



ELASTOHİDRODİNAMİK YAĞLAMADA YATAK MAKROGEOMETRİSİNİN PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİ

Emin GÜLLÜ ve Gültekin KARADERE

Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa

Geliş Tarihi : 27.04.1999

ÖZET

Makine elemanlarının tasarım evresinde öngörülen ideal boyut ve konumlarına üretim ve montaj aşamasında belirli toleranslar içinde ulaşılabilir. Bu toleranslar genelde makine elemanının mikro ve makro geometrisine ilişkin olmak üzere ikiye ayrılmakta olup, makine elemanının işlevini etkilememeleri gerekir. Dolayısıyla diğer bazı makine elemanlarında olduğu gibi kaymalı yataklarda da makro ve mikrogeometrik toleransların etkilerinin incelenmesi önem arzeder. Çalışmada kaymalı yataklarda makrogeometrik düzensizliğin performans özelliklerine etkisi ele alınmıştır. Bu amaçla dairesel kaymalı yatakta ovalliği küçük olan elips biçiminde bir enkesite sahip milin dönmesi durumunda yatak performansının ideal dairesel bir milden farklılaşma derecesine göre nasıl değiştiği araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Yağlama, Makrogeometri, Elastohidrodinamik.

EFFECT OF BEARING MACROGEOMETRY ON BEARING PERFORMANCE IN ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION

ABSTRACT

During manufacturing, ideal dimension and mutual positioning of machine elements proposed in project design can be achieved only within certain range of tolerances. These tolerances, being classified in two groups, related to micro and macro geometry of machine elements, don't have to effect the functioning of these elements. So, as for all machine elements, investigation of the effects of macro and micro tolerances for journal bearings is important. In this study, we have investigated the effect of macro geometric irregularities of journal bearings on performance characteristics. In this regard, we have studied the change of bearing performance in respect to deviation from ideal circle for an elliptic shaft with small ovality rolling in circular journal bearing.

Key Words : Lubrication, Macrogeometry, Elastohydrodynamic

1. GİRİŞ

İş parçalarının işlenmesinde yapacağı göreve bağlı olarak ölçü, şekil ve konum toleransları istenir. Gereğinde çok küçük olabilen bu toleransların elde edilmesi işlem sırasında iş parçası, takım ve takım tezgahında oluşan fiziksel değişikliklerle zorlaşır.

Bunların nedenleri arasında talaş kaldırma ve bağlama kuvvetleriyle iş parçasının kendi ağırlığından oluşan şekil değiştirmeler, yatakların talaş veya çeşitli

ısı kaynağı nedeniyle bölgesel ısınmaları, hareketli yerlerdeki, arabadaki ve takım kesici ucundaki aşınmalardır.

Bütün bu nedenlere bağlı olarak talaşlı yada talaşsız herhangi bir imalat yöntemiyle işlenen yüzeylerde mikrogeometride giderilmesi olanaksız pürüzler, makrogeometride ise ideal şekilden sapmalar ortaya çıkar.

Bu pürüzler ve şekilden sapmalar kullanılan imalat yöntemine ve kullanılan tezgahın duyarlılığına göre farklı büyüklüklerde olabilir.

Yatak ve mildeki şekil değiştirmelerin kaymalı yataklardaki basınç dağılımına etkisini göz önüne alan elastohidrodinamik yağlama teorisine göre "minimum film kalınlığı ile yüzey pürüzlülükleri aynı büyüklük mertebesindedir".

Yüzey pürüzlülüğünün yağ film kalınlığının ve dolayısıyla yatak performansının değişimine etkili olduğu ve bunların gözardı edilemeyeceğini gösteren çalışmalar arasında aşağıdakiler anılabilir:

Poon and Hains (1966-1967), yuvarlanma temaslarındaki aşınma, yorulma davranışlarını ve pürüzler arasındaki etkileşimleri karakterize eden bir film faktörünün kullanışlı, temel bir parametre olduğunu göstermişlerdir.

Kaneta (1992), elastohidrodinamik yağlama filmlerinin yüzeyin kinematik şartlarından ve yüzey düzgünlüklerinin şekilden niçin ve nasıl etkilendiğini pürüz modellerinin kullanıldığı deneylere dayanarak açıklamıştır.

Chang et al., (1989) ve Venner, (1991) çalışmalarında hareketli bir yüzey düzgünlüğüyle oluşan film kalınlığındaki değişimlerin ortalama yüzey hızlarında Hertz temas bölgesi boyunca devam ettiğini gösterdiler.

