazı durumlarda yüzeylerin mümkün olduğunca pürüzsüz olması gerekirken, diğerk birçok uygulamada çeşitli pürüzlülük değerleri hayati önem taşımaktadır. Pürüzlülük değerleri nanometre ölçeğinden makro ölçeğe kadar karşımıza çıkmaktadır. Yüzey pürüzlülüğü, sürtünme ve aşınmayı büyük ölçüde etkilediğı için sınır ve karışık yağlamada çok önemlidir. Hidrodinamik yağlamada ise, temas bölgesindeki yüzeyler tamamen ayrılığında, birkaç mikronluk filmler olduğundan dolayı nanometre boyutundaki yüzey topoğrafyasının genellikle bir etkisinin olmadığı düşünölmektedir. Yüzey topoğrafyasının sıvı basıncı ve hızı gibi değerler üzerinde gözle görülür bir etkiye sahip olması için sıvı film ölçeğinde olması gerekmektedir. Doku uygulamaları, yüzey topoğrafyasını büyük bir hassasiyetle kontrol etmenin bir yoludur.

Doku, pürüzlülüktan kolaylıkla ayırt edilebilir; çünkü doku, yüzey boyunca iyi tanımlanmış özdeş şekillerin tekrarlanmasıyla tanımlanırken, pürüzlülük ise iyi karakterize edilmez ve rastgele kabul edilir. Oluşan desen dokuyu oluşturur. Dokulu yüzeyler desenin boyutu, şekli ve düzeni ile karakterize edilir. Yaygın olarak kullanılan deseni oluşturan çeşitli şekiller vardır. Bu dokular genellikle dikdörtgenler, dairesel yaylar, sinüzoidler, üçgenler, vb. gibi iyi bilinen şekillerdir. Literatürde karşılaşılan tipik doku derinlikleri, yağ filmi kalınlığının yaklaşık 0.1 ile 20 katı arasındadır. Dokulu bir ped yatağı örnek olarak Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Dokulu yüzeyi olan aksel kaymalı yatak.

Dokular farklı işlemlere sahip olabilir. Çalıştırma sırasında faydalı mikro rezervuarlar olarak görev yapabilirler ve aynı zamanda aşınma kalıntılarını ve aşındırıcı parçacıkları hem yağlanmış hem de kuru koşullarda yakalayabilirler. Bu sayede, parçacıkların diğer yüzeylere temas etmesi engellenerek yatakların zarar görmesini önleyebilir. Son olarak, doku bir yatağın hidrodinamik performansını artırabilir.

2.5 Yüzey Doku Parametreleri

Şekil, boyut, yoğunluk, derinlik ve yönelim gibi farklı doku parametreleri veya bu parametrelerin bir kombinasyonu, yüzey dokusunun tribolojik performans üzerindeki etkinliğini kontrol eder. Yüzey dokuları, yüzeyden çıkıntı yapacak şekilde pozitif olabilir veya çukur ve delik gibi yapılarda negatif olabilir. Ayrıca bu dokular, sürekli oluklardan, kanallardan ve dalgalanmalardan ya da eşit veya rastgele dağıtılan dairesel, kare, üçgen veya altıgen gibi ayırık şekillerden oluşabilir. Pozitif yüzey dokuları, temas alanını azaltma yöntemi ile sürtünmeyi azaltarak ,mikro-elektrik mekanik sistemlerde (MEMS) ve manyetik sabit disklerde yaygın olarak

kullanılmaktadır. Bu çalışmanın odağı olan negatif dokular, çoğunlukla otomotiv bileşenlerinde ve metal şekillendirme işlemleri için kullanılan işleme takımlarında ve zimbalarında kullanılmaktadır.

2.6 Yüzey Dokusunun Faydaları

Yüzey dokusunun tribolojik özelliklerin iyileştirilmesindeki rolü, temas yüzeylerinin hidrodinamik, karışık, sınır veya kuru olarak çalışmasına göre değişmektedir. Tam veya karışık yağlama koşullarında, mikro-kraterler, kesit değişimi nedeniyle hidrodinamik basıncı değiştiren mikro-hidrodinamik yapılar olarak hareket eder ve dolayısıyla yük taşıma kapasitesinde artış sağlayabilirler [6, 40, 41, 43, 46]. Karışık yağlama koşullarında, hidrodinamik basınçtaki bu ilave artış, hidrodinamik ve sınır yağlama arasındaki dengeyi değiştirecek ve sonuç olarak, temas alanındaki pürüzlerin sayısı azaltarak sürtünme ve aşınmanın azalmasına neden olacaktır. [2-5, 8, 48]. Sınır yağlamada, bu tür kraterler yağlama maddesinin sürekli tutulması için yağlayıcı rezervuarları olarak çalışacaktır ve kuru kayma için dokulu yüzey, aşınma kalıntısı için tuzak olarak işlev görür, böylece sürülme azalır. Sonuç olarak, aşındırıcı aşınma ve sürtünme azalır.

3. KAYMALI YATAK MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Analizi yapılan yatak Tümosan tarafından geliştirilen 6 silindirli dizel motorun krank ana yataklarıdır. Yatak parametreleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

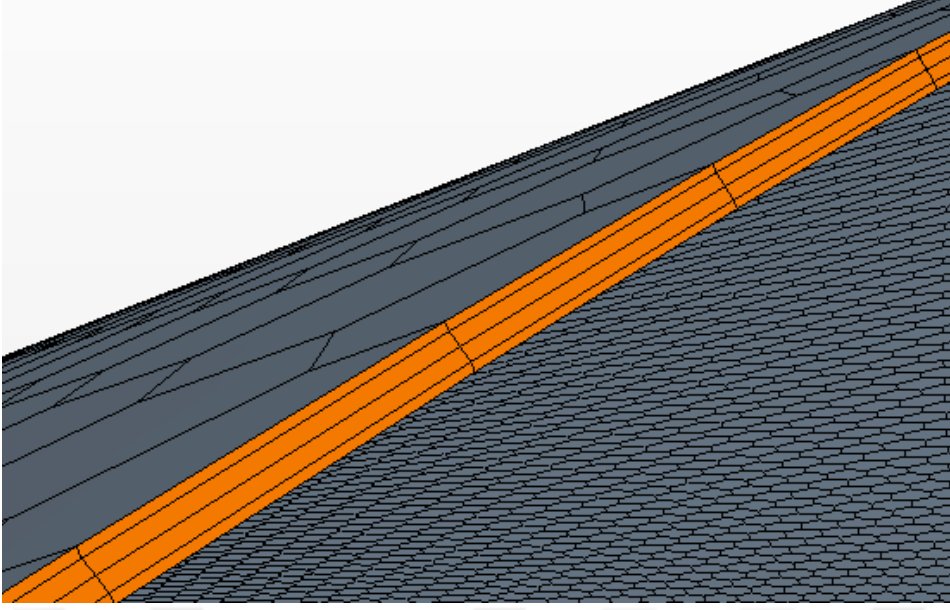
Çizelge 3.1 : Yatak parametreleri.

Muylu Yarıçapı	41mm
İzafi Yatak Boşluğu	40 μm
L/D Oranı	0.365
Film kalınlığı	19 μm
Operasyon Hızı	2500 rpm
Yağ Yoğunluğu	835 kg/m ³
Yağ Viskozitesi	0.0169 pa.s
Kullanılan Yağ	SAE 15W40

3.1 Mesh Bağımsızlaştırma

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemleri bilgisayar ortamında çözülürken akışkan hacmi küçük parçalara ayrılarak herbir parça ayrı olarak çözülür. Radyal kaymalı yatak analizinde çok ince bir kesitten akan bir akışkan analiz edildiğinden dolayı öncelikle bu kalınlıkta doğru hesaplamanın yapılması için en az 4 sıra mesh atılması gerekmektedir (Şekil 3.1). Genel geometri üzerinde kullanılan polyhedral mesh yapısı ise daha az elemanla daha hızlı ve doğru sonuç alınmasını sağlamaktadır.

Meshin doğrulanması aşamasında yapılması gereken diğer işlem çözümün meshten bağımsız hale getirilmesidir. Mesh boyutları küçükdükçe akışkan hesapları daha hassas olarak yapılmaktadır. Belli bir boyuttan sonra sonuç değişmemektedir. Bu çalışmada mesh bağımsızlaştırma işlemi 5 adımda yapılmıştır. Her adımda farklı node sayıları için analizler tekrarlanarak ulaşılan sonuca göre en iyi mesh boyutuna karar verilmiştir. Mesh boyutu 4-5-6-7-8 mm yapılarak analizler yapılmıştır.



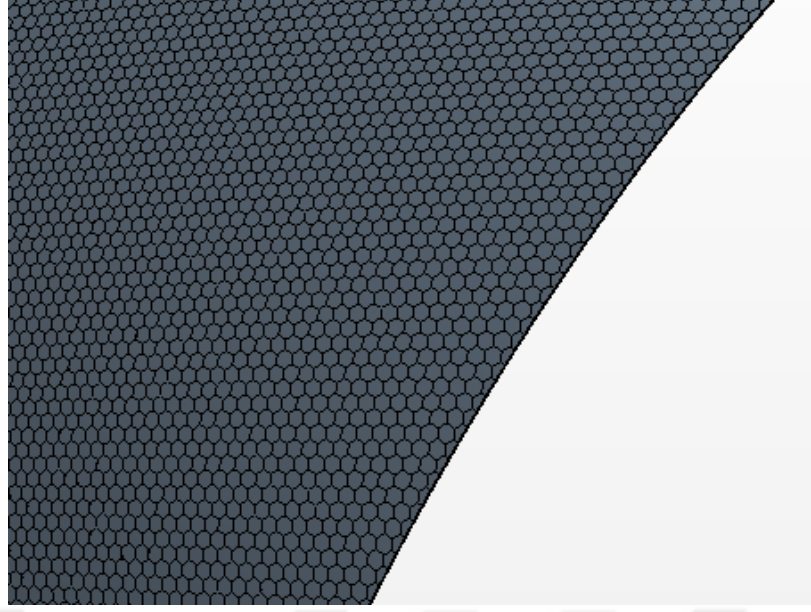
Şekil 3.1 : Akış kesitindeki mesh sayısı.

Mesh boyutu 4mm seçildiğinde toplam 341204 eleman elde edilmektedir. Yapılan analiz sonucunda sürtünme momenti $-1,724\text{Nm}$ olarak okunmuştur. Mesh detayı Şekil 3.2’de görülmektedir.



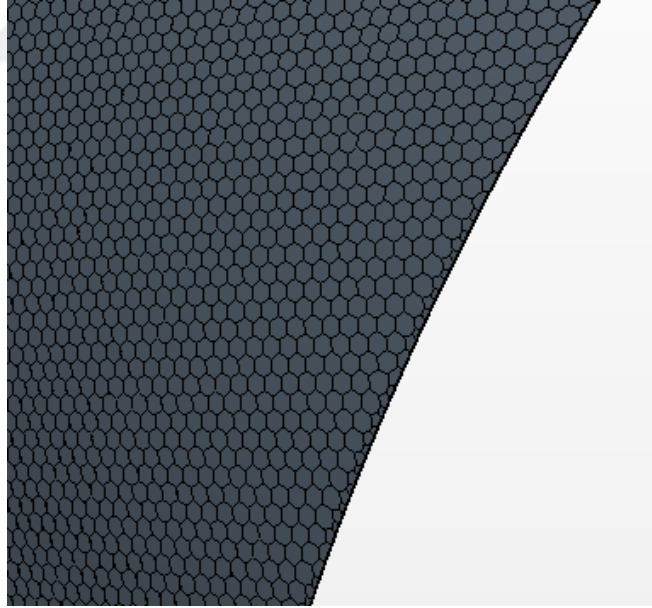
Şekil 3.2 : 4mm mesh boyutu.

Mesh boyutu 5mm seçildiğinde toplam 227761 eleman elde edilmektedir. Yapılan analiz sonucunda sürtünme momenti $-1,730\text{Nm}$ olarak okunmuştur. Mesh detayı Şekil 3.3’da görülmektedir.



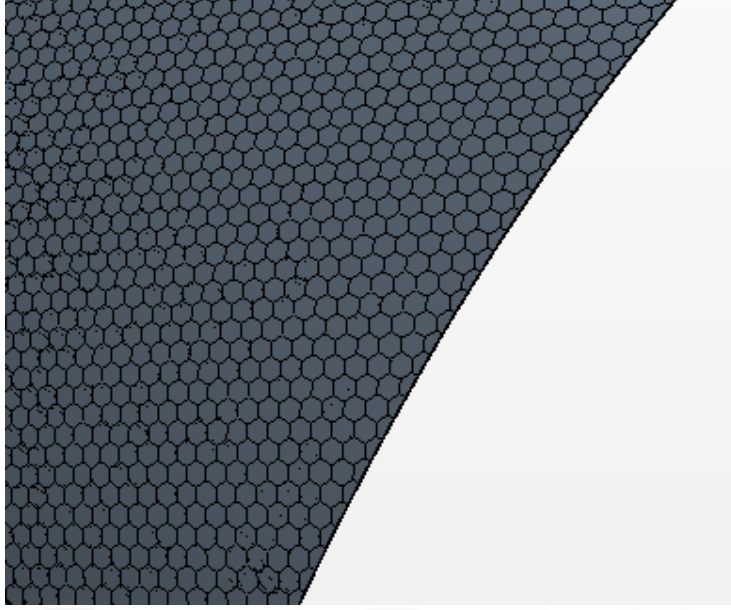
Şekil 3.3 : 5mm mesh boyutu.

Mesh boyutu 6mm seçildiğinde toplam 143467 eleman elde edilmektedir. Yapılan analiz sonucunda sürtünme momenti $-1,738\text{Nm}$ olarak okunmuştur. Mesh detayı Şekil 3.4’de görülmektedir.



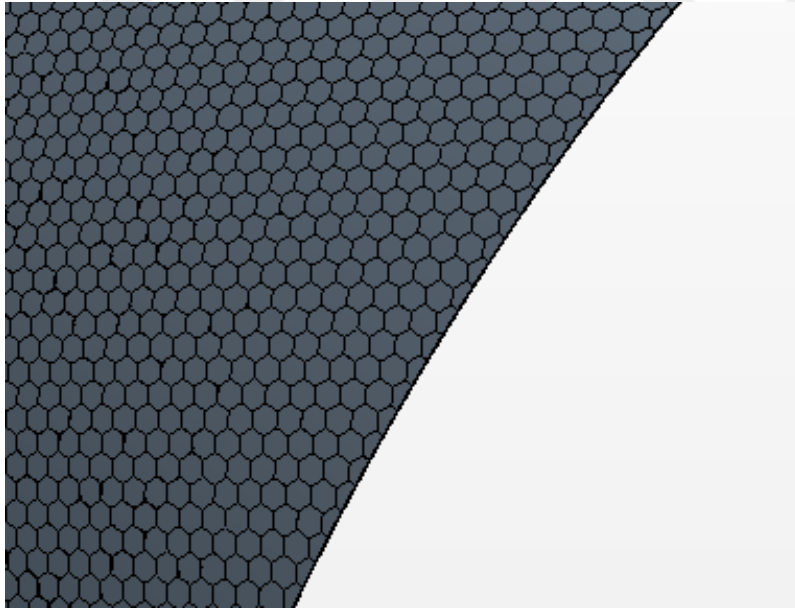
Şekil 3.4 : 6mm mesh boyutu.

Mesh boyutu 7mm seçildiğinde toplam 138161 eleman elde edilmektedir. Yapılan analiz sonucunda sürtünme momenti $-1,728\text{Nm}$ olarak okunmuştur. Mesh detayı Şekil 3.5’de görülmektedir.



