

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAİRESEL CEPLİ HİDROSTATİK EKSENEL KAYMALI
YATAKLARIN PERFORMANSINDA ETKİLİ OLAN
PARAMETRELERİN OPTİMUM TASARIMI**

**Tezi Hazırlayan
Burçin ERDOĞUŞ**

**Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Fazıl CANBULUT**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Ağustos 2008
KAYSERİ**

Yrd. Doç. Dr. Fazıl CANBULUT danışmanlığında **Burçin ERDOĞUŞ** tarafından hazırlanan “**Dairesel Cepli Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Performansında Etkili Olan Parametrelerin Optimum Tasarımı**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

05.08.2008

JÜRİ:

Başkan : Doç.Dr. Şahin YILDIRIM

Üye : Doç. Dr. Cem SİNANOĞLU

Üye : Yrd. Doç.Dr. Fazıl CANBULUT

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 05/08/2008 tarih ve 2008/23-52 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

05/08/2008
N. Ayıldız
Prof. Dr. Nusret AYILDIZ

Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Yaptığım çalışmalarda, bana büyük destek veren danışmanım ve tez hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Fazıl CANBULUT 'a teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım süresince, bana yardımcı olan Sayın Yrd. Doç Dr. Alper BAŞTÜRK ve Arş. Gör. Mustafa YILDIRIM'a, manevi destekleriyle her zaman yanımda olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Burçin ERDOĞUŞ

DAİRESEL CEPLİ HİDROSTATİK EKSENEL KAYMALI YATAKLARIN PERFORMANSINDA ETKİLİ OLAN PARAMETRELERİN OPTİMUM TASARIMI

Burçin ERDOĞUŞ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2008

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Fazıl CANBULUT

ÖZET

Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik güç iletim sistemlerinin kaçınılmaz elemanı olan eksenel pistonlu pompaların ve bunların kritik elemanı olan kayıcı pabuç ve dağıtım plakaları hidrostatik-hidrodinamik çalışma prensibine göre tasarlanmaktadır. Bu sistemlerin çalışma parametreleri, yapılan bazı kabuller çerçevesinde teorik olarak bulunabiliyorsa da gerçeğe en yakın değerler şüphesiz ki deneysel tespitlerle mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada, dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların performansında etkili olan çalışma şartları ve geometrik büyüklüklerin değişimi için daha önce yapılan deneysel tespitlerden faydalanılarak teorik analiz gerçekleştirilmiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda, yatak konstrüksiyonunun çalışma şartlarına uygun olan optimizasyona göre yapılması gerektiği belirlenmiştir. Buna göre, hidrostatik kaymalı yataklarda çalışılan sisteme göre yatak için gerekli olan toplam güç ihtiyacının minimum ve hidrostatik sistem rijitliğinin maksimum olması gereken iki farklı optimizasyon işlemi tespit edilmiştir.

Deneysel çalışmalarda dirençli tip hidrostatik yatak sistemi kullanıldığından, bu sistemler için bilinmesi gereken büyüklükler olan çalışma faktörleri; yük taşıma kabiliyeti, yağ debisi ve toplam güç ihtiyacı denklemleri hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır. Bu çalışma faktörlerinin performansında etkili olan üç tasarım değişkeni belirlenmiştir. Bu değişkenler;

- Pompa ve cep basıncına etki eden kılcal boru (veya orifiz) çapı,

- Hidrostatik-hidrodinamik yatak alanını belirleyen yatak yarıçap oranı,
- Yağ debisi ve sürtünmeye harcanan güce etki eden devir sayısı

olarak belirlenmiştir.

Hidrostatik yataklarda gerekli olan toplam güç ihtiyacını minimum yapmak için yapılan teorik analizler sonucunda, optimum yarıçap oranı ve kılcal boru çapı değerleri elde edilmiştir. Hidrostatik sistem rijitliğinin maksimum olması için yük taşıma kapasitesine göre yağ film kalınlığı eğrisi analiz edilerek tasarım değişkenlerinin optimum değerleri tespit edilmiştir.

Mühendislik problemlerinde optimizasyon amaçlı kullanılan genetik algoritmalar olasılık temelli çözüm aramaktadır. Bu çalışmada, daha önce yapılan deneysel analiz sonuçlarını teorik analiz kapsamında değerlendirmek amacıyla, genetik algoritma optimizasyon yöntemi kullanılarak çoklu kriter analizi gerçekleştirilmiştir.

Genetik algoritma yardımıyla elde edilen sonuçların teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu değerler verdiği gözlenmiştir. Bir başka deyişle, deneysel analiz yapacak olan araştırmacı için, çalışma şartları ve tasarım değişkenleri sınır aralığı tanımlanarak dairesel cepli eksenel hidrostatik kaymalı yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacı maksimum sistem rijitliği ile birlikte analiz etme kolaylığı sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yataklar, yapay zeka optimizasyon algoritmaları, genetik algoritma

OPTIMAL DESIGN OF EFFECTIF PERFORMANCE PARAMETERS ON THE CIRCULAR POCKETS HYDROSTATIC THRUST BEARINGS

Burçin ERDOĞUŞ

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, August 2008

Thesis Supervisor: Ast. Prof. Fazıl CANBULUT

ABSTRACT

In industrial applications, axial piston pumps which are the inevitable elements of hydraulic power generating and transmissions systems slipper pads and port plates that are the critical elements of this type pumps are designed also by using hydrostatic-hydrodynamic working principle. The working parameters of these systems mentioned above can be obtained theoretically in the range of same approximations experimental achievement of the most realistic is the best scientific method.

In this study, the theoretical analysis is realized which experimental determinations is done more earlier, for the working parameters and geometric magnitude changes the effects of circular pocket axial hydrostatic bearings performance. Theoretical and experimental working results, a bearing construction is analysed according to the optimization which becomes appropriate to working conditions has been determined. According to, two different optimizations are realized for this hydrostatic bearings need the minimum total power and maximum hydrostatic system rigidity.

In this experimental works a hydrostatic resistant variety of bearing system is used and is known for these systems magnitudes the working factors; load carrying capacity, oil quantity and total power of bearing system are calculated with computer programme. Three design variables has been determined the effects of performance of this working factors. These variables are;

- the capillary tube that is effected of pump and pocket pressures,
- bearing radius ratio that is determined of hydrostatic – hydrodynamic bearing area,
- revolutions that is effected of oil quantity and frictional power loss.

Optimal radius ratio and capillary tube values are obtained that theoretical analysis results for the purpose of minimum total power of hydrostatic bearings. Optimal design variables are determined for maximum hydrostatic system rigidity that is analysed of load carrying capacity for oil quantity graphic.

The purposed of genetic algorithms that is based the heuristic solution, is used for engineering problems. In this study, evaluate the experimental analysis results which are investigated earlier at the theoretical analysis extent with its aim, genetic algorithm optimization method while used the multi criter analysis has been realized.

Genetics algorithm optimization results which are analysed handmade give harmonious with the results theoretical and experimental values that has been waited. On the other hand, an experimental analysis for a researcher whom becomes and work their condition and design variables while defined the limit gap and easily analysis of together the circular pocket hydrostatic bearing which becomes necessary for a minimum total power and maximum hydrostatic system rigidity.

Keywords: Circular pockets hydrostatic thrust bearings, artificial intelligence optimization algorithms, genetic algorithm.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	i
TEŞEKKÜR.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii
1. BÖLÜM	
GİRİŞ	1
1.1 Kaymalı Yataklar	3
1.2 Hidrodinamik Kaymalı Yataklar.....	4
1.2.1 Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklar	4
1.2.2 Hidrodinamik Eksenel Kaymalı Yataklar	5
1.3 Hidrostatik Kaymalı Yataklar	5
1.3.1 Hidrostatik Yataklarda Kullanılan Pabuç ve Cep Şekilleri.....	7
1.3.2 Hidrostatik Yağlanmanın Avantajları	8
1.3.3 Hidrostatik Yağlamanın Sakıncaları	8
2. BÖLÜM	
TEORİK ANALİZ	9
2.1 Giriş.....	9
2.2 Yağ Debisi.....	11
2.3 Viskoz Moment Kaybı ve Güç Hesabı	15
2.4 Hidrostatik Sistem Rijitliği	17
2.5 Sıcaklık.....	17
2.6 Dirençli Hidrostatik Sistemlerin Çalışma Faktörlerinin İncelenmesi	18
2.7 Teorik Analiz Sonuçları	21

3. BÖLÜM

DENEYSEL ANALİZ	30
3.1 Giriş.....	30
3.2. Deneysel Analiz Sonuçları	35

4. BÖLÜM

MÜHENDİSLİK OPTİMİZASYONU VE

GENETİK ALGORİTMA YÖNTEMİ	43
4.1 Optimizasyon Nedir?	43
4.2 Mühendislik Optimizasyonunda Yapay Zekâ Algoritmaları	44
4.3 Genetik Algoritmalar ve Uygulama Alanları	46
4.3.1 Genetik Algoritmaların Temel Teoremi.....	47
4.3.2 Genetik Algoritma Aşamaları	48
4.3.3 Genetik Algoritmalarda Parametre Seçimi	50
4.3.4 Genetik Algoritmanın Uygulama Alanları.....	51
4.4 Optimizasyon Çalışmaları	53
4.4.1 Minimum Toplam Güç İhtiyacı Optimizasyonu	53
4.4.2 Maksimum Hidrostatik Sistem Rijitliği Optimizasyonu	55
4.4.3 Genetik Algoritma Optimizasyonu	56

5. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER	64
KAYNAKLAR	69
EKLER	71
EK-1	71
Teorik Analiz için Hazırlanan Bilgisayar Programı	
EK-2	74
ÖZGEÇMİŞ	75

KISALTMALAR VE SİMGELER

$\omega =$ Açısal Hız

$P_{\max} =$ Maksimum Yükleme Basıncı

$h =$ Yağ Film Kalınlığı

$R_{t1}, R_{t2} =$ Her İki Yüzeyin Maksimum Pürüzlülüğü

$U =$ Film Tabakası Hızı

$U_m =$ Ortalama Akış Hızı

$r_i =$ Yatak İç Yarıçapı

$r_d =$ Yatak Dış Yarıçapı

$p_c =$ Cep Basıncı

$p_p =$ Pompa Basıncı

$Q_r =$ Radyal Doğrultudaki Akış Debisi

$\eta =$ Yağın Viskozitesi

$Q_k =$ Kılcal Borudan Geçen Akışkan Debisi

$W =$ Yük Taşıma Kapasitesi

$K_f =$ Boyutsuz Kuvvet Katsayısı

$M_s =$ Sürtünme Momenti

$K_s =$ Sürtünme Gücü Katsayısı

$A =$ Yatak Dış Alanı

$P_{\text{sürtünme}} =$ Sürtünme Güç Kaybı

$P_{\text{pompa}} =$ Pompa Gücü

$q =$ Akışkan Debisi

P_{toplam} = Toplam Güç İhtiyacı

K_f = Kuvvet Katsayısı

n = Devir Sayısı

k = Hidrostatik Sistem Rijitliği

Δt = Sıcaklık Artışı

c_o = Yağın Özgül Sıcaklığı

ρ = Yağın Yoğunluğu

t = Yağın Sıcaklığı

K_k = Kısıtlayıcı Katsayısı

l = Kılcal Boru Uzunluğu

d = Kılcal Boru Çapı

R_k = Hidrolik Direnç

K_y = Yatağın Direnci

D_h = Sistem Direnci

h_{opt} = Optimum Yağ Film Kalınlığı

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Teorik Hesaplar için Kullanılan Değer Tablosu	22
Tablo 4.1. Toplam Güç İhtiyacının Analizinde Kullanılan Deneysel Değerler.....	53
Tablo 4.2. Tasarım Değişkenlerinin Onluk Sayı Sistemine Çevrimi.....	58
Tablo 4.3. Deneysel ve Teorik Analiz Sonuçlarına Göre Belirlenen Optimum Çalışma Şartları ve Tasarım Değişkenleri.....	60

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Hidrodinamik yağlamanın oluşması	4
Şekil 1.2. Dirençsiz hidrostatik sistem	5
Şekil 1.3. Dirençli hidrostatik sistem	6
Şekil 1.4. Hidrostatik yataklarda kullanılan pabuç şekilleri	7
Şekil 1.5. Hidrostatik yataklarda kullanılan cep şekilleri	7
Şekil 2.1. Sıvı sürtünmesi ve hız dağılımı	9
Şekil 2.2. Yağ tabakasındaki hız oluşumu	10
Şekil 2.3. Elemanter akış elemanına etki eden kuvvetler	12
Şekil 2.4. Sıvı sürtünmesi ve hız dağılımı	13
Şekil 2.5. Kısıtlayıcı katsayısının kılcal boru çapına göre değişimi	19
Şekil 2.6. Sistem direncinin kılcal boru çapına göre değişimi	20
Şekil 2.7. $Dh \cdot h$ ifadesinin boyutsuz basınç oranına göre değişimi	21
Şekil 2.8. Boyutsuz geometrik katsayıların - boyutsuz basınç oranı değişimi	22
Şekil 2.9. Yağ film kalınlığı – yarıçap oranı değişimi	23
Şekil 2.10. Yağ debisi – yarıçap oranı değişim	23
Şekil 2.11. Sürtünme güç kaybı – yarıçap oranı değişimi	24
Şekil 2.12. Pompa gücü - yarıçap oranı değişimi	25
Şekil 2.13. Toplam güç ihtiyacı - yarıçap oranı değişimi	25
Şekil 2.14. Hidrostatik sistem rijitliği - yarıçap oranı değişimi	26
Şekil 2.15. Kılcal boru çapı - yağ debisinin değişimi	27
Şekil 2.16. Kılcal boru çapı - yağ film kalınlığı değişimi	27
Şekil 2.17. Kılcal boru çapı - pompa gücü değişimi	28
Şekil 2.18. Kılcal boru çapı - sürtünme güç kaybı değişimi	28
Şekil 2.19. Kılcal boru çapı - toplam güç ihtiyacı değişimi	29
Şekil 3.1. Deneysel analizde kullanılan düz pabuç kesit görünüşü	31

Şekil 3.2. Pabuç kayma yüzeyleri basınç ölçme yerleri.....	31
Şekil 3.3. Kılcal boru kesiti.....	32
Şekil 3.4. Eksenel hidrostatik-hidrodinamik yatak deney düzeneği	33
Şekil 3.5. Yüzey pürüzlülüğü - sürtünme güç kaybı değişimi	36
Şekil 3.6.Yüzey pürüzlülüğü - sızıntı yağ miktarı değişimi.....	36
Şekil 3.7. Orifiz çapı - sürtünme güç kaybı değişimi.....	37
Şekil 3.8. Orifiz çapı sızıntı - yağ miktarı değişimi	38
Şekil 3.9. Yarıçap oranı - sürtünme güç kaybı değişimi	38
Şekil 3.10. Yarıçap oranı - sızıntı yağ miktarı değişimi	39
Şekil 3.11. Yükleme basıncı - sürtünme güç kaybı değişimi	40
Şekil 3.12. Yükleme basıncı - Sızıntı Yağ Miktarı Değişimi	40
Şekil 3.13. Devir sayısı - sürtünme güç kaybı değişimi.....	41
Şekil 3.14. Çevresel hız - sızıntı yağ miktarı değişimi	42
Şekil 4.1. Genetik algoritma işlem şeması	49
Şekil 4.2. Toplam güç ihtiyacı - kılcal boru çapı değişimi	54
Şekil 4.3. Hidrostatik sistem rijitliği yarıçap oranı değişimi	55
Şekil 4.4. Test sayısına göre kılcal boru çapının almış olduğu değerler.....	61
Şekil 4.5. Test sayına göre yatak yarıçap oranının almış olduğu değerler.....	61
Şekil 4.6. Test sayısına göre devir sayısının almış olduğu değerler	62
Şekil 5.1. Sürtünme güç kaybının teorik ve deneysel analizde almış oldukları değerler	64
Şekil 5.2. Yağ debisinin (veya sızıntı yağ miktarı) teorik ve deneysel analizde almış oldukları değerler	65
Şekil 5.3. Yarıçap oranının analiz sonuçlarına göre değişimi.....	67
Şekil 5.4. Kılcal boru çapının analiz sonuçlarına göre değişimi.....	67
Şekil 5.5. Devir sayısının analiz sonuçlarına göre değişimi	68

1.BÖLÜM

GİRİŞ

Pozitif deplasmanlı bir pompa vasıtasıyla, sistem dışından basınçlı akışkan izafi hareket halindeki iki katı yüzey arasında bir akışkan film tabakası oluşturulması prensibiyle çalışan elemanlara hidrostatik yatak denir. Eksenel pistonlu pompalar pozitif basınçlı yağ temininde sıkça kullanılan basınç üretici elemanlardır. Bu pompaların en önemli kısımları piston-silindir, kayıcı pabuç-plaka ve piston-dağıtım plakası bölgeleridir. Buradaki kayıcı pabuçlar hem hidrostatik hem de hidrodinamik yatak gibi çalışacak şekilde tasarlanmaktadır. Bu konuda yapılan araştırmalar genellikle eksenel pistonlu pompaların verimli çalışmasına en önemli katkıyı kayıcı pabuçların verdiği belirlenmiştir.

Birçok araştırmacı hidrostatik yataklar üzerine çalışmalar yapmıştır. Koç ve Canbulut [1], eksenel hidrostatik-hidrodinamik yatak deney düzeneği tasarımı çalışmasında, hidrostatik- hidrodinamik yatakların iyi bir uygulama alanı olan, eğik plakalı eksenel pistonlu pompa ve motorların performansı üzerinde etkili olan kayıcı pabuçların test edilebileceği deney düzeneğinin tasarımı ve imalatını gerçekleştirmiştir. Orifiz çapının büyümesi ve kayıcı pabuç kayma yüzeyinin konikleştirilmesi halinde akışkan kaybının artmakta olduğunu, iyi bir yağlama ortamı oluşturulduğundan, toplam güç kaybının azaldığını belirlemişlerdir.

Koç ve Canbulut [2], dairesel cepli hidrostatik-hidrodinamik kaymalı yatakların seçiminde etkili olan boyutsuz ifadeler yardımıyla, gerçek çalışma ortamında yatağın karakteristik büyüklüklerii incelemişlerdir. Buna göre, orifiz çapı ve uzunluğu ile yatak geometrik büyüklükleri ve çalışma parametrelerinin rijitlik üzerinde etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Yağ film kalınlığının belirli bir sınır değerinden sonra arttırılmasının sistem rijitliğine fazla etkili olmadığı sonucuna ulaşmışlardır.

Koç [3], dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yataklarda yüzey pürüzlülüğünün yağlamaya etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Kayıcı pabuçlardaki yağ kaçakları ve güç kayıpları, üç değişik Ra değerinde, üç değişik orifiz çapı kullanılarak, üç değişik hidrostatik cep büyüklüğüne sahip pabuçlarda, üç değişik yükleme basıncında ve dört değişik devirde gerçekleştirilmiştir. Değişik çalışma şartlarında, pabuç-plaka sisteminde güç kayıpları, pürüzlülük değişimleri, akışkan ve ağırlık kaybı gibi büyüklüklerin ölçülmesini gerçekleştirmiştir. Kayıcı pabuçların yüzey profilinin güç kayıpları üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu, ayrıca pabuçların hidrostatik alan büyüklüğü ve orifiz çaplarının da güç kayıpları üzerinde etkili olduğu görülmüştür.

Canbulut [4], dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların geometrik ve çalışma parametrelerini deneysel çalışma sonucunda belirlemiştir. Buna göre; 1,5 mikron yüzey pürüzlülüğü, 0,55 yatak yarıçap oranı, yaklaşık 1000 dev/dak. devir sayısı, 0,5mm kapiler boru çapı ve 30 bar'lık pompa basıncında en uygun yatak performansının oluştuğunu tespit etmiştir.

Solmaz [5], dairesel ve halka yuvalı hidrostatik kaymalı yataklarda gerekli olan toplam gücün minimum olması için optimizasyon çalışması yapmıştır. Her iki yatak tipi için yatak katsayısı tanımlamıştır. Yatak katsayısı, minimum sıcaklık artışı ve minimum toplam güç ihtiyacı çalışmalarını gerçekleştirmiştir. Ayrıca, bu üç kritere göre elde edilen sonuçları yeterli görmeyip, Lagrange çarpan teoremi kullanarak, toplam gücün minimum olması ve sıcaklık artışının minimum olması için her iki kriteri birlikte ele alarak optimizasyon çalışması yapmıştır. Bunun için hazırladığı bilgisayar programı yardımıyla pompa gücünü minimum yapan yatak yarıçap oranını 0,5335 olarak tespit etmiştir. Önerilen çoklu kriter analizi yaklaşımının etkinliğini göstermek amacıyla, tekli ve çoklu analizleri karşılaştırmıştır. Buna göre, ikili kriterle yapılan optimizasyon sonuçlarının, tek kriterle elde edilen optimizasyon sonuçlarına göre; yatak için gerekli olan toplam güç ve yatakta meydana gelen sıcaklık farkı değişimleri açısından çok daha iyi sonuçların elde edildiğini tespit etmiştir.

S. He, E. Prempain ve Q. H. Wu [6], parçacık sürüsü optimizasyon yöntemi (particle swarm optimizer) ile makine tasarımının optimizasyonunu amaçlayan bir çalışma yapmışlardır. Hidrostatik eksenel kaymalı yataklarda gerekli olan toplam güç ihtiyacını minimum yapmak için çeşitli tasarım değişkenleri ve tasarım sınırlamaları tespit

etmişlerdir. Buna göre, mühendislik optimizasyonunda yapay zeka algoritmalarının çoklu kriter analizi için iyi sonuç verdiğini belirlemişlerdir.

Saruhan, E. Rouch ve Roso [7], genetik algoritma yaklaşımlı optimizasyon yöntemi kullanarak radyal kaymalı yatağın optimum tasarımını amaçlayan bir çalışma yapmışlardır. Geleneksel optimizasyon yöntemleriyle karşılaştırmış ve genetik algoritma yaklaşımıyla yapılan optimum tasarımın daha esnek ve etkin olduğu sonucuna varmışlardır.

Yatak için gerekli olan toplam güç ihtiyacını minimum; hidrostatik sistem rijitliği ise maksimum yapılmak istenmesi, yukarıda bahsedilen teorik ve deneysel çalışmaların ortak amacını teşkil etmektedir. Bu çalışmalar, hidrostatik yatak sisteminin çalışma faktörlerine etki eden çeşitli parametreler üzerine yoğunlaşmıştır. Bu parametreler; yatak cep alanı, kılcal boru (veya orifiz) çapı ve devir sayısı olarak verilmiştir.

Dairesel cepli aksenal hidrostatik kaymalı yataklarda konstrüksiyon tasarımının çalışma şartlarına uygun olan optimizasyona göre yapılması gerekmektedir. Buna göre, iki farklı optimizasyon yöntemi belirlenmiştir. Bunlar; yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacı ve maksimum hidrostatik sistem rijitliğidir.

Yapılan çalışmalarda, toplam güç ihtiyacı ve sistem rijitliğinin problemimiz için tasarım değişkenleri olarak belirlenen yatak yarıçap oranı (r_i/r_d), kılcal boru (veya orifiz) çapı (d) ve devir sayısına (n) göre değişimleri incelenmiştir.

Tekli kriter analizi olarak gerçekleştirilen bu çalışmalar yeterli görülmeyip, yapay zeka optimizasyon yöntemlerinden biri olan genetik algoritma tekniği kullanılarak çoklu kriter analizi yapılmıştır.

