

HİDRODİNAMİK RADYAL KAYMALI YATAK PERFORMANSININ FARKLI SINIR ŞARTLARI İÇİN İNCELENMESİ

*Emin GÜLLÜ**
*Tufan Gürkan YILMAZ**

Alınma:12.08.2016; düzeltme: 06.09.2018; kabul:05.10.2018

Öz: Endüstride yaygın bir şekilde kullanılan bir makine elemanı olan kaymalı yatakların en önemli performans parametresi olan yük taşıma kapasitesi yatak ile mil arasında meydana gelen basınç değerleri ile doğrudan ilişkilidir. Oluşan bu basınçlar Reynolds denkleminin çeşitli sınır şartları altında nümerik çözümü ile elde edilmektedir. Reynolds denkleminin çözümünde üç farklı sınır şartı bulunmaktadır. Bunlar, Sommerfeld, Yarı-Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarıdır. Bu çalışmada hidrodinamik kaymalı yataklardaki basınç dağılımı bahsedilen üç sınır şartında sonlu farklar metodu kullanılarak elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Buna göre; öncelikle Kartezyen koordinatlarda ifade edilen Reynolds denklemi polar koordinat sistemine göre yazılmış daha sonra denklem boyutsuzlaştırılmıştır. Boyutsuz hale getirilen denklem sonlu farklara göre ifade edilmiş ve iteratif çözüme uygun hale getirilmiştir. MATLAB programında modellenen denklemler vasıtasıyla farklı parametreler için basınç dağılımına ve yük taşıma kapasitesine ulaşılmıştır. Elde edilen basınç dağılımı literatürdeki bir çalışma ile doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrodinamik radyal kaymalı yatak, Reynolds denklemi, Basınç dağılımı

Investigation of Pressure Distribution in Hydrodynamic Radial Journal Bearings with Finite Difference Method

Abstract: As the most important performance parameter of journal bearings, which are widely used in industry, load carrying capacity is directly related to pressure occurred between shaft and bearing house. Occurred pressure is obtained with numerical solving under different boundary conditions. There are three different boundary conditions which are Sommerfeld, Half-Sommerfeld and Reynolds. In this study, pressure distribution of journal bearings are obtained and compared with each other under mentioned boundary conditions. First, Reynolds equation defining Cartesian coordinate system is rewritten in polar coordinate system and then the equation is made non-dimensional. The non-dimensional equation is adapted to finite difference method and made proper for iterative solution. Pressure distribution and load carrying capacity are obtained for different parameters by a generated MATLAB program. Obtained pressure distribution is validated with a previous study.

Key Words: Hydrodynamic radial journal bearings, Reynolds' equation, Pressure distribution

1. GİRİŞ

Darbeye ve titreşime karşı dayanım, sessiz çalışma, uzun ömür gibi avantajları ile birlikte kaymalı yataklar endüstride oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Genel olarak eksenleri arasında eksantriklik bulunan mil ve yatak gövdesi ile bunların arasında bulunan yağlayıcı elemandan oluşan kaymalı yataklar yağ filminin oluşum esasına göre hidrostatik ve

* Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059 Bursa.
İletişim Yazarı: Tufan Gürkan Yılmaz (tufanyilmaz@uludag.edu.tr)

hidrokinamik olarak ikiye ayrılmaktadır. Hidrokinamik yağlama esasında yağ filmi milin rölatif hareketi ile oluşmaktadır. Mil hareketi ve bahsedilen eksantriklik neticesinde oluşan basınç hassas bir şekilde hesabı hidrokinamik kaymalı yatakların çeşitli açılardan (deformasyon, ısı vb.) analizine temel teşkil etmektedir. Günümüzde basınç denklemi nümerik ve bazı kabullerle birlikte analitik olarak da çözülebilmektedir. Nümerik yöntemlerden en yaygın kullanılanı çalışmamızda da kullanılan sonlu farklar yöntemidir. Bu yöntem basınç alanını ağ yapılarına bölerek her bir basınç noktası için iteratif bir çözüm sunmaktadır. Geçmişte oldukça eskiye dayanan kaymalı yataklar hakkındaki çalışmalar hala devam etmektedir. Kaymalı yatakların geometrisi, kullanılan malzemeler, basınç, deformasyon, ısı durum gibi konularda çeşitli çalışmalar bulunmaktadır (Hori 2006; Bonneau 2014; Stachowiak 2014; Güllü 1987). Tiwari ve Kumar (2012) çalışmasında hidrokinamik kaymalı yatakların yük taşıma kapasitelerini, sürtünme kayıplarını, oluşan yağ filmi kalınlığını ve ısı durumunu çeşitli nümerik yöntemleri derlemişlerdir. Benasciutti ve ark. (2012) oluşan hidrokinamik basınç dağılımını sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Çalışmada ısı, deformasyon ve viskozite etkisi de dikkate alınmıştır. Nicoletti (2013) çalışmasında Kansa metodu ile sonlu farklar metodunu mukayese etmiştir. Çalışmasında kare ve kare olmayan gridlerdeki çözüm metotları üzerinde de durmuştur. Syfris ve Chasalevris (2012) sonlu kaymalı yataklardaki Reynolds denklemini analitik olarak çözmeye çalışmıştır. Analitik sonuçların sonlu farklar yöntemi ile elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Grabon ve Smykla (2012) Yarı-Sommerfeld sınır şartları için sonlu farklar yöntemini kullanarak sonlu kaymalı yataklarda basınç dağılımını elde etmişlerdir. Montazeri (2007) ferro akışkan yağlayıcıların hidrokinamik davranışlarını hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri ile analiz etmiştir. Teorik çalışmada sıkıştırılmaz laminer akış altında sonsuz yatak kullanılmıştır. Wang ve ark.(2016) yağlayıcı olarak su kullanan radyal kaymalı yataklarda basınç dağılımını sonlu elemanlar yöntemi kullanarak elde etmişlerdir. Çalışmada farklı mil dönüş hızları ve malzeme elastisite modülleri ile yük taşıma kapasitelerinin değişimi incelenmiştir. Meng ve Chen (2015) hidrokinamik radyal kaymalı yatakların performansını dört farklı nümerik metotlar ile incelemişlerdir. Hızlı Fourier dönüşüm metodunun en verimli yöntem olduğunu ortaya koymuşlardır. Çalışmada farklı viskoziteler farklı devir sayıları ve farklı boy/genişlik oranlarında analizler yapılmıştır. Gengyuan ve ark. (2015) üç boyutlu CFD analizi farklı bir geometriye sahip yağlayıcı olarak su kullanılan hidrokinamik radyal kaymalı yatakların farklı boy/genişlik oranları için yük taşıma kapasitelerini elde etmişlerdir. Concli (2016) hidrokinamik radyal kaymalı yataklarda oluşan basınç dağılımını CFD analizi ile kaviteasyon etkisini de dikkate alarak elde etmiştir. Kurduğu modelin literatürdeki değerlerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Yatakların performansına etki eden en önemli büyüklük yatak ve mil arasında oluşan basınçlardır. Bu çalışmada hidrokinamik kaymalı yataklarda oluşan basınç dağılımını bulmak amacıyla üç farklı sınır şartında sonlu farklar yöntemi kullanılarak MATLAB programında çözüm yapılmıştır. Burada amaç sınır şartlarında oluşan farklılıkları ortaya koymaktadır. Elde edilen basınç dağılımı yatakların yük taşıma kapasitesini elde etmekte kullanılmıştır. Çalışmada düşük eksantriklik oranları kullanıldığından oluşabilecek elastik deformasyonlar dikkate alınmamıştır.

