

TEKSTİL MAKİNALARINDA KULLANILAN MEKANİK SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ TASARIM ESASLARI ve HİDROSTATİK-HİDRODİNAMİK DAVRANIŞLARI

Öğr. Gör. Emel Ceyhan SABİR,
Prof. Dr. Erdem KOÇ,
Çukurova Üniv. Tekstil Müh. Bölümü, ADANA

Kumaş Boyama Makinaları başta olmak üzere çeşitli tekstil makinalarında endüstriyel sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Uygulamalarda basınçlı akışkanın çalışılan ortamdan sızması istenmez. Mekanik radyal yüzey sızdırmazlık elemanları akışkan kaçığını hidrodinamik ve hidrostatik basınç oluşumu prensibiyle önlerler. Bu çalışmada, ideal sızdırmazlık referans alınarak sızdırmazlık modelinin hidrolik dengeye etkileri değişik tasarım parametreleri (basınç, yük, basınç etki merkezi, eksen kaçıklığı, halka geometrisi, maksimum yağ film kalınlığı açısı, aksenel hareket miktarı vb.) değerlendirilerek teorik olarak incelenmiştir. Yürütülen çalışmada sızdırmazlık elemanlarının bilgisayar destekli tasarımı amacıyla yönelik teorik bir model oluşturulmuştur.

DESIGN PRINCIPLES OF MECHANICAL FACE SEALS BEING USED IN TEXTILE MACHINERY AND THEIR HYDROSTATIC-HYDRODYNAMIC BEHAVIOUR

In textile machinery especially in fabric dyeing machines industrial face seals are being used. In applications, it is required that the pressurised fluid not escape from operating region. Mechanical radial face seals prevent the leakage with the principle of pressure generation hydrodynamically and hydrostatically. In this study, with reference to ideal sealing, the effects of sealing model on the hydraulic balance of the system have been investigated theoretically by evaluating different design parameters (pressure, load, pressure centre, bearing misalignment, ring geometry, angle of maximum film thickness, axial movement etc.). In the present investigation, a theoretical model aimed to have computer aided design capability of mechanical face seals has been developed.

1. GİRİŞ

Uygulamada basınçlı akışkanın çalışma ortamındaki mevcut aralıklardan sızmasının önlenmesinin istendiği durumlarda sızdırmazlık elemanları kullanılır. Yüksek basınçlı ortamlarda mekanik radyal sızdırmazlık elemanları bu iş için kullanılmaktadır. Bunlar çalışma prensipleri ve konstrüksiyonları gereği aksenel kaymalı yataklara benzerlik göstermektedirler. Sızıntı yolunun durumuna göre aksenel ve radyal mekanik sızdırmazlık elemanları olarak adlandırılmaktadırlar. Şekil 1 tipik bir mekanik radyal sızdırmazlık elemanını göstermektedir.

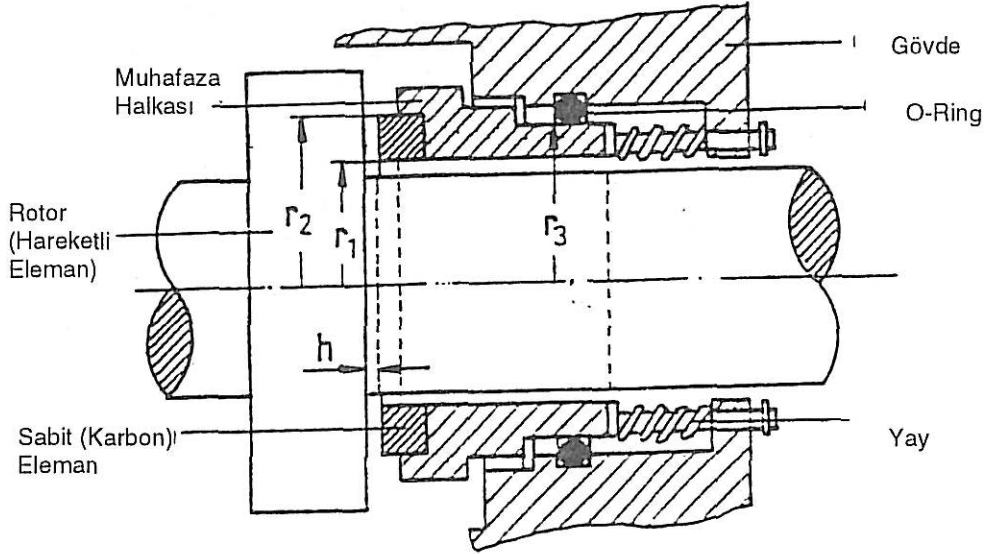
Burada sistem birbiri üzerine yay ve akış-