1.1. Kaymalı Yataklar

Makine elemanlarında kullanılan yataklar, iki eleman arasındaki bir veya birkaç yönde izafi hareket minimum bir sürtünme ile müsaade eden fakat kuvvet doğrultusunda harekete engel olan elemanlardır. Yüzeyler arasındaki hareketin oluş şekline göre yataklar iki temel gruba ayırmak mümkündür. İzafi hareketin dönme olması halinde destekleyen elemana yatak, doğrusal olması halinde ise kızak denir. Kaymalı yataklar yağlama bakımından Hidrodinamik ve Hidrostatik olarak göz önüne alınırlar. Ayrıca,

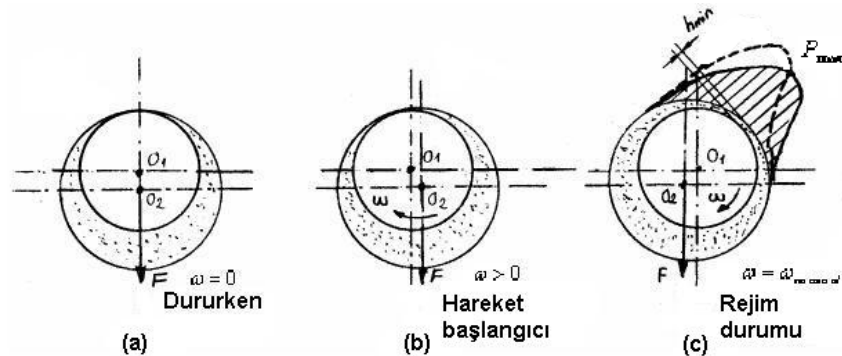
gerek kaymalı yataklar gerekse yuvarlanmalı yataklar taşıdıkları yükün etki doğrultusuna göre radyal ve eksenel olarak iki şekilde ele alınır. Radyal yataklar, yatak eksenine dik doğrultuda gelen yükleri taşıyan yataklardır. Yatak eksenine paralel doğrultudaki yükleri taşıyan yataklar ise eksenel yataklar olarak anılır.[8]

1.2. Hidrodinamik Kaymalı Yataklar

1.2.1. Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklar

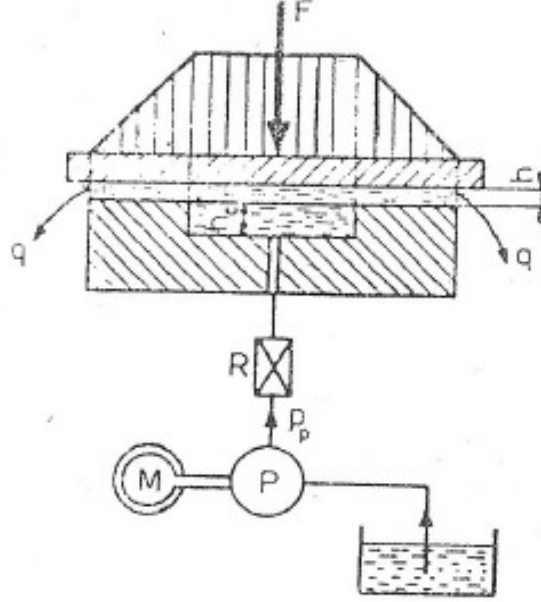
Sessiz çalışma, büyük darbeli yüklere dayanıklılık (İçten yanmalı motorlarda biyel ve krank yatakları gibi), titreşim söndürme gibi isteklerin bulunduğu yerlerde kullanılır.[8]

Hidrodinamik yağlama, yüzeyler arasındaki boşluğa ve bağıl hıza bağlı olarak yüzeyleri birbirinden tamamen ayıracak basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlama şeklidir. Radyal yataklarda sıvı sürtünmesinin (Hidrodinamik yağ tabakasının) oluşması için mil ile yatak birbirine boşluklu geçme şeklinde yapılır. Milin açısal hızı sıfır olduğu durumda, yani mil dururken yüzeyler doğrudan temas halinde olduğundan (Şekil-1.1a) hareketin başlangıcında çok kısa bir süre için yüzeyler arasında kuru sürtünme olur ve mil, yatak zarfı içersinde hareket yönünün ters tarafına doğru tırmanır. (Şekil-1.1b). Bu durumdan itibaren hareket nedeniyle yağ, yüzeyler arasında yayıldığından sınır sürtünmesi olur ve sürtünme katsayısı azalmaya başlar. Bir müddet sonra tamamen sıvı sürtünmesi bölgesine geçilir ve mil muylusu da yatak zarfı içersinde hareket yönüne doğru kayarak eksantrik bir hal alır.(Şekil-1.1c). Böylece yağ içersinde oluşan hidrodinamik basınç, yüzeyleri birbirinden tamamen ayırmış ve sıvı sürtünmesini oluşturmuştur. Sıvı sürtünmesi bölgesinde mil merkezi arasındaki eksantriklik hıza bağlı olarak değişmektedir.[8]



Şekil 1.1. Hidrodinamik yağlamanın oluşması.

Şekil 1.3 de gösterilen P: Hidrolik Pompayı, M: Hidrolik Pompa Motorunu, P_p : Pompa basıncını, h_c : Hidrostatik yatak cep derinliğini, h : Yağ film kalınlığını, P_c : Cep basıncını, q : Yağ debisini, R: Direnç elemanını simgelemektedir.



Şekil 1.3. Dirençli hidrostatik sistem. [9]

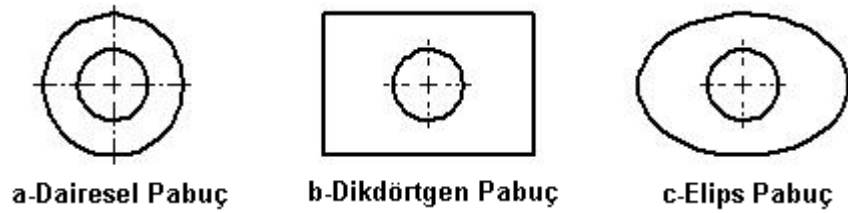
Tek cepli ve küçük boyutlu yataklarda pompa doğrudan doğruya cebe bağlıdır (Şekil 1.3). Çok cepli sistemlerde, örneğin iki cepli sistemlerde, tek pompa kullanıldığı durumda ceplere etkiyen yükler farklı ise, bu fark nedeniyle yalnız bir tek yatak çalışır ve bu yatak gerekli basınç sistemini tayin eder. Bu mahzuru ortadan kaldırmak için her cebe ayrı birer pompa bağlanabilir veya tek pompadan basınçlı yağ kısıtlayıcı elemandan (direnç elemanları) geçirilerek ceplere gönderilebilir. Birinci çözüm pahalı ve karışık olduğundan pratikte genellikle ikinci yöntem kullanılır. Bu halde her iki yatak farklı kuvvetlere maruz kalsa bile, direnç elemanlarının denkleştirici etkisi nedeniyle büyük kuvvetin tesiri altında kalan cepteki basınç büyür ve yatakların çalışması mümkün olur. Ayrıca tek cepli ve büyük boyutlu yataklarda da, merkezden kaçık kuvvetlerin ve tesadüfî momentlerin etkisi altında yatağın hareketli elemanı eğik bir konum alabilir. Yağ, büyük yatak aralığının bulunduğu yerden süratle dışarı akar. Bu da yatağın küçük yatak aralığının bulunduğu tarafa doğru daha çok yanaşmasına ve madeni temas tehlikesinin doğmasına neden olur. Bunu önlemek için bu tip yataklar iki veya dört cepli olarak yapılır ve her cebe bir direnç elemanı konulur. Direnç elemanının

denkleştirici etkisi nedeniyle küçük yatak aralığında basınç büyür ve bunun sonucu olarak eğilme olayı önlenmiş olur.[9]

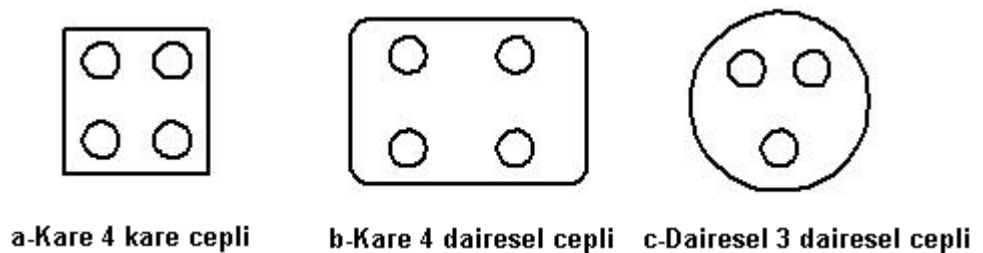
Direnç elemanı olarak hidrostatik sistemlerde kılcal (kapiler) borular, konik delikli diyaframlar ve ayarlı vanalar kullanılmaktadır. Direnç elemanının etkisi, yağ akımının kısıtlama özelliğine, yani *hidrolik dirence* göre değerlendirilir. Bu bakımdan kılcal ve diyafram sistemlerin hidrolik direnci sabit, vanalarınki ise ayarlıdır. Bu nedenle ayarlı direnç elemanları çalışma kabiliyeti bakımından diğerlerinden üstündür. Buna karşın ucuz ve basit olmaları nedeniyle kılcal borular daha çok kullanılmaktadır.[9]

1.3.1 Hidrostatik Yataklarda Kullanılan Pabuç ve Cep Şekilleri

Hidrostatik yatağın kullanıldığı yere göre cep, dairesel, dikdörtgen veya elips şeklinde olabilir. Küçük eksenel yataklarda tek cep kullanılabilir. Kızaklarda ve radyal yataklarda ise, birden fazla cep kullanılır. Cepler arasındaki yağ akışını sağlamak için kanal konulabilir. Kanallı sistemlerde, cepler birbirlerinden bağımsız olarak çalıştıklarından bunlara bağımsız sistemler; kanalsız sistemlerde ise bağımlı olarak çalıştıklarından yani bir cepteki basınç diğer ceptekine tesir ettiğinden bunlara bağımlı sistemler denir.[8]



Şekil 1.4. Hidrostatik yataklarda kullanılan pabuç şekilleri.



Şekil 1.5. Hidrostatik yataklarda kullanılan cep şekilleri.

1.3.2. Hidrostatik Yağlanmanın Avantajları

Hidrodinamik yağlamaya göre hidrostatik yağlamanın özellikleri ve üstünlükleri şunlardır;

- 1- Yük kabiliyeti yüzeyler arasındaki izafi harekete bağlı değildir. Sıvı sürtünmesi, izafi hareket yokken de meydana gelir. Bu nedenle ilk harekette ve frenleme sırasında hidrodinamik yağlamada meydana gelen aşınma, hidrostatik yağlamada önlenmektedir.
- 2- Mil, yatak ile eş merkezli olduğunda veya çok az bir eksantriklik olduğunda da çalışır; bu nedenle takım tezgahlarında genellikle hidrostatik yataklar kullanılır.
- 3- Oldukça büyük bir rijitlik ve aynı zamanda sönümleme kabiliyetine sahiptir; bu iki özelliğe bağlı olarak hidrostatik yataklar rulmanlı yataklara tercih edilir.
- 4- Yük yeteneği dıştan bir pompa ile sağlandığından çok büyük değerler alabilir. Bu nedenle büyük yataklarda (feneratör, su türbinlerinin vs. nin yataklanmaları gibi) hidrostatik yağlamanın uygulanması mümkündür.
- 5- Hidrostatik yağlamada sürtünme güç kaybı az, dolayısıyla da aşınma daha az olacağından yatak daha uzun ömürlü olur.

1.3.3. Hidrostatik Yağlamanın Sakıncaları

- 1- Gerekli tesisat (pompa, borular, supaplar) oldukça karışık ve pahalıdır.
- 2- Hidrostatik yataklardaki sürtünme, hidrodinamik yataklardakinden küçüktür; ancak hidrostatik yataklardaki enerji kaybında pompa gücü de göz önüne alınmalıdır.
- 3- Herhangi bir nedenle yatağa yağ sevkıyatı durduğunda, yüksek hızda çalışan yüzeyler temasa geçer ve tüm sistemin bozulmasına neden olur. Önemli yataklarda bu tür arızaları önlemek için emniyet sistemleri kullanılır.

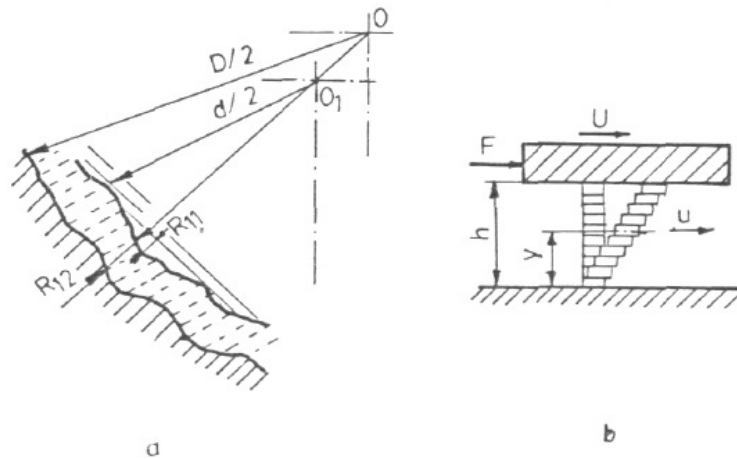
2.BÖLÜM

TEORİK ANALİZ

2.1 Giriş

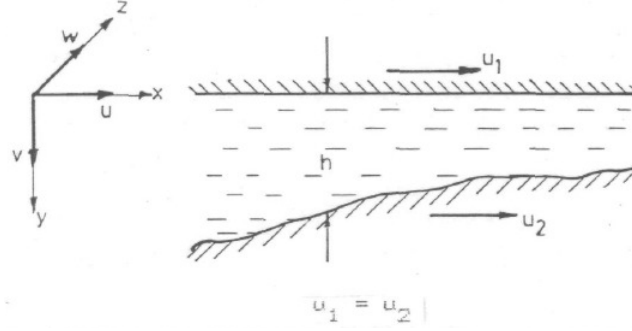
Birbirine göre izafi hareket halinde olan ve aralarında yağlama özelliğine sahip yağ bulunan metallerin birbirinden ayrılabilmesi metaller arasında, metal sürtünmesi yerine sıvı sürtünmesinin ikamesi ile mümkündür. Sıvı sürtünmesinde madeni yüzeyler arasında bulunan yağ tabakasındaki basınç, dış kuvveti dengeleyecek bir değere ulaştığı takdirde yüzeyler birbirinden tamamen ayrılmış olur.(Şekil-2.1) Yüzey pürüzlülüğü göz önüne alınır, geometrik bakımdan sıvı sürtünmesi $h > R_{t1} + R_{t2}$ bağıntısı ile ifade edilebilir. Burada h film kalınlığı R_{t1} ve R_{t2} her iki yüzeyin maksimum pürüzlülüğüdür.[10]

Madensel yüzeylerde doğrudan doğruya temasta olan yağ tabakalarının absorpsiyon dolayısıyla her iki yüzey boyunca tamamen yapışmış olduğu görülür; şöyle ki U hızıyla hareket eden yüzeye Şekil-2.1.b yapışmış olan tabakanın hızı U sabit yüzeydeki tabakanın hızı ise sıfırdır.



Şekil 2.1. Sıvı sürtünmesi.[10]

Ara tabakaların hızı y mesafesine bağlı olarak U ile sıfır arasında değişir. Böylece sıvı sürtünmesi esas itibarıyla birbiri üzerinde kayan yağ tabakaları arasında oluşmakta ve bu tabakalar arasındaki kayma gerilmelerine bağlı olmaktadır.



Şekil 2. 2. Yağ tabakasındaki hız oluşumu. [10]

Sıvı sürtünmesinde rol oynayan esas etken yağ tabakasında meydana gelen basınçtır. Basınç oluşumu Hidrodinamik ve hidrostatik olmak üzere iki yağlama şekline bağlıdır.

Hidrodinamik sıvı sürtünmesinde, yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olarak yağ tabakasında kendi kendine bir basınç alanı oluşur. Basıncılı bir yağ filminin oluşabilmesi için kinematik ve geometrik şartlar, yüzeylerin birbirine göre belirli bir izafi hıza sahip olması ve yağ tabakasının hareket yönünde daralan yağ kaması oluşturması ile mümkündür. Hidrodinamik sıvı sürtünmesi bölgesinde çalışan sistemlerde hareketin başlangıcında ve durma sırasında kuru ve sınır sürtünmesi halleri ve bunlara bağlı olarak aşınmalar meydana gelir. Bu nedenle hidrodinamik sıvı sürtünmesi halinde sistemlerin aşınması tamamen önlenemez. Özellikle kesikli çalışan sistemlerde hidrodinamik yağlama sistemi uygun olmayacağı için hidrostatik yağlama sistemi kullanılmaktadır.

Hidrostatik sıvı sürtünmesi halinde, dış kuvvetin dengelenmesi ve yüzeylerin birbirinden ayrılması için gerekli basınç bir pompa vasıtası ile sağlanır ve basınç ile yüzeyler arasına gönderilir. Bu takdirde;

- İzafi hareket yapan bütün sistemlerde yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olmaksızın statik sıvı sürtünmesi sağlanabilir.
- Hidrostatik sıvı sürtünmesinde sükûnet halinde bulunan yüzeyleri birbirinden bir yağ tabakası vasıtası ile ayırmak mümkündür. Böylece bu gibi sistemlerde

hareketin başlangıcında ve durma sırasında sıvı sürtünmesi hali mevcut olduğundan tercih edilmektedir.

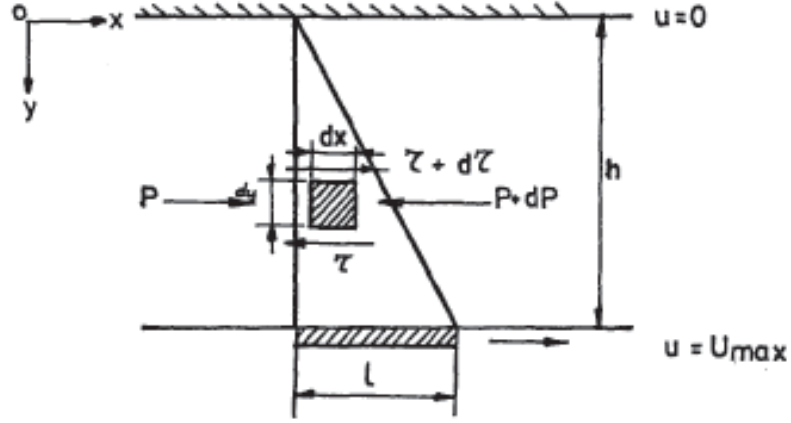
Bu çalışmada dairesel hidrostatik eksenel kaymalı yatakların performansında etkili olan parametrelerin optimum değerleri araştırılmıştır. Bu tip yataklarda hesaplanması gereken büyüklükler olarak yatağın yük taşıma kabiliyeti, yağ debisi, gerekli güç ihtiyacı ve sistem rijitliği değerleri verilebilir. Ayrıca dirençli sistemlerin çalışma faktörlerine etki eden cep basıncı, sistem basıncı oranı ve kısıtlayıcı elemanın direncine bağlı olan ifadeler çıkartılmıştır.

2.2. Yağ Debisi

Teorik olarak hidrodinamik yağlama sisteminin incelenmesi Navier-Stokes hareket denkleminde dayanır; ayrıca bu denklemlerin yanı sıra süreklilik denklemi de göz önüne alınır. Navier-Stokes denklemlerini uygulamak için akışkan tabakasının çok ince olduğu göz önüne alınarak şu kabuller yapılabilir;

- Akış laminerdir
- Akış tabakası kalınlığı h 'ın çok ince olması nedeniyle y 'nin değeri x ve z ye oranla çok küçük bir boyuttur. Böyle olunca P basıncı y 'ye bağlı değildir.
- Vizkoz kuvvetler yanında akışkanın eylemsizlik ve ağırlığı küçük olduğundan ihmal edilebilir,
- Akışkan tabakasını etkileyen dış kuvvetler yoktur,
- Akışkan ile yatak yüzeyleri arasında kayma yoktur.

Şekil-2.3 de büyütülmüş h -film kalınlığında sonsuz küçük elemanter $dx dy$ akış elemanı dikkate alındığında, bu eleman üzerindeki kuvvet dengesi değerlendirilirse;



Şekil 2. 3. Elemanter akış elemanına etki eden kuvvetler.[10]

x-yönü için;

$$\sum F_x = 0 \quad 2.1$$

$$\left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) dydz - P dydz - \tau_x dydz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz = 0 \quad 2.2$$

$$P dx dy + \frac{\partial P}{\partial x} dx dy dz - P dy dz - \tau_x dx dz + \tau_x dx dz + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy dx dz = 0 \quad 2.3$$

gerekli sadeleştirme işlemleri yapılsa,

$$\left\{ \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \right\} dx dy dz = 0 \quad 2.4$$

Burada dx,dy,dz hacim elemanı sabit olduğundan,

$$\frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \quad 2.5$$

olur. Akışkan Newtonien olduğundan $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y}$ değeri yerine konursa,

$$\frac{\partial P}{\partial x} = - \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 2.6$$

bulunur. Bu ifade y-ye göre ilk defa integre edilir ve sınır şartları olarak da $y=0$ için

$u=0$ ve

$y=h$ için $U=U_{\max}$

alınırsa,

$$U = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + \frac{y}{h} U_{\max} \quad 2.7$$

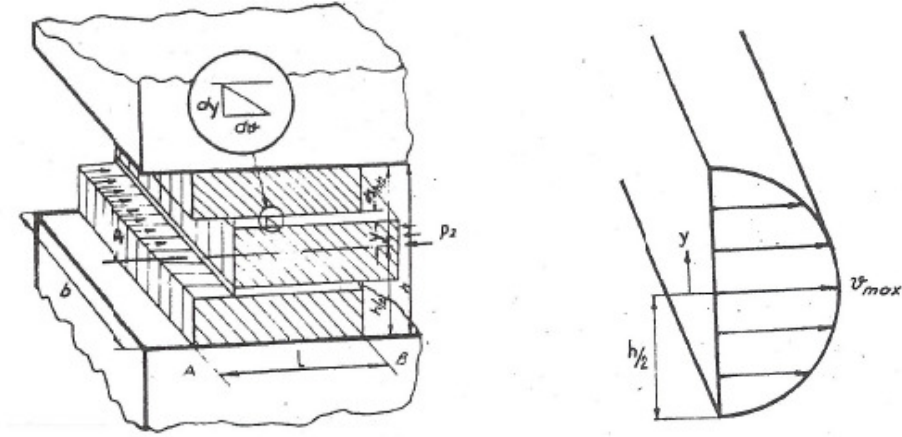
Film kalınlığı içindeki hız dağılımı elde edilir.

Hız dağılımının y-ye göre birinci türevi alınır ve y yerine de h konulursa,

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial P}{\partial x} h \frac{U_{\max}}{h} \quad 2.8$$

elde edilir.

Şekil-2.4 dairesel cepli hidrostatik yağlama sisteminde meydana gelen sıvı sürtünmesi görülmektedir.



Şekil 2. 4. Sıvı sürtünmesi ve hız dağılımı.[9]

Bu halde hız dağılımı 2.8 denkleminde $y=0$ ve $y=h$ için $u=0$ yazılırsa radyal doğrultuda,

$$u = \frac{y^2 - hy}{2\eta} \frac{dP}{dr} \quad 2.9$$

olur. Görüldüğü gibi, hız yayılımı paraboliktir. Ortalama akış hızı ise,

$$u_m = \frac{1}{h} \int_0^h u dy = -\frac{h^2}{12\eta} \frac{dP}{dr} \quad 2.10$$

Olarak hesaplanabilir. Eni $2\pi r$ ve kalınlığı h olan bu kesitten basıncın etkisi ile birim zamanda geçen yağ miktarı,

$$Q = U_m 2\pi r h = -\frac{h^3 2\pi r}{12\eta} \frac{dP}{dr} \quad 2.11$$

Şeklinde ifade edilir. Bu denklem düzenlenirse, basınç fonksiyonunu veren diferansiyel denklem;

$$\frac{dP}{dr} = -\frac{6\eta Q_r}{\pi h^3} \frac{1}{r} \quad 2.12$$

şeklindedir. Basınç sınır şartları ise

$$r = r_i \quad P = p_c$$

$$r = r_d \quad P = 0$$

Şeklinde yazılabilir. Yukarıdaki diferansiyel denklem integre edilir ve sınır şartlarına göre sabitler tespit edilirse; basınç fonksiyonu,

$$P = p_c \frac{\ln(r_d / r_i)}{\ln(r_d / r_i)} \quad 2.13$$

şeklindedir. Radyal doğrultudaki akışkan debisi ise;

$$Q_r = \frac{\pi p_c}{6\eta} \frac{h^3}{\ln(r_d / r_i)} \quad 2.14$$

Denklemleri ile hesaplanabilir. Ancak burada dikkat edilecek husus cebe karşılık gelen p_c basıncının p_p piston yükleme basıncına eşit olmadığıdır; şöyle ki, bu sistemlerde çalışma faktörleri p_c / p_p oranına bağlıdır. Bunlar arasında bağlantı kurabilmek için direnç elemanlarının hidrolik kısıtlama özelliğini göz önüne almak gerekir. Direnç elemanlarının hidrolik kısıtlama özelliği debi denklemine göre tayin edilir. Örneğin laminar rejim halinde kılcal borudan geçen birim zamandaki debi,

$$Q_k = \frac{\pi d^4}{128\eta l} (p_p - p_c) \quad 2.15$$

olmaktadır. Tespit edilmiş kısıtıcı boyutlarında ve değişmeyen viskozite şartlarında,

$$Q_k \cong (p_p - p_c) \quad 2.16$$

olmaktadır. Buradan da görüldüğü gibi sabit yükleme basıncında, cep içindeki p_c nin yükselmesi, kısıcından geçen debinin azalmasına, aksi hali ise büyümesine neden olmaktadır. Cepten dışarıya akan yağ debisinin teorik olarak sıfır olması halinde, cep içindeki basınç $p_c = p_p$ piston yükleme basıncına eşit olacaktır.