2. METOT

2.1 Hidrokinamik Basınç Denkleminin Boyutsuzlaştırılması ve Sonlu Farklar Cinsinden İfadesi

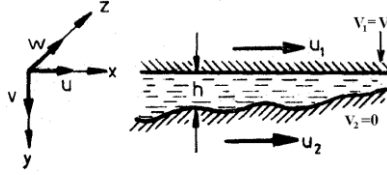
Hidrokinamik yağlama; yüzeyler arasındaki boşluğun şekline ve izafi hıza bağlı olarak yüzeylerin birbirinden tamamıyla ayrılması için yeter derecede basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlama sistemidir.

Teorik bakımdan hidrokinamik sıvı sürtünmesinin incelenmesi viskoz akışkanların *Navier - Stokes* hareket denklemlerine dayanır; ayrıca bu denklemlerin yanı sıra süreklilik denklemi de göz önüne alınır.

Kaymalı yataklarda yağın hareketi, akışkanlar mekaniğinden bilinen, çeşitli kaynaklarda da geniş bir şekilde yer alan viskoz akışkanların hareket denklemleri ile incelenebilir.

Navier - Stokes denklemlerini uygulamak için akışkan tabakasının çok ince olduğu göz önüne alınarak şu kabuller yapılır:

- Akış laminerdir.
- Akışkan tabakası kalınlığı h ' nın çok ince olması nedeniyle y , x ve z ye oranla çok küçük bir boyuttur. Böylece p basıncı da y ' ye bağlı olmaz. Ayrıca akışkan tabakası o kadar incedir ki, yatak yüzeylerinin herhangi bir eğriliği ihmal edilebilir. Eğriliğin akışkan tabakasının kalınlığına göre çok büyük olması nedeniyle radyal yataklar için bu uygun bir kabuldür. Bu durum Şekil 1' de görülmektedir.



Şekil. 1

Akışkan tabakası kalınlığı (Güllü, 1987)

- Viskoz kuvvetler yanında akışkanın eylemsizlik kuvvetleri ve ağırlığı küçük olduğundan ihmal edilebilir.

- Akışkan tabakasını etkileyen dış kuvvetler yoktur.
- Akışkan ile yatak yüzeyleri arasında kayma yoktur.
- y , x ve z ye oranla çok küçük bir boyuttur. Bu nedenle bu yöndeki hız gradyanları diğer hız gradyanları yanında ihmal edilebilir büyüklüktedir.

Bu kabuller ile birlikte Reynolds denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

Radyal yataklarda $x=R\theta$ ve $dx=Rd\theta$ olup, bu değerler ile (1) denkleminde boyutlu şekilde (2) denkleminde verilmiştir.

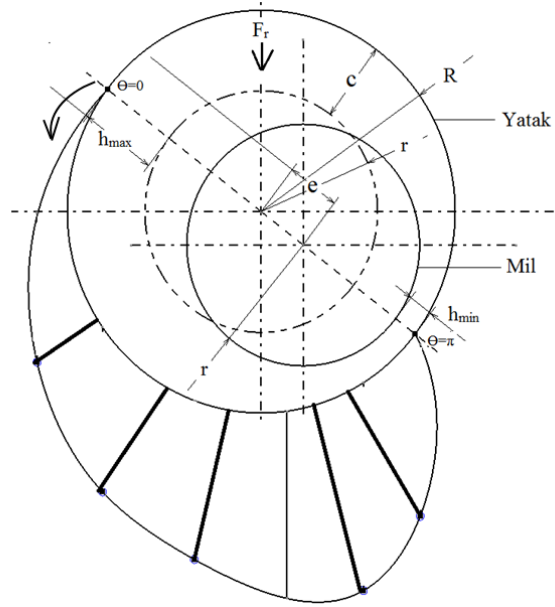
$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{1}{R} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2)$$

Burada η dinamik viskozite, ω milin açısal hızı U , çizgisel hızıdır.