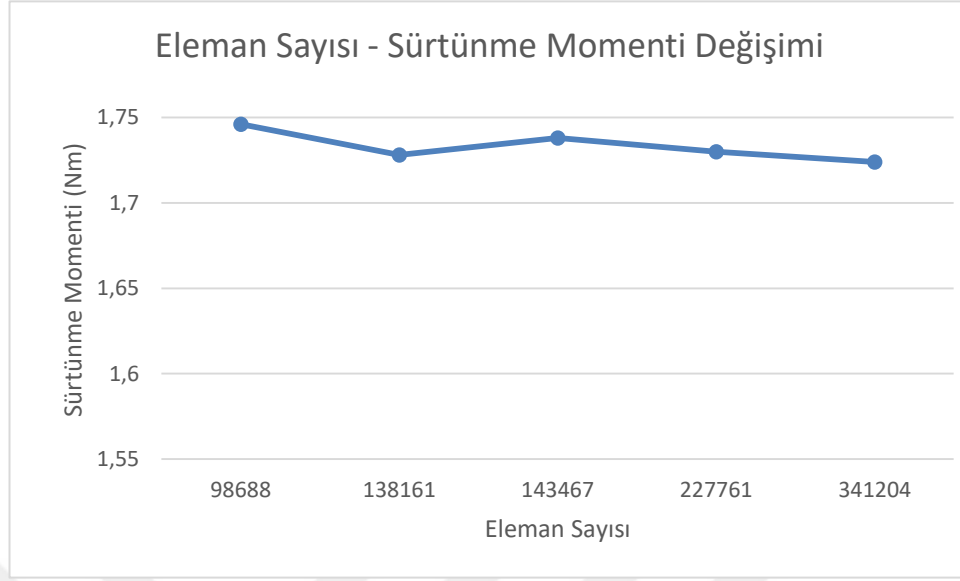
Şekil 3.5 : 7mm mesh boyutu.

Mesh boyutu 8mm seçildiğinde toplam 98688 eleman elde edilmektedir. Yapılan analiz sonucunda sürtünme momenti $-1,746\text{Nm}$ olarak okunmuştur. Mesh detayı Şekil 3.6’da görülmektedir.



Şekil 3.6 : 8mm mesh boyutu.

Şekil 3.7’de gösterilen eleman sayısına bağlı sürtünme değişimi grafiğine göre, mesh boyutu 7mm altına düştükten sonra sonuçlar belli bir değer arasında sabitlenmektedir. Bu sonuçlara göre mesh boyutu 5mm olarak belirlenmiş ve tüm analizlerde bu mesh boyutu kullanılmıştır.

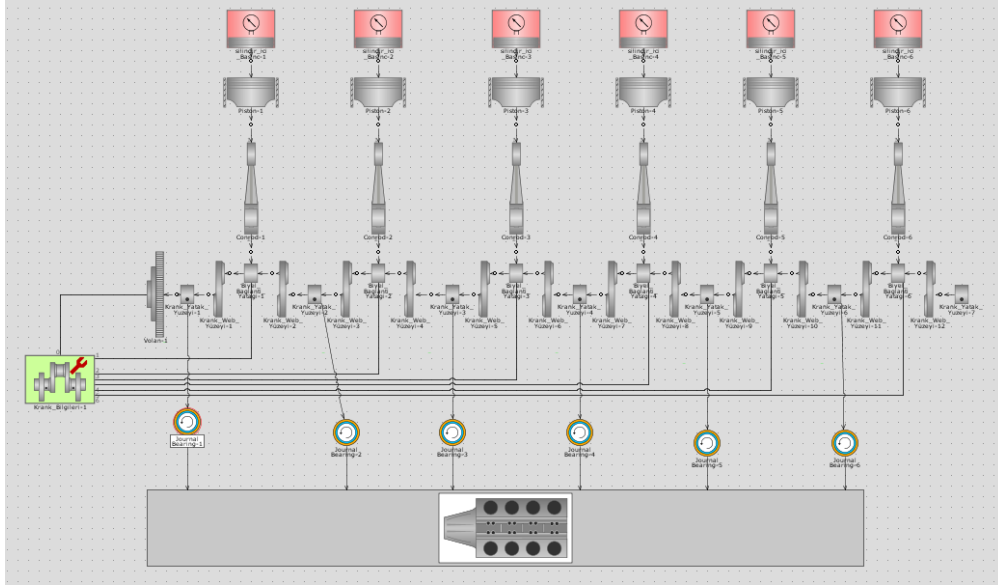


Şekil 3.7 : Eleman sayısına bağlı sürtünme momenti değişimi.

3.2 Sınır Şartları ve Modelin Doğrulanması

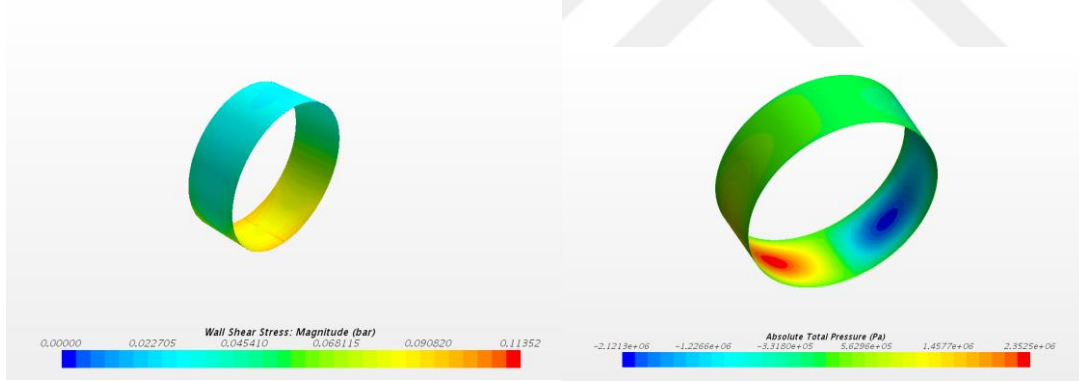
Hesaplamalar ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Star CMM+ programı kullanılarak yapılmıştır. Radyal yataktaki yağ filmi “fluid domain” olarak tanımlanmıştır. Milin hareketini tanımlamak için iç çap “moving wall” olarak tanımlanmıştır. Eksantrite dış çap merkezden 0.03mm kayarak modellenmiştir. Yatağın atmosfere açılan iki yüzeyi “pressure outlet” olarak tanımlanmış olup relatif basınç 0 “sıfır” olarak seçilmiştir. İç çap ve dış çap için “no slip” sınır koşulları seçilmiştir. Bu şu anlama gelmektedir: akış mil ile aynı hız ile hareket ederken yatak yüzeyinde hız sıfır olmaktadır. Akışkan özellikleri de laminar ve steady olarak seçilmiştir.

Analiz çalışmaları yapılan yatak ürüne özel olduğundan, analizlerin doğrulanması ve film kalınlığını belirlemek için öncelikle GT Suite programında krank modeli oluşturularak yatakların incelemesi yapılmıştır. Şekil 3.8’de GT Suite modeli gösterilmiştir. İnceleme noktası olarak minimum film kalınlığının 19 mikron olduğu yük durumu seçilmiştir. Bu noktada elde edilen sürtünme momenti -1,69 Nm olmaktadır.



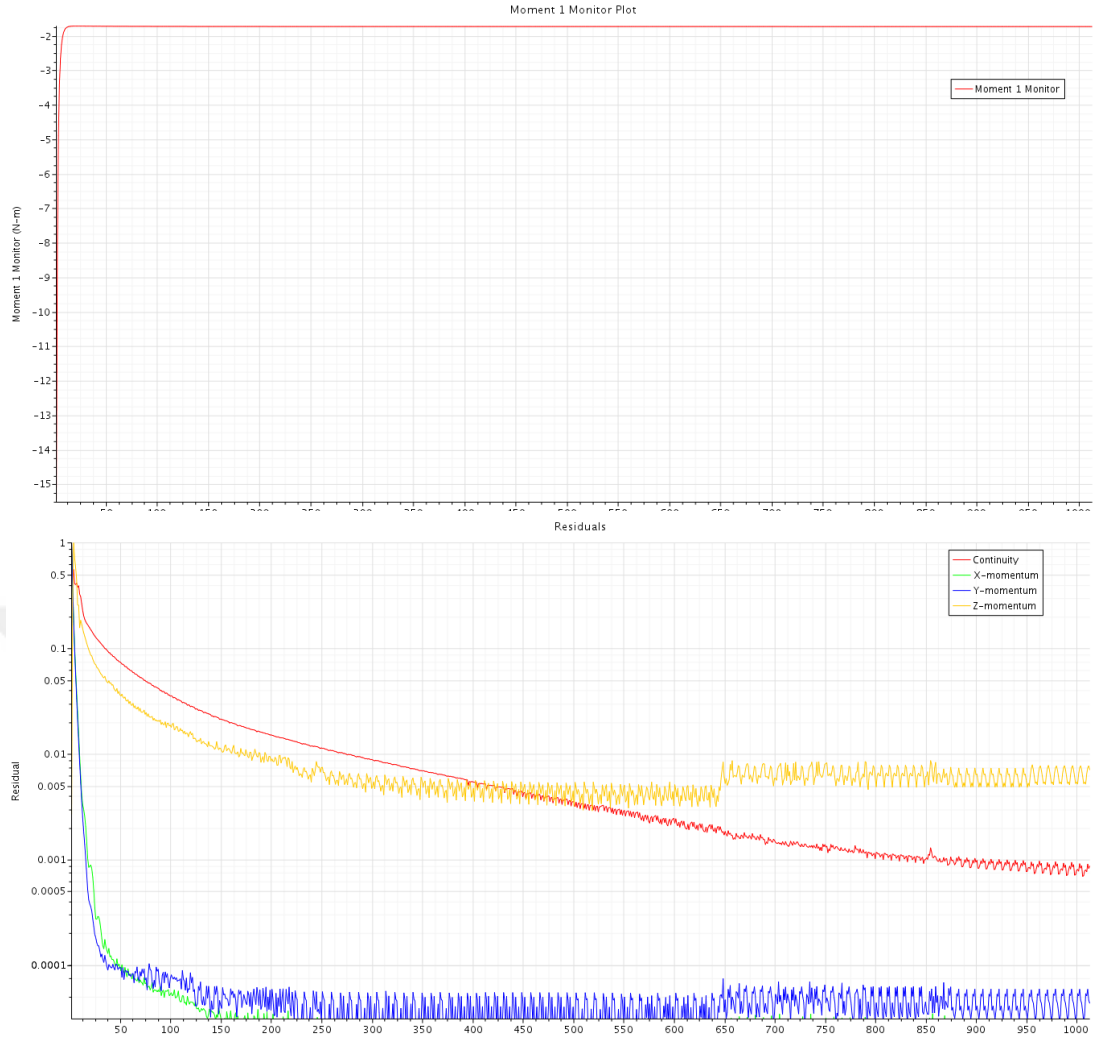
Şekil 3.8 : GT Suite modeli.

Şekil 3.9’da mil duvarında oluşan “wall shear stress” dağılımı görülmektedir. Okunan moment değeri -1,730 Nm olmaktadır. GT Suite ile model arasındaki fark %2,3 bulunmuş olup kabul edilebilir düzeydedir.



Şekil 3.9 : Star CCM+ Modeli.

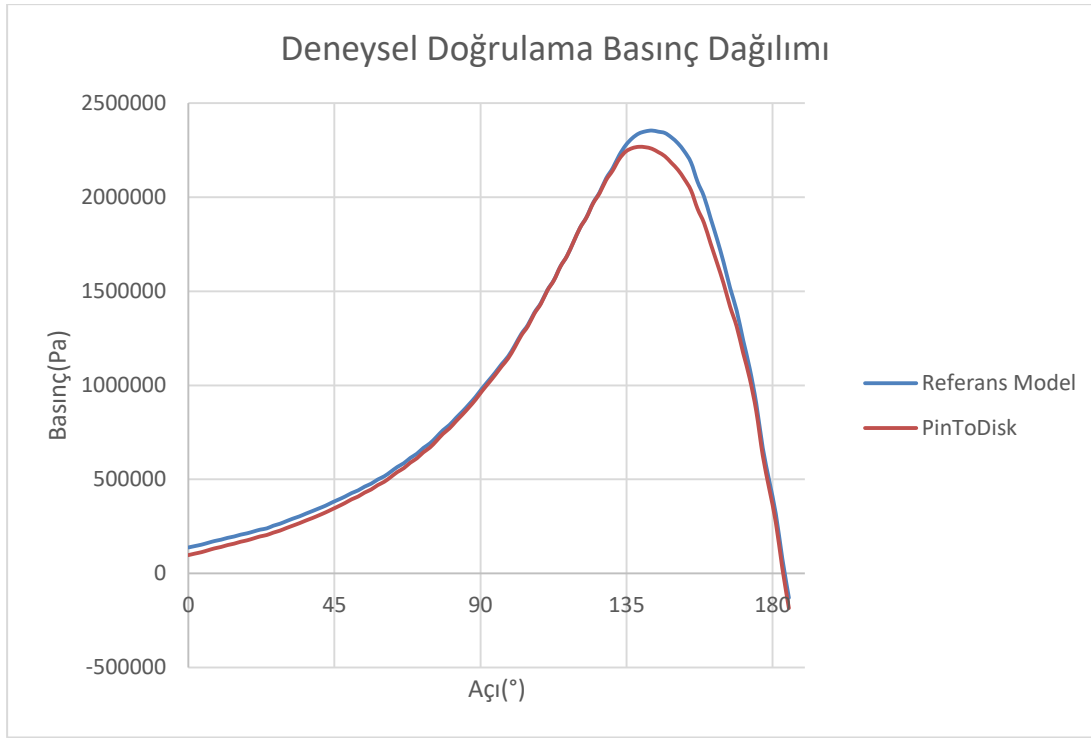
Şekil 3.10’da moment grafiği paylaşılmıştır.



Şekil 3.10 : Referans model moment ve residuals grafiği.

Modelin deneysel olarak doğrulanması için Bagheri[58] tarafından hazırlanan yüksek lisans tezindeki 100N yük ve 0,6m/s hız koşulu seçilmiştir. Pin üzerinde oluşan ortalama basınç 1,27Mpa olmaktadır.

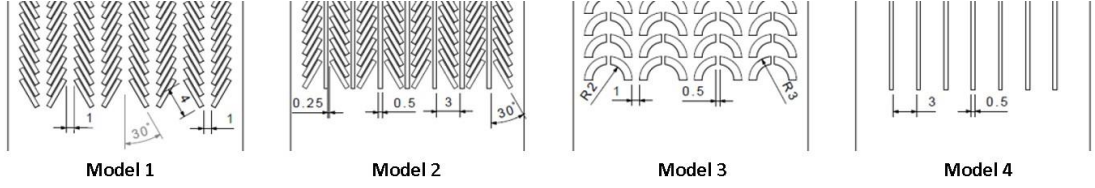
Model tanımlı olan yağ T-FGBL 300 HT ile değiştirilmiş ve 0,6m/s disk hızı radyal yatak için 140rpm olarak hesaplanmıştır. Analiz bu sınır koşulları ile tekrar yapıldığında yatağın taşıdığı yük 3250N olarak bulunmuştur. Ortalama basınç ise 1,32Mpa olmaktadır. Model ile deney arasında ortalama basınç açısından %3,9'luk bir fark vardır. Yatakta oluşan basınç dağılımı Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11 : Deneyisel doğrulama basınç dağılımı.

3.3 Yüzey Geometrilerinin Oluşturulması

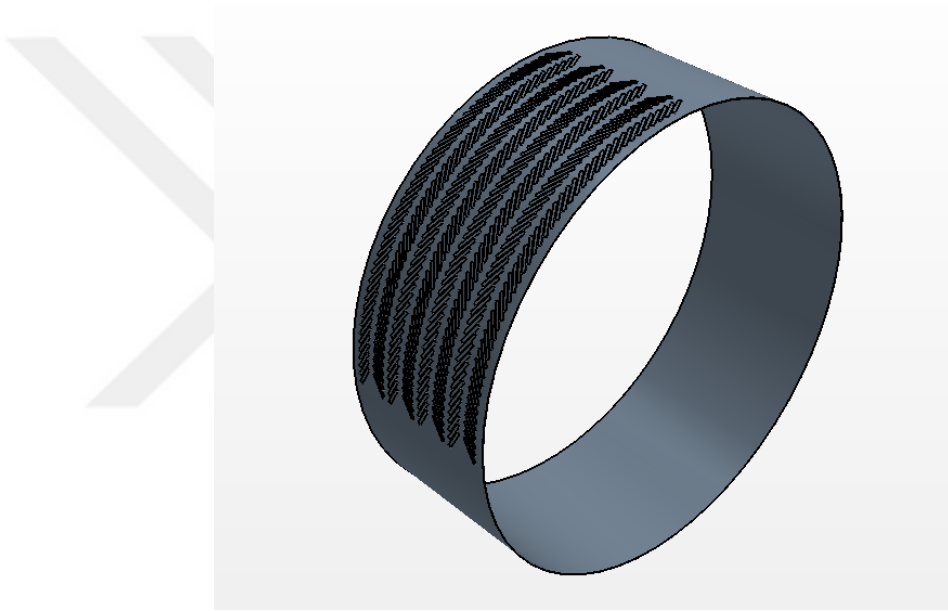
Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde kullanılan yüzey desenlerinin daha çok dikdörtgen veya dairesel şekillere sahip olduğu görülmüştür. Üretilabilirlik açısından düşünüldüğünde bu tip desenlerin elde edilmesi daha kolay olmaktadır. Ancak günümüz teknolojisi ile birlikte farklı desenleri de üretmek mümkün olmaktadır. Daha önce bir lisans tezinde doğadan esinlenme yapılarak farklı desenler oluşturulmuş ve yük taşıma kapasiteleri incelenmiştir [59]. Oluşturulan bu desenlerden iki tanesi kuş kanadı formundan esinlenilmiştir. Kuş kanadındaki açısal yönlendirmelerin etkisini anlamak için bir diğer model oluşturularak modeller arasındaki performans farklarının gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Bu modellere ek olarak balık sırtı deseni oluşturularak farklı desenlerin yatak performansına etkisinin daha iyi anlaşılması amaçlanmıştır. Aynı zamanda en iyi sonuçların elde edildiği 90° desen olan modeller ile çalışmalara başlanmıştır. Bu çalışmada üretilabilirliğin iyileştirilmesi için desenlerin boyutları büyütülmüş ve sürtünme kayıpları incelenmiştir. Belirlenen desenler Çizelge 3.1’de ölçüleri verilen referans yatak üzerine uygulanarak oluşturulmuştur. Tüm desenlerin yatak üzerindeki derinliği en başta 40 mikron olarak belirlenmiştir. Desen detayları Şekil 3.12’de paylaşılmıştır.



