

DİNAMİK YÖKLE RADYAL KAYMALI YATAKLARDA
YÖZEY YORULMASI

Y.Müh. Aydın Bıyıklıoğlu

Karadeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

" D o k t o r "

Ünvanının Verilmesi için Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Veriliş Tarihi : 8 Eylül 1986

Tezin Sözlü Savunma Tarihi : 11 Aralık 1986

Doktora Yöneticisi : Doç.Dr. Atilla Bozacı
(K.Ü.)

Jüri Üyesi : Prof.Dr. Talha Dinibütün
(İ.T.Ü.)

Jüri Üyesi : Yrd.Doç.Dr.Muzaffer Doğan
(K.Ü.)

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın her aşamasında yakın ilgi değerli katkıları ve yardımları için doktora yöneticisi Hocam Sayın Doç.Dr. Atilla Bozacı ve bölümümüz hocalarına teşekkürlerimi sunarım.

Deney Düzeneğinin imalatı sırasında dikkatli ve sabırlı çalışmalarlarıyla imalatın gerçekleşmesini sağlayan K.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü Teknisyenleri Nihat Özakgün, İsmail Çabuk, Murat Mazlum, Hasan Fahri Demirci ve Osman Kapucu'ya ayrıca deneyler sırasındaki sabırlı yardımlarından dolayı Ahmet Yıldırım, Veysel Kazaz, Mustafa Kıraslan ve Kenan Kazaz'a; tezi titizlikle daktilo eden Sayın Temel Tosun'a teşekkürler ederim.

ÖZET

DİNAMİK YÜKLÜ RADYAL KAYMALI YATAKLARDA YÜZEY YORULMASI

Dinamik yüklü radyal kaymalı yataklarda yükün zamanla değişimi nedeniyle, yatakta oluşan yağ filmi basıncıda değişmekte ve bunun sonucu olarak yatak yüzeyinde değişken karakterde mekanik gerilmelerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bunun yanı sıra yatakta oluşan sıcaklık nedeniyle, alaşımın fiziksel özellikleri kötüleştiği gibi, farklı ısıl genleşmelerden doğan ısıl gerilmelerde ortaya çıkmaktadır. Gerek mekanik ve gerekse ısıl gerilmelerden ortaya çıkan değişken karakterdeki gerilme yığılmalarının olduğu noktalarda, yatak yüzeyinde, yorulma çatlakları ortaya çıkar.

Herhangi bir kaymalı yatak örneğine istenilen şekil, büyüklük ve frekansta dinamik yük uygulayabilen, söz konusu yükün değişimini, genliğini belirlemeye olanak veren ve bu nitelikleriyle yüzey yorulması deneyleriyle birlikte diğer önemli yatak parametrelerinin ölçülmesinde, etkilerinin araştırılmasında kullanılmaya elverişli bir deney düzeneğinin tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen bu çalışmada, değişik dinamik yük örneklerinin uygulandığı kaymalı yataklarda oluşan yorulma bölgeleri ayrı ayrı belirlendi. Ayrıca her bir yatak örneği için yatağın çevresel sıcaklık dağılımı ölçüldü. Yatağa uygulanan yük, yatak içerisinde mil merkezinin yörüngesi, yatağın çevresel sıcaklık dağılımı ve yatak yüzeyinde oluşan yorulma bölgeleri arasındaki ilişkiler polar diyagramlar şeklinde ortaya koyulmaya çalışıldı.

Mil merkezinin yörüngesini belirlemek amacıyla Reynolds diferansiyel denkleminin, tanımlanan çözüm fonksiyonları yardımıyla, çözümü yapıldı ve bu çözümden yararlanarak mil yörüngesini hesaplayan bir bilgisayar programı gerçekleştirildi.

ZUSAMMENFASSUNG

Die Oberflächenermüdung der Radialgleitlager unter dynamischer Belastung

Bei dynamisch belasteten Radialgleitlagern ändert sich der Druck im Ölfilm durch zeitliche Änderung der Belastung fortlaufend und dies ergibt eine zeitlich veränderliche mechanische Spannung. Außerdem werden, durch die Temperaturerhöhung, die physikalischen eigenschaften des Lagerwerkstoffes verschlechtert und gleichzeitig entstehen Wärmespannungen. An den durch die mechanischen Belastungen und Wärmespannungen entstehenden, veränderlichen Spannungsstaupunkten der Oberfläche bilden sich Ermüdungsrisse.

In dieser Arbeit wurde ein Versuchsstand konstruiert, der bei einem beliebigen zu untersuchenden Lager, die Größe, Art und Frequenz der Belastung zu verändern erlaubt und gleichzeitig die anderen Lagerparameter bestimmt werden können. Mit diesem Versuchsstand wurden unter verschiedenen dynamischen Belastungen die ermüdungsgefährdeten Gebiete festgestellt. Außerdem wurde bei jeder Belastungsart die Temperaturverteilung am Umfang des Lagers gemessen.

Die Abhängigkeiten zwischen der Belastungsart, der Wellenverlagerungsbahn, der Temperaturverteilung am Umfang und an den Ermüdungsgebieten wurden durch Polardiyagrammen dargestellt.

Um die Verlagerungsbahn der Welle zu bestimmen, wurde die Reynoldssche Differentialgleichung durch Einsetzung der definierten Approximationsfunktionen gelöst. Mit Hilfe dieser Lösung wurde ein Rechenprogramm aufgestellt.

Die Ergebnisse der Untersuchung können wie folgt zusammengefaßt werden:

1. Bei den dynamisch belasteten Gleitlagern hängt die Anfangslage der Oberflächenermüdungszone, bei gleichbleibender Belastung, von dem β -Breitenverhältnis ($\beta = B/D$; $B =$ Lagerbreite, $D =$ Wellendurchmesser) ab. Bei den schmalen Lagern ($\beta \leq 0.25$) entsteht die Oberflächenermüdung an dem Punkt, wo die umlaufende Belastung den maximalen Wert erreicht. Wenn man die Lagerbreite erhöht, verschiebt sich die Ermüdungszone parallel in der Drehrichtung der umlaufenden Belastung ($\beta > 0.25$, $D =$ konst., $B =$ veränderlich). (Abb.IA, Abb.IB, Abb.IC)

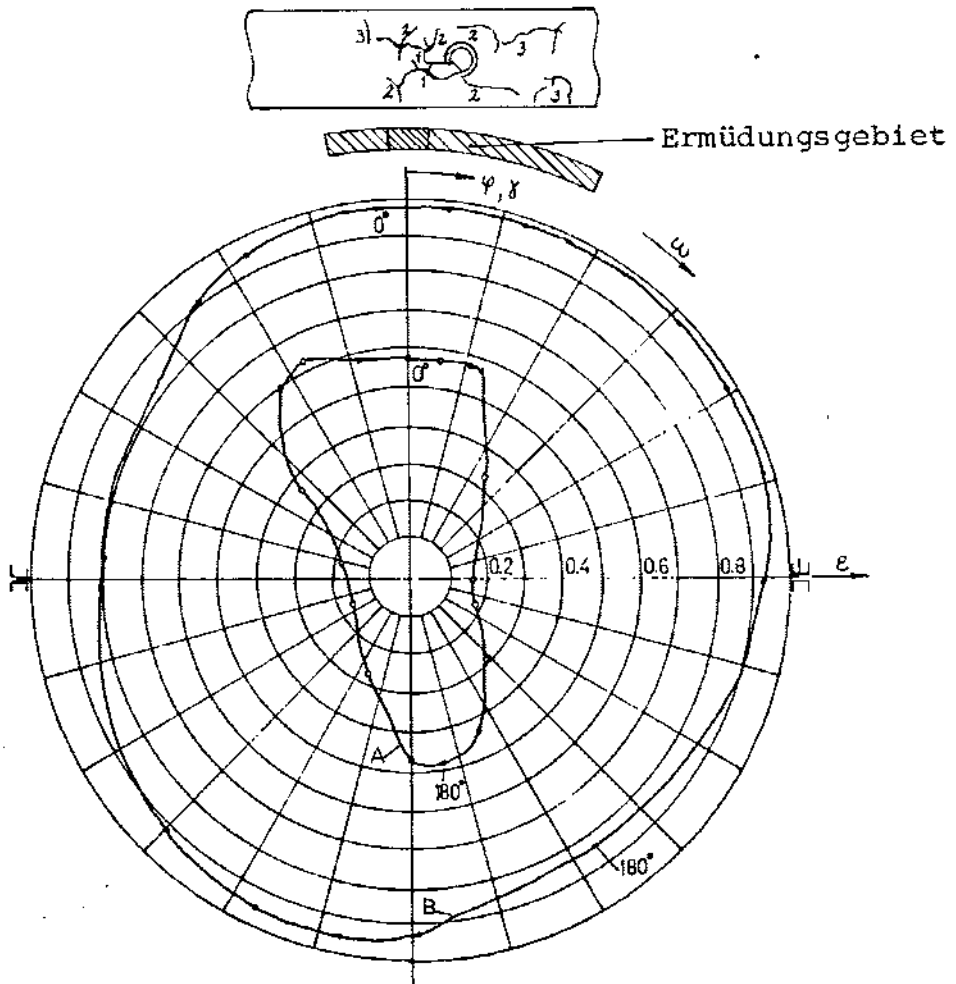


Abb.IA Wellenverlagerungsbahn und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart I

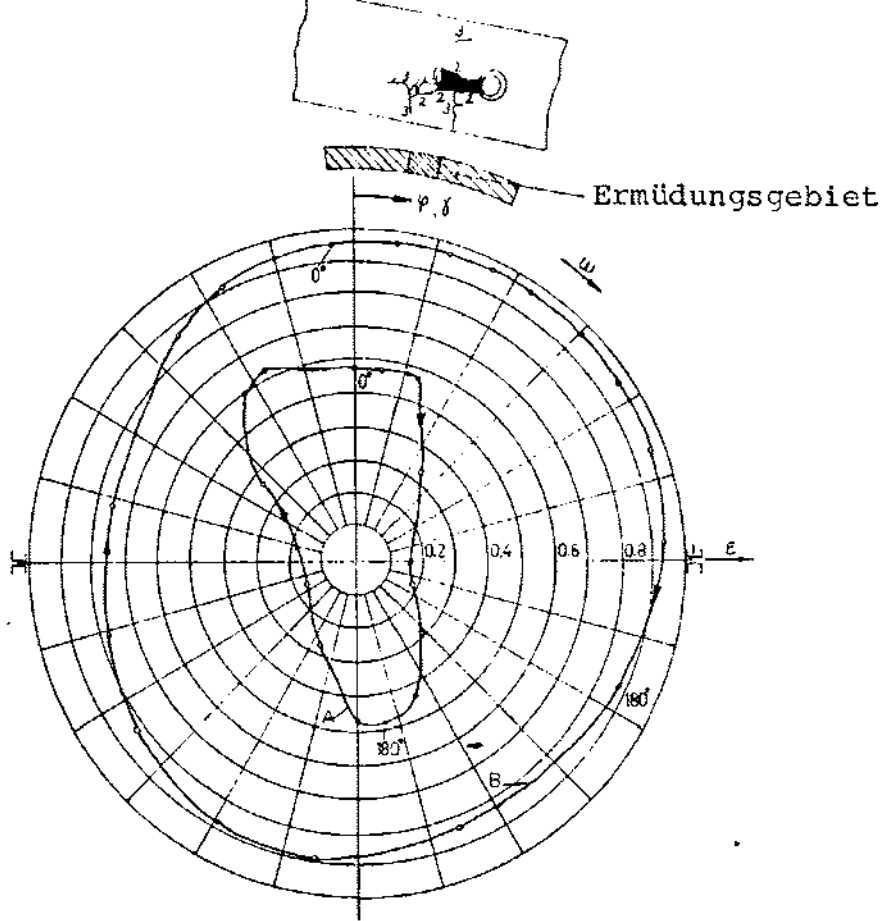


Abb.IB. Wellenverlagerungsbahn und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart I ($B = 16 \text{ mm}$)

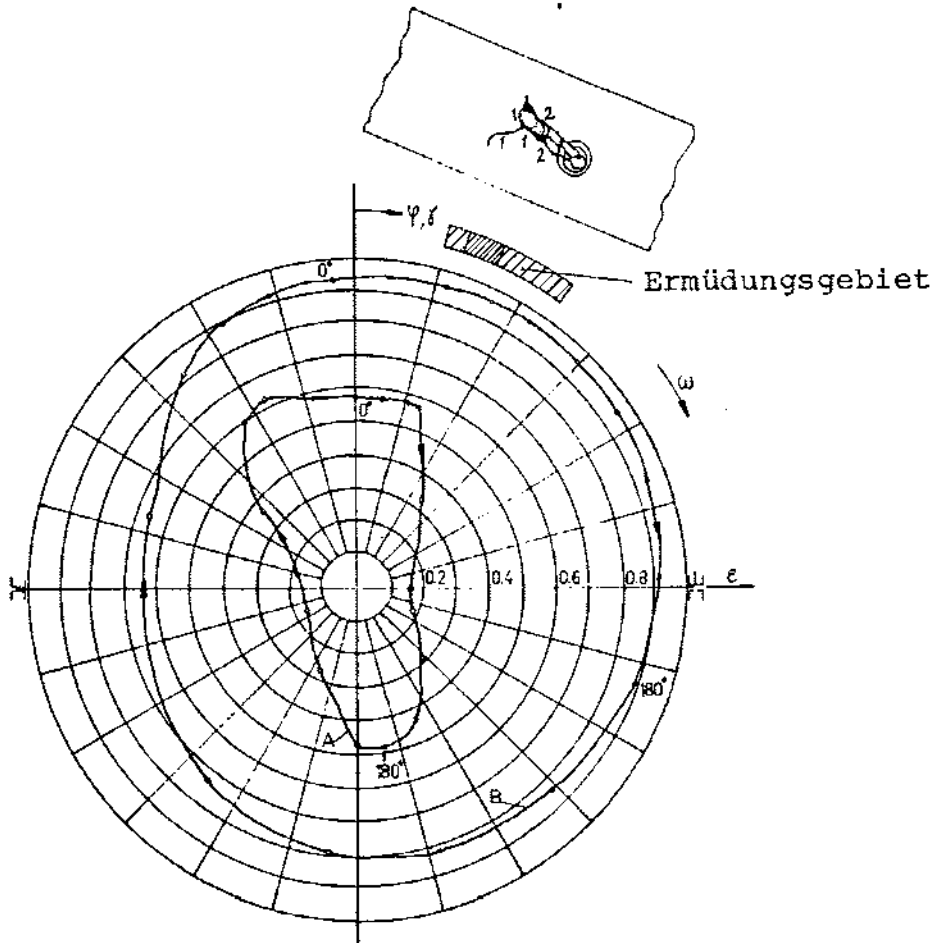


Abb.IC. Wellenverlagerungsbahn und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart I ($B = 20 \text{ mm}$)

2. Unter Beachtung der Wellenbahn entstehen erste Haarrisse vor dem Punkt, wo der Ölfilm Minimumdicke aufweicht. Die maximalen Temperaturen entstehen aber im Gebiet des dünnsten Ölfilms. Die zuerst entstehenden Haarrisse wandern in die Richtung, wo die Temperatur maximum und die Öldicke minimum ist. Unter verschiedenen Belastungsfällen kann eine Winkelverschiebung von 10° bis 25° , Je nach der Form der Wellenbahn, zwischen dem Entstehungspunkt der Haarrisse und dem Punkt der minimalen Ölfilm Dicke entstehen. (Abb.I, Abb.II, Abb.III, Abb.IV)

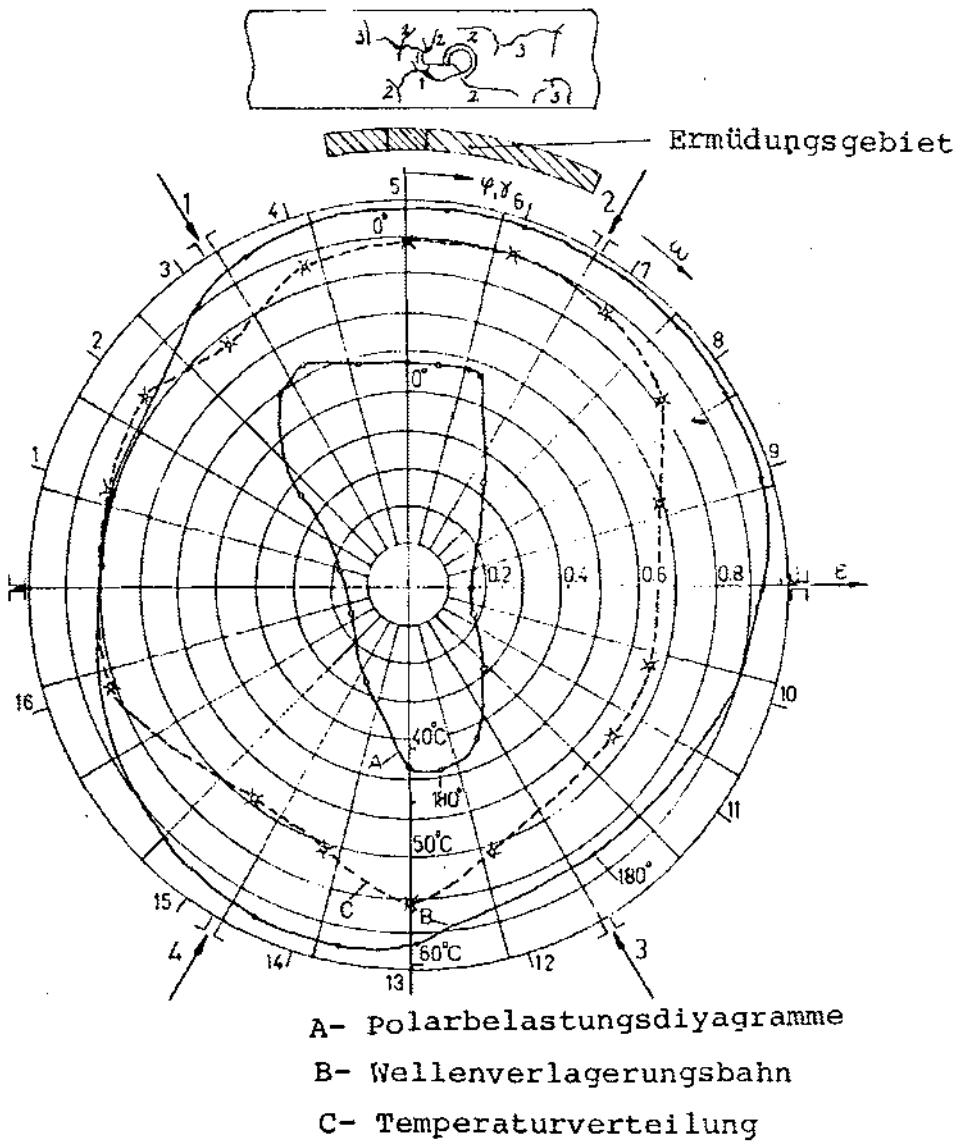


Abb.I. Temperaturverteilung und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart I

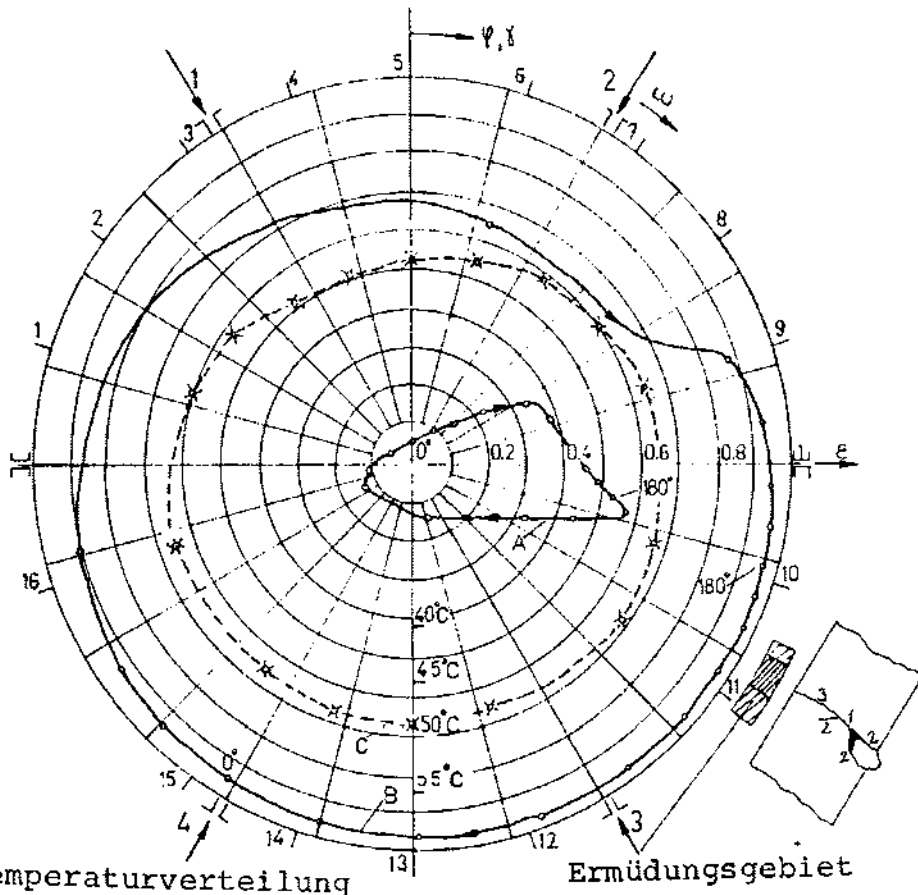


Abb.II Temperaturverteilung und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart II

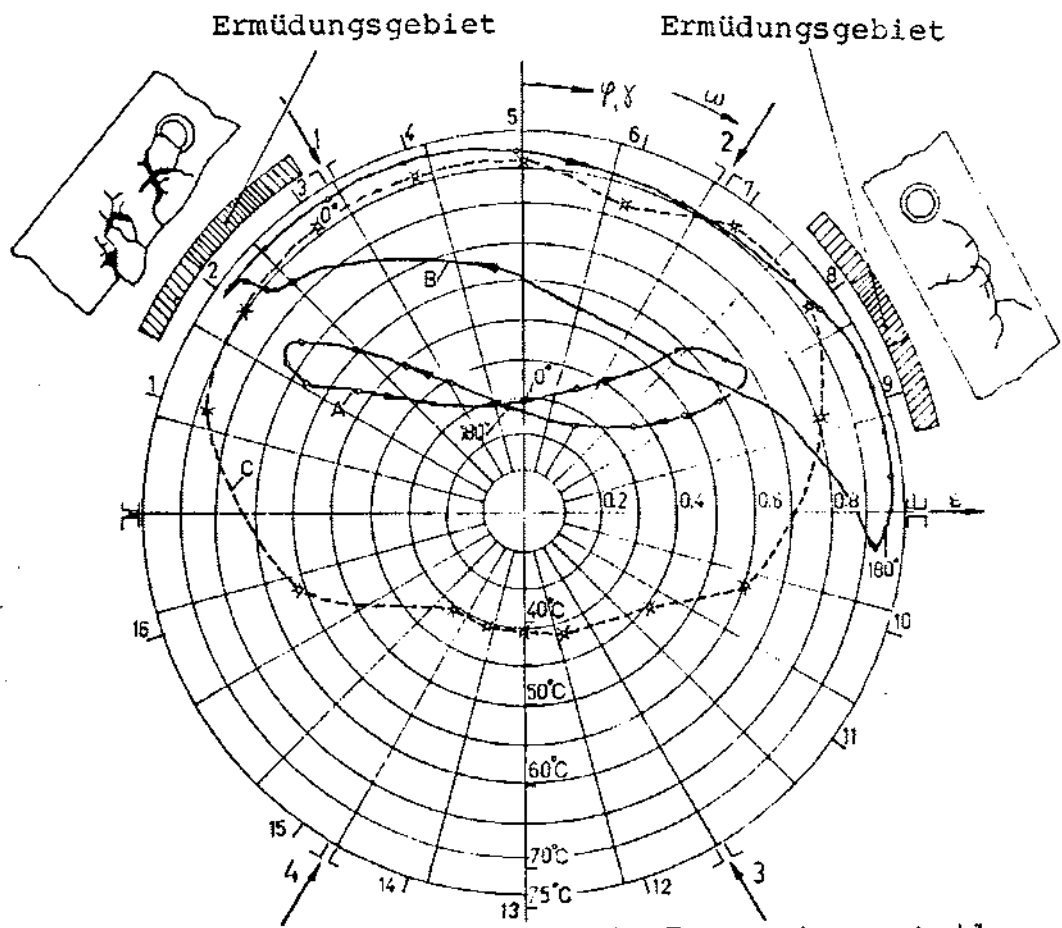


Abb.III Temperaturverteilung und Ermüdungsgebiet bei Belastungsart III

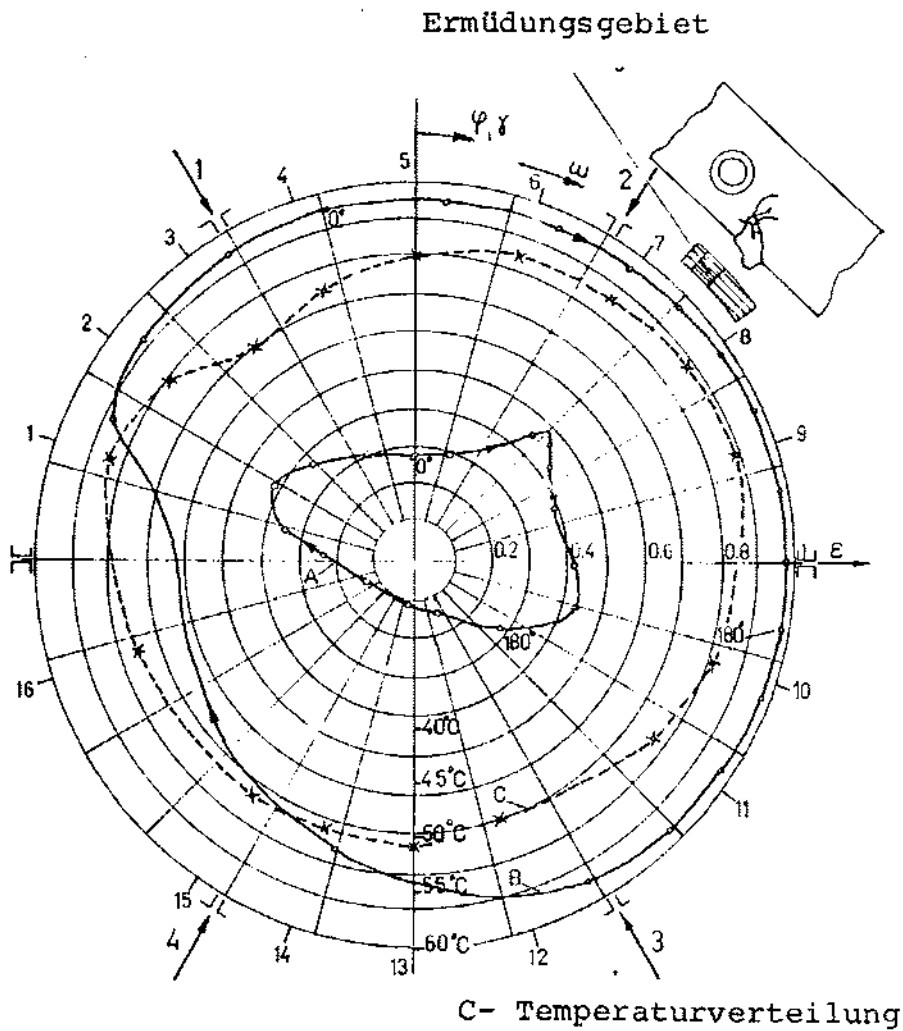


Abb.IV Temperaturverteilung und Ermüdungsgebiet
bei Belastungsart IV

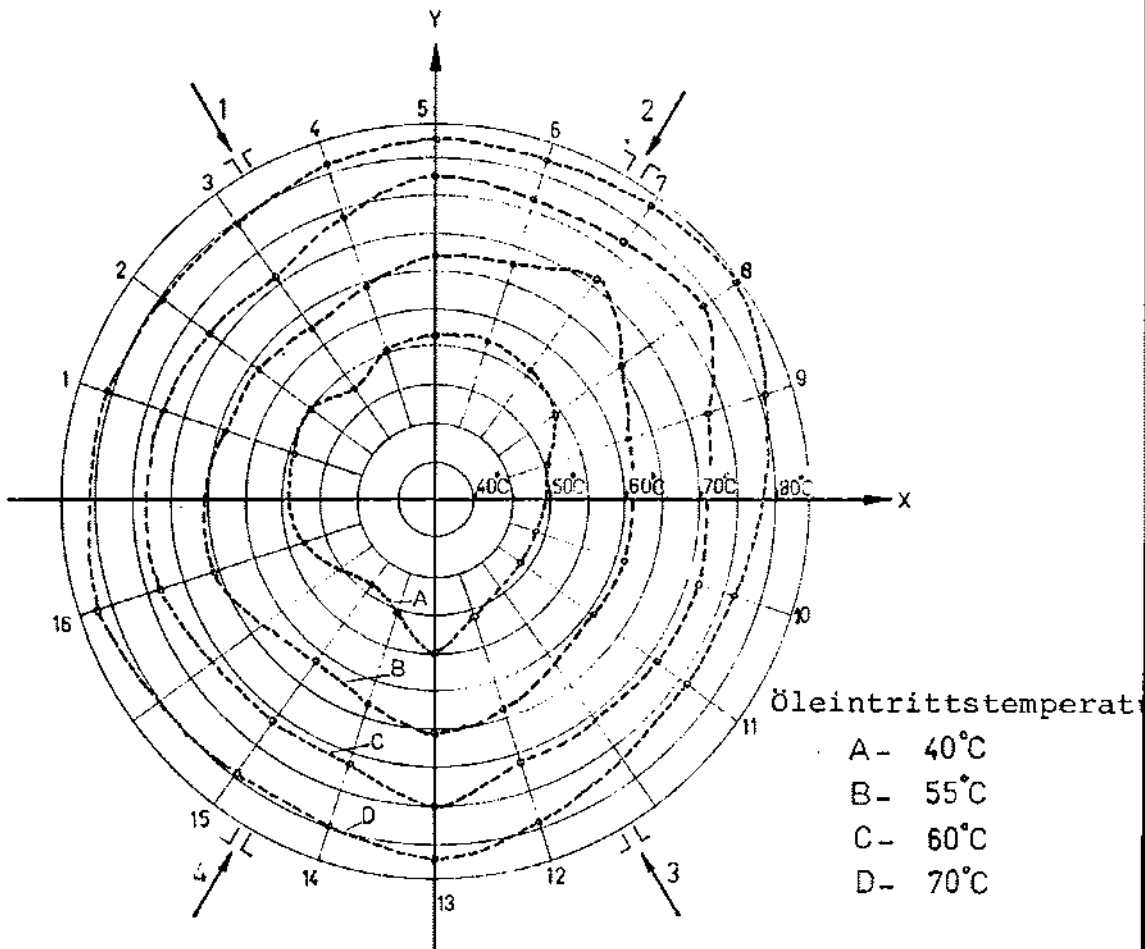
3. Ermüdungsrisse fangen in der Längsrichtung in der Mitte der Lageroberfläche an und schreiten sowohl in axiale als auch in radiale Richtung fort.

4. An der Lageroberfläche entstehende Haarrisse werden in ihrem Fortschreiten tiefer und falls ein Schmierloch vorhanden ist, wandern sie radial in dieser Richtung oder axial zur Seiten hin. Wo die Haarrisse sich kreuzen entstehen Legierunginselchen

5. Die Ermüdungslebensdauer erhöht sich mit der Lageroberfläche. Bei gleichbleibender Belastung erhöht sich die Lebensdauer ums 2,78 fache, wenn die Lagerungsfläche um 25 % erhöht wird und ums 6,25 fache, wenn sie um 66 % erhöht wird (D= konst. B= veränderlich).

6. Bei den dynamisch belasteten Radiallagern ist die Temperaturverteilung an der Lageroberfläche analog zur Bahnkurve der Welle. Die maximalen Temperaturen entstehen, wo die Filmdicke minimum ist. Die niedrigsten Temperaturen sind infolge des kühlungseffektes des Öls, um die Stellen der Eintrittsschmierlöcher anzutreffen, wo gleichzeitig die Ölfilmdicke maximum ist.

7. Wenn bei konstant gehaltener Belastung die Schmieröleintrittstemperatur geändert wird, ändern sich auch die Temperaturen an der Lageroberfläche. An den Temperaturdifferenzen zwischen verschiedenen Stellen konnten aber keine großen Abweichungen festgestellt werden. (Abb.IV)



- Abb.V Temperaturverteilungen bei unterschiedlichen Öleintrittstemperaturen

8. Wenn, wie Abb.I,II und IV zeigt, die Amplitude der Polarbelastung erhöht wird, erhöht sich auch die Temperaturdifferenz an der Oberfläche von 6,3 °C bis zu 8,1 °C. Wenn die Belastung lediglich an einer Lagerhälfte wirkt, (Abb.III), erreicht die Temperaturdifferenz bis zu 30°C. An einem solchen Belastungsfall konnte man beobachten, daß der Gleitlagerwerkstoff schneller ermüdet. Es wird vermutet, daß die schnellere Ermüdung sowohl durch Druck als auch durch die Temperatur beeinflusst wird.

9. Tabelle 3 zeigt die durch versuche festgestellten Ermüdungslebensdauerwerte. Hier zeigt F_{\max} die Maximumbelastungsamplitude, $P_{\text{ort}} = F_{\max}/BxD$ den mittleren Oberflächendruck, BxD Lagerungsfläche und die Lebensdauer als Lastspielzahl.

