



**BOZKURT OPTİMİZASYON TEKNİĞİ KULLANILARAK
RULMANLARIN ÇOK AMAÇLI TASARIM OPTİMİZASYONU**

Tolgahan ŞAHİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2019

Tolgahan ŞAHİN tarafından hazırlanan “BOZKURT OPTİMİZASYON TEKNİĞİ KULLANILARAK RULMANLARIN ÇOK AMAÇLI TASARIM OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. İsmail ŞAHİN

Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Hüdayim BAŞAK

Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye: Prof. Dr. Mustafa BOZDEMİR

Savunma Teknolojileri Ana Bilim Dalı, Kırıkkale Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 24/06/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....

Tolgahan ŞAHİN

24/06/2019

BOZKURT OPTİMİZASYON TEKNİĞİ KULLANILARAK RULMANLARIN
ÇOK AMAÇLI TASARIM OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Tolgahan ŞAHİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2019

ÖZET

Mühendislik alanında yapılan optimizasyon çalışmaları son yıllarda yoğun uğraş alanı haline gelmiştir. Rulmanların tasarım optimizasyonu bu alana giren problemlerden biridir. Rulmanların tasarımında geometrik, kinematik, güç, performans, uzun ömür ve yüksek güvenilirlik gibi çeşitli kısıtlamalar vardır. Bu hedefleri topluca gerçekleştirmek için optimal bir tasarım metodolojisine, yani çok amaçlı bozkurt optimizasyona ihtiyaç duymaktadır. Bozkurt Optimizasyonu (BO) sürü zekasına sahip sezgisel algoritmalar içerisinde de yer alan bir optimizasyon tekniğidir. Bozkurt Optimizasyonu (BO) bozkurtların sosyal hiyerarşisi ve avlanma stratejisinden ilham alan bir algoritmadır. Bu çalışmada, dinamik kapasite (C_d) ve elastohidrokinamik asgari film kalınlığı (H_{min}), rulman yatağı için iki temel hedef ayrı ayrı, çiftle ve aynı anda gelişmiş optimizasyon tekniği olan BO kullanılarak optimize edilmiştir.

Bilim Kodu : 91419
Anahtar Kelimeler : Tasarım Optimizasyonu, Rulmanlar, Bozkurt Optimizasyonu
Sayfa Adedi : 84
Danışman : Doç. Dr. İsmail ŞAHİN

MULTI OBJECTIVE DESIGN OPTIMIZATION OF BEARINGS USING GREY WOLF
OPTIMIZATION TECHNIQUE

(M. Sc. Thesis)

Tolgahan ŞAHİN

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2019

ABSTRACT

In recent years, optimization studies in the field of engineering has become an area of intensive work. The design optimization of the bearings is one of the problems in this area. In the design of bearings, there are various constraints such as geometrical, kinematic, power, performance, long life and high reliability. It requires an optimal design methodology, ie multi-purpose moorland optimization, to achieve these objectives in a collective manner. Bozkurt Optimization (BO) is an optimization technique in heuristic algorithms with herd intelligence. Bozkurt Optimization (BO) is an algorithm that is inspired by the social hierarchy and the hunting strategy of the wolves. In this study, dynamic capacity (C_d) and elastohydrodynamic minimum film thickness (H_{min}), two basic targets for the bearing housing are optimized separately, using double and simultaneous advanced optimization techniques BO.

Science Code : 91419

Key Words : Desing Optimization, Bearings, Grey Wolf Optimization

Page Number : 84

Supervisor : Assoc. Prof. İsmail ŞAHİN

TEŞEKKÜR

Bozkurt optimizasyon yöntemi kullanılarak rulmanların çok amaçlı tasarım optimizasyonunun yapıldığı bu çalışmada pek çok kişinin değerli katkıları bulunmaktadır. Öncelikle, yanında çalışmaktan onur duyduğum ve ayrıca tecrübelerinden yararlanırken göstermiş olduğu hoşgörü ve anlayıştan dolayı değerli hocam, tez danışmanım Doç. Dr. İsmail ŞAHİN'e teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım esnasında göstermiş oldukları yardımlardan dolayı Dr. Murat DÖRTERLER, Mustafa UYANIK, Abdullah AÇIK ve Arş. Gör. Neslihan TOP'a teşekkür ederim.

Bu süreçte beni her daim destekleyen değerli eşim Arş. Gör. Özlem ŞAHİN'e ve hayatımın her anında beni destekleyip yalnız bırakmayan aileme sonsuz teşekkürler ederim.

İÇİNDEKİLER**Sayfa**

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	iv
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. RULMANLI YATAKLAR.....	13
3.1. Radyal Yataklar	14
3.1.1. Sabit bilyalı yataklar	14
3.1.2. Oynak bilyalı yataklar	15
3.1.3. Eğik bilyalı yataklar	15
3.1.4. Omuzlu yataklar	16
3.1.5. Silindirik makaralı yataklar	16
3.1.6. İğneli yataklar	17
3.1.7 Masuralı yataklar (Fıçılı yataklar).....	18
3.1.8 Oynak makaralı yataklar	18

Sayfa

3.1.9. Konik makaralı yataklar	19
3.2. Eksenel Yataklar	20
3.2.1. Eksenel silindirik makaralı yataklar - Eksenel iğneli yataklar	20
3.2.2. Eksenel oynak – Konik makaralı yataklar	20
3.3. Yatakların Yük Taşıma Özellikleri	20
3.4. Yatak Seçme Etkenleri	21
3.5. Yataklarda Statik Yük	22
3.6. Yataklarda Dinamik Yük	22
3.7. Film kalınlığı	22
4. OPTİMİZASYON	25
4.1. Tarihsel Gelişimi	25
4.2. Klasik Optimizasyon Teknikleri	26
4.3. Tek Değişkenli Optimizasyon (Single-Variable Optimization)	26
4.4. Çok Amaçlı Optimizasyon (Multi-Objective Optimization)	27
4.5. NSGA-II	29
4.6. Zeki Optimizasyon Yöntemleri	29
4.6.1. Genetik algoritmalar	30
4.6.2 Tavlama benzetimi	32
4.6.3. Parçacık sürü optimizasyonu	33
4.6.4. Karınca kolonisi optimizasyonu	34
4.6.5. Bulanık optimizasyon	35

5. TASARIMDA OPTİMİZASYON	37
5.1. Optimizasyon Modeli Oluşturma Süreçleri	38
5.1.1. Tasarım değişkenleri	39
5.1.3. Tasarım hedefleri (Amaç fonksiyonları)	41
5.1.3. Tasarım kısıtlamaları	42
5.2. Optimizasyon Probleminin Çözüm Yöntemleri	42
5.2.1. Grafiksel yöntem	42
5.2.2. Nümerik Yöntem	43
5.2.3. Analitik Yöntem	44
6. BOZKURT OPTİMİZASYON YÖNTEMİ (GWO)	45
6.1. Doğadan Esinlenmesi	46
6.2. Matematiksel Model ve Algoritma	48
6.2.1. Kuşatma	49
6.2.2. Avı Kovalama	50
6.2.3. Ava Saldırma	51
6.2.4. Av Arama	52
6.3. Çok Amaçlı GWO	53
7. SABİT BİLYALI RULMAN OPTİMİZASYONU	57
7.1. Tasarım Parametreleri	59
7.2. Amaç Fonksiyonları	62
7.2.1. Dinamik kapasite (Cd)	62

Sayfa

7.2.2. Hidrodinamik minimum film kalınlığı (H_{min})	63
7.3. Sınırlandırıcılar	64
8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	67
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	83



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Yatakların kullanıldığı uygun yerler.....	21
Çizelge 7.1. Tasarım değişkenleri.....	61
Çizelge 7.2. Rulman sınır ölçüleri	61
Çizelge 8.1. Rulman çalışma şartları.....	67
Çizelge 8.3. SKF 6202 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	69
Çizelge 8.4. SKF 6204 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	69
Çizelge 8.5. SKF 6206 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	70
Çizelge 8.6. SKF 6208 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	70
Çizelge 8.7. SKF 6210 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	70
Çizelge 8.8. SKF 6212 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	71
Çizelge 8.9. SKF 6214 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	71
Çizelge 8.10. SKF 6216 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu.....	72
Çizelge 8.12. Bütün rulman çaplarında optimum sonuçların katalog değerleri ile karşılaştırılması	74
Çizelge 8.13. MOGWO sonuçları ile katalog değerlerinin yorulma ömrü açısından karşılaştırılması	74

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Bilyalı yatak görseli.....	13
Şekil 3.2. Sabit bilyalı yatak	14
Şekil 3.3. Oynak bilyalı yataklar	15
Şekil 3.4. Eğik bilyalı yatak.....	16
Şekil 3.5. Omuzlu yataklar	16
Şekil 3.6. Silindirik makaralı yatak	17
Şekil 3.7. İğneli yatak	18
Şekil 3.8. Masuralı yatak	18
Şekil 3.9. Oynak makaralı yatak.....	19
Şekil 3.10. Konik makaralı yatak.....	20
Şekil 4.1. Pareto çözüm bölgesi.....	28
Şekil 4.2. Pareto cephesi	29
Şekil 4.3. Gerçek karıncaların en kısa yolu bulma aşamaları	35
Şekil 5.1. Optimizasyon modelleme süreçleri	39
Şekil 5.2. Kübik gemi	40
Şekil 6.1. Bozkurtların sosyal hiyerarşisi	46
Şekil 6.2. 2B ve 3B pozisyon vektörleri ve bir sonraki muhtemel konumlar.....	50
Şekil 6.3. GWO'da arama ajanlarının (Bozkurt) pozisyon güncellemesi	51
Şekil 6.5. Tek amaçlı GWO sözde kodu.....	53
Şekil 6.6. Çok amaçlı GWO (MOGWO) sözde kodu.....	54

Şekil	Sayfa
Şekil 6.7. MOGWO akış şeması.....	55
Şekil 7.1. Rulman geometrisi.....	57
Şekil 7.2. Rulman montaj açısı gösterimi	60



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 6.1. Gri kurt avlanma davranışı: A) Avın kovalanması, yakınlığı ve izleri; B-D) İzleme, taciz ve kuşatma; E) Saldırı (Muro ve diğerleri 2011)	48



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Kısaltmalar

Açıklamalar

ABC	Yapay Arı Kolonisi Optimizasyonu
ABCA	Yapay Arı Kolonisi Algoritması
ACO	Karınca Kolonisi Optimizasyonu
AFSA	Yapay Balık Sürüsü Algoritması
BA	Yarasa Algoritması
BA	Yarasa Algoritması
BCPA	Arıların Polen Toplaması Algoritması
BGA	İkili Kod Genetik Algoritması
BMO	Kuş Birlikteliği Optimizasyonu
BMO	Kuş Birlikteliği Optimizasyonu
BO	Bozkurt Optimizasyonu
CO	Sert Kombinatorial Optimizasyonu
CS	Guguk Kuşunun Araması Algoritması
DE	Diferansiyel Evrim algoritması
DPO	Yunus Partneri Optimizasyonu
DSA	Diferansiyel Arama Algoritması
EA	Evrimsel Algoritma
FA	Ateş Böceği Algoritması
FOA	Sirkesineği Optimizasyon Algoritması
GA	Genetik Algoritma
HHO	Harris'in Kuşları Optimizasyonu
HM	Melez Yöntem
KH	Karides Sürüsü
MAPE	Ortalama Yüzde Hata
MBO	Bal Arılarında Evlilik Algoritması
MOGWO	Çok Amaçlı Gri Kurt Optimizasyonu
NSGA II	Nesnel Optimizasyon Algoritması

Kısaltmalar**Açıklamalar****PSO**

Parçacık Sürüşü Optimizasyonu

PSOCD

Kalabalık Mesafe Parçacık Sürü Optimizasyonu

RMS

İstatistiksel Hata Miktarı

SZ

Sürü Zekası

TLBO

Öğretme-Öğrenmeye Dayalı Optimizasyon

YSA

Yapay Sinir Ağları



1. GİRİŞ

Mühendislik tasarımı, istenen hedefe ulaşmak için hedef üzerinde etkili olabilecek tüm parametreleri ele alan, tekrarlayan bir süreçtir. Mekanik tasarım, tasarımcıların ihtiyaçlarına göre belirli gereksinimleri (mukavemet, sapma, ağırlık, aşınma, korozyon, vb.) her zaman değerlendirdikleri bir optimizasyon sürecini içerir (Savsani, Rao ve Vakharia, 2011). Mühendislik tasarım problemleri genellikle büyük ölçekli ve doğrusal olmayan ya da sınırlı optimizasyon problemlerine sahiptir (Akay ve Karaboğa, 2012). Tasarım optimizasyonu belirli hedeflerden (objektif fonksiyonlar), uygun çözümler içeren bir arama alanından ve optimizasyon yöntemleri ile yapılan bir arama sürecinden oluşur (Rao ve Patel, 2011). Uygun çözümler, tasarım parametrelerinin tüm olası değerleri ile karakterize edilen tüm tasarımların kümesidir (tasarım değişkenleri). Sistem tasarımında optimum tasarım yöntemlerinin yararlı olduğu birçok uygulama vardır (Arora, 2004).

Geleneksel optimizasyon yöntemleri, mekanik tasarım problemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Geleneksel yöntemler karmaşıklık ve yakınsama problemleri nedeniyle sadece birkaç tasarım değişkenini kullanabilir. Tasarım parametreleri arttıkça, karmaşıklık artar ve bu durum optimum çözüme ulaşmanın zorlaşmasına neden olur. Ayrıca, yerel asgari (veya maksimum) sorunlara karşı yavaş birleşme gibi önemli dezavantajlara sahiptirler (Mendi, Başkal, Boran ve Boran, 2010). Buna ek olarak, çoğu mekanik tasarım problemi belirli kısıtlamalar içerdiğinden, geleneksel optimizasyon algoritmaları ile çözümlerini zorlaştırmaktadır (He, Wu ve Prempain, 2004). Optimizasyon problemi, tasarım değişkenlerinin açık işlevleri olarak ifade edilmeyen objektif fonksiyonlar ve kısıtlamalar içeriyorsa veya manipüle etmek için çok karmaşıksa, bunları klasik optimizasyon yöntemlerinde çözmek zordur (Mendi ve diğerleri, 2010; He ve diğerleri, 2004; Rajesvare ve Rao 2007). Bu sebeple son yıllarda zeki optimizasyon yöntemleri bu alanda yoğun bir şekilde kullanılmaktadır.

Rulmanlı yataklar mekanik ve uzay mühendisliği uygulamalarının çoğunda önemli bir bileşen olarak ve yaygın olarak kullanılmaktadır. Ev aletleri, otomotiv, uzay, havacılık, mikro veya nano-makine uygulamalarının geliştirilmesi, rulmanların tasarım teknolojisinin ilerlemesine katkı sağlamıştır.

Tasarım mühendisleri, uzun ömürlü, verimli ve son derece güvenilir rulman tasarımı için bir tasarım teknolojisi geliştirmeye çalışmışlardır. Bu nedenle hedefleri toplu olarak optimize etmeye ihtiyaç duymuşlardır. Makine elemanlarının optimizasyonu bu optimum hedeflerin elde edilmesine yönelik faaliyetleri kapsamaktadır. Her ne kadar son yıllarda bu alanda yoğun çalışmalar gözüксе de halen bu hedeflerin aynı anda optimize edilmesine yönelik çok az sayıda çalışma vardır. Optimum rulman tasarımına yönelik çalışmalarda da benzer bir durum söz konusudur. Özellikle rulmanların çok amaçlı optimizasyonuna yönelik çalışmalar literatür için oldukça yeni ve az sayıdadır.