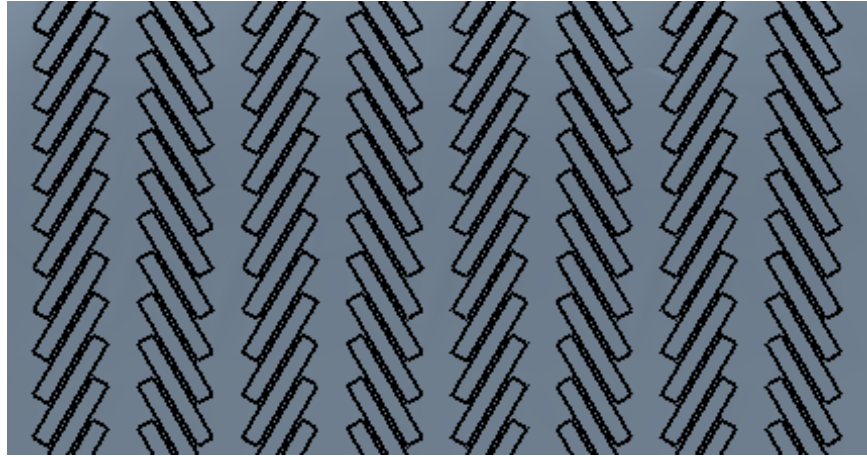
Şekil 3.12 : Desen detayları.

3.3.1 Model 1

Model 1 için kullanılan desen detayları Şekil 3.14’te verilmiştir. Bu model radyal yatak üzerinde farklı yoğunluklarda kullanılmıştır. Radyal yatağın 90 derecelik kısmına uygulanmış hali Şekil 3.13’te verilmiştir.



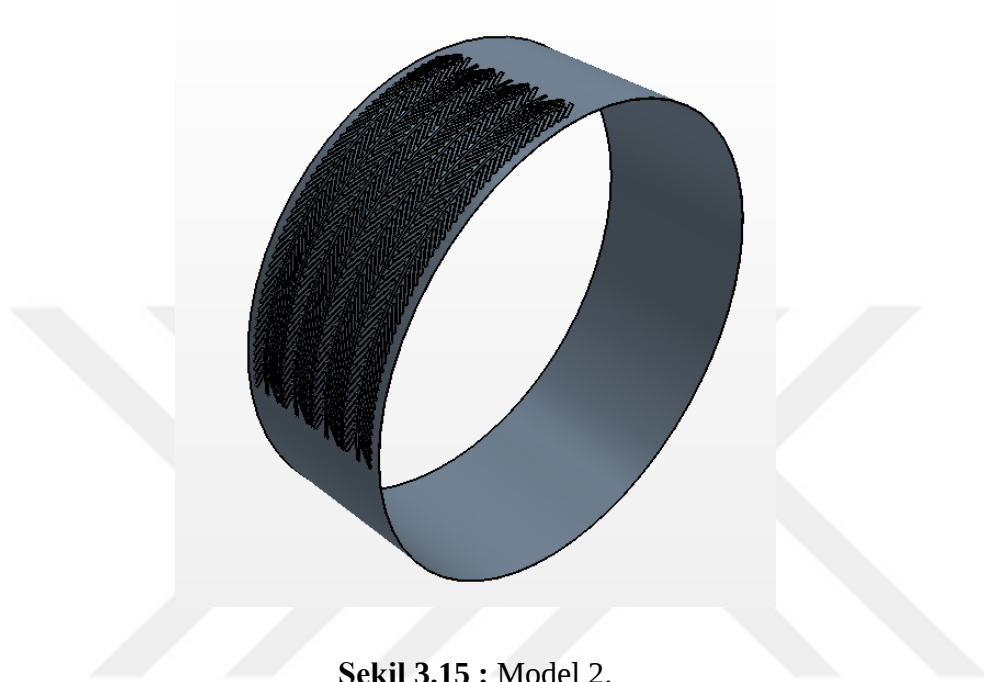
Şekil 3.13 : Model 1.



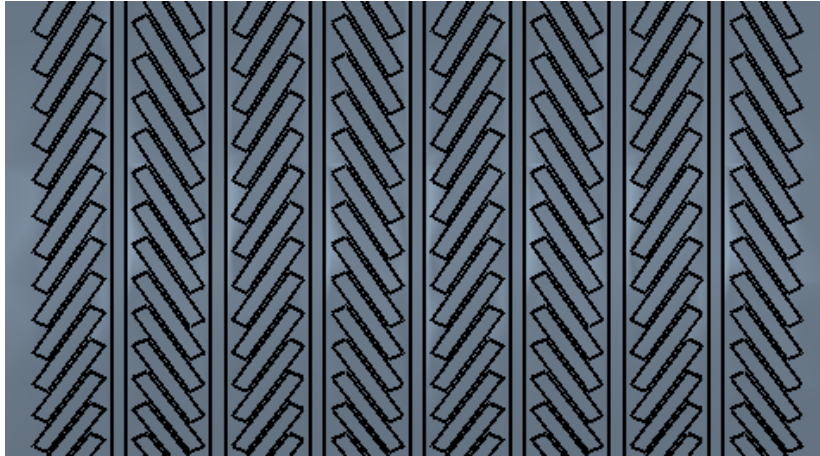
Şekil 3.14 : Model 1 desen detayı.

3.3.2 Model 2

Model 2 için kullanılan desen detayları Şekil 3.16’da verilmiştir. Bu model radyal yatak üzerinde farklı yoğunluklarda kullanılmıştır. Radyal yatağın 90 derecelik kısmına uygulanmış hali Şekil 3.15’de verilmiştir.



Şekil 3.15 : Model 2.



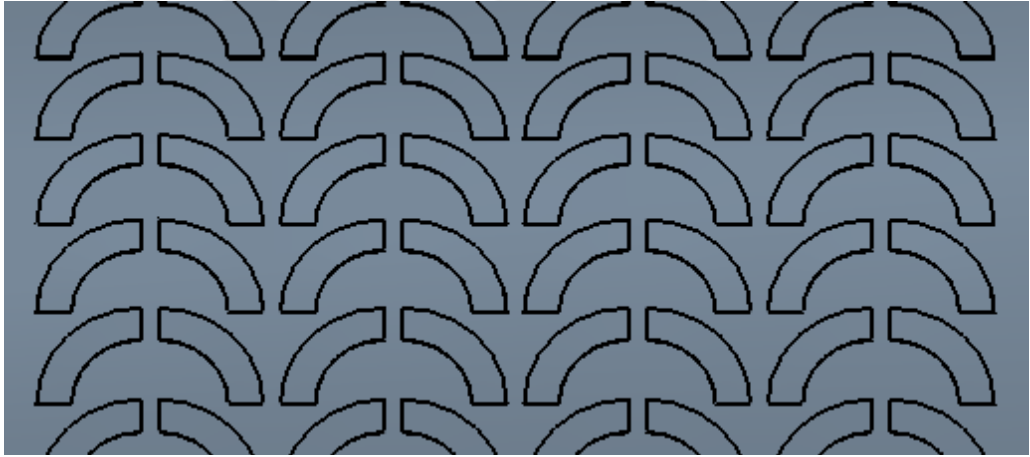
Şekil 3.16 : Model 2 desen detayı.

3.3.3 Model 3

Model 3 için kullanılan desen detayları Şekil 3.18’de verilmiştir. Bu model radyal yatak üzerinde farklı yoğunluklarda kullanılmıştır. Radyal yatağın 90 derecelik kısmına uygulanmış hali şekil 3.17’de verilmiştir.



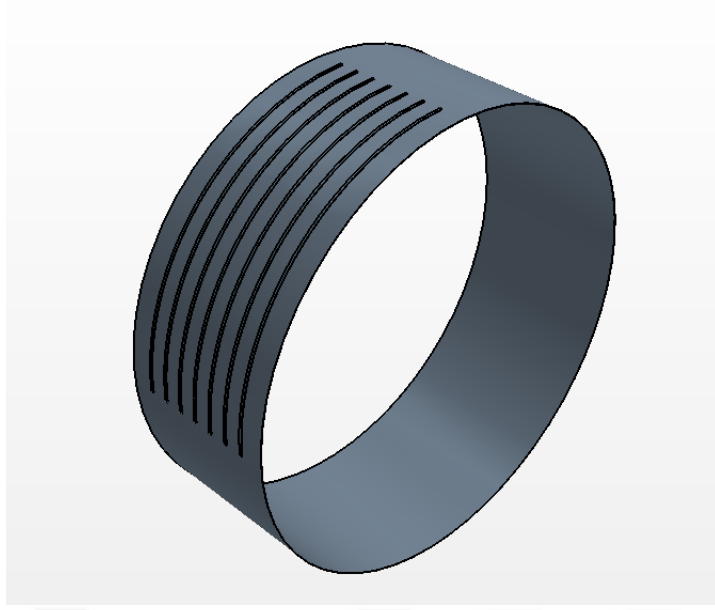
Şekil 3.17 : Model 3.



Şekil 3.18 : Model 3 desen detayı.

3.3.4 Model 4

Model 3 için kullanılan desen detayları Şekil 3.20’de verilmiştir. Bu model radyal yatak üzerinde farklı yoğunluklarda kullanılmıştır. Radyal yatağın 90 derecelik kısmına uygulanmış hali Şekil 3.19’da verilmiştir.



Şekil 3.19 : Model 4.



Şekil 3.20 : Model 4 desen detayı.

4. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

Referans yatak üzerine eklenen yüzey desenleri ile analizler yapılmıştır. Yatak sabit duvar olarak tanımlanırken milin hızı 2500 RPM olarak tanımlanmıştır. Tüm sınır şartları desensiz yatak ile aynı olup madde 3.1’de tanımlandığı şekilde modele uygulanmıştır.

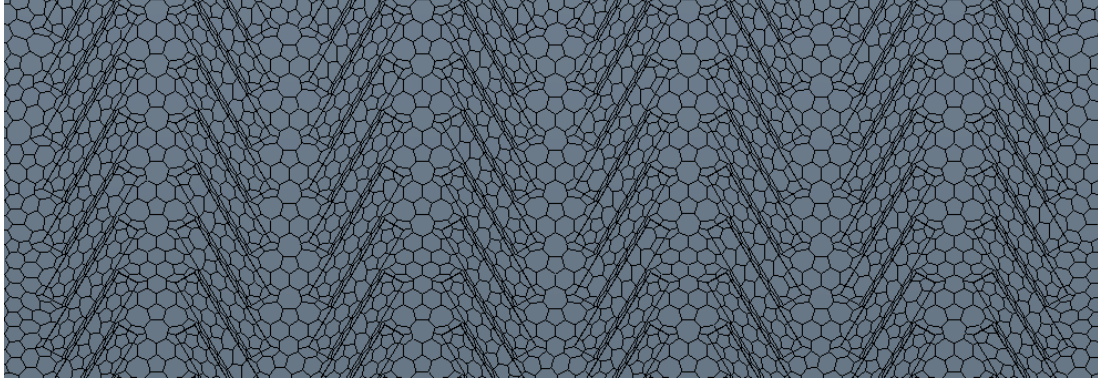
4.1 Model Analizleri

Sürtünme momentini iyileştirmeye yönelik tasarımlar Bölüm 3’de gösterilmiştir. Yüzey desenleri ilk aşamada 90 derecelik bir bölgeye çizilerek desensiz model ile karşılaştırılmıştır. Milin dönüş yönü dizel motorun dönüş yönü olan saat yönünün aksi olacak şekilde tanımlanmıştır.

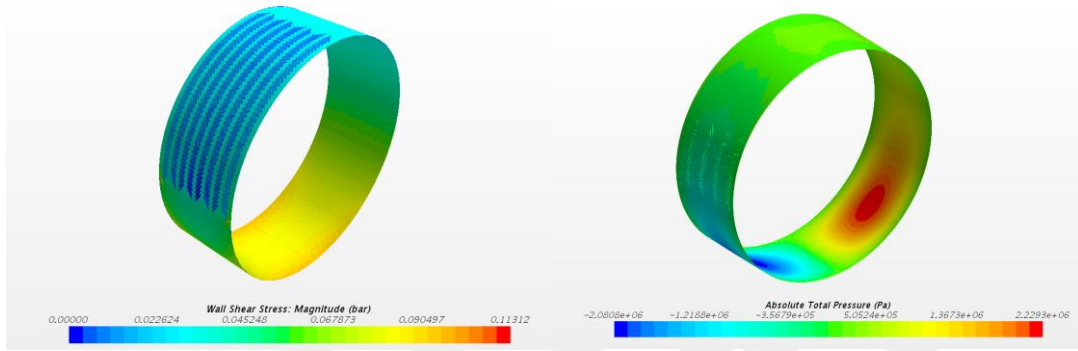
Bu bölümde yapılacak analizlerin amacı, farklı desenlerin uygulandığı radyal kaymalı yatakta sürtünme momentinin değişimini gözlemlemektir. Bu amaç ile yüzey desen şekillerinden en uygununun seçilmesi hedeflenmiştir.

4.1.1 Model 1

Model 1’in çizimleri, Şekil 3.13’de verilmiştir. Mesh görüntüsü şekil 4.1’de paylaşılmıştır. Wall shear stress dağılımı Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Sürtünme momenti -1,701 Nm olarak hesaplanmıştır.



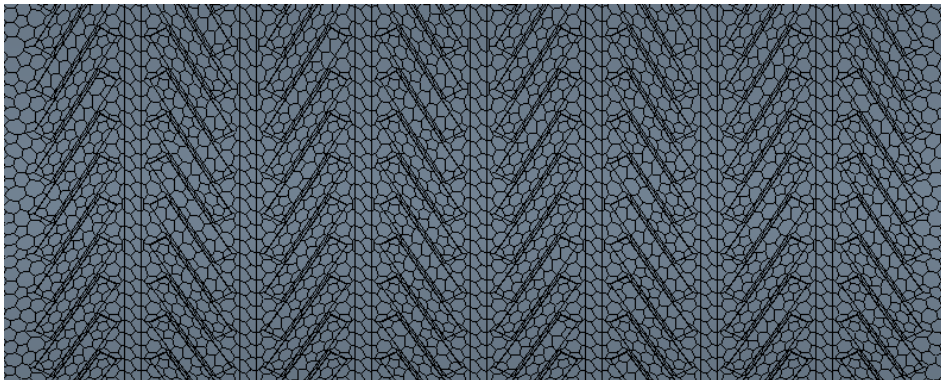
Şekil 4.1 : Model 1 mesh detayı.