Tabelle 3. Ermüdungslebensdauerwerte

Belastungsart	F_{\max} (N)	P_{ort} (N/mm ²)	$B \times D$ (mm ²)	Lastspielzahl
III B=12 mm	21.830	38,14	572,4	446.400
I B=12 mm	17.300	30,22	572,4	595.200
II B=12 mm	16.485	28,8	572,4	1.041.600
IV B=12 mm	13.450	23,5	572,4	1.116.000
I B=16 mm	17.300	22,67	763,2	1.340.000
I B=20 mm	17.300	18,13	954,0	3.720.000

SEMBOLLER

- B : Yatak genişliği
 $D=2r$: Mil çapı
 e : Eksantrisite
 F : Yatak yükü
 F_D : Hidrodinamik etkili açısal hız nedeniyle oluşan yatak kuvveti
 F_V : Milin radyal hareketinin oluşturduğu kuvvet
 h : Film kalınlığı
 H : Boyutsuz film fonksiyonu
 R : Yatak yarıçapı
 $\Delta r=R-r$: Radyal boşluk
 S_{OD} : Sommerfeld sayısı
 S_{OV} : Milin radyal hareketi ile oluşan boyutsuz yük
 t : zaman
 x, y, z : Koordinat eksenleri
 u, v, w : Hız bileşenleri
 $\beta=B/D$: Genişlik oranı
 γ : Milin konum açısı
 $\dot{\gamma}=\frac{d\gamma}{dt}$: Konum açısı γ 'nin zamanla değişimi
 δ : Hidrodinamik etkili açısal hız nedeniyle oluşan yatak kuvveti ile minimum yağ filmi konumu arasındaki açı
 $\epsilon=\frac{e}{\Delta r}$: Eksantrisite oranı
 $\dot{\epsilon}=\frac{d\epsilon}{dt}$: Eksantrisite oranının zamanla değişimi
 Π, Π_D, Π_V : Boyutsuz basınçlar
 ϕ : Mil veya krank açısı
 $\psi=\frac{\Delta r}{r}$: Boyutsuz yatak boşluğu
 Ψ : Yatağın çevre açısı
 Ψ_F : F kuvvetinin etkime açısı
 ω : Milin açısal hızı
 $\bar{\omega}$: Hidrodinamik açısal hız

İÇİNDEKİLER

TÜRKÇE ÖZET	I
YABANCI DİLDE ÖZET	II
SEMBOLLER	III
1. Giriş	1
2. DİNAMİK OLARAK ZORLANAN ELEMANLAR VE YORULMA	2
3. KAYMALI YATAKLARDA YÜZEY YORULMASI	5
3.1 Giriş	5
3.2 Yüzey Yorulması Nedenleri ve Gerilme Kaynakları	6
3.3 Mekanik Kökenli Gerilmeler	7
3.4 Sıcaklığın Oluşturduğu Isıl Gerilmeler	8
4. KAYMALI YATAKLARDA TEORİK ESASLAR	10
4.1 Giriş	10
4.2 Reynolds Denklemi	10
4.3 Radyal Kaymalı Yatakların Geometrisi	11
4.4 Reynolds Denklemine Boyutsuz Hale Sokulması	13
4.5 Reynolds Denklemine Çözümü	14
4.5.1 Giriş	14
4.5.2 I. Kısım için Çözüm	15
4.5.3 II. Kısım için Çözüm	16
4.5.4 Basınç Dağılımının İntegrasyonu	18
4.6 Dinamik Yüklü Radyal Kaymalı Yatakta Mil Yörüngesinin Belirlenmesi	24
4.6.1 Giriş	24
4.6.2 Kaymalı Yatakta Kuvvet Dengesi	24
4.6.3 Hareket Değişiminin Bulunması ve Mil Yörüngesi	26
5. DENEY DÜZENEĞİ	29
5.1 Giriş	29
5.2 Deney Düzenekinin Özellikleri	29
5.3 Deney Düzenekinin Yapısı	29
5.4 Test Yatağı	35
5.5 Test Yatağının Montajı	36

5.6 Hidrolik Donanım	36
5.7 Test Yatağının Y¼klenmesi	38
5.8 Y¼k Değişiminin Ölç¼lmesi	41
6. DENEYLER VE DENEY SONUÇLARI	45
6.1 Y¼zey Yorulması Deneyleri	45
6.1.1 Giriş	45
6.1.2 Yatağa Uygulanan Y¼k Örnekleri	46
6.1.3 I Nolu Y¼k Örneği (B=12 mm)	48
6.1.4 I Nolu Y¼k Örneği (B=16 mm)	50
6.1.5 I Nolu Y¼k Örneği (B=20 mm)	52
6.1.6 I Nolu Y¼k Örneği (B=26.5 mm)	54
6.1.7 II Nolu Y¼k Örneği	56
6.1.8 III Nolu Y¼k Örneği	56
6.1.9 IV Nolu Y¼k Örneği	60
6.2 Sıcaklık Dağılımı	60
6.2.1 Giriş	60
6.2.2 Sıcaklık Dağılımının Ölç¼lmesi	63
6.2.3 Sıcaklık Deneyleri	63
7. SONUÇ	72
ANAHTAR SAYFA	75
KAYNAKLAR	76
Ek-4.6	79
ÖZGEÇMİŞ	

1. GİRİŞ

Günümüz teknolojisinin modern motorlarında büyük güç ve yüksek dönme sayılarına erişilebilmesi büyük ölçüde yatakların ağır koşullarda çalışabilme yeteneğine bağlıdır.

Dinamik yükler altında çalışan kaymalı yatakların daha büyük yüklerin iletilmesini gerçekleştirmelerinde karşılaştıkları en önemli problemlerden biri de yatakta oluşan yüzey yorulması olayıdır [1]. Konstrüktörlerin, daha dizayn aşamasında, belli yük, hız ve yağlama koşulları için tasarımını yaptıkları kaymalı yatağın fonksiyonunu yerine getiremez hale gelmesine neden olan yorulma bölgeleri ve buna etki eden faktörleri bilmeleri uygun tasarım için gereklidir. Ayrıca kaymalı yataklarda sıcaklık, yağlayıcı akışkan ve yatak alaşımlarının özelliklerini kötüleştirmektedir [2]. Yataktaki sıcaklık dağılımı ve bunun sonucu olarak doğabilecek ısıl gerilmeler yatak yüzeyinin yorulması açısından önemli rol oynayabilmektedir.

Sunulan bu çalışmada, dinamik yük altında çalışan radyal kaymalı yataklarda ilk kılcal çatlakların başladığı yorulma bölgeleri ve yorulma ömrü üzerinde etkili olabilecek faktörler ele alındı. Yatak yüzeyinde ortaya çıkan sıcaklık ve çevresel sıcaklık dağılımının yorulma ömrü üzerindeki etkisi incelendi.

2. DİNAMİK OLARAK ZORLANAN ELEMANLAR VE YORULMA

Genelde yorulma olayının değişken gerilmelerin etkisi altında çalışan ve çeki dayanımı düşük olan (örneğin Al, Cu, Sn ve bunun gibi) malzemelerde çok daha tehlikeli olduğu bilinen bir gerçektir [3]. Asıl konumuz olan kaymalı yatakların yorulması olayına girmeden önce genel bir özetleme yapmanın yararlı olacağı uygun bulundu.

Bir çok makina elemanı görevlerini yerine getirme esnasında genellikle dinamik zorlanmalar etkisindedir. Bu nedenle elemanlardaki gerilmelerin büyüklüğü zamana bağlı olarak değişim gösterirler. Değişen zorlanmalardan dolayı makina elemanlarında ortaya çıkan kırılma, söz konusu malzemenin akma sınırının çok altındaki gerilmelerde dahi oluşabilmektedir. Bu tür kırılmalara yorulma kırılması adı verilir ve kırılma oluşuncaya kadar geçen süreye de elemanın ömrü denir. Yorulma kırılması elemana etkiyen ortalama gerilme ile gerilme genliğine bağlıdır. Genellikle elemanın ömrü gerilme değişim sayısı ile tanımlanır [4, 5]. Elemana etkiyen yüklerin büyüklüğü ve yönü düzenli ya da düzensiz bir şekilde olabilir. Yüklemenin yapılmadığı zaman aralıkları yani kesintiler mevcut olabilir. Ancak yorulma zorlanmasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinden çok, en alt ve en üst sınır değerlerinin büyüklüğü yani genliği çok daha önemli olduğundan, yük değişimi genellikle sinüzoidal olarak kabul edilebilir. Buna göre elemanda oluşan dinamik zorlanma çeşitleri tam değişken, titreşimli ve genel gerilme durumu olarak adlandırılır. Yorulma zorlanması sadece dış kuvvetlerden değil, sıcaklık farkları nedeniyle ortaya çıkan iç gerilmelerden de oluşabilir [6].

Gerçek bir makina parçasında işletme yüklerine göre hesaplanan gerilme değerleri, aynı malzeme kullanılarak hazırlanan düzgün yüzeyli ve parlatılmış deney parçaları yardımıyla bulunan deneysel dinamik mukavemet değerlerinin çok altında kalmasına rağmen yine de makina parçalarının hasara uğradıkları gözlenmiştir. Bunu açıklamak amacıyla yapılan deneylerde, parçanın şekli yüzey durumu,

kuvvetin iletimi, bulunduğu ortam ve malzeminin iç yapısı gibi değişik iç ve dış etkenlerin yorulma dayanımını değiştirdiği; dolayısıyla bu etkenleri dikkate almadan bulunan yorulma mukavemeti değerlerinin mukavemet hesaplarında aynen kullanılmayacağı anlaşılmıştır. Şimdiye kadar yapılmış çok sayıda yorulma deneyi sonucunda edilmiş yorulma mukavemeti değerlerinin, sorunun bilinen mukavemet hesapları yanında tasarım kuralları ile kullanılan malzemenin özelliklerinin bilinmesi halinde güvenle uygulanabileceğini göstermiştir. Ancak yorulmaya etki eden faktörlerin fazlalığından ötürü günümüzde de gene çok sayıda yorulma hasarına rastlanmakta; makina, taşıt ve bunun gibi konstrüksiyonlarda görülen hasarın %90-95 'i yorulmadan ileri gelmektedir.

İşletme koşullarındaki zorlanmalar sonucu ortaya çıkan gerilmeler kuramsal olarak hesaplanan gerilmelerden az veya çok sapma gösterirler. Parçanın şekli, yüzey kalitesi, ortamın korrozif etkisi, kuvvet iletiminin türü, ön gerilme, malzeme hatası, mikro yapının büyük ölçüde heterojen olması gibi nedenler ile yerel gerilme yığılmaları oluşur. Yorulma çatlağı gerilme yığılmalarının bulunduğu bölgede başlar. Ayrıca bir elemanın öztitreşim frekansına yakın bölgelerde zorlanması sonucu oluşan rezonans titreşimlerine veya her zaman önlenmesi mümkün olmayan aşırı yüklere dayanacak şekilde tasarlanmamış olmasıda yorulma çatlaklarına yol açabilir. Gerilme yığılmalarının bulunduğu bir bölgede bir çatlağın başlaması durumunda yorulma kırılmasının önlenmesine çoğunlukla olanak yoktur. Oluşan bir çatlağın ilerleyerek kırılmanın ortaya çıkması ise gerilme değişim sayısına bağlıdır. Çatlak oluşumundan sonra yük taşıyan kesit sürekli küçüldüğünden, bu kesitte gerilmeler gittikçe büyüyecek ve nihayet kesit, yükü taşıyamaz bir duruma gelince kopma olacaktır. Bu şekilde makina parçasındaki zorlanma sürekli bir değişim gösterdiği ve kopma belli bir süre sonra gerçekleştiği için bu olay yorulma kırılması olarak adlandırılabilir.

Değişken yükler etkisi altında ortaya çıkan yorulma zorlanması sırasında tekrarlanan kalıcı şekildeğiştirmelerin yeteri kadar birikimi sonucu, malzemenin ayrılma dayanımının aşıldığı noktalarda mikro düzeyde çok küçük çatlaklar oluştuğu söylenebilir. Zorlanma sırasında dışardan verilen enerjinin büyüklüğüne bağlı olarak bunla

mikro ve makro çatlaklar olarak birleşir ve sonunda bu çatlaklardan herhangi biri yorulma kırılmasına neden olur. Yorulma olayı çok küçük ve sınırlı bir bölgede başlayıp çatlak olarak ilerler. Hasarın oluştuğu nokta çoğunlukla yüzeyde veya yüzeyin hemen altındadır. Ancak heterojenliklerin veya malzeme hatalarının durumuna göre malzemenin iç kısmında da bulunabilir [7].

3. KAYMALI YATAKLARDA YÜZEY YORULMASI

3.1. Giriş

Beyaz madenler yataklama özellikleri nedeniyle endüstride yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Yataklarda ortaya çıkan zorlanma hali çok kere değişken bir zorlanma olduğundan, bunun sonucu olarak yatak yüzeyinde kılcal çatlaklar oluşabilir [8]. Yatakta yüzey yorulması olarak adlandırılan bu olay genellikle yüksek gerilme yığılmalarının bulunduğu noktalarda bir kılcal çatlama şeklinde başlar ve ilerleyen kılcal çatlaklar arasında kalan yatak alaşımları zarf yüzeyinden koparak uzaklaşırlar.

Yüzey yorulmasının oluşum ve gelişim mekanizması hakkında en yaygın olarak bilinen kuram şöyledir [9]. Yüzey üzerinde, belli noktalarda, çeşitli nedenlerden ötürü ortaya çıkan gerilme yığılmaları ilk kılcal çatlamalara sebep olur. Oluşan kılcal çatlaklar önce yatak alaşımı kalınlığı boyunca çelik zarf yüzeyine erişinceye kadar ilerler. Bundan sonra çatlak yön değiştirerek alaşım zarf ortak yüzeyi boyunca çelik zarf üzerinde ince bir alaşım tabakası bırakarak, ikinci bir çatlakla karşılaşınca kadar ilerler. Bu şekilde çatlaklar arasında kalan malzeme adacığı koparak yağlayıcı içinde sürüklenir veya yüzeyler arasında ezilir. Bazanda başka bir noktada yüzeylerden birine kaynar. Yatak yüzeyinden kopan malzemenin bıraktığı boşluk yağ filmi oluşmasını ve basınç dağılımını tedirgin ettiğinden yatağın yük taşıma kapasitesi düşer, film kalınlığı azalır, sıcaklık yükselir yağlayıcının viskozitesi düşer. Bu ise film kalınlığını iyice düşürür ve yeni sıcaklık artışına neden olur. Birbirine bağlı olarak zincirleme gelişen kötü koşullar, sıcaklığın malzemenin dayanabileceği sınırın üstüne çıkmasına veya metalin metale değmesiyle birlikte yatağın tamamen görev yapamaz duruma gelmesine neden olur.

3.2 Yüzey Yorulması Nedenleri Ve Gerilme Kaynakları

Lang [10, 11] ve arkadaşları yaptıkları deneysel çalışmalarında birbirinin aynı olan yatakları değişik dinamik yükler (bir eksen doğrultusunda sinüzoidal olarak tam değişken, titreşimli yük ve çevresel olarak dönen merkezkaç kuvvet etkisi) altında denemişler ve yatak yüzeyinde oluşan salt mekanik yorulma dışında bölgesel aşırı ısınmalar basınç yığılmaları, malzemenin ısıl özellikleri ve korrozyon direncinin önemine dikkat çekmekte, yatak yüzeyinde oluşan yorulma çatlaklarının ise (çevresel dönen yük hariç) ana yük bölgesinde olduğunu belirtmişlerdir.

Hirano ve Goto [12] yorulma probleminin karmaşıklığını vurguladıktan sonra, yatak alaşım kalınlığı ve radyal boşluğun yanı sıra değişken yük ve hızdan ötürü ortaya çıkan sürtünme kuvvetlerinin etkili olduğunu ileri sürmektedirler. Buna karşın bazı araştırmacılar ise [13] yorulma başlangıcını bası gerilmeleri ve bölgesel eğilme gerilmelerine bağlamaktadırlar. Beyaz madenin mekanik özelliklerinin artan sıcaklıkla birlikte hızla kötüleştiğine, dökmünden sonra 50°C lık bir sıcaklık değişimiyle, farklı ısıl genleşmelerden ötürü, beyaz madenin akma sınırına denk bir mertebede çeki gerilmelerinin ortaya çıkabileceğine işaret etmektedirler*.

Heisel [14] dinamik yük altında çalışan kaymalı yatağın yağlayıcı yağı içerisine belli oranlarda hava karıştırarak yaptığı film basıncı ölçümlerinde, küçük eksantrisite değerlerinde dahi, tepe basınçlarına rastlanabildiğini bununda yatağın yorulma dayanımını düşürebileceğini belirtmektedir.

Gyde [9] ise yatakta yorulma çatlaklarının oluşumunu yağ filmi kavitasyonunun meydana geldiği noktalarda gerilmelerin periyodik olarak yön değiştirmesine bağlamaktadır. Bu olayı ise şöyle açıklamaktadır. Milin yatak içerisindeki hareketi sırasında yatak yüzeyinden hızla uzaklaştığı an (kavitasyon oluşması) yağ filmi içinde habbecik şeklinde boşluklar oluşur. Normal olarak bir yük periyodu boyunca iki yüzey arasında hacmi değişen bir yağ kaması oluşur. Bu hacmin büyümesi esnasında oluşan boşlukların yağla doldurulması gerekir. Oysa milin uzaklaşma hareketi ani olursa o hızda doldurulma gerçekleşemediğinden yüzeyler sürekli bir yağ filmi

ile örtülemez ve yer yer adacıklar kalır. Yağlayıcıdan ayrılan gazlar bu boşlukları doldurmaya zorlanabilir. Yatağın çevresindeki kavitasyonun oluşum bölgesinde yatak yüzeyi yağ ile doldurulamaması nedeniyle bu bölgede oluşmuş yağ adacıklarının temas ettiği yatak yüzeyi bası gerilmeleri altında iken adacığın çeperleri çeki gerilmesi altındadır. Yükün periyodik olarak değişmesi nedeniyle kavitasyon bölgesindeki yatak yüzeyinde gerilmelerde çeki ve bası gerilmeleri olarak değişirler. Yön değiştiren gerilmeler malzeme yüzeyini bu noktalarda yorulmasına neden olur.

Benzer bir kavitasyon olayının oluşumunun filmi, İngiliz firması Glacier Co. [9] tarafından kendi imal ettikleri saydam bir yatakta çekilmiş ve kavitasyon hep aynı noktalar civarında olduğu görülmüştür.

Gyde çalışmasında denenen yataklarda gerilmenin hep bası gerilmesi olarak kaldığı durumlarda yorulmaya rastlanmadığını ve çalışma sıcaklığının dinamik yükün genliği üzerinde son derece etkili olduğunu göstermektedir. Örneğin çalışma sıcaklığı 140°C dan 90°C 'a düşürüldüğünde aynı ömür için yükün genliği iki kat büyütülebilmektedir.

Bu bilgilerin ışığında dinamik yükler altında çalışan yataklarda yorulma çatlaklarına neden olan gerilmeler iki grup altında toplanabilir.

3.3. Mekanik Kökenli Gerilmeler

Yatakta gerilmelerin ortaya çıkmasına neden olan önemli etkenlerden birisi yağ filmi basıncıdır. Yatakta oluşan yağ filmi basıncı etkisi altında radyal doğrultuda bası gerilmeleri, yüksek basınç bölgesi çevresinde ise çeki gerilmeleri oluşur. Dinamik yüklü yataklarda, yükün zamanla değişimi nedeniyle gerilmeler değişken karakterde

gösterirler. Sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu gerilmeler daha çok sınır yağlama koşullarında önem kazanan gerilme kaynaklarıdır [10, 15, 16].

Mekanik gerilmelere neden olan diğer bir gerilme kaynağının da yatak zarfının ve yuvasının form rijitliğinin zayıf olması gösterilmektedir [17, 18, 19]. Üzerinde birleşilen diğer bir husus taşıyıcı kabuk üzerindeki yatak alaşımı kalınlığı azaldıkça yorulma direncinin arttığıdır [20, 21].

3.4 Sıcaklığın Oluşturduğu Isıl Gerilmeler

Kaymalı yatakların yük taşımaları sırasında yatakta ortaya çıkan sıcaklık nedeniyle yatak alaşımının fiziksel özellikleri kötüleşmekte ve bunun neticesi olarak yatağın yorulma ömrü azalmaktadır [15, 9, 20].

Thompson, Kenneford ve Seager [22], 0,5 mm kalınlığında dikdörtgen şeklindeki çelik şeritler üzerine özel kalıplar içinde ve 400°C 'da 4,3 mm kalınlığında beyaz maden dökerek elde ettikleri deney parçalarını soğumaya terkettiklerinde parçaların gözle görülür bir şekilde eğilmiş olduklarını gördüler. Eğilme beyaz maden iç bükey tarafta kalacak şekilde olmuştur. Bu da yatak alaşımı üzerindeki gerilmenin çeki gerilmesi olduğunu gösterir. Eğilen şeridin eğrilik yarıçapı (1680 mm) ölçülerek yapılan hesaplarda çeki gerilmesinin 86 N/mm² ye ulaştığı görülmüştür. Gerilmelerin nedeni iki malzemenin farklı ısıl genleşme özelliklerine sahip olmaları olduğundan, deneyler farklı zarf ve yatak malzemeleri için sürdürülmüş genleşme özellikleri birbirine yakın malzemeler kullanıldığında (Alüminyum-Beyaz maden) ısıl gerilmelerin küçüldüğü gözlenmiştir. Adı geçen araştırmacılar çeki gerilmeleri çalışma esnasında mil vurması ve yağ filmi basıncından doğan değişken bası gerilmeleriyle birlikte bulunduğu zaman yorulma çatlaklarının ortaya çıkacağı görüşündedirler. Mac Naughton [38] herhangi bir yolla alaşım üzerindeki çeki gerilmeleri büyütüldüğünde, aynı koşullarda yorulmanın hızlandığını göstererek yukarıdaki görüşü güçlendirmiştir. Russel [38] sıcaklığın bölgesel olarak değişmesiyle iç gerilmelerin önemli boyutlara ulaşabileceğini söylemekte, Boas ve Honey-

combe[38] ise kalay kadmiyum ve çinko malzemelerin hiç yüklenmeden sadece periyodik olarak 30° - 150° C arasında ısıtılıp soğutularak çatlatılabileceklerini belirtmektedirler. Isıl yorulma adı verilen bu olayda da gerilme kaynağının yine farklı genleşmeler olduğu savunulmuştur .

İbrahim ve McCollion [23], kuramsal çalışmalarında göz önüne aldıkları bir yatak modeli boyunca gerilme dağılımını 1-yağ filmi basıncından, 2-yatağın yuva tarafından sıkıştırılması ve yuvanın hatalı oluşundan, 3-sıcaklık gradyanı ve farklı ısıl genleşmelerden doğan koşullar için ayrı ayrı belirlemişlerdir. Alınan sonuçların karşılaştırılmasından yüzey yorulmasına yol açabilecek gerilmelerin büyüklük olarak en önemlilerinin yuva rijitliğinin yetersizliğinden ve farklı ısıl genleşmelerden ötürü ortaya çıkan gerilmeler olduğu görülür. Ele alınan modelde gerilmelerin sıfır olduğu varsayılan başlangıç noktasından alınarak 100° C ısıtıldığı düşünülmektedir. Daha büyük ısıl genleşme katsayısına sahip beyaz maden çeliğe göre daha fazla genleşmekte, bunun sonucu olarak beyaz madende bası çelikte çeki gerilmeleri doğmaktadır. En büyük bası gerilmeleri orta eksen üzerinde, en büyük çeki gerilmeleri kenarlarda ve en büyük kayma gerilmeleri orta yüzey üzerinde serbest kenarlara yakın yerlerde bulunmuştur .

Sıcaklığın yorulma ömrü üzerinde etkili bir parametre olduğundan hiç kuşku yoktur. Sıcaklığın periyodik olarak değişmesiyle birlikte gerilmelerin yön değiştirmesi söz konusu olabildiğinden yorulma için en elverişli ortam doğmuş olur.

4. KAYMALI YATAKLARDA TEORİK ESASLAR

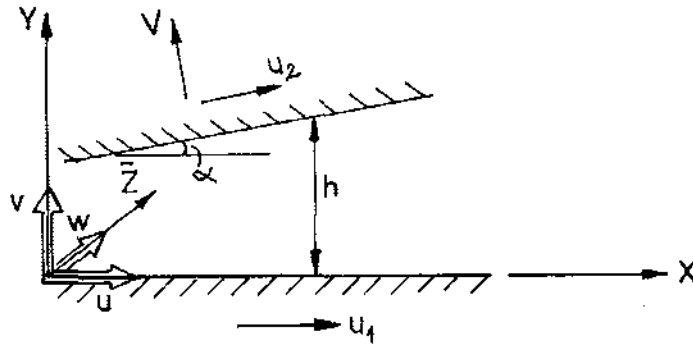
4.1 Giriş

Kaymalı yataklarda hidrodinamik sıvı sürtünmesinin incelenmesi viskoz akışkanların Navier-Stokes hareket denklemlerine dayanır. Ayrıca bu denklemlerin yanı sıra süreklilik denklemi de göz önüne alınır [24,25].

Hidrodinamik yağ filmi, hareket eden yüzeylerin geometrisine, bu yüzeylerin birbirine göre hızlarına ve konuma bağlı olarak oluşan yük taşıyıcı bir akışkan filmidir.

4.2 Reynolds Denklemi

Navier-Stokes denklemlerini uygulamak için Şekil 1 'de gösterilen x, y, \bar{z} eksen takımına göre hızları u, v, w ve film kalınlığı h olan akışkan tabakası göz önüne alınarak şu varsayımlar yapılabilir.



Şekil 1. Akışkan Tabakası

- Film boyunca akış laminerdir.
- Film kalınlığı h 'nın çok ince olması nedeniyle y boyutu x ve \bar{z} ye göre çok küçük bir boyuttur. Böylece p basıncı y 'ye bağlı olmaz. Diğer hız gradyanları, $\frac{\partial u}{\partial y}$ ve $\frac{\partial w}{\partial y}$ ile kıyaslandığında ihmal edilebilirler.

- İki yüzey arasındaki akışkan tabakası o kadar incedirki yatak yüzeylerinin herhangi bir eğriliği ihmal edilebilir.
- Viskoz kuvvetler yanında akışkanın eylemsizlik kuvvetleri ve ağırlığı küçük olduğundan ihmal edilebilirler.
- Akışkan ile yatak yüzeyleri arasında kayma yoktur.
- Akışkan sıkıştırılamaz ve viskozitesi sabit kabul edilmektedir.

Bu varsayımların sınırları içerisinde kalarak Navier-Stokes denklemleri ve süreklilik denkleminde hareketle, Reynolds Diferansiyel denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left[(u_1 + u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (1)$$

şeklinde elde edilebilir [26].

Burada;

$p = p(x, \bar{z}, t)$ yağ filmindeki basıncı
 $h = h(x, \bar{z}, t)$ film kalınlığını
 η dinamik viskoziteyi
 u_1, u_2 hareketli yüzeylerin hızlarını
göstermektedir.

4.3 Radyal Kaymalı Yatakların Geometrisi

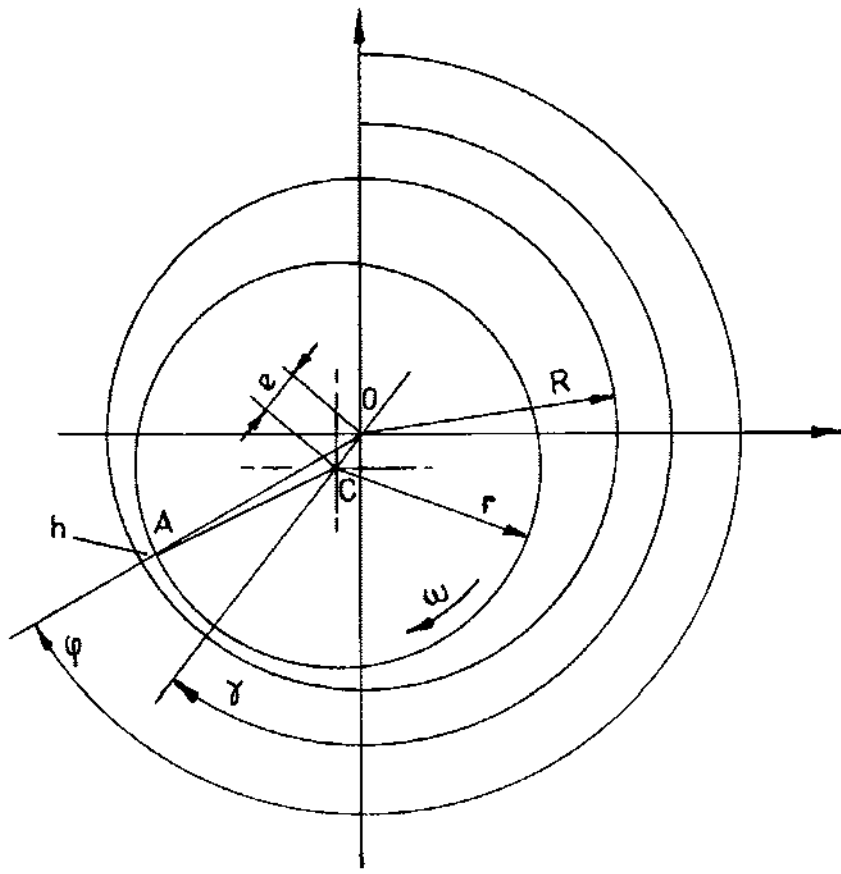
Kaymalı yatak için ele alınan modelde en genel halde $h=h(x, \bar{z}, t)$ film kalınlığı fonksiyonu x , \bar{z} ve t zamanına bağlıdır. Bu durumda film kalınlığı, yatağın geometrik şekli ve mil ile yatak zarfının birbirine göre olan konumlarıyla bellidir. Burada \bar{z} eksenini doğrultusunda h değişmiyor. Yani mil ve yatak eksenleri birbirine paraleldir. Şekil 2 'deki yatak geometrisinde e eksantrisitesi ve γ konum açısıyla bir andaki konum görülmektedir.

OAC üçgeninde kosinüs teoremi uygulanırsa;

$$r^2 = (R-h)^2 + e^2 - 2(R-h)e \cos(\psi - \gamma)$$

$$e^2 \ll (R-h)^2$$

olduğundan göz ardı edilirse;



Şekil 2. Yatak Geometrisi

$$r = \sqrt{(R-h)^2 - 2(R-h)e \cos(\psi-\gamma)}$$

$$r = (R-h) \sqrt{1 - 2 \frac{e}{R-h} \cos(\psi-\gamma)}$$

$$r \approx (R-h) \left(1 - \frac{e}{R-h} \cos(\psi-\gamma)\right)$$

$$r = R-h-e \cos(\psi-\gamma)$$

$$h = R-r-e \cos(\psi-\gamma)$$

$$R-r = \Delta r$$

$$h = \Delta r - e \cos(\psi-\gamma)$$

$$h = \Delta r \left(1 - \frac{e}{\Delta r} \cos(\psi-\gamma)\right)$$

$$e = \frac{e}{\Delta r} \quad \text{eksantrisite oranı,}$$

$$\psi = \frac{\Delta r}{r} \quad \text{boyutsuz yatak boşluğu,}$$

$$H = \frac{h}{\Delta r} = \frac{h}{r\psi} \quad \text{boyutsuz film fonksiyonu}$$

olmak üzere

$$H = 1 - \varepsilon \cos(\psi - \gamma) \quad (2)$$

olarak elde edilir.

4.4 Reynolds Denklemine Boyutsuz Hale Sokulması

Şekil 2 'deki kaymalı yatak modeli göz önüne alındığında, yatak sabit olduğu için $u_1 = 0$ ve milin çevre hızı ise $u_2 = r\omega$ dir.

Koordinat dönüşümü için

$$x = r\psi, \quad z = \frac{\bar{z}}{B/2} = \frac{\bar{z}}{B} \frac{D}{R} \quad (R \approx r) \quad \text{ve}$$

$$\text{genişlik oranına } \beta = \frac{B}{D} \text{ dersek } z = \frac{\bar{z}}{\beta r}$$

elde edilir. Buradan,

$$\partial x = r \partial \psi, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \psi}, \quad \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} = \frac{1}{\beta r} \frac{\partial p}{\partial z}$$

ve boyutsuz film fonksiyonu H ile basınçta boyutsuz formda

$$\Pi = \frac{p\psi^2}{\eta\omega}$$

alınıp (1) Reynolds denklemine yerlerine yazılırsa

$$\frac{\partial}{\partial \psi} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} \right) + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right) = 6 \left[\frac{\partial H}{\partial \psi} + \frac{2}{\omega} \frac{\partial H}{\partial t} \right] \quad (3)$$

elde edilir. Burada boyutsuz fonksiyonlar

$$\Pi = \Pi(\psi, z, t)$$

$$H = H(\psi, t)$$

şeklindedir.

Film fonksiyonu H 'nın ψ açısı ve t zamanına göre türevleri alınarak denklemin sağ tarafı yeniden düzenlenecek olursa,

$$H = 1 - \varepsilon \cos(\psi - \gamma)$$

$$\varepsilon = \varepsilon(t)$$

$$\gamma = \gamma(t)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \psi} = \varepsilon \sin(\psi - \gamma)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} = -\dot{\epsilon} \cos(\psi-\gamma) - \epsilon \dot{\gamma} \sin(\psi-\gamma)$$

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt}, \quad \dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \psi} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}) + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial z} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) &= 6 \left[\epsilon \sin(\psi-\gamma) + \frac{2}{\omega} (-\dot{\epsilon} \cos(\psi-\gamma) - \epsilon \dot{\gamma} \sin(\psi-\gamma)) \right] \\ &= 6 \epsilon \sin(\psi-\gamma) - 12 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega} \dot{\gamma} \sin(\psi-\gamma) - 12 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega} \cos(\psi-\gamma) \end{aligned} \quad (4)$$

elde edilir.

Burada;

$6 \epsilon \sin(\psi-\gamma)$ terimi ω açısal hızıyla milin kendi merkezi etrafında dönmesi sonucu oluşan yağ filmi basıncı etkisini,

$-12 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega} \dot{\gamma} \sin(\psi-\gamma)$ terimi $\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt}$ hızıyla sabit ϵ eksantrisite oranında yatak merkezi etrafında mil merkezinin dönmesiyle oluşan basınç etkisini,

$-12 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega} \cos(\psi-\gamma)$ terimide $\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt}$ hızıyla mil merkezinin radyal hareketinin oluşturduğu basınç etkisini tanımlar.