Bu çalışmada sabit bilyalı rulmanlarda dinamik kapasite (C_d) ve elastohidrodinamik minimum film kalınlığının (H_{min}) optimizasyonu ele alınmıştır. Problem çok amaçlı bir optimizasyon problemidir. Çalışmada, bozkurt optimizasyon yaklaşımı kullanarak rulmanların çok amaçlı tasarım optimizasyonu problemine çözüm getirilmeye çalışılmıştır. Çalışmada ele alınan problem ilk olarak Chakraborty, Vinay, Nair ve Tiwari (2003) tarafından tanımlanmış, Rao ve Tiwari (2007) tarafından çalışılmış, daha sonra Gupta, Nair ve Tiwari (2007) tarafından ele alınmıştır. Chakraborty ve diğerleri (2003) problemi çözmek için genetik algoritma (GA) kullanmıştır. Problem Rao ve Tiwari tarafından beş tasarım parametresi ve on tasarım değişkeni kullanılarak ele alınmıştır. Montaj açısı tasarım parametreleri açısından türetilmiştir. Problemden Genetik Algoritma (GA) kullanılarak iki aşamada optimize edilmiştir. Gupta problemi çözmek için nesnel optimizasyon algoritması: NSGA II yöntemi kullanmıştır. Çalışmada, dinamik kapasite (C_d), statik kapasite (C_s) ve elastohidrodinamik minimum film kalınlığını (H_{min}) optimize edilmiştir. Bu çalışmada rulmanların çok amaçlı tasarım optimizasyonu problemi çok amaçlı bozkurt optimizasyon yöntemine (Multi Objective Greywolf Optimizer – MOGWO) ilk defa uygulanmıştır. MOGWO ile elde edilen sonuçlar önceki çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılarak yöntemin rulman optimizasyon problemini çözmedeki etkinliği / performansı gözlenmiştir.

Çalışmanın bu bölümden sonraki düzeni aşağıdaki şekildedir;

2. bölümde konuyla ilgili daha önce yürütülen çalışmalar kaynak araştırması başlığında değerlendirilmiştir. 3. Bölümde rulmanlı yataklar hakkında genel bir bilgi verilmektedir. 4. Bölümde genel optimizasyon ve 5. Bölümde tasarımda optimizasyon konusuna değinilmektedir. 6. Bölümde bozkurt optimizasyon yöntemi tanıtılmaktadır. 7. Bölümde tez kapsamında ele alınan problemin optimizasyon süreci ve sonuçları anlatılmıştır. 8. Bölümde

ise çalışmanın genel bir değerlendirmesi yapılmış ve gelecek çalışmalara yönelik önerilerde bulunulmuştur.





2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde, farklı rulman tipleri için optimizasyon yöntemlerinin kullanımını gösteren bazı çalışmalar vardır. Literatür çalışmalarında göze çarpan ilk husus bu konuda yürütülen çalışmaların sayısının azlığıdır. Yürütülen bu çalışmalar klasik optimizasyon teknikleri ve zeki optimizasyon teknikleri kullanılarak yapılmıştır.

Klasik optimizasyon yöntemleri sürekli ve türevi alınabilir fonksiyonların minimum değerlerini bulmak için diferansiyel analiz tekniklerini kullanır. Bu yöntem ayrıca daha gelişmiş yöntemlere de alt yapı oluşturmaktadır. Bazı problemler, sürekli türevlenemeyen objektif fonksiyonları içerdiğinden, klasik optimizasyon teknikleri, pratik uygulamalarda sınırlı kapsamlara sahiptir.

Son yıllarda, geleneksel matematiksel programlama tekniklerinden kavramsal olarak farklı olan bazı optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler modern veya geleneksel olmayan optimizasyon yöntemleri olarak isimlendirilmiştir. Bu yöntemlerin çoğu biyolojik yapılardan ve doğadaki sürü davranışlarından ilham alınarak geliştirilmiştir.

Asimov'un rulman yataklarının optimizasyonuna yönelik çalışması bu alandaki öncü çalışmadır (Asimov, 1966). Bu çalışmada belirli bir hızda belirli bir yükü destekleyen bir rulman yatağının uzunluğunun ve çapının optimum tasarımını gerçekleştirilmiştir. Asimow, çalışmada Newton-Raphson yöntemini kullanarak sürtünme kaybının ve milde oluşacak eğilmeyi minimize etmeyi hedeflemiştir.

Yatak tasarım sistemlerinin geliştirilmesi için programlama tekniklerini uygulayan öncü çalışma ise Seireg ve Ezzat'ın çalışmasıdır (Seireg ve Ezzat, 1969). Çalışmada, rulman uzunluğu, radyal boşluk ve yağlayıcı maddenin ortalama viskozitesinin seçimi için otomatik bir sistem önerilmiştir. Sistem, bir hidrodinamik kaymalı yatağın belirli hız ve yük altında performansını optimize etmektedir.

Maday (1970), Wylie ve Maday (1970), hidrodinamik yataklarda optimum konfigürasyonu belirlemek için değişkene ait hesaplamanın sınırlı değişken metotlarını kullandılar. Rulmanın yük taşıma kapasitesini en yükseğe çıkarmak için tasarım kriterleri belirlemişlerdir.

Seireg (1972), mekanik elemanların ve sistemlerin tasarımında optimizasyon tekniklerinin kullanımına ilişkin bazı örnekler gözden geçirmiştir. Bunlar arasında dişliler, rulman yatakları, dönen diskler, basınçlı kaplar, eğilme ve burma altında miller, uzunlamasına darbe uygulanan kirişler ve elastik temas ve yük dağılımlarının sorunları ele alınmıştır.

Changsen (1991), rulman yatakları için gradyan tabanlı sayısal optimizasyon tekniği kullanarak bir tasarım yöntemini tanımlamıştır. Makaralı rulmanların tasarımı için beş objektif fonksiyon önermiştir: Maksimum yorulma ömrü, maksimum aşınma ömrü, maksimum statik yük oranı, minimum sürtünme momenti ve minimum dönme oranı. Çalışmada makaralı rulmanların çok amaçlı optimizasyon kavramı önerilmiş ve optimizasyon sorununun sadece temel kavramları ve çözüm teknikleri herhangi bir illüstrasyon olmadan sunulmuştur. Rulmanlı yatakların optimizasyonu için önerilen objektif fonksiyonların, geometrik ve kinematik kısıtlamaları ile bağlantılı olarak doğrusal olmadığı gösterilmiştir.

Hirani, Athre ve Biswas (2000), motor muylu rulmanı tasarımı için tarafından geliştirdikleri çeşitli modelleri kullanarak bir tasarım metodolojisi ortaya koymuşlardır. Çap boşluğunun ve yatak uzunluğunun seçimi, minimum film kalınlığı, maksimum basıncı ve maksimum sıcaklığı sınırlayarak açıklanmıştır. Önerilen yöntemin etkinliğine yönelik bir akış şeması gösterilmiştir.

Choi ve Yoon (2001), çift sıralı eğik bilyalı rulman tipinde bir otomotiv tekerlek taşıyıcı biriminin tasarım değişkenlerini belirlemek için GA tabanlı bir tasarım yöntemi geliştirmiştir. Çalışmada, rulman yataklarının tasarım problemi kısıtlı bir optimizasyon problemi olarak görülmüştür. Çalışmada herhangi bir kısıtlama ihlali olmaksızın, en uygun şekilde tasarlanmış tekerlek taşıyıcı birimin sistem ömrünü artırdığı görülmüştür.

Chakraborty ve diğerleri (2003), yuvarlanmalı yatakların standart rulman tablolarına ve rulman performansı karakteristiklerine dayanan tasarımlarda ortaya çıkan sorunları çözmeye yönelik olarak genetik algoritmalar (GA) kullanan bir yaklaşım önermiştir. Çalışmada, klasik optimizasyon tekniklerinde kullanılan tasarım parametreleri üçten beşe artırılmıştır. Ayrıca tablolarda dikkate alınmayan yorulma ömrünü dikkate alan bir tasarım modeli ortaya konmuştur.

Rao ve Tiwari (2006), yuvarlanmalı yatakların tasarımı için sınırlandırılmış doğrusal olmayan optimizasyon problemini çözmek için bir prosedür belirlemişlerdir. Montaj açısı tasarım parametreleri açısından türetilmiştir. Beş tasarım parametresinin olduğu çalışmada toplam on tasarım değişkeni göz önüne alınmıştır. Problem iki aşamada optimize edilmiştir. Optimizasyon için GA kullanılmıştır. Standartlarda listelenenlere göre dinamik kapasitenin geliştirildiği görülmüştür.

Gupta ve diğerleri (2007), rulmanların tasarımı için çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullandıkları çalışmada: Dinamik kapasite, statik kapasite ve minimum film kalınlığının optimizasyonunu NSGA-II algoritması yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Problemden on tasarım değişkeni kullanılmıştır. İkili ve üçlü optimizasyon yapılarak problem çözümlenmiştir. Dinamik kapasite ve statik kapasitenin iç kanal eğrilik katsayısındaki değişikliklere karşı çok hassas olduğu ortaya konmuştur.

Rao ve Tiwari (2007), tek amaçlı optimizasyon için gerçekçi kısıtlamalarla ve genetik algoritma yardımıyla bir rulmanlı tasarım yöntemi geliştirmişlerdir. Çalışmada, optimize edilmiş tasarım parametrelerinin standart kataloglarda listelenenlere kıyasla daha iyi yorulma ömrü sağladığını bulmuşlardır. Optimize edilmiş tasarım değişkenlerinin yerel ekstremitelerden (minimal ve maximal) etkilenmemesini sağlamak için bir yakınsama (convergence) çalışması yapmışlardır.

Kalita, Tivari ve Kakoty (2002), rulmanların tasarımı için çok amaçlı optimizasyon üzerine yapılan çalışmalarında, dinamik kapasite, statik kapasite ve minimum film kalınlığından oluşan amaç fonksiyonlarının ağırlıklı bir kombinasyonunu yapmışlardır. Çok amaçlı problem, skaler optimizasyon problemine dönüştürülmüştür. Bu çalışmada kısıtlı skaler optimizasyon problemini çözmek için deterministik algoritmaları ve stokastik algoritmaları kullanılmıştır. Deterministik yaklaşım olarak iç ceza (penalty) fonksiyonu yöntemi kullanılmış, simüle edilmiş tavlama ve genetik algoritmalar stokastik yaklaşımlar olarak kullanılmıştır.

Kumar, Tiwari ve Reddy (2008), silindirik makaralı rulmanların tasarımı için doğrusal olmayan kısıtlı bir optimizasyon problemi önerilmiş ve optimizasyon probleminin çözümü için bir prosedür açıklanmıştır. Silindirik rulman tasarımında, temel dinamik kapasitenin optimizasyonu için dört adet geometrik değişken ve beş kısıtlama sabiti seçilmiştir.

Geometrik kısıtlamalar, rulman standartlarında standart sınır boyutlarından formüle edilmiştir. Tasarım probleminin girdisi, bir tasarımcı için mevcut olan rulman standartları ve kataloglarından seçilmiştir. Gerçek kodlanmış genetik algoritmalar kullanılarak, yatak tasarım problemi optimize edilmiş ve elde edilen yatak dinamik kapasitesi standart kataloglardaki değerler ile karşılaştırılmıştır. İmalat toleranslarının tasarım değişkenlerine etkisini görmek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır.

Kumar ve Tiwari (2009), çalışmasında silindirik makaralı rulmanların tasarımı için logaritmik profil (LP) taçlandırma önerilmiştir. Tasarım parametreleri ve kısıtlamaları belirlendikten sonra, gerçek kodlanmış genetik algoritmalar kullanılarak yatak tasarım problemi optimize edilmiştir. Optimize edilmiş yatak dinamik kapasitesi ve yorulma ömrü standart kataloglarda verilerle karşılaştırıldığında iyileşme olduğu görülmüştür.

Wei ve Chengzu (2010), çalışmasında rulman sürtünme kayıplarını azaltarak rulman ömrünü uzatacak bir problem ele alınmıştır. Çok amaçlı optimizasyon problemi NSGA-II kullanılarak çözülmüştür. Rulman makrogeometrilere (delik çapı, dış çap ve genişlik) standart olarak ele alınırken, standart olmayan iç geometri parametreleri kullanılmıştır. Dönme sürtünme gücü kaybı, mevcut tasarımla aynı olduğunda, optimize edilmiş tasarımın kullanım ömrü, mevcut tasarımın kullanım ömrünün % 36'sından daha fazla bulunmuştur.

Lin (2010), çalışmasında sabit bilyalı rulmanlarda dinamik kapasitenin optimizasyonunu gerçekleştirmek için on tasarım değişkeni ile yirmi kısıtlama koşulu kullanmıştır. Problemden ikili kod genetik algoritmalar (binary-code genetic algorithms-BGA) da elde edilen sonuçlar ile genetik algoritma (GA) ve diferansiyel evrim algoritmasından (DE) oluşan karma bir algoritmadan elde edilen sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır. GA — DE algoritmasının daha iyi dinamik yük derecesini bulduğunu ve BGA kullanılarak elde edilen sonuçlara göre göre yaklaşık %1,3 - %11,1 daha yüksek olduğunu göstermişlerdir.

Tiwari, Sunil ve Renddy (2012), tarafından konik makaralı rulmanların tasarımı için kısıtlı lineer olmayan bir optimizasyon problemi formüle edilmiş ve optimizasyon probleminin çözümü için bir prosedür tanımlanmıştır. Çalışmada, geometrik, rulman standartları ve dayanıklılık faktörlerine dayanan gerçekçi kısıtlamalar formüle edilmiştir. Geometrik kısıtlamalar, rulman standartlarında standart sınır boyutlarından formüle edilmiştir. Tasarım problemi girdisi rulman standartları ve kataloglarından seçilmiştir. Gerçek kodlanmış

genetik algoritmalar kullanılarak tasarım optimizasyonu problemi optimize edilmiş ve ilgili dinamik yük kapasitesi, standart kataloglarda verilene göre yorulma ömründe iyileşme göstermiştir. İmalat toleranslarının tasarım değişkenleri üzerindeki etkisini gözlemlemek için bir duyarlılık analizi yapılmıştır.

Tudose, Kulcsar ve Stanescu (2013), NP1092 tek sıralı silindirik makaralı rulmanda dinamik radyal kapasite (C_r) ve minimum film kalınlığını (H_{min}) optimize ederek en uygun optimum tasarımı elde etmişlerdir. Problemin çözümünde çok amaçlı evrimsel algoritma (EA) kullanmıştır. Problemden rulman yatağının iç geometrisini tanımlamak için minimum sayıda tasarım değişkeni kullanılmıştır.

Waghole ve Tiwari (2014), çalışmasında rulman dinamik kapasitesini optimize etmek için hibrit bir yaklaşım önermiştir. Doğrusal olmayan optimizasyon formülasyonu, yapay arı kolonisi (Artificial Bee Colony Algorithm - ABCA), diferansiyel arama algoritması (differential search algorithm-DSA), ızgara arama yöntemi (grid search method-GSM) ve hybrid method-HM) (HM, ABCA / DSA ve GSM kombinasyonunun yeni yaklaşımı) kullanılarak çözülmüştür. Toleransın tasarım değişkenlerine, dinamik kapasite üzerindeki etkisini görmek için duyarlılık analizi yapılmıştır. Optimize edilmiş rulmanların dinamik kapasitesi, rulman kataloglarında belirtilenlerden daha yüksek bulunmuştur.

Panda, Nanda ve Mishra (2015), çalışmasında yuvarlanma yataklı rulmanların tasarımında önemli bir problem olan yorulma ömrünü ele almıştır. Çalışmada, sıralama tabanlı kısıtlama işleme yöntemiyle yeni kısıtlamalar kullanılarak radyal bilyalı rulmanın dinamik yük kapasitesi optimize edilmiştir. Ayrıca temel tasarım değişkenleri kısıtlamalarla birlikte örneklendirilmiştir. Geliştirilen yaklaşım ile daha düşük temas gerilmeleri olan stabil bir rulman tasarımı elde edilmiştir. Çalışmada parçacık sürü optimizasyonu (PSO) ve öğretme-öğrenmeye dayalı optimizasyon (TLBO)'dan oluşan hibrit bir algoritma kullanılmıştır. Geliştirilen hibrit algoritma ile kısıtlamalar tatmin edilirken yakınsama hızı arttırılmıştır.

Kim, Kang, Yoon ve Choi (2016), standart olmayan eğik bilyalı rulman optimizasyonu için mikrogenetik algoritma (microgenetic algorithm - MGA) ve ilerici kuadratik tepki yüzeyi yöntemi (progressive quadratic response surface method - PQRSM) algoritması kullanmışlardır. Problemden altı tasarım değişkeni kullanılmıştır. MGA ve PQRSM

sonuçlarının kıyaslandığı çalışmada PQRSM ile elde edilen sonuçların daha iyi olduğu bulunmuştur.