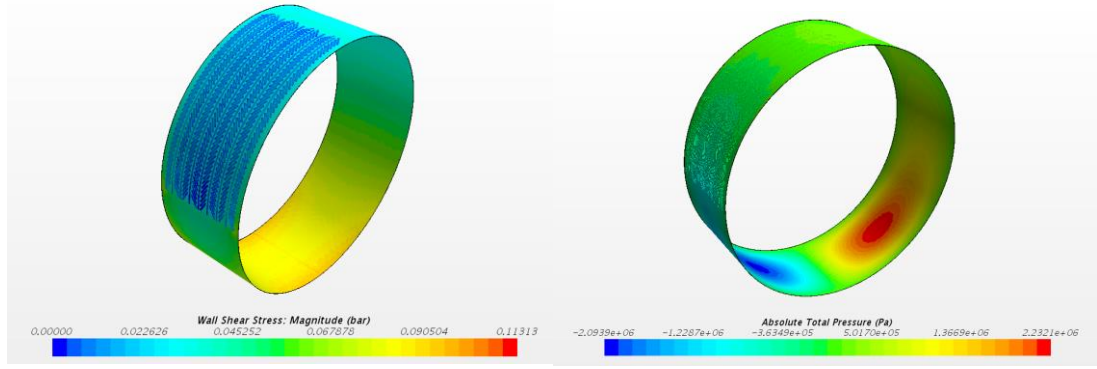
Şekil 4.2 : Model 1 wall shear stress ve basınç dağılımı.

4.1.2 Model 2

Model 2'in çizimleri, Şekil 3.15'de verilmiştir. Mesh görüntüsü şekil 4.3'te paylaşılmıştır. Wall shear stress dağılımı Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Sürtünme momenti $-1,695 \text{ Nm}$ olarak hesaplanmıştır.



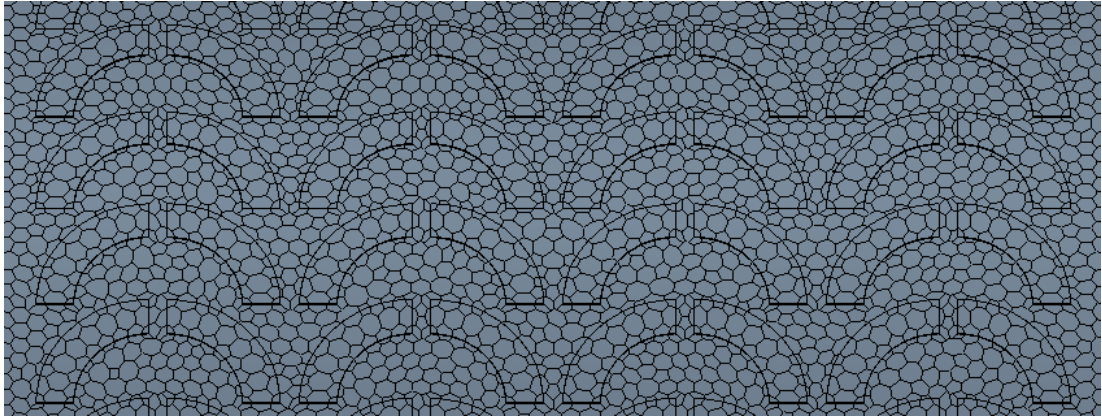
Şekil 4.3 : Model 2 mesh detayı.



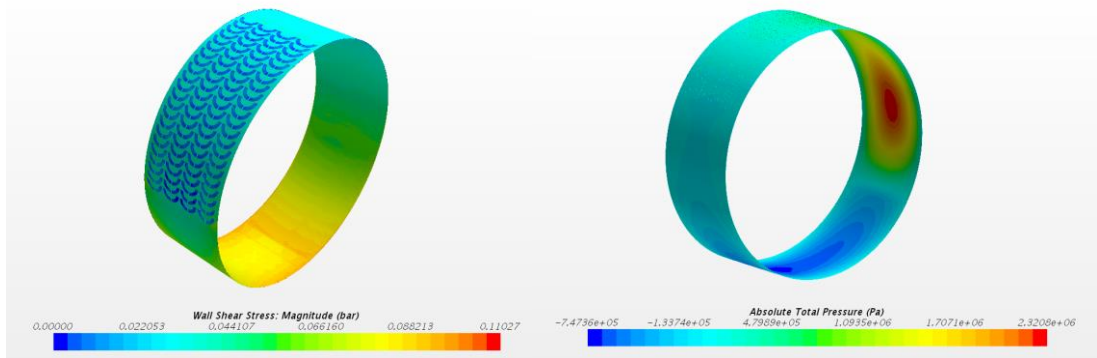
Şekil 4.4 : Model 2 wall shear stress ve basınç dağılımı.

4.1.3 Model 3

Model 3'in çizimleri, Şekil 3.17'de verilmiştir. Mesh görüntüsü Şekil 4.5'te paylaşılmıştır. Wall shear stress dağılımı Şekil 4.6'de gösterilmiştir. Sürtünme momenti $-1,703 \text{ Nm}$ olarak hesaplanmıştır.



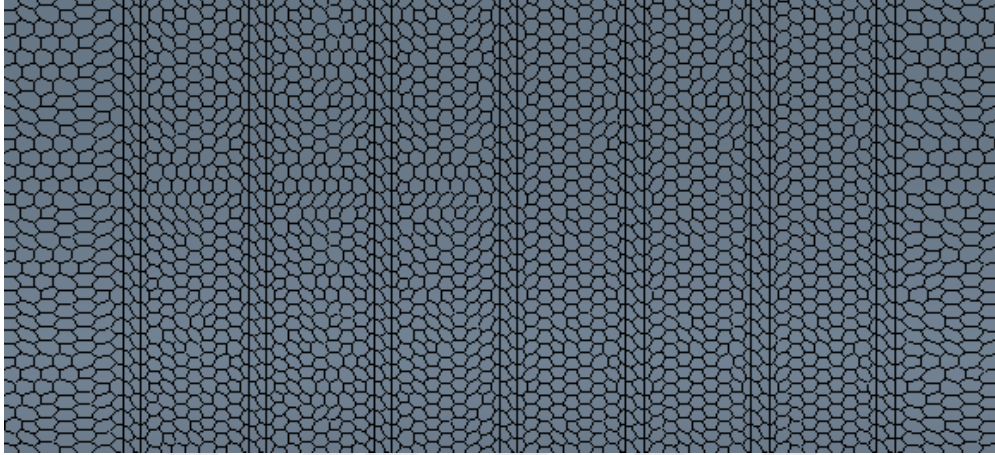
Şekil 4.5 : Model 3 mesh detayı.



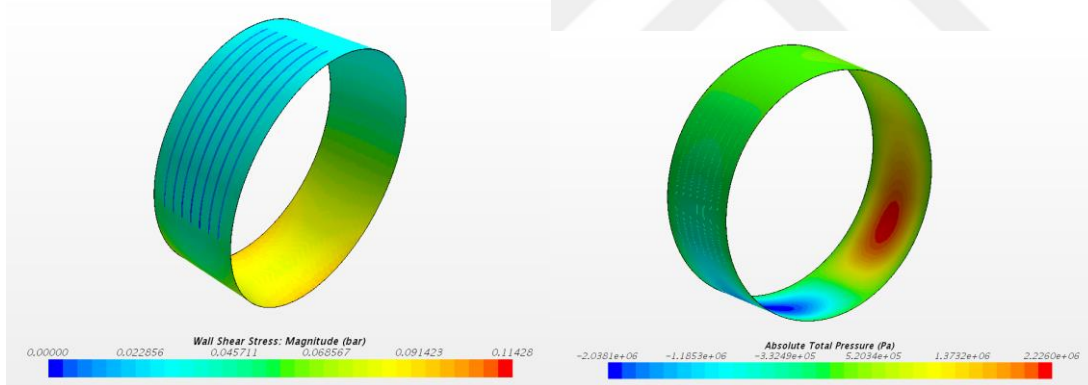
Şekil 4.6 : Model 3 wall shear stress ve basınç dağılımı.

4.1.4 Model 4

Model 4'ün çizimleri, Şekil 3.19'da verilmiştir. Mesh görüntüsü Şekil 4.7'de paylaşılmıştır. Wall shear stress dağılımı Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Sürtünme momenti $-1,717$ Nm olarak hesaplanmıştır.



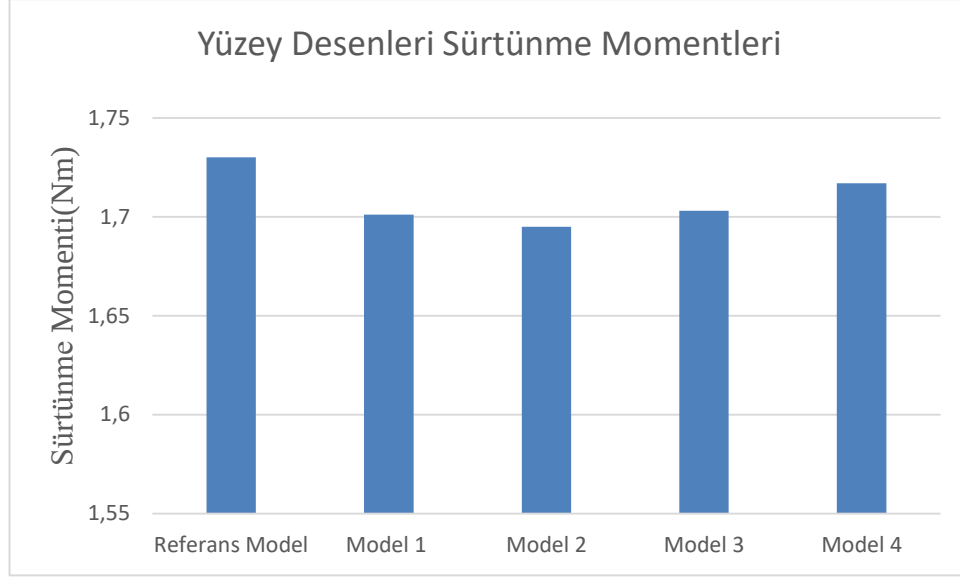
Şekil 4.7 : Model 4 mesh detayı.



Şekil 4.8 : Model 4 wall shear stress ve basınç dağılımı.

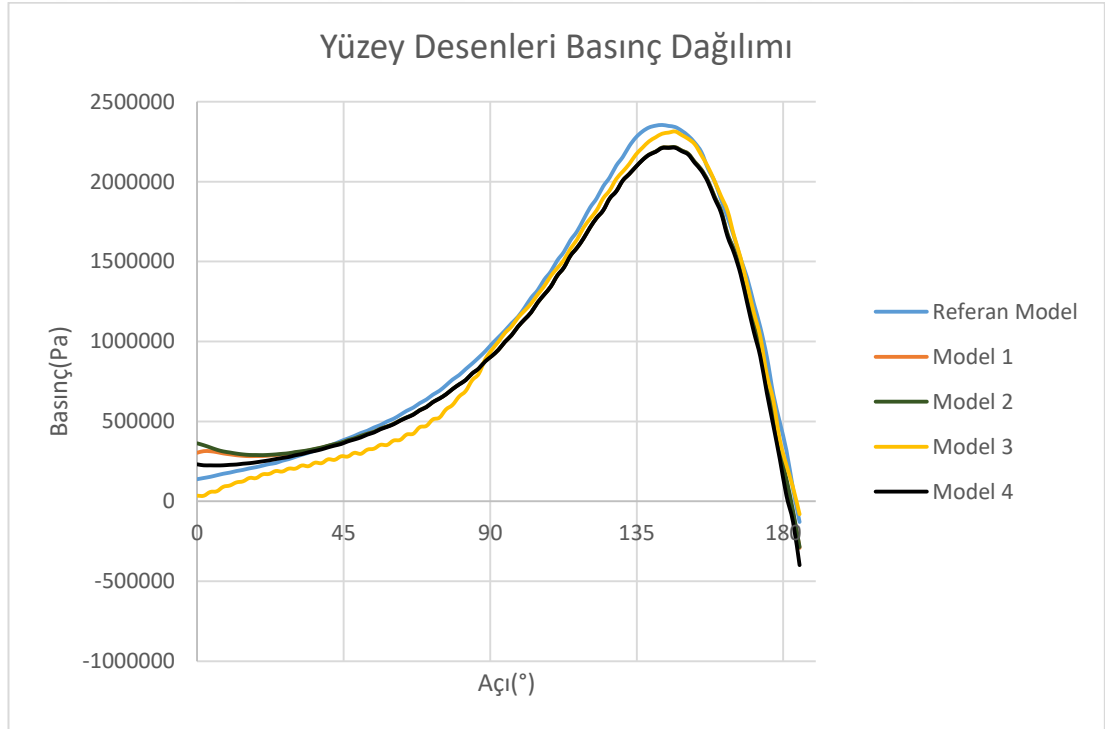
4.2 Modellerin Tartışılması

Analizlerde kullanılan referans kaymalı yatak ve yüzey deseni eklenmiş modeller için elde edilen sürtünme momentleri tablosu Şekil 4.9'da verilmiştir. Analizlerden çıkan sonuçlara göre yüzey üzerine desen eklemek sürtünme momentini değiştirmekte dolayısıyla yatak üzerindeki kayıplar üzerinde etkili olmaktadır. İyileşme oranları küçük gibi görülsede, motor üzerinde kullanılan yatak sayısı silindir sayısına göre arttığından ve motor güçleri ile orantılı olduğundan dolayı anlamlı olmaktadır.



Şekil 4.9 : Desenlere bağlı sürtünme kuvveti.

Kaymalı yatakların hidrodinamik performansını değerlerirken incelenmesi gereken bir diğer parametre şüphesiz yük taşıma kapasitesidir. Sürtünme momenti ile birlikte yatak üzerindeki basınç dağılımı, aynı sınır şartlarında taşıdığı yük miktarı ve sürtünme katsayısı da incelenmiştir. Yüzey desenleri basınç dağılımı Şekil 4.10'da verilmiştir. Farklı desenlerin hidrodinamik etkisi Çizelge 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.10 : Yüzey desenleri basınç dağılımı.

Çizelge 4.1 : Farklı desenlerin hidrodinamik etkisi

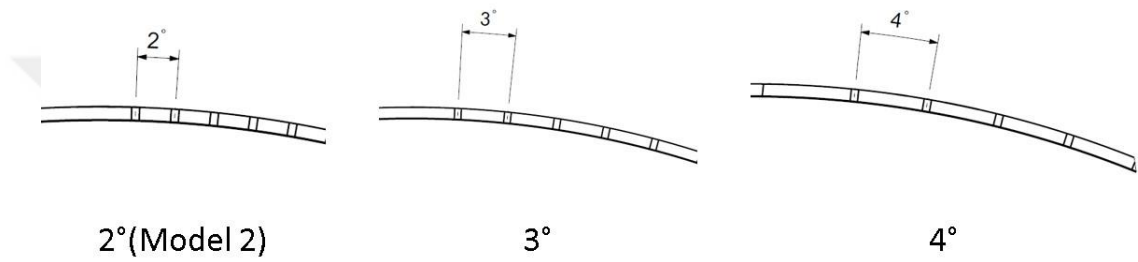
	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
Referans Model	3206	1,73	0,00658
Model 1	3118	1,701	0,00665
Model 2	3155	1,695	0,00655
Model 3	2406	1,703	0,00863
Model 4	3135	1,717	0,00667

Daha önceki çalışmalarda genellikle doğrusal desenlerin genişlik, yoğunluk ve derinlik parametreleri değiştirilerek harekete paralel veya dik olarak yerleştirildiği tasarımlar incelenmiştir. Test düzeneğinde yapılan testler sonucunda, desenli pinlerin desensiz pinlerden desen parametrelerine ve hareket yönüne göre sürtünme katsayısında %4,6 ile %33,35 arasında iyileşme görülmüştür[58]. Model 4’de kullanılan desen daha önceki çalışmalarda kullanılan desenlerden esinlenilerek oluşturulmuş ve farklı desenlerin etkisini incelemek için kullanılmıştır. Ayrıca bu desen model 1’de kullanılan desen ile birleştirilerek model 2 elde edilmiştir.

Tüm yatak parametreleri aynı olan birbirinden farklı 4 desenin uygulandığı modeller farklı hidrodinamik performans göstermiştir. Model 3 yük taşıma kapasitesi açısından diğer modellerden farklı bir davranış göstermesine rağmen sürtünme momenti açısından model 1 ile benzer sonuç göstermektedir. Model 1 ve model 4 karşılaştırıldığında model 4 daha fazla yük taşıma kapasitesine sahipken sürtünme momenti açısından daha kötü bir performans sergilemektedir. Sürtünme katsayıları karşılaştırıldığında benzer performans sergiledikleri söylenebilir. Model 1 ve model 4’ün desenlerinin birleşimi olan model 2 hem yük taşıma kapasitesi hem de sürtünme momenti açısından diğer tüm desenlerden daha iyi performans sergilemektedir. Referans modele göre %1,5 daha az yük taşımaya rağmen sürtünme momenti açısından %2 daha iyi bir performans elde edildiğinden dolayı sürtünme katsayısı bakımından en iyi performansı göstermektedir. Model 2 ile model 4 karşılaştırıldığında %0,6 daha fazla yük taşıdığı aynı zamanda %1,8 daha iyi sürtünme katsayısına sahip olduğu görülmüştür. Tüm sonuçlar incelendiğinde aynı bölgeye yerleştirilen farklı geometrilerin yatak performansı üzerinde fark yarattığı görülmektedir [9]. Ayrıca bu analizlere göre, model 2 referans alınarak çalışmanın genişletilmesine karar verilmiştir.