4.5 Reynolds Denklemine Çözümü

4.5.1 Giriş

(4) Diferansiyel denkleminin sağ tarafı sinüs ve kosinüs'lü terimler şeklinde düzenlenirse

$$\frac{\partial}{\partial \psi} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}) + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial z} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) = \underbrace{6 \epsilon (1 - \frac{2\dot{\gamma}}{\omega}) \sin(\psi-\gamma)}_{I} - \underbrace{12 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega} \cos(\psi-\gamma)}_{II} \quad (5)$$

olur. Ayrıca

$A = 1 - \frac{2\dot{\gamma}}{\omega}$ ve $K = 2 \frac{\dot{\epsilon}}{\omega}$ olarak tanımlanırsa (5) denkleminin sağ tarafı

$$\bar{R} = A 6 \epsilon \sin(\psi-\gamma) - K 6 \cos(\psi-\gamma) \quad (6)$$

şekline gelir. A ve K değerlerinin sayısal olarak uygun bir seçimi

ile diferansiyel denklemin başlangıç çözümü yapılabilir [26]. Bunun için (5) denkleminin I ile gösterilen kısmının çözümü olarak (6) denkleminde $A=1$ ve $K=0$ alınabilir. Bunun anlamı sabit yükte milin ω açısal hızıyla dönmelerinden oluşan basınç dağılımı olmaktadır. Burada mil merkezinin yatak merkezi etrafında dönmesiyle oluşan basınç kısmı da göz önüne alınmıştır. A 'nın herbir değeri basıncın fonksiyon değerini çarpan olarak değiştirir. Yani A 'nın büyük değerleri daha büyük basınç fonksiyon değerleri verir. (5) Denkleminin II ile gösterilen kısmının çözümü içinde (6) denkleminde $A=0$ ve $K=1$ alınabilir. Bunun anlamı ise mil dönmeksizin ($\omega=0$) mil merkezinin sadece radyal hareketi ile oluşan basınç dağılımıdır. Bu çözümde boyutsuz basınç $\Pi = \frac{p\psi^2}{\eta\omega}$ yerine

$$\Pi_V = \frac{p\psi^2}{\eta 2\dot{\epsilon}} \quad (7)$$

şeklinde göz önüne alınmalıdır.

4.5.2 I. Kısım için Çözüm

Yatakta aksenal yöndeki basınç dağılımı, Ulukanın [24] yaptığı deneysel ölçümlerde de gösterdiği gibi, parabolik olarak kabul edilebilir. Yataktaki basınç dağılımını tanımlayacak olan çözüm fonksiyonu, "b" basınç fonksiyonunun büyüklüğünü etkileyen bir parametre olmak üzere,

$$\Pi_D = (1-z^2) \frac{\text{Sin}b(\psi-\gamma)}{H^n} \quad (8)$$

şeklinde alınabilir. Çözüm fonksiyonu için sınır koşulları;

$$\Pi_D (\psi-\gamma ; z = \pm 1) = 0 \quad (9)$$

$$\Pi_D (\psi-\gamma=0 ; z) = 0 , \quad \Pi_D (\psi-\gamma=\pi ; z) = 0$$

olarak kabul edildi. Bu çözüm için (5) denklemini

$$\frac{\partial}{\partial \psi} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}) + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial z} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) = 6 \epsilon \text{Sin}(\psi-\gamma) \quad (10)$$

şeklindedir. Çözüm fonksiyonu (8) 'in gerekli türevleri alınarak (10) denkleminde yazılırsa;

$$\begin{aligned}
 (1-z^2) \{ \text{Sin}b(\psi-\gamma) \left[-b^2 H^2 - n(2-n) \epsilon^2 \text{Sin}^2(\psi-\gamma) - nH\epsilon \text{Cos}(\psi-\gamma) \right] + \\
 + (3-2n)bH\epsilon \text{Sin}(\psi-\gamma) \text{Cos}b(\psi-\gamma) \} - \frac{2}{\beta^2} H^2 \text{Sin}b(\psi-\gamma) = \\
 = 6 \epsilon H^{n-1} \text{Sin}(\psi-\gamma) \quad (11)
 \end{aligned}$$

elde edilir. Daha önce Reynolds denkleminin yapılmış çözümlerine uygun sonuçlar verdiğinden [26] burada $n=3$ alınarak çözüme esas denklem elde edilir.

$$\begin{aligned}
 (1-z^2) \{ \text{Sin}b(\psi-\gamma) \left[-b^2 H^2 + 3\epsilon^2 \text{Sin}^2(\psi-\gamma) - 3\epsilon H \text{Cos}(\psi-\gamma) \right] - \\
 - 3b\epsilon H \text{Sin}(\psi-\gamma) \text{Cos}b(\psi-\gamma) \} - \frac{2}{\beta^2} H^2 \text{Sin}b(\psi-\gamma) = 6\epsilon H^2 \text{Sin}(\psi-\gamma) \quad (12)
 \end{aligned}$$

Yatakta oluşan basınç dağılımının bulunabilmesi için verilmiş olan β , ϵ , $(\psi-\gamma)$, z değerleri (12) denkleminde yazılıp denklemi sağlayan "b" değeri bulunur. Bulunan "b" değeri (8) çözüm fonksiyonunda yazılarak, verilmiş konum ve değerlere uygun noktadaki boyutsuz basınç değeri hesaplanmış olur. Bu şekilde basıncın oluşum bölgesi tümüyle taranarak istenen noktalardaki boyutsuz basınç değerleri bulunabilir. Çözüm fonksiyonu (8) minimum film kalınlığının bulunduğu $\psi = \gamma$ noktasına göre pozitif ve negatif bölgede simetrik bir basınç dağılımı vermektedir. Ancak Newtoniyen akışkanların negatif basınca dayanmaması [27] nedeniyle bu negatif basınç bölgesinde basınç değerleri sıfır olarak alınır.

4.5.3 II. Kısım için Çözüm

Burada da yataktaki aksenal yöndeki basınç dağılımı parabolik olarak kabul edildi. Yatakta oluşan basınç dağılımını veren çözüm fonksiyonu olarak

$$\Pi_V = (1-z^2) \frac{\text{Cos}a(\psi-\gamma)}{H^n} \quad (2\beta) \quad (13)$$

alınır, bu çözüm fonksiyonu için sınır koşulları

$$\begin{aligned} \Pi_V(\psi-\gamma; z = \pm 1) &= 0 \\ \Pi_V(\psi-\gamma = -\frac{\pi}{2}; z) &= 0, \quad \Pi_V(\psi-\gamma = \frac{\pi}{2}; z) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

şeklinde kabul edildi. Bu fonksiyon $\psi=\gamma$ için bir maksimum değer gösterir ve bu noktaya göre çevresel yönde simetrik bir basınç dağılımı verir. Bu çözüm için Reynolds diferansiyel denklemi (5),

$$\frac{\partial}{\partial \psi} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}) + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial z} (H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z}) = -6 \cos(\psi-\gamma) \quad (15)$$

şeklinde alınır. Çözüm fonksiyonu (13) 'ün gerekli türevleri alınıp (15) denkleminde yerine yazılırsa

$$\begin{aligned} (1-z^2) \{ \cos a(\psi-\gamma) [-a^2 H^2 - n(2-n) \epsilon^2 \sin^2(\psi-\gamma) - nH \epsilon \cos(\psi-\gamma)] + \\ + (2n-3) a H \epsilon \sin(\psi-\gamma) \sin a(\psi-\gamma) \} - \frac{2}{\beta^2} H^2 \cos a(\psi-\gamma) = \\ = - \frac{6H^{n-1}}{2\beta} \cos(\psi-\gamma) \end{aligned} \quad (16)$$

elde edilir. (15) Denkleminin daha önce yapılmış çözümlerine uygun değerler verdiği için [26] burada $n=2,4$ alınarak çözüme esas denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} (1-z^2) \{ \cos a(\psi-\gamma) [-a^2 H^2 + 0,96 \epsilon^2 \sin^2(\psi-\gamma) - 2,4 \epsilon H \cos(\psi-\gamma)] + \\ + 1,8 a H \epsilon \sin(\psi-\gamma) \sin a(\psi-\gamma) \} - \frac{2}{\beta^2} H^2 \cos a(\psi-\gamma) = - \frac{6H^{1,4}}{2\beta} \cos(\psi-\gamma) \end{aligned} \quad (17)$$

Yatakta oluşan basınç dağılımının bulunması için verilen $\beta, \epsilon, (\psi-\gamma)$ ve z 'ye karşılık gelen "a" değeri (17) denkleminin sağlanmasından bulunur. Bu "a" değeri çözüm fonksiyonunun büyüklüğünü etkileyen bir parametre niteliğindedir. Bulunan 'a' değeri çözüm fonksiyonu (13) yazılarak verilen mil konumu, yatak geometrisi ve diğer parametrelerle karşılık gelen boyutsuz basınç değeri hesaplanır. Bu şekilde tüm pozitif basınç bölgesi $[-\frac{\pi}{2} \leq (\psi-\gamma) \leq \frac{\pi}{2}]$ taranarak istenen noktalardaki boyutsuz basınç değerleri hesaplanabilir.

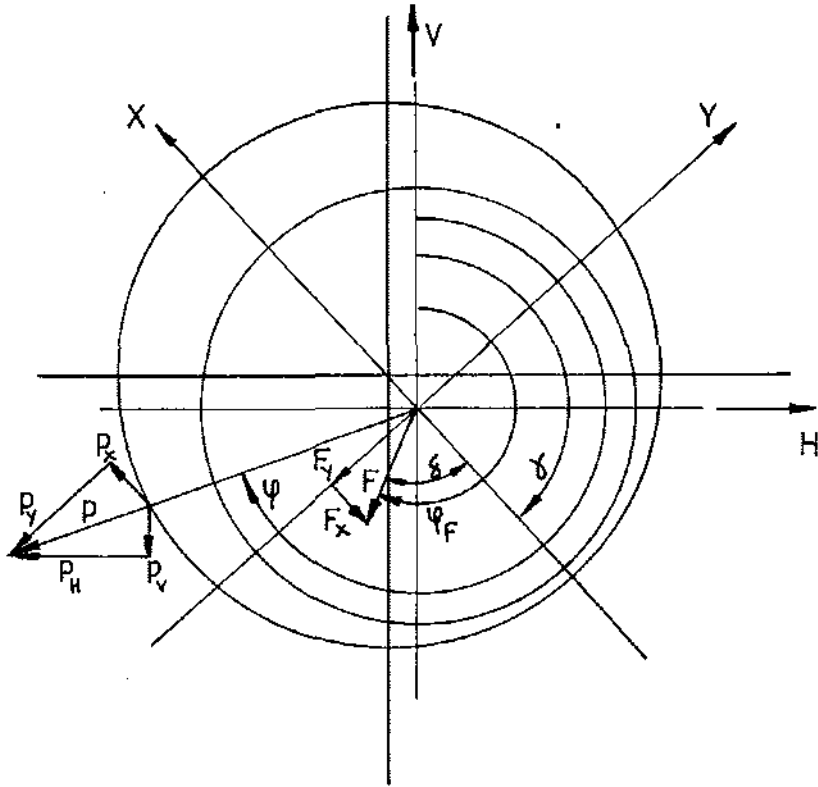
4.5.4 Basınç Dağılımının İntegrasyonu Ve Dış Yatak Yüğü

Yatağa etki eden dış kuvvet, yatakta oluşan yağ filmi basıncı tarafından karşılanır. Dinamik yüklü yataklardaki dış kuvvet β genişlik oranına, ϵ eksantrisite oranına, γ konum açısına ve bunların zamana göre türevlerine ($\dot{\epsilon}$, $\dot{\gamma}$) bağlıdır [26].

$$F = F(\beta, \epsilon, \gamma, \dot{\epsilon}, \dot{\gamma})$$

Basınç dağılımının hesabında hem pozitif hemde negatif basınç büyüklükleriyle karşılaşılabılır. Newtoniyen akışkanlar çeki kuvveti alamadıkları için [27] yatağın taşıma kabiliyetinin hesabında yalnız pozitif basınç bölgesi göz önüne alınır.

Şekil 3 'te görüldüğü gibi yatak geometrisi V-H sabit ve X-Y hareketli koordinat sisteminde ele alınacaktır.



Şekil 3. Kaymalı Yatakta Dış Yatak Yüğü

Sabit koordinat sistemine göre hareket eden X-Y dik koordinat sisteminde p basıncı

$$p_X = p \cos(\varphi - \gamma)$$

$$p_Y = p \sin(\varphi - \gamma)$$

şeklinde yazılabilir. Yağ filmindeki p basıncının pozitif değerleri bölgesinde integre edilerek yağ filminin karşılayabileceği dış yatak yükü bulunabilir.

$$F_X = r \int_{\bar{z}=-\frac{B}{2}}^{\bar{z}=\frac{B}{2}} \int_{p_1=0}^{p_2=0} p \cos(\varphi - \gamma) d(\varphi - \gamma) d\bar{z} \quad (18)$$

$$F_Y = r \int_{\bar{z}=-\frac{B}{2}}^{\bar{z}=\frac{B}{2}} \int_{p_1=0}^{p_2=0} p \sin(\varphi - \gamma) d(\varphi - \gamma) d\bar{z}$$

Buradan F dış yatak yükü

$$F = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (19)$$

değerine eşit olur. X-Y koordinat sisteminde X eksenine ile dış yatak yükü arasındaki açı

$$\delta = \arctg \frac{F_Y}{F_X} \quad (20)$$

olur. F yatak yükünün boyutsuz formu

$$S_o = \frac{F}{BD} \frac{\psi^2}{\eta\omega} \quad (21)$$

ve p yerine de boyutsuz formdaki basınç Π alınırsa

$$\begin{aligned} \Pi(\varphi - \gamma) &= p(\varphi - \gamma) \frac{\psi^2}{\eta\omega} \\ p(\varphi - \gamma) &= \Pi(\varphi - \gamma) \frac{\eta\omega}{\psi^2} \end{aligned} \quad (22)$$

elde edilir. p nin bu değeri ve $\bar{z} = z\beta r$ koordinat dönüşümü ile (18) denklemleri

$$F_X = \beta r^2 \frac{\eta \omega}{\psi^2} \int_{z=-1}^{z=+1} \int_{\Pi_1=0}^{\Pi_2=0} \Pi \cos(\psi-\gamma) d(\psi-\gamma) dz = \beta r^2 \frac{\eta \omega}{\psi^2} J_X \quad (23)$$

$$F_Y = \beta r^2 \frac{\eta \omega}{\psi^2} \int_{z=-1}^{z=+1} \int_{\Pi_1=0}^{\Pi_2=0} \Pi \sin(\psi-\gamma) d(\psi-\gamma) dz = \beta r^2 \frac{\eta \omega}{\psi^2} J_Y$$

şekline gelir. F_X ve F_Y 'yi boyutsuz formda yazmak için

$$\bar{p}_X = \frac{F_X}{BD} = \frac{F_X}{4\beta r^2} = \frac{\eta \omega}{4\psi^2} J_X$$

$$\bar{p}_Y = \frac{F_Y}{BD} = \frac{F_Y}{4\beta r^2} = \frac{\eta \omega}{4\psi^2} J_Y$$

ve

$$\bar{F}_X = \frac{\bar{p}_X \psi^2}{\eta \omega} = \frac{J_X}{4}$$

$$\bar{F}_Y = \frac{\bar{p}_Y \psi^2}{\eta \omega} = \frac{J_Y}{4}$$

olur. F yatak yükünün boyutsuz formu (21) göz önüne alınarak

$$S_O = \sqrt{\bar{F}_X^2 + \bar{F}_Y^2} = \frac{1}{4} \sqrt{J_X^2 + J_Y^2} \quad (24)$$

elde edilir.

Yatakta yağ filmindeki basıncın oluşturduğu taşıyıcı kuvvetler J_X ve J_Y integrallerinin hesaplanmasıyla bulunabilir. Böylece S_O boyutsuz yatak yükü ve X-Y koordinat sistemindeki δ açısı belirlenmiş olur. J_X ve J_Y integralleri Simpson-Kuralı'na göre nümerik olarak hesaplanabilir [26]. Taşıyıcı basınç bölgesinde bu nümerik integrasyon için genel form, uygun sayıda eşit h genişliğindeki dilimlerin göz önüne alınmasıyla oluşturulur. Genel form

$$J = \int_{x_0}^{x_n} Y(x) dx \approx \frac{h}{3} (Y_0 + 4Y_1 + 2Y_2 + 4Y_3 + \dots + 2Y_{n-2} + 4Y_{n-1} + Y_n) \quad (25)$$

şeklinde alınır. Önce integrasyon sabit $(\psi-\gamma)$ açısında z - yönünde yapılır. Sonra $(\psi-\gamma)$ 'ya göre integrasyon gerçekleştirilir.

$$J_X = \int_{z=-1}^{z=+1} \int_{\Pi_1=0}^{\Pi_2=0} \Pi \cos(\varphi-\gamma) d(\varphi-\gamma) dz \quad (26)$$

$$J_Y = \int_{z=-1}^{z=+1} \int_{\Pi_1=0}^{\Pi_2=0} \Pi \sin(\varphi-\gamma) d(\varphi-\gamma) dz$$

Önce çözüm fonksiyonları (8) ve (13) 'te aksenal basınç dağılımı parabolik olarak alındığından z- yönündeki J_X ve J_Y 'nin integrasyonundan

$$\int_{z=-1}^{z=+1} (1-z^2) dz = \left| z - \frac{z^3}{3} \right|_{z=-1}^{z=+1} = \frac{4}{3}$$

elde edilir. Sonra (26) ifadelerine Simpson-Kuralı uygulanarak

$$J_X = \frac{4}{3} \frac{h}{3} \left[Y_0 \cos(\varphi-\gamma)_0 + 4Y_1 \cos(\varphi-\gamma)_1 + 2Y_2 \cos(\varphi-\gamma)_2 + \dots + 4Y_{n-1} \cos(\varphi-\gamma)_{n-1} + Y_n \cos(\varphi-\gamma)_n \right] \quad (27)$$

$$J_Y = \frac{4}{3} \frac{h}{3} \left[Y_0 \sin(\varphi-\gamma)_0 + 4Y_1 \sin(\varphi-\gamma)_1 + 2Y_2 \sin(\varphi-\gamma)_2 + \dots + 4Y_{n-1} \sin(\varphi-\gamma)_{n-1} + Y_n \sin(\varphi-\gamma)_n \right]$$

şeklinde elde edilir. (27) Denklemlerindeki $Y_0, Y_1, Y_2, \dots, Y_n$ değerleri $|z=0; (\varphi-\gamma)_0, (\varphi-\gamma)_1, \dots, (\varphi-\gamma)_n|$ noktalarındaki (8) ve (13) çözüm fonksiyonlarından hesaplanmış boyutsuz basınç değerleridir.

Reynolds denkleminin I. kısmı için (Bölüm 4.5.2) gerçekleştirilen çözüm fonksiyonu (8) için (27) denklemlerinin değerlendirilmesinden hidrodinamik yağ filmi basıncının oluşturduğu yatak yükü

$$S_{OD} = \frac{1}{4} \sqrt{J_X^2 + J_Y^2} \quad (28)$$

ve minimum yağ filminin olduğu konum ile yatak yükü arasındaki açı

$$\delta = \arctg \frac{J_Y}{J_X} \quad (29)$$

şeklinde olur. Tablo 1 de genişlik oranı $\beta=0,5$ için Reynolds denkleminin birinci kısmının çözümünden elde edilen sonuçların

Tablo 1. Genişlik oranı $\beta=0.5$ için S_{OD} ve δ değerlerinin karşılaştırılması

ϵ	SAS-W		SOMEYA		FRÄNKEL		SCHAF. (m-TABLO)		SCHAF.(VARYASYON)		KENDİ ÇÖZÜMÜMÜZ	
	S_{OD}	δ	S_{OD}	δ	S_{OD}	δ	S_{OD}	δ	S_{OD}	δ	S_{OD}	δ
0.1	0.037	81	0.03636	83.7	0.0329	83	0.03672	82.29	0.03668	82	0.03924	82.13
0.2	0.079	75	0.07687	77.5	0.0697	76.2	0.07781	76.02	0.07779	75.92	0.08206	74.44
0.3	0.129	68	0.1269	71.2	0.115	70	0.1285	69.84	0.1285	69.89	0.13477	67
0.4	0.203	62	0.1948	64.8	0.177	64.2	0.1972	63.99	0.1972	63.89	0.20672	59.84
0.5	0.320	55	0.2961	58.3	0.268	57.6	0.2989	57.43	0.2987	57.81	0.31465	52.97
0.6	0.498	48	0.4639	51.6	0.415	52.5	0.4674	51.22	0.4661	51.38	0.493706	46.32
0.7	0.86	41	0.7826	44.5	0.679	46.2	0.7869	44.22	0.7819	44.56	0.83292	39.75
0.8	1.73	33	1.535	36.6	1.25	37.8	1.544	36.48	1.52	36.7	1.62369	33.14
0.85	-	-	-	-	-	-	2.394	32.15	2.348	32.77	2.53706	29.36
0.90	5.1	23	4.339	26.8	3.13	30	4.291	26.58	4.239	27.42	4.60597	25.13
0.95	13.4	15	11.1	19.9	7.14	22.8	10.83	20.69	10.57	20.85	11.96322	19.85

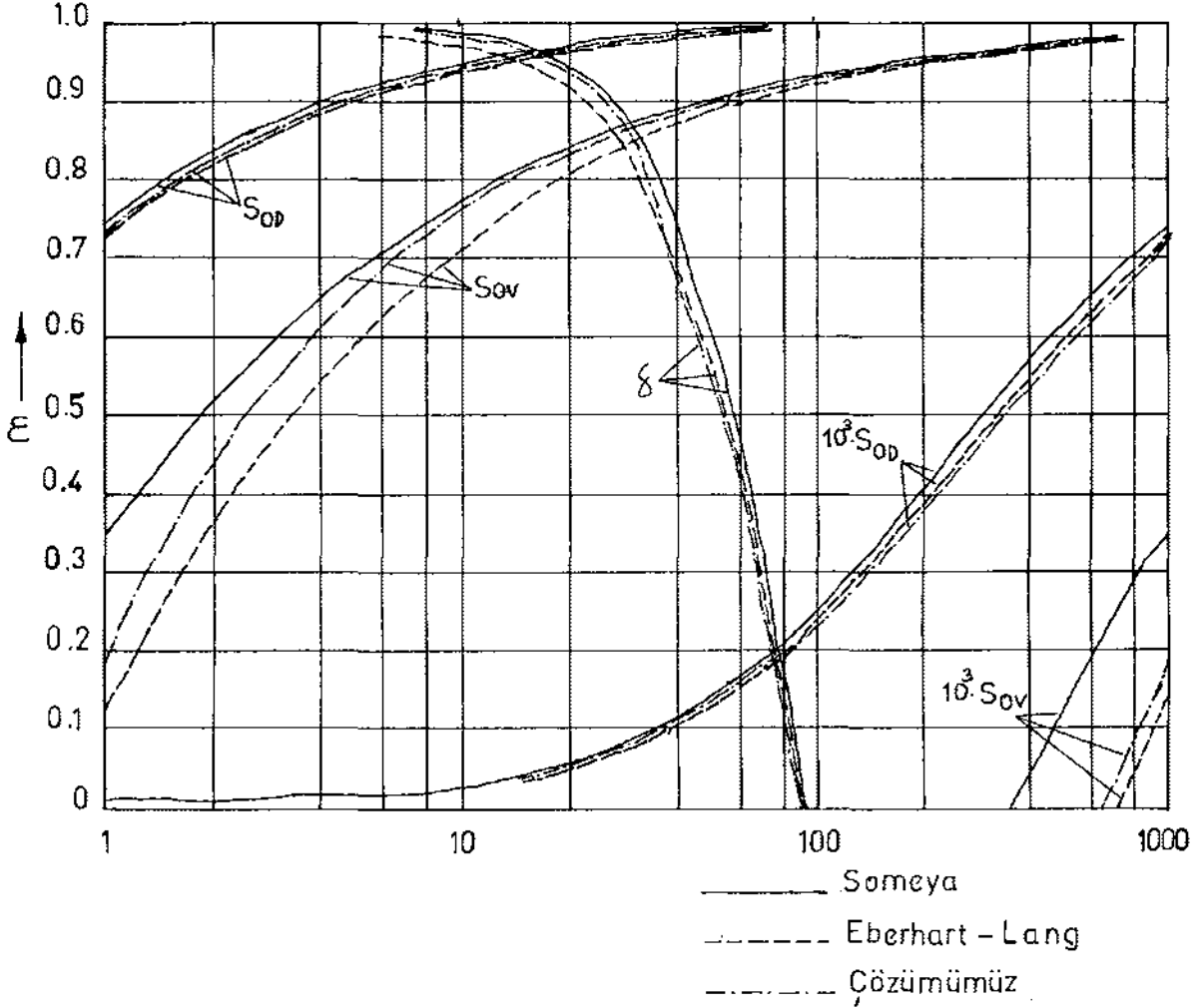
S_{OD} : Sommerfeld sayısı

δ : Yük ile minimum yağ filmi konumu arasındaki açı

SAS-W : Sassenfeld-Walter

SCHAF. : Schaffrath

Sassenfeld-Walther [28], Someya [29], Fränkel [30] ve Schaffrath'ın [31] sonuçları ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 4 'te de grafik olarak Eberhart-Lang ve Someya'nın sonuçları ile karşılaştırması görülmektedir [32,33].



Şekil 4. $\beta=0.5$ için Someya ile Eberhart-Lang'ın sonuçlarıyla Çözümümüzün S_{OD} , δ ve S_{OV} değerlerinin ξ 'a göre Değişiminin Karşılaştırılması

Reynolds denkleminin ikinci kısmının (Bölüm 4.5.3) çözüm fonksiyonu (13) simetrik bir basınç dağılımı verdiği için dolaylı (27) denklemlerindeki J_Y 'nin değeri sıfır olur. Sadece merkezler doğrultusundaki milin radyal hareketinin oluşturduğu basınç dağılımını J_X verir.

Buradan

$$S_{ov} = \frac{J_X}{4} \quad (30)$$

elde edilir. Şekil 4 'te ϵ eksantrisite oranına bağlı olarak S_{ov} yük değerlerinin değişimi verilmiştir.

4.6 Dinamik Yüklü Radyal Kaymalı Yatakta Mil Yörüngesinin Belirlenmesi

4.6.1 Giriş

Burada mil yörüngesinin belirlenmesinde Holland[34], Lang [27] yöntemi kullanılmıştır. Holland-Lang yöntemine göre çözüm deneysel incelemelerle de [1], bilhassa yüksek eksantrisite oranı bölgesinde, iyi bir uyum içinde olduğu görüldüğünden endüstride yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır.

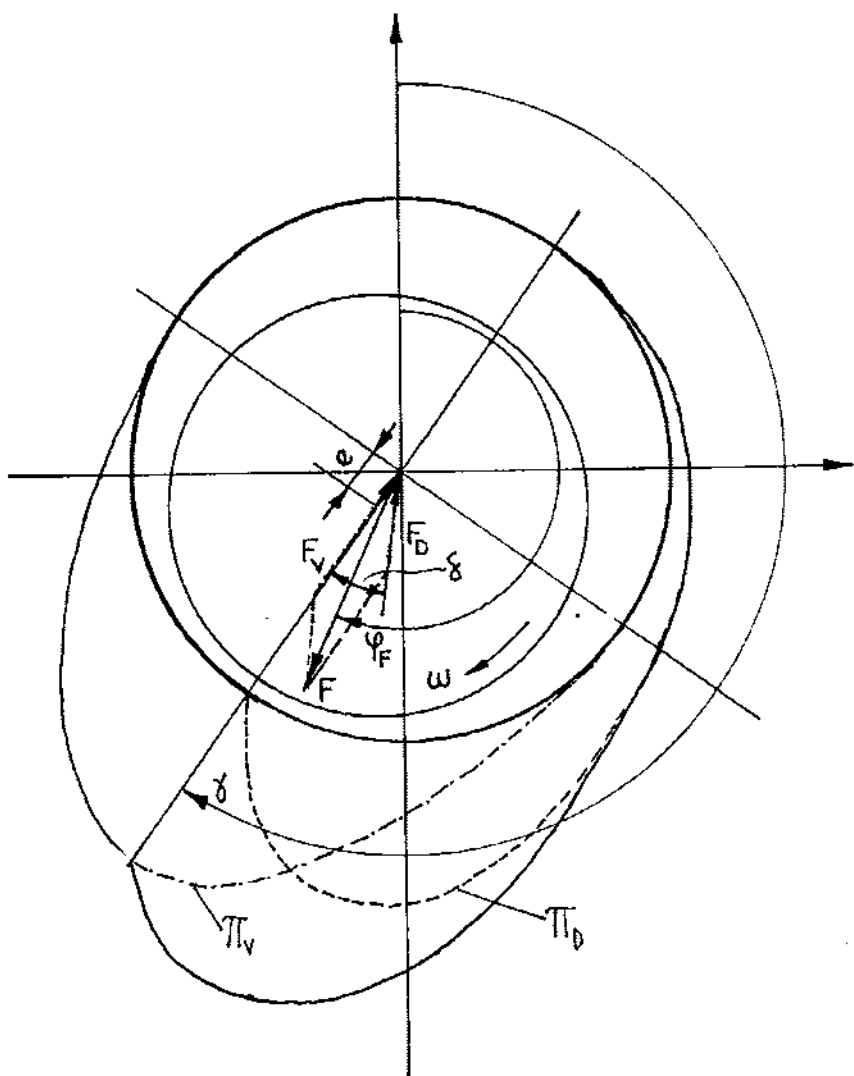
4.6.2 Kaymalı Yatakta Kuvvet Dengesi

Bu yöntemde yatağa etkiyen dış kuvvet, hidrodinamik etkili açısal hızdan oluşan F_D ile milin radyal hareketinin oluşturduğu F_V kuvvetleri tarafından dengelenir. Burada hidrodinamik etkili açısal hızın yönüne göre F_D kuvveti minimum yağ filminin her iki tarafında δ açısıyla bulunabilir. Şekil 5 'de F_D ve F_V kuvvetleriyle bunların bileşkesini dengeleyen F kuvveti görülmektedir. Merkezler doğrultusu ile buna dik doğrultu referans alınarak kuvvetler dengesi yazılırsa

$$F \cos(\gamma - \psi_F) = F_D \cos\delta + F_V \quad (31)$$

$$F \sin(\gamma - \psi_F) = F_D \sin\delta \quad (32)$$

elde edilir.



Sekil 5. Kaymalı Yatakta Kuvvet Dengesi

4.6.3 Hareket Değişiminin Bulunması Ve Mil Yörüngesi

Boyutsuz yük sayıları yazılıp F_D ve F_V kuvvetleri çekilirse

$$S_{OD} = \frac{F_D}{B D} \frac{\psi^2}{\eta \bar{\omega}} \rightarrow F_D = \frac{S_{OD} B D \eta \bar{\omega}}{\psi^2} \quad (33)$$

$$S_{OV} = \frac{F_V}{B D} \frac{\psi^2}{2 \eta \dot{\epsilon}} \rightarrow F_V = \frac{S_{OV} B D \eta \dot{\epsilon}^2}{\psi^2} \quad (34)$$

elde edilir. F_D 'nin (32) deki ve F_V 'nin (34) deki eşitleri (31) de yazılarak,

$$\dot{\epsilon} = \frac{F \psi^2}{B D 2 \eta S_{OV}} \left[\cos(\gamma - \psi_F) - \left| \frac{\sin(\gamma - \psi_F)}{\operatorname{tg} \delta} \right| \right] \quad (35)$$

elde edilir.

Dinamik yükte hidrodinamik etkili açısal hız

$$\bar{\omega} = \omega - 2 \dot{\gamma} \quad (36)$$

şeklinde yazılır. (32) denklemindeki F_D 'nin değeri (33) te yazılıp $\bar{\omega}$ çekilerek (36) da yerine yazılır. Buradan

$$\dot{\gamma} = \frac{\omega}{2} \left[1 - \frac{F \psi^2}{B D \eta \omega S_{OD}} \frac{\sin(\gamma - \psi_F)}{\sin \delta} \right] \quad (37)$$

elde edilir. Eksantrisite oranı ϵ ve konum açısı γ 'nin zamana göre değişimlerinden,

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\Delta \epsilon}{\Delta t} \rightarrow \Delta \epsilon = \dot{\epsilon} \Delta t \quad (38)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{\Delta \gamma}{\Delta t} \rightarrow \Delta \gamma = \dot{\gamma} \Delta t \quad (39)$$

yazılabilir.

Böylece mil merkezinin yörüngesinin hareket denklemleri elde edilmiş olur.

$$\Delta \varepsilon = \Delta t \frac{F \psi^2}{B D 2 \eta S_{OV}} \left[\cos(\gamma - \varphi_F) - \left| \frac{\sin(\gamma - \varphi_F)}{\operatorname{tg} \delta} \right| \right] \quad (40)$$

$$\Delta \gamma = \Delta t \frac{\omega}{2} \left[1 - \frac{F \psi^2}{B D \eta S_{OD} \omega} \frac{\sin(\gamma - \varphi_F)}{\sin \delta} \right] \quad (41)$$

Mil (veya krank mili) açısı Φ olmak üzere,

$$\omega = \frac{d\Phi}{dt} = \frac{\Delta\Phi}{\Delta t} \rightarrow \Delta t = \frac{\Delta\Phi}{\omega} \quad (42)$$

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta\Phi}{\omega} \frac{\pi}{180} \frac{F \psi^2}{B D 2 \eta S_{OV}} \left[\cos(\gamma - \varphi_F) - \left| \frac{\sin(\gamma - \varphi_F)}{\operatorname{tg} \delta} \right| \right] \quad (43)$$

$\Delta \varepsilon \geq 0$ için,

$$\Delta \gamma = \frac{\Delta\Phi}{\omega} \frac{\pi}{180} \frac{\omega}{2} \left[1 - \frac{F \psi^2}{B D \eta S_{OD} \omega} \frac{\sin(\gamma - \varphi_F)}{\sin \delta} \right] \quad (44)$$

$\Delta \varepsilon < 0$ içinde [35], ($\Delta \varepsilon < 0$ iken milin radyal hareketinin oluşturduğu basınçtaki azalmayı göz önüne alabilmek için),

$$\Delta \gamma = \frac{\Delta\Phi}{\omega} \frac{\pi}{180} \frac{\omega}{2} \left[1 - \frac{F \psi^2}{B D \eta S_{OD} \omega} \frac{\sin(\gamma - \varphi_F)}{\sin \delta} \right] \quad (45)$$

alınabilir.

Periyodik bir yük değişimi için mil merkezinin yörüngesinin hesabında ε ve γ için tahmin edilen bir başlangıç konumu ile başlanılır. Bunun için $\gamma = \varphi_F$ alınabilir. Burada dış yatak kuvveti $F(\Phi)$, yük etki açısı φ_F ve ω bellidir. Böylece başlangıç olarak alınan noktadan bir sonraki noktanın konumunu bulmak için (43), (44) veya (45) ile $\Delta \varepsilon$ ve $\Delta \gamma$ bulunulur. Buradan

$$\varepsilon_{i+1} = \varepsilon_i + \Delta \varepsilon \quad (46)$$

$$\gamma_{i+1} = \gamma_i + \Delta \gamma \quad (47)$$

denklemleri ile bir sonraki noktanın konumu belirlenmiş olur. $\Delta \varepsilon$ ve $\Delta \gamma$ 'nın hesabında gerekli olan S_{OD} , δ ve S_{OV} büyüklükleri, (8) ve (13) çözüm fonksiyonlarından elde edilen (28), (29) ve (30) denklemlerinden bulunurlar. Hesaba tüm çalışma çevrimi boyunca periyodik

bir yörüngeye ulaşılanaya kadar devam edilir.

$$|\epsilon_i(\Phi + \tau\pi) - \epsilon_i(\Phi)| \leq 0.001$$

(48)

$$|\gamma_i(\Phi + \tau\pi) - \gamma_i(\Phi)| \leq 0.001$$

Burada (48) koşulları göz önüne alınabilir. Mil yörüngesinin belirlenmesini sağlayan bir bilgisayar programı Ek-4.6 da verilmiştir.