2.12’de verilen ve 2.13’deki basınç fonksiyonu ile ifade edilen basınç $2\pi dr$ olan bir elemanter halkanın alanı ile çarpılır r_d ve r_i sınırları arasında integre edilirse ve p_c basıncının pabuç altında meydana getirdiği $\pi r_i^2 p_c$ ile toplanırsa dairesel cepli bir yatağın yük taşıma kapasitesi;

$$W = \pi r_i p_c + 2\pi \int_{r_i}^{r_d} P r dr \quad 2.17$$

Şeklinde yazılabilir. Bu ifadedeki P basıncı yerine 2.13 ‘deki eşitlik kullanılarak gerekli kısıtlamalar yapıldığında yük;

$$W = \frac{\pi}{2} p_c \frac{r_d^2 - r_i^2}{Ln \frac{r_d}{r_i}} \quad 2.18$$

Buradan K_f olarak tarif edilen boyutsuz kuvvet katsayısı,

$$K_f = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - (r_i / r_d)^2}{Ln(r_d / r_i)} \right] \quad 2.19$$

olarak yazılır.

2.3 Viskoz Moment Kaybı ve Güç Hesabı

Birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki viskoz sürtünme, bir sürtünme momenti ifadesiyle verilir. $U = \omega r$ değeri ile sonsuz küçüklükteki bir elemana ait sürtünme momenti için,

$$dM_s = \eta 2\pi r^3 dr \frac{\omega}{h} \quad 2.20$$

İfadesi ile yazılır. Böylece sürtünme momenti,

$$M_s = \frac{2\pi\eta\omega}{h} \int_{r_i}^{r_d} r^3 dr \quad 2.21$$

veya

$$M_s = \frac{\pi}{2} \eta \frac{\omega}{h} (r_d^4 - r_i^4) \quad 2.22$$

Şeklinde bulunabilir. Boyutsuz büyüklüklerle

$$K_s = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_d} \right)^4 \right] \quad 2.23$$

İfadeleri ile,

$$M_s = K_s \eta \frac{\omega r_d^2}{h} A \quad 2.24$$

yazılır.

Sürtünme güç kaybı,

$$P_{\text{sürtünme}} = M_s \omega = K_s \eta \frac{\omega^2 r_d^2}{h} A \quad 2.25$$

ifadesi ile verilir.

Genel olarak pompa için gerekli güç ihtiyacı

$$P_{\text{pompa}} = \frac{1}{\eta_m} p_p q \quad 2.26$$

ifadesinden hesaplanır. Burada p_p – yağ pompası basıncı, q - akışkan debisi ve η_m - pompa verimidir.

Eksenel hidrostatik kaymalı yataklarda gerekli olan toplam güç; pompa gücü ile sürtünme gücünün toplamıdır.

Yatak için gerekli toplam güç ihtiyacı

$$P_{toplaml} = P_{sürtünme} + P_{pompa}$$

$$P_{toplaml} = K_s \eta \frac{\omega^2 r_d^2}{h} A + \frac{1}{\eta_m} p_p q \quad 2.27$$

olarak bulunur.

2.4 Hidrostatik Sistem Rijitliği

Genel ifadeye göre hidrostatik sistem rijitliği

$$k = -\frac{dF}{dh} \quad 2.28$$

şeklinde verilir. Bağlantıdaki eksi işareti, matematiksel bir anlam taşımayıp rijitlik değeriinin pozitif olarak çıkması için konulmuştur. 2.28 denkleminde F hesaplanır ve bu ifadenin h ye göre türevi alınırsa,

$$k = 3K_f A p_c \frac{1}{h} \quad 2.29$$

elde edilir.

2.5 Sıcaklık

Hidrostatik eksenel yataklarda ısı yalnız yağ tarafından yataktan dışarı atıldığından sıcaklık artış hesabı,

$$\Delta t = \frac{P_{sürtünme}}{c_o \rho q} \quad 2.30$$

Şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadede $P_{sürtünme}$ - sürtünme gücü, c_o -yağın özgül ısısı, ρ - yağın yoğunluğu ve q- yağ debisidir.

Yağın giriş sıcaklığı t_g ile gösterilirse, yağın sıcaklığı,

$$t = t_g + \Delta t / 2 \quad 2.31$$

denklemine göre elde edilir.

2.6 Dirençli Hidrostatik Sistemlerin Çalışma Faktörlerinin İncelenmesi

Dirençli hidrostatik sistemlerin çalışma faktörleri 2.17, 2.25, 2.26, 2.27 denklemleri ile hesaplanır. Buradaki cebe karşılık gelen p_c basıncının p_p pompa basıncına eşit değildir. Bu sistemlerin çalışma faktörleri p_c / p_p oranına bağlıdır. Bunlar arasında bağlantı kurmak için direnç elemanının hidrolik kısıtlama özelliği göz önünde bulundurulmalıdır. Direnç elemanının hidrolik kısıtlama özelliği debi denkleminde göre tayin edilir. Laminer rejim halinde kılcal bir borudan geçen debi

$$Q_k = \frac{\pi d^4}{128 l \eta} (p_p - p_c) \quad 2.32$$

veya

$$K_k = \frac{128}{\pi} \frac{l}{d^4} \quad 2.33$$

Şekil-2.5 de görüldüğü gibi kılcal boru çapının artmasıyla kısıtlayıcı katsayısı artmaktadır.

İfadesi ile

$$Q_k = \frac{1}{K_k \eta} (p_p - p_c) \quad 2.34$$

olarak yazılır.

Burada d – kılcal boru çapı, l – kılcal borunun uzunluğudur.

Kısıtlayıcı elemanın hidrolik direnci genel olarak

$$R = \frac{\Delta p}{q} \quad 2.35$$

Şeklinde ifade edilirse, kılcal kısıtlayıcı eleman için hidrolik direnç

$$R_k = \frac{128 l}{\pi d^4} \eta = K_k \eta \quad 2.36$$

olur.



Şekil 2. 5. Kısıtlayıcı katsayısının kılcal boru çapına göre değişimi.

Yatak da yağ için bir kısıtlayıcı eleman olduğundan yatağın direnci,

$$R_y = \frac{\eta}{K_q h^3} \quad 2.37$$

şeklinde ifade edilebilir.

Direnç elemanından ve yatak sisteminden geçen yağ miktarının sürekli sınır koşuluna göre aynı olması gerekmektedir. Buna göre,

$$Q_k = Q_r \quad 2.38$$

olmalıdır.

Buradan,

$$p_c = p_p \frac{1}{1 + R_k / R_y} \quad 2.39$$

elde edilir.

R_k/R_y Sistem direncini ifade eden bu da 2.39 denkleminde,

$$\frac{R_k}{R_y} = K_k K_q h^3 \quad 2.40$$

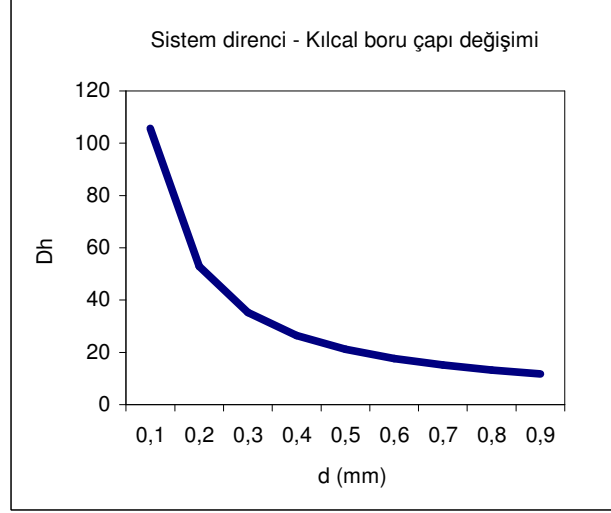
yazılır.

Verilen bir kısıtlayıcı elemana ait olan sabit değerler

$$D_{hk} = \sqrt[3]{K_k K_q} = \sqrt[3]{K_q \frac{128}{\pi} \frac{l}{d^4}} \quad 2.41$$

olarak ifade edilirse,

$$\frac{R_k}{R_y} = D_{hk}^3 h^3 \quad 2.42$$



Şekil 2.6. Sistem direncinin kılcal boru çapına göre değişimi.

Buna göre herhangi bir kısıtlayıcının direnci R_h ile ve sistemin direnci D_h ile gösterilirse, sabit dirençli hidrostatik sistemlerde cebe ait p_c basıncı ile p_p pompa basıncı arasındaki genel bağıntı,

$$p_c = p_p \frac{1}{1 + R_h / R_y} \quad 2.43$$

şeklinde ifade edilir.

Bir önceki bölümde dirençli sistemlerin çalışma faktörlerinin p_c / p_p oranına ve kısıtlayıcı elemanın direncine (R_k / R_y veya D_h) bağlı olarak değiştiği detaylı bir şekilde izah edilmiştir. Buna göre 2.43 denklemini

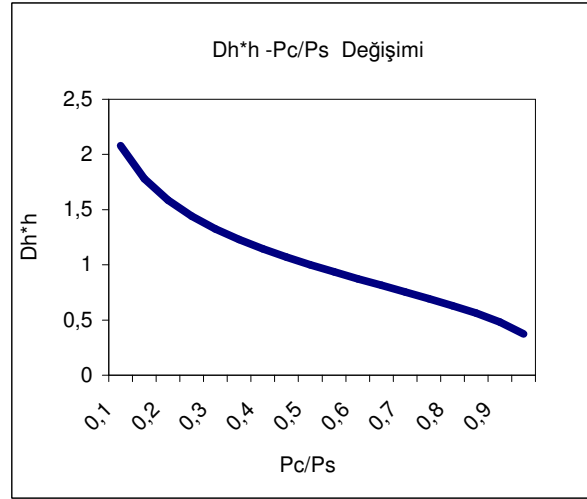
$$\frac{p_p}{p_c} = \frac{1}{1 + D_h^3 h^3} \quad 2.44$$

Şeklinde yazılırsa ve bu ifade aşağıdaki gibi düzenlenirse,

$$\left[\frac{1 - p_c / p_p}{p_c / p_p} \right]^{1/3} = D_h h \quad 2.45$$

elde edilir.

Boyutsuz basınç oranı ifadesi, sistem direnci ve yağ film kalınlığının çarpımıyla değişimi ($D_h h$), dirençli sistemlerin çalışma faktörlerinin analizinde kullanılmaktadır.



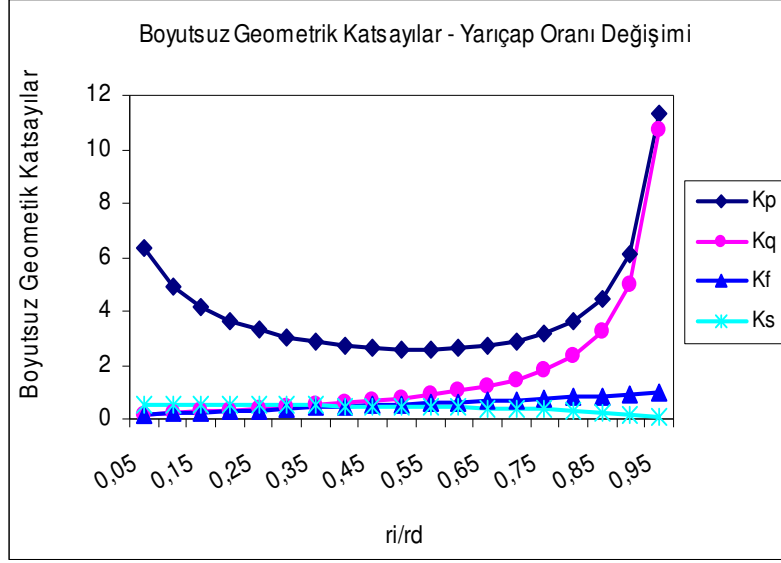
Şekil 2. 7. $D_h h$ İfadesinin boyutsuz basınç oranına göre değişimi.

Şekil–2.7 de görüldüğü gibi boyutsuz basınç oranı arttıkça, $D_h h$ ifadesi azalmaktadır.

2.7 Teorik Analiz Sonuçları

Bu tip yataklarda geometriye bağlı olarak elde edilen pompa gücü katsayısı (K_p), debi katsayısı (K_q), sürtünme gücü katsayısı (K_s) ve kuvvet katsayısı (K_f) boyutsuz olan katsayılardır.

Bu katsayılar pompa gücü, debi ve sürtünme güç kaybı hesaplarında kullanılır. Yatağın yarıçap oranının değişimi boyutsuz geometrik katsayıları etkilemektedir. Boyutsuz geometrik katsayıların yatağın iç ve dış yarıçapına bağlı olarak değişimi. Şekil–2.8 de verilmektedir.



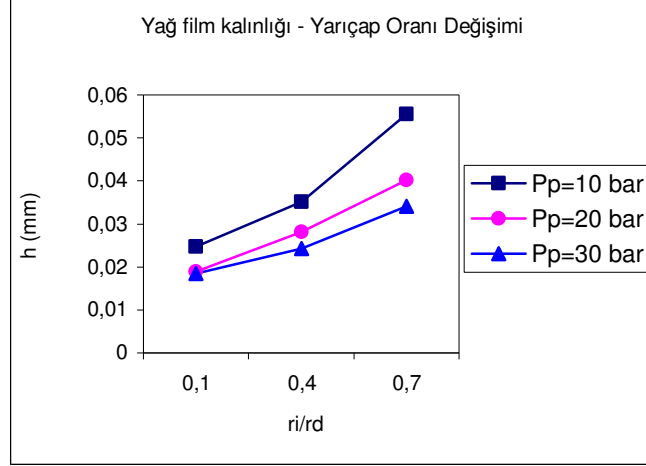
Şekil 2.8. Boyutsuz gometrik katsayıların boyutsuz basınç oranına göre değişimi.

Dairesel aksenal hidrostatik kaymalı yataklarda hesaplanması gereken büyüklüklerin yatağın iç ve dış yarıçap oranlarının değişimine bağlı olarak yağ debisi, sürtünme güç kaybı, pompa gücü, toplam güç ihtiyacı, hidrostatik sistem rijitliği değerlerinin değişimi incelenmiştir.

Tablo 2.1. Teorik hesaplar için kullanılan değer tablosu.

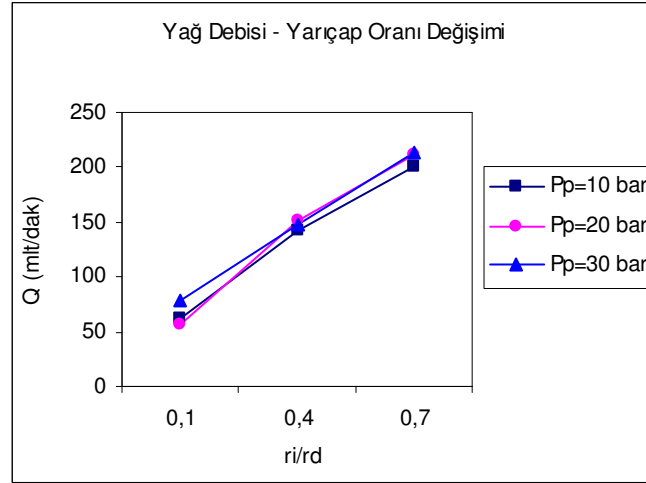
Pp (bar)	Um (m/sn)	r_d (mm)	d (mm)	l (mm)	t (°C)
10	3,34	20,5	0,5	5	59
20	3,34	20,5	0,5	5	59
30	3,34	20,5	0,5	5	59

Bu değişimler incelenirken Tablo 2.1’de verilen deneysel değerler alınmıştır.



Şekil 2.9. Yağ film kalınlığının yarıçap oranlarına göre değişimi.

Şekil 2.9 de görüldüğü üzere, yarıçap oranlarındaki artışla birlikte yağ film kalınlığı artmaktadır. Aynı yarıçap oranında pompa basıncının büyük olduğu değerlerde yük artışı daha fazla olacağından, yağ film kalınlığının artması yük taşıma kabiliyeti açısından beklenen bir durumdur.

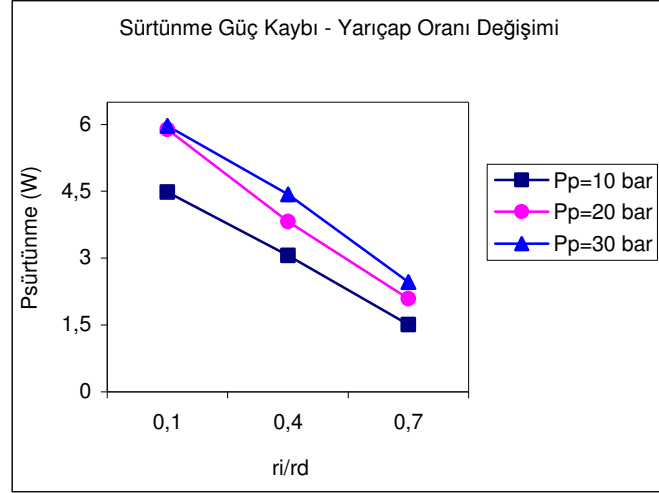


Şekil 2.10. Yağ debisinin yarıçap oranlarına göre değişimi.

Hidrostatik cep alanındaki basıncın oluşması, yatak yarıçap oranı ve yağ film kalınlığına bağlıdır. Teorik analiz esnasında yağ film kalınlığı, “ Direnç elemanından ve yatak sisteminden geçen yağ miktarının sürekli sınır koşuluna göre aynı olması gerekmektedir [9] “ kabulünden yola çıkarak hesaplanmıştır.

Yarıçap oranının artmasıyla, yağ film tabakasının kalınlaşması, yatak sistemindeki yağ debisini de arttırmıştır. (Şekil–2.10). Yapılan teorik analizde tespit edilen bu durum,

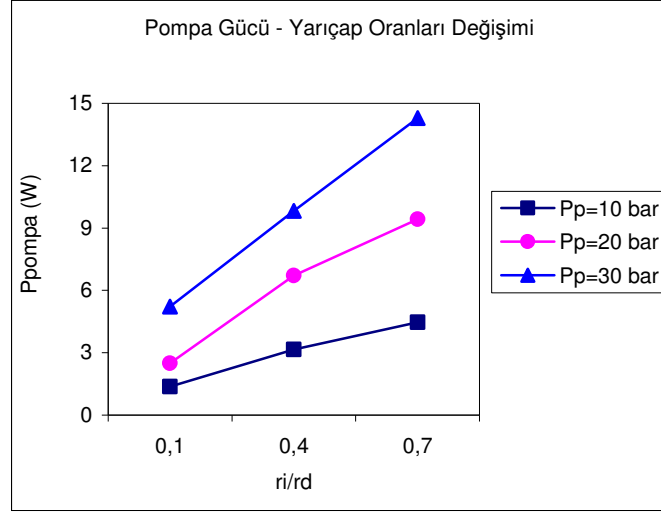
deneysel bulgularla aynı doğrultudadır. Bölüm-5 te, analiz sonuçları arasındaki farklılıkların sebepleri ve değerlendirmeleri detaylıca izah edilmektedir.



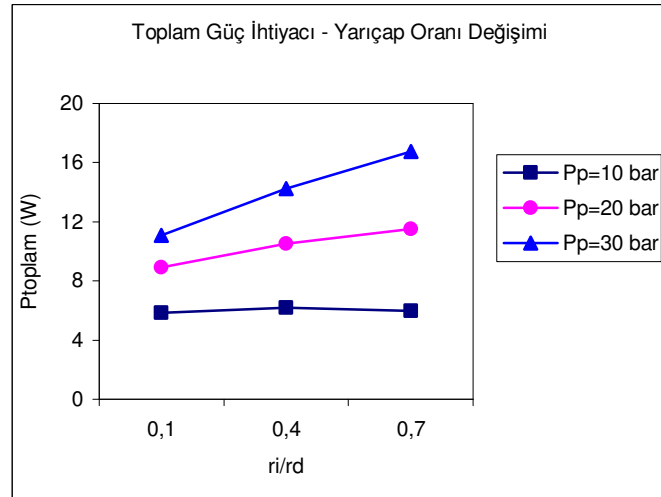
Şekil 2.11. Sürtünme güç kaybının yarıçap oranlarına göre değişimi.

Şekil–2.11 de görüldüğü üzere, yarıçap oranları arttıkça boyutsuz katsayılarından biri olan sürtünme gücü katsayısının artması sürtünme güç kaybının azalmasına sebep olmuştur. Ancak sabit pompa ve cep basıncında, belirli bir yarıçap oranı değerinden sonra sürtünme güç kaybının azalmaya başladığı görülmüştür. Hazırlanan bilgisayar programının çalıştırılmasıyla bu değer elde edilmiştir. Buna göre yarıçap oranının 0,6523 değeri için, yatak sisteminde oluşan sürtünme güç kaybı maksimum olduğu tespit edilmiştir.

Yarıçap oranının değişimi pompa gücünü etkilemektedir. Yarıçap oranının artışıyla yağ debisinin artmasına paralel olarak pompa gücü de artmaktadır.



Şekil 2.12. Pompa gücünün yarıçap oranlarına göre değişimi.

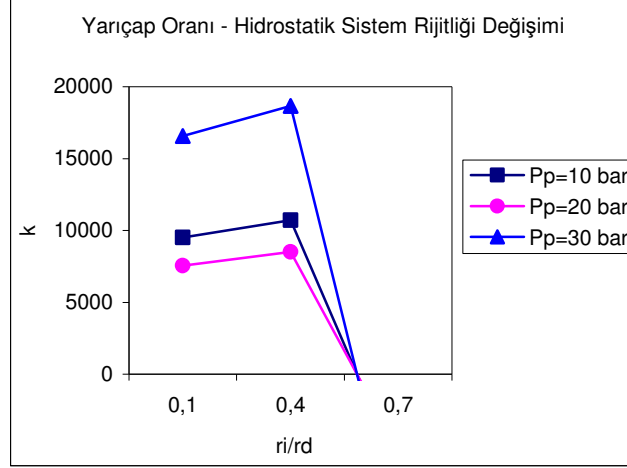


Şekil 2.13. Toplam güç ihtiyacının yarıçap oranlarına göre değişimi.

Dirençli hidrostatik eksenel kaymalı yataklarda toplam güç ihtiyacı; pompa gücü ve sürtünme güç kaybının toplanmasıyla elde edilmektedir. Buna göre, yarıçap oranlarına bağlı olarak toplam güç ihtiyacının değişimi Şekil-2.13 de verilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere, pompa gücünün yatak sistemindeki toplam güç ihtiyacının belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır.