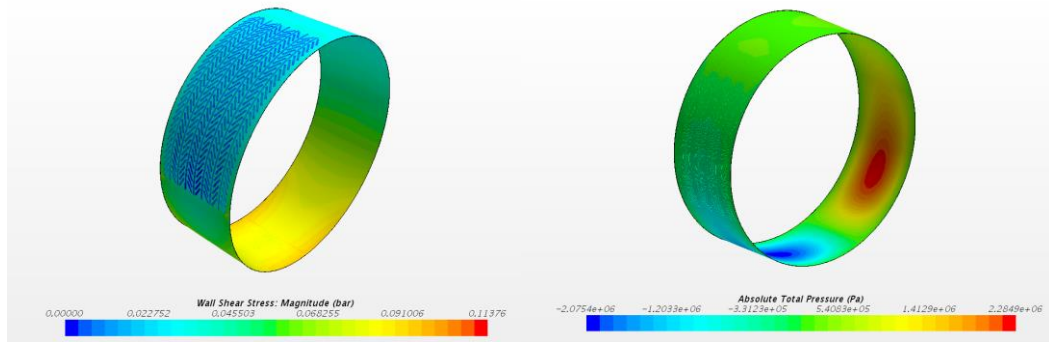
4.3 Farklı Alansal Yoğunluğa Sahip Yüzey Deseni Karşılaştırılması

Yüzey desenlerinin uygulanma yoğunluğu, sürtünme momentini etkileyebilecek bir parametredir. Yüzey desenlerinin uygulama yoğunluğunun sürtünme momenti üzerindeki etkisini incelemek için desenlerin sıklığı azaltılarak analizler yapılmıştır. Yoğunluğu ayarlamak için desenlerin açisal olarak yerleşimleri değiştirilmiştir. Şekil Referans modelde yatağın çevresine her 2° 'de bir yerleştirilen desenler ile 3° ve 4° aralıklarla yerleştirilen desenler karşılaştırılmıştır. Desen detayları Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

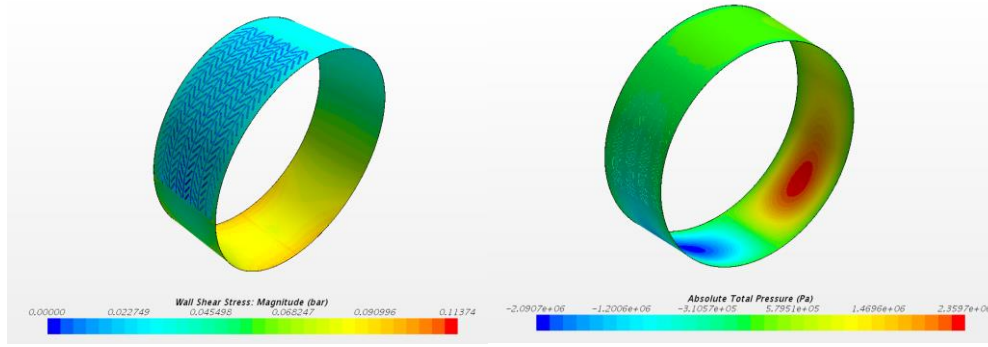


Şekil 4.11 : Farklı alansal yoğunluğa sahip yüzey deseni.

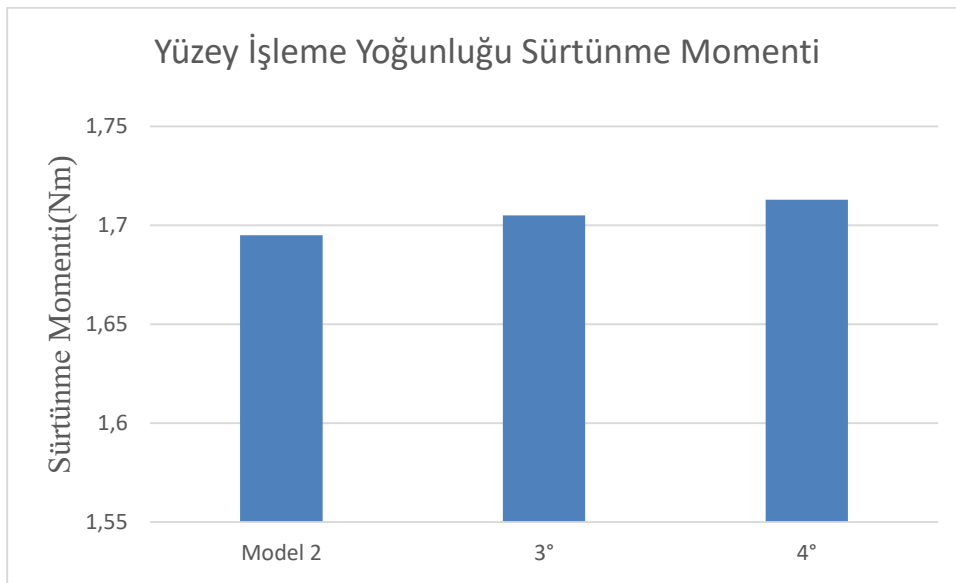
Analizlerde kullanılan sınır şartları değiştirilmemiştir. Analiz sonuçları Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14'de paylaşılmıştır. Yüzey işleme yoğunluğu basınç dağılımı Şekil 4.15'de verilmiştir. Farklı radyal derece yerleşiminin hidrodinamik etkisi Çizelge 4.2'te gösterilmiştir.



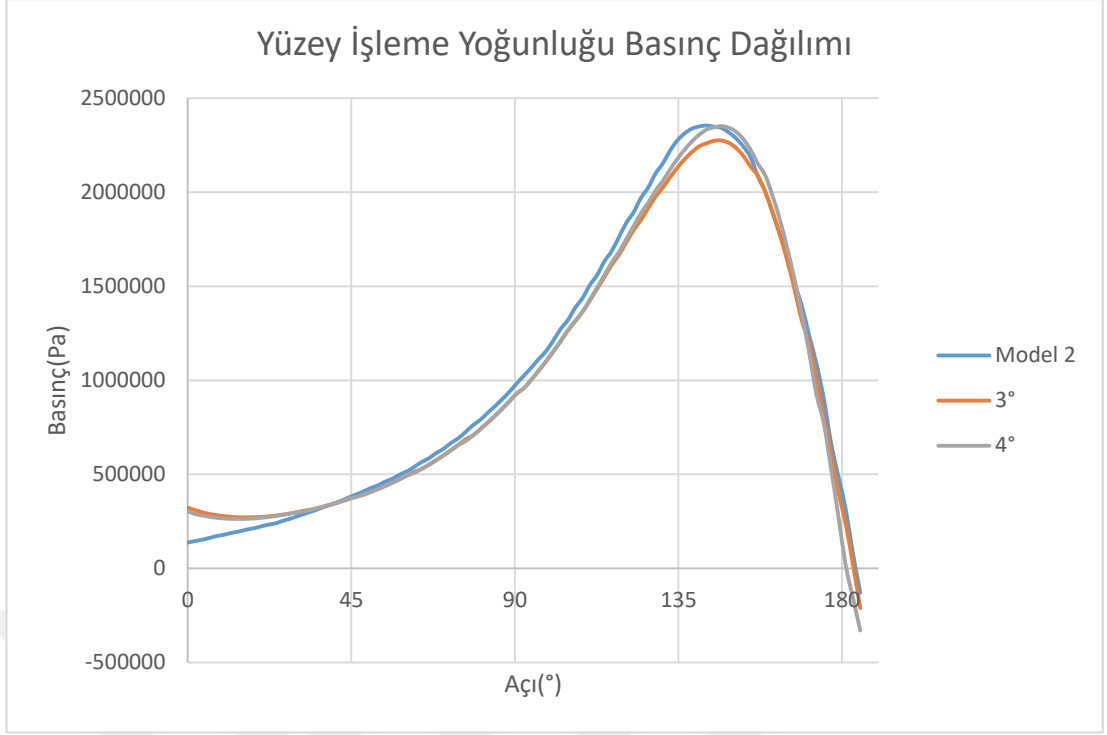
Şekil 4.12 : 3° aralıkla desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.13 : 4° aralıkla desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.14 : Yüzey işleme yoğunluğuna bağlı sürtünme momenti.



Şekil 4.15 : Yüzey işleme yoğunluğu basınç dağılımı.

Çizelge 4.2 : Yüzey işleme yoğunluğunun hidrodinamik etkisi.

	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
Model 2	3155	1,695	0,00655
3°	3146	1,705	0,00660
4°	3174	1,713	0,00658

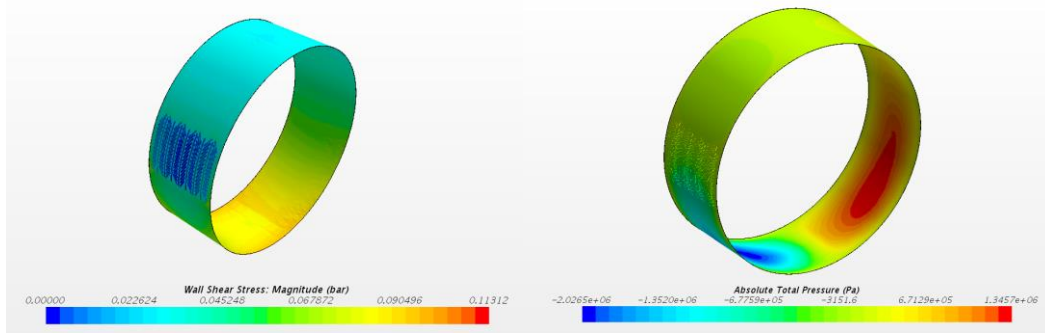
Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde yüzey deseni sıklığının sürtünme momenti üzerinde etkisinin olduğu görülmektedir. Desen alanı arttıkça sürtünme momenti aynı oranda azalmaktadır [48]. Bir başka çalışmada desen genişlikleri azaltılıp sayısı artırılarak yapılan testlerde sürtünme katsayısında %11,7 lik bir iyileşme görülmüştür[58]. Açılı desenlere sahip model 2’de benzer değişiklik yapıldığında açılal desenlerin %33 azalması sürtünme momentinde %0,5’lik bir azalmaya sebep olmaktadır. Açılal desenlerin %50 azalması ise sürtünme momenti üzerinde %1’lik bir azalmaya sebep olmaktadır. Sürtünme katsayıları incelendiğinde Model 2 ve 3° aralıkla yerleşimin yapıldığı desen arasındaki fark %0,7 olurken 4° aralıkla yerleştirilen desen arasındaki fark %0,4 olmaktadır. Yatak üzerindeki basınç dağılımında incelendiğinde anlamlı bir değişikliğin olmadığı görülmektedir. Bunun sonucunda yük taşıma kapasitesi de aynı şekilde değişmemektedir. Tüm modeller içinde küçük bir fark olsa da en iyi yatak performansını referans modelin gösterdiği

söylenabilir. Daha sonra yapılacak analizler için referans modelin kullanılması daha büyük kazançlar elde edilmesini sağlayabilir.

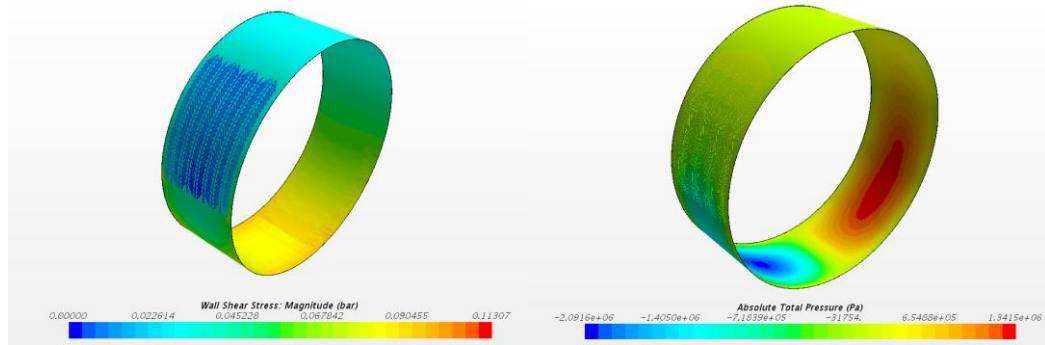
4.4 Yüzey Desenlerinin Farklı Radyal Açı İle Yerleştirilmesi İle Oluşturulan Modellerin Karşılaştırılması

Yatak yüzeyinin bölgesel olarak ne kadarına desen uygulanacağı sürtünme momentini etkileyebilecek bir parametredir. En uygun değerin bulunması için analizler yapılmıştır. Analizlerde 30° ila 180° kadar değişen değerler kullanılmıştır.

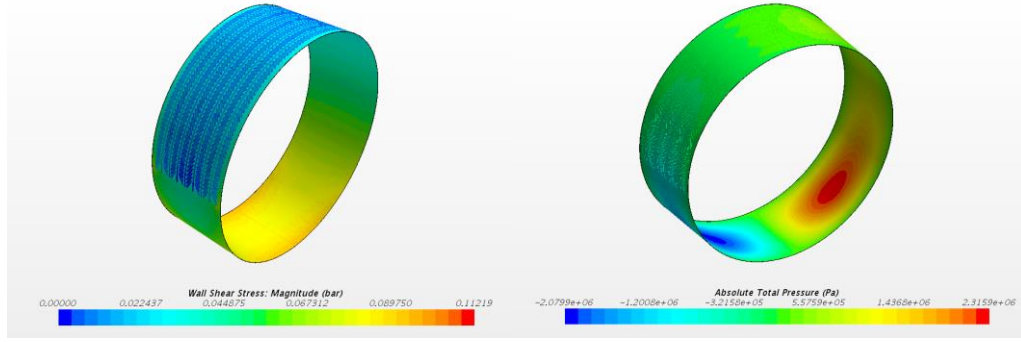
Analizlerde kullanılan sınır şartları değiştirilmemiştir. Analiz sonuçları Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de paylaşılmıştır. Farklı radyal derece yerleşimi basınç dağılımı Şekil 4.21’de verilmiştir. Farklı radyal derece yerleşiminin hidrodinamik etkisi Çizelge 4.3’te gösterilmiştir.