5. DENEY DÜZENEĞİ

5.1 Giriş

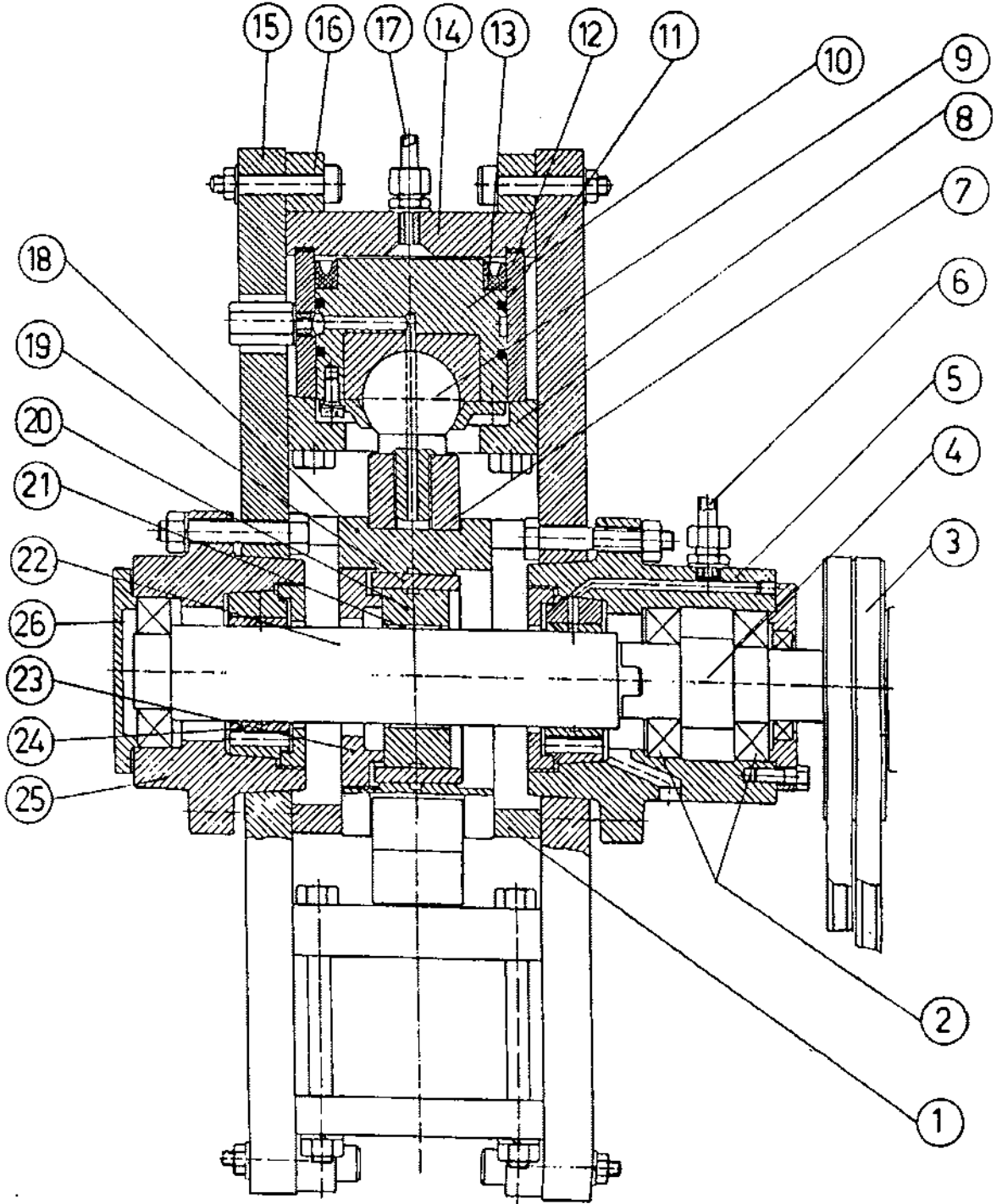
Herhangi bir kaymalı yatak örneğine istenilen şekil, büyüklük ve frekansta dinamik yük uygulayabilen, söz konusu yükün değişimini, genliğini belirlemeye olanak veren ve bu nitelikleriyle yüzey yorulması deneyleriyle birlikte diğer önemli yatak parametrelerinin ölçülmesinde, etkilerinin araştırılmasında kullanılmaya elverişli bir deney düzeneğinin tasarımı yapıлып, tamamı K.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü atölyesinde imal edilerek montajı yapıldı [36].

5.2 Deney Düzeneğinin Özellikleri

Yükün şekli ve büyüklüğü değiştirilebilmekte, bir yük örneğinden bir başkasına istendiği zaman geçilebilmekte ve yatak bir eksen doğrultusunda yüksüz durumda iken diğer eksen boyunca yüklenmektedir. Bir periyot boyunca yükün değişimi ölçülebilmekte veya kaydedilebilmektedir. Yağlayıcı belli koşullarda verilebilmekte, eğer içten yanmalı motorlardaki ortam koşullarına yaklaşmak istenirse yağlayıcı kontrollü bir ısıtıcıdan geçirilmektedir. Deney düzeneği farklı çaplardaki deney millerinin montajına uygun olup bazı küçük değişikliklerle değişik amaçlar için kullanılmaya elverişlidir. Test yatağının kolayca takılıp sökülmesi ve bu işlemler esnasında montaj hatalarının minimum düzeyde kalması gözetilerek dizayn edilmiştir.

5.3 Deney Düzeneğinin Yapısı

Deney düzeneğinin mil eksenine boyunca alınmış bir kesiti Şekil 6 'da, mil eksenine dik kesiti ise Şekil 7 'de görülmektedir. İskeleti aynı özellikte karşılıklı iki ana gövde plakası (15) oluşturmaktadır. Test yatağının iki yanında yer alan ve deney milini (22) yataklayan bronz destek yatakları bu plakalara yerleştirildiğinden

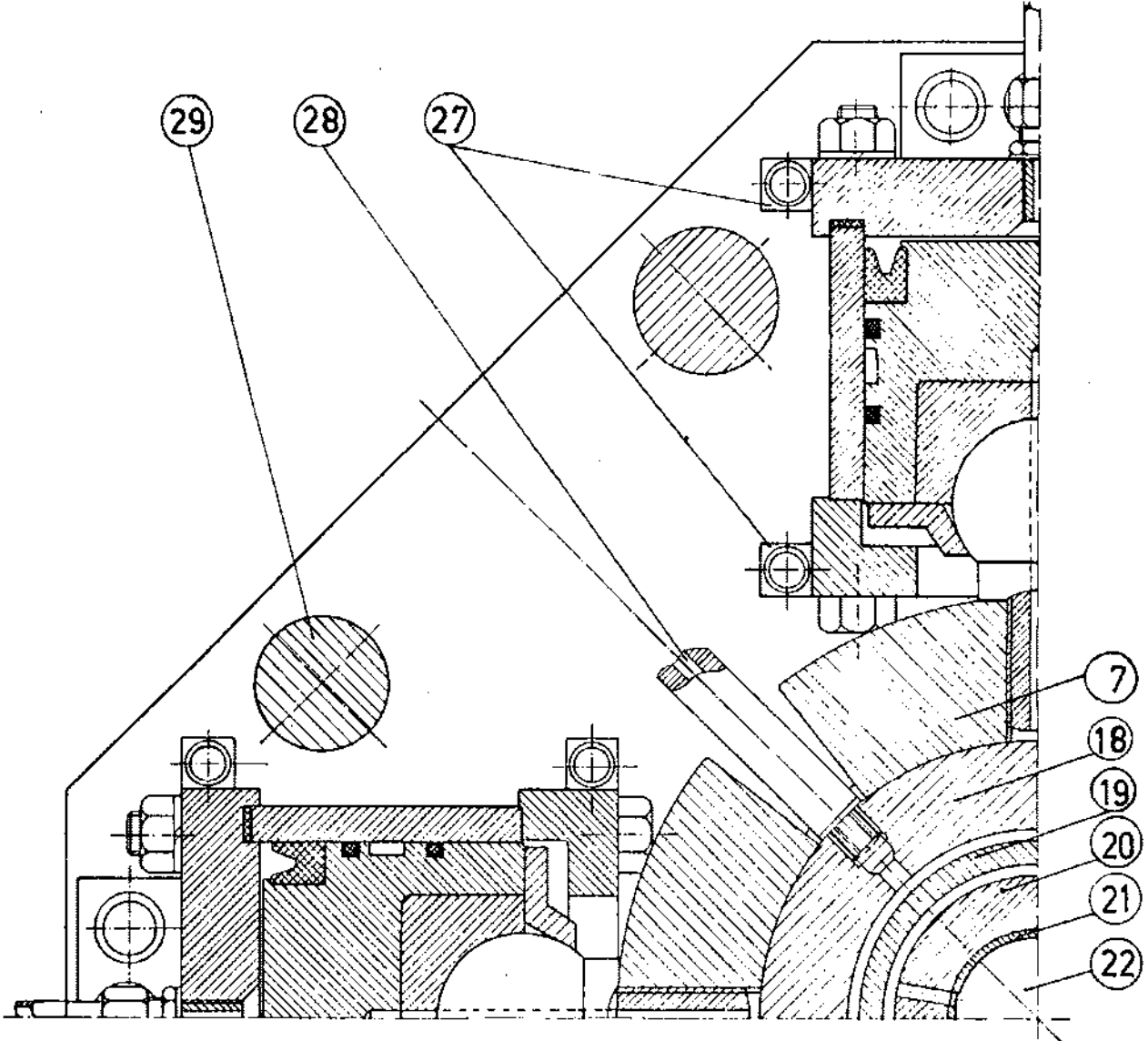


Şekil 6. Deney Düzeneginin Mil Ekseni Boyunca Kesiti

1. Test Yatağı Yuvası Konum Belirleyici
2. Rulmanlı Yatak
3. Tahrik Kasnağı
4. Tahrik Mili

5. Tahrik Yuvası
6. Destek Yatağı Yağ Bağlantısı
7. Yükleme Papucu
8. Hidrolik Silindir Alt Kapığı
9. Küresel Mafsal

- | | |
|--|---|
| 10. Piston | 21. Test Yatağı |
| 11. O-ring | 22. Mil |
| 12. Silindir Gömleği | 23. Yuva Kapağı |
| 13. Nut-ring | 24. Destek Yatağı |
| 14. Hidrolik Silindir Kapağı | 25. Destek Yatağı Yuvası |
| 15. Ana Gövde Plakası | 26. Kapak |
| 16. Hidrolik Silindir Destek Parçaları | 27. Konum Belirleyiciler |
| 17. Servo-Vana Bağlantısı | 28. Test Yatağı Yağ Bağlantısı |
| 18. Test Yatağı Yuvası | 29. Gövde Plakaları Bağlantı Saplamları |
| 19. Konik Bilezik | |
| 20. Yatak Kepi | |



Şekil 7. Deney Düzeneğinin Mil Eksenine Dik Kesiti

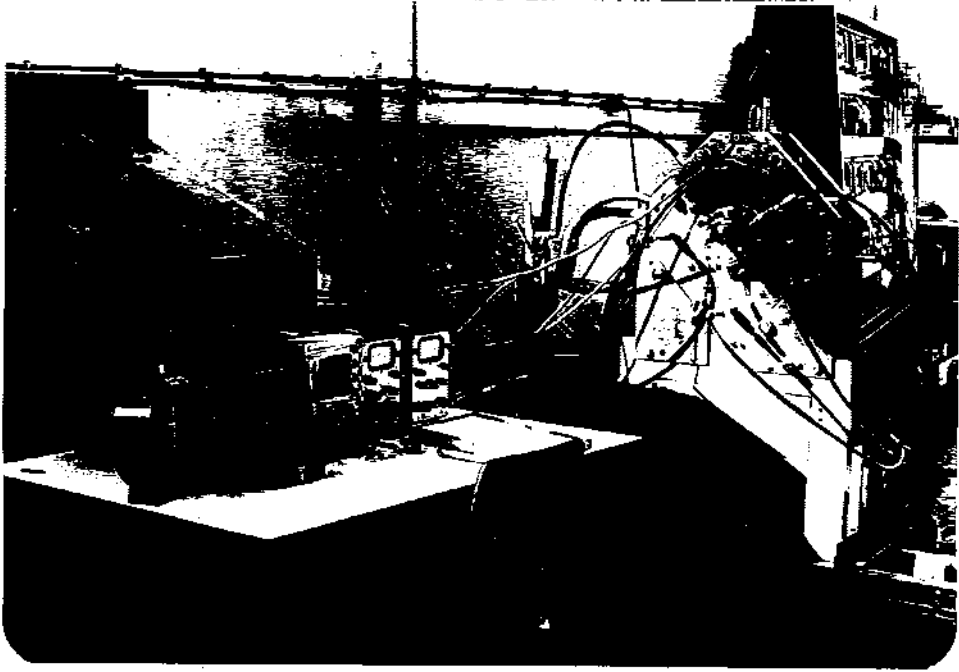
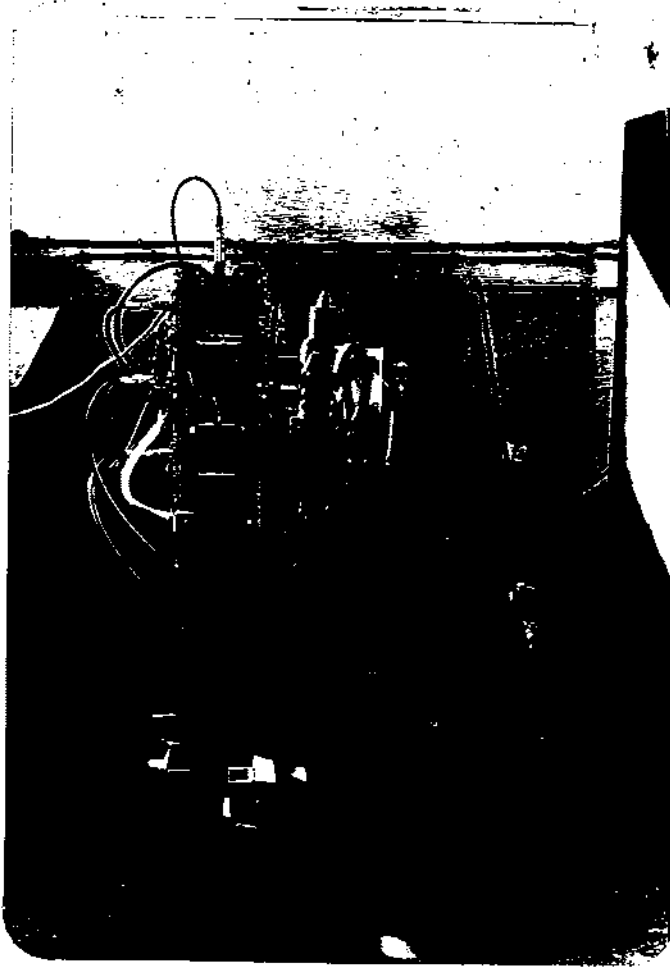
ana gövde plaklarının delik eksenleri çakışacak şekilde merkezlenmesine özen gösterildi. Gövde plaka yüzeyleri taşlama işleminden sonra destek yatağı yuvası geçme yüzeyleri konik olarak işlendi. Konik yüzeyler aynı merkezde işlendikten sonra bu merkez esas alınarak iki plaka birleştirildi ve tek parça haline getirildi. Ancak bundan sonra gövde bağlantı saplamalarının geçeceği delikler parmak freze ile aynı pasoda işlendi. Tek parça haline getirilmiş olan gövde plaklarının dış oturma yüzeyleri de bu konumda işlenmiş oldu. Daha sonra birbirinden ayrılan plaklar sıkı geçme toleransında işlenerek hazırlanmış olan gövde bağlantı saplamalarıyla bağlanarak rijit bir blok oluşturuldu.

Ana gövde plakları arasında, düşey ve yatay eksen boyunca karşılıklı olarak yerleştirilmiş dört adet hidrolik yükleme silindiri bulunmaktadır. Her silindirin içinde, farklı ısıl genleşmelerden ötürü sıkışmaları önlemek amacıyla, aynı malzemedен yapılmış ve her türlü sızdırmazlık önlemleri alınmış birer piston bulunmaktadır. Silindir kapaklarının altına bakır conta yerleştirilmiştir. Alt taraftaki silindirde pistonun ağırlığı bir karşı yayla dengelenerek yük dağılımında yaratabileceği hataların önüne geçilmeye çalışılmıştır. Test yatağı yuvasını dört taraftan sarañ yükleme papuçları (7) pistonlarına birer küresel mafsalla (9) bağlanmışlardır. Böylece yatak yuvasının gerekli oynaklığa sahip olması, o andaki şartların gerektirdiği konumu rahatça alabilmesi amaçlanmıştır. Mafsal yüzeyleri, bir süre alıştıрма çalışmasından sonra ayrıca sementasyon yoluyla sertleştirildi.

Deney milinin yüzeyi sementasyon yoluyla sertleştirilmiş olup iki yandan 0.025 mm radyal boşluklu bronz destek yataklarıyla yataklanmıştır. Eksenel yük milin serbest ucuna yerleştirilen bir rulmanlı yatak tarafından alınmaktadır. Diğer uc ise bir oldham kavramasıyla tahrik miline (4) bağlıdır. 5,5 kW lık bir elektrik motorundan gelen güç kayış-kasnak sistemiyle ayrıca yataklanmış olan tahrik miline gelmekte, oldham kavraması aracılığıyla deney miline ulaşmaktadır. Kavrama burada herhangi bir nedenle iki milin eksenleri üst üste düşme bile eğilme, kasılma ve sıkışmaları önleyerek önemli bir dengeleme görevi yapmaktadır. Şekil 8 'de deney düzeneğinin değişik açılardan fotoğrafları görülmektedir.



Şekil 8. Deney Düzenliğinin Değişik Açılardan Görünümü



Şekil 8. Deney Düzenekinin Değişik Açılardan Görünümü

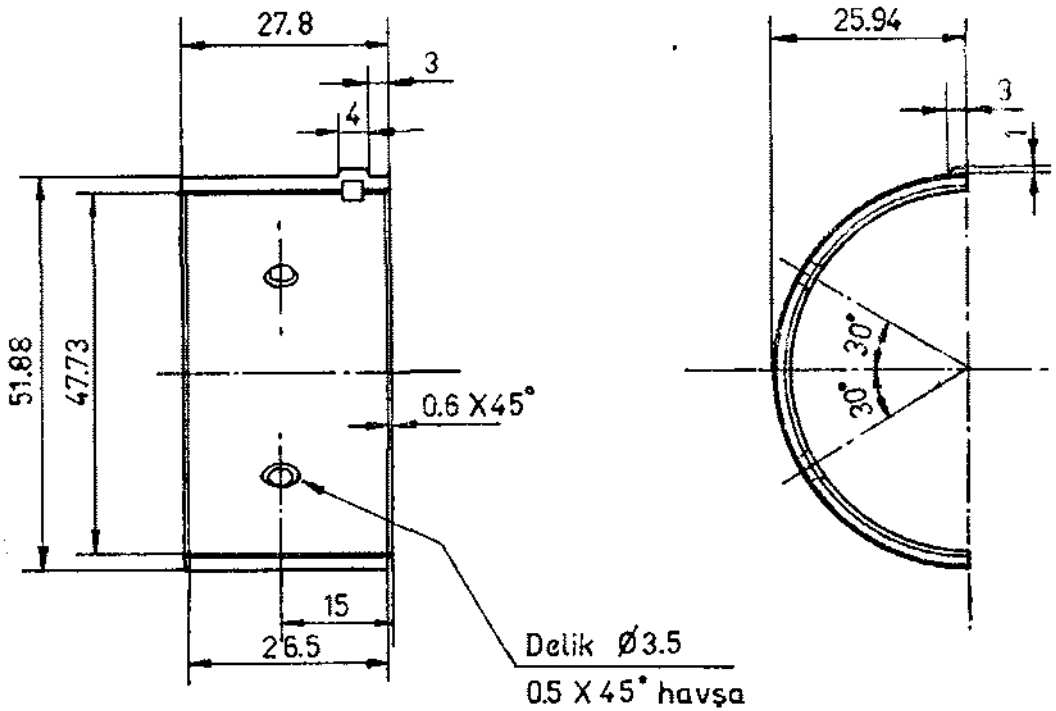
5.4. Test Yatağı

Deneylerde Glacier Metal Co. Ltd. firmasının üretimi olan levha halindeki bantları ithal ederek yatak imal eden Şahin Motor yatakları Fabrikası'ndan bir seri olarak (Ş 844-GS5049 M) alınan yataklar kullanılmıştır. Yatağın şekli ve boyutları Şekil 9 da görülmektedir.

Test edilen yataklardaki yatak alaşımının kimyasal bileşimi Tablo 2 'de verilmiştir.

Tablo 2. Yatak Alaşımının Kimyasal Bileşimi

Element	Pb	Sn	Sb	Cu	Cd	Ni
%Miktarı	66.8	24.75	7	0.48	0.4	0.1



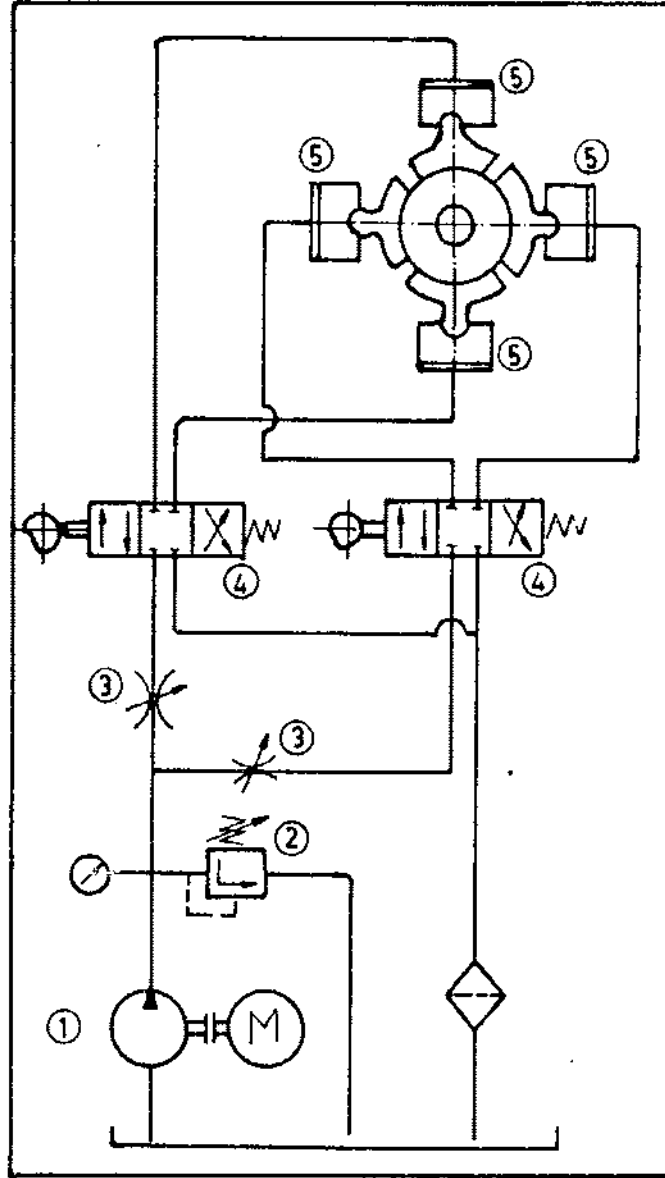
Şekil 9. Test Yatağı

5.5 Test Yatağının Montajı

Test yatağı yarı parçaları (21) yatak kepi (20) içine yerleştirilmektedir. Yatak kepi iki parça halinde olmakla birlikte bir bütün olarak işlenmiş ve söküp takma işlemleri sonunda daireselliğin bozulmaması için yanlardan hassas bir şekilde klavuzlanmıştır. Çevresel bir yağ kanalı ve iki yağ deliği bulunmaktadır. Sıcaklık ölçmelerinde kullanılan yatak keplerinde ayrıca ölçme telleri için aksenel kanallar bulunmaktadır. Sahip olduğu et kalınlığı sayesinde oldukça rijit bir yapı veren yatak kepleri test yatağı yarı parçalarının dairesellik bozulmadan alın alına getirilmelerini sağlamaktadır. Daha sonra içindeki test yatağı ile birlikte yatak kepi konik bir bileziğin (19) içine presle sıkıca oturtulmaktadır. Burada geçme işleminden sonra yatak çapının değişmemesine dikkat edilmektedir. Bundan sonra en dıştaki konik bilezik yine konik olarak işlenmiş, yüzeyleri sertleştirilmiş 160 mm dış çapında rijit bir blok olan yatak yuvasına (18) yerleştirilmektedir. Her sökme takma işleminden sonra yatak çapı kontrol edilmekte, konik bileziğin yuva içindeki konumu (sıkılığı) buna göre ayarlanabilmektedir. Yatak yuvasının çevresi yükleme pabuçları tarafından kuşatılmaktadır.

5.6 Hidrolik Donanım

Hidrolik güç ünitesinden yükleme silindirlerine kadar hidrolik donanımın prensip şeması Şekil 10 'da görülmektedir. Hidrolik güç ünitesi 90 litre kapasiteli bir tank üzerinde, elektrik motoru, dişli pompa (1), basınç sınır vanası (2) ve manometreden oluşmaktadır. Buradan gelen basınçlı yağ üzerlerinde birer kısma vanası (3) bulunan iki kola ayrılmakta ve her biri aynı eksen üzerinde bulunan karşılıklı iki yükleme silindirine (5) kumanda eden iki adet dört yollu üç konumlu sürgülü-vanaya (4) gelmektedir. Deneme çalışmaları esnasında yüksek basınç hortumlarındaki dinamik basıncı, bir miktar sönümlediği görüldüğünden sürgülü vanalarla silindirler arasındaki bağlantınının 5 mm çapında çelik borularla sağlanması yoluna gidilmiştir.



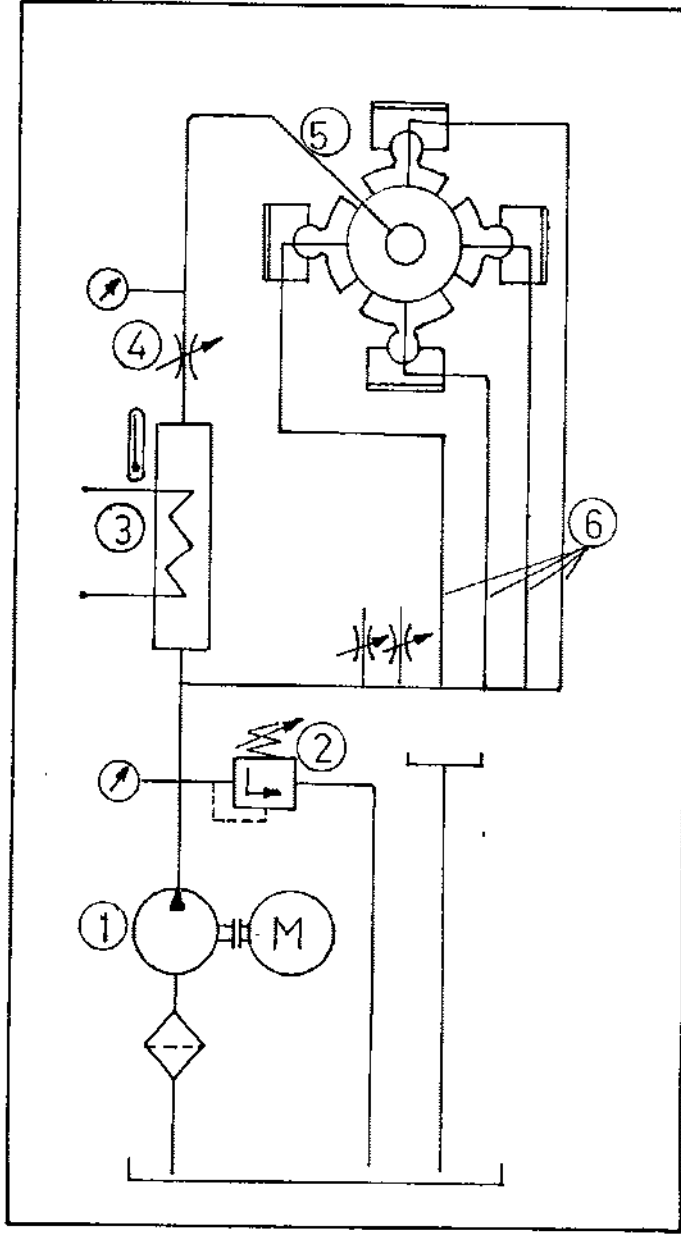
1. Elektrik Motoru-Pompa
2. Basınç Sınır Vanası
3. Kısma Vanası
4. Servo-Vana
5. Yükleme Silindiri

Şekil 10. Hidrolik Donanım

Şekil 11 'de verilen yağlama ünitesi 40 litrelik bir tank 1,1 kW gücünde elektrik motoruyla tahrik edilen bir dişli pompa, dağıtım odacığı, filtre, basınç sınır vanası, gerektiğinde devreye sokulabilen bir ısıtıcı, manometreler ve bağlantı hortumlarından oluşmaktadır. Her ne kadar sızdırmazlık önlemleri alınmış, yağlayıcı dönüş yolları belirlenmiş ise de yine de birbirine karışabileceği düşünülerek hidrolik güç ünitesi ve yağlama ünitesinde aynı cins yağ kullanılmaktadır (Shell Tellus 27). Dağıtım odacığından ayrı ayrı destek yataklarına, test yatağına, yuva-pabuç yüzeyine ve küresel mafsallı yüzeylerine yağlama yağı verilmektedir. Yükün frekansı göz önüne alınacak olursa, eş çalışan yüzeylerin yanma ve kaynamalarının önlenmesi bakımından mafsallı yüzeylerinin ve yuva-pabuç yüzeyinin çok iyi yağlanması gerektiği anlaşılır.

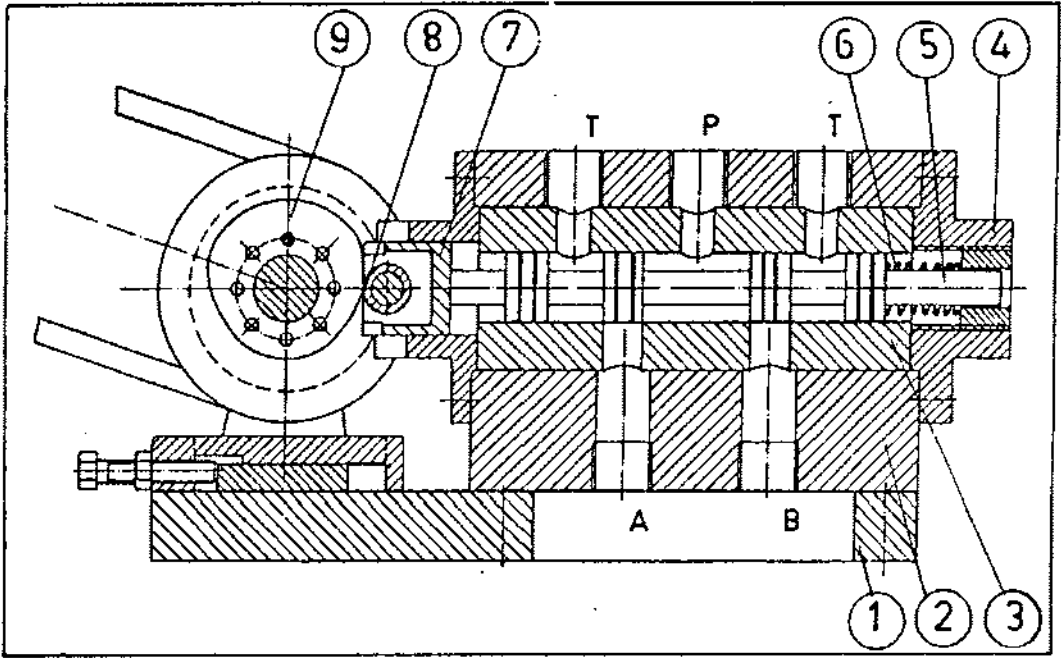
5.7 Test Yatağının Yüklenmesi

Hidrolik güç ünitesinden (Şekil10) servo-vanaların (4) kumandası altında silindirlere gelen basınçlı yağ, pistonları yatak yuvasına doğru itmektedir. O anda silindirde mevcut basınçla orantılı olarak ortaya çıkan kuvvet, küresel mafsalla pistonla bağlı olan yükleme pabucu aracılığıyla yatak yuvasına iletilmektedir. Kesiti Şekil 12 'de görülen iki adet servo-vanadan her biri A ve B yolları ile aynı eksen üzerinde bulunan karşılıklı iki yükleme silindirini kumanda etmektedir. Dört yönlü üç konumlu olan vanalar bu amaç için bölüm atölyesinde özel olarak imal edilmişlerdir. Sürgünün açılma yönü ve miktarına bağlı olarak A ve B yoluna bir basınç impulsu verilmekte, diğer bir deyişle silindirlerden birinde basınç düşürülürken diğerinde yükseltilmektedir. Sürgünün sürekli konum değiştirmesi ise hareketini kayış-kasnak bağlantısıyla tahrik milinden alan bir kam sistemiyle gerçekleştirilmiştir. Sürgünün bir ucu karşı yay kuvveti ile sürekli olarak kam yüzeyine bastırılmakta böylece boşluksuz çalışma sağlanmaktadır. Ayrıca ayar civatalarıyla kamlar sürgüye yaklaştırılıp uzaklaştırılabilmektedir. Sürgünün konumu tamamen kam profiline bağlı olduğuna göre silindirdeki basınç değişimi kam profiline bağlı olarak değişecektir. Diğer eksen üzerindeki silindir çifti içinde durum tamamen aynıdır.