Dragoni (2017), tarafından yapılan çalışmada konik makaralı rulmanların iç boyutları maksimum dinamik kapasite için optimize edilmiştir. Ele alınan yatak sistemi, radyal ve eksenel kuvvetlerin herhangi bir kombinasyonu altında gerçekleşen iki aynı yatağı içermektedir. Temel derecelendirme ömrünün, silindir içindeyken kuadratik olarak daha fazla arttığı ve silindirlerin en boy oranının, silindir setinin adım çapının altıncı gücüyle arttığı ve uygulanan radyal kuvvetin üçüncü gücüyle azaldığı gösterilmiştir.

Shaikh ve Kamble (2017), bilyalı rulmanların dinamik yük kapasitesi Jaya algoritması kullanılarak optimize edilmiştir. Çeşitli tasarım parametrelerinin belirli bir yanıt parametresi üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Jaya algoritmasının sonuçları, genetik algorithmadan elde edilen değerlerle karşılaştırılmış ve seçilen optimizasyon tekniği, genetik algorithmadan daha iyi bir çözüm sağlamıştır.

Aparna, Jana, Shesu ve Bhattacharjee (2018), bir traktörün şanzıman da kullanılan derin oluklu sabit bilyalı rulmanın dinamik kapasite, statik kapasite ve elasto-hidrokinamik film kalınlığını genetik algoritma (NSGA-II) ve kalabalık mesafe parçacık sürüsü optimizasyonu (crowding distance particle swarm optimization - PSOCD) algoritmaları kullanarak optimize etmiştir. İki algoritmanın performansının karşılaştırıldığı çalışmada problemi aynı anda uygulanarak gözlemlemişlerdir. PSOCD sonuçlarının NSGA-II sonuçlarına göre daha üstün ve avantajlı olduğu gösterilmiştir.

Jat ve Tivari (2018), küresel rulmanlı yatakların yorulma ve aşınma davranışını optimize ettikleri çalışmalarında NSGA-II yaklaşımını kullanmışlardır. Çok amaçlı optimizasyon yaklaşımının kullanıldığı çalışmada, amaç fonksiyonları dinamik yük kapasitesi ve hidrokinamik film kalınlığıdır. Çalışmada rulman ömür faktörü ve spesifik film kalınlığı, mevcut tasarıma kıyasla artmıştır. Tasarım değişkenlerinin sapmasının objektif fonksiyonlar üzerindeki etkisini tahmin etmek için yapılan duyarlılık analizinde üç tasarım değişkeninin ve objektif fonksiyonların toleranslarını göstermiştir. Sunulan optimizasyon yöntemi ile rulman ömrünün arttığı gözlenmiştir.

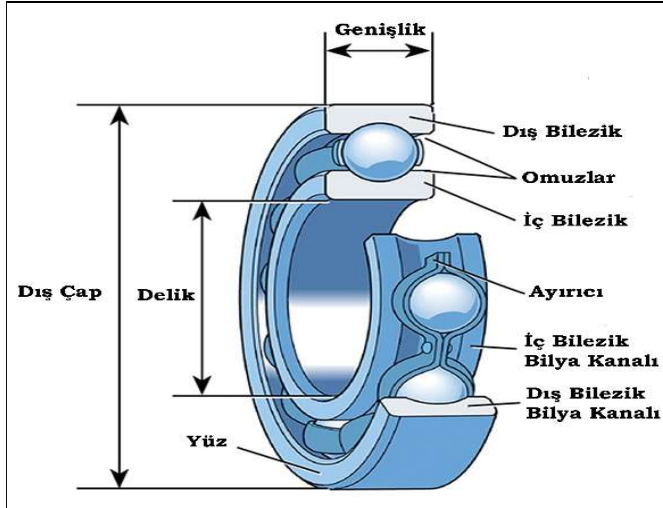
Dandagwhal ve Kalyankar (2017), makaralı rulmanların dinamik kapasitesinin optimizasyonu için yeni bir optimizasyon tekniği olan Öğretme-Öğrenmeye Dayalı Optimizasyon (Teaching-Learning-Based Optimization – TLBO) tekniği kullanılmıştır. Seçilen problemlerde 9 tasarım değişkeni ele alınmıştır. Elde edilen sonuç, standart kataloqlara ve el kitaplarına göre daha iyi bulunmuştur. Bu nedenle, bu çalışmada, rulman tasarımında önerilen performans optimizasyonunun uygulanabilir olduğu gösterilmiştir.

Tiwari ve Chandran (2018), sabit bilyalı rulmanlarda dinamik kapasite (C_d), maksimum yatak sıcaklığı (T_{max}) ve elasto-hidrokinamik minimum film kalınlığı (H_{min}) optimizasyonu için yapay arı kolonisi (the artificial bee colony - ABC) tekniği kullanılmıştır. Seçilen problemlerde 9 tasarım değişkeni ele alınmıştır. Problemden kullanılan tasarım değişkenlerinden eğrilik yarı çapı (r_i) dışında hiç bir değişkenin dinamik kapasite (C_d) üzerinde olumsuz etkiye sahip olmadığı gösterilmiştir.

Heidari ve diğerleri (2019), bu çalışmada Harris Şahinleri Optimizasyonu (Harris Hawks Optimization - HHO) adı verilen yeni bir popülasyona dayalı optimizasyon algoritması geliştirmişlerdir. Önerilen HHO algoritması, doğadaki işbirlikçi davranışlardan ve yırtıcı kuşların avı kovalama tarzlarından esinlenmiştir. Çalışmada rulmanlarda dinamik yük kapasitesine etki eden 9 tasarım değişkeni ele alınmıştır. Seçilen problemde HHO algoritması ile elde edilen sonuçlar TLBO, GA ve PVS algoritmalarıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan kıyaslamada HHO algoritmasının daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

3. RULMANLI YATAKLAR

Rulmanlı yataklar, mekanik ve uzay mühendisliği uygulamalarının çoğunda önemli bir bileşen olarak kullanılmaktadır. Rulman ya da yuvarlanma elemanı, rulmanlı yatakların iç ve dış bilezikleri arasında yuvarlanarak en az sürtünme ve kayıpla iş yapmasını sağlayan makine elemanlarıdır.



Şekil 3.1. Bilyalı yatak görseli (Gonzalez, 2019)

Yataklardan mil muylusuna iletilen güç, iki bilezik arasındaki yuvarlanma elemanı ile yapılmaktadır. Sürtünme katsayısının rulmanlı yataklarda rulmanlar sebebiyle düşük olması, kaymalı yataklara göre rulmanlı yatakların en önemli üstünlüğüdür. Yuvarlanma elemanları yataklarında kullanılan beş tip yuvarlanma elemanı vardır: Bilyalar, silindirik makaralar, küresel makaralar, konik makaralar ve iğneli makaralar.

Çoğu yuvarlanma elemanı yatağı kafeslere sahiptir. Kafesler, sürtünmeyi, aşınmayı ve elemanların birbirine sürtünmesini engelleyerek bağlanır. Kafesli makaralı rulmanlar, 18'inci yüzyılın ortalarında John Harrison tarafından kronometreler üzerindeki çalışmalarının bir parçası olarak icat edilmiştir (Sobel ve Dava, 1995). Rulmanlı elemanlar, maliyet, boyut, ağırlık, taşıma kapasitesi, dayanıklılık, doğruluk, sürtünme yönünden avantajlara sahiptir.

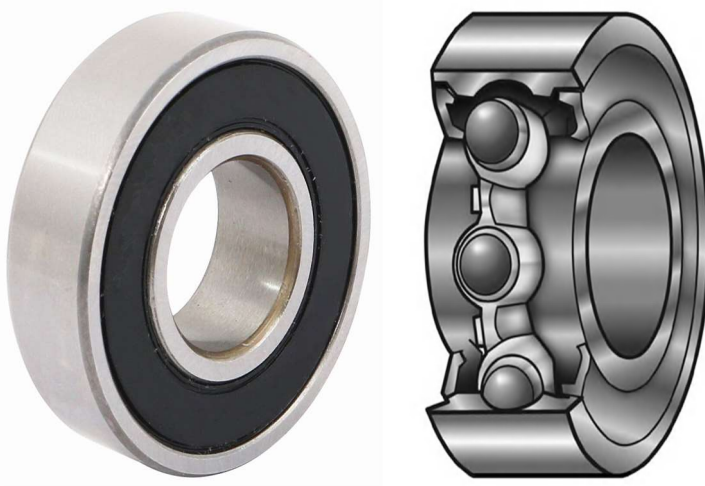
Rulmanlı yataklarda statik sürtünme katsayısı (ilk hareket sürtünmesi) oldukça düşüktür. Düşük devirlerde yük taşıma kapasitesi, fazla yağlamaya ihtiyaç duyulmaması, kolay temin edilebildiğinden ve kirli ortamlarda dayanıklılığında dolayı tercih edilmektedir. Rulmanlı

yataklar ağır yük altında yol alma için oldukça uygundur. Yüksek hızlar ve darbeli alışma için ise kaymalı yataklar daha uygundur. Çok yüksek çevre hızları yorulma çevrimini hızlandırdığı, yuvarlanma elemanları üzerine büyük kuvvetler geldiği ve yağlamada problemler yarattığı için rulmanlı yataklar uygun değildir (Temiz, 2009). Rulmanlı yataklar genel olarak hem radyal hem de eksenel yükleri taşıyabilirler. Rulmanlı yatakların eksenel boyutları (genişlikleri) kaymalı yataklara göre daha küçüktür. Rulmanlı yatakların sönüm kabiliyeti kaymalı yataklara göre çok daha kötüdür ve kaymalı yataklardan daha gürültülü çalışırlar.

3.1. Radyal Yataklar

3.1.1. Sabit bilyalı yataklar

Sabit bilyalı yataklar, tek parça yapıdan meydana gelen elemanlarına ayrılmayan tipte radyal yükleri taşıyan ve en çok kullanılan yatak tipidir. Radyal yatak olmalarına rağmen eksenel yük taşıyabilirler. Tek sıralı ve çift sıralı olmak üzere iki tip yatak çeşidi vardır. Sabit bilyalı yataklar işletme anında oluşabilecek eksenel yükleri de taşır, ancak eksenel kuvvet radyal taşıma kapasitesi nedeniyle rulmanın eksenel yük sınırını aşıyorsa iki yatak yan yana yerleştirilerek tandem düzeni uygulanır. Uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılan sabit bilyalı yatakların temini ve bakımı kolay yataklardır (Babalık ve Çavdar 2013: 493, 498).



Şekil 3.2. Sabit bilyalı yatak (UMT bearing, 2019)

3.1.2. Oynak bilyalı yataklar

Oynak bilyalı yataklar tek kafese yerleştirilmiş çift sıralı, dış bilezikteki yuvarlanma yolu iç bükey küre biçiminde olan, parçalarına ayrılmayan yataklardır. Bu nedenle açıları ayarlanabilir. Yataklamalarda eksen hatalarından ve mil esnemelerinde eksene göre 4°'ye kadar dengeleyebilirler. İç bileziği geniş oynak bilyalı yataklar çekme olarak imal edilmiş millerle takılmaya uygundur. Genellikle tarım makinelerinde kullanılırlar.



Şekil 3.3. Oynak bilyalı yataklar (UMT bearing, 2019)

3.1.3. Eğik bilyalı yataklar

Eğik bilyalı yataklar radyal yük ve tek yönde büyük değerli eksenel yük taşıyabilirler. Bilyeler iç ve dış bilezikte birbirlerinin tersi tarafta ve bilya yuvasının bir tarafındaki omuz yüksek diğer tarafındaki alçaktır. Tek sıralı ve çift sıralı olmak üzere iki çeşit eğik bilyalı yatak vardır. Bileziklerin tek omuzu olması sebep ile tek yönde eksenel kuvvet taşıyabilirler. Ters yönde gelebilecek kuvvetlere karşı ikinci bir yatak kullanılır. İki sıralı eğik bilyalı yataklar yan yana kullanılan tek sıralı iki yatağın yaptığı görevi yapar. Çift sıralı yataklar iki tek sıralı yatağa göre daha ensizdirler.



Şekil 3.4. Eğik bilyalı yatak (UMT bearing, 2019)

3.1.4. Omuzlu yataklar

Sabit bilyalı yataklar gibi iç bilezik sabit rulman tipidir. Bilezik yuva derinliği bilyalı yataklara göre daha azdır. Radyal yük taşıyabilen omuzlu yataklar tek yönde eksenel yük taşıyabilirler. Delik çapı 25-30 mm'ye kadar üretilen omuzlu yataklar kullanım olarak genellikle küçük elektrikli aletlerde ve benzinli motorlarda görülmektedir.



Şekil 3.5. Omuzlu yataklar (CR bearing, 2019)

3.1.5. Silindirik makaralı yataklar

Makaralı yataklar, bilinen ilk yatak tipidir ve kullanımını en az MÖ 40'a kadar uzanmaktadır. Silindirik makaralı yataklar, iç bilezik ve yuvarlanma elemanı, dış bilezik olarak parçalarına

ayrılabilen tek ve iki sıralı tipleri olan radyal yataklardır. Makaralı yataklar tipik olarak bilyalı yataklardan daha yüksek radyal yük kapasitesine sahiptir, ancak eksenel yükler altında daha düşük kapasite ve daha yüksek sürtünme vardır. Tüm radyal yataklarda olduğu gibi, dış yük sürekli olarak silindirler arasında yeniden dağıtılır. Çoğu zaman, toplam silindir sayısının sadece yarısından azı yükün önemli bir bölümünü her zaman taşır. (Babalık ve Çavdar 2013: 493, 499)



Şekil 3.6. Silindirik makaralı yatak (UMT bearing, 2019)

3.1.6. İğneli yataklar

İğneli yataklar, makaralı yatakların bir türü olarak sadece radyal yük taşıyabilen yataklardır. Çaplarından üç ila on kat daha uzun ve büyük bir radyal yük taşıma kapasitesi bulunan makaralara sahiptirler. İğneli yataklarda çok uzun ve ince silindirler kullanılır. Genellikle silindirlerin uçları noktalara doğru incelerler ve bunlar, silindirleri esir tutmak için kullanılırlar. Makaralar ince olduğundan, yatağın dış çapı ortadaki delikten sadece biraz daha büyüktür. Çoğunlukla otomotiv sektöründe kullanılan iğneli yataklar, şanzıman ve kompresörlerde tercih edilen yatak tipidir.



Şekil 3.7. İğneli yatak (UMT bearing, 2019)

3.1.7 Masuralı yataklar (Fıçılı yataklar)

Masuralı yataklarda yuvarlanma elemanı fıçı şeklindedir. Tek sıralı masuralı yatakta iç bilezik masuraya uygun, iç bükümlü bir yuvaya ve iki yanda da faturalara sahiptir, dış bilezik ise faturasızdır. İç yüzeyi yuvarlanma elemanını tam saracak şekilde küresel formdadır. Eksenlerin açısal sapmalarına izin verecek şekilde bilezikler birbirlerine göre eksene dik yönde hareket edebilirler. Yüksek radyal yük taşıma kabiliyetine sahip olan masuralı yataklar eksoel yük taşıma açısından zayıftırlar.



Şekil 3.8. Masuralı yatak (Alaçam, Rulman, 2019)

3.1.8 Oynak makaralı yataklar

Oynak makaralı yataklar çift sıralı yataklardır. Dış bilezikteki ortak yuva ve yuvarlanma yolu içbükeydir. İç bilezikte her bilezikte ayrı yuva olan ve parçalarına ayrılmaz

rulmanlardır. Bu nedenle 2.5° kadar olan eksen kaçıklıkları ayarlanabilir. Oynak makaralı yataklar iki yönde eksenel kuvvet taşıyabilirler. Çok büyük radyal kuvvet taşıma özelliği olan oynak makaralı yataklar eksenel kuvvete karşı kullanılmazlar.



