

# EKSENEL PİSTONLU POMPA VE MOTORLARDA KAYICI PAPUÇ PERFORMANS ARAŞTIRMASI-AKIŞ VE VİSKOZ GÜÇ KAYBI

**A. Osman KURBAN\***, **Erdem KOÇ\*\*** ve **Fazıl CANBULUT\***

\* Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri

\*\*Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana

## ÖZET

Bu çalışmada, hidrostatik-hidrokinamik yatakların iyi bir uygulama alanı olan, eğik plakalı aksel pistonlu pompa ve motorların performansı üzerinde etkili olan kayıcı pabuçlar incelenmiştir. Bununla ilgili olarak viskoz moment kayıpları, viskoz akışkan kaçağı ve güç kayıp denklemleri elde edilip, değişik çalışma ortamlarında bu karakteristik parametrelerin değişimi ve mukayesesi deneysel olarak incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Aksel pistonlu pompa, Kayıcı pabuç, Deneysel, Güç kaybı

## SLIPPER PERFORMANCE INVESTIGATION IN AXIAL PISTON PUMPS AND MOTORS-FLOW AND VISCOUS POWER LOSSES

### ABSTRACT

In this study, the slippers being the most effective on the performance of swash plate type axial piston pumps and motors, which is a good example of hydrodynamic-hydrostatic bearing applications, have been investigated. With respect to this, having derived the viscous moment loss, viscous flow leakage loss and power loss equations, the variations of these parameters under different operating conditions have been examined experimentally.

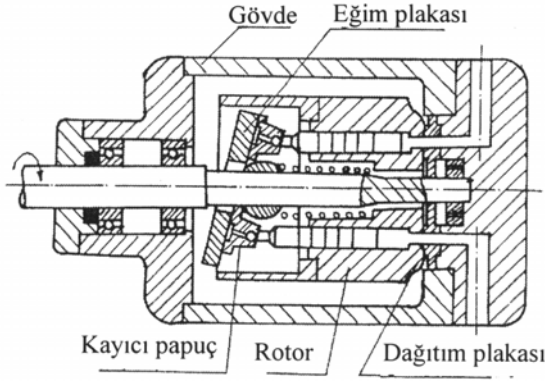
**Key Words:** Axial piston pump, Slipper, Experimental, Power loss

### 1. GİRİŞ

Endüstride, hidrostatik tahrik olarak bilinen sistemlerin enerji üreten elemanları pozitif iletimli pompalardır. Çalışma prensipleri ters olmakla birlikte, aynı özelliklere göre dizayn edilen hidrolik motor ve pompalar, konstrüksiyon bakımından pistonlu, dişli ve paletli olmak üzere üç tiptir.

Erişebilecekleri basınç seviyesinin, diğer tip (dişli ve paletli) pompalardan yüksek olması ve konstrüktif bakımdan değişken debili yapılabilmesinden dolayı, pistonlu pompaların hidrostatik güç iletim sistemlerinde kullanılmaları tercih nedenidir. Bu tip pompalar ise radyal ve aksel pistonlu olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

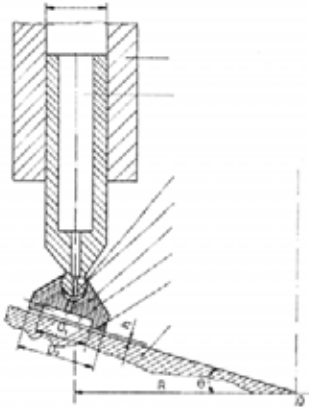
Eksenel pistonlu pompalar pistonların gidip-gelme (emme-basma) hareketini sağlayan yapı türüne göre; temelde eğik bloklu ve eğik plakalı olmak üzere iki şekilde incelenebilir. Eğik plakalı, silindir bloğu dönen tipik bir pompa Şekil 1'de verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi, silindir bloğu döndüğünde piston sonlarında bulunan piston pabucu, sabit olan eğik plakanın yüzeyini izler. Eğimli plakanın açılı olması, pistonların silindirlerde girip-çıkma hareketini yapmasını sağlar. Piston, dönmenin ilk yarısında silindirde geriye doğru hareket ederek, artan bir hacim oluşturur. Dönmenin ikinci yarısında ise pistonun silindirin içine doğru hareket etmesiyle, azalan hacim oluşturarak emilen yağ basılır. Kayıcı pabuçlar, eğim plakası üzerinde kayma hareketini yaparken aynı zamanda pistonların silindirler



Şekil 1. Bloğu dönen eğik plakalı pistonlu pompa

içinde gidip gelme hareketine de yardımcı olmaktadır. Genelde kayıcı pabuçlar, bir yandan kayma hareketine izin vermeli ve bir yandan da pistondan kaynaklanan aksel yükü direnç göstererek, minimum kayıpla yağ filmine sahip olmalıdır.