kan basıncı kombinasyonu ile bastırılan bir çift düz yüzeyli halkadan oluşur. Hidrodinamik basınç oluşumu gereği bu halkalardan biri sabit diğeri ise hareketlidir. Hareketli parça mil üzerine monte edilmiş, sabit parça ise bir muhafaza halkası üzerine yerleştirilmiştir. Sabit elemana muhafaza halkasının arka tarafına yerleştirilen yay vasıtasıyla ön yükleme yapılmış, böylece düşük basınçlarda sızdırmazlık sağlanmak istenmiştir. Çalışma esnasında sistem basıncının muhafaza halkasının radyal yüzeylerine uyguladığı kuvvet sabit elemanı hareketli elemana itecektir. Sistem basıncının çok büyük

olduğu şartlarda sızdırmaz yüzeyler arasında metal-metal teması tehlikesi ortaya çıkabilecektir [Koç, Çulha, 1990].

Genellikle yüzeylere, aralıktaki akışkanın hidrodinamik iç basınç kuvveti "Daralan Yağ Kaması Mekanizması" nı oluşturabilecek şekilde izafi eğim verilir. Hidrodinamik basınç oluşumuna yüzeylerin izafi eğimi [Koç, 1988] yanısıra eksen kaçıklığı [Sneck, 1969], yüzey pürüzlüğü [Etsion, 1975] vb. etkenler de neden olabilmektedir. Muhafaza halkasının radyal yüzeylerine uygulanan hidrostatik basınç kuvvetinden kaynaklanan yük ve momentler, aralıkta akışkan tarafından geliştirilen hidrodinamik yük ve momentlerle karşılanmalıdır [Koç, Çulha, 1992].

Bu çalışmada; uygulamada sıkça karşılaşılan bir yüzü eğimli (ön yüz, hidrodinamik basınç etkisinde) diğer yüzü (arka yüz, hidrostatik basınca maruz) sızdırmazlık modelinin yanısıra çok her iki yüzü eğimli bir model üzerinde denge çalışmaları yapılmış ve her iki tip için tasarım parametreleri değerlendirilerek teorik bir model oluşturulmuştur. Analiz sonucunda sızdırmazlık aralığındaki yağ film kalınlığının ve açısal pozisyonunun sistem performansı için çok önemli parametreler olduğu görülmüş; sistem basıncı, halka geometrisi, izafi eğim vb. tasarım parametrelerinin denge üzerine etkileri araştırılmıştır. Bahsedilen modellerin teorik analizi sonlu farklar metodunun bilgisayara adaptasyonu ile boyutsuz olarak gerçekleştirilmiştir.



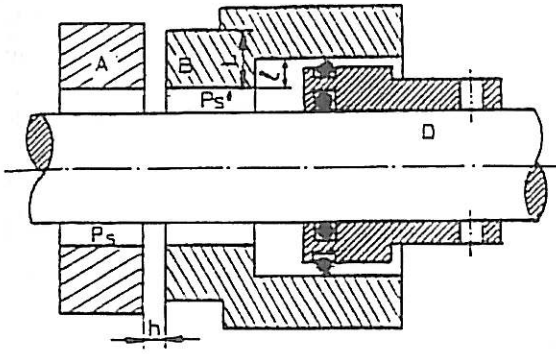
Şekil 1. Tipik Bir Sızdırmazlık Elemanı

2. TEORİK ANALİZ

2.1. Hidrostatik Denge

Teorik olarak yüzeyler arasındaki izafi eğim ve yüzey düzgünsüzlüğü gibi etkenler ihmal edildiğinde (yüzeyler birbirine paralel) hidrodinamik şartlar ortadan kalkacağından, sızdırmazlık elemanının hidrostatik dengesinden bahsedilebilmektedir. Böyle bir sistem şekil 2'den görülebilir. Burada B hareketli sızdırmazlık elemanı, A sabit elemanına l radyal genişliğine uygulanan hidrostatik kuvvet ($P_s \cdot l$) ile itilmektedir. A ve B yüzeyleri arasında L radyal uzun-