Şekil 3.9. Oynak makaralı yatak (UMT bearing, 2019)

3.1.9. Konik makaralı yataklar

Konik makaralı rulmanlar, dış bilezik ve iç bilezik gibi parçalarına ayrılabilen yataklardır. Yuvarlanma elemanları iç bilezik ve dış bileziğin konik yüzeylerine temas ederek hareket ederler. Çoğu makaralı yatak yalnızca radyal veya eksenel yükler taşırlar, ancak konik makaralı yataklar hem radyal hem de eksenel yükleri destekler ve genellikle daha büyük temas alanı nedeniyle bilyalı yataklardan daha yüksek yük taşıyabilirler. Konik makaralı yatakların olumsuz tarafları, imalat karmaşıklıkları nedeniyle bilyalı yataklardan daha pahalı olmasıdır.



Şekil 3.10. Konik makaralı yatak (UMT bearing, 2019)

3.2. Eksenel Yataklar

3.2.1. Eksenel silindirik makaralı yataklar - Eksenel iğneli yataklar

Eksenel kuvvetin çok büyük olduğu ve yükün darbeli gediği zaman seçilen yataklarda silindirin merkeze yakın ve uzak tabanları arasındaki hız farkının büyük olması için tek sıra makara yerine iki veya daha fazla sayıda makara dizini aynı kafes içine yerleştirilir.

İğneli eksenel yataklar, radyal türlerinde olduğu gibi hacimden tasarruf gerektiğinde hem bilezikli hem de bileziksiz, sadece kafes ve iğneler olarak kullanılır.

3.2.2. Eksenel oynak – Konik makaralı yataklar

Eksenel yüklerle birlikte radyal yükte taşıyabilen yataklardır. Yuvarlanma elemanları konik masuradır. Yatak eksenine eğik yönde gelen kuvvetleri de taşıyabilirler. Eğik yükleri taşıyabilmeleri için mil bileziği ile mil ve gövde bileziği ile gövde arasında uygun bir geçme seçilmelidir. $2,3^\circ$ lik eksenel kayıklıkları dengeleyebilirler. Geometrisinin ve hareketinin karmaşıklığından dolayı yağlamada gres yerine sıvı yağlayıcı tercih edilir.

3.3. Yatakların Yük Taşıma Özellikleri

Yatakların yük taşıma kabiliyetleri dinamik yük ve statik yük kabiliyetleri ile yuvarlanma elemanının temas şekline bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle sistemin ihtiyaçlarına en

uygun yatak seçimi için yükleme tipine bağlı olarak, Çizelge 3.1'deki özelliklere dikkat etmek gerekmektedir.

Çizelge 3.1. Yatakların kullanıldığı uygun yerler (Başkal, 2008)

Rulman tipi	Bilyalı rulman	Eğik bilyalı rulman	Oynak bilyalı rulman	Silindirik makaralı rulman	Oynak silindirik makaralı	Konik makaralı rulman	Eksenel bilyalı rulman
Özellik							
Radyal yükleme	↓	↓	↓	↓	↓	↓	-
Eksenel yükleme	↔	←	↔	-	↔	→	→
Serbest yataklama	**	-	**	****	**	-	-
Sabit yataklama	***	****	**	-	***	****	***
Yüksek devir	****	****	**	****	**	***	*
Hassasiyet	***	***	-	***	-	***	-
Az gürültü	****	***	-	**	-	-	-
Düşük sürtünme	****	***	*	***	-	-	-
Eksen kaçıklığı müsaadesi	*	-	****	*	****	*	-
* : Mümkün olabilir, ** : Normal, *** : İyi, **** : Çok iyi, (-) : Kullanımı önerilmez							

3.4. Yatak Seçme Etkenleri

Yatakların seçiminde, yatakların kapladığı alanla birlikte yataklara gelen yükün büyüklüğünden ziyade yükün etkili olduğu yön, yani yük radyal mı, eksenel mi yoksa hem radyal hem eksenel mi olduğu önemlidir. Yükün dinamik veya statik şekli dikkat edilmesi gereken hususlardır. Bir konstrüksiyonda genellikle rulman için öngörülen yer kısıtlıdır, bu nedenle tasarıma en uygun yatak seçimi de dikkat edilmesi gereken hususlardandır. Bir diğer etken ise eğik konum açısıdır, birbirini karşılamayan yatak yuva eksenleri ve millerin yük altında esnemesinden kaynaklanır. Her bir yatak tipi için eğik konum açısı farklıdır.

Bir rulmanın yükleme durumuna göre tercihinden sonra, dişli kutusu içerisindeki alan ve eksenleme durumları düşünülerek bir çok alternatife sahip tip seçilmelidir. Silindirik makaralı rulmanlar ve konik makaralı rulmanların yuvarlanma elemanlarının çizgisel temasına bağlı olarak eksenleme kabiliyeti iyi değildir. Çizgi teması olan bu rulmanların bilyalı olanlara göre esnemezliği daha iyidir.

Yatak devir sayısında, makaralı yataklar yüksek devirlerde çalışmaya elverişlidir. Kombine yükler yatağa gelecekte eğik bilyalı, konik makaralı, oynak makaralı ve eksenel bilyalı yataklar tercih edilmelidir. Eksenel yüklemelerde ve yüksek devirli çalışmalarda eksenel bilyalı yataklar verimli bir şekilde kullanılmaktadır.

3.5. Yataklarda Statik Yük

Bir yatağın temel yük katsayısı (C_s) (statik kapasitesi) "maksimum yüklü yuvarlanma elemanının sabit pozisyonunda olan yatakta meydana gelen kalıcı deformasyona neden olan yük" olarak tanımlanır.

Statik kapasitenin türetilmesinin temeli, yuvarlanma elemanı ve yarışlar arasında oluşan maksimum temas gerilmesidir.

3.6. Yataklarda Dinamik Yük

Yataklar için farklı hedefler arasında, dinamik kapasite (C_d) en önemli olanıdır, çünkü bu, bir rulmanın en uzun yorulma ömrü için temel oluşturur. Dinamik yük derecelendirmesi olarak da bilinen dinamik kapasite, bir grup görünüşte aynı yatağın iç halkalarının bir milyon devirlik ömrü olarak ifade edilir:

Dinamik kapasite, kontak bölgesinin alt yüzeyinde, kaldırma elemanları ve yarışlar arasında oluşan maksimum oktahedral kayma gerilmesine dayanmaktadır.

3.7. Film kalınlığı

Yataklarda uzun aşınma ömrü önemli bir beklentidir. Bu sebeple yataklardaki yuvarlanma elemanları ve bilya olukları arasındaki metal-metal teması önlenmelidir. Yuvarlanma elemanları (bilya) ve oluklar arasındaki metal-metal temasını önlemek için yağlayıcı ve

yağlayıcının asgari film kalınlığı (H_{min}) önem arz etmektedir. Elasto Hidrodinamik Yağlama (EHL) teorisi ile minimum film kalınlığı tahmin edilir. Düşük aşınma gereksinimi göz önüne alındığında, optimizasyon problemi belirli bir yatak sınır boyutları için minimum film kalınlığının maksimize edilmesini hedefler. H_{min} 'in hesaplanması için kullanılan formül, iç ve dış kanallar için ayrı ayrı uygulanmalıdır. Bunun sebebi, en optimum sonucu elde etmek için hem iç hem dış kanal minimum film kalınlığını maksimize etmektir.





4. OPTİMİZASYON

Optimizasyon, tasarımcılara en uygun tasarımı birkaç olası seçenek arasından veya sonsuz bir seçenekler kümesinden otomatik olarak tanımlamaya yardımcı olan bir tasarım aracıdır. Herhangi bir mühendislik sisteminin tasarımı, inşası ve bakımı konusunda mühendislerin birçok aşamada birçok teknolojik ve yönetsel karar almaları gerekir. Tüm bunların amacı istenen çabayı en aza indirerek arzu edilen yararı en üst düzeye çıkarmaktır.

4.1. Tarihsel Gelişimi

Optimizasyon yöntemlerinin varlığı Newton, Lagrange ve Cauchy günlerine kadar izlenebilir. Newton ve Leibnitz'in hesaplamaya katkısıyla diferansiyel hesap yöntemlerinin geliştirilmesi sağlanmıştır. Bernoulli, Euler, Lagrange ve Weirstrass fonksiyonelliklerin minimizasyonu ile uğraşan varyasyonların temellerini atmışlardır. Bilinmeyen çarpanları eklemeyi içeren kısıtlı sorunlar için optimizasyon yöntemi, ilk olarak Lagrange tarafından çözülmüştür. Kısıtsız minimizasyon problemlerini çözmek için ilk uygulama Cauchy tarafından yapılmıştır. Bu erken katkılara rağmen, yirminci yüzyıla kadar yeni metotlar üzerine çok az ilerleme kaydedilmiştir.

1947'de doğrusal programlama problemleri için Dantzig tarafından simpleks yönteminin geliştirilmesi ve 1957'de Bellman tarafından dinamik programlama problemleri için optimumluğun prensibinin ilan edilmesi, kısıtlı optimizasyon yöntemlerinin geliştirilmesinin yolunu açmıştır (Rao 1996).

Kuhn ve Tucker (1951) tarafından programlama problemlerinin optimal çözümü için gerekli ve yeterlilik koşulları üzerinde çalışmalar başlatılmıştır. Bu çalışmalar doğrusal olmayan programlamada daha sonraki araştırmaların temelini oluşturmuştur. 1960'ların başında Zoutendijk ve Rosen'in doğrusal olmayan programlamaya katkıları önemli olmuştur. Doğrusal olmayan programlama problemleri için evrensel olarak uygulanabilir tek bir teknik bulunamamış olmasına rağmen, Fiacco ve Mc Cormick'in çalışmaları, kısıtlamasız optimizasyonun bilinen teknikleriyle çözülmesi gereken birçok zor sorunu beraberinde getirmiştir (Fiacco ve McCormick, 1964). Geometrik programlama 1960'larda Duffin, Zener ve Peterson tarafından geliştirilmiştir (Duffin, Zener ve Peterson, 1973). Gomory, optimizasyonun en heyecan verici ve hızla gelişen alanlarından biri olan tam sayı programlamada öncü çalışmalar yapmıştır (Gomory, 1960). Bunun nedeni, gerçek

dünyadaki uygulamaların çoğunun bu kategoriye girmesidir. Dantzig ve Charnes ve Cooper stokastik programlama tekniklerini geliştirerek ve tasarım parametrelerinin bağımsız ve normal dağılmış olduğunu varsayarak problemleri çözmüşlerdir (Rao 1996).

Fiziksel sınırlamaları yerine getirirken birden fazla hedefi optimize etme arzusu, çok amaçlı programlama yöntemlerinin geliştirilmesine yol açmıştır. Hedef programlama, çok objektif optimizasyon problemlerinin spesifik tiplerini çözmek için iyi bilinen bir tekniktir. Hedef programlama ilk olarak 1961'de Charnes ve Cooper tarafından doğrusal problemler için önerilmiştir. Oyun teorisinin temelleri 1928'de Von Neumann tarafından atıldı ve o zamandan beri tekniği birkaç matematiksel ekonomi ve askeri problemleri çözmek için uygulanmıştır. Sadece son birkaç yılda oyun teorisi mühendislik tasarım problemlerini çözmek için uygulanmıştır.

4.2. Klasik Optimizasyon Teknikleri

Klasik optimizasyon yöntemleri sürekli ve türevi alınabilir fonksiyonların minimum değerlerini bulmak için diferansiyel analiz tekniklerini kullanır. Klasik optimizasyon problemlerinde optimum değeri hedef fonksiyonun yapısı belirlemektedir. Klasik optimizasyon problemleri, kısıtlayıcının tipine bağlı olarak; eşitlik kısıtlayıcılığı (Equality Constraint) ve eşitsizlik kısıtlayıcılığı (Inequality Constraint) olmak üzere ikiye ayrılır ve her iki durum için farklı yaklaşımlar optimum çözümü elde etmek için kullanılır. Bu yöntem ayrıca daha gelişmiş yöntemlere de alt yapı oluşturmaktadır. Bazı problemler, sürekli türevlenemeyen objektif fonksiyonları içerdiğinden, klasik optimizasyon teknikleri, pratik uygulamalarda sınırlı kapsamlara sahiptir. (Johansson ve diğerleri, 2003)

4.3. Tek Değişkenli Optimizasyon (Single-Variable Optimization)

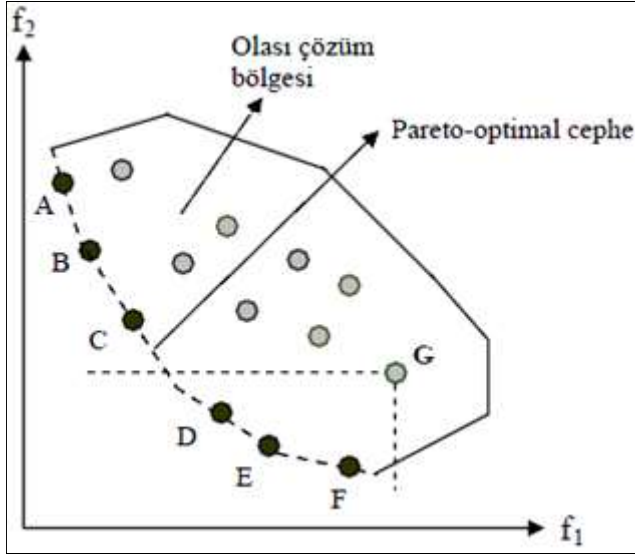
Tek değişkenli optimizasyon algoritmaları üzerine yapılan araştırmalar, çok amaçlı optimizasyon algoritmaları, kısıtlı optimizasyon algoritmaları ve benzerleri gibi daha karmaşık optimizasyon algoritmaları üzerine yapılan araştırmaların temelidir (Liang ve diğerleri, 2013).

Matematiksel olarak bir fonksiyonun optimizasyonu o fonksiyonun maksimum yada minimum noktalarının aranmasıdır. Bir fonksiyonu maksimum ya da minimum yapan nokta,

o fonksiyona ait birinci türevi sıfır yapan x değerleridir. Birinci türev bize o noktada maks/min olup olmadığını verir fakat hangisi olduğunu vermez. Yani tek başına maksimum yada minimum olup olmadığını vermez. Bunu anlayabilmek için ya birinci türevin işaretlerinin nasıl değiştiğine bakmamız gerekir, ya da ikinci türeve geçip direkt sonucun pozitif ya da negatif olup olmama durumuna bakarak anlayabiliriz.

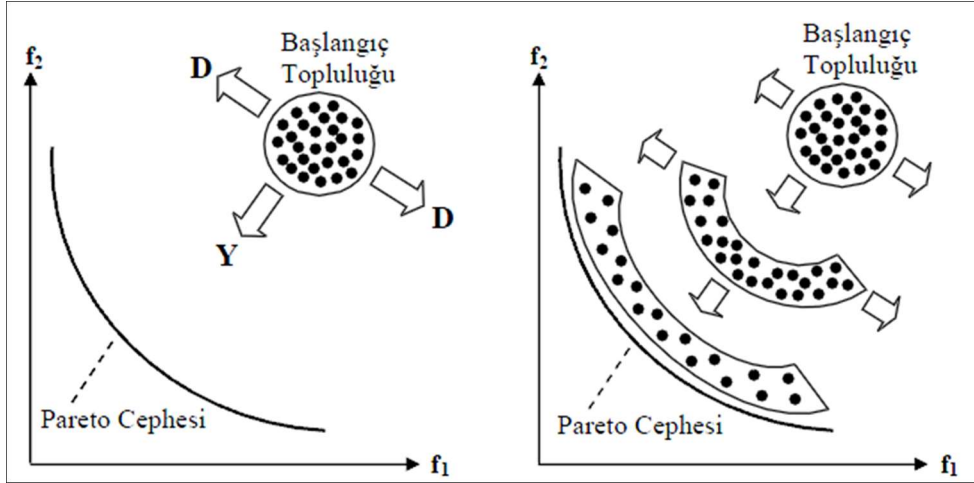
4.4. Çok Amaçlı Optimizasyon (Multi-Objective Optimization)

Günümüzde hemen hemen her gerçek yaşam problemlerinde birden fazla amaca sahip optimizasyon problemleriyle karşılaşırız. Çok amaçlı optimizasyon problemleri tek amaçlı optimizasyon problemlerine göre daha karmaşık ve çözülmesi daha zordur. Çok Amaçlı Optimizasyon birden fazla amacın sistematik ve eş zamanlı olarak optimize edilmesidir. Amaçlardan biri maksimize edilmeye çalışılırken diğer bir amacın minimize edilmeye çalışılması problemin karmaşıklığını ve zorluğunu daha da arttırmaktadır. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde, karar probleminin modeli kurulurken amaç fonksiyonunun oluşturulması tek amaçlı optimizasyona göre daha zordur. Optimizasyon probleminde her zaman amaç fonksiyonunu tek bir kriterde toplayamayız. Birbirleri ile çelişen ve birden fazla kriterin olduğu problemlerde tek bir çözüm yerine birden fazla çözüm söz konusudur. Birden fazla çözüm aranan problemlerde tek amaçlı optimizasyonda kullanılan algoritmaları kullanmak bize en iyi sonucu vermeyebilir. Bu yüzden çok amaçlı problemlerin çözümünde en iyi sonuçlara ulaşabilmek için çok amaçlı optimizasyon yöntemleri kullanılmalıdır. Amaçların tek bir amaçta birleştirildiği çok amaçlı optimizasyon problemlerinde sabit ağırlıklı amaç işlevi ve değişken ağırlıklı amaç işlevi yöntemleri kullanılır.