Yukarıda belirtilen çalışma şartlarının gerçekleştirilebilmesi, kayıcı pabuçlar ile eğik plaka arasında hidrostatik ve hidrodinamik dengenin sağlanması ile mümkündür. Şekil 2 tipik bir hidrostatik yatak şeklindeki pabuç tasarımını göstermektedir. Pabuçların yağlanması kullanılan en yaygın metot, pompadaki yağı kullanmaktır. Bu işe, piston önündeki yüksek basınçlı akışkanın pabuç cebine gönderilmesiyle mümkündür. Pabuç cebi, piston ve pabuca açılan dairesel kesitli kılcal kanal vasıtasıyla, sistemdeki akışkanla doğrudan irtibatlı hale getirilir. Pabuçlar özellikle yüksek basınç bölgesinde, piston üzerine etkiyen hidrolik kuvvetlerden dolayı, eğim plakası üzerine metal-metal temasına neden olacak şekilde kapanmamalıdır. Ayrıca pabuç altında oluşacak hidrostatik ve hidrodinamik kuvvet ve momentler, pistondan etkiyen kuvvet ve momentlerden daha fazla olmamalıdır. Aksi halde yüzeyler gereğinden fazla ayrılacağından iç akışkan



Şekil 2. Eğik plakalı pistonlu pompa kayıcı pabuç kaçığı fazla olacak; bunun sonucunda da hem debi hem de basınç seviyesi düşecektir.

Konu ile ilgili yapılan literatür çalışmalarında; değişik basınç ve farklı geometrik büyüklüğe sahip pabuçların, statik ve dinamik davranışlarıyla ilgili deneysel ve teorik çalışmalar yapmışlardır (Shute ve Turnbull, 1960), (Shute ve Turnbull, 1962), (Shute ve Turnbull, 1964). Burada, hız ve geometrik büyüklüğe göre film kalınlığındaki değişim, aksel rijitlik ve çeşitli çalışma şartlarında meydana gelen kayıp güç değerleri incelenerek, kayıcı pabuç karakteristiklerinin hassas bir şekilde temin edilebileceği gösterilmişlerdir.

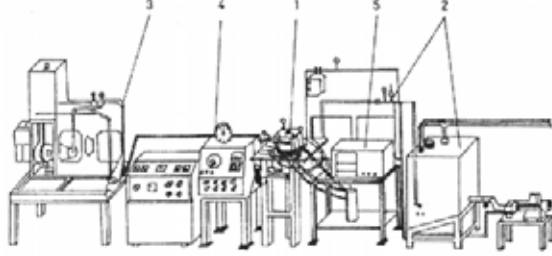
Yapılan diğer bir deneysel çalışmada, pabucun kaldırma ve çalışma performansları incelenmiştir (Croke ve Fisher, 1969). Bir başka çalışmada ise yüzeyin eğilmesi ve kaymanın hidrostatik yatak performansına olan etkileri deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır (Howard ve Newton, 1971). Bu çalışmada deneysel ve teorik çalışmanın uyum içinde olduğu gösterilerek, yağlamanın pabuç performansı için önemi belirtilmektedir. Pabuçların yağlanması düz olmayan yüzeyin önemine değinilen başka bir çalışma da yapılmıştır (Hooke ve Kakoullis, 1981), (Hooke ve Kakoullis, 1983), (Hooke ve Kakoullis, 1987). Pratikte daha çok kullanılan eğimli yüzey tipi, küresel kavisli olması nedeniyle, bu araştırmacılar kavis, eğim, cep basıncı ve dengedeki hassasiyet arasındaki ilişkileri ortaya koymuşlardır. Aynı araştırma da, kayıcıların çalışma grubu teorik ve deneysel olarak incelenmiş ve kayıcıların üzerindeki az bir eğimin sistemin daha dengeli çalışmasına neden olduğunu belirtmektedir. Araştırmaların genişletilmesi için, daha yaygın olarak kullanılan kayıcı orifislerine ve eğimin artırılmasına önem verilen çalışma da yapılmıştır (Hooke ve Lee, 1988). Ayrıca yüzey eğiminin pabuçlarda meydana getirdiği hidrostatik ve hidrodinamik denge durumu ile orifis çapının, pabuç performansına olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir (Koç, 1989), (1990).

Yapılan deneysel çalışmada, eğik plakalı, aksel pistonlu pompa ve motorların performansı üzerinde etkili olan kayıcı pabuçlar incelenmiş, moment kaybı ve viskoz akışkan kaçığı ifadeleri elde edilerek, bu parametrelerin değişimi üzerinde durulmuştur.