luğundaki aralığa yerleşen akışkan $P_s \cdot L/2$ 'lik bir kuvvetle üzerine gelen bu yüke direnç göstermektedir. Ortamdaki basınç P_s olduğuna göre hidrostatik denge için basınçların uygulandığı alanlar oranı (l/L) dikkate alınabilir. l/L oranı 1'den küçükse eleman "dengelenmiş", 1'den büyükse "dengelenmemiş" denir. Bu oranın ne aralıktan akışkan kaçacağına izin verecek kadar küçük, ne de metal-metal temasına neden olacak kadar büyük olması istenmemektedir.



A: Sabit Sızdırmazlık Elemanı B: Hareketli Eleman D: Mil Ps: Sistem Basıncı

Şekil 2. Sızdırmazlık Elemanının Hidrostatik Dengesi [2]

2.2. Hidrodinamik Denge

Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanları'nın çalışma prensipleri gereği, sızdırmazlık yüzeylerine, hidrodinamik iç akışkan basıncı oluşumuna izin verebilecek şekilde izafi eğim verildiği teorik olarak kabul edilmiştir. Şekil 3 eğimli sızdırmazlık yüzey çiftini ve sızdırmazlık halkasını üzerinde film kalınlığının minimum ve maksimum noktalarının açısal pozisyonunu göstermektedir. İzafi eğim aralıktaki film kalınlığının "daralan yağ kaması mekanizması"na uygun olarak sinüzoidal bir değişim göstermesine neden olmaktadır. Yağ film kalınlığının bu değişimi,

$$\bar{h} = 1 + t \bar{r} \cos(\theta - \theta_{\max}) \quad (1)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilmiştir. Burada $t = (h_0 - h_{\min}) / h_0$ eğim, $h = h/h_0$ boyutsuz film kalınlığı, $r = r/r_0$ boyutsuz yatak yarıçapı, h_0 halka merkezindeki film kalınlığı, r_0 halka dış yarıçapı, θ_{\max} maksimum yağ film kalınlığı açısidir.

Aralıktaki film kalınlığı ve basınç dağılımı veren Reynolds diferansiyel denklemi boyutsuz olarak,

$$\frac{\delta}{\delta \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}^3 \frac{\delta \bar{P}}{\delta \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\delta}{\delta \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\delta \bar{P}}{\delta \theta} \right) = 6 \bar{r} \frac{\delta \bar{h}}{\delta \theta} \quad (2)$$

şeklinde değerlendirilmiştir.

Burada $\bar{P} = Ph_0^2 / (\eta \omega r_0^2)$ boyutsuz basınç, η dinamik viskozite ve ω açısal hızdır. Analitik çözümü oldukça zor olan bu denklem, sonlu farklarla yeniden ifade edilmiş ve nümerik ola-

rak bir bilgisayar programıyla hızlı ve kolay bir şekilde çözülebilmektedir [Çulha, 1993.] Bu nümerik çözüm için adapte edilen sonlu farklar ızgarası şekil 4'te gösterilmiştir. (2) denkleminin çözümü ile elde edilen basınç değerleri toplam yük miktarının ve momentlerin bulunmasını sağlamıştır. İdeal sızdırmazlık için bu yük ve momentlerin dengelenmesi gerekmektedir.