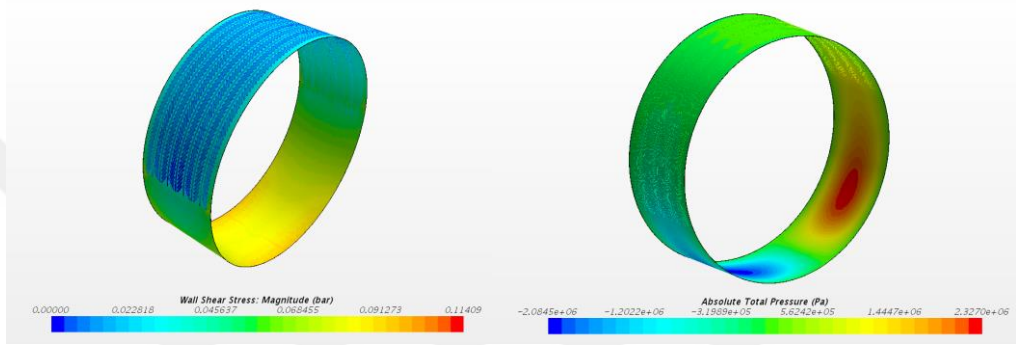
Şekil 4.16 : 30° ’lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



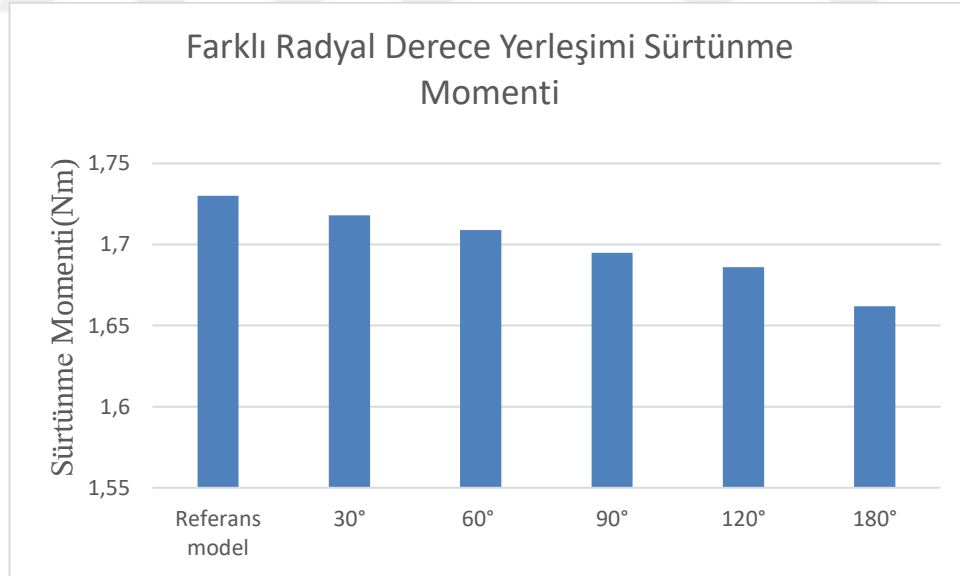
Şekil 4.17 : 60° ’lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



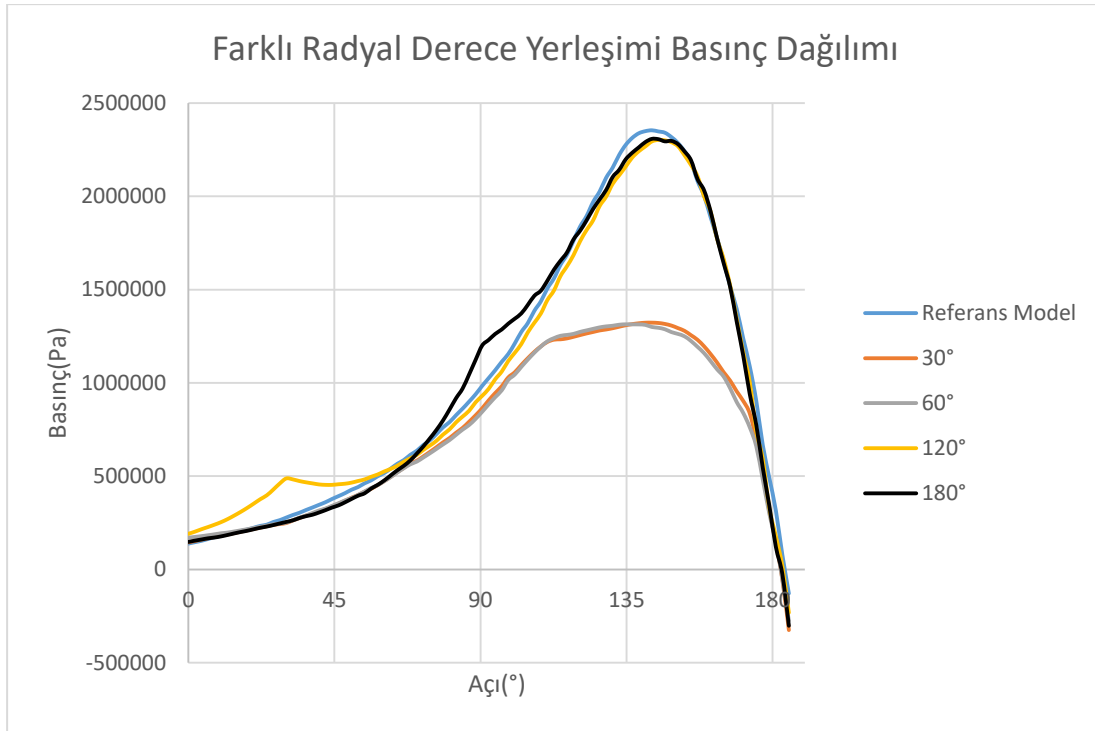
Şekil 4.18: 120°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.19 : 180°'lik bölgeye desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.20 : Farklı desen bölgesine sahip yatak sonuçları.



Şekil 4.21 : Farklı radyal derece yerleşimi basınç dağılımı.

Çizelge 4.3 : Farklı radyal derece yerleşiminin hidrodinamik etkisi.

	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
Referans Model	3155	1,695	0,00655
30°	2678	1,718	0,00782
60°	2729	1,709	0,00763
120°	3240	1,686	0,00634
180°	3332	1,662	0,00608

Şekil 4.20’de görüleceği üzere yatak üzerine uygulanan desen alanı arttıkça sürtünme momenti doğrusal bir şekilde düşmektedir. Ancak kaymalı yatakların performansı için tek parametre sürtünme momenti değildir. Aynı zamanda yük taşıma kapasitesi de göz önünde bulundurulmalıdır. Önceki çalışmalar incelendiğinde yük bölgesine eklenen desenlerin sürtünme kuvvetini iyileştirirken aynı zamanda yük taşıma kapasitesini düşürdüğü görülmüştür [6]. Bununla birlikte yük bölgesinin aksi tarafına eklenen desenlerin yük taşıma kapasitesini arttırdığı bilinmektedir [59]. Bu sebeple sürtünme momentini iyileştirme çalışmasında yük bölgesine desen uygulanmadan en iyi tasarıma ulaşmak hedeflenmiştir. Sonuç olarak yatağın yük bölgesinin karşı tarafında bulunan 180° kısma uygulanan desenlerin hem sürtünme momenti hem de yük taşıma açısından en iyi sonucu verdiği görülmüştür. Reynolds denklemleri incelendiğinde akışın hız değişiminin yük taşıma kapasitesi açısından önemli olduğu bilinmektedir. Kaymalı yataklarda hız değişimi film kalınlığının değişimi ile sağlanmaktadır. 180° desen uygulanan yataklarda yağın hızı yük bölgesinin başladığı noktada değiştiğinden ortalama basınç daha yüksek olmaktadır. Bu sayede yük taşıma kapasitesinde artış görülmektedir. Referans modele göre 180° desene sahip model %5 daha fazla yük taşıma kapasitesine, %2 daha az sürtünme momentine ve %7 daha düşüksürtünme katsayısına sahip olmaktadır. Aynı model desensiz model ile karşılaştırıldığında ise %4 daha fazla yük taşıma kapasitesine, %4 daha az sürtünme momentine ve %7,5 daha düşük sürtünme katsayısına sahip olmaktadır. Bu sonuçlara göre sonraki analizlerde 180° yüzey deseni uygulanmış modellerin yatak performansı açısından daha da iyileştirilebileceği düşünülmektedir.

4.5 Yüzey Deseni Derinliği Değiştirilerek Oluşturulan Modellerin

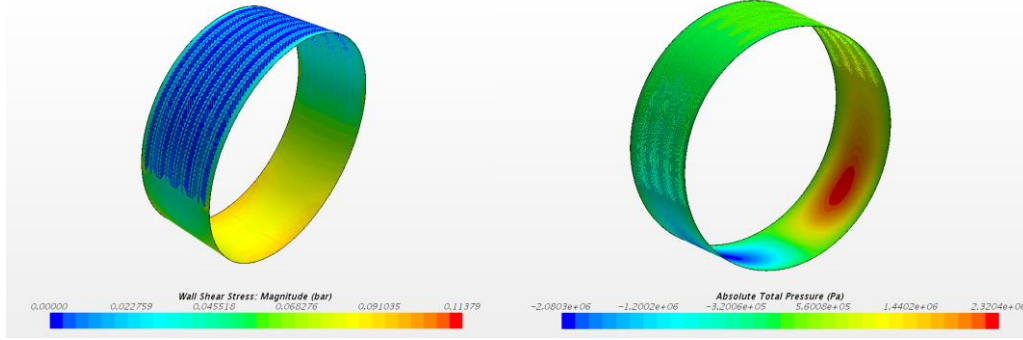
Karşılaştırılması

Yüzey deseni derinlikleri hidrodinamik performansı değiştirebilecek bir diğer parametredir. Desen derinliklerin ölçüsü minimum film kalınlığı ile ilişkilendirilerek incelenmiştir. $d/h_{\min} > 1$ derin desen ve $d/h_{\min} \leq 1$ sığ desen olarak iki fark durum incenelecektir [6].

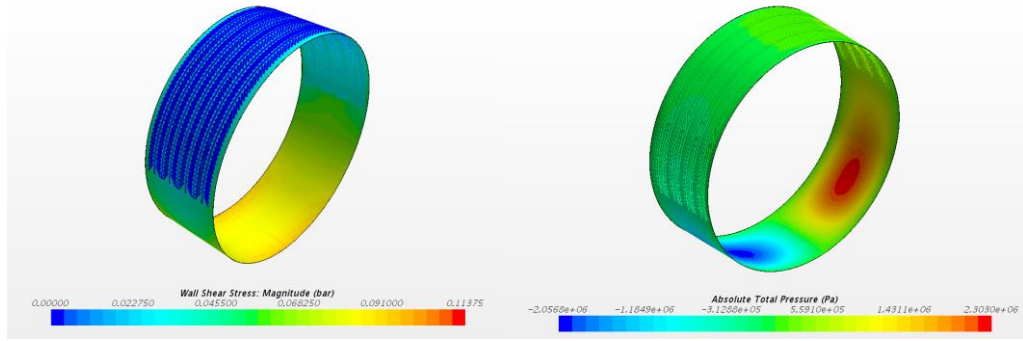
4.5.1 Derin desenler $d/h_{\min} > 1$

Tüm analizlerde desen derinliği referans değeri olarak önceki çalışmalar göz önüne alınarak 40µm değeri kullanılmıştır [59]. $d/h_{\min} = 2.1$ olarak hesaplanmıştır. Bu değer 5 ile 30 arası değişimi durumunda sürtünme momenti üzerindeki etkisi

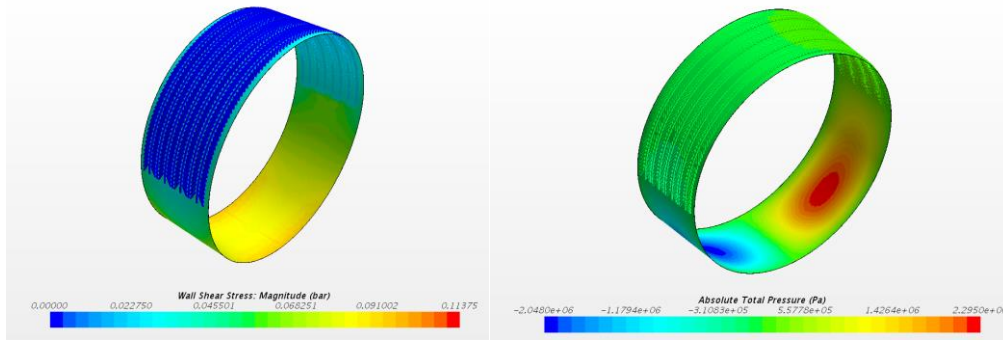
incelenmiştir. Analiz sonuçları Şekil 4.22, Şekil 4.23, Şekil 4.24, Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’da paylaşılmıştır. Derin desenlerin hidrodinamik etkisi Çizelge 4.4’te gösterilmiştir.



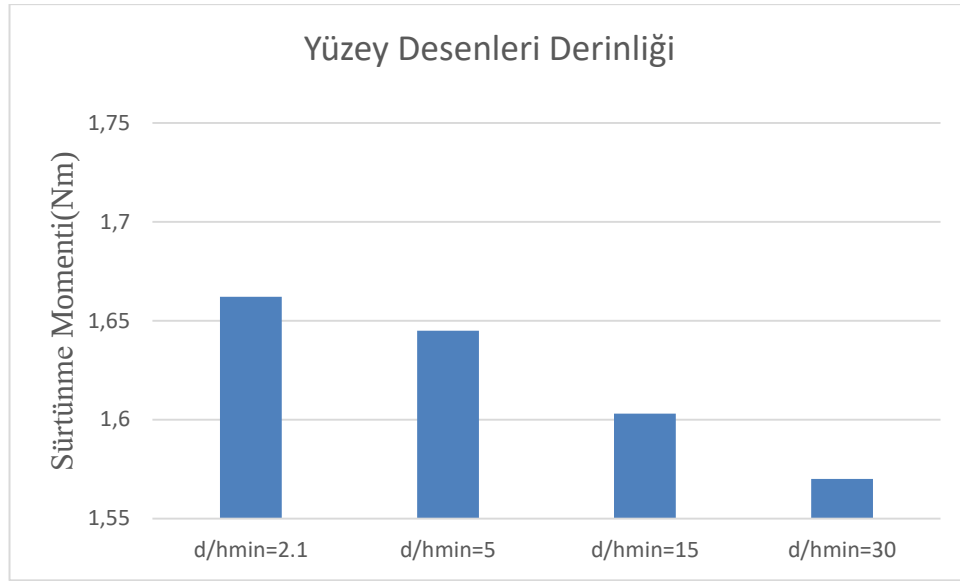
Şekil 4.22 : $d/h_{\min}=5$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



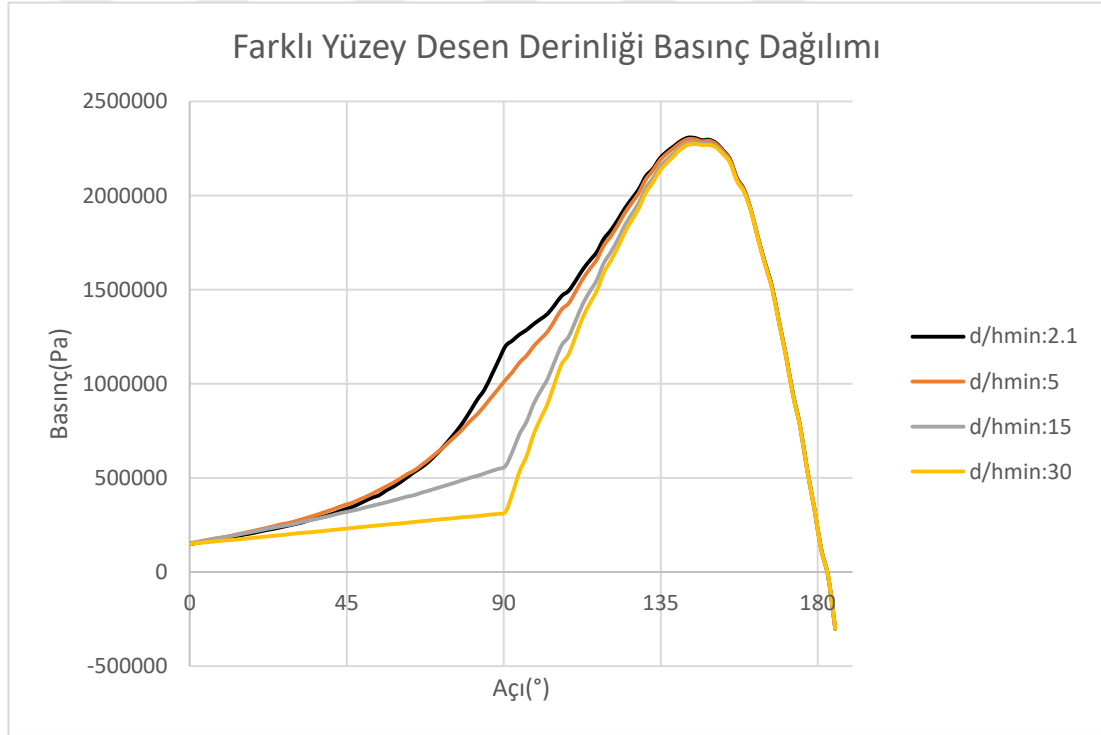
Şekil 4.23 : $d/h_{\min}=15$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.24 : $d/h_{\min}=30$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.25 : Derin desenler ile yapılan analiz sonuçları.



Şekil 4.26 : Farklı yüzey desen derinliği basınç dağılımı.

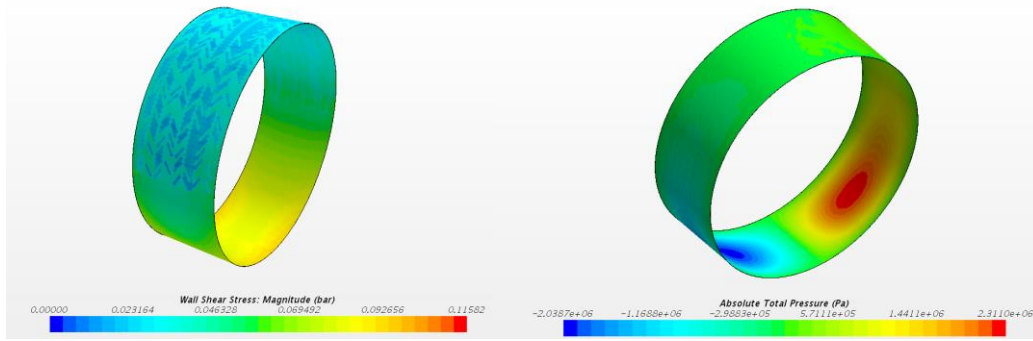
Çizelge 4.4 : Derin desenlerin hidrodinamik etkisi.