Güllü ve Karadere (1995), milin pürüzsüz, burcun ise sinüs formunda bir yüzey pürüzlülüğüne sahip olduğu halde değişik eksantriklikler için burç pürüzlülüğüne bağlı olarak basınç, yük ve yük açısının değişimini incelemişler, mukavemet özellikleri ve performans karakteristikleri açısından yüzey pürüzlülüklerinin belirli değerler arasında bulunması gerektiğini vurgulamışlardır.

Winnenden, (1982), makrogeometrinin yatak performansına etkisini kapsamlı bir biçimde araştırmıştır. Winnenden bu çalışmada muylu dairesel kesitindeki dalgalılığın hidrodinamik bir kaymalı yatağın kaldırma yükünde ve minimum film kalınlığının mertebesinde dikkat çekici değişikliklere yol açtığını göstermekte ve yükteki azalmanın; yatak genişlik oranına, dalgalılık mertebesi ve genliğine, aynı zamanda en dar aralığa göre dalgalılığın konumuna ve sonuçta yatağın işletme şartlarına bağlı olduğunu vurgulamaktadır.

Yazar, uygulamada dalgalılığın çok uygunsuz olduğu durumların önemli olacağını söylemekte ve böyle durumlarda belirli bir eksantrisitede yatak yükündeki

azalmanın ve verilen işletme şartlarında minimum film kalınlığını azaltan etkin dalgalılık genliğinin belirlenmesine yardımcı olan yaklaşık fonksiyonlar geliştirmektedir.

Bu çalışmada ise dairesel kesitli tasarlandığı halde herhangi nedenlerle elips kesitli imal edilmiş bir muyluyla, ideal dairesel kesitli bir yatak burcunun eşleştirilmesi halinde muylu makrogeometrisindeki bozukluğun yatak performansını nasıl etkileyeceği araştırılmıştır.

Burada yapılan en önemli varsayımlardan biri de yatak burcu merkezlerinin eş-eksenli (koaksiyal) olduklarıdır. Bu varsayımın nedeni sadece makrogeometrinin etkisini görme isteğidir.

2. VARSAYIMLAR, PROBLEMİN GEOMETRİSİ VE REYNOLDS DENKLEMİ

Bu çalışmada muylu yüzeyinin pürüzsüz olduğu, milde ağırlık ve yükten dolayı şekil değiştirmelerin olmadığı yani bir bakıma milin rijit olduğu ve viskozitenin değişmediği varsayılmaktadır.

Bilindiği gibi, bir kaymalı yatağın basınç dağılımı teorik olarak o yatağın geometrisini göz önüne alarak Reynolds denkleminin çözümüyle bulunur.

Dolayısıyla çalışmanın bu aşamasında elips enkesitli muylu ile düzgün dairesel kesitli yatak burcunun geometrisinin uygun bir koordinat takımında tanımlanması gereklidir.

Bu amaçla kutup noktası burcun merkezinde yer alan ve kutup eksenini yatayda olan (ağırlık doğrultusuna dik) bir kutupsal koordinat takımı kullanılmıştır.

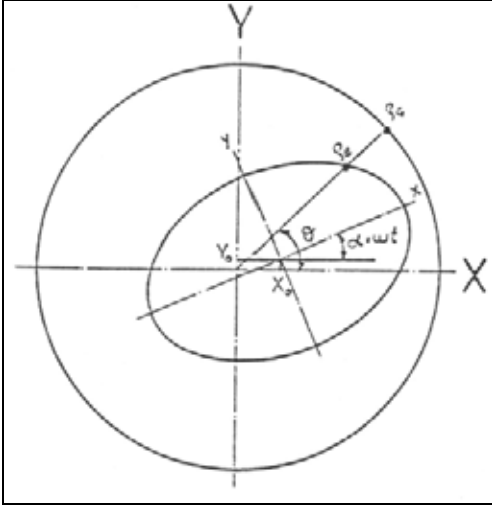
Şekil 1'de yatak geometrisi ve koordinat takımı, ilgili parametreleriyle birlikte gösterilmiştir

Bu koordinat takımında burcun denklemi $\rho_m = R$ şeklindedir.

Milin elips şekli önce muylu merkezine bağlı bir kartezyen takımında

$(x/a)^2 + (y/b)^2 = 1$ olarak ifade edilir.