2.3. Yük ve Moment Dengesi

(2) ifadesiyle bulunan basınç dağılımı hesaplandıktan sonra aralığı açmaya çalışan ayırma kuvveti boyutsuz olarak,

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \int_{\bar{r}_1}^1 \bar{P} \bar{r} \, d\bar{r} \, d\theta \quad (3)$$

şeklinde verilmiştir. Burada $\bar{W} = W h_0^2 / (\eta \omega r_0^4)$ boyutsuz yüküdür. Hidrolik denge için W miktarının bilinmesi gerekmektedir. Film kalınlığındaki değişim nedeniyle aralığın her noktasına etki eden basınç miktarlarında farklılık olacaktır. Bu durum eleman üzerinde değişken yükler ve momentler doğurmaktadır. Hidrodinamik momentler boyutsuz olarak x ve y yönleri için sırasıyla,

$$\bar{M}_x = \int_0^{2\pi} \int_{\bar{r}_1}^1 \bar{P} \bar{r}^2 \sin \theta \, d\bar{r} \, d\theta$$

$$\bar{M}_y = \int_0^{2\pi} \int_{\bar{r}_1}^1 \bar{P} \bar{r}^2 \cos \theta \, d\bar{r} \, d\theta \quad (4)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

$$\bar{M}_x = M_x h_0^2 / (\eta \omega r_0^5)$$

x yönünde etki eden boyutsuz moment ifadesidir. (3) denklemindeki yüklerin etki ettiği noktalar basınç etki merkezleridir.

$$\left(\bar{x}_p = M_y / W \text{ ve } \bar{y}_p = M_x / W \right)$$

Dengesizliğe neden olan yüklerin (veya momentlerin) geometrik yerini belirleyen bu noktalara yapılacak karşı basınç kuvvetleriyle hidrolik denge sağlanabilecektir. Denge şartları şekil 5'te görülen iki tip model ((a) ve (b)) için ayrı ayrı analiz edilmiştir.

2.4. Her İki Yüzeyi Eğimli Teorik Sızdırmazlık Modeli

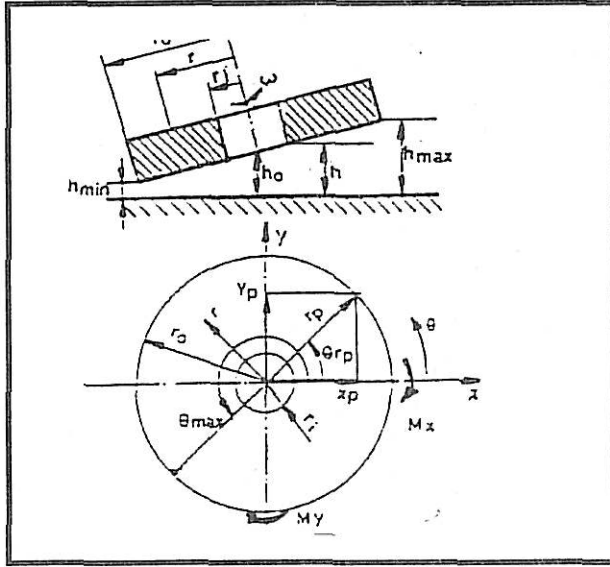
Sızdırmazlık halkasının arka yüzünün de tıpkı ön yüz (sızdırmazlık aralığı tarafındaki yüz) gibi eğimli olduğu kabul edilen bu model şekil 5 (a)'da görülmektedir. Burada ön yüz için 1 arka yüz için 2 indisi kullanılmıştır ve P_d dizayn basıncını, h_{\min} minimum, h_{\max} maksimum ve her-

hangi bir noktada film kalınlıklarını, h_d dizayn açıklığını, h_c eksen kaçıklığını ve $\delta \pm$ yönde yer değiştirme miktarını göstermektedir.