	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
d/hmin:2.1	3332	1,662	0,00608
d/hmin:5	3241	1,645	0,00618
d/hmin:15	2797	1,603	0,00698
d/hmin:30	2445	1,57	0,00783

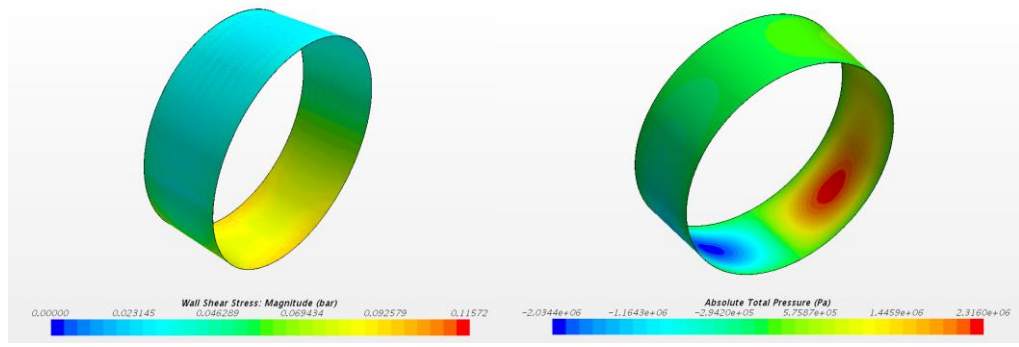
Film kalınlığının artması sıvılardaki kesme kuvvetlerini azaltmaktadır. Bu sebeple desen derinlikleri arttıkça sürtünme momenti düşmektedir. Ancak yük taşıma açısından bakıldığında film kalınlığının artması aynı zamanda akış hızlarını da düşürmektedir. Bu sebeple sürtünme momenti iyileşirken yük taşıma kapasitesi düşmektedir. Şekil 4.26 'da derinlik arttıkça basıncın sabit kaldığı görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde yüzey derinliğinin artması sürtünme momenti üzerinde aynı ölçüde iyileşme sağlamasına rağmen yük taşıma kapasitesinde düşüş görülmüştür. Analizler incelendiğinde en fazla desen derinliğine sahip modelde sürtünme momentindeki azalış %5,5 olmasına rağmen yük taşıma kapasitesi %26 azalmaktadır. Yük taşıma kapasitesindeki azalma sürtünme katsayısı üzerinde %28'lik bir artışa sebep olmaktadır. Bu sonuçlara göre yatağın hidrodinamik performansının kötüleştiği söylenebilir.

4.5.2 Sığ desenler $d/h_{\min} \leq 1$

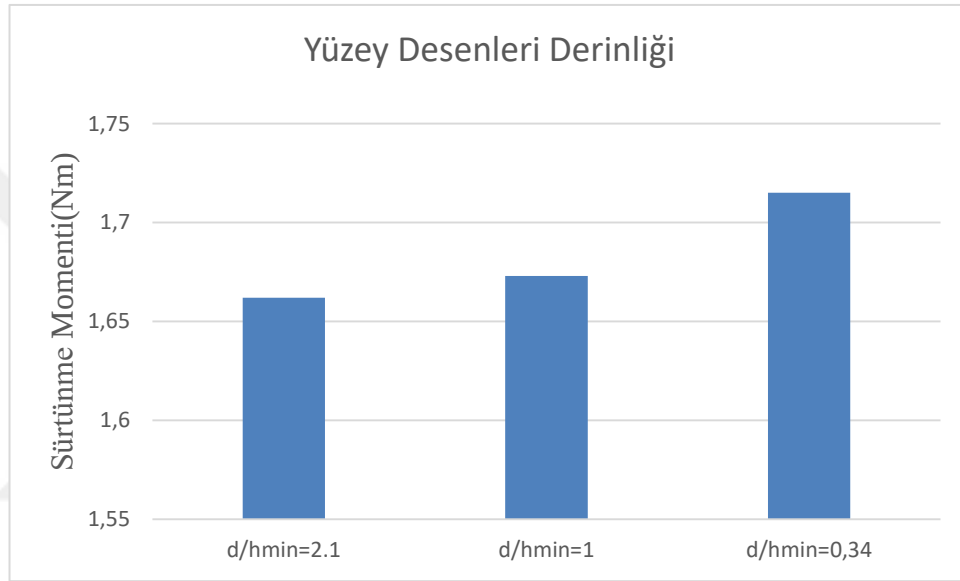
Tüm analizlerde desen derinliği referans değeri olarak önceki çalışmalar göz önüne alınarak 40um değeri kullanılmıştır [59]. $d/h_{\min} = 2.1$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerin 0,34 ile 1 arası değişimi durumunda sürtünme momenti üzerindeki etkisi incelenmiştir [6]. Analiz sonuçları Şekil 4.27, Şekil 4.28, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da paylaşılmıştır. Sığ desenlerin hidrodinamik etkisi Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.



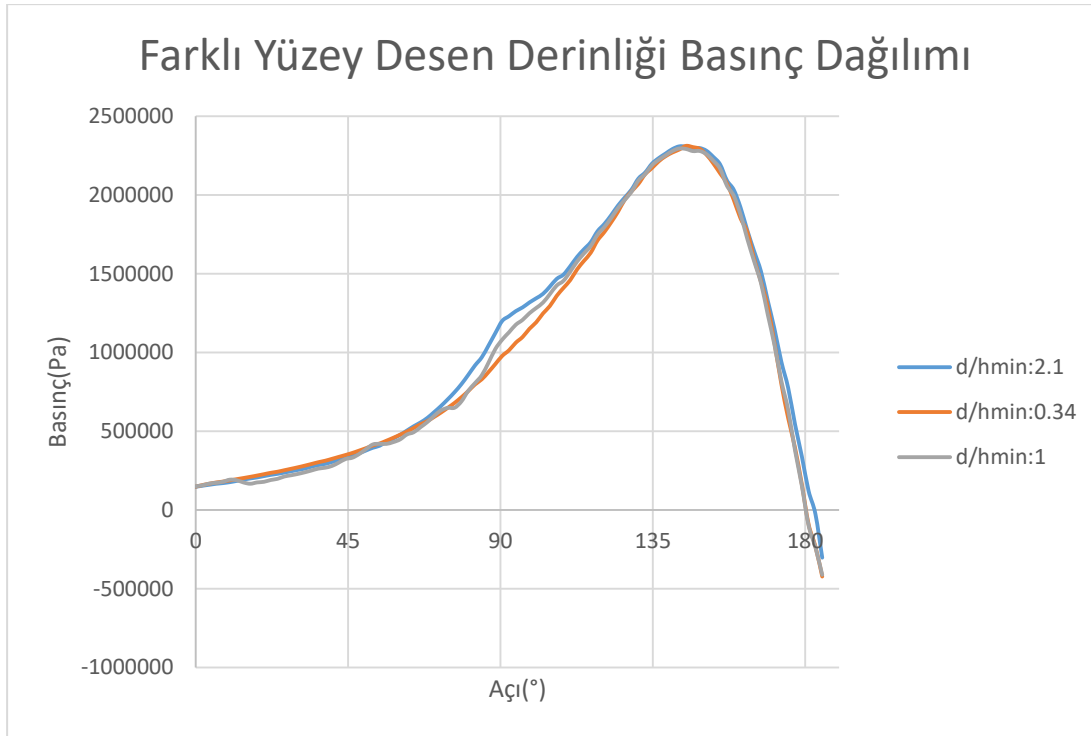
Şekil 4.27 : $d/h_{\min}=1$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.28 : $d/h_{\min}=0,34$ oranında desen derinliğine sahip modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.29 : Sığ desenler ile yapılan analiz sonuçları.



Şekil 4.30 : Farklı yüzey desen derinliği basınç dağılımı.

Çizelge 4.5 : Sığ desenlerin hidrodinamik etkisi.

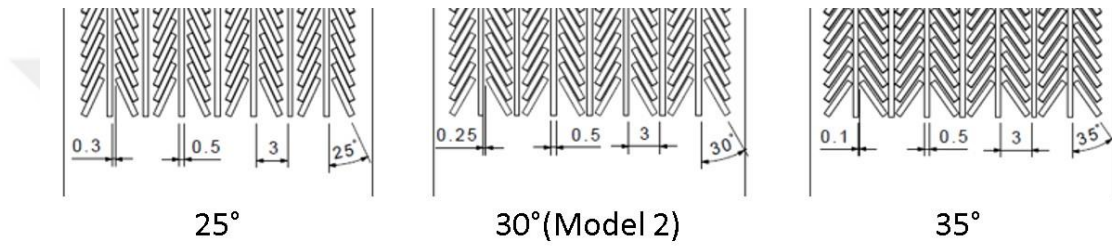
	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
d/hmin:2.1	3332	1,662	0,00608
d/hmin:0.34	3105	1,715	0,00673
d/hmin:1	3188	1,673	0,00639

Sonuçlar incelendiğinde desen derinliği azaldıkça bu bölgedeki sıvı kalınlığı da aynı şekilde azalmakta bu durumda sıvılardaki kesme kuvvetlerinin artmasına sebep olmaktadır. Bunun sonucunda sürtünme momentinin arttığı görülmüştür. Yük taşıma kapasitesindeki azalış, akış hızlarındaki değişimin az olması sebebiyle olmaktadır. Referans modele göre sonuçlar karşılaştırıldığında yük taşıma kapasitesi en sığ model için %6,8 düşmektedir. Sürtünme momentindeki artış ise %3 olmaktadır. Aynı zamanda sürtünme katsayısı da %10 artmaktadır. Benzer sonuçlar Cupillard ve ark. [6] çalışmasında da görülmüştür.

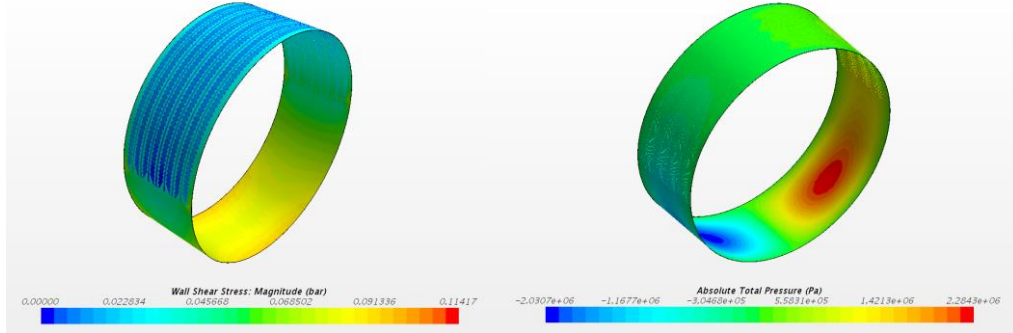
4.6 Farklı Açılarda Kanallara Sahip Desenlerin Karşılaştırılması

Yapılan tüm analizlerde yüzey desenlerinde geometrik boyutlar sabit tutulmuştur. Desenlerin yerleşiminde değişimde incelenerek desenin en iyilenmesi hedeflenmiştir. Geometrinin ana yapısı korunmuştur.

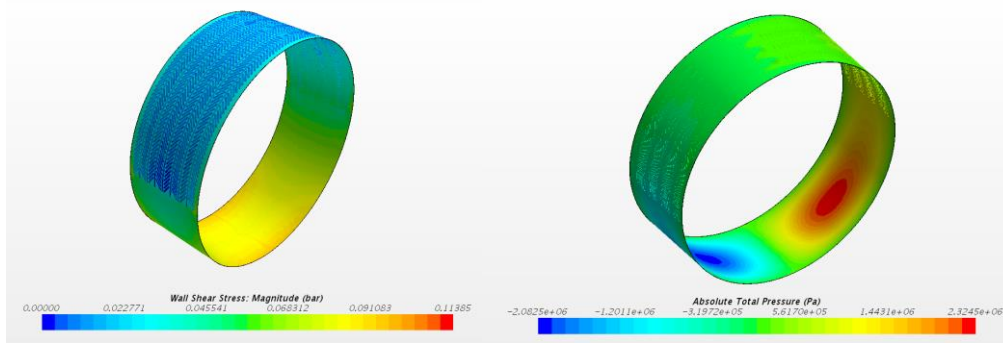
Yüzey deseninde bulunan kanalların yatayla yaptıkları açı değerleri değiştirilmiştir. Kanal genişliği ve derinliği ise sabit tutulmuştur. Farklı açılarda kanallara sahip yüzey deseni detayları Şekil 4.31’de verilmiştir. Analiz sonuçları Şekil 4.32, Şekil 4.33, Şekil 4.34 ve Şekil 4.35’de gösterilmiştir. Desen açılarının hidrodinamik etkisi Çizelge 4.6’da paylaşılmıştır.



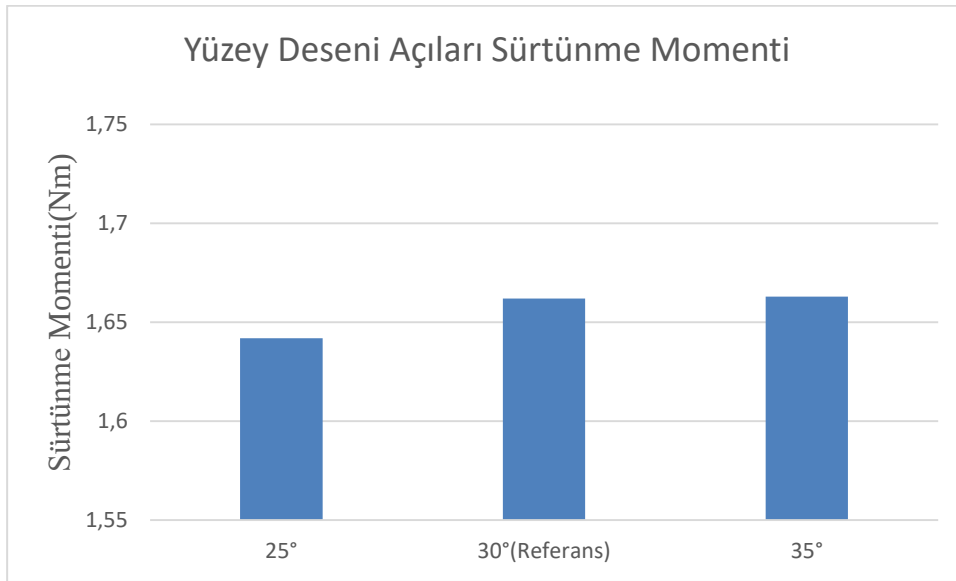
Şekil 4.31 : Farklı açılarda kanallara sahip yüzey deseni.