Şekil 4.1. Pareto çözüm bölgesi (Kaya ve Fıglalı, 2016)

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan klasik yöntemlerden bir tanesi, performans kriterinde amaçların birleştirilmesidir (Murata ve Ishibuchi, 1995). Sabit ağırlıklı amaç fonksiyonu, birden fazla amacı, tek amaç altında birleştirir ve çok amaçlı problemi tek amaçlı problem haline getirerek çözümlenir (Michalewicz, 1994). Tek performans altında toplamak için en çok kullanılan yöntem ise, her bir amacın ağırlıklandırılarak tek amaç fonksiyonu haline getirilmesidir. Çok amaçlı problemlerin çözümünde kullanılan ikinci yöntem olarak, amaçların her seferinde değiştirilerek çözümler elde edilmesidir. Değişken ağırlıklı amaç fonksiyonu yönteminde, rastgele seçilmiş ağırlık değerleri kullanılır. Her çözümde amaç fonksiyonu değiştirilerek, kalan diğer amaçların kısıt haline getirilmesi ile tek amaçlı problem gibi çözülmesidir. Amaçlar arasındaki tercih sırasının doğru belirlenmesi, çözüm sürecini etkileyeceğinden dolayı önemlidir. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde kullanılan üçüncü yöntem ise pareto optimal yöntemidir. Vektör hesaplamalı genetik algoritma, çok amaçlı bir Genetik algoritma tasarlanması için atılan ilk adımdır (Schaffer, 1984). Burada, tüm amaçları içeren bir vektör ve çözümler arasında tercih yapmayı sağlayan baskınlık kavramı ortaya çıkmaktadır. Çok amaçlı problemlerin çözümünde pareto optimizasyonu tekniğini kullanarak çeşitli çözüm kümesi elde etme çalışmaları diğer yöntemlere göre oldukça azdır.



Şekil 4.2. Pareto cephesi (Kaya ve Fırlıklı, 2016)

4.5. NSGA-II

Srinivas ve Deb (1994) tarafından önerilen Sorting Genetic Algorithm (NSGA) algoritması 1994 yılında geliştirilerek çeşitli problemlere uygulanmıştır. Genetik algoritmanın bir uzantısı olan NSGA günümüzde güncelleştirilmiş olan NSGA-II algoritması olarak kullanılmaktadır. Genellikle optimizasyon problemlerinin birden fazla amacı vardır. Bu hedefler çoğu zaman çelişkilidir. Optimizasyon problemindeki bir hedefi optimize etmek diğer hedeflerin daha zayıf olmasına sebep olabilir. Genetik algoritma, arama alanı hakkında herhangi bir varsayımda bulunmadan optimal çözümler elde etmek için genetik operatörleri kullanan evrimsel bir algoritmadır. NSGA-II, uygulanabilir bir çözüm popülasyonu çalışır ve bu nedenle, aynı anda birçok çözümü yakalamak için çok amaçlı optimizasyon problemlerinde kullanılabilir. NSGA-II, pareto sınırını oluşturmak için en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir. NSGA-II algoritması bireyleri baskınlığa göre sıralar. NSGA-II, ek parametreler belirtmeden çeşitliliği koruyan seçkinliği ve fenotip kalabalık karşılaştırma operatörünü kullanır.

4.6. Zeki Optimizasyon Yöntemleri

Son yıllarda, geleneksel matematiksel programlama tekniklerinden kavramsal olarak farklı olan bazı optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler modern veya geleneksel olmayan optimizasyon yöntemleri olarak etiketlenmiştir. Bu yöntemlerin çoğu biyolojik, moleküler, böcek toplayıcı ve nörobiyolojik sistemlerin belirli özelliklerine ve

davranışlarına dayanır. Aşağıda zeki optimizasyon yöntemleri belirtilerek kısaca açıklanmıştır:

1. Genetik algoritmalar
2. Benzetimli tavlama
3. Parçacık sürüsü optimizasyonu
4. Karınca koloni optimizasyonu
5. Bulanık optimizasyon

Bu yöntemlerin çoğu son yıllarda geliştirilmiş ve karmaşık mühendislik problemlerinin çözümü için popüler yöntemler olarak ortaya çıkmıştır. Genetik algortmada, bir optimizasyon problemine aday çözümler doğal genetik ve doğal seçim ilkelerine dayanır (Golberg, 1989). Khachaturyan, Semenovskaya ve Vainshtein (1979), benzetimli tavlama, katıların ısıtılması ve sonra yavaş yavaş soğutulması esasına dayanır. Hem genetik algoritmalar hem de benzetimli tavlama, yüksek olasılıkla global minimumu bulabilen ve ayrık optimizasyon problemlerinin çözümü için doğal olarak uygulanabilir olan stokastik yöntemlerdir. Parçacık sürü optimizasyonu (PSO), bir böcek yığını, kuş sürüsü veya bir balık okulu gibi bir canlı kolonisinin davranışına dayanır (Eberhart ve Kennedy, 1995). Ant kolonisi optimizasyonu, bir karınca kolonisinin eylemleri üzerine modellenmiş bir optimizasyon yaklaşımıdır (Dorigo, 1992). ACO’da karıncaların, yiyecek kaynaklarından yuvalarına en kısa yolu görme duyularını kullanmadan bulma yeteneklerinden esinlenilmiştir. Bulanık mantık, değişkenlerin doğruluk değerlerinin 0 ile 1 arasında herhangi bir gerçek sayı olabileceği bir mantık şeklidir (Zadeh, 1965). Gerçeğin değerinin tamamen doğru ve tamamen yanlış arasında değişebileceği kısmi gerçeklik kavramını ele alan bir yaklaşımdır.

4.6.1. Genetik algoritmalar

Genetik algoritma (GA), genetik ve doğal seleksiyon prensiplerine dayalı bir optimizasyon ve arama tekniğidir. Bir GA, birçok bireyden oluşan bir popülasyonun, belirtilen seçim kuralları altında, “uygunluğu” en üst düzeye çıkaran bir duruma (yani, maliyet fonksiyonunu en aza indiren) evrilmesine izin veren süreçtir. Yöntem, 1960 ve 1970’ler boyunca (John Holland, 1975) tarafından geliştirilmiştir ve son olarak, tezi için gaz-boru hattı iletiminin kontrolünü içeren zor bir problemi çözebilen öğrencileri olan David Goldberg tarafından

popüler hale getirilmiştir (Haupt RL. ve Haupt SE. 2004). Genetik algoritmalar çeşitli optimizasyon problemlerine başarıyla uygulanmıştır (Goldberg, 1989). Birçok pratik optimum tasarım problemi, karışık sürekli-ayrık değişkenler ve süreksiz ve konveks olmayan tasarım alanları ile karakterize edilirler. Genetik algoritmalar (GA'lar) bu tür problemleri çözmek için çok uygundur ve çoğu durumda küresel optimum çözümü yüksek olasılıkla belirleyebilirler. GA'lar ilk kez sistematik olarak Hollanda tarafından sunulmuş olsa da, biyolojik evrim kavramlarına dayanan temel analiz ve tasarım fikirleri Rechenberg'in çalışmasında bulunabilir. Felsefi olarak, GA'lar Darwin'in of ttest'in hayatta kalma teorisine dayanır.

Genetik algoritmalar doğal genetik ve doğal seleksiyon prensiplerine dayanır. Doğal genetiğin temel öğeleri - üreme, çaprazlama ve mutasyon - genetik araştırma prosedüründe kullanılır. GA'lar, aşağıdaki şekillerde geleneksel optimizasyon yöntemlerinden farklıdır:

- 1- Tek bir tasarım noktası yerine prosedürü başlatmak için bir nokta (deneme tasarım vektörleri) popülasyonu kullanılır. Tasarım değişkenlerinin sayısı n ise, genellikle nüfusun büyüklüğü $2n$ ila $4n$ olarak alınır. Aday çözümler olarak birkaç nokta kullanıldığı için, GA'ların yerel bir optimumda tuzağa düşmesi daha az olasıdır.
- 2- GA'lar sadece objektif fonksiyonun değerlerini kullanır. Türevler arama prosedüründe kullanılmamaktadır.
- 3- GA'larda tasarım değişkenleri, doğal genetikteki kromozomlara karşılık gelen ikili değişken dizileri olarak temsil edilir. Böylece arama yöntemi, ayrık ve tamsayı programlama problemlerini çözmek için doğal olarak uygulanabilir. Sürekli tasarım değişkenleri için, istenen uzunluklara ulaşmak için dizi uzunluğu değiştirilebilir.
- 4- Bir tasarım vektörüne karşılık gelen objektif fonksiyon değeri, doğal genetikteki etkililik rolünü oynar.
- 5- Her yeni kuşağında, yeni nesil diziler, rastgele seçilmiş ebeveynlerin seçilmesi ve eski kuşaktan (eski diziler dizisi) geçişi kullanılarak üretilir. Randomize olmasına rağmen, GA'lar basit rastgele arama teknikleri değildir. Yeni kombinasyonları, yeni nesillere

daha iyi akıcılık veya objektif fonksiyon değeriyle sahip olmaları için yeni kombinasyonları etkili bir şekilde araştırırlar (Rao 1996).

4.6.2 Tavlama benzetimi

Tavlama benzetimi metalürjide tavlama işleminden esinlenerek isimlendirilmiştir. Tavlama, kristallerinin büyüklüğünü arttırmak ve kusurlarını azaltmak için bir malzemenin ısıtılması ve kontrollü soğutulmasını içeren bir tekniktir. Her ikisi de, termodinamik serbest enerjisine bağlı olan malzemenin nitelikleridir. Malzemenin ısıtılması ve soğutulması hem sıcaklığı hem de termodinamik serbest enerjiyi etkiler. Tavlama simülasyonu, matematiksel olarak eşdeğer olan yapay çok-atomlu sistemin dengelenmesine yönelik (tavlama) istatistiksel mekanizmalara çok sayıda değişken içeren bir fonksiyon için ve bir global asgari yaklaşımı bulmak için kullanılabilir (Khachaturyan, Semenovskaya ve Vainshtein, 1979). Orijinal formunda simüle edilmiş tavlama algoritması, katıların tavlama ve büyük kombinatoriyal optimizasyon problemlerini çözme problemi arasındaki benzerliğe dayanır. Bu sebeple algoritma "simüle edilmiş tavlama" olarak bilinir. Yoğunlaştırılmış madde fiziğinde, tavlama, ısı banyosundaki bir sıcaklığın, ısı banyosunun sıcaklığının, tüm katı parçacıklarının kendilerini sıvı fazda düzenledikleri maksimum bir değere yükseltmek suretiyle ısıtıldığı bir fiziksel işlemi belirtir. Isı banyosunun sıcaklığının yavaşça düşürülmesi ile soğutulur. Bu şekilde, tüm parçacıklar, maksimum sıcaklığın yeterince yüksek olması ve soğutmanın yeterince yavaş bir şekilde gerçekleştirilmesi koşuluyla, karşılık gelen bir kafesin düşük enerji toprak durumunda kendilerini düzenlerler (Laarhoven ve Aarts, 1987). Mühendislik uygulamalarında, hızlı soğutma malzemenin içindeki kusurları ortaya çıkarabilir. Bu nedenle, ısıtılmış katı maddenin (erimiş metal) sıcaklığı, en düşük enerji durumuna (iç enerji) tekabül eden yüksek derecede sıralı bir kristalin durum ile uygun katılaşmayı sağlamak için yavaş ve kontrollü bir oranda azaltılmalıdır.

Simüle edilen tavlama algoritmasında uygulanan yavaş soğutma kavramı, çözüm alanı araştırıldığında daha kötü çözümlerin kabul edilme olasılığındaki yavaş bir düşüş olarak yorumlanır. Daha da kötüsü olan çözümleri kabul etmek, en iyi çözüm için daha kapsamlı bir arama yapılmasına izin verdiği için, meta-niteliğin temel bir özelliğidir. Genel olarak, benzetimli tavlama algoritmaları aşağıdaki gibi çalışır. Her bir zaman adımında, algoritma rastgele, mevcut olana yakın bir çözüm seçer, kaliteyi ölçer ve daha sonra ona göre hareket etmeye veya mevcut çözümde kaldığı iki olasılıktan birine dayanarak mevcut çözümde

kalmaya karar verir. Yeni çözümün mevcut olandan daha iyi veya daha kötü olduğu gerçeği. Arama sırasında sıcaklık, başlangıçtaki pozitif değerden sıfıra giderek kademeli olarak azalır ve iki olasılığı etkiler: her adımda, daha iyi yeni bir çözüme geçme olasılığı 1'e tutulur veya pozitif bir değere doğru değiştirilir; bunun yerine, daha kötü bir yeni çözüme geçme olasılığı giderek sıfıra doğru değişmektedir.

4.6.3. Parçacık sürü optimizasyonu

Parçacık sürüsü optimizasyonu, 1995 yılında Doctor Kennedy ve Eberhart tarafından öne sürülen, sezgisel bir global optimizasyon yöntemidir (Kennedy ve Eberhart, 1995). Parçacık sürüsü optimizasyonu (PSO) evrimsel hesaplamalardan biridir. Diğer evrimsel hesaplama teknikleri gibi, PSO da nüfus tabanlı bir arama algoritmasıdır ve parçacıklar olarak adlandırılan rastgele çözümlerin bir popülasyonu ile başlatılır. Parçacık sürüsü optimizasyonu, kuşlar, karıncalar, termitler, arılar ve eşek arıları gibi bir koloninin veya böcek sürüsünün davranışına dayanır. Parçacık sürüsü optimizasyon algoritması, bu sosyal organizmaların davranışını taklit eder. Parçacık kelimesi, örneğin, bir kolonide bir arı veya bir kuşu belirtir. Bir sürünün içindeki her birey ya da parçacık, kendi zekasını ve sürünün kolektif ya da grup zekasını kullanarak dağıtılmış bir şekilde davranır. Bu nedenle, eğer bir parçacık gıdaya giden iyi bir yol bulursa, sürünün geri kalanı da sürüden çok uzak olsa bile, iyi yolu anında izleyebilecektir. Süreklilik zekasına dayalı optimizasyon yöntemleri, evrim temelli prosedürler olarak adlandırılan genetik algoritmaların aksine davranışsal olarak esinlenen algoritmalar olarak adlandırılır (Kennedy ve Eberhart, 1995).

Çok değişkenli optimizasyon bağlamında, sürünün, başlangıçta çok boyutlu tasarım alanında rastgele yerlerde bulunan her parçacıkla belirtilmiş veya sabitlenmiş olduğu kabul edilir. Her parçacığın iki özelliğe sahip olduğu varsayılır: bir konum ve bir hız. Her parçacık, tasarım alanında dolaşır ve keşfettiği en iyi konumu (besin kaynağı veya nesnel işlev değeri açısından) hatırlar. Parçacıklar bilgi veya iyi pozisyonları birbirlerine iletir ve iyi pozisyonlarda alınan bilgilere dayanarak bireysel pozisyonlarını ve hızlarını ayarlar (Rao, 1996).