## 2. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 2.1. Genel Deney Düzenegi

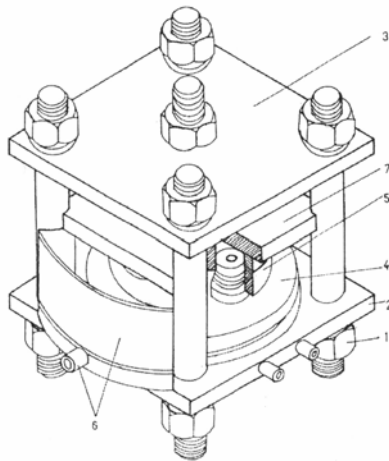
Her ne kadar bahsedilen sistemlerin çalışma parametreleri, yapılan bazı kabuller çerçevesinde teorik olarak bulunabiliyorsa da gerçeğe en yakın değerlerin deneysel olarak tespit edilmesi en sağlıklı bilimsel bir yaklaşımdır.



Şekil 3. Deney düzeneğinin şematik olarak genel görünüşü

Bu amaçla yapılan çalışmada, eksenel pistonlu pompaların veriminde etkili olan kayıcı pabuçların değişik çalışma şartlarındaki performansı deneysel olarak belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için öncelikle deney düzeneğinin tasarımı ile birlikte imalatı gerçekleştirilmiştir.

Burada, pabuçların üzerine kayma hareketi yaptığı sabit eğik plaka yerine, laboratuvar ölçüm kolaylıklarından dolayı, pabuçların silindir bloğu ile birlikte dönmediği, plakanın döndüğü bir tasarım yapılmış ve pabuç ile plaka arasındaki kayma hareketi uygun bir şekilde sağlanmıştır. Tasarım ve imalatı yapılan deney düzeneği, değişik amaçlar (hidrostatik-hidrokinamik yatak ve sızdırmazlık elemanlarının performans testleri vb.) için kullanılacak şekilde düzenlenmiştir. Deney düzeneğinin genel görünüşü, Şekil 3'te gösterilmiştir. Şekilde, pabuçların test edildiği hareketli tabla, silindir bloğu ve tahrik mekanizması (1) düzeneğin temel elemanını oluşturmaktadır. Hidrolik yüklem ünitesi (2), hidrostatik yatağı besleyen hidrolik güç



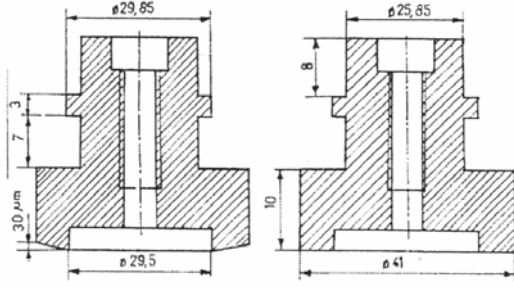
Şekil 4. Hidrostatik-hidrokinamik eksenel yatak ana düzeni

ünitesi (3) ise ana ünitenin iki tarafında yer almaktadır. Bunlara ilave olarak tahrik momentinin kontrollü bir şekilde uygulandığı torkmetre (4) ve değişik fiziksel büyüklüklerin ölçülüp kaydedildiği ölçüm ünitesi (5)'de görülmektedir. Şekil 4'te ana test düzeneğinde yer alan pabuç davranışlarının araştırıldığı hidrostatik ve hidrokinamik kaymalı yatak gibi çalışan yüklem sistemi görülmektedir. Bu ünite saplama ve somunlarla (1) sabitleştirilmiş alt tabla (2) ile üst tabla (3), hidrolik yüklem silindirleri (5) ve pabuçlar ile gerekli sızdırmazlığı sağlayan elemanlardan (6) oluşmaktadır. Alt tablanın üzerinde döner tablanın (4) düzenli çalışması için yerleştirilmiş dairesel cepli hidrostatik yatak bulunmaktadır. Döner tabla ise hareketini bir mil aracılığı ile dişli kutusundan almaktadır.

## 2.2. Kayıcı Pabuçlar ve Özellikleri

Şekil 4'te gösterilen ve pabuç yüklemesi için tasarlanıp imal edilen üç adet silindir yuvasına sahip silindir bloğu, her pabuçun eşit yüklemenebileceği şekilde imal edilmiştir. Silindir yuvası ile pabuç yuvası arasındaki akışkanın, orifis dışındaki bir bölgeden akışını önlemek için, silindir yuvaları hassas bir şekilde tasarlanmıştır. Kapak üzerine açılan bir kanalla hidrolik güç ünitesinden yağın silindirlere gönderilmesi sağlanmıştır. Ayrıca silindir kapağı üzerinde açılan delikler yardımıyla, pabuç üzerine takılı olan orifisler pabuçlar dışarı çıkarılmadan değiştirilebilmektedir. Düşey doğrultuda hareket serbestliğine sahip olan plaka (7), Şekil 4'te gösterilmiş olup, sabit olan üst plakaya bunun montajı yapılmıştır.