Muyluya ve burç merkezine bağlı kartezyen koordinatlar arasındaki ilişki şöyledir:



Şekil 1. Muylu ve burcun kutupsal koordinatlardaki gösterimi ($\rho_e = \rho_m$, $\rho_c = R$)

$$x = (X - X_0) \cos \alpha + (Y - Y_0) \sin \alpha$$

$$y = -(X - X_0) \sin \alpha + (Y - Y_0) \cos \alpha$$

X ve Y koordinatları yerine bunların kutupsal takımdaki karşılıkları olan,

$$X = \rho_m \cos \theta$$

ve

$$Y = \rho_m \sin \theta$$

bağıntıları herhangi bir konumdayken yerleştirilirse, muylu enkesitinin kutupsal koordinatlardaki ifadesi ρ_m elde edilir. Ancak burada mil ω açısal hızıyla döndüğü için $\alpha = \omega t$ alınmalıdır.

Yağ film kalınlığı ise

$$h(\theta, t) = R - \rho_m(\theta, t) \quad (1)$$

ile bulunur.

Reynolds denklemi standart kitaplarda bulunabilecek varsayımlar altında silindirik bir koordinat takımında ifade olunmuş halde şöyledir:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

Burada h yağ filmi kalınlığı, p yağ basıncı, η dinamik viskozite, ω muylu açısal hızıdır.

Bu denklem;

$$p = (\eta_0 UR / c^2) / P,$$

$$h = cH, z = Z/R,$$

$$t = (R/U)T$$

bağıntılarıyla basınç (P), film kalınlığı (H) ve zaman (T) boyutsuz büyüklükleri cinsinden,

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3)$$

şekline gelir.

Burada U muylunun teorik çevresel hızı, ($U = \omega R$, R: muylunun ideal yarıçapı), c radyal boşluktur ($c = R - r$).

(3) denkleminin sağ tarafındaki birinci terim herhangi bir t anında H aralığının θ' ya göre değişimini göstermektedir.

Dairesel kesitli muylu için stasyoner çözüm aranırken denklemin sağ tarafında sadece bu terim bulunur. Bundan dolayı bu terime, dönmeden dolayı basınç oluşumunun nedeni olarak bakılabilir.

Yine daireli kesitli muylu halinde ikinci terim muylu merkezinin gezinmesinden doğan boşluk değişimini gösterir ve bu, sıkıştırılmadan dolayı basınç oluşumunun nedenidir.

Klasik ideal muylu-burç yatak sisteminde oluşan basınç dağılımının bulunması için (3) denklemi, sağda sadece ilk terim göz önüne alınarak çözülür. Genel olarak böyle bir stasyoner çözüm mevcuttur.

Burada ele alınan elips enkesitli muylu halinde ise sağ taraftaki ikinci terimi biraz daha yakından incelemek yararlıdır.

Yukarıdaki bağıntılardan da anlaşılacağı gibi muylu çevresinin burç merkezli kutupsal takıma göre ifadesi olan ρ_m 'de muylu merkezinin yer değişimini gösteren X_0 ve Y_0 terimleri de yer almaktadır. Bu durumda ρ_m' 'yi

$$\rho_m = \rho_m(\theta, t) \quad \text{yerine}$$

daha doğru bir şekilde,

$$\rho_m = \rho_m(\theta, X_0(t), Y_0(t), t)$$

olarak yazmalıdır.

t değişkeni $\alpha = \omega t$ aracılığıyla ρ_m 'ye girmektedir. Sonuçta ρ_m 'den ötürü (1) bağıntısı nedeniyle

$$h = h(\theta, X_o(t), Y_o(t), t)$$

olacaktır. $\partial h / \partial t$ (ve dolayısıyla $\partial H / \partial T$) terimi bu durumda

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \left(\frac{\partial h}{\partial X_o} \frac{dX_o}{dt} + \frac{\partial h}{\partial Y_o} \frac{dY_o}{dt} \right) + \left(\frac{\partial h}{\partial \alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial t} \right) \quad (4)$$

şeklinde iki parçalı ele alınmalıdır.

Burada ikinci parantezdeki terim dairesel enkesitli muylu için sıfıra eşittir. Halbuki eliptik kesitli muyluda muylu merkezi gezinme bile bu ikinci terim daima mevcuttur.

Muylu merkezlerini birleştiren eksenin muyluların ait olduğu milin ağırlık merkezinden geçtiği, simetrik yükleme koşullarının sağlandığı varsayılırsa X_o ve Y_o yer değiştirmeleri milin ağırlık merkezine ait yer değiştirmeler olarak düşünülebilir. Bunun sonucunda yatayda:

$$\rightarrow M\ddot{X}_0 = K_{px}$$

ve düşeyde:

$$+ \uparrow M\ddot{Y}_0 = -Mg - K_y + K_{py}$$

bağıntıları geçerlidir. Burada M milin kütlesi, g yer çekim ivmesi, K_y milin (dolayısıyla yatakların) taşınması gereken yük, K_{px} ve K_{py} ise hidrokinamik basınç kuvvetinin yatay ve düşey bileşenleridir.