Basitliği ve kolay uygulanması dahil birçok avantajından dolayı, algoritma fonksiyon optimizasyonu, model sınıflandırması, makine çalışması, nötr ağ eğitimi, sinyal alayı,

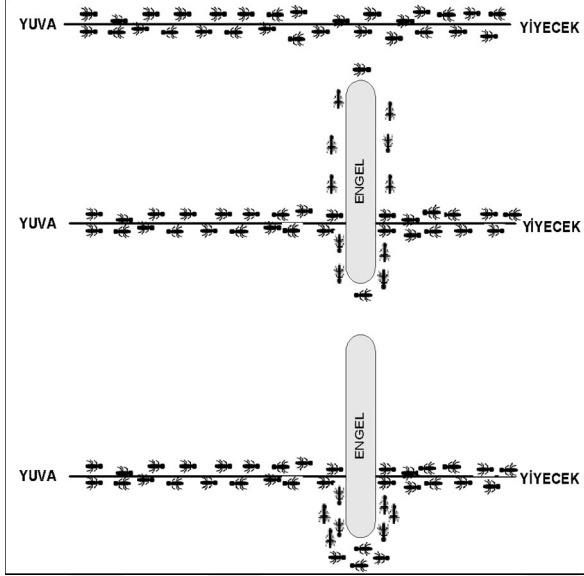
belirsiz sistem kontrolü, otomatik adaptasyon kontrolü ve vb. Gibi alanlarda yaygın olarak kullanılabilir (Zheng ve diğerleri 2004).

4.6.4. Karınca kolonisi optimizasyonu

1990'ların başlarında, karınca kolonisi optimizasyonu (ACO), M. Dorigo ve meslektaşları tarafından, sert kombinatoriyal optimizasyon (CO) problemlerinin çözümü için doğuştan ilham alan yeni bir metaistik olarak tanıtılmıştır. ACO, makul miktarda hesaplama zamanında zor CO problemlerine yeterince iyi çözüm elde etmek için kullanılan yaklaşık algoritmalar olan meta-sınıfına aittir.

Karınca Kolonisi Optimizasyonu (ACO), sert kombinatoriyal optimizasyon problemlerini çözmek için kullanılan bir meta-üründür. ACO'nun ilham verici kaynağı, feromonları bir iletişim aracı olarak kullanan gerçek karıncaların davranışını ve davranışını izleyen koku izidir. Biyolojik örneğe benzer şekilde, ACO (yapay) koku yollarının aracılık ettiği (yapay) karıncalar adı verilen basit ajanların bir kolonisi içinde dolaylı iletişime dayanmaktadır. ACO'daki koku patikaları, karıncaların çözümlenmekte olan probleme karşı çözüm üretme ve karıncaların algoritmanın yürütme sırasında arama deneyimlerini yansıtmaları için adapte oldukları dağıtılmış, sayısal bir bilgi olarak hizmet eder (Dorigo ve Stützle 2000). Karınca algoritmalarının temel aldığı doğal metafor, karınca kolonilerinininkidir. Gerçek karıncalar, bir besin kaynağından yuvalarına görsel işaretler kullanmadan, koku bilgisini kullanarak en kısa yolu bulabilirler. Yürürken karıncalar yerde koku biriktirir ve olasılıkla diğer karıncalar tarafından daha önce biriktirilen kokuyu takip eder. Şekil 4.14'de, karıncaların iki nokta arasında en kısa yolu bulmak için kokulardan yararlanma yollarını gösteriyoruz.

Optimizasyon işleminin başlangıcında (yani, tekrarlama 1'de), tüm kenarlar veya ışınlar eşit miktarda koku ile başlatılır. Bu şekilde, yineleme 1'de, tüm karıncalar ana düğümden başlar ve her bir tabakada bir düğümü rastgele seçerek hedef düğümde sona erer. Öngörülen maksimum sayıda yineleme sayısına ulaşıldığında veya önceden belirlenmiş sayıda döngü veya yinelemede daha iyi bir çözüm bulunmadığında optimizasyon işlemi sonlandırılır. En büyük miktarda koku içeren yoldaki düğümlerin işaret ettiği tasarım değişkenlerinin değerleri, optimum çözüm vektörünün bileşenleri olarak kabul edilir. Genel olarak, optimum çözümde, tüm karıncalar aynı en iyi (yakınsak) yol boyunca hareket eder (Rao, 1996).



Şekil 4.3. Gerçek karıncaların en kısa yolu bulma aşamaları (Keskintürk ve Söyler, 2006)

4.6.5. Bulanık optimizasyon

Bulanık mantık fikri ilk olarak 1960'larda Berkeley'deki California Üniversitesi'nden Dr. Lotfi Zadeh tarafından geliştirilmiştir (Zadeh, 1965). Bulanık mantık beynimizin çalışma şekline daha yakın görünüyor. Verileri topluyoruz ve belirli eşikler aşıldığında, motor tepkisi gibi belirli sonuçlara neden olan daha yüksek gerçeklere daha fazla bir araya getirdiğimiz birtakım kısmi gerçekler oluşturuyoruz.

Son zamanlarda birçok endüstriyel sürece bulanık kontrol teknikleri uygulanmıştır. Bulanık mantık denetleyicileri (FLC'ler), karmaşık temel tanımlı süreçler bağlamında yararlı olan, özellikle de altta yatan dinamikleri hakkında bilgi sahibi olmadan vasıflı bir insan operatör tarafından kontrol edilebilenler olan kural tabanlı sistemlerdir.

FLC sisteminin temel parçası, bulanık bir anlam ve çıkarımsal sonuç çıkarma kuralıyla ilgili bir dizi bulanık kontrol kuralıdır (FCR) (Lozano ve Verdegay, 1997).

FCR'ler genellikle dilsel terimlerle IF-THEN kuralları biçiminde formüle edilir ve bunları türetmek için farklı modlar vardır. Her durumda, dilsel etiket kümesinin üyelik fonksiyonlarının doğru seçimi, bir FLC'nin performansında önemli bir rol oynar, uzmanların bilgisini dilbilimsel kontrol kurallarıyla mükemmel bir şekilde temsil etmek zordur (Lee, 1990).

Uzmanların bilgilerini dilbilimsel kontrol kuralları ile mükemmel bir şekilde sunar. Bulanık kontrol kuralı tabanı birçok parametreye sahiptir ve kontrolü, kontrol sisteminin ayarına bağlıdır. Bu nedenle, bir FLC, denetleyici performansını değiştirmek için değiştirilebilen bir dizi parametre içerir. Bunlar:

1. Her değişken için ölçekleme faktörleri,
2. Dilsel değerlerin anlamını temsil eden bulanık küme,
3. IF-N kuralları.

Bu parametrelerden her biri, farklı uyarlanabilir FLC'lere uyarlanacak kontrol parametreleri olarak kullanılmıştır (Hellendoorn ve diğerleri, 1993).

5. TASARIMDA OPTİMİZASYON

Günlük yaşamımızda bile, hedeflerimizi kaynaklarımızın limiti dahilinde sürekli olarak optimize ediyoruz. Örneğin, belirli bir yaşam seviyesini korurken harcamalarımızı en aza indirebilir veya tasarruflarımızı en üst düzeye çıkarabiliriz. Bir araba için alışveriş yaparken, fiyatın karşılayabileceğimiz değeri aşmaması koşuluyla, tercihimizi (otomobil, güvenlik, yakıt ekonomisi, vb. Performansı) en üst düzeye çıkarmaya çalışabiliriz. Tüm tasarım gereksinimlerini karşılarken, ürünün performansını optimize ettiğimiz mühendislik tasarımında da aynı durum geçerlidir.

Tasarım Optimizasyonu, tasarımın optimizasyon fikirlerinin uygulanmasıyla ilgilenir ve tasarımın bir amaç arayışı, karar verme etkinliği olarak ele alınabileceği fikrinin ana temasını oluşturur (John, 1985). Tasarım optimizasyonu, mühendislik ihtiyaçlarını karşılayan en iyi tasarım parametrelerini bulma sürecidir. Mühendisler tipik olarak, alıştırımları değerlendirmek ve en iyi tasarımı belirlemek için deneyler, istatistik ve optimizasyon teknikleri kullanırlar. Tasarım optimizasyonu genellikle tasarım parametrelerinin birbiriyle ilişkili fiziksel alanlardaki etkilerini değerlendirmek için çoklu tasarım ortamlarında uygulanır.

Optimizasyon tasarımı, endüstriye fiziksel uygulamadan önce optimal tasarımları tanımlamak için mühendislere ucuz ve esnek bir araç sağladığından, endüstride giderek daha fazla kullanılmaktadır.

Optimizasyon tasarımının ilk adımı matematiksel formülasyonlarda bir optimizasyon modeli oluşturmaktır. Bu adım optimizasyon modelleme olarak adlandırılır (Şekil 5.1). Bu aşamada, en iyi duruma getirilecek olan, optimum bir tasarım üretmek için hangi tasarım değişkenlerinin değiştirileceği ve hangi gereksinimlerin karşılanması gerektiği gibi çeşitli kararlar verilmelidir. Modelleme, optimizasyon tasarımında en önemli adımdır ve tasarımcılar optimizasyon süreci boyunca modellemede önemli bir zaman harcayabilirler.

İkinci adım optimizasyon modelinin çözümlenmesidir. Analitik yöntem, grafiksel yöntem ve sayısal yöntem dahil olmak üzere genellikle optimizasyon modelini çözmede bu üç yöntem kullanılır.

Son adım, optimizasyon sürecinin analiz edilmesidir. Bu aşamada, tasarımcılar en uygun çözüm üzerinde bazı analizler yaparlar. En uygun çözüm için tasarımcı aşağıdaki soruları cevaplamalıdır.

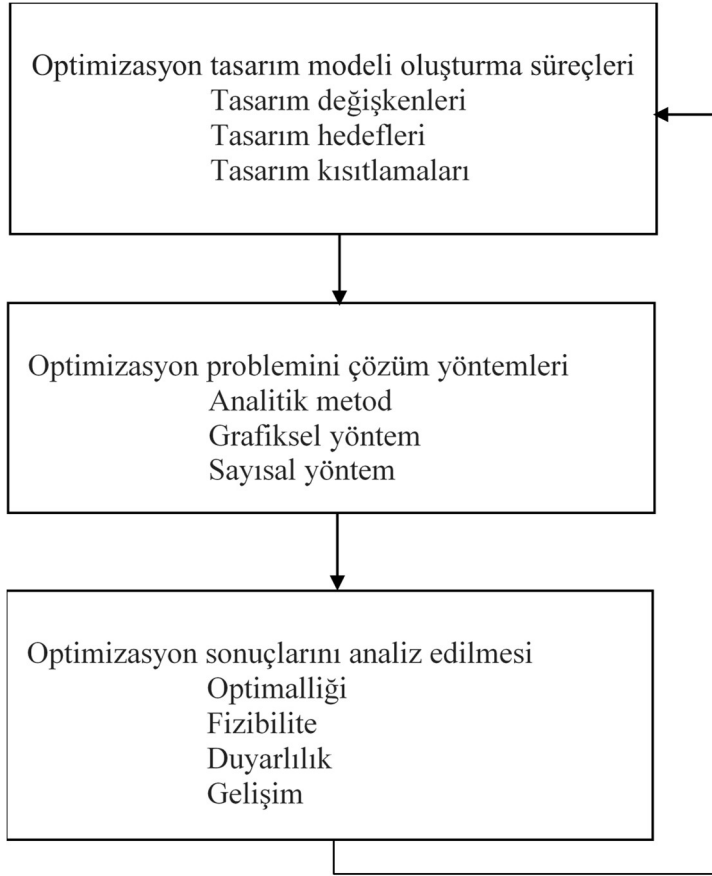
- Tasarım en uygun mu?
- Tasarım uygun mu?
- Tasarım makul mu?
- Tasarım performansları için hangi tasarım değişkenleri en önemli?
- Optimizasyon modeli modifiye edilerek daha fazla gelişme nasıl yapılır?

Şekil 5.1'de gösterildiği gibi, optimizasyon işlemi yinelemelidir. Tasarım çözümü tatmin edici değilse, tasarımcılar optimizasyon modelini değiştirmeli ve tatmin edici bir tasarım bulunana kadar prosedürü tekrarlamalıdır.

5.1. Optimizasyon Modeli Oluşturma Süreçleri

Optimizasyon problemi, üç ana bileşen tarafından tanımlanır. Sistemdeki olası tüm tasarımları tanımlayan bir giriş verisi vektörü, sistemin amaçlarını tanımlayan bir veya daha fazla objektif işlev kümesi ve herhangi bir tasarımın fizibilitesini belirleyen isteğe bağlı kısıtlama işlevleri kümesinden oluşur.

Bir optimizasyon problemi tanımlandığında, optimizasyon sürecinin amacı, kısıtların sınırları dahilinde çalışırken objektif fonksiyonları en iyi şekilde karşılayan girdi verilerinin kombinasyonlarını bulmaktır. Bu tür problemleri çözmek için matematikçiler ve bilgisayar bilimcileri, optimizasyon algoritmaları olarak adlandırılan bir dizi farklı strateji geliştirmişlerdir.



Şekil 5.1. Optimizasyon modelleme süreçleri

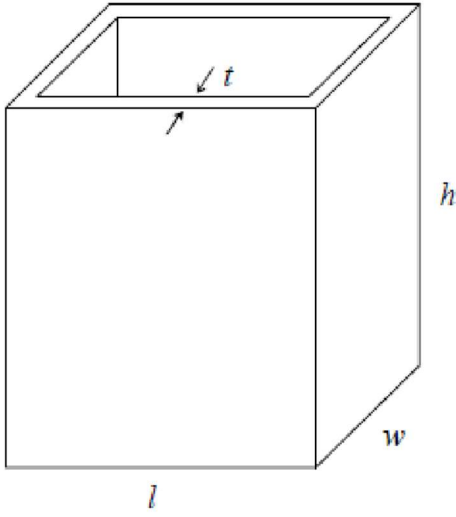
5.1.1. Tasarım değişkenleri

Optimizasyon problemi, problem için farklı çözümler tanımlayan tüm giriş parametrelerini bir araya getiren bir tasarım vektörü ile tanımlanır. Giriş parametreleri üç türden birini alabilir:

1. Ayrık değerler (genellikle tamsayılarla temsil edilir) bir grup kategori veya seçenek tanımlar. Ayrık bir parametre örneği, bir bina inşa etmek için kullanılan malzeme türüdür (örneğin: tuğla, çelik veya beton).
2. 1. Sürekli değerler (gerçek rakamlarla temsil edilir) sürekli önlemleri tanımlar. Sürekli bir parametrenin bir örneği, binanın ayak izinin boyutu veya kat sayısıdır.
3. Permütasyon dizileri sabit sayıda elemanın siparişini tanımlar. Bir permütasyon dizisinin bir örneği, bir mimari alan planında programatik alanların atanmasıdır.

Her üç girdi türü de sayılarla temsil edilmesine rağmen, giriş türünü belirtmek önemlidir, çünkü en iyileştirme algoritmaları en iyi tasarımlar için tasarım alanı boyunca arama yaparken bunları farklı şekilde ele alır.

Bir tasarım değişkeni de bir karar değişkeni veya kontrol değişkeni olarak adlandırılır. Bir tasarım değişkeni bir karar vericinin (tasarımcı) kontrolü altındadır ve optimizasyon probleminin çözümü üzerinde bir etkiye sahip olabilir. Temel olarak, bir tasarım bir dizi tasarım değişkeniyle belirlenir. Tasarım değişkenlerinin farklı kombinasyonları farklı tasarımları temsil eder. Örneğin, bir kübik gemi tasarlırsak, kap bir dizi tasarım değişkenleri, uzunluk l , genişlik w , yükseklik h ve kalınlık t ile temsil edilebilir (bakınız Şekil 5.2).



Şekil 5.211. Kübik gemi

Tasarım optimizasyonunun amacı, tasarımcının tercihini (tasarım hedefi) en uygun hale getiren ve değişken gereksinimlerini (kısıtlamaları) koruyan tasarım değişkenlerinin en iyi kombinasyonunu bulmaktır. Örneğin, söz konusu gemi tasarımı için, malzeme tüketimini (veya eşdeğerde yüzey alanını) en aza indirmek için optimal bir tasarım değişkenleri, uzunluk l , genişlik w , yüksek h ve kalınlık t seti bulmak isteyebiliriz.

Bir tasarım değişkeni aşağıdaki formlarda olabilir.