Radyal kaymalı yataktaki yağ filmi kalınlığı denklemi ise şu şekilde ifade edilebilir.

$$h = c + e \cos \theta \quad (3)$$

c ; yatak yarıçapı (R) ile mil yarıçapı (r) arasındaki fark, e ; mil ile yatak merkezleri arasındaki eksantriklik ve F_r ise radyal yüküdür. Şekil 2' de bahsedilen parametreler görülmektedir.



Şekil.2
Radyal Kaymalı yatakta önemli parametreler

Boyutsuz denklemler kullanmak ele alınan her probleme ait birtakım değerlerden bağımsız çalışmayı mümkün kıldığından tercih edilir. Bu amaçla Reynolds diferansiyel denklemi aşağıda tanımlanacak boyutsuzlaştırma parametreleriyle boyutsuz hale getirilir.

$$p = \frac{\eta_0 UR}{c^2} P \quad h = cH \quad z = \frac{Z}{R} \quad (4)$$

Bu parametreler (2) denkleminde yerine yazıldığında (5) denklemi elde edilir.

$$\frac{c^3 \eta_0 UR}{R^2 c^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{c^3 \eta_0 UR}{R^2 c^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \frac{6c \eta_0}{R} U \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (5)$$

(5) denklemi sadeleştirildiğinde (6) denklemi elde edilir.

$$\frac{c \eta_0 U}{R} \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \right) = \frac{6c \eta_0}{R} U \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (6)$$

Bunun yanı sıra yağ viskozitesinin sabit olduğu kabul edilirse, hidrodinamik sıvı sürtünmesinin genel denklemi radyal yataklar için aşağıdaki gibi ifade edilebilir (7).

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (7)$$

Boyutsuz yağ filmi kalınlığı ise (8) denklemi ile ifade edilebilir.

$$H = 1 + \varepsilon \cos \theta \quad (8)$$

Burada ε eksantriklik oranıdır. Bu değer 0.1 ile 1 arasında değişim gösterir. Eksantrikliğin artması milin yatağa yaklaşması ve minimum yağ filmi kalınlığının azalması demektir. Bu durum daha büyük basınçların oluşmasına neden olur. Oluşacak minimum yağ filmi kalınlığının

yatak ve milin yüzey pürüzlülüğü değerlerinden büyük olması zorunludur. Bu limit değerdir. Diğer yandan eksantrikliğin artması ile oluşacak yüzey basınçlarının emniyetli yüzey basınç değeri ile mukayese edilmesi gerekir.

Sonlu Farklar Metodu mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor problemleri kabul edilebilir bir yaklaşımla çözebilen nümerik çözüm metodlarından biridir. Bu metod ve sonlu elemanlar metodları; gerilme analizi, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, mekanik titreşimler v.b. gibi konularla ilgili problemlerin çözümünde kullanılmaktadır. Bu konulardaki problemlerden elde edilen denklemlerin analitik çözümleri genellikle yoktur. Bu durumda mesela buradaki gibi sonlu farklar ile çözüm yapabilmek için ya denklemin nokta çözümlerinin bilinmesi ya da iteratif bir yaklaşımla problem yine denklem takımı şekline getirilip, çözüm değerlerinin bulunması yoluna gidilmesi gerekir. Sonlu farklar metodunun en üstün tarafı her problemi belli bir yakınsaklıkla çözülebilmesidir. En mahsurlu yönü de çözümün iraksayabilmesi ile tam çözüm vermemesidir. Iraksama relaksasyon gibi yöntemlerle giderilmeye çalışılırken, yaklaşık çözüm ise hata miktarının kabul edilebilir mertebelerde tutulmasıyla olabilir. Bu çalışmada literatürde yaygın bir şekilde kullanılan sonlu farklar metodu kullanılmıştır.

Çözüme uygun hale getirmek için boyutsuzlaştırılmış denklemin her bir elemanı merkezi sonlu farklar cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} (H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) &= \frac{(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta})_{i+\frac{1}{2},j} - (H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta})_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} = \frac{(H^3_{i+\frac{1}{2},j})(P_{i+1,j} - P_{i,j}) - (H^3_{i-\frac{1}{2},j})(P_{i,j} - P_{i-1,j})}{\Delta \theta^2} \\ \frac{\partial}{\partial Z} (H^3 \frac{\partial P}{\partial Z}) &= \frac{(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z})_{i,j+\frac{1}{2}} - (H^3 \frac{\partial P}{\partial Z})_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta Z} = \frac{(H^3_{i,j+\frac{1}{2}})(P_{i,j+1} - P_{i,j}) - (H^3_{i,j-\frac{1}{2}})(P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\Delta Z^2} \\ 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} &= 6 \left(\frac{H^3_{i+\frac{1}{2},j} - H^3_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

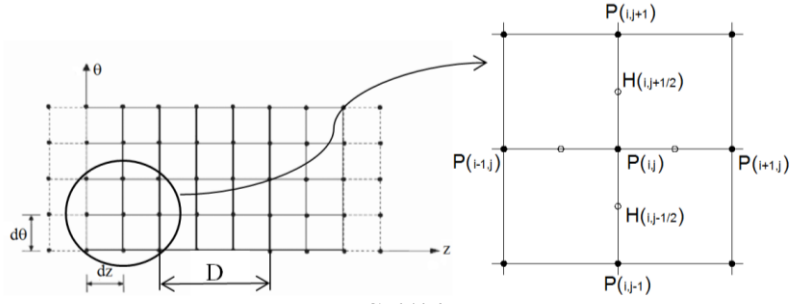
(9) da elde edilen ifadeler (8) de yerine yazıldığında (10) denklemi elde edilir.

$$\begin{aligned} &(- (H^3_{i+\frac{1}{2},j}) - (H^3_{i-\frac{1}{2},j})(P_{i,j})) \Delta Z^2 + (- (H^3_{i,j+\frac{1}{2}}) - (H^3_{i,j-\frac{1}{2}})(P_{i,j})) \Delta \theta^2 \\ &+ ((H^3_{i+\frac{1}{2},j})P_{i+1,j} - (H^3_{i-\frac{1}{2},j})P_{i-1,j}) \Delta Z^2 + ((H^3_{i,j+\frac{1}{2}})P_{i+1,j} \\ &- (H^3_{i,j-\frac{1}{2}})P_{i,j-1}) \Delta \theta^2 = 6 \Delta \theta \Delta Z^2 (H^3_{i+\frac{1}{2},j} - H^3_{i-\frac{1}{2},j}) \end{aligned} \quad (10)$$

(9) denkleminin düzenlenmesi ile çözülmesi gereken sonlu fark denklemi (11) aşağıdaki gibi elde edilebilir.