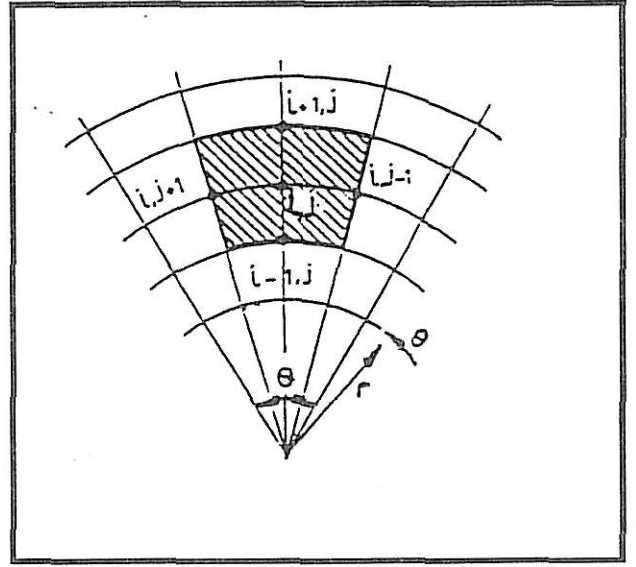
Ön yüz ve arka yüzdeki eğimler elemanın denge sızlık nedeniyle aksel hareketinden dolayı, farklı olacaktır. Eğim farklılığı her iki yüzde de farklı aksel yükler doğuracaktır. Bu yüklerin farkı denge yüzü (W_R) olarak elde edilecektir [6]. $W_R = 0$ denge halini, $W_R > 0$ ön yüzde aralığı açmaya çalışan yükün daha fazla olduğu denge sızlığı, $W_R < 0$ ise arka yüzde aralığı kapamaya çalışan yükün daha fazla olduğu denge sızlığı göstermektedir. Denge noktalarına ($W_R=0$) tekabül eden yer değiştirme değerleri maksimum ve minimum film kalınlığının hesaplanabilmesini sağlayacaktır.

2.5. Bir Yüzü Eğimli Diğer Yüzü Düz Teorik Sızdırmazlık Modeli

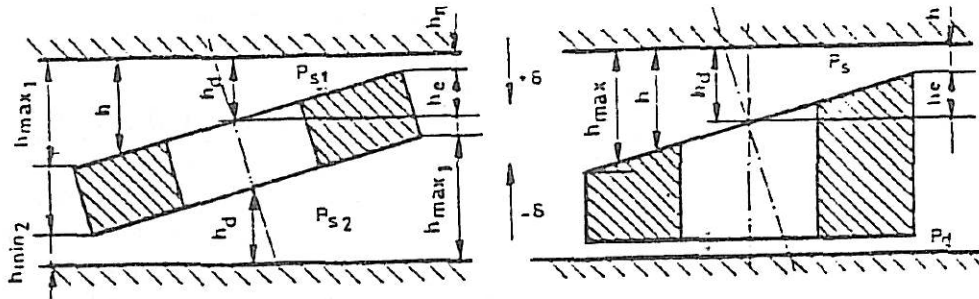
Uygulamada en çok kullanılan bu model şe-



Şekil 3. Eğimli Sızdırmazlık Çifti



Şekil 4. Sonlu Farklar Izgarası



(a)

b

Şekil 5. Sızdırmazlık Modelleri

kil 5 (b)'den görülebilir. Burada arka yüz hidrostatik basınç etkisindedir ve eleman bu basınç kuvvetiyle aralığı kapamaya çalışmaktadır. Eğimli yüzde bulunan akışkanın, kapama yükünü hidrodinamik basınç kuvvetiyle dengelenmesi istenmektedir. Denge yükü boyutsuz olarak,

$$\bar{W}_{st} = \bar{P}_d \pi (1 - \bar{r}_i^2) \quad (5)$$

şeklinde yazılabilir. Elemanın yer değiştirme miktarı da dikkate alınarak yük dengesi incelenmiş ve tasarım noktaları tahmin edilebilmiştir.

3. TEORİK NETİCELER ve İRDELEME

Bahsedilen teorik kabullerle basınç etki merkezleri, maksimum film kalınlığının açılal pozisyonu, halka geometrisi, izafi eğim, sistem basıncı, denge yükü ve aksel yer değiştirme miktarı gibi tasarım parametreleri bir arada değerlendirilmiş ve hidrolik dengenin sağlanmasına imkan tanıyan esasları belirlenebilmiştir.