Şu halde problemin en genel halde birbirlerine bağlı biri parçalı, ikisi adi üç diferansiyel denklemle tanımlanacağı anlaşılmaktadır.

Burada milin dönmesine ilişkin hareket denklemi göz önüne alınmamaktadır. Bu diferansiyel denklem takımı gerçekte nonlineer yapıdadır.

3. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

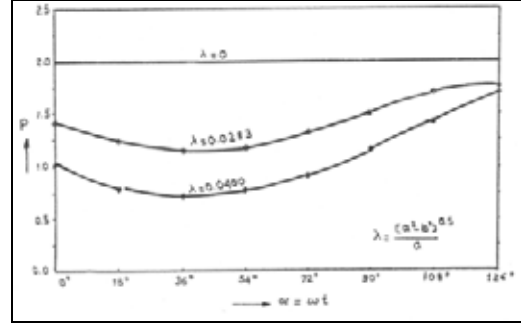
Çalışma sadece makrogeometrinin basınç oluşumuna etkisini incelemeyi hedeflediğinden (3) denkleminin sağındaki ikinci terimin (4) ile verilen açık ifadesinde birinci parantezdeki parça $X_o = Y_o = 0$ (sabit) varsayımıyla göz önüne alınmamış, sadece ikinci parantezdeki terimin var olduğu kabul edilerek (3) denklemi çözülmüştür.

(3) denkleminin çözümünde θ ve z göre türevler sonlu farklar yardımıyla ifade edilmiştir. H'nın zamana göre türevi de sonlu farklarla hesaplanmıştır.

Çözüm şu şekilde yürütüldü: Belirli bir T değeri atanır ve denklem (θ , z) bölgesinde çözülür. Daha sonra ikinci bir T değeri atanır, $\partial H / \partial T$ bulunur ve denklemde T değerleri yerine konarak yeniden (θ , z) bölgesinde çözüm elde edilir ve bu tarzda T zamanı en azından muylunun bir dönme periyoduna ulaşmaya kadar devam edilir.

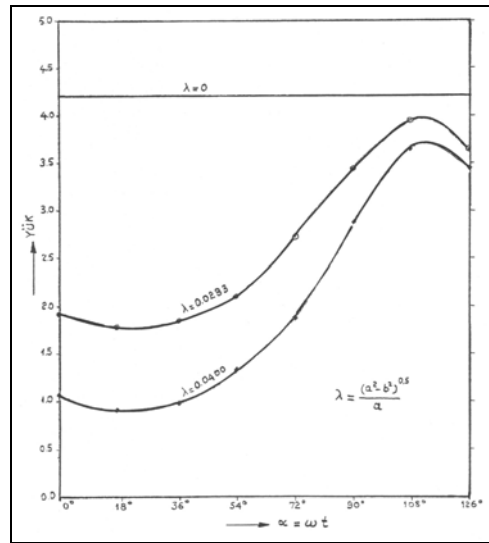
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR

Belirli bazı parametreler için bulunan sonuçlar Şekil 2, 3, 4 ve 5'te gösterilmiştir.



Şekil 2. Basıncın dönme açısıyla değişimi

Şekil 3. Yük- α değişimi incelendiğinde ideal daireye göre yük miktarında azalma görülmektedir. Yükteki azalma ovallik arttıkça daha fazla olmuştur.



Şekil 3. Yükün dönme açısıyla değişimi

$X_o = 0.0707$ mm ve $Y_o = 0.0707$ mm değerleri, muylu merkezinin burç merkezli XY sabit takımındaki

koordinatları olup, burç-muylu merkezler arası eksantriklik,

$$e = (X_0^2 + Y_0^2)^{1/2} = 0,01 \text{ mm olarak bulunur} \quad (\text{Şekil 2 ve 3}).$$

Şekil 2 ve 3 için burç yarıçapı $R = 25.12 \text{ mm}$ ve elipsin büyük eksen uzunluğu $a = 24.95 \text{ mm}$ olarak sabit kalırken, küçük eksen uzunlukları $b_1 = 24.94 \text{ mm}$ ve $b_2 = 24.93 \text{ mm}$ değerlerini almaktadır.

Bu şartlarda Şekil 2'deki $P-\alpha$ değişimi incelendiğinde milin dönme açısına göre ele alınan herhangi bir noktada ideal daireye göre basınç değişiminde düşme olduğu görülmektedir.