Hidrostatik sistem rijitliği film kalınlığına göre yük taşıma kapasitesinin değişimi şeklinde tarif edilmektedir. Yarıçap oranı arttıkça kayma yüzeyindeki yük dengesi ağırlıklı olarak hidrodinamik yatak bölgesi tarafından karşılanmaktadır. Yarıçap

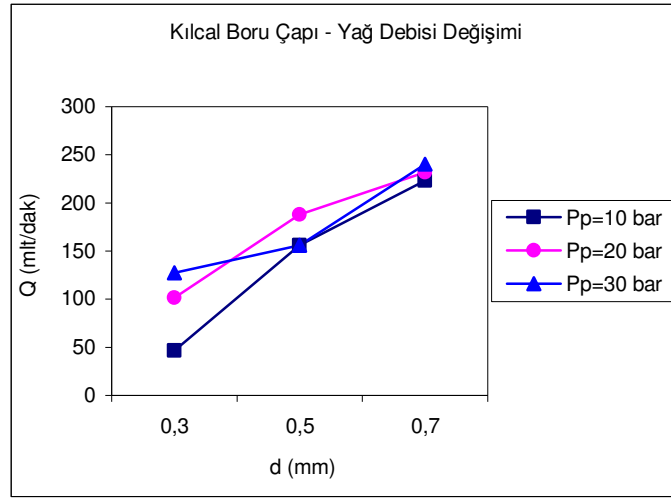
oranının büyümesi, yatak yüzeyinin artması anlamına geleceğinden yük taşıma kapasitesi dolayısıyla da rijitliği artırıcı etki yapacaktır.



Şekil 2.14. Hidrostatik sistem rijitliğinin yarıçap oranlarına göre değişimi.

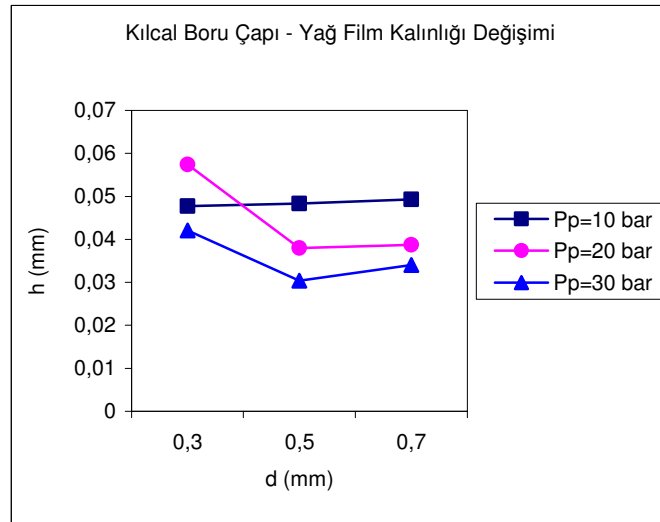
Hidrostatik sistem rijitliği yarıçap oranlarına bağlı olarak değişmektedir. Hidrostatik sistem rijitliğinin yarıçap oranlarına bağlı olarak değişimini incelerken 2.29 nolu bağıntıdaki cep basıncı, yağ film kalınlığı ve yatağın dış yarıçapı değerleri sabit alınmıştır. Buna göre, Şekil 2.14 te de görüldüğü gibi yarıçap oranı arttıkça hidrostatik sistem rijitliği değeri artmaktadır. Fakat belirli bir yarıçap oranından sonra azalmaya başlaması bu değerlerin çalışma faktörleri açısından optimum nitelikte olduğunu göstermektedir. Şekil 2.14 da görüldüğü üzere yarıçap oranının yaklaşık 0,3 - 0,35 değerleri arasında, hidrostatik sistem rijitliği açısından optimum nitelikte bir değer olarak ifade edilebilir. Yapılan çalışmada, hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla tespit edilen bu değer bölüm-4 de detaylıca izah edilmektedir.

Şekil 2.15 ile Şekil 2.19 arası hidrostatik eksenel dairesel kaymalı yatakların dirençli sistemlerinde çalışma faktörlerine etki eden kısıtlayıcılardan olan kılcal boru çapının değişim grafikleri verilmektedir. Bu değişimler incelenirken Tablo 2.1'de verilen deneysel değerler alınmıştır.



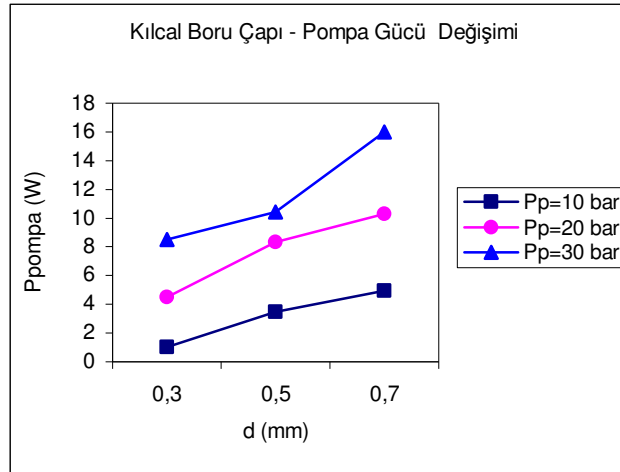
Şekil 2.15. Kılcal boru çapına göre yağ debisinin değişimi.

Kılcal boru çapının artması, hidrostatik yatak cebine giden yağ miktarını dolayısıyla sistemdeki yağ debisini arttırmaktadır (Şekil- 2.15).



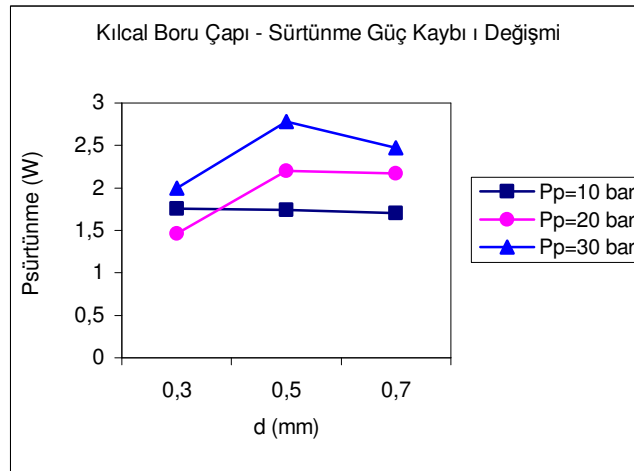
Şekil 2.16. Kılcal boru çapına göre yağ film kalınlığının değişimi.

Pompa basıncının artmasıyla sistemdeki yağ debisi yükselir ve yağ film kalınlığı artar (Şekil-2.16).



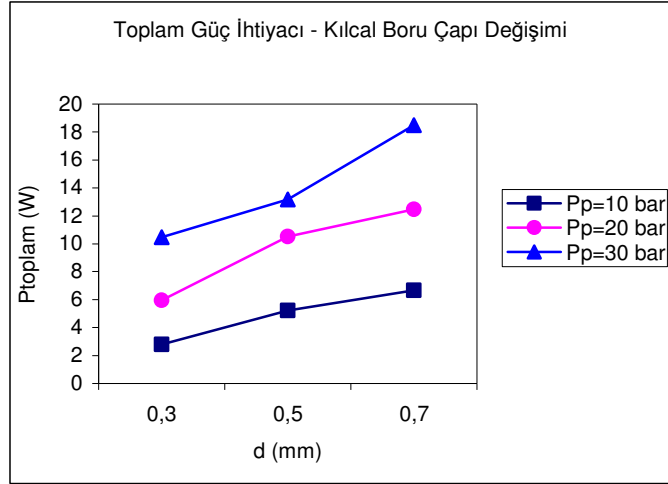
Şekil 2.17. Kılcal boru çapına göre pompa gücünün değişimi.

Yağ debisinin artması pompa gücünü de artırmakta, yağ film kalınlığının artmasıyla da sürtünme güç kaybı azalmaktadır. Dolayısıyla toplam güç ihtiyacı artmaktadır (Şekil-2.19).



Şekil 2.18. Kılcal boru çapına göre sürtünme güç kaybının değişimi.

Yapılan çalışmada kılcal boru çapının belirli bir değerinde toplam güç ihtiyacının minimum olduğu tespit edilmiştir. (Şekil-2.19) Çalışma faktörlerine etki eden kısıtlayıcılardan birisi olan kılcal boru çapının bu değeri hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır.



Şekil 2.19. Kılcal boru çapına göre toplam güç ihtiyacının değişimi.

Yapılan teorik analiz sonucunda, dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların performansı üzerinde; pompa basıncı, yatak yarıçap oranı, devir sayısı ve kılcal boru çapının etkili olduğu belirlenmiştir.

3.BÖLÜM

DENEYSEL ANALİZ

3.1 Giriş

Endüstriyel uygulamalarda, eksenel kaymalı yataklara, sızdırmazlık elemanlarına ve hidrostatik-hidrodinamik prensiple çalışan benzer elemanlara sıkça rastlanmaktadır. Ayrıca, hidrolik güç iletim sistemlerinin kaçınılmaz elemanı olan eksenel pistonlu pompaların ve bunların kritik elemanı kayıcı pabuç ve dağıtım plakaları da aynı prensibe göre tasarlanmaktadır. Her ne kadar bahsedilen sistemlerin çalışma parametreleri, yapılan kabuller çerçevesinde teorik olarak bulunabiliyorsa da, gerçeğe en yakın değerlerin deneysel olarak tespit edilmesi en sağlıklı bilimsel yaklaşımdır.[11]

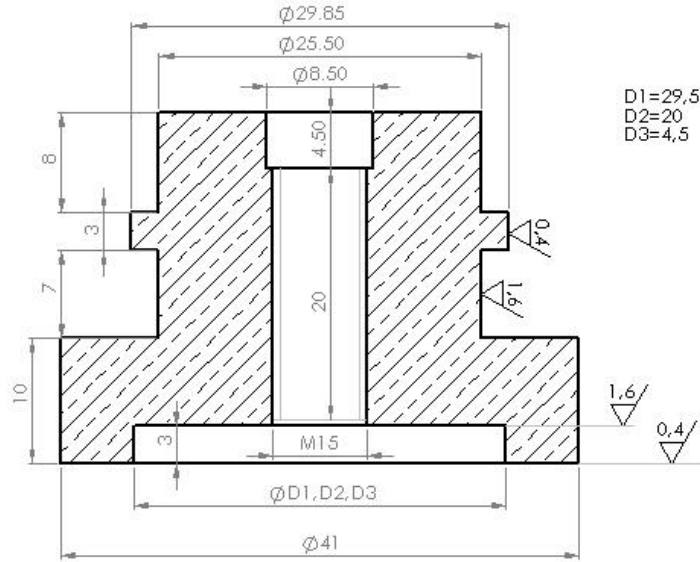
Bu amaçla, eksenel pistonlu pompaların veriminde etkili olan kayıcı pabuçların değişik çalışma şartlarındaki performansı, deneysel çalışmalarla belirlenmeye çalışılmıştır. Bu tip deneylerin yapılabilmesi için daha önce değişik amaçlar (hidrostatik + hidrodinamik yatak, sızdırmazlık elemanlarının performansı ve benzer testler) için kullanılabilecek şekilde tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiş olan deney düzeneği Şekil 3.4 de gösterilmiştir.

İlk olarak, deneylerde kullanılacak pabuçlar (dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yataklar) ölçü tamlığına dikkat edilerek imal edilmiştir. Dokuz adet imal edilen bu parçaların yüzey pürüzlülükleri üçerli gruplar oluşturacak şekilde yapılmaya çalışılmıştır. Bu parçaların ortalama yüzey pürüzlülük (R_a) yaklaşık değerleri $9,5 \mu m$, $1,5 \mu m$ ve $0,7 \mu m$ olacak şekilde torna çizgileri geometrisinde imal edilmiştir.[3] Test edilen pabuçlardan bir tanesine Şekil 3.4 de görüldüğü gibi, ön arka ve yan kenarlardaki basınç değişiminin belirlenmesi için kapiler borular yerleştirilmiştir. Hidrostatik cep

basıncının ile hidrodinamik yatak alanının basıncı hassas ölçü alınabilen manometrelerle ölçülmüştür.

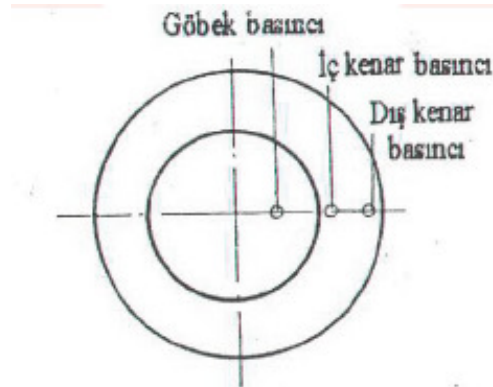
Şekil 3.1 de eksenel pistonlu pompa ve motorlardaki gerçek kayıcı pabuçların çalışma şartları dikkate alınarak imal edilen pabuç kesit görünüşü ve Şekil 3.2 de ise pabuç alt kayma yüzeyindeki basınç ölçüm yerleri görülmektedir.

Pabuçların kayma yüzeyleri düz ve torna izleri ile işlenmiştir. Pirinç malzemeden imal edilmiş olup silindir bloğuna giren kısmına sızdırmazlık sağlayacak şekilde tolerans verilmiştir.



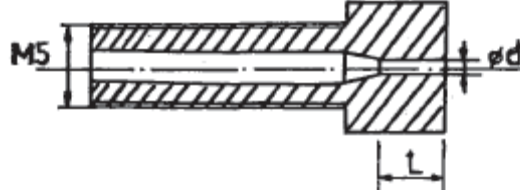
Şekil 3.1. Deneysel analizde kullanılan düz pabuç kesit görünüşü. [11]

Test edilen pabuçlardan bir tanesine Şekil 3.2 de görüldüğü gibi, ön, arka ve yan kenarlardaki basınç değişiminin belirlenmesi için kapiler borular yerleştirilmiştir.



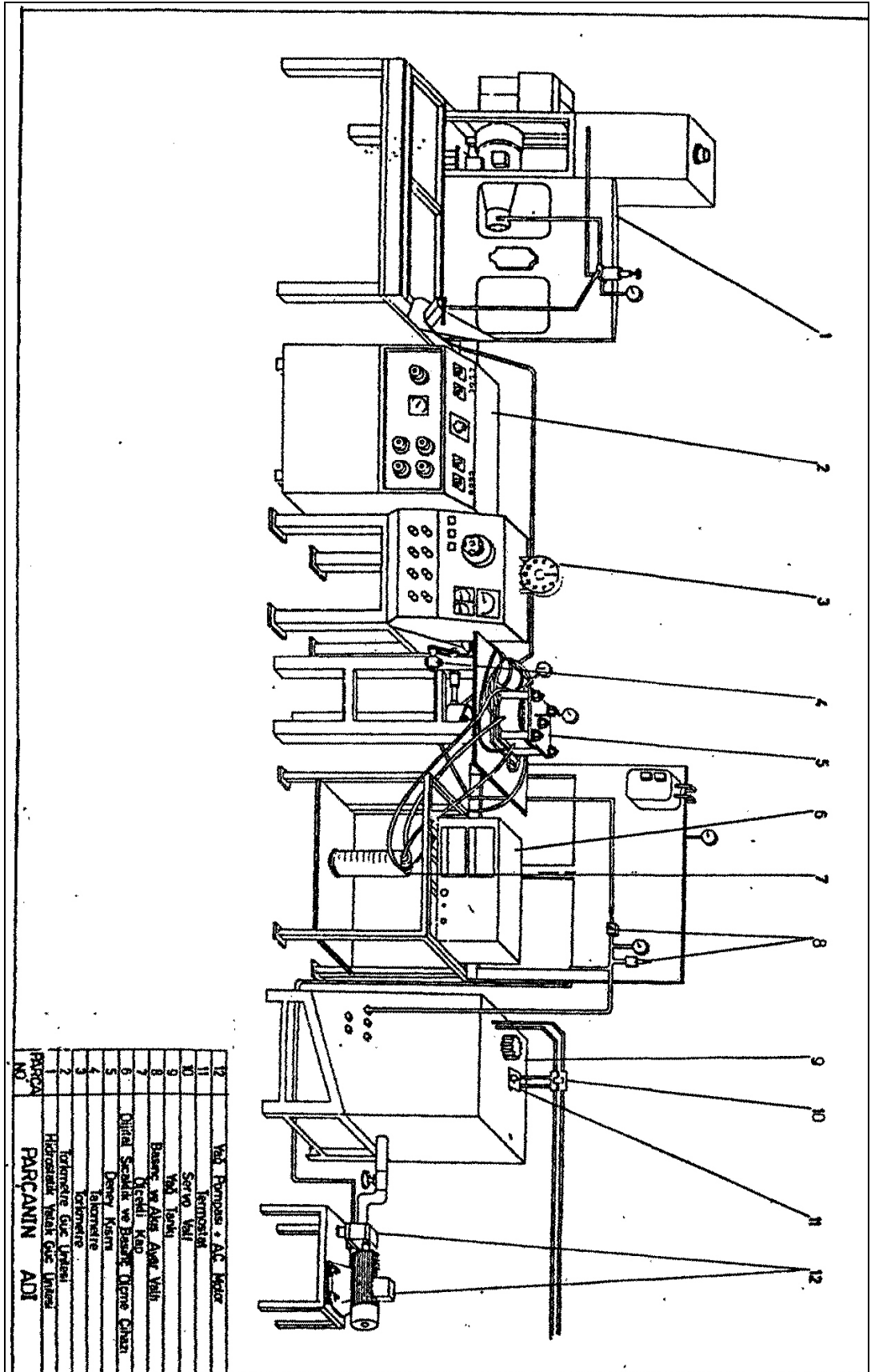
Şekil 3.2. Pabuç kayma yüzeyleri basınç ölçme yerleri.[11]

Hidrostatik cep basıncı ile hidrodinamik yatak alanının basıncı hassas ölçüm yapabilen manometrelerle ölçülmüştür.



Şekil 3.3. Kılcal boru kesiti.[11]

Pabuç cebine üst bölgeden yağ gönderen ve iç çapı 0,3; 0,5 ve 0,7 mm olan kılcal borular (veya orifizler) kullanılmıştır. Şekil-3.3 te kılcal boru kesiti görülmektedir



Şekil 3.4. Eksenel hidrostatik-hidrodinamik yatak deney düzeneği.[11]

Aşağıda açıklanan deney yöntemi, pabuçlar üzerine yapılan eşit yükleme basınçları ve çalışma hızları için tekrarlanmıştır.

Ortalama sıcaklık aralığının 15-20°C olmasına dikkat edilerek, çalışmaların bu sınırlar arasında yapılmasına özen gösterilmiştir. Ayrıca, deneylerde kullanılan yağ sıcaklığının da, deney basıncında, bu sıcaklık aralığının dışına çıkmamasına dikkat edilmiştir. Bu nedenlerle deneyde hava soğutmalı bir sistem kullanılmıştır.[3]

Her deneyden önce ve sonra yağ sıcaklıkları dijital termo ölçüm elemanları ile ölçülerek kaydedilmiştir.

Deney yükleme basınçlarının, basınç denetim valfi ile ayarlanması, pabuçlar altından çıkan akışkan miktarının ölçülmesi için kullanılan kronometre ve ölçüm kabının hazırlanması gibi ilk hazırlıklardan sonra sistemin tümü deney için hazır hale gelmektedir.[3]

Silindir bloğuna yağ gönderen basınç denetim valfi ile basınç 10,20 ve 30 bar olmak üzere üç değişik değerde ayarlanarak, pabuçların değişik yüklerde yüklenmesi sağlanmaktadır. Yine her değişik yükleme basıncı için, döner tablanın devir sayısı 125, 260, 540 ve 800 dev/dak.'lara ayarlanarak, bu değişik yükleme basınçlarında ve devir sayılarında tezgahın boşa ve yük altında çalışırken çektiği güç miktarları bir wattmetre ve kaçak yağ akış miktarının ölçekli kap ile belirlenmesi sağlanmaktadır. Belirlenen bu değerler, deneyler esnasında bir seferde üç pabuç kullanıldığı için üçe bölünerek bir pabuca düşen sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı tespit edilmiştir.[3]

Deney esnasında yağ giriş çıkış sıcaklıkları, piston yükleme ve hidrostatik cep yatak basınçları ve toplama kabındaki yağ seviyeleri kaydedilmektedir. Her bir deney sonrası, her pabuç, benzin banyosunda yıkanarak, basınçlı hava ile kurutulmuş ve 0,001 hassasiyetindeki bir terazi ile tartılarak malzeme kayıpları tespit edilmiştir. Deneylerde 0,3mm, 0,5mm ve 0,7mm gibi üç değişik çapa sahip kapiler boru kullanılmıştır. [3]

Yüzey pürüzlülük değerleri her deney başlangıcında ve deney bitiminde, pabuç yüzeyinde önceden işaretlenmiş en az dört ayrı bölgeden ölçüm yapılarak ortalaması alınmıştır. Deney süresinde yüzey pürüzlülük değerleri kontrol edilerek verilen değerler dışına çıkmamaya özen gösterilmiştir. [3]

Pabuçların dış çapı 41mm de sabit tutularak, pabuç iç çapları yarıçap oranı 0,1, 0,4 ve 0,7 değerlerine göre işlenmiştir

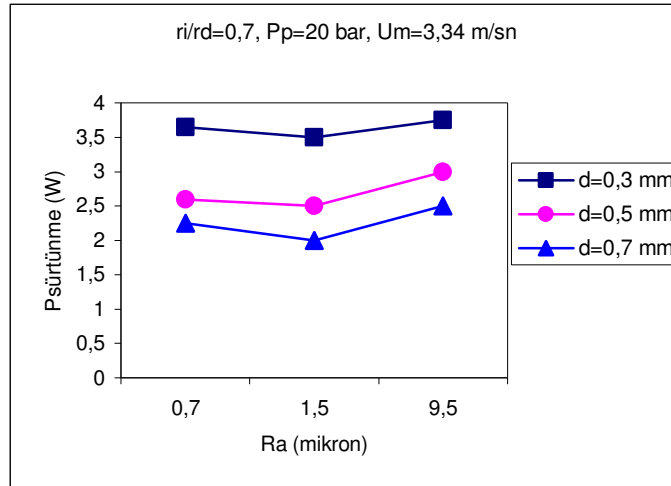
3.2. Deneysel Analiz Sonuçları

Bu çalışmada, deneysel bulguların yorumlanmasında daha önce yapılmış olan çalışmalardan faydalanılmıştır. Deney sonuçlarına göre, kullanılan çalışma şartları ve giriş parametreleri arasında olabilecek optimum değerler belirlenmiştir.

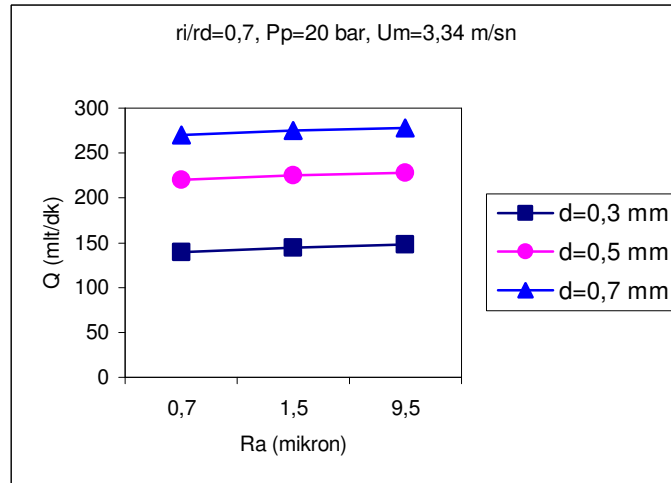
Dairesel cepli hidrostatik yataklarda, hidrostatik yatak bölgesine, dolayısıyla hidrodinamik alana yağ bir kısıtlayıcı eleman (orifiz veya kılcal boru) vasıtası ile gönderilir. Bu alana gönderilen yağ, döner tabla ile pabuç arasında yağlama görevi yaparken, aynı zamanda da hidrostatik alanda bir basınç oluşturarak kaldırma kuvveti meydana getirir.[3]

Döner tablanın tahriki için bir miktar enerji harcanmakta, böylece tablanın yüksüz bir şekilde dönmesi sağlanmaktadır. Döner tabla üzerinde sürtünerek çalışan pabuçlara yükleme yapıldığında, pabuç yüzeyleri ile döner tabla arasında sürtünme kuvveti oluşur. Oluşan sürtünme kuvveti, yükleme basıncına, pabuçların yüzey kalitesine, hidrostatik alanda meydana gelen kaldırma kuvvetinin miktarına ve yüzeyler arasındaki yağlama özelliğine bağlı olarak değişim gösterir. [3]

Şekil 3.5 ve şekil 3.6 deki grafikler 0,7 mm, 0,5 mm ve 0,3 mm orifizler için üç değişik yüzey pürüzlülüğüne sahip pabuçların; 0,7 yarıçap oranı, 20 bar yükleme basıncı ve 3,34 m/sn çevresel hız değerleri üzerinden yapılan sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı çalışmalarını göstermektedir.