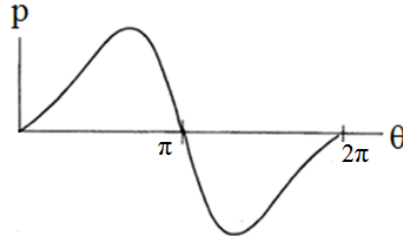
$$P_{i,j} = \frac{H^3_{i+\frac{1}{2}} \Delta Z^2 P_{i+1,j} + H^3_{i-\frac{1}{2}} \Delta Z^2 P_{i-1,j} + H^3_i \Delta \theta^2 P_{i,j+1} + H^3_i \Delta \theta^2 P_{i,j-1} - 6(H^3_{i+\frac{1}{2}} - H^3_{i-\frac{1}{2}}) \Delta \theta \Delta Z^2}{[H^3_{i+\frac{1}{2}} \Delta Z^2 + H^3_i \Delta \theta^2 + H^3_{i-\frac{1}{2}} \Delta Z^2]} \quad (11)$$

Boyutsuz hale getirilmiş basınç denklemi (7) merkezi sonlu farklar cinsinden ifade edilerek (10) MATLAB programı vasıtasıyla iteratif çözüme hazır hale getirilmiştir. Şekil 3 ' de çözüm alanı ağ yapısı görülmektedir.



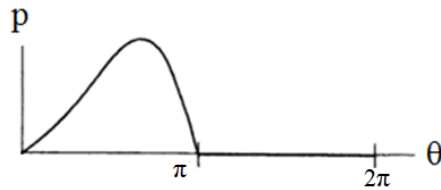
Şekil.3
Çözüm alanı ağ yapısı

Radyal yataklarda hidrodinamik yağ film tabakasının oluştuğu bölge eğik düzlemlerde olduğu gibi mil ile yatak arasındaki boşluğun tamamında oluşmaz. Bu nedenle basınç denkleminin çözümünde θ açısı ile ilgili sınır şartları, yani hidrodinamik yağ tabakasının başlangıç ve bitim noktaları kesin değildir yani yatak büyüklüklerine bağlıdır. Bu konuda yağlama teorisinde üç varsayım vardır. Her üç varsayımda da uygulanan matematik işlemler aynıdır. Bunlardan birincisi; en eskisi olan ve Sommerfeld tarafından kullanılan sınır şartlarıdır. Burada hidrodinamik yağ tabakasının $\theta=0$ da başlayıp $\theta=2\pi$ de bittiği, yani mil ile yatak arasındaki boşluğun tamamında mevcut olduğudur. Buna *Sommerfeld sınır şartları* denir. Bu şartlar altında basınç denklemi çözüldürse, basınç yayılımı Şekil 4’ de gösterildiği gibi, π noktasına göre simetrik, yani yatak boşluğunun daralan bölgesinde pozitif, genişleyen bölgesinde negatif olarak bulunur.



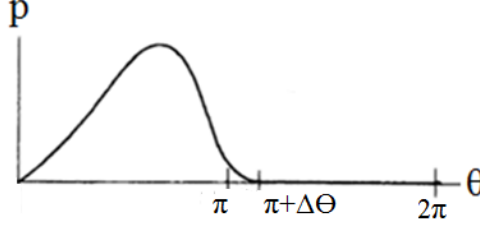
Şekil.4
Sommerfeld sınır şartlarına göre açıya bağlı basınç dağılımı

Esasen pratikte yatakta dar bölgeye giren yağ sıkışmakta ve bu bölgede basınç artmaktadır. Üst kısımdaki geniş bölgede ise basınç düşmekte ve negatif değer almaktadır. Bu basınçların mertebesi pozitif basınçların mertebesinde değildir. Sıvıların atmosferik basıncın altında fazlaca bir negatif basınca mukavemet edememelerinden, negatif basınç bölgesinde kavitasyon denilen bir olay meydana gelir ve burada yağ tabakası kopar. Bu bölge hidrodinamik olmayan bölge olarak adlandırılır ve bu bölge yük taşıma işlevi görmez. Dolayısıyla bu bölgede basınçların sıfır kabul edilmesinin bir sakıncası yoktur. Bu bağlamda basınç π noktasına göre simetrik olduğundan hidrodinamik yağ tabakasının $\theta=0$ da başlayıp $\theta=\pi$ de bittiği kabul edilir. Bu İkinci varsayıma göre yağın giriş basıncı $p_0=0$ olarak alınırsa, $\theta=0$ ve $\theta=\pi$ için $p=p_0=0$ sınır şartları elde edilir. Buna *Yarı Sommerfeld sınır şartları* denir. Şekil 5’ de gösterildiği gibi $\theta=\pi$ den sonra $p=0$ olmaktadır.



Şekil.5
Yarı-Sommerfeld sınır şartlarına göre açıya bağlı basınç dağılımı

Bugün için en çok kullanılan üçüncü varsayıma göre hidrodinamik yağ tabakasının başlangıcı $\theta=0$ ve bitimi $p=0$ ile $dp/d\theta=0$ noktalarıdır. Buna göre sınır şartları: $\theta=0$ için $p=0$, $\theta=\theta_2$ için $p=0$ ve $dp/d\theta=0$ dır. Buna *Reynolds sınır şartları* denir. Şekil 6’ da Reynolds sınır şartlarında oluşan basınç dağılımı gösterilmiştir.