Şekil 5'te eksenel pistonlu pompa ve motorlardaki gerçek kayıcı pabuçların çalışma şartları dikkate alınarak, imal edilmiş pabuçlar görülmektedir. Şekildeki pabuçlar; pirinç malzemeden imal edilmiş olup, silindir bloğu iç yüzeyi ile temasta olan kısmına tam sızdırmazlık temin edecek şekilde tolerans verilmiş ve bütün çalışan yüzeylerin pürüzlülük değerlerinin hassasiyeti için gereken özen gösterilmiştir. Ayrıca değişik geometriye sahip



Şekil 5. Kayıcı pabuç örnekleri

orifislerin kolayca monte edilmesini sağlamak amacıyla sistemde pabuç gövdesinde dışer açılmıştır. Deney düzeneğinde değişik fiziksel büyüklükleri ölçebilecek şekilde, çeşitli ölçüm cihazları kullanılmıştır. Tahrik momentinin denetimli bir şekilde uygulanması ve ölçülmesi için ölçü aralığı  $\pm 25$  N m olan bir torkmetre kullanılmıştır.

Bu üniteye DC motorun devir sayısı, torkmetre de yer alan devir ayarlayıcı ile 0-2000 dev/dak arasında değiştirilebilmektedir. Yağ sıcaklığını kontrol altında tutmak için Fe-Co metal çiftlerinden oluşan termo elemanlar kullanılmıştır. Deney düzeneğinin çeşitli bölgelerindeki akışkan basıncının ölçülmesi için Bourdon tipi hidrostatik basınç manometreleri ile kayıcı pabuç cep basıncının ölçümünde basınç transdüseri kullanılmıştır.

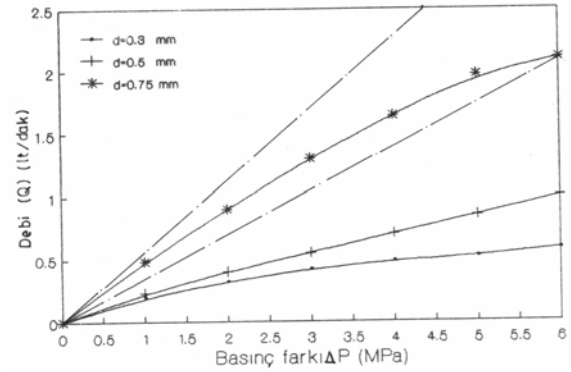
### 2.3. Deney Yöntemi

Kayıcı pabuçlardaki viskoz ve akış güç kayıplarının incelenmesi için iki değişik pabuç profili ve üç değişik orifis çapı değerlendirilerek değişik basınç ve hızlarda çok sayıda deney yapılmıştır. Her deneyde yağ sıcaklığı kontrol edilerek aynı şartlarda deney yapılmasına özen gösterilmiştir.

Silindir bloğuna yağ gönderen basınç denetim valfi ayarlanarak, pabuçların değişik yüklerle yüklenmesi ve her bir yükleme basıncında da döner tablanın devir sayısı değiştirilerek torkmetreden, değişik yük ve devir sayılarındaki moment değeri okunmakta ve ölçekli kap ile kaçak akış miktarları belirlenmektedir. Ayrıca piston yükleme, cep ve hidrostatik yatak basınçları ve bütün termo-elemanların gösterdiği sıcaklıklar kaydedilmektedir. Gerçek pompada, pabuçların her bir dönüşün yarısı esnasında, yüksek basınca maruz kaldıkları bilinmektedir. Bu nedenle, toplama kabında biriken akışkan miktarı ikiye bölünerek sızıntı güç kayıpları hesaplanabilmektedir. Pabucun alt yüzeyi ile plaka arasındaki hareketten dolayı viskoz sürüklenme ve sızıntı güç kaybı olmaktadır. Bu yüzden, o bölgedeki akıştan kaynaklanan kuvvet ve

momentlerin bilinmesi gerekir. Bu amaçla, döner plaka-pabuç arasında viskoz sürüklenme kuvvetinin oluşturduğu moment, tahrik koluna bağlı bir torkmetre ile ölçülmüştür.