Şekil 3.5. Yüzey pürüzlülüğü sürtünme güç kaybı değişimi.



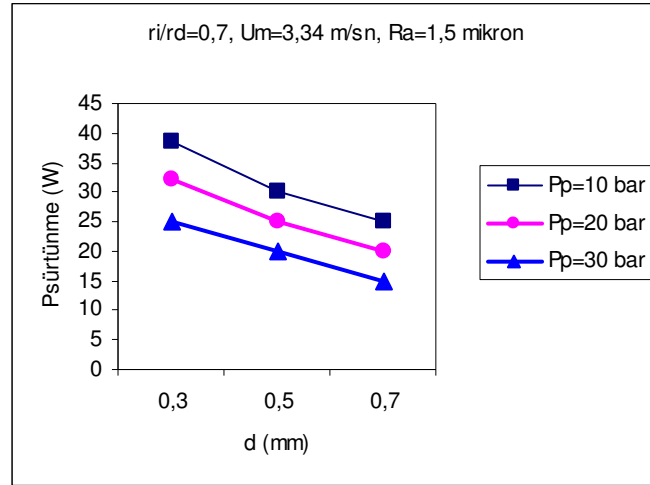
Şekil 3.6. Yüzey pürüzlülüğü sızıntı yağ miktarı değişimi.

Bu grafiklerde de görüldüğü üzere yüzey pürüzlülüğü çok fazla ($Ra=9,5 \mu m$) olan pabuçlarla tabla arasında oluşan sürtünme kuvvetini yenmek için daha fazla güce ihtiyaç duyulmakta, yüzey pürüzlülük değerinde azalma oldukça ihtiyaç duyulan gücünde azaldığı görülmektedir. Yüzey pürüzlülük değeri ($Ra=1,5 \mu m$) dolaylarında ise en düşük güç farkı elde edilmekte, yüzey pürüzlülüğü bu değerden aşağı doğru azaldıkça da güç farkında bir artma olduğu izlenmektedir. Aynı yükleme basıncında ve farklı orifizlerle yapılan deney sonuçları incelendiğinde, orifiz çapı küçüldükçe sürtünme güç kaybının arttığı, orifiz çapı büyük tutulduğunda ise sürtünme güç kaybının azaldığı görülmektedir. [3]

Şekil-3.5 de aynı yüzey pürüzlülük değerine sahip pabuçlarda, orifiz çapının büyüdükçe sızıntı yağ miktarının arttığı görülmektedir. Pabuçlar üzerindeki pürüzlerin tornalama esnasında helozonik bir geometrik şekli olduğu düşünülürse, yüzey pürüzlülüğü fazla olan pabuçta yağın yer değiştirmesi artmaktadır. Böylece, aynı kılcal boru çapına sahip pabuçta yüzey pürüzlülüğünün artmasıyla sızıntı yağ miktarı artar.

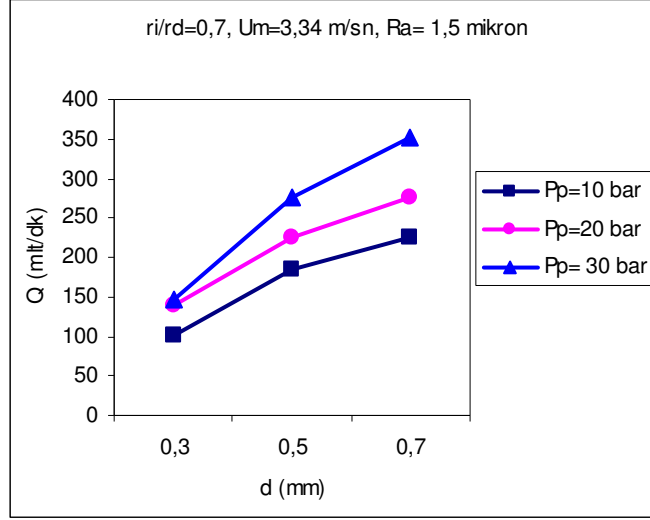
Şekil-3.7 ve şekil-3.8 deki grafikler 10 bar, 20 bar ve 30 bar yükleme basıncı için üç değişik orifiz çapına sahip pabuçların; 0,7 yarıçap oranı, $1,5 \mu m$ yüzey pürüzlülüğü ve 3,34 m/sn çevresel hız değerleri üzerinden yapılan sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı çalışmalarını göstermektedir.

Büyük hidrostatik cebe sahip pabuçlarda, hidrostatik alana gönderilen yağ miktarına ve yükleme basıncına bağlı olarak cep basıncı oluşur. Orifiz çapındaki artışla birlikte hidrostatik alanda meydana gelen cep basıncının artması yağ film kalınlığını da artırır.



Şekil 3.7. Orifiz çapı sürtünme güç kaybı değişimi.

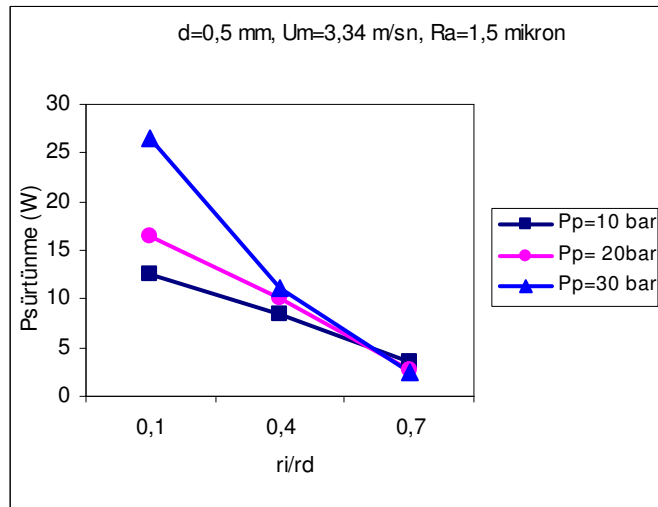
Pabuçlar ile döner tabla yüzeyi arasında oluşan bu yağ film kalınlığının değişimi, yüzeyler arasındaki pürüzlere bağlı olarak sınır-sıvı sürtünmesi dönüşümü sürtünme güç kaybını etkilemektedir. Dolayısıyla burada oluşan yağ film tabakası sürtünme güç kaybını azaltmış olur.



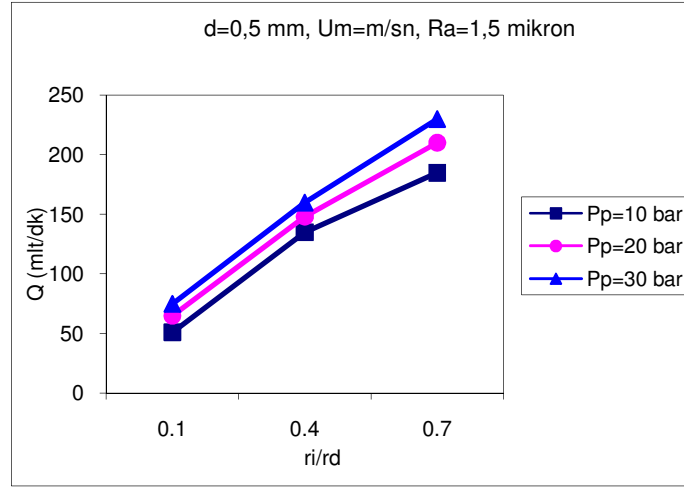
Şekil 3.8. Orifiz çapı sızıntı yağ miktarı değişimi.

Şekil-3.9 ve şekil-3.10 daki grafiklerde 10 bar, 20 bar ve 30 bar yükleme basınçlarında üç değişik yarıçap oranına sahip pabuçların; 0,5 mm orifiz çapı, 3,34 m/sn çevresel hız ve $1,5 \mu m$ yüzey pürüzlülüğü değerleri üzerinden yapılan sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı çalışmalarını göstermektedir.

Şekil 3.9 da görüldüğü üzere aynı pompa basıncında yarıçap oranının artmasıyla, pabuç ile döner tabla yüzeyi arasındaki temas alanı azalmakta, dolayısıyla sürtünme güç kaybı azalmaktadır.



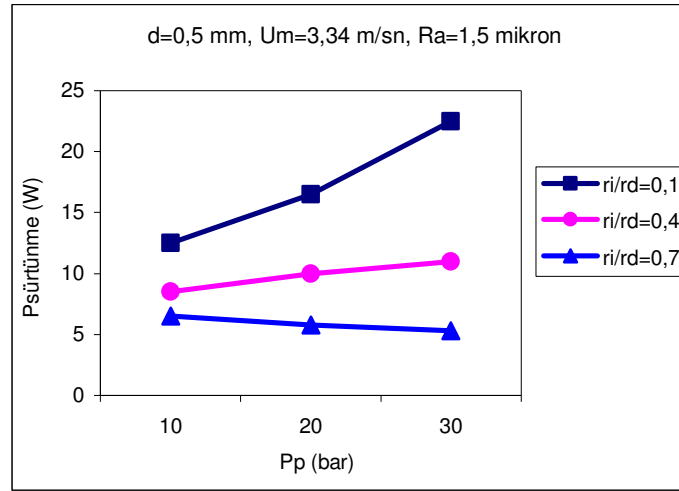
Şekil 3.9. Yarıçap oranı sürtünme güç kaybı değişimi.



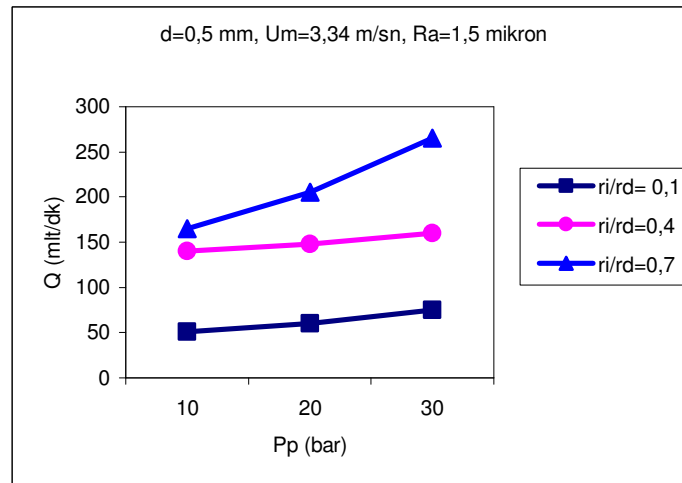
Şekil 3.10. Yarıçap oranı sızıntı yağ miktarı değişimi.

Küçük büyüklükte hidrostatik cebe sahip pabuçlarda, hidrostatik alana gönderilen yağ miktarı ve yükleme basıncına bağlı olarak cep basıncı oluşur ve yükleme basıncından kaynaklanan kuvvet dengelenmeye çalışılır. Burada cep alanının büyüklüğüne bağlı olarak oluşan dengeleme kuvveti, büyük ve orta büyüklükte hidrostatik alanı bulunan pabuçlarda oluşan dengeleme kuvvetinden daha azdır. Çünkü küçülen cep alanıyla, dengeleme kuvvetinin geri kalan kısmı hidrodinamik alan tarafından karşılanmaktadır. Bu da hidrodinamik alanda oluşan yağ film kalınlığının artmasına paralel olarak sızıntı yağ miktarını artırır (Şekil 3.10).

Şekil 3.11 ve Şekil 3.12 deki grafikler 0,1, 0,4 ve 0,7 yarıçap oranında üç değişik yükleme basıncında; 0,5 mm orifiz çapı, 3,34 m/sn çevresel hız ve $1,5 \mu m$ yüzey pürüzlülüğü değerleri üzerinden yapılan sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı çalışmalarını göstermektedir.



Şekil 3.11. Yükleme basıncı sürtünme güç kaybı değişimi.



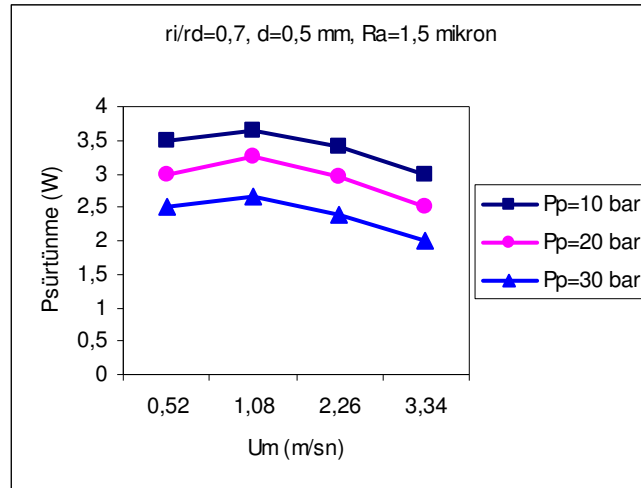
Şekil 3.12. Yükleme basıncı sızıntı yağ miktarı değişimi.

Şekil 3.11 da aynı yarıçap oranında pompa basıncının artmasıyla 0,1 ve 0,4 yarıçap oranında sürtünme güç kaybı artmakta, fakat 0,7 yarıçap oranında azalmaktadır.

Hidrostatik alanın küçülmesiyle, pabuç ile döner tabla arasındaki temas alanının artması sürtünme güç kaybını arttırmaktadır. Buna göre, sürtünme güç kaybı 0,4 ile 0,7 yarıçap oranları arasında bilirlri bir değer için optimum niteliktedir denilebilir. Bu optimum değeri tespit etmek için hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla sürtünme güç kaybının maksimum olduğu yarıçap oranı belirlenmiş ve Bölüm-2 de detaylıca izah edilmiştir.

Cep alanının büyüklüğüne bağlı olarak oluşan dengeleme kuvveti, büyük ve orta büyüklükte hidrostatik alanı bulunan parçalarda oluşan dengelem kuvvetinden daha azdır. Çünkü küçülen cep alanıyla dengeleme kuvvetinin geri kalan kısmı hidrodinamik alan tarafından karşılanmaktadır. Bu da, hidrodinamik alanda oluşan yağ film kalınlığının artmasına paralel olarak sızıntı yağ miktarını artırır (Şekil-3.12).

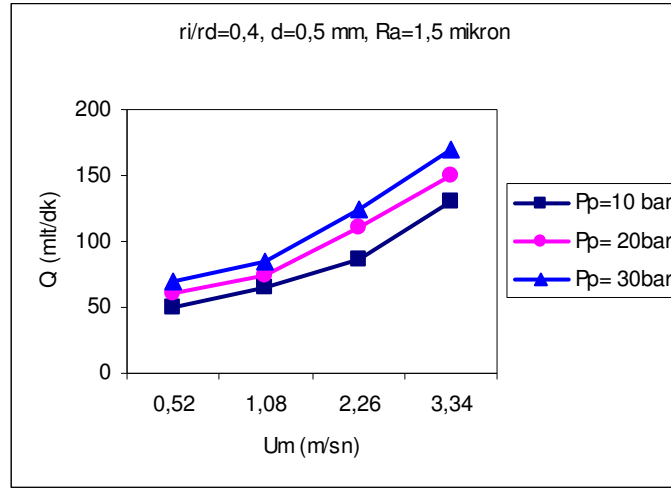
Şekil 3.13 ve şekil 3.14 deki grafikler 10 bar, 20 bar ve 30 bar yükleme basıncında dört değişik devir sayısında; 0,7 yarıçap oranı, 0,5 mm orifiz çapı ve $1,5\mu m$ yüzey pürüzlülüğü değerleri üzerinden yapılan sürtünme güç kaybı ve sızıntı yağ miktarı çalışmalarını göstermektedir.



Şekil 3.13. Devir sayısı sürtünme güç kaybı değişimi.

Şekil 3.13 de görüldüğü üzere aynı yükleme basıncında devir sayısının artmasıyla sürtünme güç kaybı önce artmakta, belirli bir değerden sonra da azalmaktadır. Yükleme basıncı küçükken, hidrostatik alanda meydana gelen tepki kuvveti denge sağlamakta yetersiz kalmakta bu nedenle de çekilen güçte bir yükselme olmaktadır.

Aynı şekilde başlangıçta devir sayısının yükselmesi ile çekilen güçte bir yükselme görülmesi normaldir. Çünkü devir sayısı ve yükleme basıncına bağlı olarak meydana gelen sıvı sürtünmesi tam teşekkül etmemektedir. Tam sıvı sürtünmesi, yükleme basıncı artırıldığında ve kritik dönme hızına ulaşıldığında meydana gelmektedir. Buna göre devir sayısı yaklaşık 500 dev/dk'nın üzerine çıkıldığında sürtünme güç kaybında azalma olmaktadır.



Şekil 3.14. Çevresel hız sızıntı yağ miktarı değişimi.

Yapılan deneysel analiz sonuçlarına göre, sürtünme güç kaybına pabuç yüzey profili, hidrostatik alan büyüklüğü ve orifiz çaplarının etkili olduğu görülmüştür. Hidrostatik yatak alanı küçüldükçe, cep basıncının yükleme (pompa) basıncına yaklaştığı gözlenmiştir. Bu durum, pabucun üstüne uygulanan etki kuvvetinin hidrostatik-hidrodinamik yatak tarafından dengelenmesi esnasında, yatak cebinin maksimum kaldırma kapasitesine yaklaştığını gösterir.[3]

Orifiz çapının küçülmesiyle, yatak cep alanına giden yağ miktarının azalması, hidrodinamik alanda oluşan yağ film kalınlığını azaltır, dolayısıyla güç kayıpları artar.[3]

Hidrostatik-hidrodinamik prensiple çalışan yataklarda, hidrostatik yatak alınının büyük tutulması güç kayıplarını en aza indirdiği ve yaklaşık 800 dev/dak devir hızından sonra güç kayıplarında önemli bir düşüş olduğu tespit edilmiştir. Kullanılan orifiz çaplarının 0,5-0,7mm arasında olması pabuç yüzeyi ile plaka arasında yeterli yağ filminin oluşmasını sağladığı, ayrıca yüzey pürüzlülüğünün $Ra=1,5\mu m$ civarında olduğu takdirde en iyi çalışma ortamının sağlanabilecek olması deney sonuçlarında ortaya çıkmıştır.[3]

4. BÖLÜM

MÜHENDİSLİK OPTİMİZASYONU VE GENETİK ALGORİTMA YÖNTEMİ

4.1 Optimizasyon Nedir?

Belirli sınırlamaları sağlayacak şekilde, bilinmeyen parametre değerlerinin bulunmasını içeren herhangi bir problem, optimizasyon problemi olarak adlandırılabilir. Optimizasyon işleminde ilk adım olarak karar parametreleri veya karar değişkenleri ya da tasarım parametreleri olarak da adlandırılan parametre setinin tanımlanması gerekir. Sonra, bu parametrelere bağlı olarak en küçük yapılacak (minimize edilecek) bir maliyet fonksiyonu veya en büyük yapılacak (maksimize edilecek) bir kar fonksiyonu ve problemle ilgili sınırlama fonksiyonları (constraints) tanımlanmalıdır. Maliyet fonksiyonu daha düşük bir nümerik değer üretirken, kar fonksiyonu ise daha yüksek bir nümerik değer üretmektedir. Sınırlamalar, parametrelerin alamayacağı değerlerini tanımlamakta ve karar parametrelerine bağlı olarak ifade edilmektedir. Bazı sınırlamalar eşitsizlikler, bazıları ise eşitlikler biçiminde olabilir.

Optimizasyon “en iyi”, “en kastedilen” manaları hedef olarak alıp, matematik modelini oluşturup, belirtilen sınırlar içinde bu fonksiyonun minimum veya maksimum değerlerinin bulunmasıdır. Böyle bir problemin üç önemli bileşeni vardır.[12]

a) Tasarım Değişkenleri: Özellikle uzunluk, kalınlık, çap v.b. gibi modeli tanımlayan geometrik büyüklüklerdir. Dikkat edilmesi gereken nokta, bunlar birbirinden bağımsız değişkenlerdir. Diğer bir deyişle bağımsız değişkenlere farklı değerler atayarak, farklı tasarımlar yapılabilir. Örneğin bir iç boruda iç ve dış çapın verilmesi yeterlidir. Et

kalınlığı iç ve dış çapa göre belirlenebildiğinden bağımsız değişken olarak verilmesi problemi karmaşık hale getirir.

b) Tasarım Kısıtlamaları (veya Sınırlamaları): Tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanan ve sisteme ait gerilme, frekans, boyut, deformasyon, sıcaklık gibi büyüklük sınırlarını belirten ifadelerdir. Pratikte kesme hızı ve ilerleme değerleri aşağıdaki gibi kısıtlarla sınırlanır.

c) Amaç (Hedef) Fonksiyonu: Tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanan ve tasarım sınırlamaları dâhilinde minimum veya maksimum yapılmaya çalışılan fonksiyondur. Literatürlerde kullanılan amaç fonksiyonlar; minimum maliyet, maksimum ağırlık, minimum enerji giderleri, maksimum dayanıklılık, maksimum performans, maksimum kar ve örneğin bir araç için maksimum sürüş kalitesi gibidir.

4.2 Mühendislik Optimizasyonunda Yapay Zekâ Algoritmaları

Yapay zekâ, insan tarafından yapıldığında zekâ olarak adlandırılan davranışların (akıllı davranışların) makine tarafından da yapılmasıdır. Yapay zekâ'nın insan aklının nasıl çalıştığını gösteren bir kuram olduğu da söylenebilir. Yapay zekâ'nın amacı, makineleri daha akıllı hale getirmek, zekânın ne olduğunu anlamak ve makineleri daha faydalı hâle getirmektir.

Yapay zekânın amacı insanın zekâsını bilgisayar aracılığı ile taklit etmek, bu anlamda belli bir ölçüde bilgisayarlara öğrenme yeteneği kazandırabilmektir. Bu şekilde yapay zekâ çoğunlukla insanın düşünme yeteneğini, beynin çalışma modelini veya doğanın biyolojik evrimini modellemeye çalışan yöntemlerden oluşur.