1. Sürekli değişken. Yukarıdaki gemi tasarım probleminde, boyutsal tasarım değişkenleri sürekli tasarım değişkenleridir.

2. Bir tam sayı. Bir dişlinin diş sayısı ve malzeme tipi (tip 1, tip 2, vb.) Tam sayı tasarım değişkenlerinin örnekleridir.
3. Ayırık bir değişken. Değişken, sadece ayrı bir gerçek kümeden değerler alabilir. Örneğin, standart bir bileşen tasarlarken tasarımcıların tasarım değişkenlerini tasarım standartlarından veya tasarım kodlarından tavsiye edilen değerler listesinden seçmeleri gerekmektedir.

5.1.3. Tasarım hedefleri (Amaç fonksiyonları)

Amaç fonksiyonları optimizasyon probleminin hedeflerini tanımlar. Bir optimizasyon problemi tanımlarken, amacınızın her objektif fonksiyonun değerini minimize etmek veya maksimize etmek olup olmadığını belirtmeniz gerekir. Optimizasyon algoritması, bu değeri hedeflerinize bağlı olarak mümkün olduğunca düşük veya en yüksek seviyeye çıkarmaya çalışır.

Bir tasarım hedefi, örneğin karı maksimize etmek veya maliyeti en aza indirmek için karar vericilerin (tasarımcılar) arzularını temsil eder. Başka bir deyişle tasarım amacı, belirli bir tasarımın diğerlerinden daha iyi olup olmadığının karşılaştırılması için bir kriter olarak düşünülebilir. Optimizasyon tasarımında, tasarım hedefi, tasarım değişkenleri açısından matematiksel bir fonksiyon ile temsil edilir.

Optimizasyonda uygun bir tasarım hedefinin seçilmesi önemlidir; Farklı tasarım hedefleri tamamen farklı tasarım sonuçlarına yol açabilir.

Tasarım hedeflerine aşağıdaki örnekleri verebiliriz:

Verimliliği, dayanıklılığı, sağlamlığı, güvenilirliği ve güvenliği en üst düzeye çıkarmak.

Maliyet, ağırlık, hacim, üretim zamanı veya hata olasılığını en aza indirmek.

5.1.3. Tasarım kısıtlamaları

Kısıtlama işlevleri, tasarım alanındaki farklı çözümlerin fizibilitesini belirler. Nesnel işlevler gibi, her tasarımın performansı hakkında bir şeyler tanımlarlar. Bununla birlikte, bir tasarımın göreceli arzu edilebilirliğini ölçmek yerine, bir tasarımın bile bir seçenek olarak düşünülüp düşünülmeceğini dikte ederler. Kısıtlamalar üç şekilde tarif edilebilir:

1. İşlevin değeri tam olarak belirli bir değere eşit olmalıdır. Örneğin, bir evdeki yatak odası sayısı, bir ev tasarımının geçerli olması için tam olarak 3 olmalıdır.
2. Fonksiyonun değeri belirli bir değerden daha büyük olmalıdır. Örneğin, bir otoparkın geçerli olabilmesi için en azından belirli bir miktarda alan sağlaması gerekmektedir.
3. Fonksiyonun değeri belirli bir değerden daha az olmalıdır. Örneğin, bir yapının deformasyonu belirli bir sabit değerın ötesinde olmamalıdır, ancak daha küçük deformasyonlar hala kabul edilebilir.

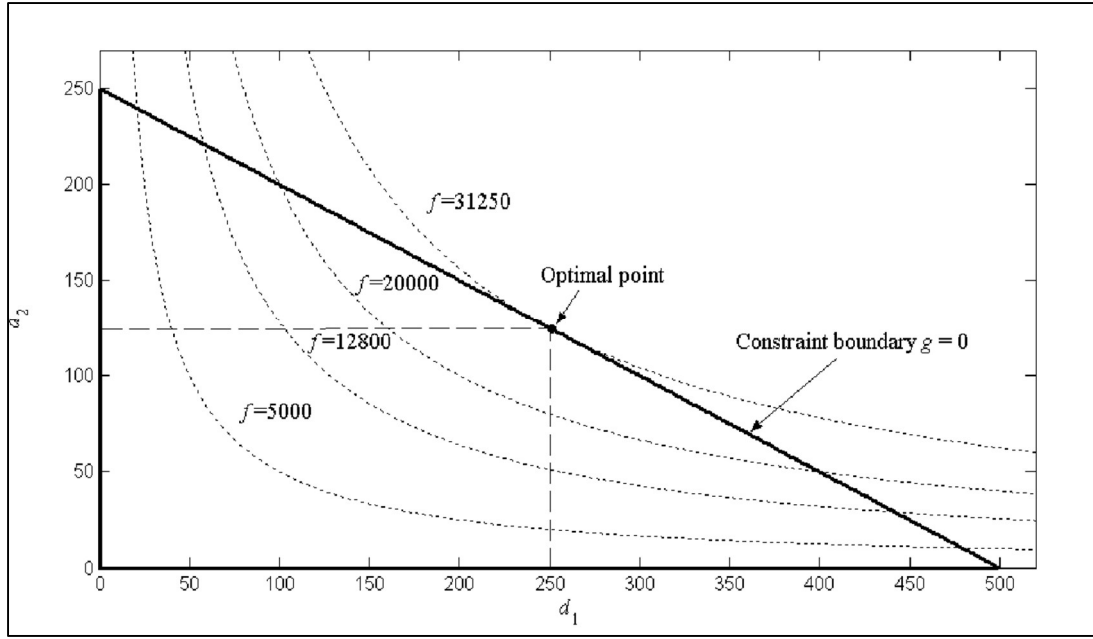
Bir dizi objektif ve kısıtlama işlevi göz önüne alındığında, optimizasyon sürecinin amacı, sınırların sınırları dahilinde çalışırken, mümkün olduğunca hedeflerin değerlerini en üst düzeye çıkaracak veya en aza indirecek tasarımlar üretmektir (Nagy, 2017).

5.2. Optimizasyon Probleminin Çözüm Yöntemleri

Optimizasyon problemini çözmenin birçok yolu vardır. Aşağıdaki alt bölümlerde analitik, grafik ve sayısal yöntemlerden bahsedeceğiz.

5.2.1. Grafiksel yöntem

Optimizasyon problemi nispeten basitse, örneğin, sadece bir tasarım değişkeni veya iki tasarım değişkenleri vardır, tüm objektif ve kısıtlama fonksiyonları 1-D veya 2 -D çizimiyle görselleştirilebilir. Bir kişi grafikten en uygun noktayı kolaylıkla belirleyebilir.



Şekil 5.3.Grafiksel Yöntem

Bir optimizasyon problemini grafiksel olarak çözme prosedürü aşağıdaki gibidir:

Sınır sınırlarını çizin ve uygulanabilir tasarım bölgesini tanımlayın.

Objektif fonksiyonun konturlarını çizin ve hedef fonksiyonun arttığı veya azaldığı yönü belirleyin.

Optimum noktanın yerini belirleyin. Genellikle, en uygun nokta bir veya daha fazla kısıtlama sınırında bulunur. Diğer bir deyişle, en uygun nokta genellikle, hedef fonksiyonun bir konturu ile bazı sınır sınırları arasındaki bir teğet noktasıdır.

Gerekirse teğet noktasını çözün.

5.2.2. Nümerik Yöntem

Mühendislik tasarım optimizasyon problemlerinin çoğu, analitik veya grafiksel metotlarla çözülemez çünkü çok sayıda tasarım değişkenleri vardır ve objektif ve kısıtlama fonksiyonları çok karmaşıktır. Örneğin, taşıt motoru tasarımında yüzlerce tasarım değişkeni ve kısıtı vardır. Karmaşık optimizasyon problemlerini çözmenin tek pratik yolu sayısal yöntemler kullanmaktır.

Sayısal bir yöntemle, en uygun tasarım bir başlangıç tasarımını temsil eden bir başlangıç tasarım noktasından (başlangıç noktası) başlar. Sayısal analiz, objektif fonksiyon ve kısıtlama fonksiyonlarını ve türevlerini değerlendirir. Fonksiyon değerleri ve türevlerine dayanarak, optimize edici, hedef fonksiyonun aşağı ineceği bir arama yönü üretir. Düşme yönü boyunca bir adım boyutu aranacak, böylece amaç fonksiyonu herhangi bir kısıtlama olmaksızın mümkün olan en düşük değere düşecektir. Ardından, sonraki iterasyonda, mevcut tasarım noktası, belirtilen yön büyüklüğü ile arama yönü boyunca hareket eder. Daha sonra yeni bir tasarım noktası elde edilir.

Optimizier, yeni tasarım noktasında objektif fonksiyon ve kısıtlama fonksiyonlarını tekrar değerlendirir ve çözümün yaklaşıp ulaşmadığını kontrol eder. Yakınsamaya ulaşamaması durumunda, iyileştirici yeni bir arama yönü ve bir sonraki iterasyon için adım boyutunu oluşturur. Bu prosedür en uygun çözüm bulunana kadar tekrarlanır.

5.2.3. Analitik Yöntem

Optimizasyon problemi basit ve karmaşık değil ise analitik yöntem kullanılarak çözülebilir. Doğrusal olmayan programlama problemlerinde en iyi çözümün Karush-Kuhn-Tucker (KKT) şartlarına uyması gereklidir. Bu şartların teorik anlamları iki ayrı çalışmada verilmiştir (Karush, 1939; Kuhn ve Tucker, 1951). Öncelikle, doğrusal olmayan programlama problemlerinde (11) denkleminde verildiği gibi amaç fonksiyonunun gradyanı ile kısıt 11 fonksiyonların gradyanlarının her kısıt için tanımlanmış parametrelerle çarpımlarının toplamı sıfıra eşit olmalıdır. Eğer problemde sadece amaç fonksiyonu varsa (amaç fonksiyonun eniyi değeri kısıtsız olarak belirlenecekse) sadece amaç fonksiyonun gradyanını sıfıra eşitleyecek karar değişkenlerinin değerleri amaç fonksiyonunu eniyilemiş olurlar.

6. BOZKURT OPTİMİZASYON YÖNTEMİ (GWO)

Bozkurt optimizasyonu bozkurtların avlanma şeklerinden esinlenerek ortaya çıkarılan yeni bir meta-sezgisel algoritmadır. Bozkurt Optimizasyonu (GWO) algoritması, gri kurtların hiyerarşisi ve avlanma yönteminden ilham alan Mirjalili ve arkadaşları tarafından geliştirilmiştir (Şahin, Dörterler ve Gökçe, 2018). Bozkurtlar (*Canis lupus*) Canidae ailesine aittir. Bozkurtlar, zirve yırtıcıları olarak kabul edilir, bu onların besin zincirinin üstünde oldukları anlamına gelir. Gri kurtlar çoğunlukla bir sürü olarak yaşamayı tercih ederler. Gri kurt sürüsü hiyerarşisinde, bireyler alfa, beta, delta ve omega rollerinden birini oynarlar.

Bozkurt Optimizasyon Algoritması, sürü zekasına sahip bir algoritmadır. Sürü zekasına sahip literatürdeki diğer algoritmalar araştırıldığında farklı araştırmacılar tarafından önerilmiş aşağıdaki teknikler bulunmaktadır:

- Parçacık Sürüsü Optimizasyonu (PSO)
- Karınca Kolonisi Optimizasyonu (ACO)
- Yapay Arı Kolonisi Optimizasyonu (ABC)
- Yarasa Algoritması (BA)
- Bal Arılarında Evlilik Algoritması (MBO)
- Yapay Balık Sürüsü Algoritması (AFSA)
- Beyaz Karınca Algoritması
- Yaban Arısı Sürüsü Algoritması
- Maymunun Arama Algoritması
- Arıların Polen Toplaması Algoritması (BCPA)
- Guguk Kuşunun Araması Algoritması (CS)
- Yunus Partneri Optimizasyonu (DPO)
- Ateş Böceği Algoritması (FA)
- Kuş Birlikteliği Optimizasyonu (BMO)
- Karides Sürüsü (KH)
- Sirkesineği Optimizasyon Algoritması (FOA)

Yukarıda görüldüğü üzere pek çok sayıda sürü zekâsı (SZ) tekniği bulunmaktadır. Belirtilen tekniklerden birçoğu sürülerin avlama ve arama davranışlarından ilham almıştır. S. Mirjalili ve arkadaşlarının 2013 yılında yaptığı literatür çalışmasına göre bozkurtların liderlik

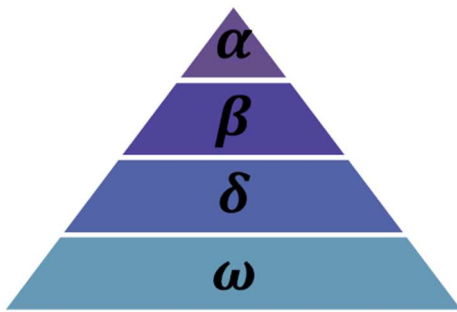
hiyerarşisine ve sürü avına dayanan bir SZ tekniği bulunmamaktadır (S. Mirjalili ve diğerleri 2013).

Bu algoritma, bozkurtların sosyal davranışlarının matematiksel modellemesi ve avlanma mekanizması temel alınarak geliştirilmiştir; bozkurt algoritmasının uygulama aşamaları aşağıda gösterilmiştir.

6.1. Doğadan Esinlenmesi

Bozkurtlar en yırtıcı hayvanlardan biri olarak kabul edilir, bu da doğada besin zincirinin en üstünde oldukları anlamına gelir. Bozkurtlar çoğunlukla sürü (grup) halinde yaşamayı tercih ederler. Grup büyüklüğü ortalama 5–12'dir. Bunun dışında, Şekil 6.1'de gösterildiği gibi grup sosyal baskın ve çok katı bir hiyerarşiye sahiptir.

Bozkurt sürüsünde her bir kurt, yukarıdan aşağıya, Alfa (α), Beta (β), Delta (δ) ve Omega (ω) olmak üzere dört farklı hiyerarşik seviyeden birine dahil edilir. Sürüde Alfa kurt bir erkek ve bir dişi olmak üzere lider kurttur. Alfa genellikle avlanma, uyuma yeri, uyanma zamanı ve benzeri konularda karar vermekle sorumludur. Alfa'nın kararları gruba dikte edilir, emirleri gruptaki diğer kurtlar tarafından takip edilir. Bu nedenle, Alfa kurt dominant kurt olarak adlandırılır. Alfa her zaman için grubun en güçlü üyesi olmasa da grubu yönetme açısından en yetenekli olandır. Bu durum, bir grubun organizasyonunun ve disiplininin, gücünden çok daha önemli olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.1. Bozkurtların sosyal hiyerarşisi (Mirjalili ve diğerleri 2014)

Bozkurt sürüsünde her bir kurt, yukarıdan aşağıya, Alfa (α), Beta (β), Delta (δ) ve Omega (ω) olmak üzere dört farklı hiyerarşik seviyeden birine dahil edilir. Sürüde Alfa kurt bir erkek ve bir dişi olmak üzere lider kurttur. Alfa genellikle avlanma, uyuma yeri, uyanma

zamanı ve benzeri konularda karar vermekle sorumludur. Alfa'nın kararları gruba dikte edilir, emirleri gruptaki diğer kurtlar tarafından takip edilir. Bu nedenle, Alfa kurt dominant kurt olarak adlandırılır. Alfa her zaman için grubun en güçlü üyesi olmasa da grubu yönetme açısından en yetenekli olandır. Bu durum, bir grubun organizasyonunun ve disiplininin, gücünden çok daha önemli olduğunu göstermektedir.

Bozkurt hiyerarşisinde liderden sonra gelen kurt Betadır. Beta kurdu, karar verme veya diğer sürü faaliyetlerinde alfaya yardımcı olan bağımlı kurtlardan oluşur. Betalar erkek ya da dişi olabilir. Alfa kurtlarının yerine geçmesi muhtemel en güçlü aday kurttur. Beta kurdu alfaya biat etmeli, ancak diğer alt düzey kurtlara da talimat vermelidir. Sürü içinde alfaya karşı disiplini sağlayıcı bir danışman olarak görevi yaparlar. Beta, alfa'nın verdiği komutları sürü içinde uygular ve alfa için geribildirim sağlar.