Eksenel hidrostatik-hidrokinamik yatak prensibine göre çalışan kayıcı cebine akışkan, piston üstünden cebe açılan bir kanalla gönderilir. Bu ise sabit sınırlayıcı olarak kullanılan kapiler borudan ibarettir (ancak kapiler boru uzunluğu  $L$ , kapiler boru çapı büyüklüğünde olduğu için, bu sınırlayıcıya orifis denilecektir). Kayıcı pabuç ile döner plaka



Şekil 6. Orifis kalibrasyonu

arasındaki yağlama durumu, yüzeyler arasında gönderilen akışkan ile doğrudan ilgilidir.

Burada, 0.3-0.5 ve 0.75 mm gibi üç değişik çapta orifis kullanılmıştır. Kayıcı pabuç deneylerine başlamadan önce, bu orifisler'in kalibrasyonları yapılmıştır. Yağ sıcaklığı 40 °C'de sabit tutularak, üç değişik çaptaki orifisin 6 MPa 'a kadar değişen basınç değerlerinde orifislerden bir dakikada ölçülen akış miktarları belirlenerek, orifis kalibrasyon eğrisi elde edilmiştir.

Orifisteki akışın laminar olduğu kabulüyle ( $Re < 2320$ ) Hagen-Poiseuille formülünün,

$$Q = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \Delta P}{128 \cdot \eta \cdot L} \quad (1)$$

kullanılması mümkündür. Burada  $\Delta P = P_p - P_c$  orifis giriş ve çıkış basınç farkı,  $d$  orifis çapı ve  $\eta$  yağın dinamik viskozitesidir. Şekil 6, tipik kalibrasyon eğrisini göstermektedir. Şekilden, küçük orifis çaplarındaki artış lineer olduğu halde, orifis çapı büyüdükçe, örneğin  $d = 0.75$  mm için eğri parabolik bir şekil almaktadır. Bunun nedeni, akışkanda atalet terimi önem kazanmakta ve kılcal boru özelliğini

ytirmektedir. Bu nedenle, mümkün mertebe orifis çapı  $0.3 \div 0.5$  mm arasında olmalıdır (Koç, 1990).

### 3. TEORİK YAKLAŞIM

#### 3.1. Akışkan Kaçağı ve Pabuç Tahriki

Pabuç alt yüzeyinden dışarı kaçan akışkan miktarı, geometrik büyüklükler ile piston basıncı ve yağın dinamik viskozitesi değerlendirilerek

$$Q = \frac{P_p \cdot \pi \cdot h^3}{3 \cdot \eta \cdot D_2^2 \cdot (1 - D^2)} \quad (2)$$

şeklinde bulunur (Canbulut, 1990). Burada  $\bar{D} = D_1 / D_2$  ve  $\bar{D}_2 = D_2 / D_p$  şeklinde tanımlanan boyutsuz çap ifadeleridir (Şekil 2). Bu eşitlik, pabuç alt yüzeyinden kaçan akışkan miktarını vermektedir. Bir pabucun tahriki için gerekli moment değeri,

$$M = \frac{\pi^2 \cdot \eta \cdot n \cdot R^2 \cdot D_2^2 \cdot (1 - D^2)}{120 \cdot h} \quad (3)$$

şeklinde hesaplanabilir (Canbulut, 1990).

#### 3.2. Pabuçta Güç Kaybı

İncelenen pistonlu pompada her tam dönüşte pistonların yarısında basınç meydana geldiğinden, hidrolik güç kaybı  $0.5 P_p Q$  kadar olur.

Buna göre güç kaybını veren ifade;

$$N_Q = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot P_p \cdot \sec \theta}{6 \cdot \eta \cdot D_2^2 \cdot (1 - D^2)} \quad (4)$$

şeklinde elde edilir. Bulunan bu güç kaybı akış kaybı olarak da değerlendirilebilir. Kayıcı pabucun eğik plaka üzerinde R yarıçaplı bir yolu takip ettiği bilinmektedir (Şekil 2). Kayıcı pabuç ile eğik plaka arasındaki viskoz güç kaybını veren ifade, Şekil 2 değerlendirilerek,

$$N_v = \frac{\pi^3 \cdot \eta \cdot n^2 \cdot R^2 \cdot D_2^2 \cdot (1 - D^2)}{3600 \cdot h} \quad (5)$$

şeklinde elde edilir.

## 4. DENEYSEL BULGULAR VE İRDELEME

### 4.1. Genel Yaklaşım

Değişik çalışma parametrelerinde, düz ve konik pabuçlar için deneysel olarak bulunan moment ve sızıntı değerleri kullanılarak, ortalama yağ film kalınlığının bulunması mümkündür. Bunun için akış (sızıntı) ve moment eşitliklerinin (2 ve 3 eşitlikleri) birlikte değerlendirilmesi gerekir.