Şekil . 6

Reynolds sınır şartlarına göre açıya bağlı basınç dağılımı

Her üç varsayımda da $z=-1/2$ ve $z=1/2$ de $p=0$ ve $z=0$ da $dp/d\theta=0$ sınır şartı bulunmaktadır. Belirlenen sınır şartlarına göre basınç dağılımının bulunması ile beraber radyal yataklar için yük taşıma kabiliyeti aşağıdaki denklem vasıtasıyla bulunabilir.

$$W = F_r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{-1/2}^{1/2} p(\theta, z) d\theta dz \quad (12)$$

Burada θ_1 ve θ_2 yağ tabakasının başlangıç ve sonunu belirten açılardır. $1/2$ ve $-1/2$ ise z yönünde yatak eksenine ($z=0$) göre uzaklıklardır.

Basınç dağılımının bulunması ile birlikte aşağıdaki denklemlerle sürtünme kuvveti ve debi hesabı da yapılabilir.

$$F_{sürt} = \int_{-1/2}^{1/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{h}{2r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \eta \frac{U}{h} \right) r d\theta dz \quad (13)$$

$$q_{\theta} = -\frac{h^3}{12\eta r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{h}{2} r \omega \quad (14)$$

$$q_z = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (15)$$

2.2 Nümerik çözüm programının hazırlanması

Nümerik çözüm programında (θ, z) çözüm alanı gridlere bölünmüş ve başlangıç basınç değeri “1.005” olarak alınmıştır. Basınçların “ z ” eksenine göre simetrik olduğu kabul edildiğinden ki bu durum; milin sehim yapmaması anlamına gelir. Bundan dolayı yarı çözüm yapılmıştır. Boyutsuz hale getirilen basınç denklemi sonlu farklara göre ifade edilip MATLAB programında modellenmiş ve basınç dağılımı elde edilmiştir. Analizlerde Sommerfeld, Yarı-Sommerfeld ve Reynolds sınır şartları kullanılmıştır. Şekil 7’ de MATLAB programından bir kısım ve örnek bir Reynolds sınır şartlarındaki basınç dağılımı görülmektedir.

```

for k=1:N1
    t=t+dt;
    hu(k,1:N1)=1+(ep*cos(t+dt/2));
    ha(k,1:N1)=1+(ep*cos(t-dt/2));
    h(k,1:N1)=1+(ep*cos(t));
end

while epss>eps

    for i=2:51
        for j=2:25

            c2(i,j)=dz^2*(hu(i,j)^3*P(i+1,j)+ha(i,j)^3*P(i-1,j))
            c3(i,j)=dt^2*(h(i,j)^3*P(i,j+1)+h(i,j)^3*P(i,j-1));
            c4(i,j)=6*dt*dz^2*(hu(i,j)-ha(i,j));
            c1(i,j)=dz^2*(hu(i,j)^3+ha(i,j)^3)+dt^2*(h(i,j)^3+h(i,j)^3);

            P(i,j)=(c2(i,j)+c3(i,j)-c4(i,j))/(c1(i,j));