- | | |
|--------------------------|--|
| 1. Elektrik Motoru-Pompa | 4. Kısma Vanası |
| 2. Basınç Sınır Vanası | 5. Test Yatağı Yağ Bağlantısı |
| 3. Isıtıcı | 6. Yuva-Papuç ve Küresel Mafsal Yağ Bağlantısı |

Şekil 11. Yağlama Ünitesi



- | | | |
|---------------------|--------------------|---------------------|
| 1. Bağlantı Plakası | 4. Destek Kapağı | 7. Klavuz Piston |
| 2. Vana Bloğu | 5. Kumanda Sürgüsü | 8. Yuvarlama Rolesi |
| 3. Klavuz Kovan | 6. Baskı Yayı | 9. Kumanda Kamı |

Şekil 12. Servo-Vana

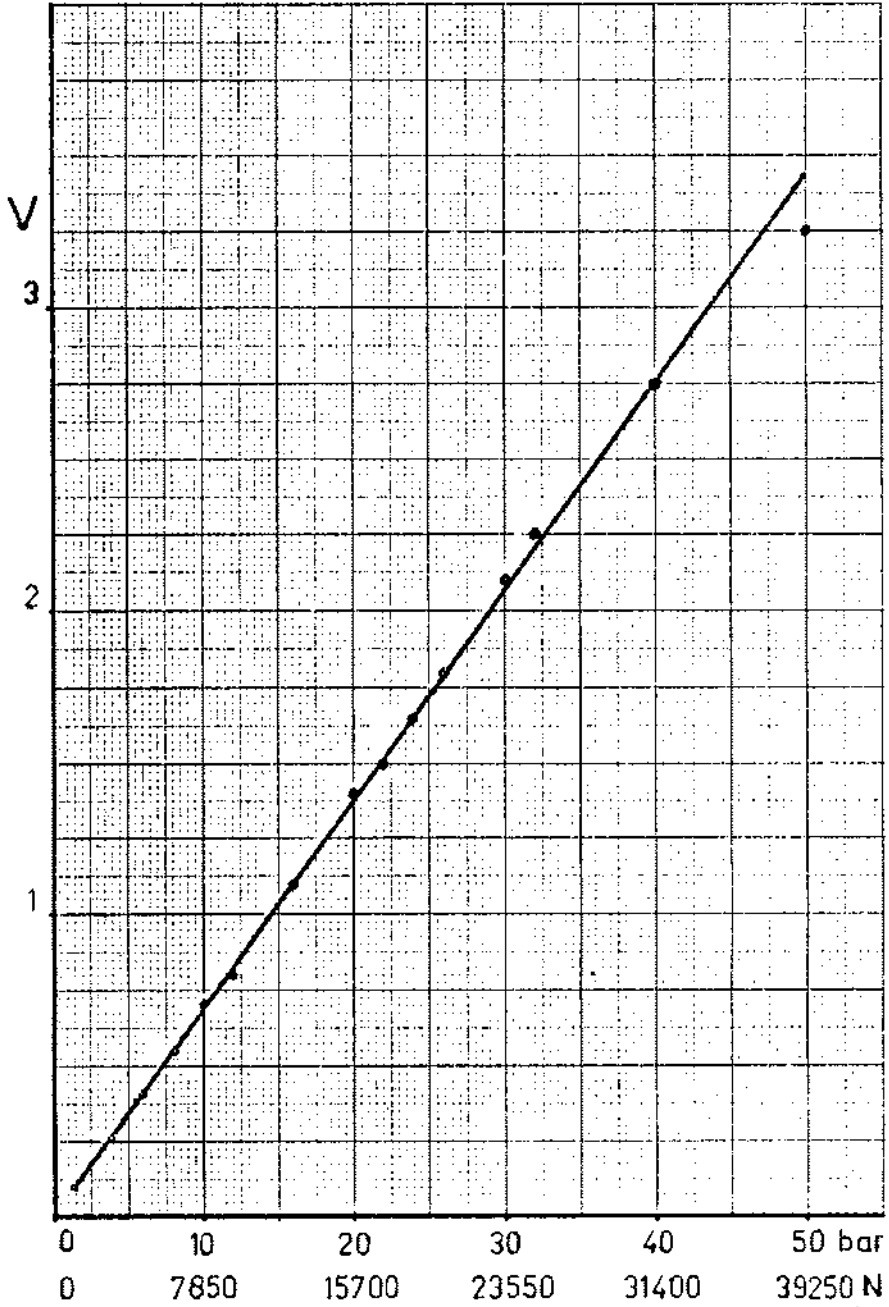
Yükün X ve Y eksenleri boyunca genliği ise her eksen için servo-vana girişlerine ayrı ayrı konulmuş olan (Şekil 10) kısma vanaları ile değiştirilebilmektedir. Böylece yükün genliği her iki eksen boyunca aynı oranda büyütülüp küçültülebileceği gibi istenirse bir eksen boyunca sabit tutulup diğer eksen boyunca değiştirilmesi olanağı doğmaktadır. Bir yandan kam profilinin değiştirilmesi öbür yandan kısma vanalarının ayarlanması, kamların ayar civatalarıyla sürgüye yaklaştırılıp uzaklaştırılması ve bütün bunlara ek olarak kamların açısal konumlarının değiştirilmesiyle çok çeşitli yük örnekleri elde edilebilmekte istenilen konum ve büyüklüğe getirilebilmektedir.

5.8 Yük Değişiminin Ölçülmesi

Yükleme silindirindeki dinamik basıncın belirlenmesinde silindir kapaklarına yerleştirilmiş olan 4 adet P3M/100 tipi, HBM marka, uzama ölçü şeritli-tam köprü ölçme sistemine sahip basınç algılayıcıları kullanılmaktadır. Algılayıcılarda nominal basınç 100 bar'dır. Aynı eksen üzerinde bulunan algılayıcılardan gelen sinyaller karşılıklı iki silindir arasındaki basınç farkını verecek şekilde bir elektriksel bağlantı ile [37] birleştirilerek her eksen için kws/T-5 tipi HBM marka kuvvetlendiriciye (Amplifikatör) alınmaktadır. Her bir kuvvetlendirici çıkışı osiloskopun ayrı kanallarına alınırsa ekran üzerinde ait olduğu silindirler arası basınç farkı değişimi, diğer bir deyişle yük bileşiminin o eksen boyunca zamana göre değişimi görülebilmektedir. Osiloskopun her iki kanalı birleştirildiğinde ekran üzerinde polar yük diyagramını bütün özellikleriyle görmek mümkün olmaktadır. Bu amaç için H2 V13 B tipi HBM marka osiloskop kullanılmaktadır.

Bir eksen doğrultusundaki yük bileşeninin belli bir andaki mutlak değeri basınç farkıyla piston alanının çarpımıdır. Yük diyagramıyla test yatağı aynı eksen takımına sahip olduklarından belli bir başlangıç noktasından itibaren belli krank açısı dilimleri için test yatağına gelen yük vektörünün doğrultusunu, yönünü ve büyüklüğünü belirlemek mümkün olmaktadır.

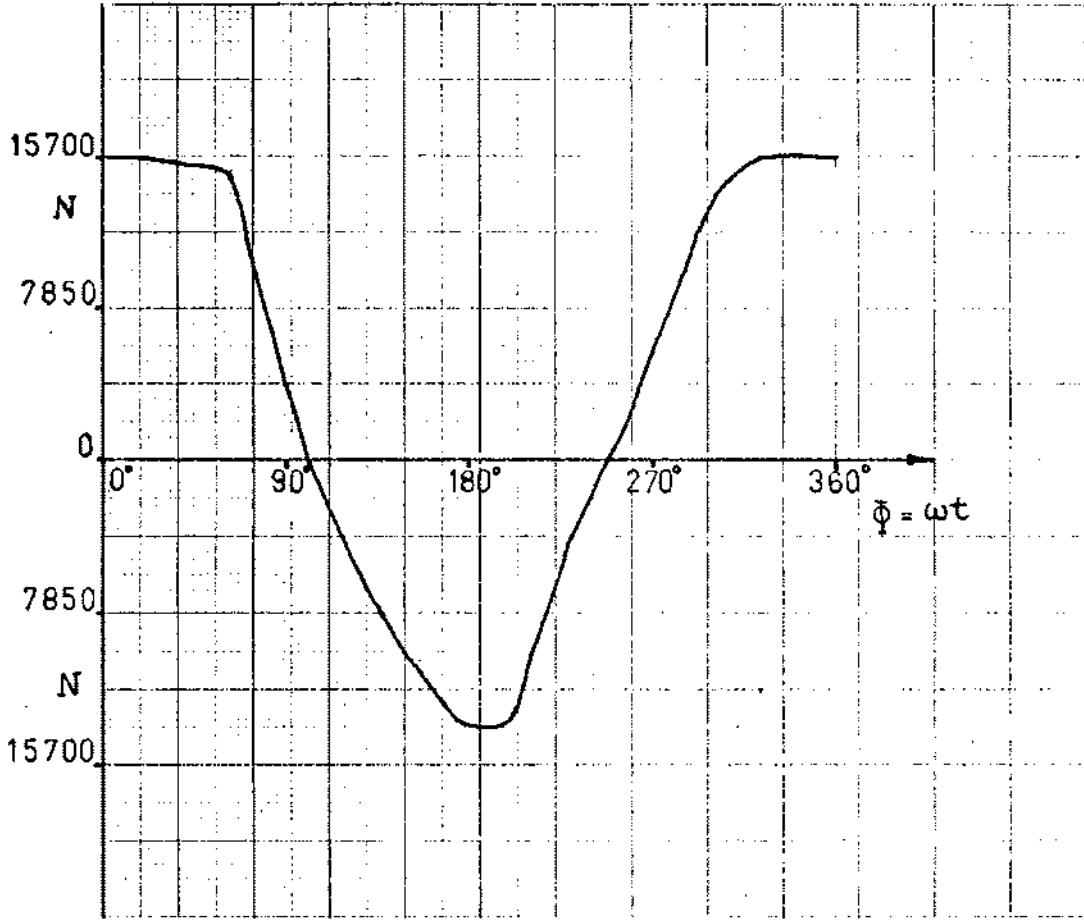
Hidrolik güç ünitesi silindirde maksimum 50 barlık bir çalışma basıncı yaratmaktadır. Algılayıcılar, bu basınç aralığında, kademeli olarak değiştirilen statik basınçlarla kalibre edilmişlerdir. Aynı basınç değerleri için yatak yükleri hesaplanarak daha sonra algılayıcı çıkışına karşılık gelen yatak yükünün belirlenmesinde kullanılmak üzere, yük-algılayıcı çıkışı değer çiftleriyle kalibrasyon eğrileri çizildi. Şekil 13 'de P3M/100 basınç algılayıcısının basınç (yük)-algılayıcı (osiloskop) çıkışı kalibre eğrisi görülmektedir. Deney düzeneğinde düşey eksen ve yatay eksen üzerine karşılıklı olarak yerleştirilmiş ikişer adet hidrolik silindirdeki basıncı ölçecek olan basınç algılayıcıları silindirde oluşan basınca bağlı olarak (osiloskopta) belli bir gerilim farkı (volt) üretirler. Bu gerilim farkından hareketle şekil 13



Şekil 13. Basınç Algılayıcısı (Transducer)
Kalibrasyon Eğrisi

deki kalibrasyon eğrisinden o anda hidrolik silindirdeki basınç (veya yük) değeri bulunur. Bir eksen üzerindeki iki adet hidrolik silindirdeki basınç algılayıcıları farklı basınçlı ölçecek şekilde bağlandıklarından o eksen doğrultusundaki basıncın oluşturduğu yük

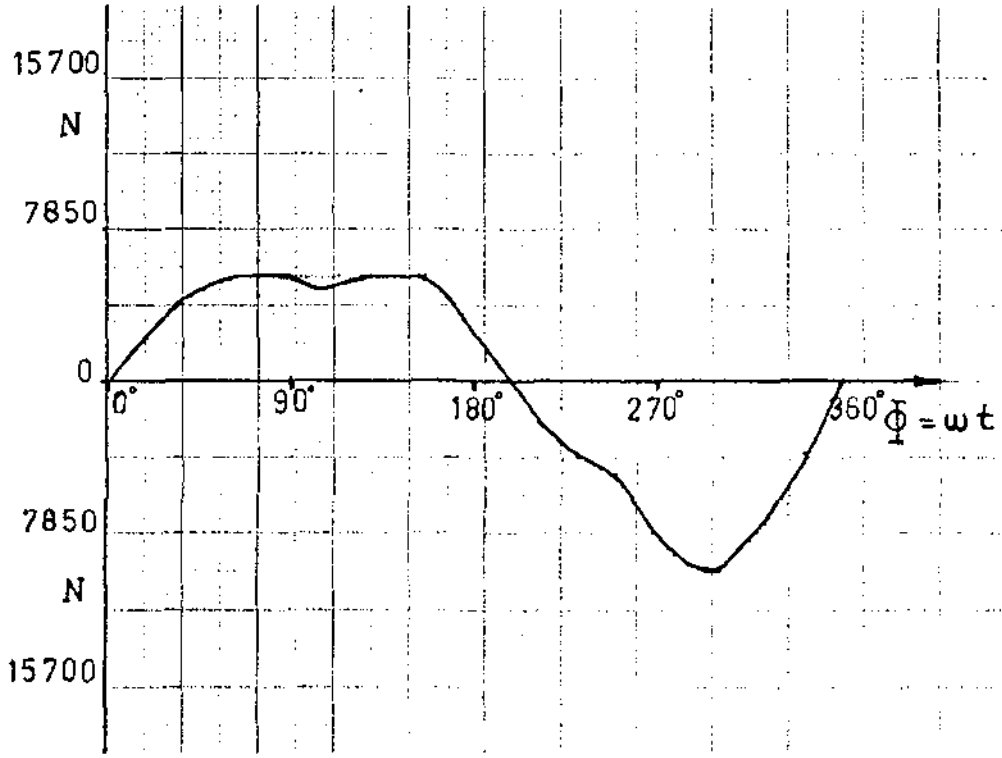
değeri kalibrasyon eğrilerinden yararlanarak belirlenir. Şekil 14 de düşey eksen üzerinde bulunan hidrolik silindirlerde basıncın oluşturduğu yükün krank açısının (zamanın) fonksiyonu olarak bir periyot boyunca değişimi görülmektedir.



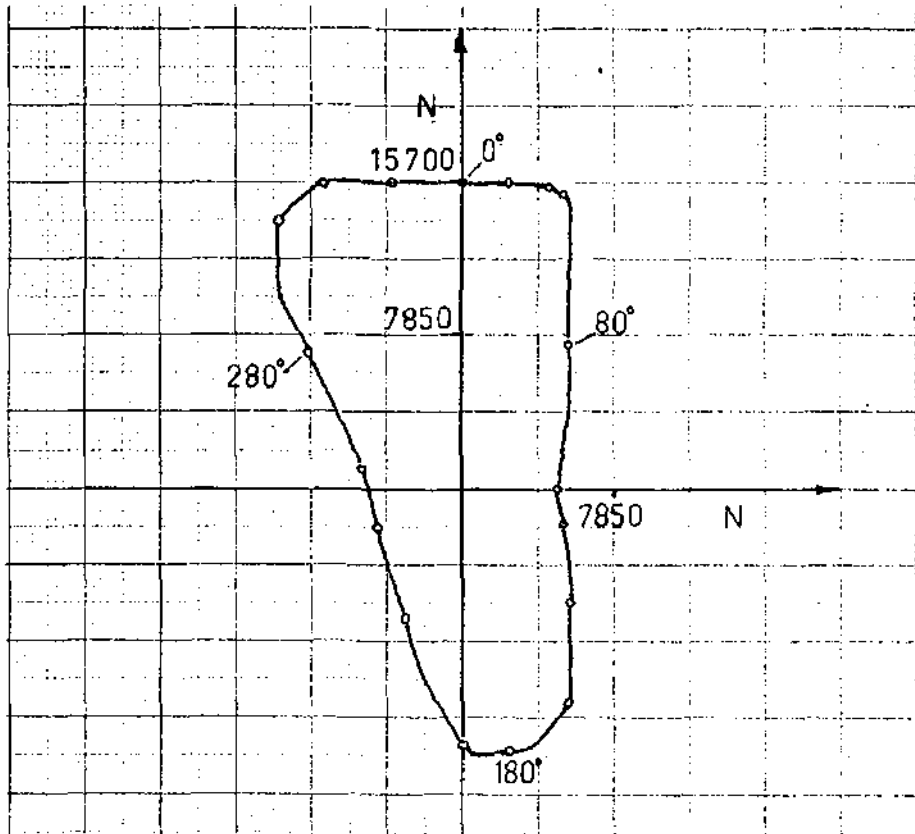
Şekil 14. Düşey Eksendeki Yükün Değişimi

Yatay eksen üzerindeki hidrolik silindirlerin oluşturduğu yükün aynı periyot'taki değişimi Şekil 15 'de verilmiştir.

Düşey eksen ve yatay eksen üzerinde oluşan yüklerin bir andaki bileşkesi yatağa etkiyen yükü verecektir. Bu işlem belli krank açıları (zaman dilimleri) için yapıldığında bir periyot boyunca yatağa etkiyen yükün polar diyagramı elde edilecektir. Şekil 16 'da düşey eksen (şekil 14) ve yatay eksendeki (şekil 15) yük değişimlerinden elde edilen yükün polar diyagramı görülmektedir.



Şekil 15. Yatay Eksendeki Yükün Değişimi



Şekil 16. Yükün Polar Diyagramı

6. DENEYLER VE DENEY SONUÇLARI

6.1 Yüzey Yorulması Deneyleri

6.1.1 Giriş

Dinamik yüklü kaymalı yataklarda oluşan yorulma bölgelerinin belirlenmesi için yapılan deneyler iki farklı açıdan ele alındı.

a- İlk olarak aynı çalışma koşullarında, yani yatağa uygulanan dinamik yük örneğinin değişimi ve yağlayıcı özellikleri (yağ giriş sıcaklığı ve basıncı) sabit tutulup, yatak genişliği değiştirildi ve yataklama alanının yorulma ömrüne etkisi incelendi.

b- İkinci olarak, belli bir yatak genişliğinde, değişik dinamik yük örnekleri uygulanarak yorulma bölgeleri belirlendi. Bu kısımda da yük değişimlerinin yorulma ömrü üzerindeki etkisi araştırıldı.

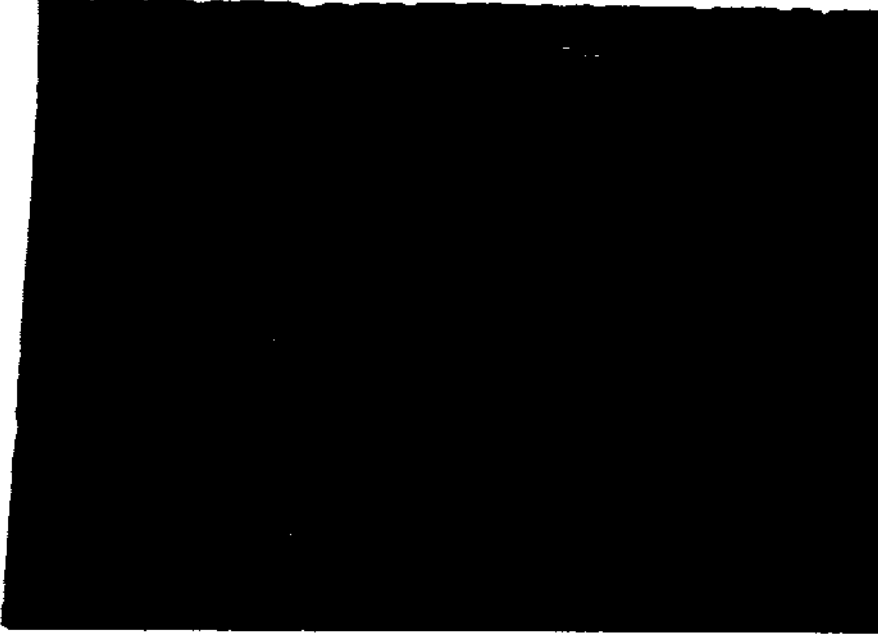
Herbir yük örneğinin yatağa uygulanmasında yorulma olayının başlangıç konumu, kılcal çatlakların ilerleme yönü ve yorulmanın başladığı çalışma süresi (veya yük tekrar sayısı) kaydedildi. Herbir yük örneği için en az üç adet yatak numunesi denendi. Yatak yüzeyinde oluşan bir kısım kılcal çatlaklar dikkatlice bakıldığında ancak görülebildikleri için, fotoğrafta belirgin bir şekilde görülebilmelerini sağlamak amacıyla penetrent sıvı yöntemi [40] uygulanmak suretiyle kılcal çatlakların fotoğrafları çekildi.

Eksen takımının bir tarafında ve noktasal forma yakın yük örneklerinde, farklı yatak genişlikleri kullanıldığı halde ve aynı genlikteki yüklerin uygulanarak yorulmanın elde edildiği sürenin iki katından fazla bir süre çalıştırıldığı halde, yataklarda yorulma elde edilemediği için sonuçlar burada sunulmamıştır.

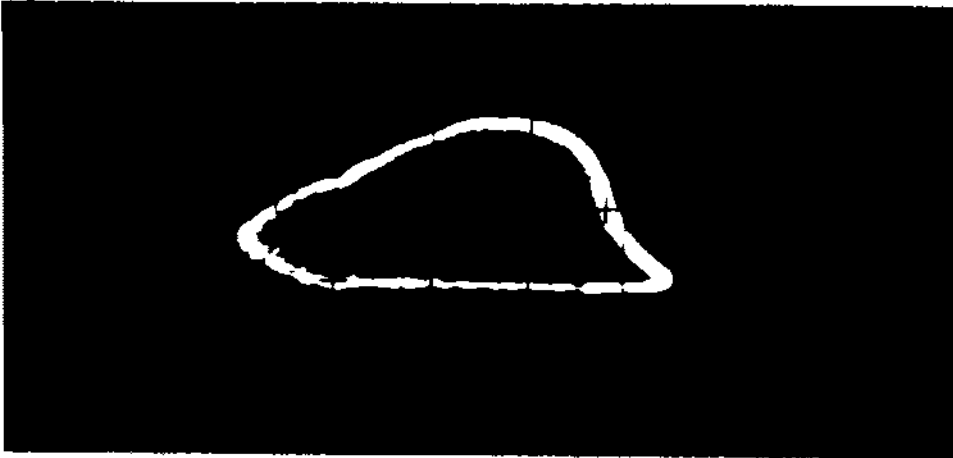
Deneylerde 45 'in üzerinde yatak numunesi denendi. Uygulanan her bir yük örneği için milin yatak içerisindeki yörüngesi Holland-Lang [27,34] yöntemine göre hesaplandı ve yatak yüzeyinde oluşan yorulma bölgeleri ile mil merkezi yörüngesi arasındaki ilişki ortaya koyulmaya çalışıldı. Mil merkezinin yörüngesinin hesabında yatağın ölçülen çevresel sıcaklık dağılımından bulunan ortalama sıcaklığa karşılık gelen viskozite değerleri kullanıldı.

6.1.2 Yatağa Uygulanan Yük Örnekleri

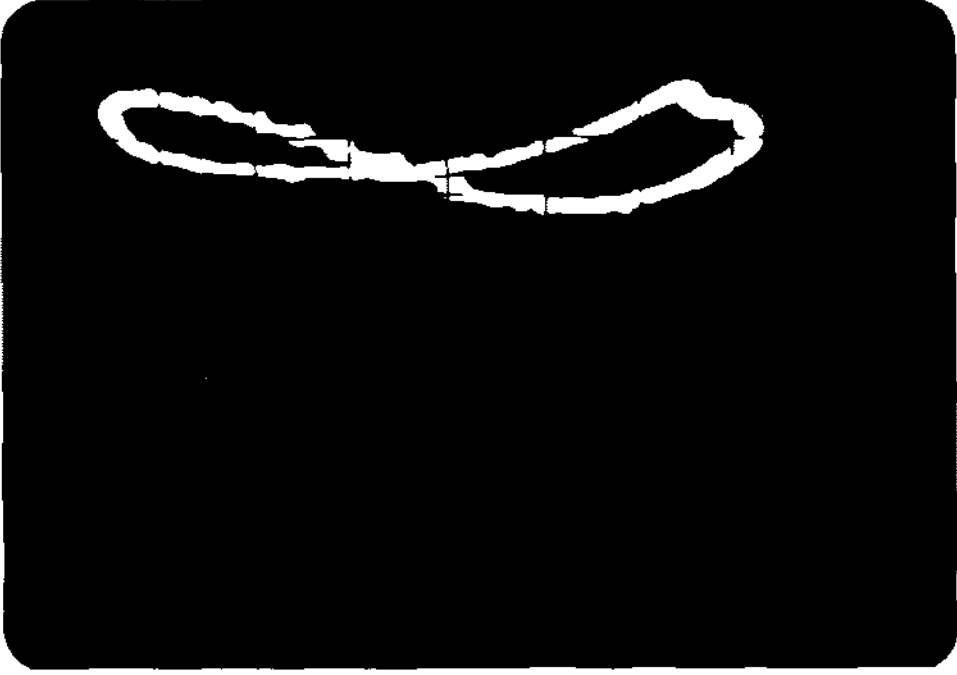
Yük örneklerinin polar diyagramlarının osiloskoptan alınmış fotoğrafları Şekil 17 'de görülmektedir. I nolu polar yük diyagramı ilk seri, diğer yük örnekleride ikinci seri deneylerde kullanıldı.



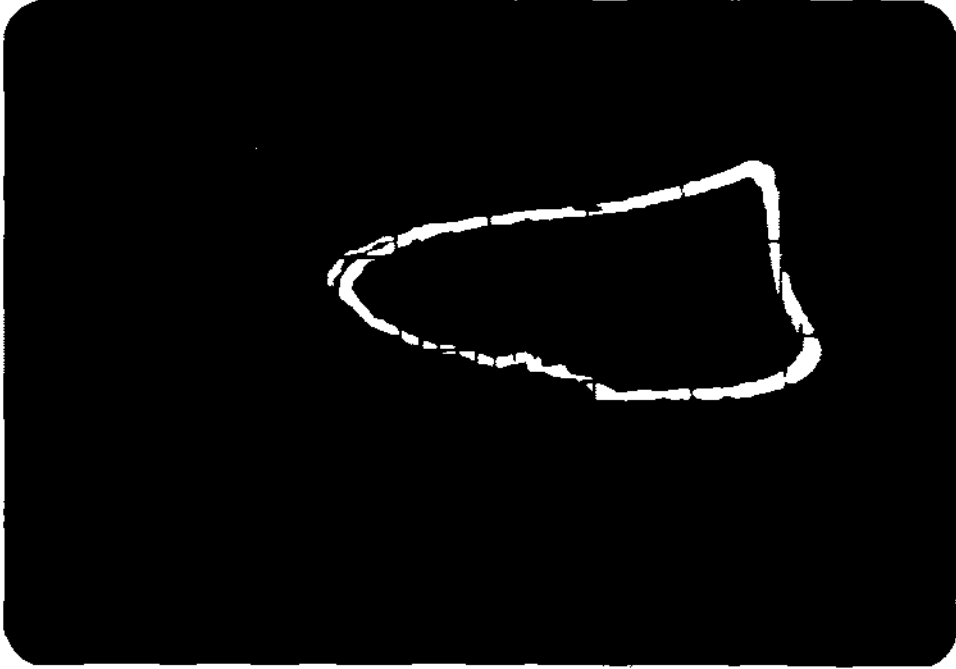
I Nolu Yük Örneği



II Nolu Yük Örneği



III Nolu Yük rneği



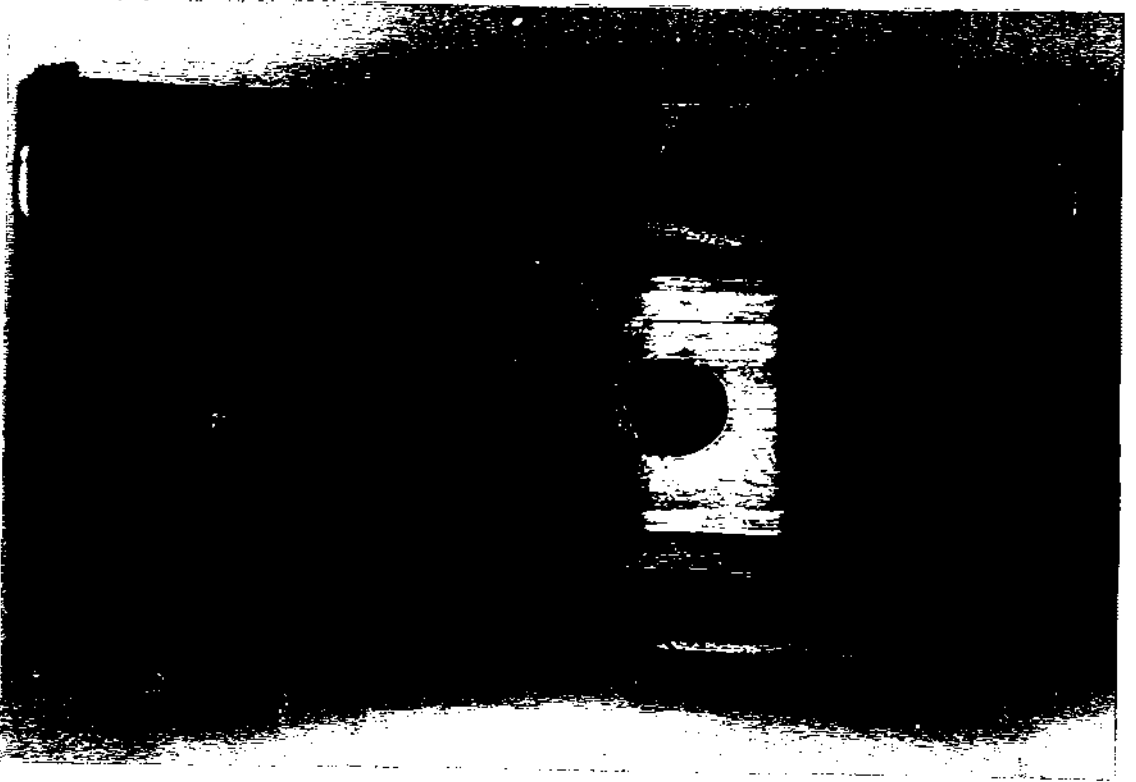
IV Nolu Yük rneği

Şekil 17. Uygulanan Yük rneklelerinin Osiloskoptan Alınmış Polar Diyagramları

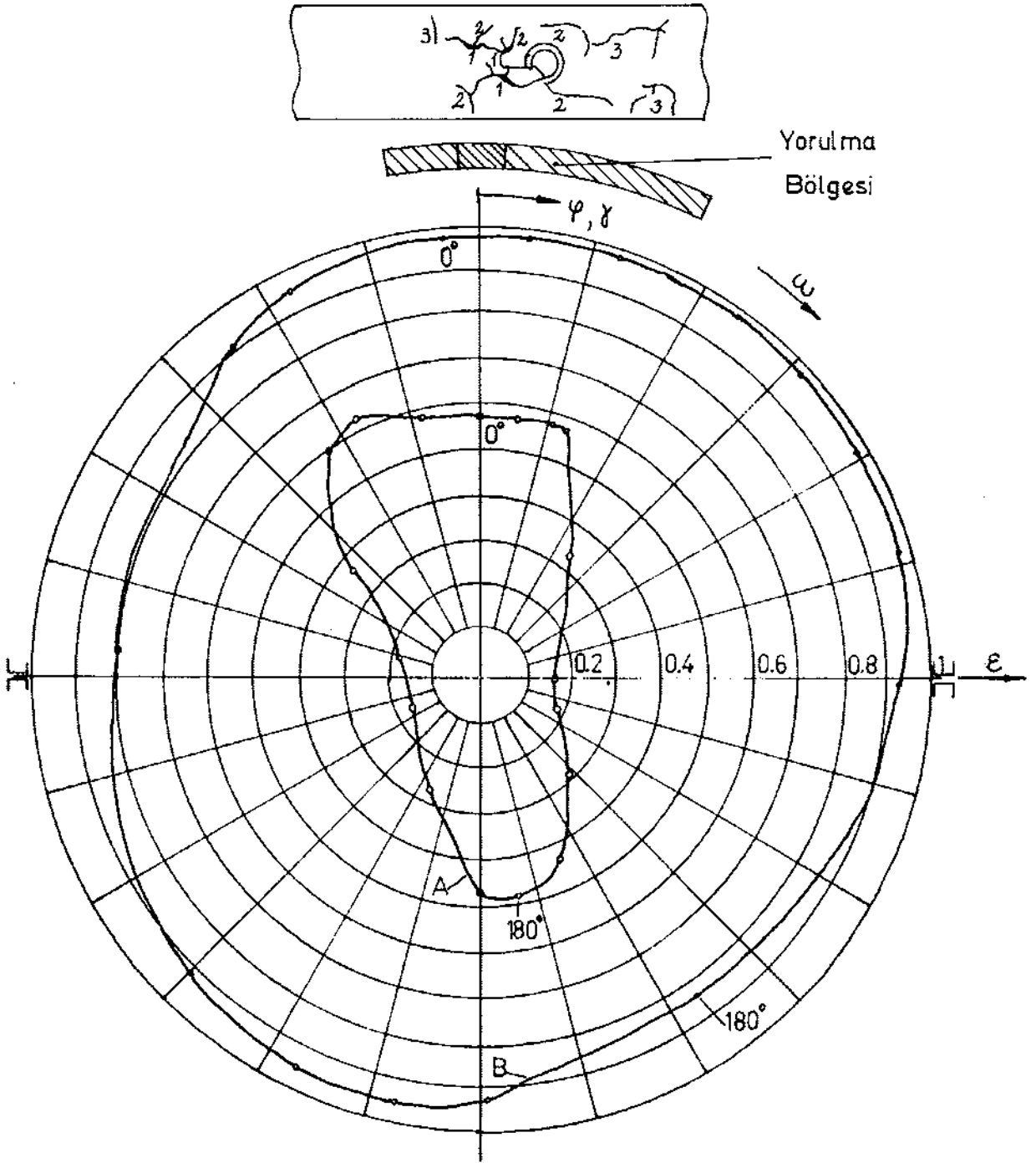
6.1.3 I Nolu Yük Örneği (B=12 mm)

Şekil 19 'da yatağa uygulanan yük örneği ve bu yüke bağlı olarak mil merkezinin yörüngesi görülmektedir. Yorulma bölgesi, şekil üzerinde de belirtildiği gibi, $\psi=350^\circ$ ile 25° arasında oluşmaktadır. İlk kılcal çatlaklar $\psi=0^\circ$ civarında, şekildeki kroki- den de izlenebileceği üzere (1) kısımlarında başlayıp (2) ve (3) doğrultularında gelişmektedir. Şekil 18 'deki fotoğrafta, yataktaki yorulma bölgesinde, aksenal doğrultuda ilerleyip çevresel yönde de kollar oluşturan kılcal çatlaklar görülmektedir. Yorulma bölgesi ile mil yörüngesi göz önüne alındığında kılcal çatlaklar yağ filminin minimum olduğu konumdan 30° kadar önceki bir noktada oluşmaktadır.