Bu eşitliklerde viskozite ortak fiziksel bir büyüklüktür. Bu iki denklemden viskozitenin birlikte değerlendirilmesi ile viskoziteden bağımsız,

$$h^2 = \frac{360 \cdot Q \cdot M}{\pi \cdot n \cdot P_p \cdot R^2 \cdot D_p^2} \quad (6)$$

ortalama film kalınlığını veren ifade elde edilir. Bu eşitlikte; deneysel olarak ölçülen sızıntı ve moment değerleri geometrik büyüklüklerle birlikte değerlendirilerek, h'nın etkili değeri bulunur. Bulunan bu değer kullanılarak (2 ve 3 eşitliklerinde yerine yazılarak) viskozite elde edilir. Geliştirilen bu program ile her bir çalışma parametresi için viskozite ve film kalınlığı belirlenerek kayıt edilmektedir. Deneysel olarak bulunan h ve  $\eta$  değerleri (4) ve (5) eşitliklerinde değerlendirilerek, kayıp güç büyüklükleri bulunabilmektedir.

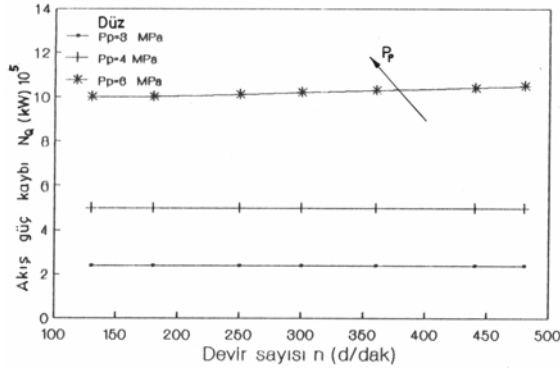
### 4.2. Akış Güç Kaybı

Teorik akış güç kaybını veren ifadeye göre, film kalınlığı h'nın büyümesi akış güç kaybının artmasına, viskozite  $\eta$ 'nin büyümesi ise güç kaybının azalmasına neden olmaktadır.

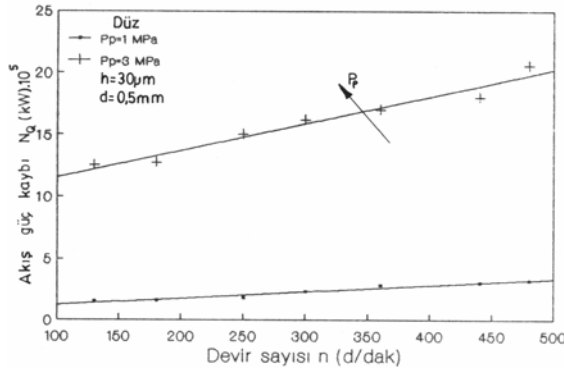
Yukarıda açıklandığı gibi deneysel olarak ölçülen moment ve debi değerlerinden faydalanılarak tespit edilen film kalınlığı ve viskozite dikkate alınarak Şekil 7 elde edilmiştir. Burada, akış güç kaybı ile devir sayısı ilişkisi aynı orifis çapına sahip ( $d=0.5$  mm) düz pabuçta, farklı yüklem basınçlarındaki değerler dikkate alınarak incelenmiştir. Burada, aynı işletme şartlarında basıncın artması ile akış güç kaybı da artmaktadır. Ancak devir sayısının artması ile akış güç kaybında meydana gelen artış oldukça küçüktür. Şekil 8' de ise yine düz kayma yüzeyli pabuçta orifis çapı  $d=0.5$  mm iken ve film kalınlığı  $h=30$   $\mu\text{m}$ 'de sabit kabul edilerek ölçülen moment ve sızıntı değerleri dikkate alınarak, akış güç kaybının devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Buradan da görüldüğü gibi devir sayısının artması ile akış güç kaybındaki artış büyükmektedir.

Bu iki şekildeki pabuç davranışı incelendiğinde, aynı çalışma hızında ve sistem basıncında farklı güç kayıpları gözlenebilmektedir.

Bunun nedeni ise Şekil 8’deki değerler elde edilirken film kalınlığının sabit kabul edilmesidir. Gerçek sistem davranışı ise Şekil 7’de verilmiştir. Daha önceki yapılan çalışmalarda film kalınlığının sabit kabul edilmesi, yaklaşımın doğru olmadığını göstermektedir.