```

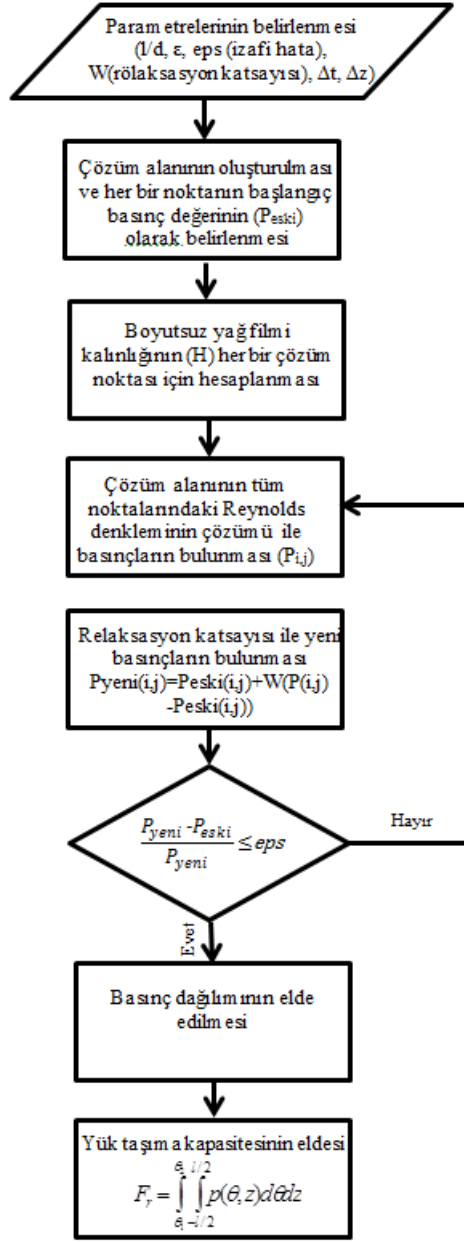
P =

0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0.0138	0.0264	0.0377	0.0478	0.0566	0.0642	0.0705	0.0755	0.0793	0.0818	0.0831	0.0831	0.0831
0	0.0282	0.0540	0.0771	0.0977	0.1157	0.1311	0.1440	0.1543	0.1620	0.1671	0.1696	0.1696	0.1696
0	0.0440	0.0840	0.1200	0.1520	0.1799	0.2037	0.2236	0.2395	0.2514	0.2593	0.2632	0.2632	0.2632
0	0.0619	0.1180	0.1684	0.2130	0.2519	0.2851	0.3127	0.3348	0.3513	0.3623	0.3677	0.3677	0.3677
0	0.0827	0.1574	0.2243	0.2834	0.3348	0.3787	0.4150	0.4440	0.4657	0.4801	0.4873	0.4873	0.4873
0	0.1074	0.2040	0.2902	0.3661	0.4320	0.4880	0.5344	0.5712	0.5988	0.6171	0.6262	0.6262	0.6262
0	0.1369	0.2596	0.3684	0.4639	0.5465	0.6165	0.6744	0.7203	0.7545	0.7772	0.7885	0.7885	0.7885
0	0.1721	0.3254	0.4608	0.5790	0.6808	0.7668	0.8376	0.8936	0.9354	0.9630	0.9768	0.9768	0.9768
0	0.2132	0.4019	0.5675	0.7113	0.8345	0.9383	1.0234	1.0906	1.1406	1.1736	1.1900	1.1900	1.1900
0	0.2590	0.4865	0.6848	0.8561	1.0021	1.1245	1.2246	1.3034	1.3617	1.4003	1.4195	1.4195	1.4195
0	0.3054	0.5715	0.8019	0.9997	1.1675	1.3075	1.4216	1.5112	1.5774	1.6211	1.6428	1.6428	1.6428
0	0.3437	0.6408	0.8964	1.1147	1.2990	1.4522	1.5767	1.6742	1.7461	1.7935	1.8171	1.8171	1.8171
0	0.3593	0.6683	0.9328	1.1579	1.3474	1.5046	1.6320	1.7316	1.8051	1.8535	1.8775	1.8775	1.8775
0	0.3354	0.6235	0.8702	1.0801	1.2570	1.4037	1.5228	1.6160	1.6847	1.7299	1.7524	1.7524	1.7524
0	0.2617	0.4892	0.6861	0.8552	0.9987	1.1185	1.2162	1.2929	1.3496	1.3870	1.4056	1.4056	1.4056
0	0.1501	0.2875	0.4109	0.5200	0.6146	0.6948	0.7608	0.8132	0.8520	0.8778	0.8906	0.8906	0.8906
0	0.0410	0.0899	0.1398	0.1873	0.2302	0.2676	0.2990	0.3241	0.3429	0.3554	0.3617	0.3617	0.3617
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Şekil.7

MATLAB programından bir kısım ve örnek bir Reynolds sınır şartlarındaki basınç dağılımı ($\varepsilon=0.5$, $l/d=1$ için)

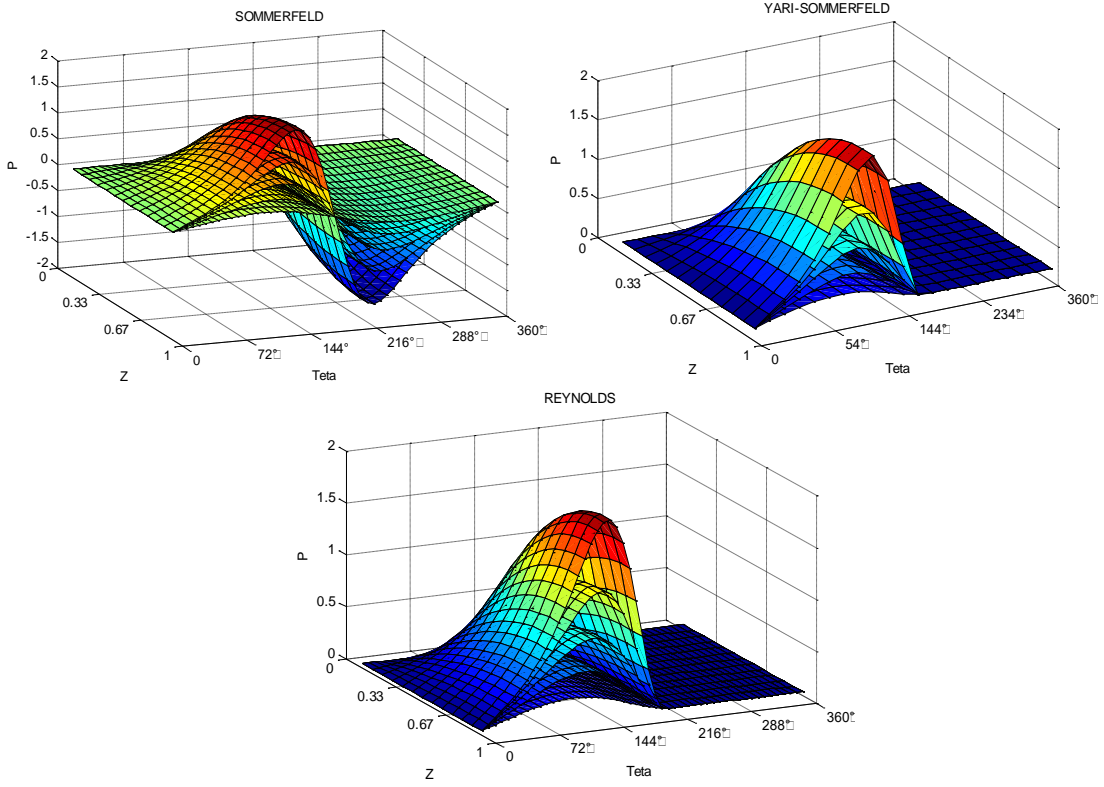
Çalışmada kastedilen performanslar maksimum basınç, yük taşıma kapasitesi, sürtünme katsayısı ve debi şeklindedir. İncelemede daha önemli gördüğümüz maksimum basınç ile yük taşıma kapasitesi ele alınmıştır. Şekil 8’ de MATLAB programının akış diyagramı görülmektedir.