Bilgisayar teknolojisindeki gelişime paralel olarak özellikle son yirmi yılda ulaşım alanında karşımıza çıkan ve sezgisel olarak çözülebilen ya da çözülmesi matematik teknikler ile mümkün olmayan gerçek hayat problemlerini çözmeye yönelik ileri teknikler yapay zekâ teknikleri olarak adlandırılır.[13]

Sezgisel algoritmalar, sağ-el kurallarına dayalı algoritmalar, herhangi bir amacı gerçekleştirmek veya hedefe varmak için çeşitli alternatif hareketlerden etkili olanlara karar vermek amacıyla tanımlanan kriterler veya bilgisayar metotlarıdır. Bu algoritmalar, çözüm uzayında optimum çözüme yakınsaması ispat edilemeyen

algoritmalar olarak da adlandırılır. Bu tür algoritmalar, yakınsama özelliğine sahiptir, ama kesin çözümü garanti edemezler ve sadece kesin çözüm yakınındaki bir çözümü garanti edebilirler. Sezgisel algoritmalar aşağıdaki sebeplerden dolayı ihtiyaç duyulmaktadır;

a- Optimizasyon problemi, kesin çözümü bulma işleminin tanımlanamadığı bir yapıya sahip olabilir.

b- Anlaşılabilirlik açısından sezgisel algoritmalar karar verici için çok daha basit olabilir.

c- Sezgisel algoritmalar, öğrenme amaçlı ve kesin çözümü bulma işleminin bir parçası olarak kullanılabilir.

d- Matematiksel formülleriyle yapılan tanımlamalarda genellikle gerçek dünya problemlerinin en zor tarafları (hangi amaçlar ve hangi sınırlamalar kullanılmalı, hangi alternatifler test edilmeli, problem verisi nasıl toplanmalı) ihmal edilir. Model parametrelerini belirleme aşamasında kullanılan verinin hatalı olması, sezgisel yaklaşımın üretebileceği alt optimal çözümden daha büyük hatalara sebep olabilir.[13]

Çok klasik sezgisel algoritmalar probleme bağımlı algoritmalarlardır. Yani bir problem için iyi performans gösterirken diğer bir problem için aynı şekilde başarılı çözüm üretemeyebilir. Bundan dolayı çok daha genel olarak uygulanabilen algoritmaların geliştirilmesine yönelik çalışmaların sayısı her geçen gün hızlı bir şekilde artmaktadır. Geçen 30-40 yılda çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlar; sosyal biyoloji, zooloji, fizik, bilgisayar ve karar verme gibi bilimler temel alınarak türetilmiştir. Bundan dolayı bu tür yaklaşımlara modern sezgisel yaklaşımlar veya yapay zekâ yaklaşımları adı verilmektedir. (Reeves,1995).Bu algortimaların en popüler olanları, yapay ısıtıl işlem (simulated annealing) algortiması (Kirkpatrick,1989; Aarts ve Korst,1988), tabu araştırma algoritması (Glover, 1989), genetik algoritma (Holland,1975), karınca koloni algoritması (Dorigo ve arkadaşları,1991), yapay bağışıklık algoritması (Farmer ve arkadaşları,1986) ve diferansiyel gelişim algortiması (Storn,1997)dır.Yapay sinir ağlarının bazı modelleri ve bulanık programlama (fuzzy programming) da optimizasyon amaçlı kullanılmaktadır (Pham ve Karaboğa,2000).Yani bu yaklaşımlarda optimizasyonda kullanılan yapay zeka yaklaşımlarıdır.[13]

Literatürde radyal kaymalı yatak ve eksenel hidrostatik kaymalı yatak için minimum güç optimizasyonunu amaçlayan genetik algoritma uygulamalarına rastlanmaktadır. Bir uygulama alanı olarak genetik algoritma yönteminin, deneysel çalışmaların optimizasyonu için kullanılması ve daha önce benzer uygulamaların olması bakımından bu çalışmada tercih edilmiştir.

4.3 Genetik Algoritmalar ve Uygulama Alanları

Genetik algoritmalar, doğal seçim ilkelerine dayanan bir arama ve optimizasyon yöntemidir. Temel ilkeleri John Holland tarafından ortaya atılmıştır. Temel ilkelerinin ortaya atılmasından sonra, genetik algoritmalar hakkında birçok bilimsel çalışma yayınlanmıştır. Ayrıca, genetik algoritmaların teorik kısmı ve uygulamaları hakkında birçok uluslar arası konferans da düzenlenmektedir. Genetik algoritmaların, fonksiyon optimizasyonu, çizelgeleme, mekanik öğrenme, tasarım, hücresel üretim gibi alanlarda başarılı uygulamaları bulunmaktadır. Geleneksel optimizasyon yöntemlerine göre farklılıkları olan genetik algoritmalar, parametre kümesini değil kodlanmış biçimlerini kullanırlar. Olasılık kurallarına göre çalışan genetik algoritmalar, yalnızca amaç fonksiyonuna gereksinim duyar. Çözüm uzayının tamamını değil belirli bir kısmını tararlar. Böylece, etkin arama yaparak çok daha kısa bir sürede çözüme ulaşırlar.[14]

Genetik algoritmalar, evrim mekanizmasını örnek alan bir arama yöntemidir ve bir veri grubundan özel bir veriyi bulmak için kullanılır. Amacı, problemler için doğada geçerli olan en iyinin yasaması kuralına dayanarak sürekli iyileşen çözümler üretmektir. Genetik algoritma ile oluşturulan seçim, doğal topluluklara benzer bir şekilde bilgisayar hafızasına depo edilmiş kromozomlar üzerinde icra edilmektedir.[14]

Genetik algoritmalar, mühendislik problemlerinde optimizasyon amaçlı olarak kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle mekanizma tasarımında çok iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir. Bunlardan başka otomatik programlama, öğrenme kabiliyetli makineler, ekonomi, çevre bilim, planlama, üretim hattı yerleşimi gibi alanlarda da uygulanmaktadır. Ayrıca dijital resim işleme tekniğinde de çokça uygulama alanı bulmuştur.[14]

4.3.1. Genetik Algoritmaların Temel Teoremi

Algoritma ilk olarak popülasyon diye tabir edilen bir çözüm (kromozomlarla ifade edilir) seti ile başlatılır. Bir popülasyondan alınan sonuçlar bir öncekinden daha iyi olacağı beklenen yeni bir popülasyon oluşturmak için kullanılır. Yeni popülasyon oluşturulması için seçilen çözümler uyumluluklarına göre seçilir. Çünkü uyumlu olanların daha iyi sonuçlar üretmesi olasıdır. Bu istenen çözüm sağlanıncaya kadar devam ettirilir[15].

Genetik algoritmaların nasıl arama yaptığı alt dizi kavramıyla açıklanmaktadır. Alt diziler, genetik algoritmaların davranışlarını açıklamak için kullanılan teorik yapılardır. Bir alt dizi, belirli dizi kümeleri arasındaki benzerliği tanımlayan bir dizidir. Alt diziler, $\{0, 1, *\}$ alfabesi kullanılarak tanımlanır. Örneğin H alt dizisi, ilk konumunda 0, ikinci ve dördüncü konumunda 1 değeri olan kromozomlar kümesi içindir.

$$H = 0 \ 1 \ * \ 1 \ *$$

* sembolü dizinin o konumunun hangi değeri alıp almadığının önemli olmadığı anlamındadır. Dizi o konumda 0 veya 1 değeri alabilir. Eğer bir x dizisi, alt dizinin kalıbına uyarsa x dizisine “H’nin bir örneğidir” denir. Alt dizilerin iki özelliği mevcuttur. Bu özellikler aşağıda verilmiştir.

1. Alt dizi derecesi: Bir H alt dizisinin derecesi $o(H)$ ile gösterilir ve mevcut alt dizi kalıbında bulunan sabit konumların sayısıdır. Bu sayı ikili alfabede 0 ve 1 değerlerinin sayısının toplamına eşittir.

2. Alt dizi uzunluğu: Bir H alt dizisinin uzunluğu $\ddot{a}(H)$ ile gösterilir ve mevcut alt dizi kalıbında bulunan belirli ilk ve son konumlar arasındaki uzaklıktır. Alt dizi derecesi ve alt dizi uzunluğu kavramlarının genetik algoritmaların temel teoreminde son derece önemli bir yeri değer. Alt dizi derecesi düşük, alt dizi uzunluğu kısa olan diziler “yapı blokları” olarak adlandırılır. John Holland, genetik algoritmaların işleyişinde uygun yapı bloklarının tanımlanmasını ve bu yapı bloklarının daha uygun yapı blokları elde etmek amacıyla birleştirilmesini önermektedir. Bu fikir yapı blokları hipotezi olarak bilinmektedir. Genetik algoritmanın temel teoremi ise şöyle açıklanmaktadır: Popülasyon ortalamasının üstünde uyum gücü gösteren, kısa uzunluğa ve düşük

dereceye sahip alt diziler zamanın ilerlemesiyle üstsel olarak çoğalırlar. Bu çoğalma, genetik işlemler aracılığı ile gerçekleşmektedir ve sonucunda ana-babadan daha üstün özellikler taşıyan bireyler ortaya çıkmaktadır. Bu çözüm kalitesinin kuşaktan kuşağa artması iki nedene bağlanmaktadır. Bu nedenler şöyle açıklanabilir. Başarısız olan bireylerin üreme şansları azaltıldığı için kötüye gidiş zorlaşmaktadır. Genetik algoritmaların yapısı kötüye gidisi engellemekle kalmamakta, genetik algoritmaların temel teoremi uyarınca, zaman içinde hızlı bir iyiye gidiş de sağlayabilmektedir. Genetik algoritmaların işleme adımları incelendiğinde bu nedenler daha iyi anlaşılmaktadır. Genetik algoritmalar yapısı gereği, kötü bireyleri yani uygun olmayan çözümleri, operatörleri sayesinde elemektedir. Bu işlemler bir döngü içerisinde durdurma kriteri sağlanana kadar devam etmektedir.[15]

4.3.2 Genetik Algoritma Aşamaları

Birçok alanda uygulama imkânı olan genetik algoritmaların işleme adımları şöyle açıklanabilir.[15]:

1. Adım: Olası çözümlerin kodlandığı bir çözüm grubu oluşturulur. Çözüm grubuna biyolojideki benzerliği nedeniyle popülasyon, çözümlerin kodları da kromozom olarak adlandırılır. Bu adıma popülasyonda bulunan birey sayısını belirleyerek başlanır. Bu sayı için bir standart yoktur. Genel olarak önerilen 100- 300 aralında bir büyüklüktür. Büyüklük seçiminde yapılan işlemlerin karmaşıklığı ve aramanın derinliği önemlidir. Popülasyon bu işlemten sonra rastgele oluşturulur.

2. Adım: Her kromozomun ne kadar iyi olduğu bulunur. Kromozomların ne kadar iyi olduğunu bulan fonksiyona uygunluk fonksiyonu denir. Bu fonksiyon işletilerek kromozomların uygunluklarının bulunması ise hesaplama (evaluation) adı verilir. Bu fonksiyon genetik algoritmanın beynini oluşturmaktadır. GA da probleme özel çalışan tek kısım bu fonksiyondur. Çoğu zaman GA nın başarısı bu fonksiyonun verimli ve hassas olmasına bağlı olmaktadır.

3. Adım: Bu kromozomlar eşleyerek yeniden kopyalama ve değiştirme operatörleri uygulanmıştır. Bu sayede yeni bir popülasyon oluşturulur. Kromozomların eşlenmesi kromozomların uygunluk değerlerine göre yapılır. Bu seçimi yapmak için rulet tekerleği seçimi, turnuva seçimi gibi seçme yöntemleri vardır.

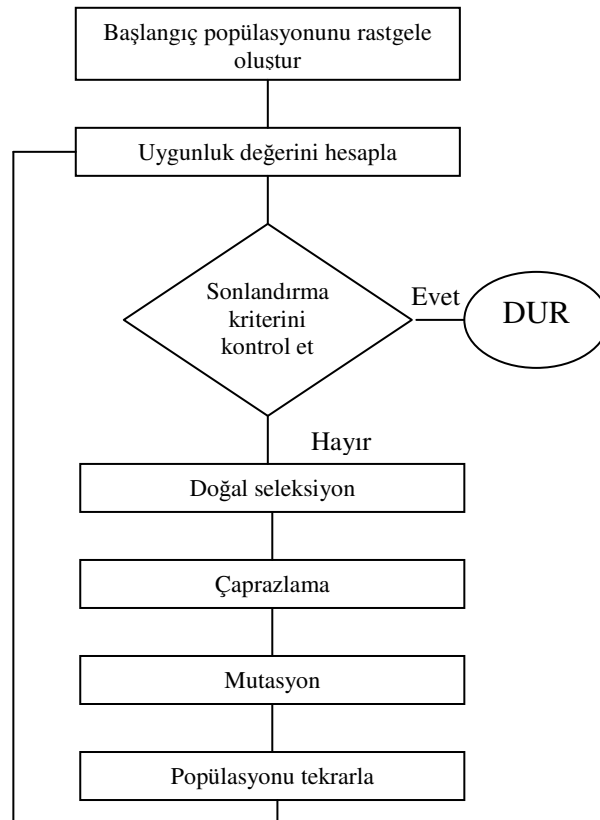
4. Adım: Yeni kromozomlara yer açmak için eski kromozomlar ortadan kaldırılır. Eski kromozomlar çıkartılarak sabit büyüklükte bir popülasyon sağlanır.

5. Adım: Tüm kromozomların uygunluklar tekrar hesaplanır. Tüm kromozomlar yeniden hesaplanarak yeni popülasyonun başarısı bulunur.

6. Adım: GA defalarca çalıştırılarak çok sayıda popülasyon oluşturulup hesaplanır. Eğer zaman dolmamışsa 3. adıma gidilir.

7. Adım: O ana kadar bulunan en iyi kromozom sonuçtur. Çünkü popülasyonların hesaplanmasında en iyi bireyler saklanmıştır.

Genetik algoritmalar bir çözüm uzayındaki her noktayı, kromozom adı verilen ikili bit dizisi ile kodlar. Her noktanın bir uygunluk değeri vardır. Tek bir nokta yerine, genetik algoritmalar bir popülasyon olarak noktalar kümesini muhafaza eder. Her kuşakta, genetik algoritma, çaprazlama ve mutasyon gibi genetik operatörleri kullanarak yeni bir popülasyon oluşturur. Birkaç kuşak sonunda, popülasyon daha iyi uygunluk değerine sahip üyeleri içerir.[14]



Şekil 4.1. Genetik algoritma işlem şeması. [17]

4.3.3 Genetik Algoritmelerde Parametre Seçimi

Parametreler, genetik algoritma performansı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Optimal kontrol parametreleri bulmak için birçok çalışma yapılmıştır fakat tüm problemler için genel olarak kullanılabilir parametreler bulunamamıştır. Bu parametreler, kontrol parametreleri olarak adlandırılmaktadır. Kontrol parametreleri popülasyon büyüklüğü, çaprazlama olasılığı, mutasyon olasılığı, kuşak aralığı, seçim stratejisi ve fonksiyon ölçeklemesi olarak sayılabilir. Bu parametreler aşağıda açıklanmıştır.[14]

Popülasyon Büyüklüğü: Genetik algoritma kullanıcısı tarafından verilen en önemli kararlardan birisidir. Bu değer çok küçük olduğunda, genetik algoritma yerel bir optimuma takılabilmektedir. Popülasyonun çok büyük olması ise çözüme ulamsa zamanını arttırmaktadır. Bu konuda Goldberg 1985’de, yalnızca kromozom uzunluğuna bağlı bir popülasyon büyüklüğü hesaplama yöntemi önermiştir. Ayrıca Schaffer ve arkadaşları 1989’da çok sayıda test fonksiyonları üzerinde yaptıkları araştırmalar sonucunda, 20–30 arası bir popülasyon büyüklüğünün iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Çaprazlama Olasılığı: Çaprazlamanın amacı, mevcut iyi kromozomların özelliklerini birleştirerek daha uygun kromozomlar yaratmaktır. Kromozom çiftleri $P(c)$ Olasılığı ile çaprazlamaya uğramak üzere seçilirler. Çaprazlamanın artması, yapı bloklarının artmasına neden olmakta fakat aynı zamanda bazı iyi kromozomların da bozulma olasılığını arttırmaktadır.

Mutasyon Olasılığı: Mutasyonun amacı popülasyondaki genetik çeşitliliği korumaktır. Mutasyon $P(m)$ Olasılığı ile bir kromozomdaki her bitte meydana gelebilir. Eğer mutasyon Olasılığı artarsa, genetik arama rastsal bir aramaya dönüşür. Fakat bu aynı zamanda kayıp genetik malzemeyi tekrar bulmada yardımcı olmaktadır.

Kuşak Aralığı: Her kuşaktaki yeni kromozom oranına kuşak aralığı denmektedir. Genetik operatörler için kaç tane kromozomun seçildiğini gösterir. Yüksek bir değer birçok kromozomun yer değiştirdiği anlamına gelmektedir.

Seçim Stratejisi: Eski kuşağı yenilemenin çeşitli yöntemleri mevcuttur. Kuşaksal stratejide, mevcut popülasyondaki kromozomlar tamamen yavrular ile yer değiştirir.

Popülasyonun en iyi kromozomu da yenilendiğinden dolayı bir sonraki kuşağa aktarılamaz ve bu yüzden bu strateji en uygun (elitist) stratejisiyle beraber kullanılmaktadır. En uygun stratejisinde, popülasyondaki en iyi kromozomlar hiçbir zaman yenilenmemektedir, bundan dolayı çoğalma için en iyi çözüm her zaman elverişlidir. Denge durumu stratejisinde ise, her kuşakta yalnızca birkaç kromozom yenilenmektedir. Genellikle, yeni kromozomlar popülasyona katıldığında en kötü kromozomlar yenilenir.

Fonksiyon Ölçeklemesi: Doğrusal ölçekleme, üstsel ölçekleme gibi yöntemler mevcuttur. Probleme göre en uygun ölçekleme yönteminin seçilmesi genetik algoritmanın etkin işlemesi açısından önem taşımaktadır.

4.3.4 Genetik Algoritmanın Uygulama Alanları

Genetik algoritmaların genel uygulama alanları aşağıdaki gibi verilebilir:[14]

Optimizasyon

Bir arama yöntemi olan genetik algoritmalar, farklı bilim dallarındaki optimizasyon problemlerini çözmede kullanılmaktadır. Genetik algoritmaların uygulandığı optimizasyon problemleri, fonksiyon optimizasyonu ve birleş (combinatorial) optimizasyonu altında toplanabilir. Genetik algoritma araştırmalarının önemli bir bölümü fonksiyon optimizasyonu ile ilgilidir. Genetik algoritmalar, geleneksel optimizasyon tekniklerine göre zor, süresiz ve gürültü (noisy) içeren fonksiyonları çözmede daha etkindirler. Optimize edilecek amaç fonksiyonunun süresiz olması halinde, süresizlik noktalarında fonksiyonun türevi alınamayacağından, türev almaya dayalı optimizasyon yöntemleri kullanılamamaktadır. Oysa, genetik algoritmalar, problemlerin çözümü için türev veya diğer yardımcı bilgilere gereksinim duymadığından özellikle bu tip problemlerin çözümünde geleneksel yöntemlere göre önemli bir üstünlük sağlamaktadır

Mekanik Öğrenme

Mekanik öğrenme; ilki, gözlenmiş bir veri takımını anlamak ve yorumlamak, ikincisi de görülmemiş objelerin özelliklerini tahmin etmek olan iki temel amaç için model kurmayı amaçlar. Parametrik istatistikten ziyade çok büyük veri takımlarının yönetimi

üzerinde çalışır. Kullandığı metotların çoğu dağılımdan bağımsız metotlar olarak sınıflanabilir. Uygun model seçimi için işe problem hakkındaki varsayımlarla başlamaz. Onun yerine uygun model yapısını belirlemek için doğrudan mevcut veriden hareketle bir araç kutusu yaklaşımı kullanır. Sınıflama sistemi, genetik algoritmaların mekanik öğrenme alanında bir uygulamasıdır Basit dizi kurallarını öğrenen bir mekanik öğrenme sistemi olan sınıflama sisteminin kural ve mesaj sistemi, özel bir üretim sistemi olarak adlandırılabilir. Bu üretim sistemi, “eğer-sonra” kural yapısını kullanır. Bir üretim kuralı, “eğer” yapısından sonra belirtilen durum için, “sonra” yapısından sonra gelen faaliyetin gerçekleştirilmesini içerir Genetik algoritmalar, sınıflama sistemlerinde kural-bulma mekanizması olarak kullanılmaktadırlar Genetik algoritmalar ayrıca, sinir ağlarında ve proteinin yapısal analizinde de kullanılmaktadır.

Montaj Hattı Dengeleme Problemi

Montaj işlemi endüstrilerde çok önemli bir rol oynamaktadır. Nof ve arkadaşlarının 1997’de yayınlanan çalışmalara göre üretilen mamullerin montajı, toplam üretim zamanının % 50’sine, toplam birim üretim maliyetinin % 20’sine ve işçilik maliyetlerinin % 30-% 50’sine karşılık gelmektedir. Bundan dolayı montaj hattı dengeleme problemi, firmalar açısından yaşamsal öneme sahiptir. Bu konuda; Leu, Motheson ve Rees’in 1994’de, Rubinovitz ve Levitin’in 1995’de, Tsujimura, Gen ve Kubota’nın 1995’de, Sabuncuoğlu, Erel ve Tanyer’in 1999’da, Ponnambalam, Aravindan ve Naidu’nun 2000’de yayınlanmış çalışmaları bulunmaktadır. Bu çalışmalardan Tsujimura, Gen ve Kubata’nın 1995 yılında yayınlanan çalışmasında; her bir iş istasyonundaki toplam işlem zamanlarını minimize etmeyi hedefleyen amaç fonksiyonunun çözümü, genetik algoritma ile bulanık küme mantığı birlikte kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Tesis Yerleşim Problemi

Tesis yerleşim problemleri araç/gereçleri veya diğer kaynakları belirli bir kritere göre optimum performans sağlayacak şekilde yerleştirme kararını içermektedir. Bu gibi kararlar, araç/gereçlerin genellikle farklı ürünleri üretme esnasında kullanılmasından dolayı karmaşık hale gelmektedir. Her ürünün kendine özgü gereksinimleri olabilir ve tüm ürünler için toplam üretim maliyetinin optimum olması sağlanacak şekilde yerleşim tasarlanabilir. Yerleşim kararları hızlı ve doğru verilmelidir. Çünkü kararların zayıflığı

üretim esnasında ortaya çıkmakta ve bu da artı maliyetlere yol açmaktadır. Örneğin, üretimde robot kullanan işletmelerin tesis yerleşimi tasarımında karmaşıklık söz konusudur. Tek bir robot bir makineden diğerine parçalar taşıırken hareketsiz bir noktada sabitlenir ve yalnızca bir eksen etrafında hareket eder. Robotun hareketine göre, makineler tek-sıra, doğrusal çift-sıra, dairesel tek-sıra ve çoklu-sıra gibi dört farklı yerleşim şekliyle yerleştirilebilir. Burada, dairesel tek-sıra, doğrusal tek-sıranın özel bir durumudur. Ayrıca doğrusal çift-sıra da çoklu sıra probleminin bir alt kümesidir. Tesis yerleşim problemleri bunun gibi bir çok zorluğu içermektedir. Genetik algoritmalar, bu tip problemlerin çözümünde uygun bir çözüm yöntemi olabilmektedir. Bu alanda Tam'ın 1992 yılında, Chan ve Tansri'nin 1994 yılında, Tom ve Chan'nin 1998 yılında, İşlier'in 1998 yılında ve Al-Hakim'in 2000 yılında yayınlanmış çalışmaları bulunmaktadır.

4.4 Optimizasyon Çalışmaları

Bu çalışmada, deneysel ve teorik analiz neticesinde çalışma şartları ve giriş parametreleri arasında olabilecek optimum değerler tespit edilmiştir. Teorik analiz yapılırken, deneysel çalışma şartları ve giriş parametreleri esas alınmıştır. Ayrıca, deneysel ve teorik çalışmaları birlikte değerlendirmek amacıyla genetik algoritma optimizasyon yöntemi uygulanmıştır.

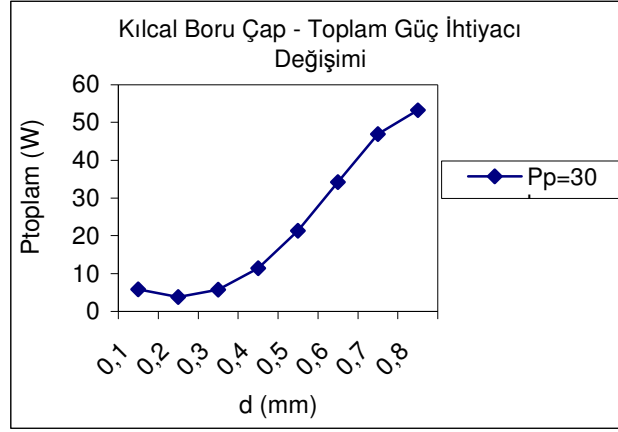
4.4.1 Minimum Toplam Güç İhtiyacı Optimizasyonu

Dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yataklar için bölüm 2 de yapılan çalışmalarda tespit edilen, çalışma şartlarına bağlı olarak belirlenen konstrüksiyon parametrelerinin optimum değerleri araştırılmıştır. Teorik analiz esnasında tespit edilen bu konstrüksiyon parametreleri toplam güç ihtiyacını minimum yapmaktadır.