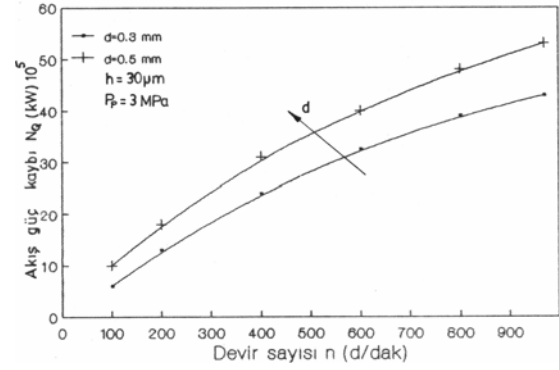


Şekil 7. Akış güç kaybı devir sayısı ilişkisi



Şekil 8. Akış güç kaybı-devir sayısı ilişkisi

Benzer davranışlar, konik kayma yüzeyli pabuçta da incelenmiş olup, sabit ve değişken film kalınlıklarında, değişik sistem basıncı ve orifis çaplarındaki akış güç kaybı gözlenmiştir. Seçilmiş konik kayma yüzeyli pabuç davranışı Şekil 9’da gösterilmiştir.

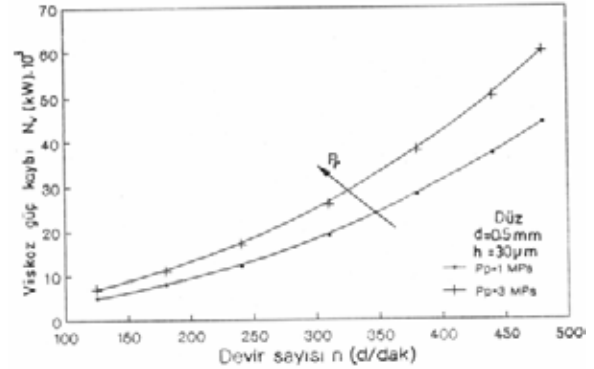


Şekil 9. Akış güç kaybı-devir sayısı ilişkisi

### 4.3. Viskoz Güç Kaybı

Viskoz akış kaybında olduğu gibi film kalınlığının belirli bir değerde tespiti halinde, çalışma parametreleri ile güç kaybı ve film kalınlığının sistemde otomatik olarak ayarlandığı durum dikkate alınarak, pabuç davranışı deneysel olarak incelenebilir. Sabit film kalınlığındaki devir sayısı-viskoz güç kaybı ilişkisi Şekil 10’da verilmiştir.

Değişken film kalınlığındaki düz profilli pabucun, 0.5 mm’lik orifis ile farklı basınçlarda; devir sayısı-viskoz güç kaybı ilişkisi de Şekil 11’de verilmiştir.

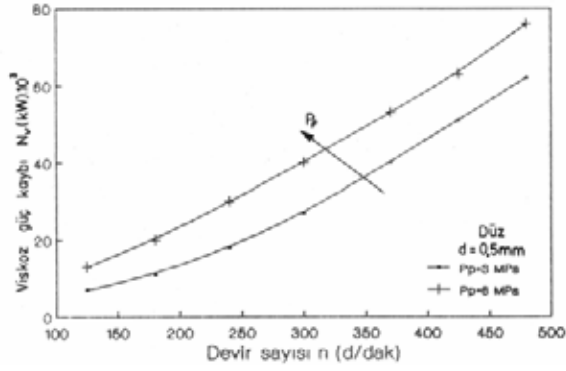


Şekil 10. Viskoz güç kaybı-devir sayısı ilişkisi

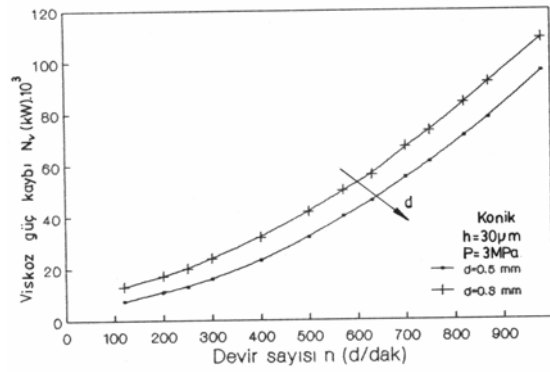
Yine burada da görülebileceği gibi devir sayısı ile bütün basınçlarda viskoz güç kaybı artış göstermekte, ayrıca basınç artışı da güç kaybını arttırmaktadır.

Bu da beklenen bir davranıştır. Aynı çalışma; parametrelerdeki eğriler mukayese edildiğinde çok büyük bir değişimin olmadığı gözlenmektedir.

Çalışma sadece düz profilli pabuç için olmadığından, konik yüzeyli pabuç için de aynı parametrelerin etkileri incelenmiş ve Şekil 12’deki davranış elde edilmiştir.



Şekil 11. Viskoz güç kaybı-devir sayısı ilişkisi



Şekil 12. Viskoz güç-kayı-devir sayısı ilişkisi

Beklendiği gibi orifis çapının büyümesi yatak cep kısmına ve hidrodinamik çalışma alanına sevk edilecek olan akışkan miktarını artırmakta, bu ise hidrodinamik etkiyi azalmaktadır. Devir sayısının artması ile, güç kaybı artmakta, bu durum ise viskoz güç kaybının azalmasına neden olmaktadır.