Şekil.8
Akış diyagramı

3. BULGULAR

Yarı-Sommerfeld sınır şartlarında basıncın bitiş açısı $\theta = \pi$ dir. Reynolds sınır şartlarında ise bu açı eksantriklik oranına göre değişiklik gösterir. Bu sebeple bu bitiş açısının önce tespiti gerekmektedir. Bunun için program $\theta = 2\pi$ bitiş açısına kadar çalıştırılmış ve basıncın sıfırlandığı açı bitiş açısı olarak tespit edilmiştir. Bu işlem programda negatif basınçların sıfıra eşitlenmesi ve pozitif basınçların hesaplanması ile elde edilmiştir. İncelemede l/d oranı 2 olarak kabul edilmiştir. 0,1 den 0,5 kadar 0,1' lik artımlarla eksantriklik oranları için Sommerfeld, Yarı-Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarındaki basınç dağılımları Şekil 9' da olarak aşağıda verilmiştir.

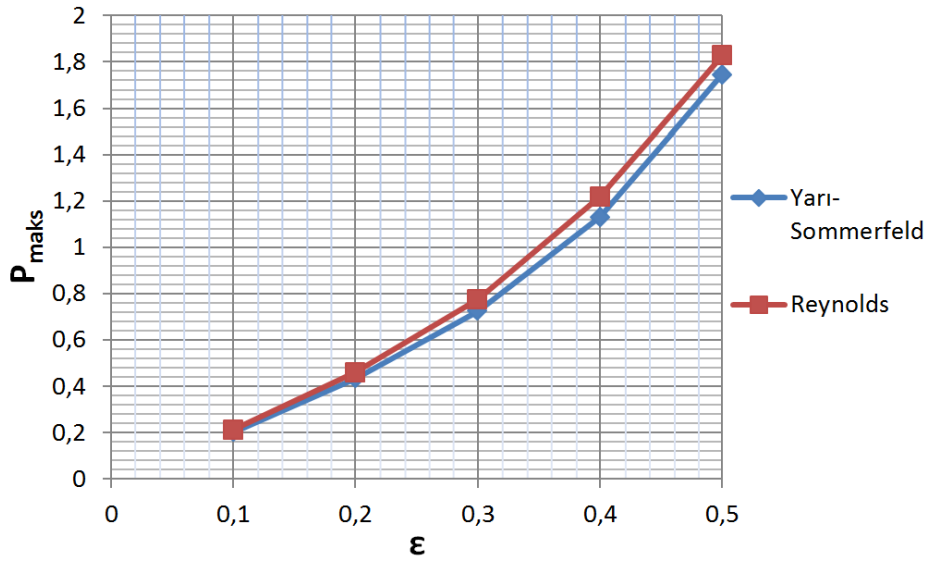


Şekil.9

Farklı eksantriklik oranları ve sınır şartları için basınç dağılımları

Şekil 8’ de en üstteki grafikte eksantriklik oranı 0,5’ e en alttakinde ise 0,1’ e eşittir. Buna göre eksantriklik arttıkça oluşan basınç artış göstermektedir.

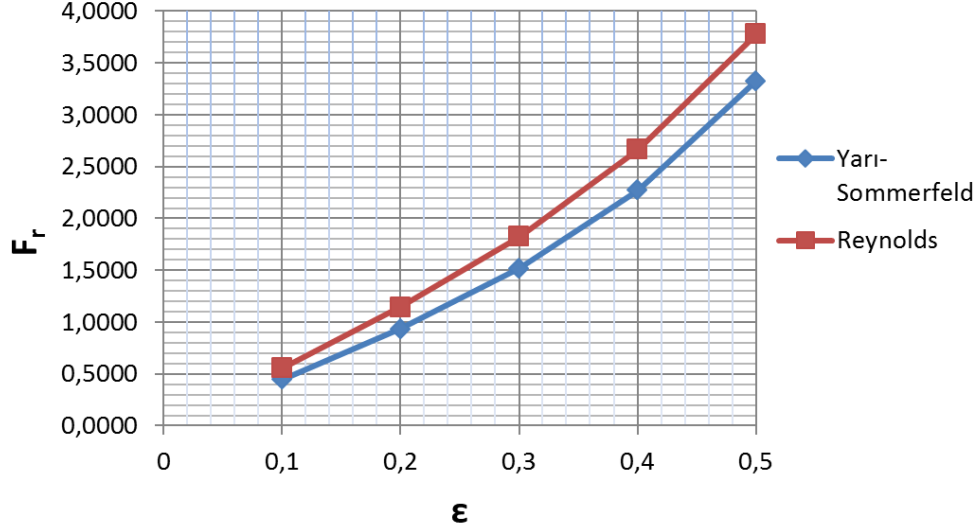
Oluşan maksimum basıncın eksantriklik oranları ile değişimi ise Şekil 10’ da verilmiştir.



Şekil.10

Farklı sınır şartlarında ve eksantriklik oranlarında oluşan maksimum basıncın değişimi

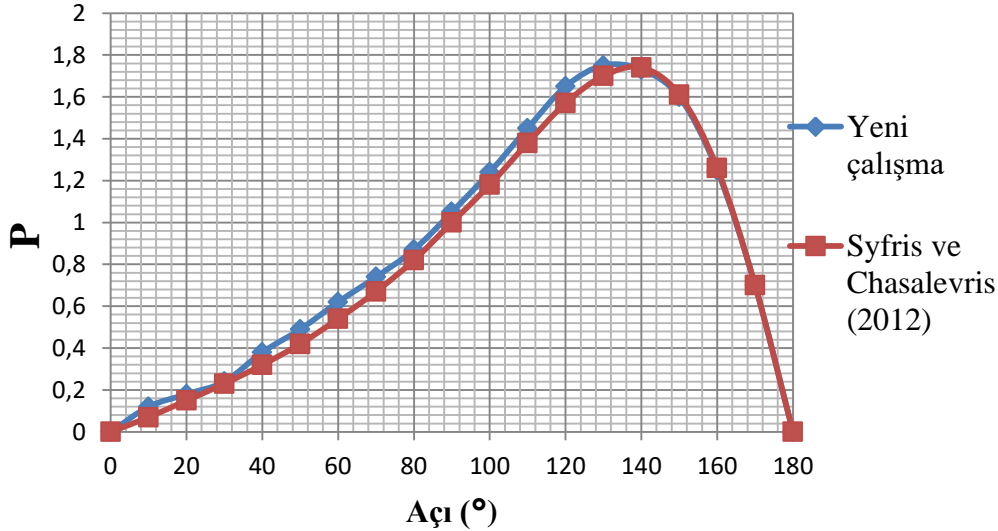
Yük taşıma kapasitesinin eksantriklik oranları ile değişimi Şekil 11’ de verilmiştir.