İlk kılcal çatlaklar 8 saatlik bir çalışma süresi civarında (yaklaşık 595.200 yük tekrarında) oluşup yukarıda tanımlanan bölgeye yayılmaktadır.



Şekil 18. I Nolu Yük Örneğinde Yatakta Oluşan Yorulma Çatlakları (B=12 mm)



A - Polar Yük Diyagramı

B - Mil Merkezinin Yörüngesi

Şekil 19. I Nolu Yük Örneğinde Mil Merkezi Yörüngesi ve Yorulma Bölgesi (B=12 mm)

6.1.4 I Nolu Yük Örneği (B=16 mm)

Yük örneğinin uygulandığı B=16 mm genişliğindeki yatakta mil merkezinin yörüngesi ve yorulma bölgesi Şekil 21 'de görülmektedir. Yorulma, $\varphi = 355^\circ$ ile $\varphi = 25^\circ$ konumları arasında, ilk kılcal çatlaklar ise $\varphi = 10^\circ$ civarında oluşmakta ve şekilde gösterilen bölgeye yayılmaktadır. Yorulma çatlakları, şekildeki krokide işaret edildiği gibi, önce aksenal yönde (1), sonra (2) ve (3) doğrultularında ilerlemektedir. İlk kılcal çatlaklar aksenal yönde yatak ortasına yakın bölgede başladıktan sonra, yağ filminin minimum olduğu konuma doğru çevresel yönde ilerleme göstermektedirler. Aksenal ve çevresel yönde ilerleyen çatlaklar birbirlerine kavuştuklarında adacıklar oluşturmakta ve altlarına giren yağ filmi basıncı nedeniyle, zarf yüzeyinde ince bir alaşım tabakası bırakarak zarftan kopmakta ve yatakta yağ deliği bulunması halinde yağ deliğine doğru sürüklenmektedirler. Şekil 20 'deki fotoğrafta sözkonusu yatakta oluşmuş yorulma bölgesi görülmektedir.

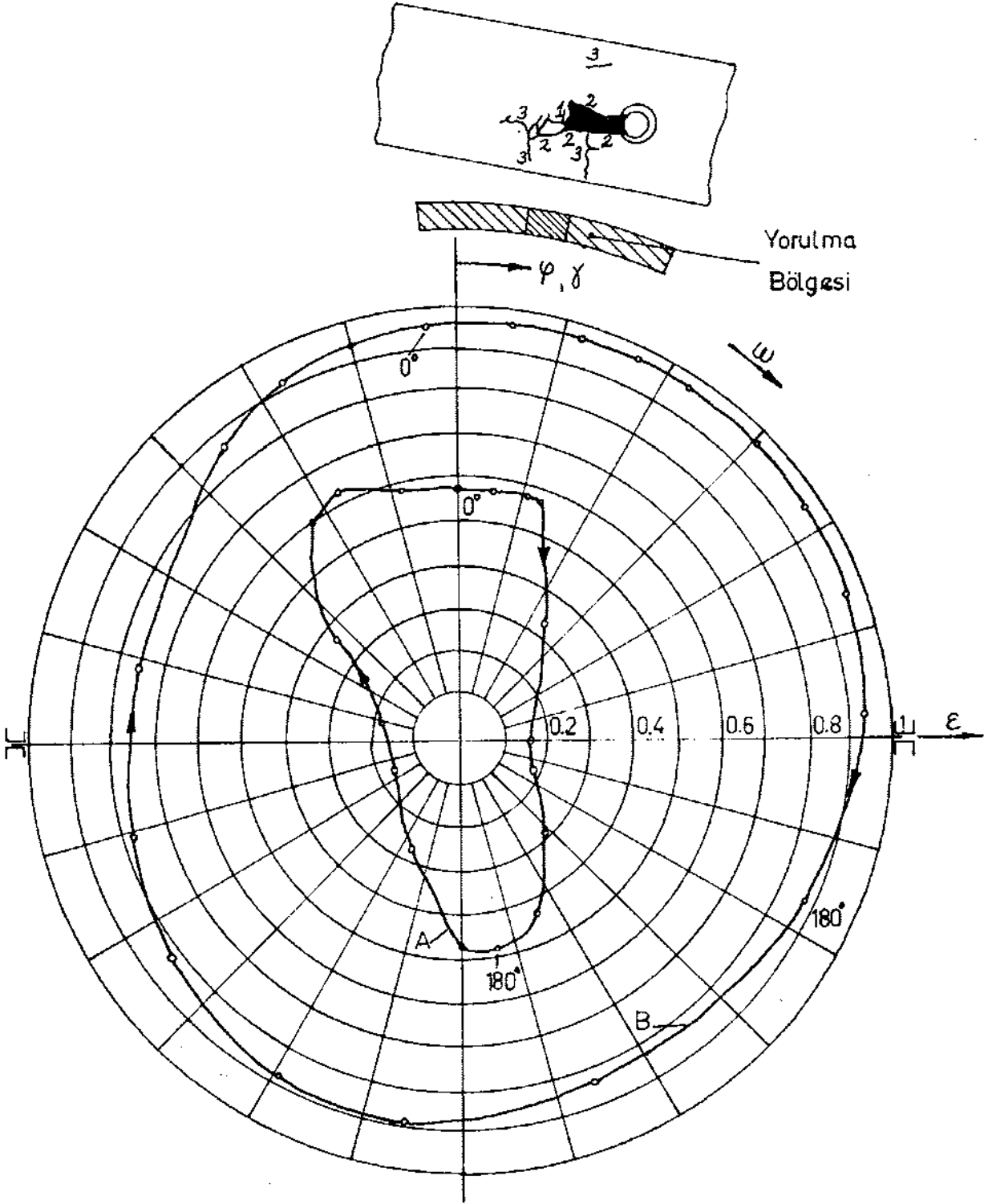
Mil yörüngesi göz önüne alındığında yorulma bölgesinde ilk kılcal çatlaklar, yağ filminin minimum olduğu konumdan 25° kadar önceki bir noktada başlamaktadır.

Yatakta ilk kılcal çatlaklar 18 saatlik bir çalışma süresi civarında (yaklaşık 1.340.000 yük tekrarında) başlayıp yukarıda açıklanan bölgeye yayılmaktadır.

Kısım 6.1.3 'te açıklanan deneylerdeki yataklama alanına (BxD) göre %33 'lük bir artış, aynı çalışma koşullarında, yorulma ömründe 2.25 kat bir ömür artışı göstermektedir.



Şekil 20. I Nolu Yük Örneğinde Yatakta Oluşan Yorulma Bölgesi (B=16 mm)



A - Polar Yük Diyagramı
B - Mil Merkezinin Yörüngesi

Şekil 21. I Nolu Yük Örneğinde Mil Yörüngesi ve Yorulma Bölgesi (B=16 mm)

6.1.5 I Nolu Yük rneği (B=20 mm)

B=20 mm genişliğindeki yatağa uygulanan I nolu yk diyagramı ve buna bağlı olarak mil merkezinin çizdiği yörünge Şekil 24 'de görülüyor.

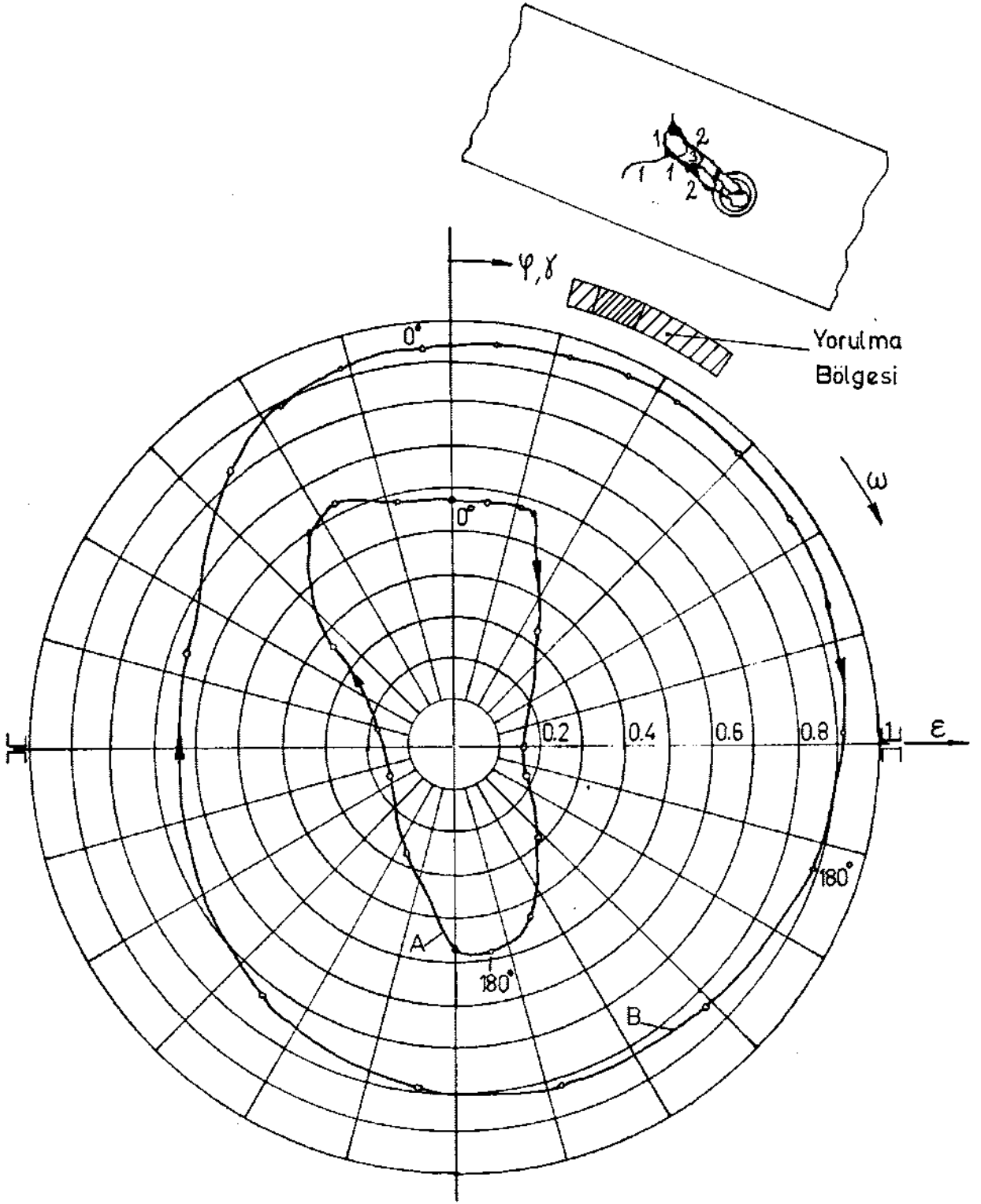
Yataktaki yorulma $\varphi=15^\circ$ ile 40° arasında, ilk kılcal çatlaklar ise $\varphi=20^\circ$ civarında oluşmakta ve Şekildeki krokide gösterildiği gibi (1), (2), (3) doğrultularında ilerlemektedir. Şekil 22



Şekil 22. I Nolu Yük rneğinde Oluşan İlk Kılcal atlak (B=20 mm)



Şekil 23. I Nolu Yük rneğinde Oluşan Yorulma Blęesi (B=20 mm)



- A - Polar Yük Diyagramı
B - Mil Merkezinin Yörüngesi

Şekil 24 . I Nolu Yük Örneğinde Mil Yörüngesi ve Yorulma Bölgesi (B=20 mm)

deki fotoğrafta yatakta oluşan ilk kılcal çatlakların bir noktada başlayıp üç kollu olarak aksnel ve çevresel yöndeki ilerleme konumu görülmektedir. Bu yatak ilk kılcal çatlak oluşumundan sonra daha çalıştırılmadı. Şekil 23 'deki fotoğrafta bir başka yatakta aynı konumda başlamış yorulma çatlakları görülmektedir. Burada da, Şekil 24 'deki krokide çizildiği gibi, üç kollu olarak başlayan yorulma çatlakları yağ filminin minimum olduğu konuma doğru çevresel yönde ilerleyip belirgin hale gelmektedir. Yatakta oluşan kılcal çatlakların aksnel ve çevresel yönde ilerleyip birbirleriyle kavuşması sonucu oluşan adacıkların, yağ filmi basıncı nedeniyle, yatak zarfından ayrılıp yağ deliğine doğru kaydırılmış şekli fotoğrafta açıkça görülmektedir. Yatakta ilk kılcal çatlaklar, mil yörüngesi göz önüne alındığında, yağ filminin minimum olduğu konumdan 20° kadar önceki bir noktada başlamaktadır.

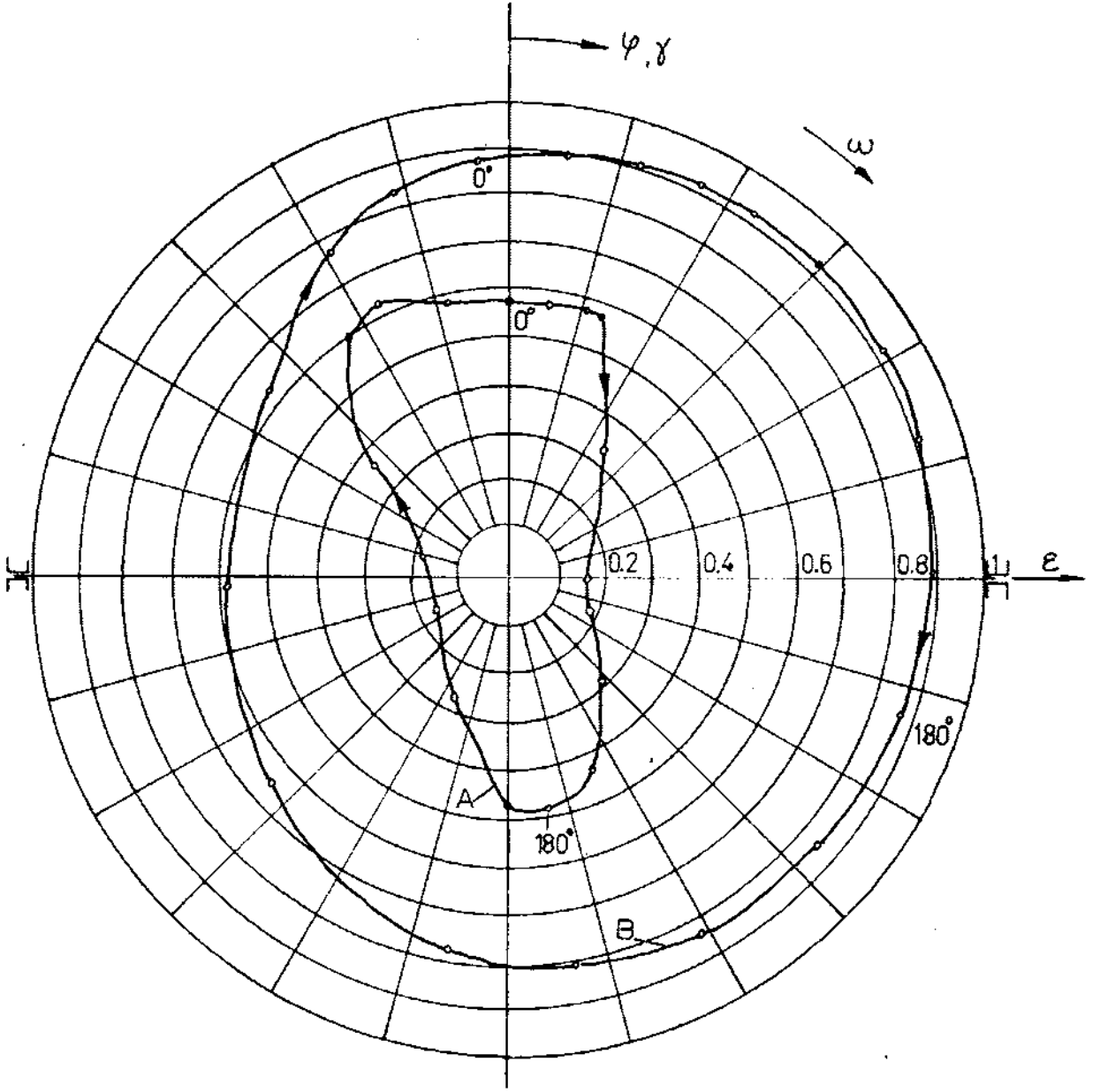
İlk kılcal çatlaklar 50 saatlik bir çalışma süresi civarında (yaklaşık 3.720.000 yük tekrarı) oluşup yukarıda tanımlanan bölgede dağılım göstermektedir.

Aynı çalışma koşullarında, yataklama alanları, (16x47.7)'ye göre %25 lik bir artış yorulma ömründe 2.78 kat, (12x47.7) ye göre de %66 lık artışında da 6.25 kat bir yorulma ömrü artışı görülmektedir.

6.1.6 I Nolu Yük Örneği (B=26.5 mm)

B=26.5 mm genişlikteki yatağa uygulanan yük ve buna bağlı mil merkezi yörüngesi Şekil 25 'de görülmektedir. 100 saati aşkın bir çalışma süresinde (7.440.000 yük tekrarı) yorulma olayına rastlanmadı.

Aynı çalışma koşullarında yapılmış olan deneylerde yataklama alanı arttıkça yorulma ömründe de artış görülmektedir. Uygulanan yük örneğinin maksimum genlikteki kuvveti ile hesaplanan ortalama yüzey basıncı değerleri ve yorulmanın olduğu yük tekrar sayıları değişiminin seyri, Lang [11] ve arkadaşları tarafından yapılan ve çevresel olarak etkiyen merkezkaç kuvvet etkisindeki deneylerde elde edilen sonuçlara benzer bir eğilim görülmektedir.



A - Polar Yük Diyagramı
 B - Mil Merkezinin Yörüngesi

Şekil 25. I Nolu Yük Örneği ve Mil Merkezi Yörüngesi
 (B=26.5 mm)

Yatak genişliği arttıkça, herbir yataktaki mil merkezi yörüngesi göz önüne alındığında (Şekil 19, Şekil 21, Şekil 24) minimum yağ filmi de kalınlaşmakta dolayısıyla yatakta karşılaşılan yağ filmi basıncı azalmaktadır. Bunun doğal sonucu olarak yorulma ömrü de artmaktadır.

6.1.7 II Nolu Yük Örneği

Şekil 26 'da B=12 mm genişliğindeki yatağa uygulanan II nolu yük örneği ve mil merkezinin yörüngesi verilmiştir. Şekildeki krokide görüldüğü gibi kılcal çatlaklar $\psi=120^\circ$ civarında oluşmakta (1), (2), (3) doğrultularında ilerlemekte ve K-formlu bir oluşum göstermektedir. Yağ filminin minimum olduğu konuma doğru ilerleyen kollardan biri yatak kenarına ulaşmasıyla buradaki bloğu yağ filmi basıncı ile yatak kenarından dışarı doğru kaydırıldığı gözlenmektedir. Şekil 27 'deki fotoğrafta, yukarıda izah edildiği gibi, oluşan kılcal çatlaklar görülmektedir.

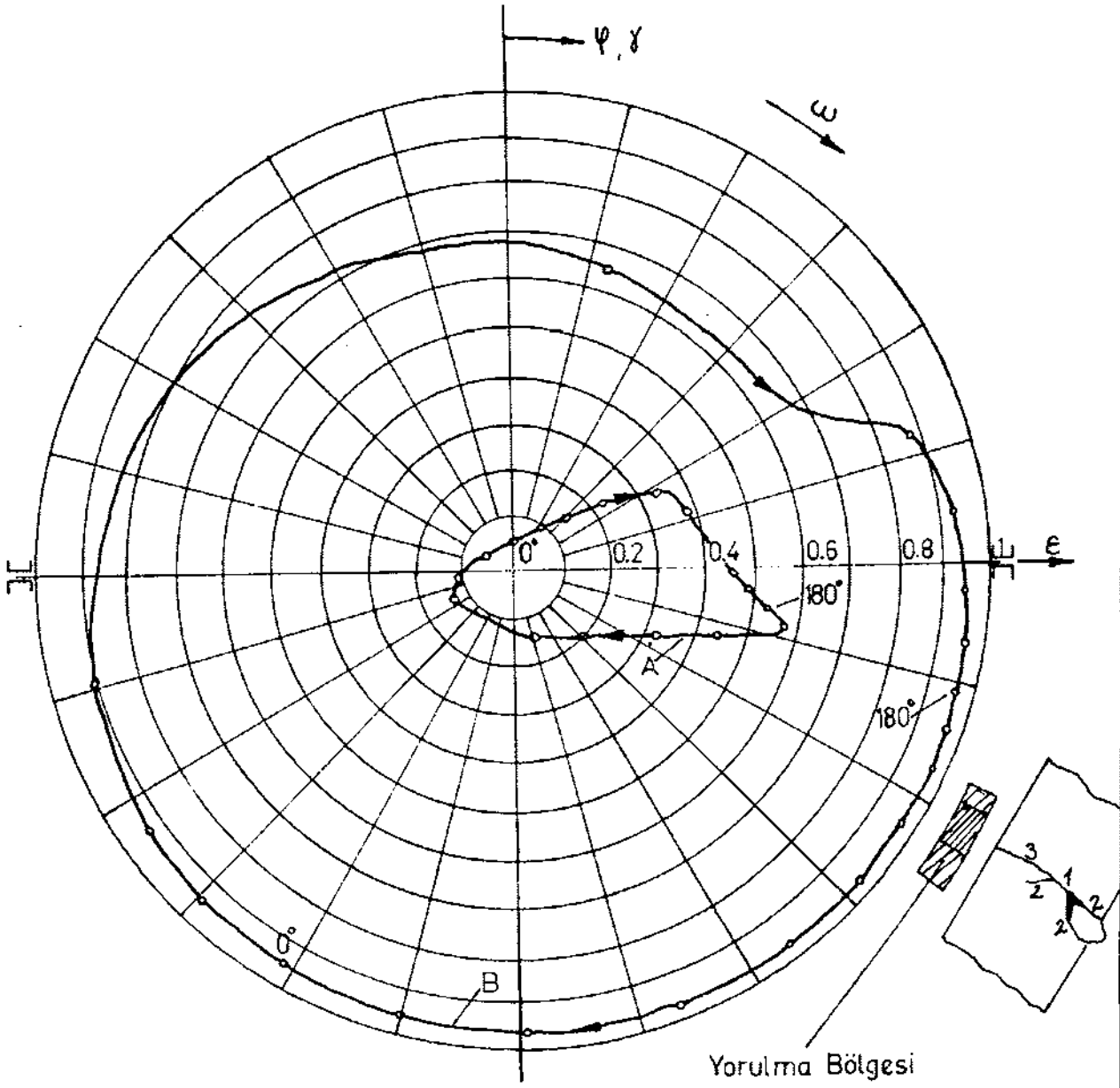
Kılcal çatlaklar, yağ filminin minimum olduğu konumdan 20° kadar önceki bir noktada başlamaktadır.'

İlk kılcal çatlaklar 14 saatlik bir çalışma süresi civarında (yaklaşık 1.041.600 yük tekrarı) oluşmaktadır.

6.1.8 III Nolu Yük Örneği

Şekil 29 'da yük örneği ve mil merkezi yörüngesi görülmektedir. Polar diyagramdan da görüldüğü gibi yük, eksen takımının üst tarafında değişim göstermekte ve buna bağlı olarak mil yatak içerisindeki yörüngesini çizmektedir.

Yatakta ilk kılcal çatlaklar $\psi=315^\circ$ ve $\psi=60^\circ$ civarında başlamakta şekildeki krokide gösterilen bölgeye yayılmaktadır. İlk olarak $\psi=315^\circ$ konumunda oluşan kılcal çatlaklar zamanla çelik zarfa kadar inip, yağ filmi basıncının hem çevresel yönde yağ deliğine doğru, hemde eksenele yönde yatak kenarından dışarı doğru, çelik



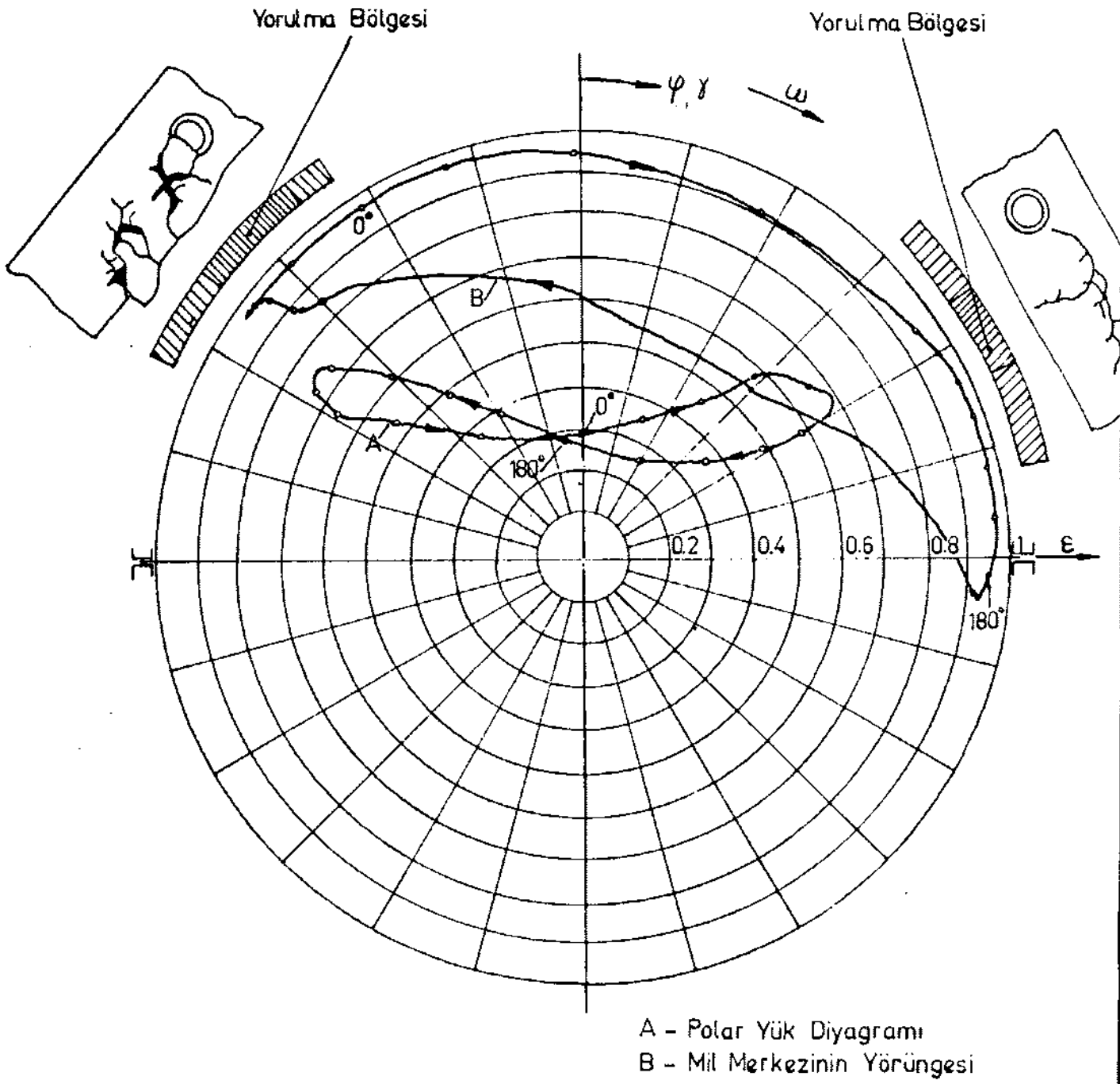
Şekil 26. II Nolu Yük Örneğinde Mil Merkezi Yörüngesi ve Yorulma Bölgesi (B=12 mm)



Şekil 27. II Nolu Yük Örneğinde Oluşan Yorulma Çatlakları
(B=12 mm)



Şekil 28. III Nolu Yük Örneğinde $\psi=295^\circ$ ile 325° Arasında
Oluşan Yorulma Çatlakları



Şekil 29. III Nolu Yükleme Örneğinde Mil Merkezi Yörüngesi ve Yorulma Bölgeleri (B=12 mm)

zarf üzerindeki yatak alaşımı bloklarını kaydardıkları Şekil 28'deki fotoğrafta görülmektedir. $\psi=60^\circ$ konumunda oluşmuş çatlakların hem aksenal hemde çevresel yöndeki ilerlemesi Şekil 30'daki fotoğrafta görülüyor.

Kılcal çatlaklar her iki bölgede de minimum yağ filminin bulunduğu konumdan 10° lik bir açı kadar önceki noktada başlamaktadır.

İlk kılcal çatlaklar 6 saatlik bir çalışma süresi civarında (446.400 yük tekrarı) oluşmaktadır.

6.1.9 IV Nolu Yük Örneği

Yük örneği ve mil merkezinin yörüngesi Şekil 32'de verilmiştir.

Kılcal çatlaklar $\psi=45^\circ$ civarında oluşmakta ve mil yörüngesi göz önüne alındığında, yağ filminin minimum olduğu konumdan 25° kadar önceki bir noktada başlamaktadır. Şekil 31'de oluşan yorulma çatlaklarının fotoğrafları görülmektedir.

İlk kılcal çatlaklar 15 saatlik bir çalışma süresi civarında (1.116.000 yük tekrarı) oluşmaktadır.

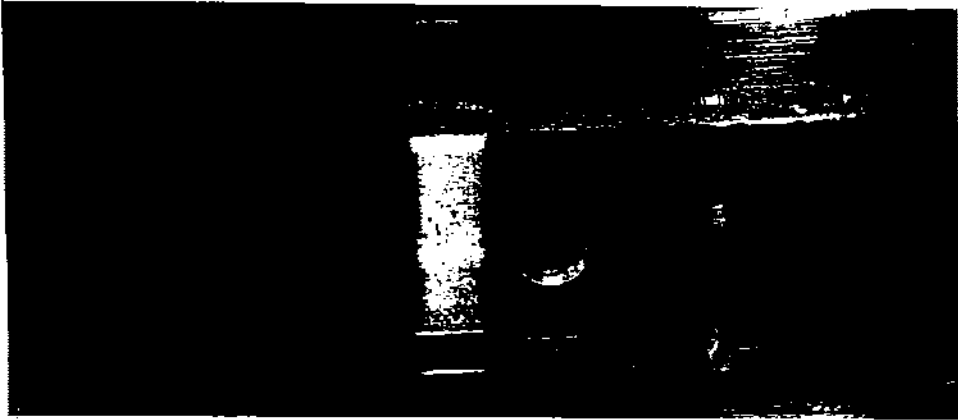
6.2 Sıcaklık Dağılımı

6.2.1 Giriş

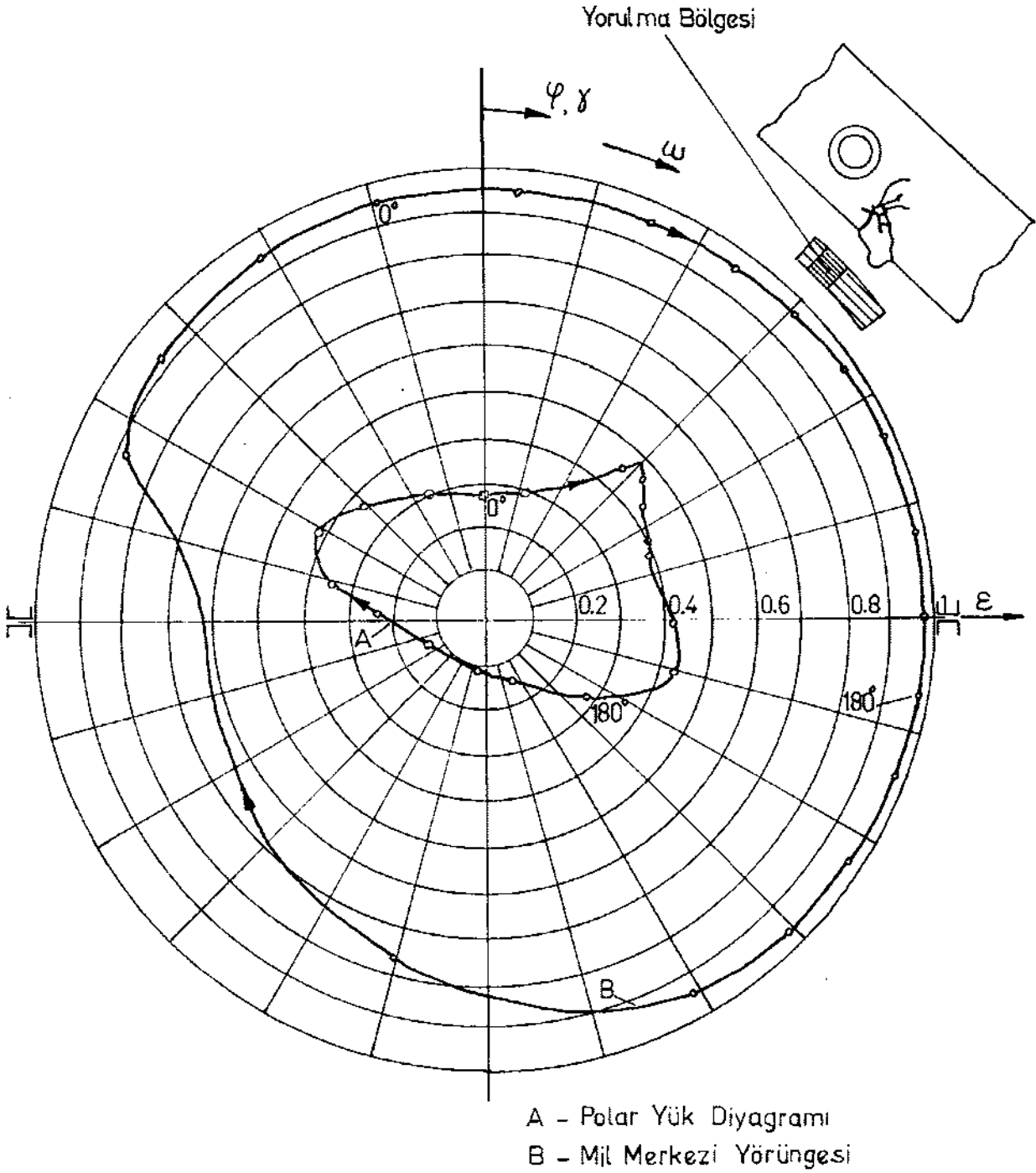
Yatak yüzeyinde çevresel olarak sıcaklık dağılımının ölçümü seçilen yük örneklerinin herbiri için yapıldı. Herbir deney serisine başlamadan önce deney düzeneği ve elektronik ölçüm aletleri yarım saat kadar bir süre çalışır duruma getirilip ısınmaları sağlandı. Sıcaklık ölçümlerine ise yük örneğinin yatağa uygulanmasından bir saat kadar sonra başlandı. Böylece tüm sistemin birbuçuk saati aşkın bir süre kararlı hale gelmesi beklenildi.