## 5. SONUÇ

Çalışmada hedeflenen, değişik çalışma şartlarında, pabuç-plaka sisteminde viskoz güç kaybı, akış kaybı, tahrik momenti gibi büyüklüklerin ölçümleri gerçekleştirildi. Çalışmada, kayıcı yüzey profilinin güç kayıpları üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Aynı çalışma şartlarında, düz yüzey profiline sahip pabucu tahrik etmek için gerekli moment, konik pabuca göre fazladır. Bunun nedeni ise yüzeye iyi bir yağlama için gerekli formun verilmemiş olmasındandır.

Hızın artmasıyla sızıntıda bir artışın olduğu deneysel olarak ölçülmüştür. Sızıntının artması pabuç altına gönderilen yağlama yağını artırdığından, tahrik momentinde hıza bağlı olarak meydana gelen değişim daha düşük bir artışla gerçekleşmektedir. Aynı çalışma şartlarında orifis çapı küçüldükçe, tahrik momentinin değeri büyümektedir. Bu durum

orifis çapının küçülmesiyle yatak cebine gönderilen akışkanın kısılmasından kaynaklanmaktadır.

## 6. SEMBOLLER

d	Orifis çapı
h	Film kalınlığı (pabuç ile plaka arasında)
n	Devir sayısı
$D_1$	Pabuç iç çapı
$D_4$	Pabuç dış çapı
$D_p$	Piston çapı
D	$D_1 / D_2$ boyutsuz kayıcı çapı
$D_4$	$D_2 / D_p$ boyutsuz çap
M	Bir piston için tahrik momenti
$N_Q$	Akış güç kaybı
$N_v$	Viskoz güç kaybı
P	Basınç
$P_c$	Cep basıncı
$P_p$	Piston basıncı
R	Rotor yarıçapı
$\Delta P$	Basınç farkı
Q	Debi
$\theta$	Eğik plaka eğim açısı
$\eta$	Viskozite
İndisler	
1	İç çap
4	Dış çap
p	Piston çapı
Q	Akış güç kaybı
v	Viskoz güç kaybı
c	Cep basıncı
p	Piston basıncı

## 7. KAYNAKLAR

- Canbulut, F. 1990. Eğik Plakalı Eksenel Pistonlu Pompalarda Hidrostatik-Hidrodinamik Prensipli Pabuçların Teorik ve Deneysel Analizi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri.
- Crook, A., Fisher, M. 1969. An Investigation into the Dynamic Behaviour of Hydrostatic Slipper Bearings, BHRA RR 1023.
- Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P. 1978. The Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps, **Proc. of the Fifth Inter. Symposium on Fluid Power**, paper B2, 13-26.
- Hooke, C. J. and Kakoullis., Y. P. 1981. The Effects of Centrifugal Load and Ball Friction on the Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps, **6 th International Fluid Power Symposium**, paper D2, 179-191.
- Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P. 1983. The Effects of Non-Flatness on The Performance of Slippers in

Axial Piston Pumps, **Proc. Inst. Mech. Eng.**, 197 C, 239-247.

Hooke, C. J. and Li, K. Y. 1988. The Lubrication of Over-Clamped Slippers in Axial Piston Pumps-Centrally Loaded Behaviour., **Proc., Inst. Mech. Eng.**, 202, 287-293.

Howarth, R. B. and Newton, M. J. 1971. "Investigation of the Effects of Tilt and Sliding on the Performance of Hydrostatic Thrust Bearings", **Conf. On Externally Pressurized Bearings**, I. Mech. E.

Koç, E. 1989. An Experimental Investigation into the Performance of Offset Loaded Hydrostatic Slippers in Axial Piston Pumps-The Effect of Overclamp Ratio, Doğa, T. *Journal of Eng. and Environ.*, 13 (3), 333-352.

Koç, E. 1990. An Experimental Investigation into the Performance of Hydrostatic Slipper in Axial Piston Pumps-The Effect of Orifice Size. Doğa, T. *Journal of Eng. and Env.* 14 (4), 505-514.

Shute, N. A., Turnbull, D. E. 1964. Review of Some Recent Developments In the Design of Axial Piston Machines, The British Hydromechanics Research Association, TN 793.

Shute, N. A., Turnbull, D. E. 1960. An Experimental Study of the Lift of Simple Hydrostatic Slipper Bearing, BHRA. RR 659.

Shute, N. A., Turnbull, D. E. 1962. The Losses of Hydrostatic Slipper Bearings Under Various Operating Condition., BHRA. RR 743.