Tablo 4.1. Toplam güç ihtiyacının analizinde kullanılan deneysel değerler.

p_p (bar)	U_m (m/sn)	r_d (mm)	l (mm)	t (°C)
30	3,34	20,5	5	59

Yapılan deneysel çalışmada kullanılan parametrelerden yararlanılarak, teorik olarak kılcal boru çapının değişimiyle toplam güç ihtiyacı ilişkisi bölüm 3.2 de detaylı şekilde izah edilmiştir. Burada boyutsuz basınç oranı yapılan deneyin sonucuna göre belirlenmiş ve cep basıncı değeri sabit kabul edilmiştir. Şekil-4.2 de görüldüğü üzere, Tablo-4.1 de verilen şartlar altında, kılcal boru çapının yaklaşık 0,25 mm değerinde toplam güç ihtiyacının minimum olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.2. Toplam güç ihtiyacının kılcal boru çapına göre değişimi.

Belirli bir yağ film kalınlığı “h” değeri için toplam güç ihtiyacının minimum olması gerekmektedir. Optimum değeri elde etmek için toplam güç denkleminin, yağ film kalınlığına göre türevi alınır ve sıfıra eşitlenirse, optimum yağ film kalınlığı değeri elde edilir.[9] Bunun için,

$$\frac{\partial P_t}{\partial h} = 0 \quad 4.1$$

İşlemi yapıldığında optimum yağ film kalınlığı,

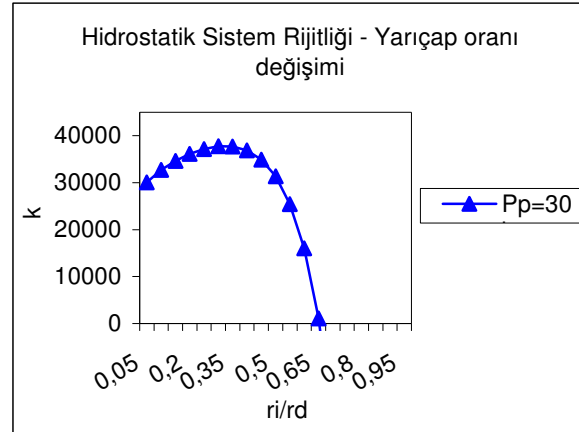
$$h_{opt} = \sqrt[4]{\frac{1}{3} \frac{K_s}{K_q} \left(\frac{\eta \omega r_d}{p_p} \right)^2} A \quad 4.2$$

Pompa gücü katsayısının toplam güce etkisi, sürtünme gücü katsayısına göre daha fazladır. Toplam gücü minimum yapmak için öncelikle pompa gücü katsayısını minimum yapan yarıçap oranı araştırılmıştır.[5] Bu amaçla, öncelikle pompa gücü katsayısının yarıçap oranına göre değişimi hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır.

Buna göre, pompa gücü katsayısını minimum yapan değer $K_p = 2,5713$ ancak yarıçap oranı $r_i / r_d = 0,5335$ olduğunda, pompa gücü minimum değerini almaktadır. Bu değer, Solmaz. E' nin yapmış olduğu optimizasyon çalışmalarının sonucunda elde ettiği değerle aynı olduğu görülmüştür.

4.4.2 Maksimum Hidrostatik Sistem Rijitliği Optimizasyonu

Bu çalışmada, dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların çalışma şartlarına uygun olan optimizasyonunda hidrostatik sistem rijitliği ifadesinin optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir. Sabit dirençli sistemlerde rijitlik bakımından optimum nitelikte olan belirli bir yağ tabakası kalınlığı h 'a maksimum rijitlik karşılık gelir.[9] Buna göre, bölüm-2.de yapılan çalışmada hidrostatik sistem rijitliğinin yarıçap oranlarına göre değişimi incelenmiştir. Bu amaçla hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla, hidrostatik sistem rijitliğinin maksimum olduğu yarıçap oranı değerinin $r_i / r_d = 0,3537$ olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.3. Hidrostatik sistem rijitliği yarıçap oranı değişimi.

Bu yarıçap oranı değeri, hidrostatik sistem rijitliği bakımından optimum çalışma parametresi olarak kabul edilmiştir. Genetik algoritma uygulamasında, bu değer minimum toplam güç ihtiyacı optimizasyonunda tasarım sınırlaması olarak kullanılmıştır.

4.4.3 Genetik Algoritma Optimizasyonu

Bu çalışmada, önceki bölümlerde tespit edilen ve dairesel cepli hidrostatik eksenel kaymalı yatakların tasarımında etkili olan çalışma şartları ve tasarım değişkenleri genetik algoritma optimizasyon yöntemine göre belirlenmek istenmiştir. Genetik algoritma yönteminin uygulanması için, bu değişkenlerin sınır değerleri, tasarım sınırlamaları ve ikili sistem planlaması yapılması gerekmektedir.

4.4.3.1 Tasarım Değişkenleri

Oluşturulan optimizasyon probleminde, üç karar değişkeni ele alınır. Bunlar teorik ve deneysel analizler sonucunda belirlenen ve yatak performansında etkili olan değişkenlerdir.

- Yatak yarıçap oranı r_i / r_d
- Kılcal boru (veya orifiz) çapı (mm) d
- Devir sayısı (dev/dak) n

Yapılan deneysel çalışmalar ve teorik analiz sonucunda tasarım değişkenlerinin sınırları aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

Yatak yarıçap oranı	$0,05 \leq r_i / r_d \leq 0,95$
Kılcal boru (veya orifiz) çapı (mm)	$0,1 \leq d \leq 0,7$
Devir sayısı	$750 \leq n \leq 1500$

Yatak yarıçap oranının sınır değerleri, teorik analiz esnasında kullanılan değerlerdir. Kılcal boru çapı ve devir sayısı sınır değerleri, deneysel analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Buna göre, kılcal boru (veya orifiz) çapının 0,7 mm değerinden sonra atalet faktörünün oluştuğu tespitine dayanarak üst sınır değer olarak kabul edilmiştir [10]. Devir sayısı için belirtilen alt sınır değeri, kaymalı yatak ile döner tabla arasındaki tam sıvı sürtünmesinin sağlanması ve deneysel olarak güç kayıplarının minimum olduğu değer olarak 750 dev/dak alınmıştır.

Genetik algoritma optimizasyon yönteminin uygulama prosedürüne göre, öncelikle minimize edilmek istenen objektif yani hedef fonksiyonun belirlenmesi gerekmektedir.

Objektif fonksiyonun belirlenmesinde hidrostatik kaymalı yatak için gerekli olan toplam güç ihtiyacı denklemi ele alınmıştır. Buna göre,

$$F_{obj} = \text{Minimum Toplam Güç, } MinP_{toplam} \quad 4.3$$

$$F_{obj} = F(r_i / r_d, d, n) = MinP_{toplam} = P_{sürtünme} + P_{pompa} \quad 4.4$$

olarak verilmiştir.

Çözümü aranan bu optimizasyon probleminin uygunluk fonksiyonu;

$$UygunlukFonksiyonu = F - [F(r_i / r_d, d, n) + PF] \quad 4.5$$

şeklinde verilir. Buradaki PF dahili ceza fonksiyonu olup, optimal çözümlerdeki sınırların aktif olarak uygulanabilir veya uygulanamaz olmasını sağlar. Ceza fonksiyonu,

$$PF = \sum_{j=1}^{NCON} r_j [\max(0, g_j)]^2 \quad 4.6$$

şeklinde ifade edilir.

4.4.3.2 Tasarım Sınırlamaları

Sınırlamalar, tasarım değişkenlerini kısıtlayan ve optimum tasarımın oluşmasını sağlayan kriterlerdir. Bu sınırlamalar, esnek ve esnek olmayan çözüm uzayını tanımlarlar. Buna göre, minimum toplam güç ihtiyacı için belirlenen tasarım değişkenlerini içeren sınırlamalar şunlardır,

$$g_j = (r_i / r_d, d, \eta) \leq 0 \quad j = 1, \dots, NCON \text{ (sınırlama sayısı)}$$

$$g_1(x) = h_{\min} - h \leq 0$$

$$g_2(x) = W - W_{\max} \leq 0$$

Burada minimum toplam güç ihtiyacı için belirtilen tasarım sınırlamaları; $g_1(x)$ yağ film kalınlığı ve $g_2(x)$ maksimum yük taşıma kapasitesi, optimizasyonu istenen çalışma şartlarına göre hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmaktadır. $W_{\max}$; Hidrostatik sistem rijitliğinin maksimum olduğu yarıçap oranı değerindeki yük

taşıma kabiliyeti değerini temsil etmektedir. Bu değerlerden $h_{\min}$; deneysel tespit sonucunda sıvı sürtünmesinin oluşabilmesi için gerekli olan minimum yüzey pürüzlülüğü değeri göz önüne alınarak belirlenmiştir.

4.4.3.3 İkili Sistem Planlaması

Bir problemin çözümü için genetik algoritma geliştirmenin ilk adımı, tüm çözümlerin aynı boyutlara sahip bitler dizisi biçiminde gösterilmesidir. Dizilerden her biri, problemin olası çözümler uzayındaki rastsal bir noktayı simgeler.[16] Parametrelerin kodlanması, probleme özgü bilgilerin genetik algoritmanın kullanacağı şekle çevrilmesine olanak tanımaktadır.

İkili bir dizi x değişkeninin gerçek değerlerini temsil etmek için çözüm dizisi olarak kullanılır. Tablo 4.2 de tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları, hassasiyetleri ve dizi uzunlukları verilmiştir. Dizi uzunlukları 4.7 eşitliğinden hesaplanmaktadır.

Tablo 4.2. Tasarım değişkenlerinin onluk sayı sistemine çevrimi.

Tasarım Değişkenleri	Alt Sınır	Üst Sınır	Hassasiyet	Dizi Uzunluğu
r_i / r_d	0,05	0,95	0,001	10
d	0,1	0,7	0,001	9
n	750	1500	5	8

$$2^l \geq \left[x_{(i)upper} - x_{(i)lower} / \varepsilon \right] + 1 \quad 4.7$$

Burada, kromozom sayısını temsil eden “ l ” nin belirlenme şekli, takibenden açıklamalarda ifade edilmiştir.

Genetik algoritma yönteminde, bilgi ikili rakamlara dönüştürülür ve genetik operatörlerle üzerinde işlem yapılır. Bunlar geçici çözüm boşluklarında depolanır ve yeniden ikili planlama tekniği kullanılarak tamsayılara veya reel sayılara dönüştürülür.

Olası çözümlerin kodlandığı bu çözüm grubuna popülasyon, çözümlerin kodları ise kromozom olarak adlandırılmaktadır. Tasarım değişkenleri toplam 27 bitlik ikili bir diziden (çözüm dizisi) meydana gelmiştir. Oluşturulan bu 27 bitlik kromozom, tasarım uzayında 2^{27} farklı çözümün olduğu anlamına gelmektedir.

Genetik algoritmanın başlangıcında, giriş popülasyonunun rastgele belirlenmesi gerekmektedir. Popülasyonun büyüklüğü, her nesil için arama noktalarının sayısına tesir eder. Bu nedenle, en uygun popülasyon büyüklüğü değeri Goldberg tarafından 4.8 eşitliğinde verilmiştir.[16]

$$Populasyonbüyüklüğü = 1,65.2^{0,21.l}$$

4.8

Belirlenen bu 27 bitlik diziye göre, problemimiz için optimal popülasyon büyüklüğü 85 olarak tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, bölüm 4.4 te anlatılan problem modeli yardımıyla dairesel ceppli eksenel hidrostatik kaymalı yatak için optimum çalışma şartları ve tasarım değişkenleri analizi yapılmıştır. Yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacını ve maksimum hidrostatik sistem rijitliğini sağlamak amacıyla kurulan matematiksel modelimiz, verilen tasarım sınırları ve tasarım sınırlamaları çerçevesinde optimize edilmiş ve optimum yatak yarıçap oranı (r_i / r_d), kılcal boru (veya orifiz) çapı (d) ve devir sayısı (n) değerleri belirlenmeye çalışılmıştır.

Optimal kontrol parametrelerini bulmak için, daha önce birçok çalışma yapılmıştır, fakat tüm problemlerde genel olarak kullanılabilecek parametreler bulunamamıştır. Buna göre, bu kontrol parametreleri benzer konularda yapılmış çalışmalar yardımıyla ve oluşturulan probleme uygun olacak şekilde seçilmiştir.

Bu parametreler;

✓ Kromozom uzunluğu	27
✓ Popülasyon büyüklüğü	85
✓ Jenerasyon sayısı	100
✓ Mutasyon oranı	0,001

olarak belirlenmiştir

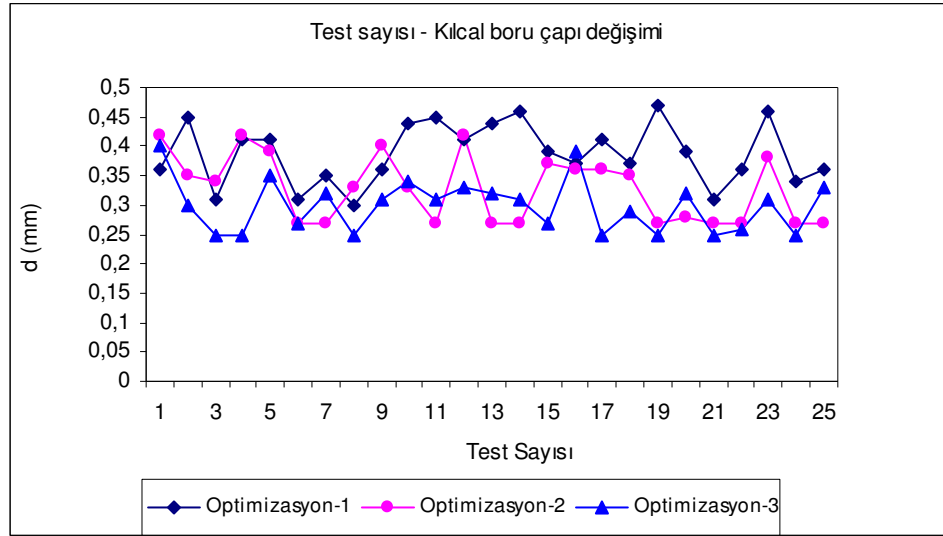
Deneysel ve teorik analiz sonuçlarına göre belirlenen optimum çalışma şartları ve tasarım değişkenlerinin almış oldukları değerler tablo-4.3 de verilmiştir. Bu veriler, yatak için gerekli olan toplam güç optimizasyonunda genetik algoritma yöntemine uygulanmıştır.

Tablo 4.3. Deneysel ve teorik analiz sonuçlarına göre belirlenen optimum çalışma şartları ve tasarım değişkenleri.

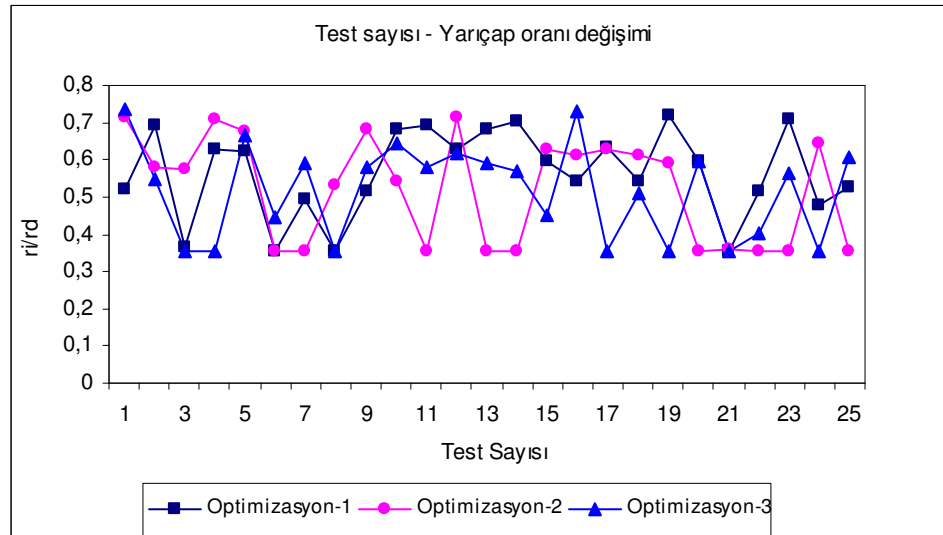
Optimizasyon	Pp (bar)	ri/rd	n (dev/dak)	d (mm)
1	10	0,55	1000	0,3- 0,5
2	20	0,55	1000	0,3- 0,5
3	30	0,55	1000	0,3- 0,5

Günümüzde optimizasyon problemlerinin çözümünde analitik ve sayısal yöntemler kullanılmaktadır. Analitik çözümlerde belirli bir aşamadan daha ileriye gidilememesi, birçok sayısal yöntemin geliştirilmesine zemin hazırlamıştır. Sayısal yöntemlerde tekrarlı (iteratif) işlemler bilgisayar kullanımı ile kısa sürede çözülmüştür. CAD, CAM, CAE programları üreten bazı büyük yazılım şirketleri geliştirdikleri bu programlara tasarım optimizasyonu yapan modüller de eklemiştir. Örneğin ANSYS, I-DEAS, MATLAB v.b. paket programları bu modüllerden birkaçıdır.[14]

Bu çalışmada MATLAB 7.0 programlama dili kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Genetik algoritma performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğundan, optimal kontrol parametrelerinin belirlenmesinde MATLAB 7.0 çoktan seçme imkanı sağlamaktadır. Buna göre, optimizasyonu istenen problemin giriş verileri, kullanılan araç kutusu birlikte Ek-2’de verilmiştir. Tablo-4.3 de çalışma şartları ve tasarım değişkenleri kullanılarak minimum toplam güç optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda belirlenen yatak yarıçap oranı, kılcal boru çapı ve devir sayısı değerleri optimizasyon numarasına göre verilmiştir.

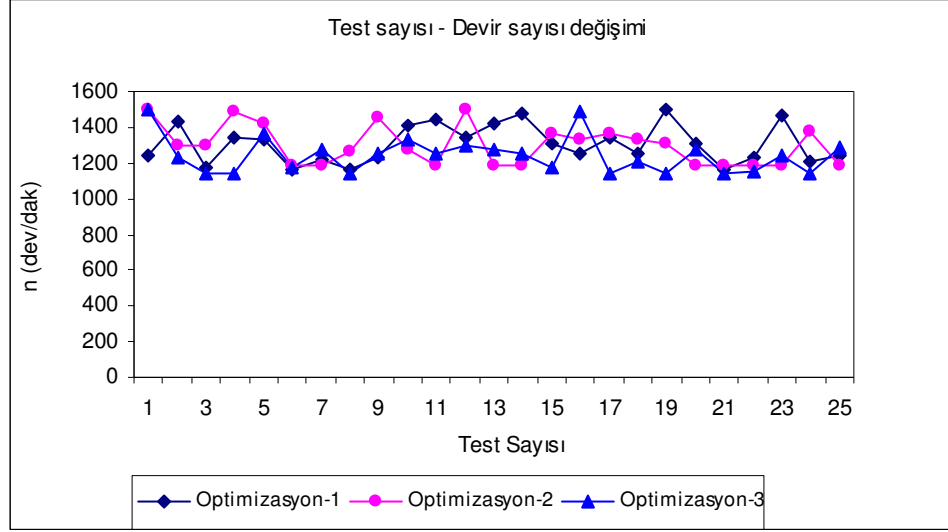


Şekil 4.4. Test sayısına göre kılcal boru çapının almış olduğu değerler.



Şekil 4.5. Test sayısına göre yatak yarıçap oranının almış olduğu değerler.

Grafiklerde görüldüğü üzere, ele alınan problem modeline göre genetik algoritma optimizasyonu, çalışma şartlarını ve tasarım parametrelerini seçmede karar almak için çok geniş bilgi verir.



Şekil 4.6. Test sayısına göre devir sayısının almış olduğu değerler.

Deneysel çalışmada kullanılan koşullar, teorik analiz ile birlikte sınırlandırıldığında aynı çalışma şartlarında toplam güç ihtiyacı farklı tasarım değişkenleri tarafından belirlenmektedir. Bu sayede, genetik algoritma optimizasyon yöntemi problemimiz için geniş bir çözüm kümesi sunmaktadır. Bu çalışmada, genetik algoritma optimizasyonu sonucunda tespit edilen değerler, bir sınır aralığı tanımlanarak analiz edilmiştir. Buna göre, çalışma şartlarına göre tasarım değişkenleri sınır aralığı şu şekilde verilebilir;

Opt-1 için elde edilen sınır aralığı;

- Yatak yarıçap oranı $0,3668 \leq r_i / r_d \leq 0,7207$
- Kılcal boru (veya orifiz)çapı $0,3 \leq d \leq 0,47$
- Devir sayısı $1166 \leq n \leq 1497$

Opt-2 için elde edilen sınır aralığı;

- Yatak yarıçap oranı $0,3537 \leq r_i / r_d \leq 0,7124$
- Kılcal boru (veya orifiz)çapı $0,27 \leq d \leq 0,42$
- Devir sayısı $1182 \leq n \leq 1499$

Opt-3 için elde edilen sınır aralığı;

- Yatak yarıçap oranı $0,3537 \leq r_i/r_d \leq 0,7346$
- Kılcal boru (veya orifiz)çapı $0,25 \leq d \leq 0,4$
- Devir sayısı $1141 \leq n \leq 1496$

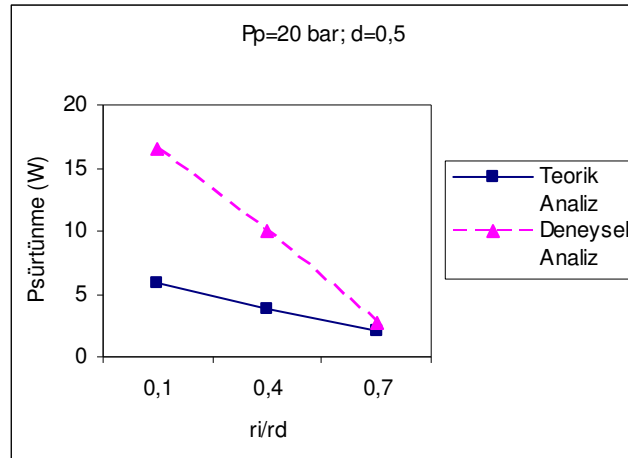
şeklinde belirlenmiştir. Tespit edilen bu sınır aralıklarının çalışma şartlarına göre değerlendirme ve karşılaştırmalar bölüm–5 de detaylıca izah edilmiştir.

5. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, dairesel cepli kayıcı pabuçların daha önce deneysel olarak tespit edilen değişik çalışma şartları altındaki sürtünme güç kaybı, yüzey pürüzlülük değişimleri ve sızıntı yağ miktarı değerlerinden faydalanılarak analiz gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu deneysel analiz sonuçlarına göre yatak için gerekli olan toplam güç ihtiyacına yüzey pürüzlülüğü, kılcal boru (veya orifiz) çapı, yatak yarıçap oranı, yükleme basıncı ve devir sayısının etkili olduğu görülmüştür.

Deneysel olarak tespit edilen bu parametrelerin, aynı çalışma şartları altında teorik analizi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla, deneysel olarak ölçülemeyen yağ film kalınlığı, yağ debisi ve pompa gücü gibi büyüklüklerden faydalanılarak hesaplanmıştır.

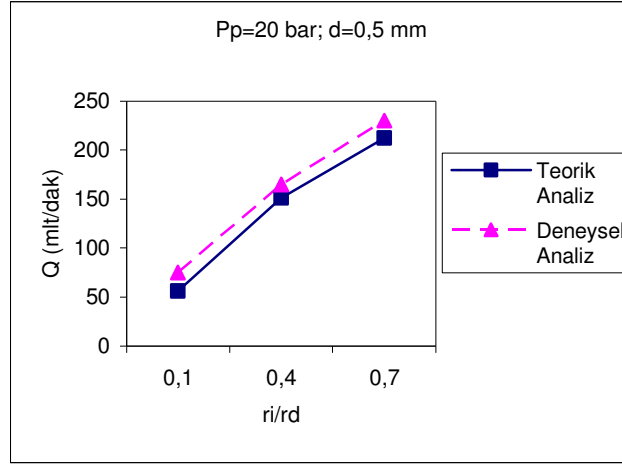


Şekil 5.1. Sürtünme güç kaybının teorik ve deneysel analizde almış oldukları değerler.