Şekil 30. III Nolu Yük Örneğinde $\psi=45^{\circ}$ ile 80° Arasında Oluşan Yorulma Çatlakları (B=12 mm)



Şekil 31. IV Nolu Yük Örneğinde Oluşan Yorulma Çatlakları (B=12 mm)



Şekil 32. IV Nolu Yük Örneğinde Mil Merkezinin Yörüngesi ve Yorulma Çatlakları (B=12 mm)

Her deney serisinde belli aralıklar ile en az üç ölçme yapılarak alınmış olan ölçüm değerlerinin tekrarlanabilirliği kontrol edildi.

6.2.2 Sıcaklık Dağılımının Ölçülmesi

Yatak yüzeyinin çevresel sıcaklık dağılımının ölçülmesi için kullanılan (NiCr-Ni) termokuplların yatağın çevresindeki sıralanması Şekil 33 'de görülmüyor. Termokupllar, aksenel yönde yatak ortasında çevresel yönde 18° lik açılarla, herbir yatak zarfına açılan 0.5 mm çapındaki delikler ile doğrudan yağ filmine temas edecek şekilde, izolasyon özellikli bir çelik yapıştırıcısı ile yerleştirildiler. Yatak üst yarı zarfında 9 noktada, alt yarı zarfta ise 7 noktada olmak üzere toplam 16 noktada ölçüm yapıldı. Yağlayıcı yağın giriş sıcaklığını kontrol etmek için bir adet termokupl'da yağ giriş kanalı içine yerleştirildi. Şekilden de görüldüğü gibi yatakta (aksenel ve çevresel) yağ kanalı olmayıp, yağlayıcı yağ çevrede bulunan dört adet yağ deliğinden girmektedir.

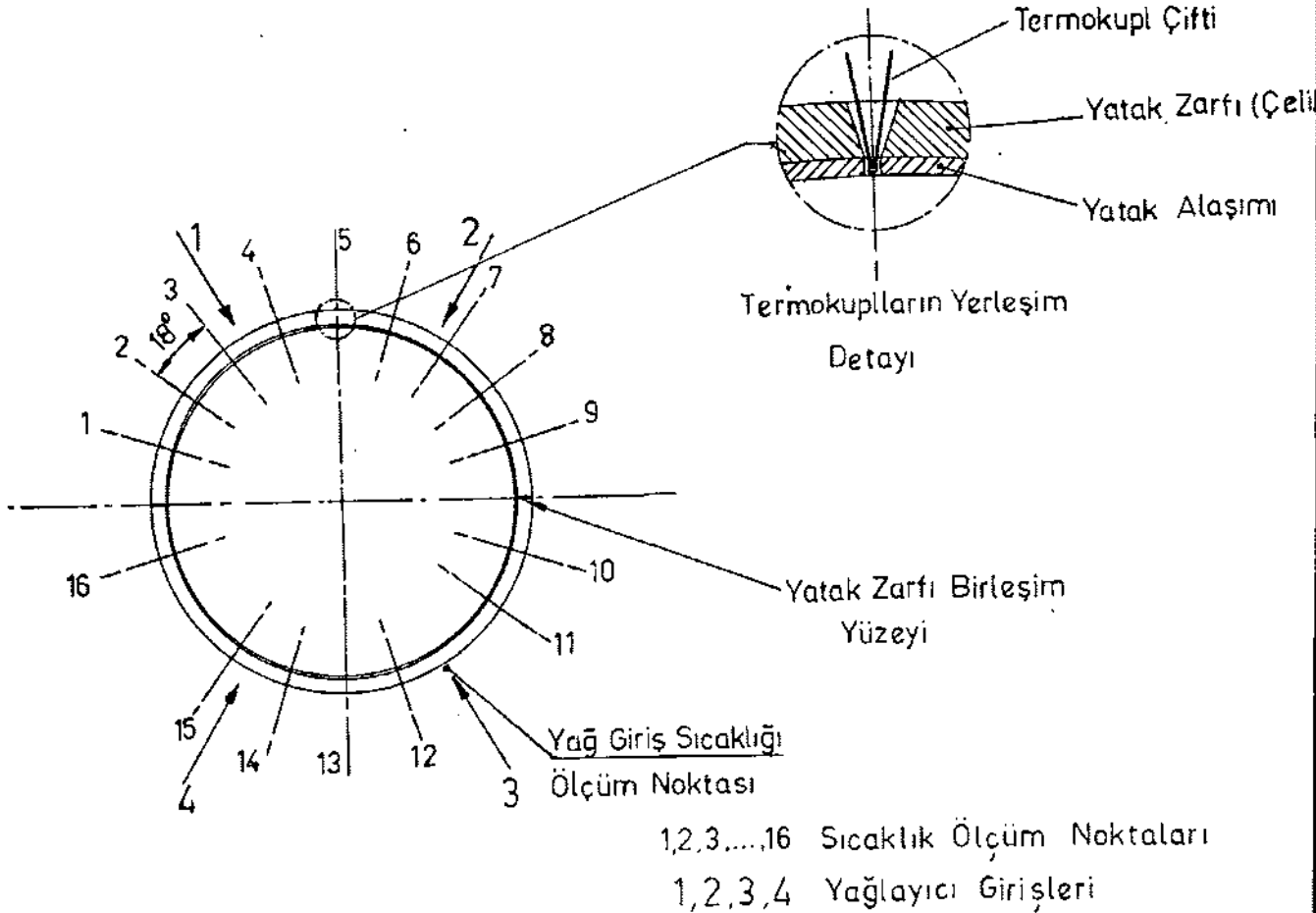
Bozacı [38] yaptığı ölçmeler sonucu yatakta aksenel yönde önemli bir sıcaklık değişiminin oluşmadığını belirtmektedir. Bu nedenle burada sadece yatağın çevresel sıcaklık dağılımı ölçülmüştür.

Termokupllar 18 kanallı bir seçici (Messstellenumschalter-144 Philips) üzerinden bir digital milivoltmetreye (Intelligent digital Multimeter-1905a Thurlby) bağlandı. Termokupllar ile ölçme düzeni kullanılmadan önce, bütün sistem, sıcaklığını $\pm 0.02^{\circ}\text{C}$ aralığında sabit tutabilen bir banyo (Refrigerated Bath Circulator F3-K Haake) içersine daldırılarak, termokupllar 30°C 'tan 95°C 'a kadar belirli aralıklarda, kalibre edildiler.

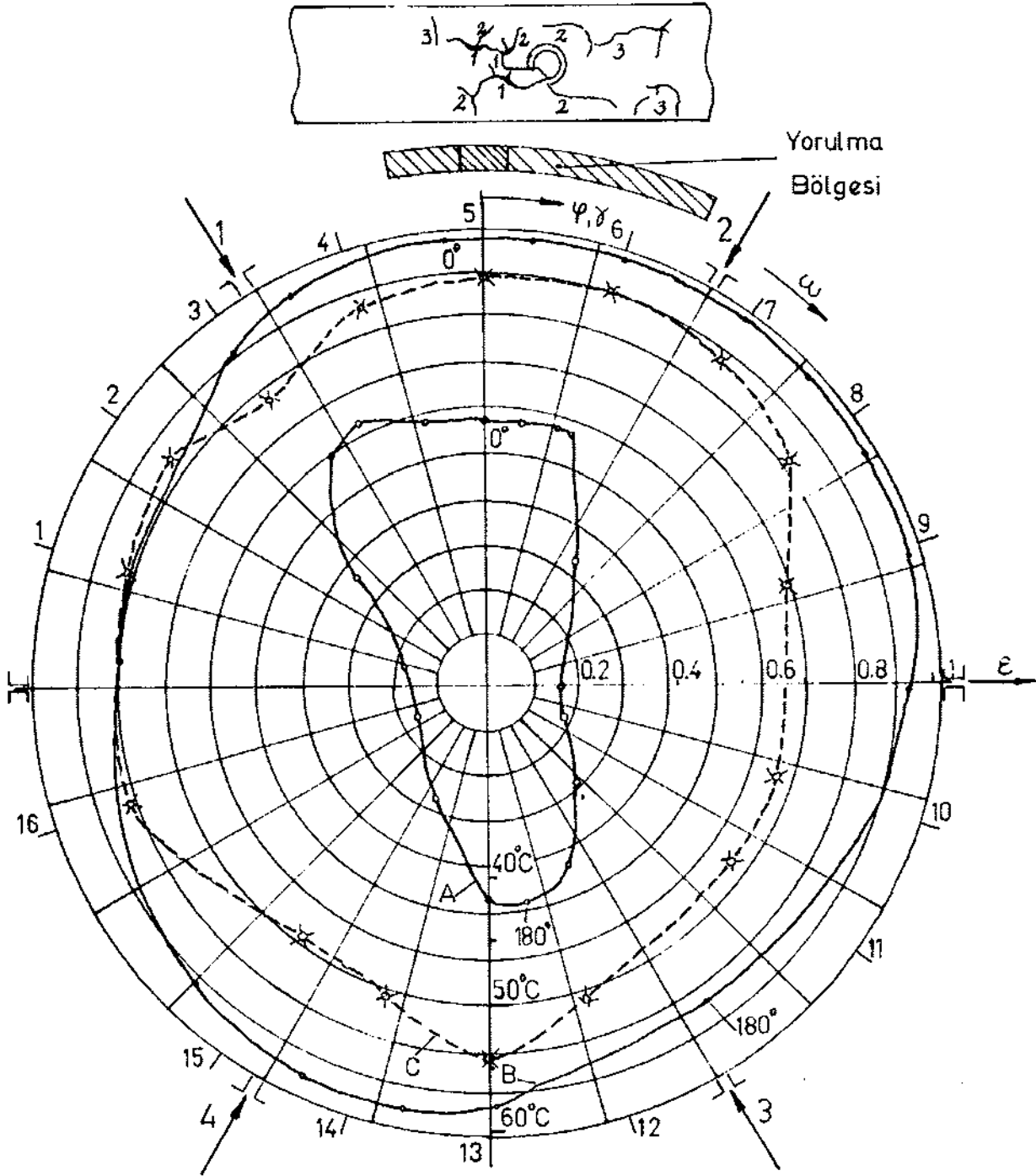
6.2.3 Sıcaklık Deneyleri

Şekil 34 'de I nolu yük örneği altındaki yatak yüzeyinde çevresel sıcaklık dağılımı görülmektedir. Yatağa yağlayıcı yağın giriş sıcaklığı 40°C ' tır. Yatak yüzeyinde ölçülen maksimum sıcaklık değeri (6 nolu ölçüm noktasında) 56.8°C ve minimum sıcaklık değeri ise (11 nolu noktada) 48.7°C 'tır. Yatak yüzeyinde bölgeler arasında maksimum sıcaklık farkı 8.1°C olarak belirlenmiştir.

Şekilden de görüldüğü gibi yatak yüzeyindeki sıcaklık dağılımı mil yörüngesine benzer bir eğilim içindedir. Mil yörüngesinin yatak yüzeyine yaklaştığı yani yağ filminin minimum olduğu bölgelerde en yüksek sıcaklıklar oluşmaktadır. Yağlayıcı yağ giriş delikleri (Şekil 34 de (1), (3) ve (4) yağlayıcı girişleri) civarında film kalınlığında elvermesi halinde yağın soğutucu etkisi ile daha düşük sıcaklıklar oluşmaktadır. Şekildeki (2) nolu yağlayıcı girişi civarında ise, yağ filminin minimum değerlerde olması nedeniyle, sıcaklık düşüşü diğer yağlayıcı giriş delikleri çevresindeki kadar olmamaktadır.



Şekil 33. Yatak Çevresindeki Sıcaklık Dağılımının Ölçülmesi İçin Termokupulların Yerleşim Düzeni



A - Polar Yük Diyagramı

B - Mil Merkezinin Yörüngesi

C - Sıcaklık Dağılımı

1, 2, 3, ..., 16 - Sıcaklık Ölçüm Noktaları

1, 2, 3, 4 - Yağlayıcı Girişleri

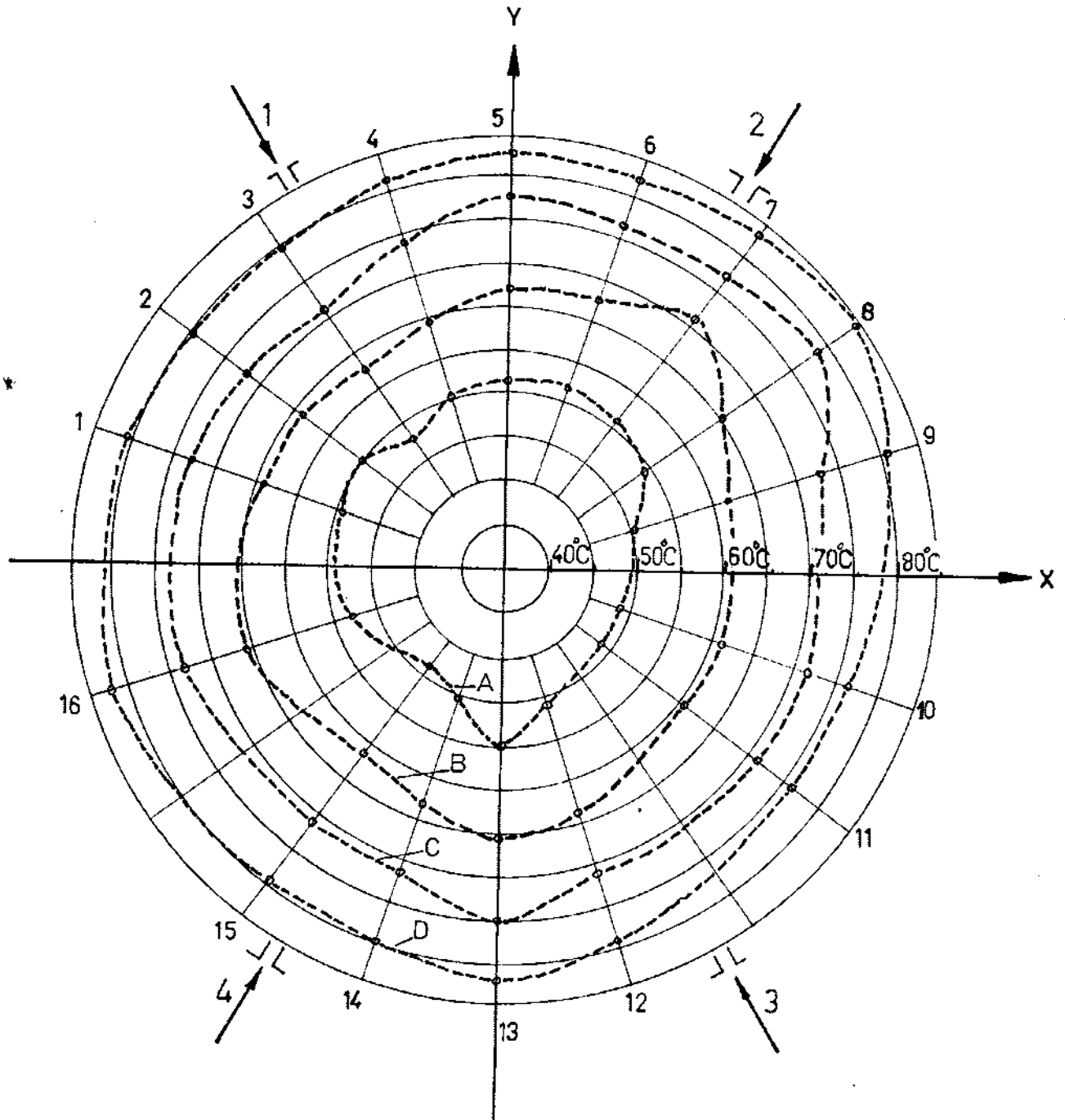
Şekil 34. I Nolu Yük Örneğinde Sıcaklık Dağılımı

Yağlayıcı yağın yatağa giriş sıcaklığının yatak yüzeyindeki çevresel sıcaklık dağılımına etkisini inceleyebilmek için I nolu yük örneğinde, yağ giriş sıcaklığı, bir ısıtıcı ile ısıtılarak, 40 °C, 55 °C, 60 °C ve 70 °C olarak değiştirildi. Elde edilen ölçüm değerleri Şekil 35 'de gösterilmiştir.

Çevresel olarak yatak yüzeyinde bölgeler arası en büyük sıcaklık farkları, yatağa yağlayıcı yağın giriş sıcaklığı sırasıyla 40 °C 'ta 8.1 °C, 55 °C 'ta 7.4 °C, 60 °C 'ta 7.6 °C ve 70 °C 'ta da 7.9 °C olarak ölçüldü. Şekil 35 'den de izlenebildiği gibi en yüksek sıcaklık noktaları aynı bölgelerde ortaya çıkmakta ve sıcaklığın yatak yüzeyindeki çevresel dağılımı birbirine benzer karakter göstermektedir. Yağlayıcı yağın yatağa giriş sıcaklığının artması, yatak yüzeyindeki sıcaklık değerlerini artırmakta, ancak bölgeler arası sıcaklık farkı üzerinde büyük bir tesiri olmamaktadır.

Şekil 36 'da II nolu yük örneği etkisinde yatak yüzeyinin çevresel sıcaklık dağılımı görülmektedir. Yatak yüzeyinde ölçülen en yüksek sıcaklık değeri (11 nolu ölçüm noktasında) 49.6 °C, en düşük sıcaklık değeri ise (4 nolu ölçüm noktasında) 43.3 °C ve bölgeler arası en büyük sıcaklık farkı 6.3 °C 'tır. Yatak yüzeyindeki sıcaklığın çevresel dağılımı mil yörüngesine benzer bir değişim göstermektedir.

Yatağa uygulanan III nolu yük örneği etkisinde yatak yüzeyinde ölçülen çevresel sıcaklık dağılımı Şekil 37 'de gösterilmiştir. Yağlayıcı yağın yatağa giriş sıcaklığı 40 °C 'tır. Yatak yüzeyinde ölçülen en yüksek sıcaklık (3 nolu ölçüm noktasında) 71.4 °C, en düşük sıcaklık ise (14 nolu ölçüm noktasında) 40.5 °C ve bölgeler arası en büyük sıcaklık farkı 29.9 °C 'tır. Yükün polar diyagramı göz önüne alındığında yük, eksen takımının bir tarafında yalnızca üst yatak zarfına etkidiği görülmektedir. Mil'de yüke bağlı olarak yatak boşluğu içerisindeki yörüngesini çizmektedir. Şekil 37 'den de görüldüğü gibi yatak alt yarı zarfı tarafında yağ filmi kalınlığı en büyük değerlere erişmekte ve burada bulunan iki adet (3 ve 4 nolu) yağ giriş deliği nedeniyle en alt konumda (12, 13, 14, 15 nolu ölçüm noktalarında) yağ filminde ölçülen sıcaklık değerleri yağlayıcı yağın giriş sıcaklığı civarında buluna-

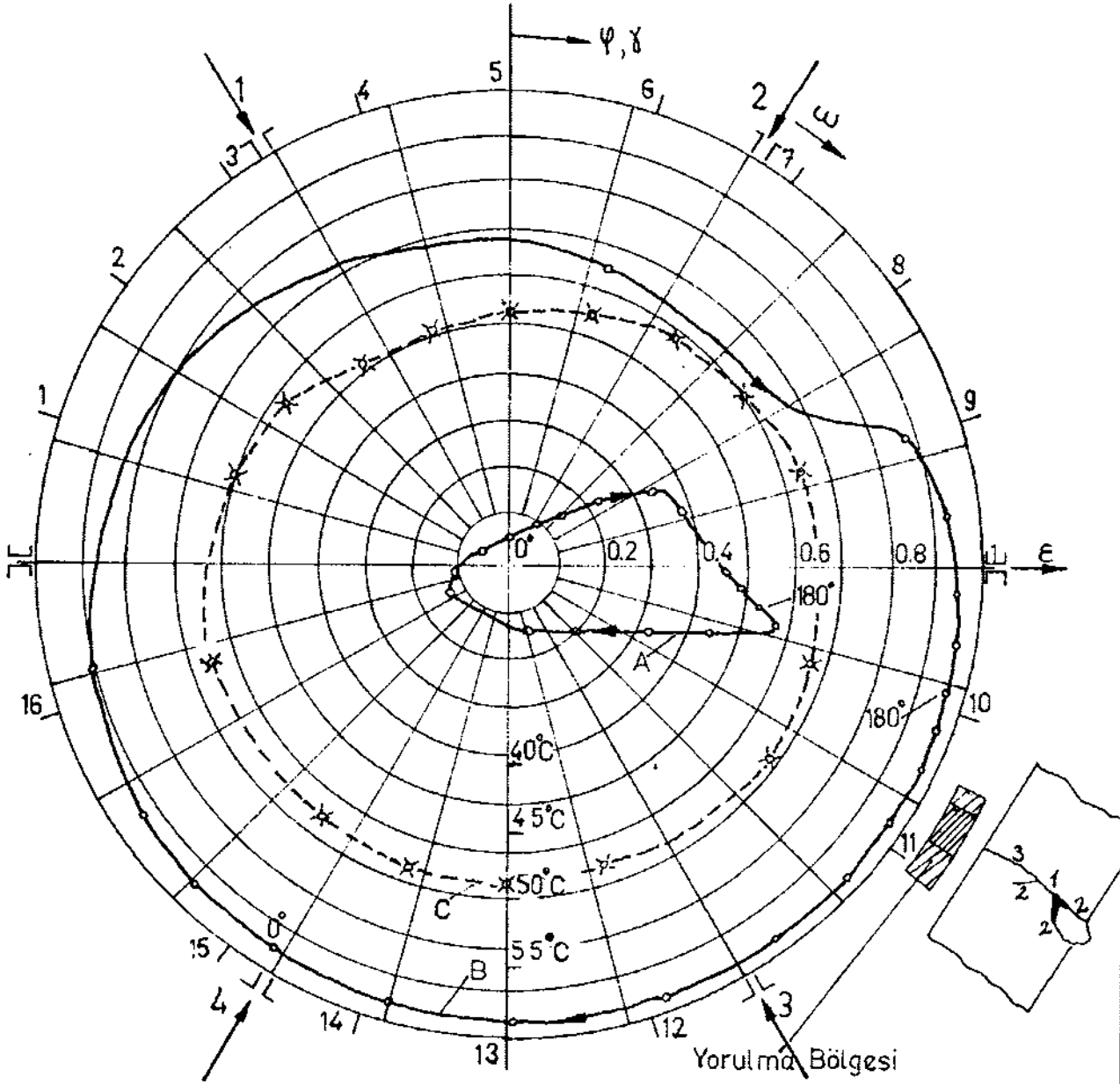


1,2,3,4 - Yağlayıcı Girişleri
1,2,3,...,16 - Sıcaklık Ölçüm Noktaları

Yağ Giriş
Sıcaklığı

A- 40°C'da Sıcaklık Dağılımı
B- 55°C'da " "
C- 60°C'da " "
D- 70°C'da " "

Şekil 35. I Nolu Yük Örneğinde Farklı Yağ Giriş Sıcaklıklarındaki Sıcaklık Dağılımları



A - Polar Yük Diyagramı

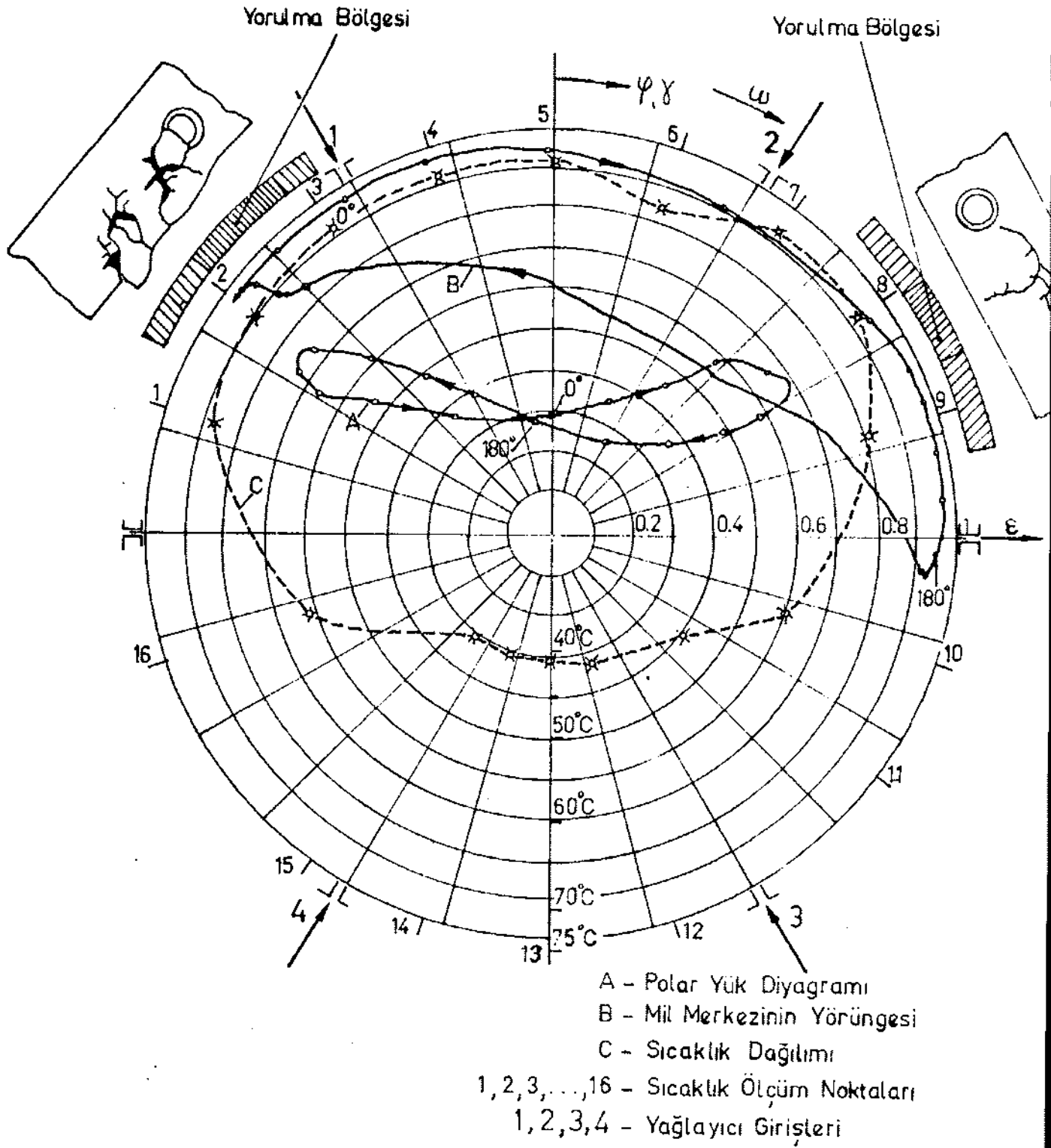
B - Mil Merkezinin Yörüngesi

C - Sıcaklık Dağılımı

1,2,3,...,16 - Sıcaklık Ölçüm Noktaları

1, 2, 3, 4 - Yağlayıcı Girişleri

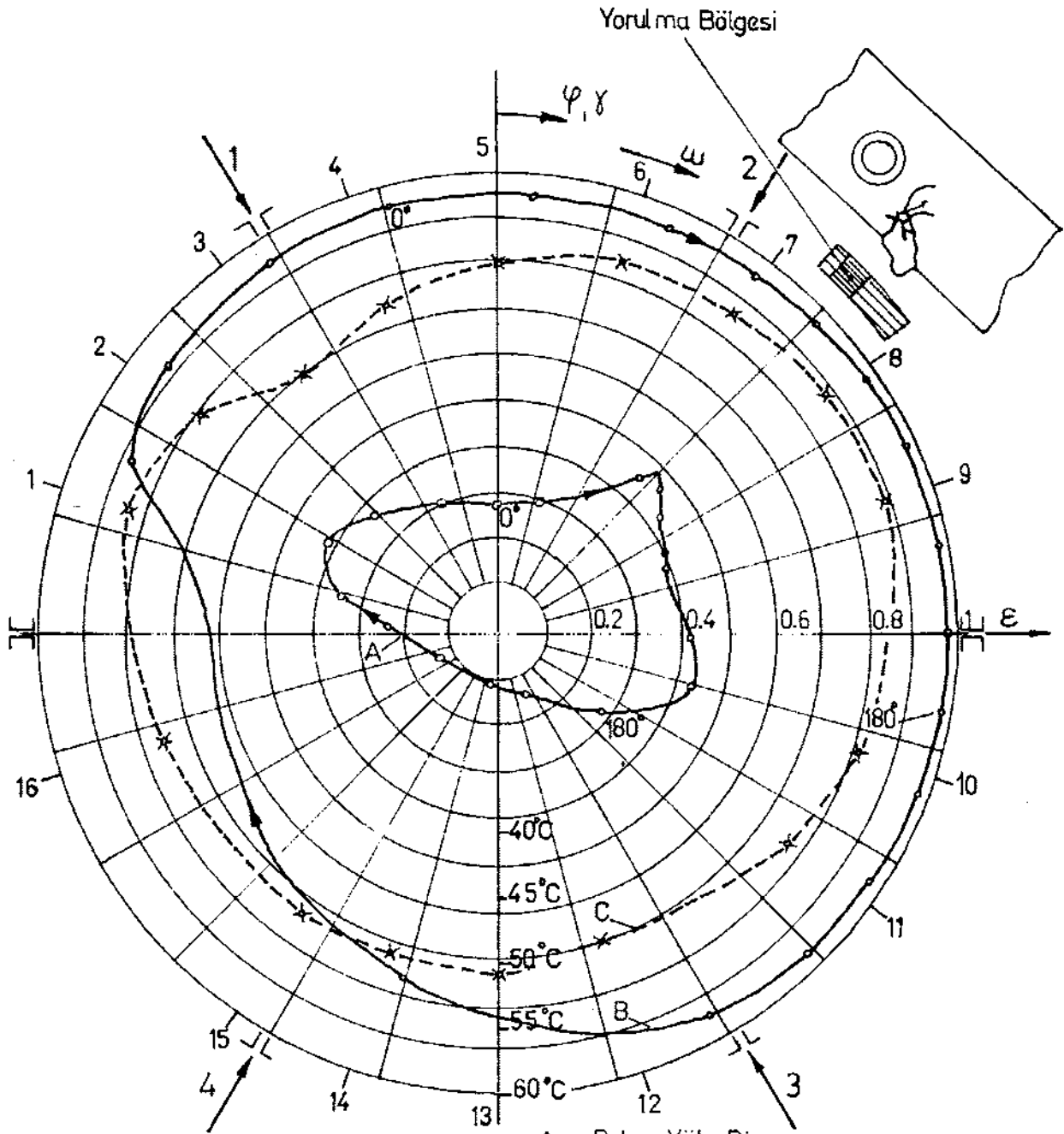
Şekil 36. II Nolu Yük Örneğinde Sıcaklık Dağılımı



Şekil 37. III Nolu Yüklü Örneğinde Sıcaklık Dağılımı

bilmektedir. Yükün sürekli olarak üst yarı zarfa etkimesi nedeniyle burada yağ filmi kalınlığı minimum değerlere erişmekte dolayısıyla sıcaklıkta en büyük değerleri almaktadır. Ayrıca yatakta çevresel yağ kanalının bulunmaması, yağlayıcı yağ çevrede bulunan 4 adet yağdeliği ile yatağa girmesi nedeniyle de yatak yüzeyindeki bölgeler arası sıcaklık farkı büyük değerlere ulaşabilmektedir.

Şekil 38 'de, IV nolu yük örneği etkisinde bulunan, yatak yüzeyindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Yatak yüzeyinde ölçülen en yüksek sıcaklık değeri (9 nolu ölçüm noktasında) 56.5°C , en düşük sıcaklık değeri ise (12 nolu ölçüm noktasında) 49.6°C ve bölgeler arası en büyük sıcaklık farkı ise 6.9°C tır. Mil yörüngesi göz önüne alındığında yağ filminin minimum olduğu bölgede en yüksek sıcaklıklar oluşmakta ve yağ filminin kalınlığının artmasıyla sıcaklıklar da düşmektedir. 1 nolu yağlayıcı giriş deliği çevresinde yağın soğutucu etkisi görülmekte, 2 nolu yağlayıcı girişinde ise, yağ filminin minimum değere yaklaşımı nedeniyle, bu etki ortaya çıkmamaktadır. 3 ve 4 nolu yağlayıcı giriş delikleri çevrelerinde yağ filminin kalınlaşmasıyla daha da düşük sıcaklıklar oluşabilmektedir. Yatak yüzeyinde ölçülen sıcaklık dağılımının genel seyri mil yörüngesine benzer bir eğilim içerisindedir.



Şekil 38. IV Nolu Yük Örneğinde Sıcaklık Dağılımı

7. SONUÇ

Dinamik yüklü radyal kaymalı yatakların değişik parametrelerinin incelenmesini sağlayabilen bir deney düzeneğinin tasarımı yapılarak imalatı gerçekleştirildi. Deney düzeneğinde, test yatağına istenilen şekil ve büyüklüklerde uygulanabilen dinamik yüklerin kontrol edilebilir, ayarlanabilir ve değiştirilebilir olduğu görüldü. Deneylerde kullanılan ölçü ve kontrol araçlarının deneyler boyunca etkin bir şekilde çalışmalarını sağlanabildi, alınan sonuçların tekrarlanabilir ve güvenilebilir olduğu görüldü.

Deneylerde, seçilen yük örnekleri etkisinde milin radyal boşluk içerisindeki yörüngesinin belirlenebilmesi için, Reynolds diferansiyel denkleminin tanımlanan basınç fonksiyonları ile çözümü yapıldı ve bu çözümlerden yararlanarak mil yörüngesini hesaplayan bir bilgisayar programı gerçekleştirildi. Böylece yatağa uygulanan yük, mil merkezinin yörüngesi, yatağın ölçülen çevresel sıcaklık dağılımı ve yatak yüzeyinde oluşan yorulma bölgesi arasındaki ilişkiler ortaya koyulmaya çalışıldı.

Yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Dinamik yüklü kaymalı yataklarda oluşan yüzey yorulmasının başlangıç konumu, aynı yük etkisi altında, yatağın genişlik oranı β 'ya ($\beta = B/D$; B yatak genişliği, D mil çapı) bağlı olarak değişmektedir. Yüzey yorulması, dar yataklarda ($\beta \leq 0.25$) yatağa etkiyen dinamik yükün maksimum değerleri civarında, yatak genişliği arttıkça ($\beta > 0.25$; D mil çapı sabit tutulup, B yatak genişliği değiştirilmektedir) kılcal çatlakların başlangıç noktası yükün dönme yönünde daha sonraki konumlarda ortaya çıkmaktadır. Örneğin genişlik oranı $\beta = 0.252$ 'den $\beta = 0.335$ 'e kadar değiştirildiğinde kılcal çatlakların başlangıç noktaları arasında 10° 'lik bir açısal konum farkı ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında $\beta = 0.335$ 'den $\beta = 0.419$ 'a kadar değiştirildiğinde de benzer şekilde 10° 'lik bir açısal konum farkı oluşabilmektedir. Yani genişlik oranı arttıkça kılcal çatlakların başlangıç konumları arasında da düzgün bir artış gözlenmektedir.

2. Mil yörüngesi göz önüne alındığında, yatakta oluşan ilk kılcal çatlaklar, yağ filminin minimum olduğu konumdan daha önceki bir noktada başlamaktadır. Yatağın çevresel sıcaklık dağılımında ise en yüksek sıcaklıklar minimum yağ filmi bölgesinde oluşmaktadır. Bu durumda yorulmanın başlama noktası maksimum sıcaklık bölgesinde olmakla birlikte, sıcaklığın maksimum olduğu noktadan daha önceki bir konumda ortaya çıkmakta ve kılcal çatlaklar ilk oluştuğu noktadan itibaren yağ filminin minimum ve sıcaklığın maksimum olduğu bölgeye doğru ilerlemektedir. Farklı yükler altında, mil yörüngesinin formuna bağlı olmak üzere, kılcal çatlakların başlama noktası ile minimum yağ filmi konumu arasında 10° ile 25° kadar bir açısal konum farkı olabilmektedir.

3. Yorulma çatlakları aksenal yönde yatak alanının ortasına yakın bir noktada başlamakta aksenal ve çevresel yönde ilerlemektedir.

4. Yatak yüzeyinde oluşan kılcal çatlaklar kesit boyunca yatak zarfına doğru derinleşmekte, ilerleyen kılcal çatlakların birbirine kavuşmaları sonucu oluşan alaşım adacıkları, çevresel yönde yatakta yağ deliği olması halinde yağ deliğine doğru veya aksenal yönde yatak kenarından dışarı doğru kaydırılmaktadır.

5. Yorulma ömrü yataklama alanı ile artmaktadır. Aynı yük etkisi altında kalarak yataklama alanı (BxD) %25 artırıldığında (D mil çapı sabit, yatak genişliği B değiştiriliyor) 2.78 kat, %66 artırıldığında da 6.25 katlık bir yorulma ömrü artışı ortaya çıkmaktadır.

6. Dinamik yüklü radyal kaymalı yataklarda, yatak yüzeyinin çevresel sıcaklık dağılımı, Bozacı [38] ve Goodwin-Holmes'in [39] yaptıkları çalışmalarında da gösterdikleri gibi, milin radyal boşluk içerisindeki yörüngesine benzer bir eğilim içerisindedir. Yatakta maksimum sıcaklıklar minimum yağ filmi bölgesinde, düşük sıcaklık bölgeleri ise yağ filminin kalın olduğu, yağlayıcı yağın soğutucu etkisi nedeniyle, yağ giriş deliği civarında ortaya çıkmaktadır.

7. Belli bir yük örneği altında yağlayıcı giriş sıcaklığı değiştirildiğinde, yatak yüzeyi üzerinde ölçülen sıcaklık değerleri-

nin, çevre boyunca, giriş sıcaklığına bağlı olarak belli bir düzen içinde yükselme veya alçalmalar gösterdiği görülmüştür. Ancak yatak yüzeyindeki bölgeler arası sıcaklık farkında ise büyük bir değişim görülmemiştir.

8. Yatak merkezi etrafında çevresel olarak etki eden polar yüklerde, yük örneği I, II ve IV 'deki gibi, uygulanan yükün genliği arttıkça, yatak yüzeyinde bölgeler arasındaki sıcaklık farkı 6.3°C 'tan 8.1°C 'a kadar artabilmektedir. Eğer yük yalnızca eksen takımının bir tarafında, bir yatak yarı parçasına etki ediyorsa, yük örneği III 'deki gibi, yatak çevresi boyunca bölgeler arası sıcaklık farkı 30°C 'a kadar ulaşabilmektedir. Böyle bir yüklemde, yüklü yarı parçada, yorulmanın hızlandığı gözlenmiştir. Bu hızlanmanın basınç yanında ortaya çıkan sıcaklıktan da kaynaklandığı sanılmaktadır.

9. Deneyler boyunca belirlenen yüzey yorulma ömürleri Tablo 3 de gösterilmiştir. Burada;

F_{max} yatağa uygulanan yükün maksimum genliği, $P_{\text{ort max}} = F_{\text{max}} / (B \times D)$ maksimum ortalama yüzey basıncı, $B \times D$ yataklama alanı, yorulma ömrü yüktekrar sayısıdır.

Tablo 3. Yüzey Yorulma Ömürleri

Yük Örneği	F_{max} (N)	$P_{\text{ort max}}$ (N/mm ²)	$B \times D$ (mm ²)	Yorulma Ömrü, Yük Tekrarı
III B=12 mm	21.830	38,14	572,4	446.400
I B=12 mm	17.300	30,22	572,4	595.200
II B=12 mm	16.485	28,8	572,4	1.041.600
IV B=12 mm	13.450	23,5	572,4	1.116.000
I B=16 mm	17.300	22,67	763,2	1.340.000
I B=20 mm	17.300	18,13	954,0	3.720.000

ANAHTAR SAYFA

Kullanılan Yağ : Shell Tellus 27
Viskozite (50°C da) : 20.03 cP
Milin Dönme Hızı : 1240 dev/dak
Yük Frekansı : 1240 dev/dak

Yatak Boyutları

Yatak çapı : 47,750 mm
Mil çapı : 47,700 mm
Radyal Boşluk : 0,025 mm

0 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0

e Eksantrisite Oranı

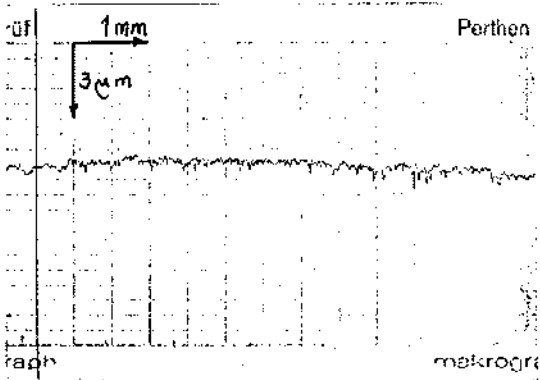
0 7850 15700 23550

Yük (N)

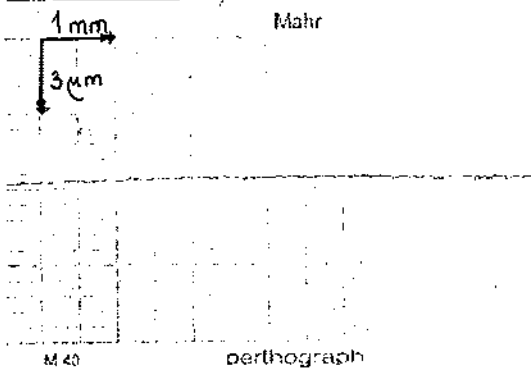
Milin YüzeY Sertliği

: 55 RSD-C

Mil YüzeY Profili



Yatak YüzeY Profili



KAYNAKLAR

1. LANG, O.R.,
KERNEN, I.R. Gleitlagertechnik. Schmiertechnik+Tribologie
26. Jahrgang.1/1979
2. GERSDORFER, O. Werkstoffe für Gleitlager.
VDI-Berichte Nr. 141, 1970
3. BICKEL, E. Die metallischen Werkstoffe des Maschinenbaues
Springer-Verlag, 1964
4. GEDİKTAŞ, M. Bağlama Elemanları
Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu-1976
5. AKKURT, M.
KENT, M. Mekina Elemanları
Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu-1975
6. DİKEÇ, F.,
ENSARİ, C.
KAYALI, E.S. Metalik Malzemelerin Mekanik Deneyleri
İTÜ Metalurji ve Malzeme Bölümü-1978
7. TAUSCHER, H. Dauerfestigkeit von Stahl und Gusseisen.
Çev. Güleç, Ş., Aran, A.
TÜBİTAK, MBEAE Matbaası- Gebze 1983
8. ULUKAN, L. Yağlama Tekniği, Kısım I
İTÜ Makina Fakültesi - 1970
9. GYDE, N. Ermüdungsbrüche in Gleitlagern.
MTZ 31 (1970) 8.
10. LANG, O.R. Gleitlager-Ermüdung unter dynamischer Last.
VDI-Berichte Nr. 248, 1975
11. LANG, O.R.
BROSZEIT, E.
KATZENMEIER, G. Gleitlager-Ermüdungsversuche und Früherkennung
mittels Isotopen.
Forschungsheft Nr. 171, der FVV, 1975
12. HIRANO, F. Fatigue Cracks of Bearing Metals Caused by
Reciprocating Rubbing
Proc. Instn. Mech. Engrs. 1966-67 Vol.181 Pt
13. Failure of Metals by Fatigue.
Australian Symposium, Iron and Coal
Trades Review March 21, 1947
14. HEISEL, U. Messungen an instationär belasteten
Radialgleitlager.
Diss. Karlsruhe 1975
15. FORRESTER, P.G.
CHALMERS, B. Fatigue Testing of Bearing Alloys.
Engineering Jan. 19, 1945

16. HARBORDT, J. Beitrag zur theoretischen Ermittlung der Spannungen in den Schalen von Gleitlagern
Diss. Karlsruhe 1975
17. HILGERS, W. Erkennung der Ursachen von Schäden an dickwandigen Verbundlagern
Schmiertechnik+Tribologie 24.Jahrgang.5/1977
18. LANG, O. Zur Lagerverformung und Temperaturverteilung in dynamisch belasteten Motorengleitlagern.
Schmiertechnik+Tribologie 25.Jahrgang.3/1978
19. İBRAHİM, S.M. Elastic Distortion of Journal Bearing Housing
McCALLION, H. Proc. Instn. Mech. Engr. 1967-68, Vol.182, (Pt 3N) (183-191)
20. BOYER, H.E. Metals Handbook, American Society for Metals,
GALL, T.L. Metals Park, Ohio, 44073, 1985
(Edited by)
21. LOVE, P.P. Functions of Materials in Bearing Operation.
FORRESTER, P.G. I. Mech. E., 1953-1954
BURKE, A.E.
22. THOMPSON, F.C. The Tensile Stresses in a Bearing Metal Cast
KENNFORD, A.S. on to a Strip and the Fatigue Failure of
SEAGER, G.C. Bearings. Engineering Aug. 26. 1938
23. İBRAHİM, S.M. Stresses in Oil Lubricated Bearings.
McCALLION, H. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1969-1970,
Vol. 184, Pt 1 No 3
24. ULUKAN, L. Radial Kaymalı Yatakların Sıvı Sürtünmesi Bölgesindeki Çalışma Durumları Üzerinde Deneysel Bir İnceleme, İTÜ Matbaası Gümüşsuyu-1958
25. PINKUS, O. Theory of Hydrodynamic Lubrication.
STERNLICHT, B. McGraw-Hill Book Company, INC. 1961
26. HAHN, H.W. Das zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung.
Diss. Tech. Hochschule Karlsruhe 1957
27. LANG, O.R. Querbeltete Gleitlager unter instationärer Last. VDI-Berichte Nr. 141, 1970
28. SASSENFELD, H. Gleitlagerberechnungen.
WALTHER, A. VDI-Forschungsheft 441, 1954
29. SOMEYA, T. Stabilität einer in zylindrischen Gleitlagern Laufenden unwuchtfreien Welle.
Diss. Techn. Hochschule Karlsruhe 1962

30. FRÄNKEL, A. Berechnung von zylindrischen Gleitlagern,
Diss. ETH Zürich, Verlag A.G. Gebr. Lehmann
Co. Zürich 1948
31. SCHAFFRATH, G. Das Gleitlager mit beliebiger Schmierspaltfor
Verlagerung des Wellenzapfens bei zeitlich
veränderlicher Belastung-
Diss. Karlsruhe 1967
32. EBERHARD, A. Zur Berechnung der Gleitlager im Verbrennungs
LANG, O. motor mittels elektronischem Digitalrechner
MTZ. Jahrg. 22 Heft 7. Juli 1961
33. RADERMACHER, K. Die Zapfenbewegung des dynamisch belasteten
zylindrischen Gleitlagers
Konstruktion 16, (1964) Heft 6
34. HOLLAND, J. Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse
in Verbrennungs-Kraftmaschinen
VDI-Forschungsheft 475 (1959)
35. HENZE, J. System der Kurbelwellenlagerberechnungen
für Dieselmotoren. (Teil II)
Schmierungstechnik 8 (1977) 12
36. BOZACI, A. Dinamik Yük Uygulayabilen Bir Kaymalı Yatak
BIYIKLIOĞU, A. Deney Düzenliğinin Tasarımı ve İlk Deneysel
Bulgular. 1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat
Kongresi 19-21 Eylül 1984, ODTÜ, Ankara
37. Absolutdruckaufnehmer mit DMS-Meßsystem.
P 3 M Bedienungsanleitung. HBM Darmstadt
38. BOZACI, A. Dinamik Yüklü Kaymalı Yataklarda Sıcaklık
Dağılımı ve Yüzey Yorulması
Doçentlik Tezi. KTÜ. Eylül 1979
39. GOODWIN, G. On Bearing deformation and temperature
HOLMES, R. distribution in dynamically-loaded engine
bearings
I Mech. E. Conf. Tribology-Key to the
Efficient Engine, Jan. 1982
40. ÖZDEN, N. Penetrent muayene, magnetik parçacıklarla
ŞENER, S. muayene, girdap akımları ile muayene,
İKİZER, B. En-frared muayene, Sınai Eğitim ve Geliştirme
Merkezi (SEGEM) Yayın No. 50, Temmuz 1979,
Ankara

FILE: AN5

FORTRAN AI KARADENIZ UNIVERSITESI-BIM

```
C *****
C DINAMIK YUKLU RADYAL KAYMALI YATAKLARDA MIL YORUNGESININ
C BELIRLENMESI
C *****
C
C IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
C REAL*8 SIN,COS,TAN,ATAN,EXP
C DIMENSION TMETIN(15),TARIH(2),AK(370),AY(370),FYUK(370),AKR(400)
C *AYY(400),YY(400),EPS(400),GA(400),EPS3(400),GA3(400),DEPS(400),
C *DGA(400),PID1(400),PIV1(400),DELI(400),SOR1(400)
C
C READ(5,2) DR,BKAY
C WRITE(1,2) DR,BKAY
C 2 FORMAT(2F10.0)
C READ(5,31) D,B,BK,PSI,HTA
C WRITE(1,32) D,B,BK,PSI,HTA
C 31 FORMAT(5F10.0)
C 32 FORMAT(5F10.0)
C DO 12 KI=1,370
C READ(5,10) AK(KI),AY(KI),FYUK(KI)
C 10 FORMAT(3F10.0)
C PRINT *,AK(KI),AY(KI),FYUK(KI)
C WRITE(1,49) AK(KI),AY(KI),FYUK(KI)
C 49 FORMAT(3F15.7)
C IF(AK(KI)) 20,12,12
C 12 CONTINUE
C 20 IS=KI-1
C WRITE(1,51) IS
C 51 FORMAT(2X,'IS=',I6)
C IF(BK) 33,33,34
C 33 ZN=1.
C GOTO 35
C 34 ZN=2.
C 35 BETA=(B-BK)/D/ZN
C PHTA=PSI*PSI/HTA
C
C KRANKIN IKI DERECELİK ACILARINA GORE YUK DEGERLERININ BULUNMASI
C
C YY(1)=FYUK(1)
C AKR(1)=AK(1)
C AYY(1)=AY(1)
C JK=1
C DO 16 I=1,IS
C AY1=AY(I)
C IF(AY1.EQ.360.) AY1=0.
C AY2=AY(I+1)
C AK1=AK(I)
C AK2=AK(I+1)
C Y1=FYUK(I)
C Y2=FYUK(I+1)
C FAY=AY2-AY1
C FY=Y2-Y1
C FK=AK2-AK1
C 29 AR1=AK1+2.
C IF(AR1.GE.AK2) GOTO 17
C JK=JK+1
C AYR=AY2-FAY*(AK2-AR1)/FK
C YR=Y2-FY*(AK2-AR1)/FK
C AYY(JK)=AYR
C AKR(JK)=AR1
C YY(JK)=YR
C AK1=AR1
C GOTO 29
C 17 JK=JK+1
C YY(JK)=Y2
C AYY(JK)=AY2
C AKR(JK)=AK2
C 16 CONTINUE
C IE=JK-1
C PRINT *, 'IE=', IE
C WRITE(1,1212) IE
```

```

C1212 FORMAT('IE=',I6)
C      DJ 99 I=1,IE
C      PRINT *,AKR(I),AYY(I),YY(I)
C      WRITE(1,4001) AKR(I),AYY(I),YY(I)
C4001  FORMAT(3F15.7)
C      99 CONTINUE
C
C      IE YUK DEGERLERI SAYISI
C
C      WRITE(1,41)
C      41  FORMAT('          *   DINAMIK YUKLU KAYMALI YATAKLARDA*,/,
C          1          *   MIL YORUNGESININ BELIRLENMESI *')
C      WRITE(1,42)
C      42  FORMAT('HESABI YAPAN : AYDIN BIYIKLIOGLU *')
C      WRITE(1,43)
C      43  FORMAT('TARİH : 22.11.1985 *')
C      WRITE(1,44) D,B
C      44  FORMAT('YATAK CAPI=',F10.7,'MM YATAK GENISLIGI=',F11.7,' MM*)
C      WRITE(1,1444) BETA,PSI
C      1444 FORMAT('IZAFI YATAK GENISLIGI=',F11.8,3X,'IZAFI YATAK BOSLUGU=',
C      *F11.7)
C      WRITE(1,45) DR,HTA
C      45  FORMAT(' DEVIR SAYISI=',F10.4,' D/DAK          DYN. VİSKOZİTE=',
C      *F11.8,' N=S/M*2')
C      T4=4.*(ATAN(1.))
C      T3=T4/180.
C      OM=3.1415927*DR/30.
C      PRINT *,BKAY,BKAY
C      WRITE(1,46) BKAY
C      46  FORMAT(21H0 KRANK-BİYEL ORANI=,D10.4)
C      D1=0/1000.
C      N1=0
C      IF(YY(I).EQ.0.) THEN
C      EPS0 = 0.3
C      GOTO 399
C      ENDIF
C      S01=YY(I)*PHTA/D1/D1/BETA/OM/ZN
C      EPS0=2./3.1415927*DATAN(0.908*1./BETA+0.348)*DEXP(1.296*BETA+.4
C      1)*DLOG(S01))
C      IF(EPS0.LE.0.95) GOTO 399
C      EPS0=0.95
C      399  EPS(I)=EPS0
C      GA(I)=AYY(I)
C
C      CALL S0D2 (EPS0,BETA,PID,DEL)
C      CALL SV01 (EPS0,BETA,PIV)
C
C      PRINT *,PID,PID,PIV,PIV,DEL,DEL
C      WRITE(1,1111) PID,PIV,DEL
C1111  FORMAT(2X,'PID1=',D16.9,5X,'PIV1=',D16.9,5X,'DEL1=',D16.9)
C      IT=IE-1
C      7171 N1=N1+1
C      K=0
C      60  K=K+1
C      I=0
C      50  I=I+1
C      AKAI=AKR(I+1)-AKR(I)
C      AKA=AKAI*3.1415927/180.
C      OMEG=OM*(1.-BKAY*COS(AKR(I))/SQRT(1.-(BKAY*SIN(AKR(I)))**2))
C      SOR=YY(I)*PHTA/D1/D1/BETA/ZN/OMEG
C      SOR(I)=SOR
C      WRITE(1,3445) YY(I),SOR
C3445  FORMAT('YY=',D16.9,5X,'SOR=',D16.9)
C      GAY=(GA(I)-AYY(I))*T3
C      TRS=ABS(SIN(GAY)/TAN(DEL))
C      TRC=COS(GAY)-TRS
C      PRINT *,GAY,GAY,TRS,TRS,TRC,TRC
C      WRITE(1,6778) GAY
C6778  FORMAT('GAY=',D16.9)
C      DEPS(I)=AKA*SOR*TRC/(2.*PIV)
C      SB=SIN(DEL)
C      SM=SIN(GAY)
C      IF(N1.GE.2) GOTO 2345
C      IF(DEPS(I).LT.0.) SB=1.

```

```

2345 DGA(I)=AKA1*0.5*11.-SCR*5M/(PID*SB1)
C PRINT *,*DEPS=*,DEPS(I),*DGA=*,DGA(I)
C WRITE(1,5667) DEPS(I),DGA(I),TRC,TRS
C 5667 FORMAT(*DEPS=*,F12.6,*DGA=*,F12.6,*TC=*,F11.7,*S=*,F11.7)
C IF(K.LE.9) GOTO 1040
C PRINT *,*K=*,K,*I=*,I
C WRITE(1,1912) K,I
C 1912 FORMAT(*K=*,I2,2X,*I=*,I4)
C WRITE(1,8989)K,I,YY(I),SOR
C 8989 FORMAT(*K=*,I2,2X,*I=*,I4,2X,*YY=*,D14.7,2X,*SOR=*,D14.7)
C PRINT *,*EPS=*,EPS(I),*GA=*,GA(I),*AKR=*,AKR(I)
C WRITE(1,1889) EPS(I),GA(I),AKR(I)
C 1889 FORMAT(*EPS=*,F10.7,2X,*GA=*,F14.7,3X,*AKR=*,F10.4)
1040 J=I+1
EPS(J)=EPS(I)+DEPS(I)
IF(EPS(J).LT.0.) EPS(J)=0.
GA(J)=GA(I)+DGA(I)
GAF=GA(J)-360.
IF(GAF.GE.0.) GA(J)=GAF
EPS2=EPS(J)
IF(GA(J).GT.720.) GOTO 399
CALL SOD2 (EPS2,BETA,PID,DEL)
CALL SVD1 (EPS2,BETA,PIV)

C PRINT *,*PID=*,PID,*DEL=*,DEL,*PIV=*,PIV,*I=*,I
C WRITE(1,588) PID,DEL
C 588 FORMAT(1X,*PID2=*,D16.8,1X,*DEL2=*,D16.8)
C WRITE(1,599) PIV
C 599 FORMAT(*PIV=*,D16.9)
PID1(I)=PID
PIV1(I)=PIV
DEL1(I)=DEL*180./3.1415927
IF(I.NE.(IE-1)) GOTO 3119
EPS(I)=EPS(J)
GA(I)=GA(J)
3119 IF(I.LT.(IE-1))GOTO 50
IF(K.GT.10) GOTO 100
IF(K.GE.2) GOTO 80
DO 70 I=1,IT
EPS3(I)=EPS(I)
GA3(I)=GA(I)
70 CONTINUE
IF(K.LE.2) GOTO 60
IF(K.GT.4) GOTO 100
80 DO 90 I=1,IT
IF(ABS(EPS(I)-EPS3(I)).GT.0.001) GOTO 61
IF(ABS(GA(I)-GA3(I)).GT.0.1) GOTO 61
90 CONTINUE
GOTO 100
61 DO 63 I=1,IT
EPS3(I)=EPS(I)
GA3(I)=GA(I)
63 CONTINUE
GOTO 60
100 WRITE(1,9797) K
9797 FORMAT(*TEKRAR SAYISI K=*,I2)
WRITE(1,110)
110 FORMAT(*
*ACISI **YUK(NI)* *KURANK-ACISI* * EPSILON * * GAMMA * * YUK-
* * SOR * * SOD * * DELTA * * SOV
*)
DO 120 I=1,IT
WRITE(1,9)I,AKR(I),EPS(I),GA(I),AYY(I),YY(I),SOR1(I),PID1(I),
1 DEL1(I),PIV1(I)
9 FORMAT(*I=*,I4,3(F14.6,1X),2(F10.2,2X),F8.5,2X,3(F14.6))
120 CONTINUE
STOP
END

```

```

SUBROUTINE S0D2(EP1,BETA,PI0,DEL)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
REAL*8 SIN,COS,TAN,ATAN,EXP
DIMENSION AC(20),AS(20),AST(20),ACT(20),ACC(20),CC(20),FB(6),
*AB(6),FBY(40),ABY(40),SOM(20),DELTA(20),PZ(17),AKI(17),EPK(19)
ZD=0.
Z=1.-ZD*ZD
T11=4.*ATAN(1.)
T1=T11/180.
EP2=EP1*EP1
BET2=2/(BETA*BETA)
K=0.
FI2=0.
401 M=0.
FI2=FI2-10.
FI=FI2*T1
K=K+1
H=1.-(EP1*COS(FI))
H2=H*H
S2=SIN(FI)*SIN(FI)
RH1=3.*EP2*S2-3.*H*EP1*COS(FI)
FS=-6*EP1*H2*SIN(FI)
BETH=BET2*H2
A=-EP1*0.8
E=-1.
200 M=M+1
RA1=-A*A*H2+RH1
RA2=3.*A*H*EP1*SIN(FI)*COS(A*FI)
FARK=Z*((RA1*SIN(A*FI))-RA2)-BETH*SIN(A*FI)+FS
240 FA=ABS(FARK)
IF(FA.LE.0.00001) GOTO 400
IF(M.GT.90) GOTO 399
IF(M.GT.2) GOTO 201
IF(E) 1229,1230,1230
1229 A1=A
F1=FARK
A=-EP1*0.7
E=0.
GOTO 200
1230 A2=A
F2=FARK
A=-EP1*0.1
E=+1.
GOTO 200
201 IF(E) 229,230,231
229 A1=A
F1=FARK
E=0.
GOTO 2021
230 A2=A
F2=FARK
E=1.
GOTO 2021
231 A3=A
F3=FARK
E=-1.
2021 FB(1)=F1
AB(1)=A1
FB(2)=F2
AB(2)=A2
FB(3)=F3
AB(3)=A3
DO 1119 I=1,3
DO 1119 J=I,3
IF(FB(I).LE.FB(J)) GOTO 1119

```



```

FR=FB(J)
ARA=AB(J)
FB(J)=FB(I)
AB(J)=AB(I)
FB(I)=FR
AB(I)=ARA
1119 CONTINUE
R=FB(1)*FB(2)
IF(R.GT.0) GOTO 5111
5115 F1=FB(1)
A1=AB(1)
F2=FB(2)
A2=AB(2)
IF(ABS(F1).GT.ABS(F2)) AZ=A2
AZ=A1
GOTO 6115
5111 IF(FB(2)) 5113,5115,5115
5113 F1=FB(2)
A1=AB(2)
F2=FB(3)
A2=AB(3)
6115 FF=F2-F1
IF(FF) 6119,6120,6119
6120 FF=ABS(F1)/F1*0.001
6119 B2=(F2*A1-F1*A2)/FF
A=B2
IF(A.GT.0.) GOTO 399
E=1.
GOTO 200
399 A=-EPI*0.35
400 P1=Z*SIN(A*FI)/H*3.
P2(K)=P1
AKT(K)=A
AC(K)=P1*COS(FI)
AS(K)=P1*SIN(FI)
IF(K.LT.17) GOTO 401
AS1=0.
AC1=0.
DO 5555 J=1,17,2
AS1=AS1+AS(J)
AC1=AC1+AC(J)
5555 CONTINUE
AS2=0.
AC2=0.
DO 6666 J=2,16,2
AS2=AS2+AS(J)
AC2=AC2+AC(J)
6666 CONTINUE
SOX=0.077570189*(4.*AC1+2.*AC2)
SOY=0.077570189*(4.*AS1+2.*AS2)
SQ=SQRT(SOX*SOX+SOY*SOY)/4.
PID=SQ
TY=SOY/SOX
TY1=ABS(TY)
DEL1=ATAN(TY1)
SOM(IK)=SQ
DEL=DEL1
DELTA(IK)=DEL
PRINT *,*SOM=*,SOM(IK),*DEL=*,DELTA(IK)
WRITE(1,2222) EPI,SOM(IK),DELTA(IK)
2222 FORMAT(*EPS=*,D16.8,3X,*SOM=*,D16.8,*DELTA=*,D16.8)
DO 4943 IJ=1,17
WRITE(1,3233) EPI,P2(IJ)
3233 FORMAT(*E=*,D16.9,4X,*PBAR=*,D16.9)
4943 CONTINUE
RETURN
END

```

FILE: SVOL FORTRAN A1 KARADENIZ UNIVERSITESI-BIM

```
SUBROUTINE SVO1(EP3,BETA,PIV)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
REAL*8 SIN,COS,TAN,ATAN,EXP
DIMENSION P2C(10),PSC(100),PST(100),FK(4),BK(4)
T21=4.*ATAN(1.)
T1=T21/180.
ZD=0.
Z=1.-ZD*ZD
EP32=EP3*EP3
K=0
F11=10.
700 F11=F11-10
F1=T1*F11
M=0.
KT=0.
ET=EP3
K=K+1
H=1.-EP3*COS(F1)
H2=H*H
IF(F1.EQ.0) GOTO 649
IF(F1.EQ.90) GOTO 650
GOTO 651
649 B=0
GOTO 500
650 B=1
GOTO 500
651 HF2=EP32*SIN(F1)*SIN(F1)
H14=H*H*1.4*COS(F1)
BET2=BETA*BETA
B=-ET*0.4
GOTO 5033
C
600 M=M+1
R11=-B*B*H2+.96*HF2-2.4*H*EP3*COS(F1)
R12=1.8*B*H*EP3*SIN(F1)*SIN(B*F1)
FRK=Z*(COS(B*F1)*R11+R12)-2./BET2*H2*COS(B*F1)+6*H14/2/BETA
PRINT *,*B=*,B,*FRK=*,FRK,*K=*,K,*SV*
C
C
C 122 WRITE(1,122) B,FRK,K,EP3
FB=ABS(FRK)
IF(FB.LE.0.0001) GOTO 500
IF(M.GT.100) GOTO 211
IF(E) 4001,4002,4003
4001 BK(1)=B
FK(1)=FRK
E=0.
B=-ET*0.65
GOTO 600
4002 BK(2)=B
FK(2)=FRK
B=-ET*0.1
E=1.
GOTO 600
4003 BK(3)=B
FK(3)=FRK
DO 1119 I=1,3
DO 1119 J=I,3
IF(FK(I).LE.FK(J)) GOTO 1119
FR=FK(J)
ARA=BK(J)
FK(J)=FK(I)
BK(J)=BK(I)
FK(I)=FR
BK(I)=ARA
1119 CONTINUE
R=FK(1)*FK(2)
IF(R.GT.0) GOTO 5111
```

```

5115 F11=FK(1)
      B1=BK(1)
      F22=FK(2)
      B2=BK(2)
      GOTO 6115
5111 IF(FK(2)) 5113,5115,5115
5113 F11=FK(2)
      B1=BK(2)
      F22=FK(3)
      B2=BK(3)
6115 FF=F22-F11
      IF(FF) 6119,6120,6119
6120 FF=ABS(F11)/F11*0.001
6119 B22=(F22*B1-F11*B2)/FF
      B=B22
      E=1.
      GOTO 600
211 ET1=ET/10
      ET=ET1
      KT=KT+1
      B=-ET*0.8
      M=0
      E=-1
      IF(KT.GT.6) GOTO 500
      GOTO 600
5033 B=0.
500 P2=2*COS(B*F11)*2.*BETA/H**2.4
C PRINT *,*B=*,*J,*FARK=*
C WRITE(1,1212) B,FRK,EP3,P2
C1212 FORMAT(*B=*,D15.9,2X,*F=*,D15.9,2X,*E=*,D10.3,2X,*P=*,D16.9)
      P2C(K)=P2*COS(F11)
      IF(K.LT.9) GOTO 700
      P1CT=0.
      DO 20 J=3,9,2
      P1CT=P1CT+P2C(J)
20 CONTINUE
      PSC1=P1CT*2.+P2C(1)
      PST1=0.
      DO 21 J1=2,8,2
      PST1=PST1+P2C(J1)
21 CONTINUE
      PST2=2*PST1
      S1J=4*PSC1+2*PST2
      SOV=0.077570189*S1J/4.
      PIV=SOV
C PRINT *,*EPS=*,EP3,*SOV=*,PIV
C WRITE(1,1313) EP3,PIV
C1313 FORMAT(*EPS=*,D16.9,5X,*SVO=*,D16.9)
      RETURN
      END

```

ÖZGEÇMİŞ

- 1954 Akçaabat/Trabzon'da doğdu
- 1960-1965 İlk öğrenimini Trabzon İsmetpaşa İlkokulunda,
- 1965-1971 Orta öğrenimini Trabzon Lisesinde tamamladı.
- 1971-1975 K.T.Ü. Makina-Elektrik Fakültesi Makina Bölümünden Makina Mühendisi olarak mezun oldu.
- 1976-1978 M.K.E.K. Çelik Çekme Boru Fabrikasında Presler Bölgesi Bakım-Onarım Şefi olarak görev yaptı.
- 1978-1979 İ.T.Ü. Makina Fakültesinde MMLS (Master) öğrenimini tamamlayıp Makina Yüksek Mühendisi olarak mezun oldu (7 Mayıs 1979). Aynı süre içerisinde bir özel sektör firmasının "Mühendislik Bürosu"nda çalıştı.
- 1979 K.T.Ü. Makina-Elektrik Fakültesi Makina Bölümüne asistan olarak atandı.
- 1980 DAAD 'dan burs temin ederek Almanya'da "Goethe-Institut"e devam etti.
- 1981 Kısa dönem askerlik görevini yaptı. K.Ü. deki çalışmalarını yanında "Mekanizma Tekniği" ve Hassas Cihazlar Tekniği" ile K.Ü. OMY Okulu'nda Makina Elemanları derslerini yürüttü. Halen K.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Bekardır.