3.1. Basınç Etki Merkezleri

Akışkanın film kalınlığının açısız pozisyonu hidrolik denge açısından önemli bir parametredir. Şekil 3'te θ_{max} ve basınç etki merkezinin radyal ve açısız pozisyonu (r_p , θ_{rp}) sızdırmazlık halkası üzerinde şematik olarak gösterilmiştir. Denge koşulları incelenirken θ_{max} ve θ_{rp} değişiminin incelenmesi gerekmektedir. Şekil 6 bu değişimi $r_i = 0.4$ (boyutsuz halka iç yarıçapı), $t = 1$ iken farklı basınç değerleri için göstermektedir. $\theta_{max} = 0^\circ$ deyken θ_{rp} 'nin basınç arttıkça azaldığı görülmektedir. Teorik olarak maksimum film kalınlığının bulunduğu açısız pozisyonun simetriğinde basınç etki merkezi bulunmalıdır. O nedenle θ_{max} ile θ_{rp} arasında 180° fark olması beklenmektedir. Bu duruma $P = 0$ 'da (tam hidrodinamik çalışma basıncı) rastlanmaktadır. Diğer basınçlar hidrostatik basıncın varlığını gösterdiğinden bu açısız fark değeri normal olarak 180° den farklı değerlerdedir.

θ_{max} ile r_p değişimi şekil 7'den görülebilir. Burada $P = 0$ 'da $\theta_{max} = 0^\circ$ de iken r_p 'nin maksimum değerde olduğu görülmektedir. θ_{max} halka üzerinde yer değiştirdikçe, r_p 'nin pozisyonu da simetrik olarak kayacaktır. Basınç arttıkça etki merkezi halka merkezine doğru yaklaşmakta ve θ_{max} ile simetrik davranışını kaybetmektedir. Bu eğri gruplarına çok büyük hidrostatik basınçlar eklendiğinde r_p 'nin tüm θ_{max} değerlerinde sıfıra eriştiği yani hidrodinamik etkinin tamamen ortadan kalktığı görülebilecektir. Hidrolik denge için hidrodinamik basıncın hidrostatik basıncı dengeleyebilecek büyüklükte olması istenmektedir.

3.2. Her İki Yüzü Eğimli Model

Burada Şekil 5 (a)'daki model üzerinde hidrolik denge araştırmaları yapılmıştır. Elemanın her iki yüzünde etkili olan yüklerin bileşkesi denge yükünü verecektir. Analizlerde ön yüz için $\theta_{max} = 0^\circ$, arka yüz için ise buna simetrik olarak $\theta_{max} = 180^\circ$ olarak alınmıştır. Çalışma esnasında yüzey düzgünlüğü, eksen kaçıklığı vb. nedenlerle eleman eksenel yönde hareket edebilmektedir. Bu yer değiştirme elemanın hidrolik yük dengesini sağlayabilmektedir. Halka geometrisinin elemanın davranışına etkilerinin incelenmesi tasarım açısından önemli olacaktır.

Şekil 8 tam hidrodinamik çalışma şartlarında W_R ile yer değiştirme miktarı arasındaki değişimini, değişik halka geometrileri için göstermektedir. Burada $h_e = 0.5$ alınmıştır. $\delta = 0$ 'da (eleman da eksenel yönde hareket yok) r_i ne olursa ol-