Dairesel cepli eksenel hidrostatik kaymalı yatakların optimum çalışma şartları ve tasarım parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan deneysel ve teorik analiz yöntemi arasında oluşan farkların sebepleri araştırılmıştır.

Şekil 5.1 de görüldüğü üzere, yarıçap oranının artmasıyla sürtünme güç kaybının azalmakta olduğu görülmektedir. Yarıçap oranının düşük değerinde ($r_i/r_d=0,1$ için), teorik ve deneysel değerler arasındaki farkın büyük olması, teorik analizde yapılan kabullerden kaynaklanmaktadır. Yarıçap oranının yüksek değerinde ($r_i/r_d=0,7$ için), her iki analiz sonucu birbirine yaklaşmaktadır.

Şekil-5.2 de görüldüğü üzere, yarıçap oranının artmasıyla yağ debisi (veya sızıntı yağ miktarı) artmaktadır. Teorik ve deneysel analiz sonucu belirlenen yağ debisi, yarıçap oranının düşük değerinde birbirine yakın değerde çıkmaktadır.



Şekil 5.2. Yağ debisinin (veya Sızıntı yağ miktarı) teorik ve deneysel analizde almış oldukları değerler.

Teorik analiz esnasında bilgisayar programı giriş parametresi olarak deneysel çalışma şartları ve tasarım değişkenleri kullanıldığında cep basıncında farklı değerler ortaya çıkmıştır. Analiz süresince, deneysel olarak ölçülen sızıntı yağ miktarına, teorik olarak yaklaşan değerler belirlenmiştir. Buna göre, yarıçap oranının 0,7 değerinde 13 bar olarak ölçülen cep basıncı, teorik analizde 15 bar olarak tespit edilmiştir.

Her iki analiz yöntemi arasında oluşan bu farklılıklar, dairesel cepli hidrostatik eksenel hidrostatik kaymalı yatak için tasarım sınırlamalarını içeren bir optimizasyonun yapılmasını gerekli kılmıştır. Buna göre, iki farklı optimizasyon yöntemi belirlenmiştir. Bunlar; yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacı ve maksimum hidrostatik sistem rijitliğidir.

Yapılan çalışmalarda, toplam güç ihtiyacı ve sistem rijitliğinin problemimiz için tasarım değişkenleri olarak belirlenen yatak yarıçap oranı (r_i/r_d), kılcal boru (veya orifiz) çapı (d) ve devir sayısına (n) göre değişimleri incelenmiştir.

Tekli kriter analizi olarak gerçekleştirilen bu çalışmalar yeterli görülmeyip, yapay zeka optimizasyon yöntemlerinden biri olan genetik algoritma tekniği kullanılarak çoklu kriter analizi yapılmıştır.

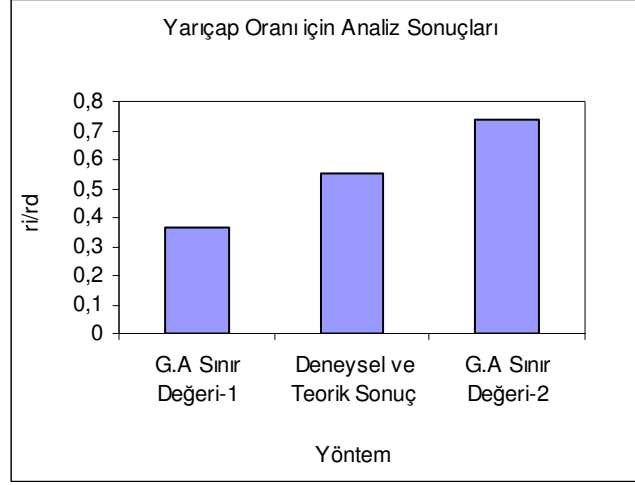
Çoklu kriter analizi problemlerinin çözümünde genetik algoritmaların kullanılması, istenilen sonuçlara ulaşmayı kolaylaştırmaktadır. Optimizasyon problemlerinin klasik çözümlerinde genellikle tek amaç hedeflenmektedir ve amaç sayısı arttığında tekli kriter analizleri yetersiz kalmaktadır. Oysa genetik algoritma, problem çözümünde tüm amaçları göz önünde tutabilmekte ve bu amaçları sağlayabilmektedir.

Genetik algoritma geleneksel yöntemlerle çözümü zor veya imkansız olan problemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

Genetik algoritma ile optimize edilecek problemler için kullanılacak olan çaprazlama oranı ve mutasyon oranı literatürde belirtilen değerlerden seçilmiştir. Bu işlemler, belirlediğimiz tasarım sınırlamaları ve tasarım değişken parametreleri aralıkları arasında, yapılan deneysel analiz ve ölçülen sabit değerler kullanılarak, yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda, dairesel cepli eksenel hidrostatik kaymalı yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacını sağlayan optimum tasarım değişkenleri sınır aralığı olarak belirlenmiştir.

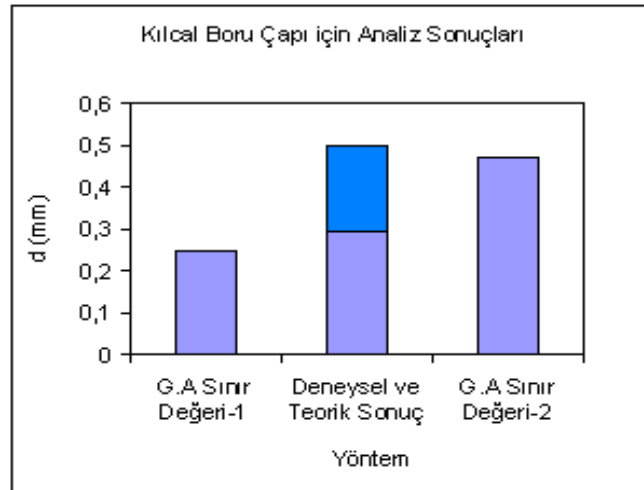
Teorik ve deneysel analiz bulgularından faydalanılarak elde edilen değerlerle birlikte karşılaştırmalı olarak Şekil 5.3 ve Şekil 5.5 arasında görülmektedir.



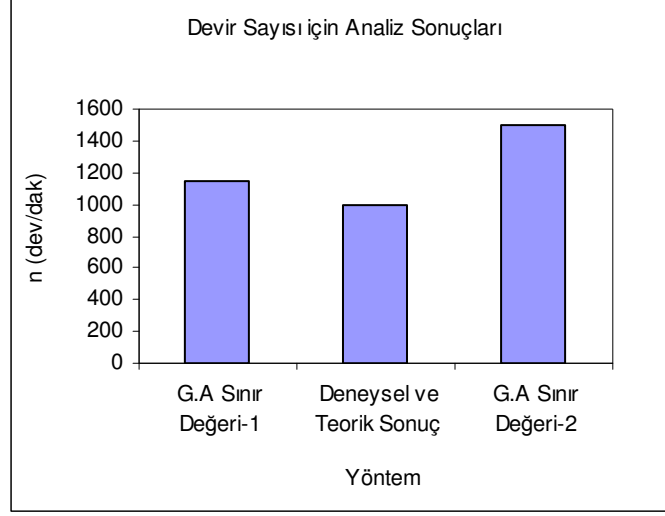
Şekil 5.3. Yarıçap oranının analiz sonuçlarına göre değişimi.

Şekil 5.3 de görüldüğü üzere, deneysel ve teorik analiz yönteminden elde edilen değer, genetik algoritma optimizasyon yöntemi sonucunda belirlenen sınır değerler arasında kalmıştır. Buna göre, minimum toplam güç optimizasyonu için daha önce yapılmış olan deneysel ve teorik analiz değerlendirmeleri iyi sonuç vermiştir. Ayrıca, genetik algoritma yöntemi kullanılarak belirlenmiş olan sınır aralığı değerleri, optimum tasarım değişkenlerinin belirlenmesinde kolaylık sağlamıştır.

Şekil 5.4 de görüldüğü üzere, deneysel ve teorik analiz yönteminden elde edilen değer, genetik algoritma optimizasyon yöntemi sonucunda belirlenen sınır değerlerinin arasında kalmıştır. Tablo 4.3 te verilen 0,3-0,5 değerleri, genetik algoritma optimizasyonu değerine yaklaşmıştır



Şekil 5.4. Kılcal boru çapının analiz sonuçlarına göre değişimi.



Şekil 5.5. Devir sayısının analiz sonuçlarına göre değişimi.

Şekil 5.5 te devir sayısı tasarım değişkeninin minimum toplam güç optimizasyonu esnasında elde edilen analiz sonuçları verilmiştir. Genetik algoritma yönteminde 1141 dev/dak olarak belirlenen alt sınır değeri, deneysel ve teorik analiz yöntemine göre tespit edilen değere yaklaşmıştır. Genetik algoritma yardımıyla elde edilen sonuçların teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu değerler verdiği gözlenmiştir. Bir başka deyişle, deneysel analiz yapacak olan araştırmacı için, çalışma şartları ve tasarım değişkenleri sınır aralığı tanımlanarak dairesel cepli eksenel hidrostatik kaymalı yatak için gerekli olan minimum toplam güç ihtiyacını ve maksimum sistem rijitliğini birlikte analiz etme kolaylığı sunulmuştur.

Tanımlanan sınır aralıkları vasıtasıyla, herhangi bir çalışma şartı için optimum tasarım parametrelerinin seçimini kolaylaştıran birçok farklı durum ele alınabilir.

Araştırmacılar tarafından, yüzey pürüzlülüğü faktörünün bir matematiksel model olarak ele alınıp, optimizasyon işlemine dahil edildiğinde teorik olarak gerçeğe yakın sonuçlara ulaşılabilir. Ayrıca, yapay zeka optimizasyon algoritmalarından karınca koloni algoritması, parçacık sürüsü optimizasyonu, yapay ısıtma işlem, tabu araştırma algoritması ve yapay bağışıklık algoritması yöntemleri kullanılarak optimizasyonun mukayese alanı genişletilebilir.

KAYNAKLAR

1. Koç, E., Canbulut, F., Eksenel Hidrostatik – Hidrodinamik Yatak Deney Düzeneği Tasarımı ve İmalatı, ODTÜ, Ankara, 561-570, 19-21 Eylül, 1990.
2. Koç, E., Canbulut, F., Canbulut, F., Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Teorik ve Deneysel Analizi- Sistem Rijitliği, Mühendis ve Makina, Cilt-38 Sayı:444, 1991.
3. Koç, F., Yüzey Pürüzlülüğünün Yağlamaya Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1994.
4. Canbulut, F., The Experiment Analyses of the Effects of the Geometric and Working Parametres on the Circular Hydrostatic Thrust Bearings, JSME, Series C, Vol.48 No.4, 2005.
5. Solmaz, E., Eksenel Hidrostatik Kaymalı Yatakların Optimum Tasarımı, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 2000.
6. He, S., et al., An Improved Particle Swarm Optimizer For Mechanical Design Optimization Problems, Engineering Optimization, Vol.36 No.5, s: 585-605, 2004.
7. Saruhan, H., et al., Design Optimization of Tilting Pad Journal Bearing Using Genetic Algorithm, International Journal of Rotating Machinery, 10(4), s: 301-307, 2004.
8. Uysal, Ü., Dairesel Cepli Hidrostatik Yataklarda Kayma Yüzeyindeki Sıcaklık Dağılımının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1993.
9. Akkurt, M., Makine Elemanları-İkinci Cilt, İTÜ, s: 141-170, İstanbul, 1980.
10. Canbulut, F., Dairesel Cepli Hidrostatik Eksenel Kaymalı Yatakların Teorik ve Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1994.
11. Canbulut, F., Eğik Plakalı Eksenel Pistonlu Pompalarda Hidrostatik – Hidrodinamik Prensipli Pabuçların Teorik ve Deneysel Analizi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1990.
12. Erbil, S., Makine Parçalarının Şekil Optimizasyonu ile Yeniden Tasarlanması, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2006.

13. Karaboğa, D., Yapay Zeka Optimizasyon Algoritmaları, Atlas Yayın-Dağıtım, Yayın No:38, Ankara, Mayıs 2004.
14. Düzgün, S., Tornalama İşlem Parametrelerinin Optimizasyonunda, Genetik Algoritma Çalışmaları ve Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2006.
15. Emel, G., Taşkın, Ş., Genetik Algoritmalar ve Uygulama Alanları, Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi, Cilt-21, Sayı:1, s: 129-152, 2002.
16. Saruhan, H.,et al., Power Loss Optimization of a Worm Gear Mechanizm By Using Genetic Algoritm, Abant İzzet Baysal Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Teknik Makaleler, 2005.
17. Yıldırım, M., Yapıştırıcı İle Bindirilmiş Bindirme Bağlantıların Modal Analizi ve Titreşim Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2006.

EKLER

EK-1

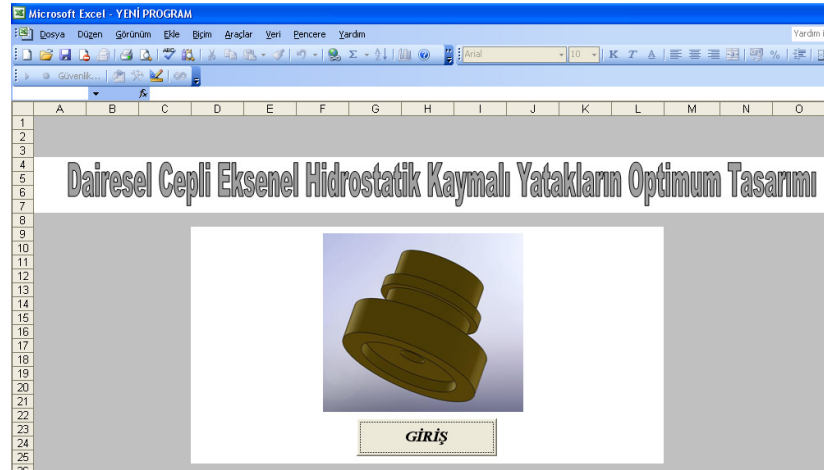
Teorik Analiz için Hazırlanan Bilgisayar Programı

Bilgisayar programı Ms Excel üzerinden Visual Basic denetleyicisi kullanılarak, teorik analiz çalışmalarını gerçekleştirmek amacıyla hazırlanmıştır. Dairesel cepli eksenel hidrostatik kaymalı yatak tipine bağlı olarak giriş değerleri olan, pompa basıncı, cep basıncı, yatak yarıçap oranı, yatak dış yarıçapı, devir sayısı, pompa verimi, kılcal kısıtlayıcı çapı, kılcal kısıtlayıcı uzunluğu, yağın viskozitesi, yağın özgül ısısı ve yağın yoğunluğuna göre; çıkış değerleri olan yük taşıma kabiliyeti, yağ debisi, sürtünme güç kaybı, pompa gücü, toplam güç ihtiyacı, yağ film kalınlığı değerleri hesaplanmıştır.

Hesaplamalar yapılmadan önce, yarıçap oranlarına bağlı olarak değişen boyutsuz geometrik katsayılar Ms Excel sayfası üzerinde belirlenmiştir. Bu çalışmada, yarıçap oranıyla birlikte değişen yağ debisi, sürtünme güç kaybı, pompa gücü ve yağ film kalınlığı değerleri eş zamanlı olarak hesaplanmıştır.

Ayrıca, dirençli sistemlerde eksenel hidrostatik kaymalı yatakların çalışma faktörlerine etki eden kılcal boru çapı değişimine göre, yağ film kalınlığı, pompa gücü, sürtünme güç kaybı ve toplam güç ihtiyacı değişimleri de incelenmiştir.

Teorik analiz için hazırlanan program şekil de gösterilen başlangıç sayfası ile başlamaktadır. Burada, Mouse ile *GİRİŞ* tuşuna basıldığında, şekil de gösterilen veri giriş ekranı gelir.



Programın başlangıç sayfası

Veri giriş ekranına sırasıyla; pompa basıncı, cep basıncı, yatak dış yarıçapı, devir sayısı, kılcal boru uzunluğu ve kılcal boru çapı değerlerin girilebilmesi için boş kutular verilmiştir. Bu boşlukların hangi birime göre yazılacağı kullanıcıya belirtiliyor. Programda, genel hesaplamalar esnasında boyutsuz geometrik katsayıların değişimi de gözlenebilmektedir.

Kullanılacak yağın viskozite değerinin bilinmediği düşünülerek SEÇ butonuna basıldığında yağ seçim ekranı gelir. Buradaki yağ viskozite değerleri, üç farklı yağ üreticisinin ürün kataloğundan seçilerek yerleştirilmiştir. Program, kullanıcının deneysel analiz sonucu belirlediği veya yağın kullanım sıcaklığındaki değerini girebilmesine kolaylık sağlayacak biçimde hazırlanmıştır.

Giriş değerleri verildikten sonra genel hesaplamalar butonuna basıldığında sırasıyla; yağ film kalınlığı, yağ debisi, sürtünme güç kaybı, pompa gücü, toplam güç ihtiyacı ve belirlenmiş olur.

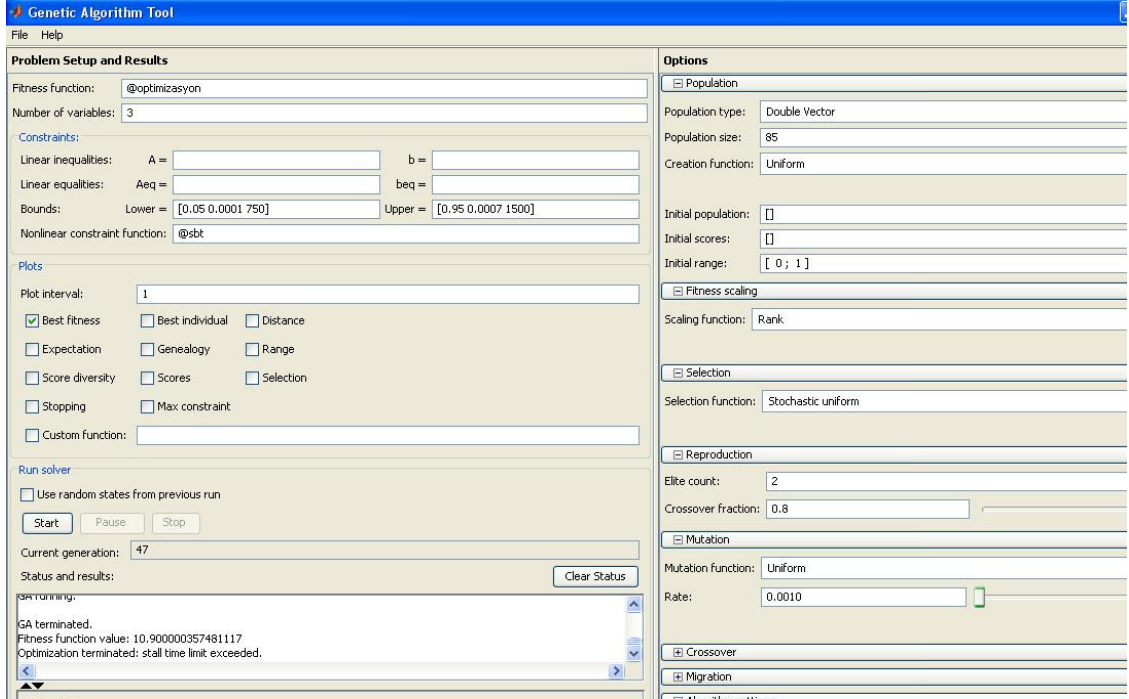
Veri giriş ekranı

Minimum güç ihtiyacı için hazırlanan programda, kılcal boru çapı ve yarıçap oranı değerlerinin bölüm 4'de belirtildiği değerlerde olması sağlanmıştır. Program, optimizasyon tuşuna basıldığında çalıştırılmakta ve sırasıyla, minimum toplam güç ihtiyacı, optimum yağ film kalınlığı, yağ debisi, sürtünme güç kaybı, pompa gücü ve değerleri belirlenebilmektedir.

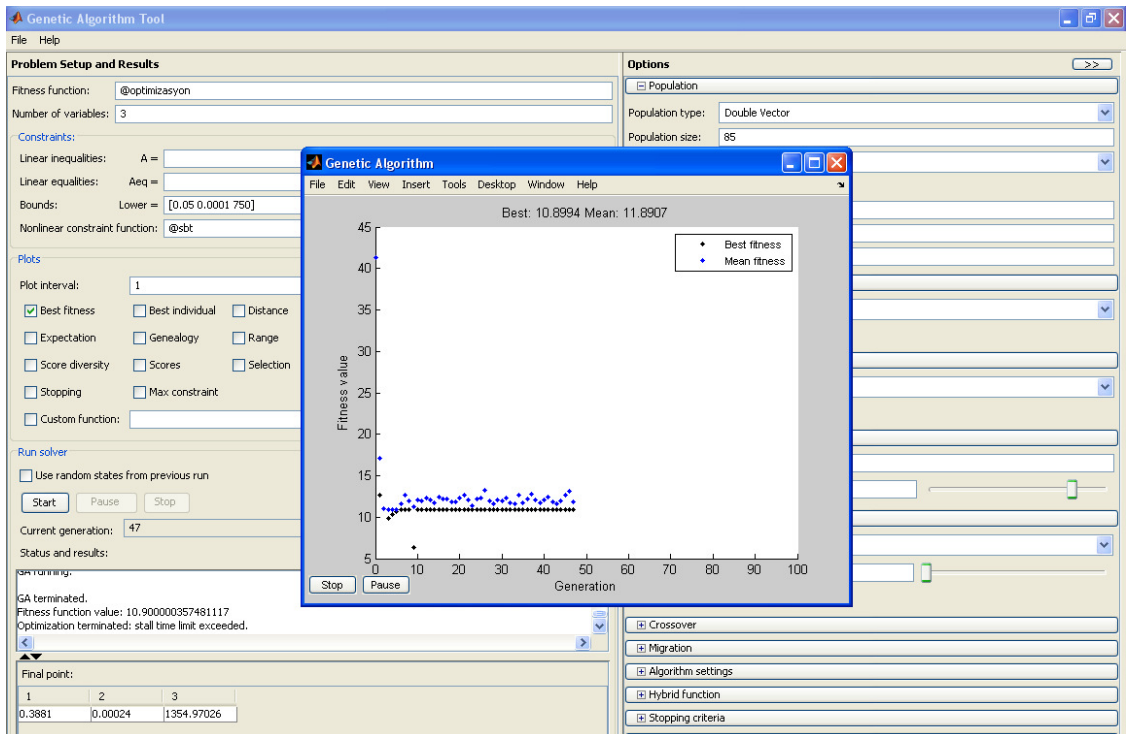
Maksimum hidrostatik sistem rijitliği için hazırlanan programda, yarıçap oranı değeriinin bölüm 3’de belirtildiği şekilde olması sağlanmıştır. Ayrıca, kılcal boru uzunluğu ve çapına göre kısıtlayıcı katsayısı ifadesi hesaplanabilmekte ve değışim gözlenebilmektedir.

EK-2

Matlab 7.0 Genetik Algoritma Araç Menüsü



Bölüm 4.4.3 de belirtilen optimum tasarım değişkenlerinin tespit edilmesinde MATLAB 7.0 paket programının *Genetik Algoritma Toolbox* modülü kullanılmıştır.



ÖZGEÇMİŞ

Burçin Erdoğan, 1984 yılında Bursa’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa’da tamamladı. 1999 yılında Bursa Özel Nilüfer Anadolu Lisesini kazandı. 2002 yılında kazandığı Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2006 yılında mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı.

Adres: İpekçilik Cad. Sedef. Apt. B-Blok No:71/11

YILDIRIM / BURSA

Telefon: 0 538 233 05 30

e-posta: burcinerdogus@yahoo.com