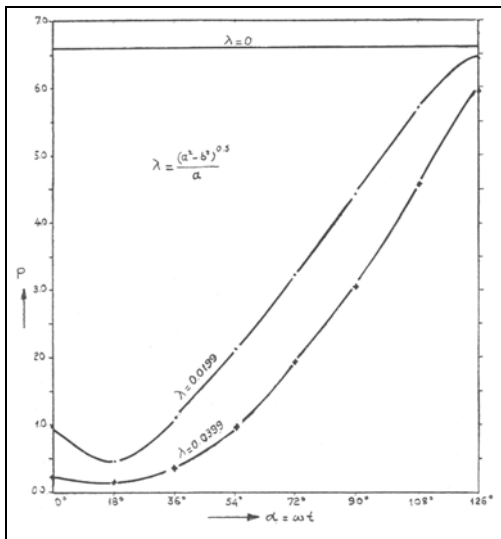
Ovallık miktarı arttırıldığında bu düşme daha fazla olmaktadır. Değerler periyodik olarak değiştiğinden sonuçlar $0 - 126^\circ$ arasında alınmıştır.

$X_0 = 0.00989 \text{ mm}$ ve $Y_0 = 0.00989 \text{ mm}$ değerleri için burç-muylu merkezleri arasında oluşan eksantriklik $e = 0.014 \text{ mm}$ 'dir (Şekil 4 ve 5).

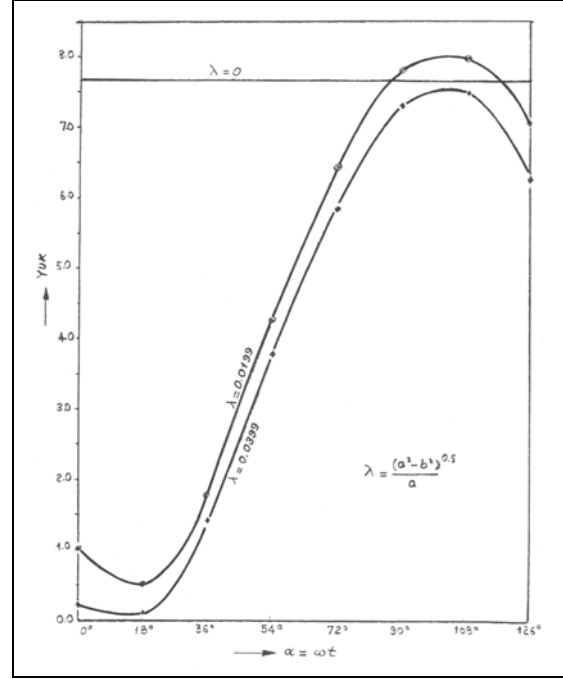
Bu iki şekil için $R = 25.00 \text{ mm}$ ve $a = 24.96 \text{ mm}$ olarak sabit kalırken, $b_1 = 24.95 \text{ mm}$ ve $b_2 = 24.94 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

Bu şartlarda Şekil 4'deki $P-\alpha$ değişimi ile Şekil 5'deki $Yük-\alpha$ değişimi benzer olarak yorumlanabilir. Burada dikkate değer nokta, eksantriklik arttırıldığında basınç ve yükteki değişmelerin daha şiddetli olmasıdır.

Bütün hesaplamalarda muylunun devir sayısı $n = 3000 \text{ dev/dak}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4. Basıncın dönme açısıyla değişimi.



Şekil 5. Yükün dönme açısıyla değişimi

5. KAYNAKLAR

Chang, L., Cusano, C. and Conry, T. F. 1989. "Effects of Lubricant Rheology and Kinematic Conditions on Micro-Elastohydrodynamic Lubrication", Trans. ASME, J. Tribol., 111 (2), 344.

Güllü, E., Karadere, G. 1995. "Radyal Kaymalı Yataklarda Yüze Pürüzlülüğünün Elastohidrokinamik Yağlamaya Etkileri", III. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu, Balıkesir.

Kaneta, M., 1992, "Effects of Surface Roughness in Elastohydrodynamic Lubrication", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., 35 (4), 535.

Poon, S. and Hains, D. J., 1966-67, "Frictional Behavior of Lubricated Rolling - Contact Elements", Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 181, Pt.1, No.16, p. 363.

Venner, C. H. 1991. "Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems", Ph. D. Thesis, Twente University, The Netherlands.

Winnenden, J. H., 1/1982. "Zapfenwelligkeit und Tragverhalten", Schmieretechnik + Tribologie, 29. Jahrgang, s. 2.