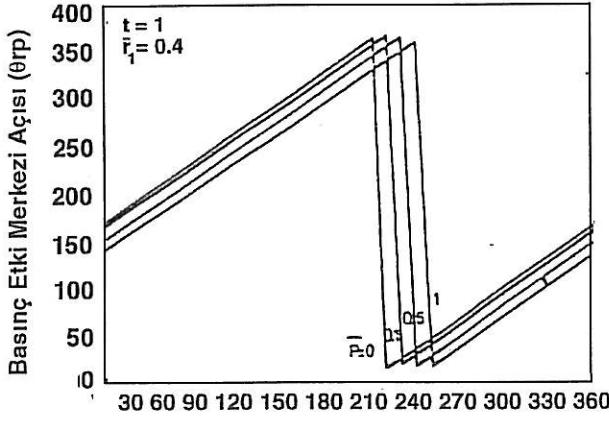
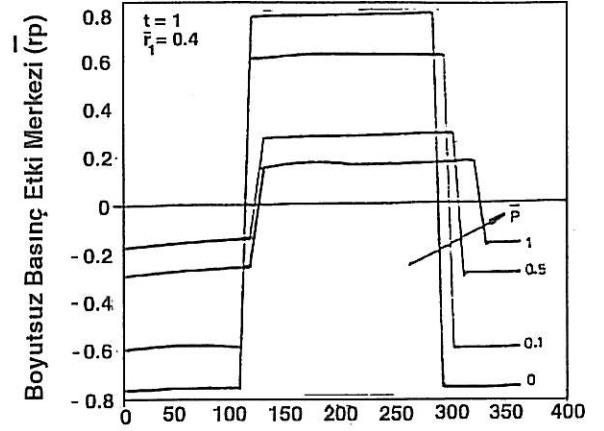
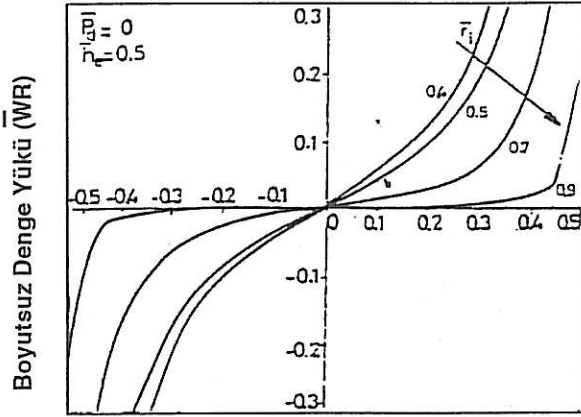
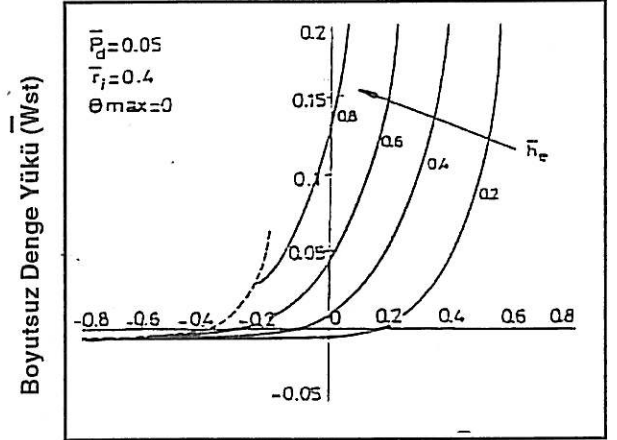
sun eleman dengeli çalışmaktadır. ($W_R = 0$) . Şekil $r_i = 0.4$ en geniş halka geometrisidir. Halka alanı genişledikçe (r_i küçülüyor) eleman üzerine gelen yük miktarı da artacaktır. Böylece $\pm \delta$ yönünde hareketler denge yükünde gözle görülür bir dengesizliğe neden olmaktadır. Eleman $-\delta$ yönünde hareket ederken W_R de (-) yönünde dengesizliğe sahiptir. Bu nedenle elemanın dengeye ulaşmak için $+\delta$ yönünde hareket etmesi gerekmektedir. Halka alanı daraldıkça denge yükündeki hızlı değişimlerde azalma gözlenmekte ve $r_i = 0.9$ 'da $\delta = \pm 0.3$ değerlerde bile elemanın dengeli çalıştığı görülmektedir. Şekil 8, tam hidrodinamik çalışmada halka geometrisinin dengeye etkisini göstermesi ve tasarım noktalarının belirlenmesine yardımcı olması bakımından önemlidir.

3.3. Bir Yüzü Eğimli Diğer Yüzü Düz Sızdırmazlık Modeli

Gerçek uygulamalarda sızdırmazlık elemanın sadece ön yüzü hidrodinamik çalışma rejimindedir. Arka yüz ise tamamen hidrostatik basınç etkisindedir. Burada şekil 5 (b)'deki model üzerinde denge araştırmaları yapılmıştır. Sistem belirli bir hidrostatik basınç ($P=0.05$) altındayken eksen kaçıklığın değerlerinde belirli bir dengesizlik göze çarpmaktadır. h_e arttıkça ön yüzdeki hidrodinamik basınç etkisi de arttığından dengesizlik çok büyük boyutlara ulaşmakta ve denge için gerekli olan yer değiştirme miktarı da artmaktadır. Ancak $h_e = 0.8$ için eleman hiçbir zaman dengeye ulaşamamakta ve sürekli dengesiz çalışmaktadır. Bu şartlarda eksen kaçıklığı 0.8'den daha küçük değerlerde olmalıdır. h_e azaldıkça denge noktaları elde edilebilmektedir. Görüldüğü gibi sistem basıncı, eksen kaçıklığı vb. parametreler ideal sızdırmazlık ve hidrolik denge koşullarında analiz edilmeleri gereken önemli parametrelerdir.