Şekil.11

Farklı sınır şartlarında ve eksantriklik oranlarında yük taşıma kapasitesinin değişimi

Şekillerden görüldüğü gibi eksantriklik oranları arttıkça Reynolds ve yarı-Sommerfeld sonuçları arasındaki fark artmaktadır. Bu farkın değişimi maksimum basınç ile yük taşıma kapasitesi grafiğinde benzerlik göstermektedir. Nümerik programımızı doğrulamak amacıyla Syfris ve Chalevis (2012) ‘ nin çalışmasında sonlu fark yöntemi ile çözüp belirttiği değerler programımızın sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Şekil 12’ de bu karşılaştırma sunulmuştur.



Şekil.12

Yarı Sommerfeld şartları altında $l/d=1$ ve $\epsilon=0,5$ için verilen karşılaştırılması

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada farklı eksantriklik oranlarında Sommerfeld, Yarı-Sommerfeld ve Reynolds sınır şartları için hidrodinamik radyal kaymalı yataklardaki basınç dağılımları, oluşan maksimum basınçlar ve yük taşıma kapasiteleri sonlu farklar metodu kullanılarak bulunmuştur. Sommerfeld sınır şartları kullanılarak yapılan çözümde negatif basınçlar “0” olarak kabul edilmiş, dolayısıyla 180° lik bir kısımda pozitif basınç alanı mevcut olduğu kabul edilmiştir. Bu durum Yarı-Sommerfeld sınır şartlarına tekabül eder. Karşılaştırma Yarı-Sommerfeld ve

Reynolds sınır şartları arasında yapılmıştır. Eksantriklik oranları arttıkça oluşan maksimum basıncın ve yük taşıma kapasitesinin arttığı görülmüştür. Eksantriklik oranları arttıkça Reynolds ve Yarı-Sommerfeld sınır şartları arasındaki fark artmıştır. Çalışmanın son kısmında elde edilen basınç dağılımları literatürdeki bir çalışma ile doğrulanmıştır. Çalışmanın ilerleyen aşamalarında sonuçların bir deney tesisatı ile desteklenmesi düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Bonneau D., Fatu A., Souchet D. (2014) *Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings*, Wiley, New Jersey, ABD.
2. Concli F. (2016) Pressure distribution in small hydrodynamic journal bearings considering cavitation: a numerical approach based on the opensource CFD code OpenFOAM®, *Lubrication Science*, 28(6) pp. 329-347. doi: 10.1002/lis.1334
3. D. Benasciutti, M. Gallina, M. Gh. Munteanu F. Flumian (2012) A numerical approach for the analysis of deformable journal bearings. *Frattura ed Integrità Strutturale: Annals 2012* pp.37-45. doi: 10.3221/IGF-ESIS.21.05
4. Gengyuan G., Zhongwei Y., Dan J., Xiuli Z. (2015) CFD analysis of load-carrying capacity of hydrodynamic lubrication on a water-lubricated journal bearing, *Industrial Lubrication and Tribology*, 67(1) pp. 30-37. doi: 10.1108/ilt-03-2013-0028
5. Grabon' W, Smykla J. (2012) Computer program for simulation of pressure distribution in the hydrodynamic radial bearing. *Artif Intell Driven Solut Bus Eng Prob*, pp. 176–186 ISBN: 978-954-16-0060-3
6. Güllü, E. (1987). Kaymalı Yatakların Elastohidrodinamik analizi ve yatak deformasyonunun performans karakteristiklerine etkisi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
7. Hori, Y. (2006) *Hydrodynamic Lubrication*, Springer-Verlag, Tokyo, Japan.
8. Meng F., Chen Y. (2015) Analysis of elasto-hydrodynamic lubrication of journal bearing based on different numerical methods. *Industrial Lubrication and Tribology*, 67(5) pp. 486-497. doi: 10.1108/ILT-03-2015-0026
9. Montazeri H. (2008) Numerical analysis of hydrodynamic journal bearings lubricated with ferrofluid, *Proc. IMechE Vol. 222 Part J: J. Engineering Tribology*, pp.51-60. doi: 10.1243/13506501JET314
10. Nicoletti R. (2013) Comparison Between a Meshless Method and the Finite Difference Method for Solving the Reynolds Equation in Finite Bearings. *Journal of Tribology*, 135(4) pp. 044501-1-9. doi: 10.1115/1.4024752
11. Stachowiak G. W., Batchelor A.W. (2014) *Engineering Tribology*, Butterworth-Heinemann, ABD.
12. Syfris D., Chasalevris A. (2012) An exact analytical solution of the Reynolds equation for the finite journal Bearing. *Tribology International*. 55(1), pp. 46-58. doi:10.1016/j.triboint.2012.05.011
13. Tiwari, P., Kumar, W. (2012) Analysis Of Hydrodynamic Journal Bearing: A Review. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(7), pp. 1-7. ISSN: 2278-0181
14. Wang Y., Yin Z., Jiang D., Gao G., Zhang X. (2016) Study of the lubrication performance of water-lubricated journal bearings with CFD and FSI method. *Industrial Lubrication and Tribology*, 68(3) pp. 341-348. doi: 10.1108/ILT-04-2015-0053