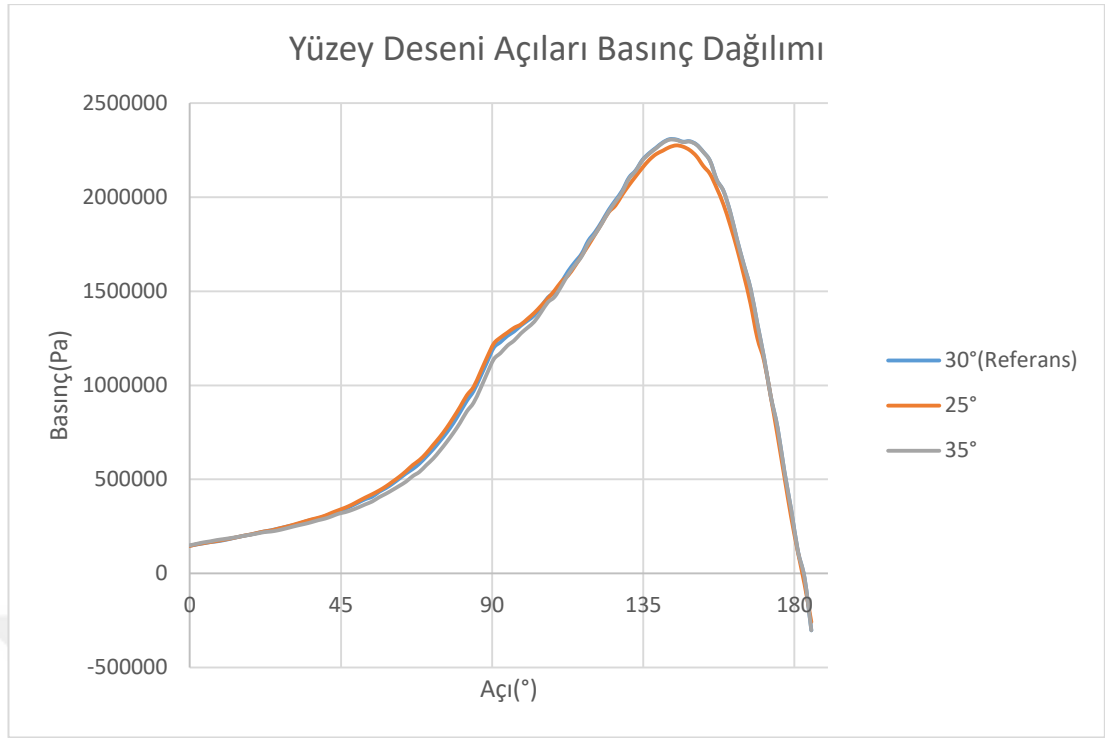
Şekil 4.32 : 25°'lik açıya sahip desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.33 : 35°'lik açığa sahip desen yerleştirilen modelin wall shear stress ve basınç dağılımı.



Şekil 4.34 : Farklı desen açılırları ile yapılan analiz sonuçları.



Şekil 4.35 : Yüzey deseni açıları basınç dağılımı.

Çizelge 4.6 : Desen açılarının hidrodinamik etkisi.

	Yük (N)	Sürtünme Momenti (N.m)	Sürtünme Katsayısı
30°(Referans)	3332	1,662	0,00608
25°	3337	1,643	0,00600
35°	3247	1,663	0,00624

Şekil 4.34'te görüldüğü gibi desen açıları sürtünme momenti üzerinde etkili olmaktadır. Bunun sebebi olarak desen yönlerinin yatak eksenine göre paralelleşmesi olduğu düşünülmektedir [54]. Yük taşıma kapasitesi olarak incelendiğinde desenlerin yönünün etkisinin diğer parametrelere göre daha az olduğu görülmektedir. 25° açı ile desen işlenen model ile referans model karşılaştırıldığında benzer yük taşıma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Yük taşıma kapasitesi değişmemesine rağmen sürtünme momenti %1 iyileşmektedir. Bununla birlikte sürtünme katsayısı da benzer oranda azalmaktadır. Tüm analizler içinde en iyi performansa sahip tasarımın bu model olduğu sonucuna varılmıştır. Desensiz referans yatağa göre yük taşıma kapasitesi %4 iyileştirken aynı zamanda sürtünme momenti %5 azalmakta ve aynı zamanda sürtünme katsayısı da %8,8 oranında azalmaktadır. Tek yataktaki kaybın 450watt olduğu hesaplanmıştır. 6 silindirli bir motorda 7 adet ana yatak

bulunmaktadır ve yataklardaki toplam kayıp 3150watt mertebesine ulaşmaktadır. Yataklara desen uygulanarak elde edilen %5'sürtünme torku kazancı tüm motorda 157watt kazanç sağlamaktadır. Bu iyileşme yakıt tükeminin azalmasına ve bu sayede emisyon değerlerinin düşmesini sağlamaktadır.



5. SONUÇLAR

Desen eklenmiş bir radyal kaymalı yatağın sürtünme momenti açısından performansı incelenmiştir.

- Yüzey desenlerinin şekilleri sürtünme momenti üzerinde etkili olmaktadır.
- Radyal yatak üzerine uygulanan desenlerin açısal olarak yerleşimi sürtünme momentinin azalmasını sağlamaktadır. Radyal yatağın yük bölgesinin karşı tarafına yerleştirilen 180° desen sürtünme momenti açısından en iyi sonucu vermektedir.
- Uygulanan desenlerin derinliği sıg ve derin olacak şekilde film kalınlığına bağlı olarak incelenmiştir. Desen derinliği arttıkça sürtünme momenti iyileşmektedir.
- Desenlerin uygulama sıklığının artması sürtünme momentini iyileştirmektedir.
- Sürtünme momenti üzerinde etkili olan bir diğer parametre ise desenlerin yatak eksenine ile yaptığı açıdır. Yatak eksenine olan açı azaldıkça sürtünme momenti düşmektedir.



KAYNAKÇA

- [1] **Costa, H. L., & Hutchings, I. M.** (2007). Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions. *Tribology International*, 40(8), 1227–1238.
- [2] **Etsion, I.** (2005). State of the art in laser surface texturing. *Journal of Tribology*, 127(1), 248–253.
- [3] **Etsion, I.** (2004). Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing. *Tribology Letters*, 17(4), 733–737.
- [4] **He, B., Chen, W., ve Jane Wang, Q.** (2008). Surface texture effect on friction of a microtextured poly (dimethylsiloxane) (PDMS). *Tribology Letters*, 31(3), 187–197. <https://doi.org/10.1007/s11249-008-9351-0>
- [5] **Glavatskih, S. B., McCarthy, D. M. C., ve Sherrington, I.** (2005). Hydrodynamic performance of a thrust bearing with micropatterned pads. *Tribology Transactions*, 48(4), 492–498.
- [6] **Cupillard, S., Glavatskih, S., ve Cervantes, M. J.** (2008). Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. <https://doi.org/10.1243/13506501JET319>
- [7] **Snegovskii, F. P., ve Bulyuk, N. G.** (1983). Study of lubrication of sliding bearings with microgrooves on the shafts. *Treniei Iznos*, 4(2), 322–329.
- [8] **Rightmire, G. K. ve Anderson Bill Jr., H. G.** (1987). On the flow perturbation and friction reduction introduced by surface dimples. *Paper VI(ii)*, (139-143).

- [9] **Syed, I., ve Sarangi, M.** (2014). Hydrodynamic lubrication with deterministic micro textures considering fluid inertia effect. *Tribology International*. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.08.011>
- [10] **Winoto, S. H., Hou, Z. Q., Ong, S. K. , Rondonuwu, C. C., ve Zhang, Q. D.** (2002). Effects of herringbone groove patterns on performance of vertical hydrodynamic journal bearings. *Tribology Transactions*, 45(3), 318–323.
- [11] **Kumada, Y., Hashizume, K., ve Kimura, Y.** (1996). Performance of plain bearings with circumferential microgrooves. *Tribology Transactions*, 39(1), 81–86.
- [12] **Reynolds, O.** (1886). On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 177, pp. 157–234.
- [13] **Olver, A. V., Fowell, M. T., Spikes, H. A., ve Pegg, I. G.** (2006). 'Inlet suction', a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings. *Proc. Inst. Mech. Eng, Part J: J. Engineering Tribology*, 220(2), pp. 105–108.
- [14] **Fowell, M., Olver, A.V., Gosman, A. D., Spikes, H. A., ve Pegg, I.** (2007). Entrainment and inlet suction: two mechanisms of hydrodynamic lubrication in textured bearings. *Journal of Tribology*, 129(2), 336–347.
- [15] **Pascovici, M. D., Marian, V., ve Gaman, D.** (2004). Analytical and numerical approach of load carrying capacity for partially textured slider. In *International Nanotribology Conference Nano Sikkim II : Friction and Biotribology, Peeling, Sikkim, India*.
- [16] **Pascovici, M. D., Cicone, T., Fillon, M., ve Dobrica, M. B.** (2007). Texturing Effects in Plane-Inclined Slider Bearings. *International Joint Tribology Conference*, pp. 269-271. doi: <https://doi.org/10.1115/IJTC2007-44258>
- [17] **Kobayashi, T.** (1999). Numerical analysis of herringbone-grooved gas-lubricated journal bearings using a multigrid technique. *Journal of Tribology*, 121(1), 148–156.

- [18] **Jang, G. H., ve Chang, D. I.** (2000). Analysis of a hydrodynamic herringbone grooved journal bearing considering cavitation. *Journal of Tribology*, 122(1), 103–109.
- [19] **Arghir, M., Roucou, N., Helene, M., ve Frene, J.** (2003). Theoretical analysis of the incompressible laminar flow in a macro-roughness cell. *Journal of Tribology*, 125(2), 309–318.
- [20] **Sahlin, F., Glavatskih, S. B., Almqvist, T., ve Larsson, R.** (2005). Two-dimensional CFD-analysis of micro-patterned surfaces in hydrodynamic lubrication. Transactions of the ASME. *Journal of Tribology*, 127(1), 96–102.
- [21] **Dobrica, M. B., ve Fillon, M.** (2009). About the validity of Reynolds equation and inertial effects in textured sliders of infinite width. Proc. IMechE, Part J: J. *Engineering Tribology*, 223(1), pp. 69–78.
- [22] **Brajdic-Mitidieri, P., Gosman, A. D., Ioannides, E., ve Spikes, H. A.** (2005). CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing. *Journal of Tribology*, 127(4), 803–812.
- [23] **De Kraker, A., Van Ostayen, R. A. J., Van Beek, A., ve Rixen, D. J.** (2007). A multiscale method modeling surface texture effects. *Journal of Tribology*, 129(2), 221–230.
- [24] **Dhande, D. Y., ve Pande, D. W.** (2018). Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupled Fluid Structure Interaction considering cavitation. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2016.09.001>
- [25] **Muchammad, T. M., Pratomo, A. W., Jamari, J., ve Schipper, D. J.** (2016). The effect of boundary slip and cavitation on hydrodynamic pressure generation in pocket bearings. In *AIP Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.1063/1.4945502>
- [26] **Siripuram, R. B., ve Stephens, L. S.** (2004). Effect of deterministic asperity geometry on hydrodynamic lubrication. *Journal of Tribology*, 126(3), 527–534.

- [27] **Chen, L. Y., Li, R., Xie, F., ve Wang, Y.** (2019). Load-bearing capacity research in wet clutches with surface texture. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*.
<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.04.055>
- [28] **Haosheng, C., Darong, C. ve Yongjian, L.** (2006). Investigation on effect of surface roughness pattern to drag force reduction using rotary rheometer. *Journal of Tribology*, 128(1), 131–138.
- [29] **Li, H., ve Braun, M. J.** (2007). The lubricant flow structure and pressure generation in a journal bearing with diamond-knurled stator surface. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007 - Power for Land, Sea, and Air, Vol. 5, pp. 1005–1015.
- [30] **Ausas, R., Ragot, P., Leiva, J., Jai, M., Bayada, G., ve Buscaglia, G. C.** (2007). The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings. *Journal of Tribology*, 129(4), 868–875.
- [31] **Lin, T. R.** (1994). Steady state performance of finite hydrodynamic journal bearing with three-dimensional irregularities. *Wear*, 176(1), 95–102.
- [32] **Sahu, M., Sarangi, M., ve Majumdar, B. C.** (2006). Thermo-hydrodynamic analysis of herringbone grooved journal bearings. *Tribology International*, 39(11), 1395–1404.
- [33] **Tala-Ighil, N., Maspeyrot, P., Fillon, M., ve Bounif, A.** (2007). Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady state operating conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: *Journal of Engineering Tribology*, 221(6), pp. 623–633.
- [34] **Kato, T., ve Obara, S.** (1996). Improvement in dynamic characteristics of circular journal bearings by means of longitudinal microgrooves. *Tribology Transactions*, 39(2), 462–468.
- [35] **Brizmer, V., Kligerman, Y., ve Etsion, I.** (2003). A laser surface textured parallel thrust bearing. *Tribology Transactions*, 46(3), 397–403.

- [36] **Kligerman, Y., ve Etsion, I.** (2001). Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal. *Tribology Transactions*, 44(3), 472–478.
- [37] **Etsion, I., Kligerman, Y., ve Halperin, G.** (1999). “Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces. *Tribology Transactions*, 42(3), 511–516.
- [38] **Kucinski, B. R., DeWitt, K. J., ve Pascovici, M. D.** (2004). Thermoelastohydrodynamic (TEHD) analysis of a grooved thrust washer. *Journal of Tribology*, 126(2), 267–274.
- [39] **Yu, T. H., ve Sadeghi, F.** (2001). Groove effects on thrust washer lubrication. *Journal of Tribology*, 123(2), 295–304.
- [40] **Tønder, K.** (2001). Inlet roughness tribodevices: Dynamic coefficients and leakage. *Tribology International*, 34(12), 847–852.
- [41] **Tønder, K.** (2005). Pivoted inlet texture devices. In *Proceedings of the World Tribology Congress III - 2005*, ASME, New York, United States, pp. 65–66.
- [42] Tønder, K. (2004). Hydrodynamic effects of tailored inlet roughnesses: extended theory. *Tribology International*, 37(2), 137–142.
- [43] **Brizmer, V., ve Kligerman, Y.** (2012). A laser surface textured journal bearing. *Journal of Tribology*, 134(3). <https://doi.org/10.1115/1.4006511>
- [44] **Kango, S., Singh, D., ve Sharma, R. K.** (2012). Numerical investigation on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing. *Meccanica*, 47(2), 469–482. <https://doi.org/10.1007/s11012-011-9460-y>
- [45] **Marian, V. G., Kilian, M., ve Scholz, W.** (2007). Theoretical and experimental analysis of a partially textured thrust bearing with square dimples. *Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology*, 221(7), pp. 771–778.
- [46] **Hamdavi, S., Ya, H. H., ve Rao, T. V. V. L. N.** (2016). Effect of surface texturing on hydrodynamic performance of journal bearings. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(1), 172–176.

- [47] **Kligerman, Y., Etsion, I., ve Shinkarenko, A.** (2005). Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing. *Journal of Tribology*, 127(3), 632–638.
- [48] **Ronen, A., Etsion, I., ve Kligerman, Y.** (2001). Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components. *Tribology Transactions*, 44(3), 359–366.
- [49] **Tang, W., Zhou, Y., Zhu, H., ve Yang, H.** (2013). The effect of surface texturing on reducing the friction and wear of steel under lubricated sliding contact. *Applied Surface Science*. <https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2013.02.013>
- [50] **Phuoc Huynh, B.** (2005). Numerical study of slider bearing with limited corrugation. *Journal of Tribology*, 127, 582–595.
- [51] **Rayleigh, Lord.** (1918). Notes on the theory of lubrication. *Philosophical Magazine and Journal of Science*, 35, 1–12.
- [52] **Liu, W., Ni, H., Chen, H., ve Wang, P.** (2019). Numerical simulation and experimental investigation on tribological performance of micro-dimples textured surface under hydrodynamic lubrication. *International Journal of Mechanical Sciences*, 163(August), 105095. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105095>
- [53] **Usman, A., ve Park, C. W.** (2018). Numerical optimization of surface texture for improved tribological performance of journal bearing at varying operating conditions. *Industrial Lubrication and Tribology*, 70(9), 1608–1618. <https://doi.org/10.1108/ILT-10-2017-0286>
- [54] **Dobrica, M. B., Fillon, M., Pascovici, M. D., ve Cicone, T.** (2010). Optimizing surface texture for hydrodynamic lubricated contacts using a mass-conserving numerical approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. <https://doi.org/10.1243/13506501JET673>
- [55] **Brajdic-Mitidieri, P., Gosman, A. D., Ioannides, E., ve Spikes, H. A.** (2005). CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing. *Journal of Tribology*, 127(4), 803–812.

[56] **Dobrica, M. B., Fillon, M., Pascovici, M. D., ve Cicone, T.** (2007). Texturing effects in plane-inclined slider bearings. In STLE/ASME International Joint Tribology Conference, San Diego, California USA.

[57] **Hamrock, B. J.** (1994). Fundamentals of Fluid Film Lubrication. McGraw-Hill.

[58] **Bagheri, H.** (2018). Tribological characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication (Yüksek Lisans Tezi) İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul

[59] **Çalış, B., Dinçdem, A., ve Özel, A.** (2020). Kaymalı yataklarda yük taşıma kapasitesini artırmaya yönelik yeni bir yüzey topoğrafyası tasarımı (Lisans Tezi) İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul

[60] **Star CCM+** Help, Manuel.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad :Emre HAS
Doğum Tarihi ve Yeri : 03.07.1989 EYÜP
E-posta : has.emre@hotmail.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2020, İstanbul Teknik Üniversitesi, Konstrüksiyon

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2019- Tümosan A.Ş Tasarım Mühendisi
- 2013-2019 Arçelik A.Ş Tasarım Mühendisi