4. SONUÇ

Yüksek basınçlı akışkan ortamında tercih edilen mekanik sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirebilmesi için hidrolik dengesinin sağlanması gerekmektedir. Yapılan araştırmalar sonucunda görülmüştür ki, basınç etki merkezinin yeri maksimum yağ film kalınlığının gerçekleştiği konuma simetriktir. Basınç etki merkezinin bulunduğu noktaya yapılabilecek bir akışkan seviyatıyla denge sağlanabilecektir. Sistem basıncı arttıkça bu nokta halka merkezine doğru ilerlemekte ve hidrodinamik etki azalmaktadır. Hidrostatik basıncın çok büyük

Maksimum Film Kalınlığı Açısı (θ_{max})Şekil 6. θ_{rp} ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı (θ_{max}) İlişkisiMaksimum Film Kalınlığı Açısı (θ_{max})Şekil 7. r_p ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı (θ_{max}) DeğişimiBoyutsuz Yer Değişirme ($\bar{\delta}$)Şekil 8. Denge Yüğü ile (W_R) Yer Değişirme (δ) İlişkisiBoyutsuz Yer Değişirme ($\bar{\delta}$)Şekil 9. Denge Yüğü ile (W_R) Yer Değişirme (δ) İlişkisi

olması metal-metal temasına neden olabileceğinden, izafi eğimin gerekli hidrodinamik yükü oluşturabilecek büyüklükte olması gerekmektedir. Uygulamada karşılaşılabileceği düşünülen her iki yüzeyi de eğimli model için elemanın tam hidrolük basınç ortamında dengeli olarak çalışabilmesi için aksel yönde hiç hareket etmemesi gerekmektedir. Pratikte dinamik koşullar nedeniyle bu mümkün olamamaktadır. Ancak böyle bir ortamda halka alanının mümkün mertebe daraltılmasıyla eleman bir miktar hareket etse dahi denge korunabilmektedir. Sistemin bir yüzeyi eğimli modelin düz olan yüzeyi hidrostatik basınç etkisindedir. Sistemin belli bir hidrostatik basınçla çalıştığı düşünüldüğünde elemanın dengelenebilmesi için aksel olarak hareket etmesi gerekmektedir. Ancak; eksen kaçıklığının, elemanın tamamen denge çalışmasına neden olmaması ve dengenin

sağlanabileceği hareket miktarına izin verecek büyüklükte olması gerekmektedir.

KAYNAKÇA

- Çulha, E., C., Şubat 1993, "Endüstriyel Mekanik Sızdırmazlık Elemanlarının Tasarım Esasları ve Hidrolik Dengesi", Yüksek Lisans Tezi. Ç.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Müh. Anabilim Dalı, Adana.
- Etsion, I., January 1975, "Radikal Forces In a Misaligned Radial Face Seal", Trans. ASME, J. Lub. Tech., 101, 81-85.
- Koç, E., Ekim 1988, "Elasto-Hidrodinamik Yağlama ve Aksel Yatak Tasarımı", Müh. ve Makina Dergisi, 29, 345, s. 248-253.
- Koç, E., Çulha, E., C., 1990, "Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanlarının Hidrodinamik Analizi I: Elastik Deformasyon", Ç.Ü. Müh-Mim. Fak. Dergisi, Cilt 5, Sayı 2, s. 93-109, Adana.
- Koç, E., Çulha, E., C., 1992, "Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanlarının Analizi Teorik Yaklaşım", Ç.Ü. Müh-Mim. Fak. Dergisi, Cilt 12, Sayı 2, s. 133-147, Adana.
- Sneek, H., J., Oct. 1969, "The Misaligned Eccentric Face Seal", Trans. ASME, J. Lub. Tech., 695-703.