En düşük dereceli bozkurt Omegadır. Omega kurtları her zaman alfa ve beta kurtlara uymak zorundadırlar. Avlanma sonrasında avdan en son yemelerine izin verilen kurtlardır. Omega kurdu grupta önemli bir birey olarak gözükmese de, omeganın kaybedilmesi durumunda grupta iç çatışma ve problemlerle karşılaştığı görülmüştür. Bazı durumlarda omega grupta yavru bakıcısı rolünü de üstlenmektedirler. Grupta şiddetin engellenmesi omega(lar) tarafından sağlanmaktadır. Omegaların bu özelliği gruptaki hakimiyet yapısının korunmasına yardımcı olur.

Eğer bir kurt bir Alfa, Beta veya Omega değilse, ona "ast" veya "itaatkâr" (Delta) denir. Delta kurtları Alfa ve Beta'ya boyun eğmeli, ancak Omega'ya karşı egemen olmalıdır. İzçiler, bekçiler, öncüler, muhafızlar, kıdemliler, avcılar, koruyucular ve gözetleyiciler bu kategoridedir. İzçiler, bölgenin sınırlarını izlemek ve herhangi bir tehlike durumunda sürüyü uyardıktan sorumludur. Öncüler, bölge sınırlarının gözetiminden ve tehditler hakkında uyarıdan sorumludurlar. Muhafızlar grubun güvenliğini korur ve garanti altına alır. Bekçiler, grubun güvenliğini garanti altına alır. Kıdemliler, Alfa veya Beta üyesi olacak deneyimli kurtlardır. Avcılar, avlanılırken ve gruba yiyecek temin edilirken Alfa ve Beta'ya yardım etmektedir. Son olarak bakıcılar, gruptaki zayıf, hasta ve yaralı kurtlarla ilgilenmekle görevlendirilmiştir. Kurtların toplumsal hiyerarşisine ilaveten grupça avlanma, bozkurtların bir başka ilginç sosyal davranış biçimidir.

Muro, Escobedo, Spector ve Coppinger (2011), bozkurtların sosyal hiyerarşisine ek olarak, bozkurtların grupça avlanmalarındaki ana adımları şöyle özetlemiştir (Resim 6.1):



Resim 6.1. Gri kurt avlanma davranışı: A) Avın kovalanması, yakınlığı ve izleri; B-D) İzleme, taciz ve kuşatma; E) Saldırı (Muro ve diğerleri, 2011)

- Avı takip etmek, kovalamak ve yaklaşmak.
- Avı durdurana kadar çevrelemek, kuşatmak ve taciz etmek.
- Ava doğru saldırı.

Sosyal hiyerarşi, kuşatma, kovalama ve saldırma safhaları matematiksel modelin yapılmasında kullanılmıştır.

6.2. Matematiksel Model ve Algoritma

Bozkurtların sosyal hiyerarşisinin matematiksel olarak modellenmesi için en uygun çözüm alfa (α) olarak düşünülür. İkinci en iyi çözüm beta (β) ve üçüncü en iyi çözüm ise delta (δ) olarak kabul edilmiştir. Çalışma çözümleri altında kalan aday çözümlerin omega (ω) olduğu varsayılmıştır. GWO algoritmasında avlama (optimizasyon) α , β , δ ve ω çözümleri dikkate alınmıştır.

Mirjali ve arkadaşları (2013) tarafından optimizasyon problemlerinin çözümüne uyarlanmak üzere bozkurt sürüsünün hiyerarşik yapısı ve avlanma tekniklerinin matematiksel modeli çıkarılmıştır. Popülasyon temelli meta-heuristics bir yöntem olan GWO’da popülasyondaki her bir çözüm sürüdeki bir kurda tekabül etmektedir. En uygun (fittest) çözüm ise alfa (α) olarak değerlendirilmiştir. İkinci ve üçüncü en iyi çözümler ise sırasıyla Beta (β) ve delta (δ) olarak düşünülmüştür. Geri kalan çözümlerin omega (ω) olduğu kabul edilir. Ayrıca av sahası arama uzayına (search space), av ise optimum çözümü temsil etmektedir.

6.2.1. Kuşatma

Bozkurt sürüsü avını kuşatarak avlanır. Sürüdeki her bir bireyin, her bir iterasyonda konumu eşitlik 6.1 ve 6.2’deki gibi modellenmiştir.

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X}_p(t) - \vec{X}(t)| \quad (6.1)$$

$$\vec{X}_{(t+1)} = \vec{X}_p - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (6.2)$$

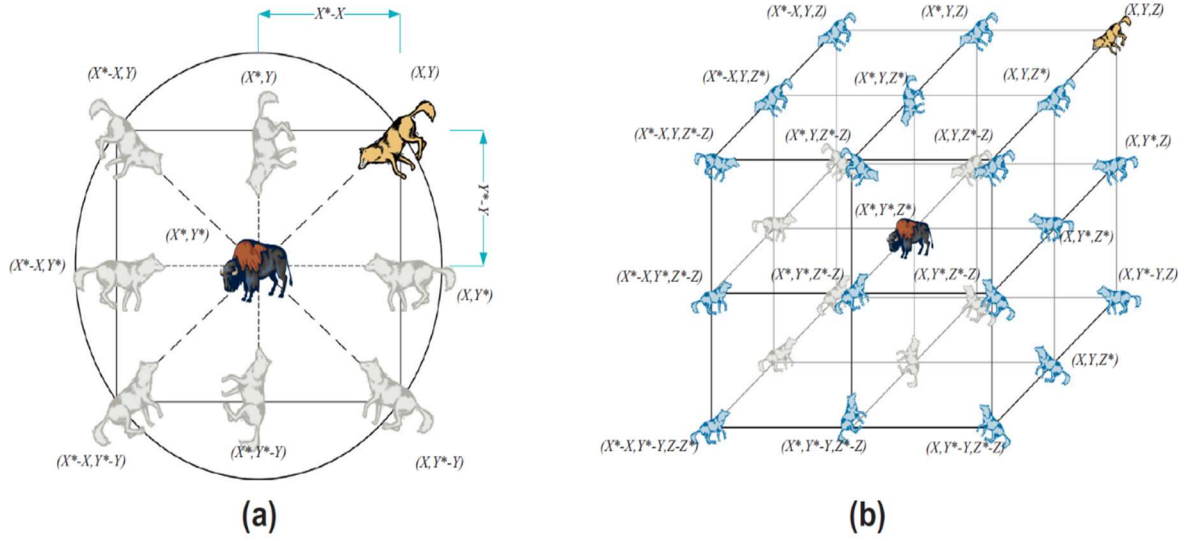
Bu eşitliklerde t mevcut yinelemeyi $\vec{A}$ ve $\vec{C}$ vektörleri katsayı vektörünü, $\vec{X}_p$ vektörü avın pozisyon vektörünü ve $\vec{X}$ vektörü ise bozkurtun pozisyonunu belirtmektedir. $\vec{A}$ ve $\vec{C}$ vektörleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (6.3)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_2 \quad (6.4)$$

Bu eşitliklerde $\vec{a}$ vektörü 2’den 0’a kadar tekrarlamalı olarak düşürülmektedir. $\vec{r}_1$ ve $\vec{r}_2$ vektörleri ise $[0, 1]$ arasındaki rasgele değerlerdir.

Eşitlik 6.3 ve Eşitlik 6.4’ün etkileri, 2 ve 3 boyutlu pozisyon vektörleri ve bir sonraki muhtemel konumlar Şekil 6.2’de gösterilmiştir. Bir bozkurt avın çevresinde kalmak koşuluyla pozisyonunu eşitlik 6.3 ve 6.4’e göre güncelleyebilir.



Şekil 6.2. 2B (a) ve 3B (b) pozisyon vektörleri ve bir sonraki muhtemel konumlar (S. Mirjalili ve diğerleri, 2013).

6.2.2. Avı Kovalama

Avı kovalama işlemi, av kuşatıldıktan sonra başlayıp, av hareketsiz kalana kadar devam etmektedir. Bu işlem devam ederken bozkurtlar yerini sürekli güncellemektedirler. Avı kovalama işlemi genellikle alfa kurdun liderliğinde sürdürülür. Bozkurtlar avın yerini tespit etme ve onları kuşatma yeteneğine sahiptir. Avlanmaya zaman zaman Beta ve Deltada katılabilmektedir. Ancak, soyut bir uzayda (arama alanında) optimumun (av) konumu hakkında hiçbir tahmin yoktur. Bozkurtların avlanma davranışlarının matematiksel olarak simülasyonu için, alfa (en iyi aday çözümdür), beta ve deltanın avın potansiyel konumu hakkında daha iyi bilgiye sahip olduğu varsayılmaktadır. Bu sebeple, şimdiye kadar elde edilen ilk üç en iyi çözümü kaydedilir ve diğer arama faktörlerinin (omega da dahil olmak üzere) konumları, en iyi arama faktörlerinin konumuna göre güncellemeye zorlanır (Eş. 6.5-6.11).

$$\vec{D}_\alpha = |\vec{C}_1 \cdot \vec{X}_\alpha - \vec{X}| \quad (6.5)$$

$$\vec{D}_\beta = |\vec{C}_2 \cdot \vec{X}_\beta - \vec{X}| \quad (6.6)$$

$$\vec{D}_\delta = |\vec{C}_3 \cdot \vec{X}_\delta - \vec{X}| \quad (6.7)$$

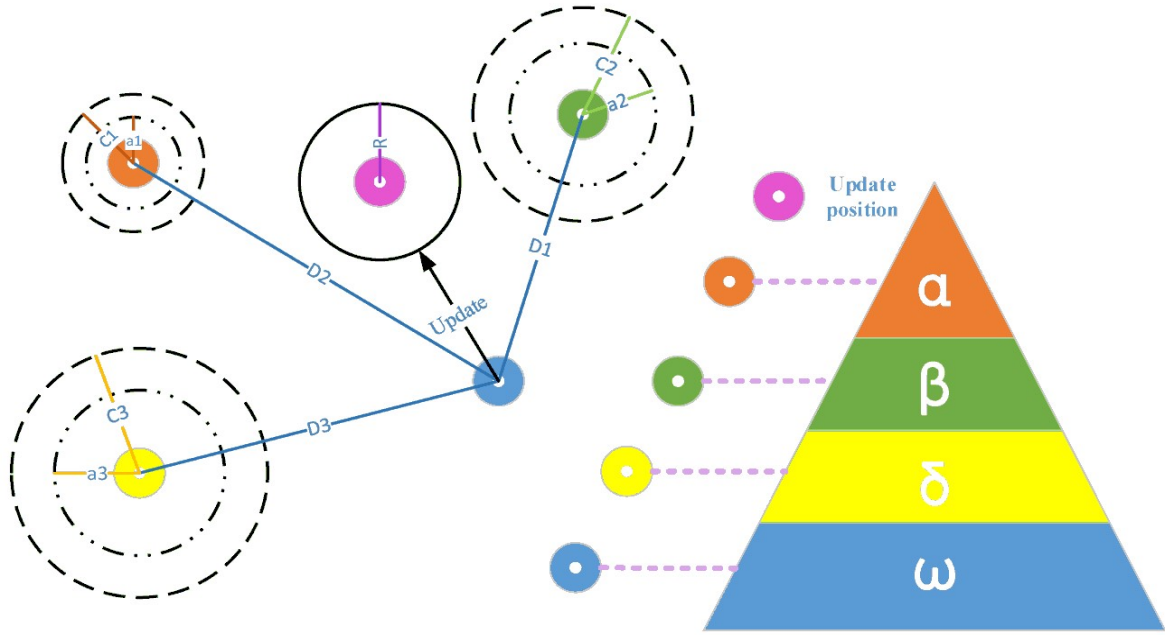
$$\vec{X}_1 = \vec{X}_\alpha - \vec{A}_1 \cdot (\vec{D}_\alpha) \quad (6.8)$$

$$\vec{X}_2 = \vec{X}_\beta - \vec{A}_2 \cdot (\vec{D}_\beta) \quad (6.9)$$

$$\vec{X}_3 = \vec{X}_\delta - \vec{A}_3 \cdot (\vec{D}_\delta) \quad (6.10)$$

$$\vec{X}_{(t+1)} = \frac{\vec{X}_1 + \vec{X}_2 + \vec{X}_3}{3} \quad (6.11)$$

Şekil 6.3, iki boyutlu bir arama alanında bir ajanının (kurt) konumunu alfa, beta ve deltaya göre nasıl güncellediğini göstermektedir. Nihai konumun, arama alanındaki alfa, beta ve delta pozisyonları tarafından tanımlanan bir daire içinde rastgele bir pozisyonda olacağı görülebilir. Alfa, beta ve delta avın konumunu belirlemekte, diğer kurtlar konumlarını av etrafında rastgele güncellemektedir.

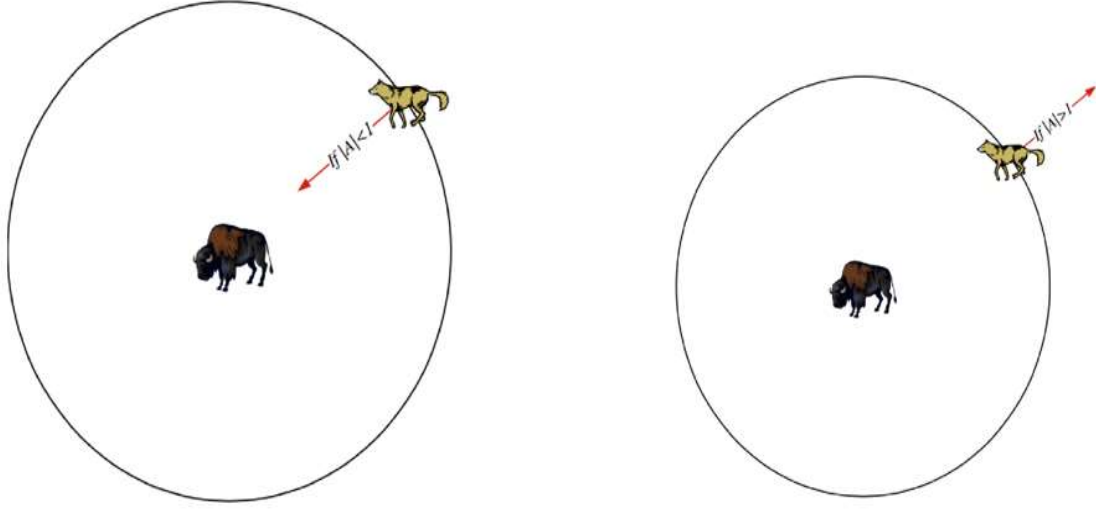


Şekil 6.3. GWO'da arama ajanlarının (Bozkurt) pozisyon güncellemesi (Shuyu ve diğerleri, 2018)

6.2.3. Ava Saldırma

Bozkurtlar ava saldırma işlemine avı kuşatarak başlarlar. Kuşatma işlemindeki amaç avı hareketsiz halde durdurmaya çalışmaktır. Bozkurtlar av hareketsiz beklemeye geçtikten sonra saldırıya geçerler. Ava yaklaşma işleminin matematiksel modelinde, algoritmada bulunan α vektörünün değeri sürekli azaltılır. $\vec{A}$ ise $[-\alpha, \alpha]$ değer aralığında olup, α değeri 2'den 0'a kadar yinelemeli olarak düşürülür. $\vec{A}$ değeri $[-1, 1]$ arasına geldiğinde arama

ajanları pozisyonunu av ve mevcut pozisyon arasında olacak şekilde günceller ya da arama ajanları (kurtlar) ava saldırır. $\vec{A} < 1$ olduğu vakit kurtların ava saldırması zorlanır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4. Ava saldırma ve av için arayış (S. Mirjalili ve diğerleri 2013)

6.2.4. Av Arama

Gri kurtlar çoğunlukla alfa, beta ve delta pozisyonlarına göre araştırırlar. Avlarını aramak ve av ataklarına yaklaşmak için birbirlerinden ayrılırlar. Matematiksel olarak uzaklaşmayı modellemek için, arama aracısını avlardan uzaklaşmaya mecbur kılmak için 1'den büyük veya 1'den küçük rastgele değerler ile A kullanılır. Bu, keşfe vurgu yapar ve GWO algoritmasının küresel olarak arama yapmasına izin verir. Şekil 6.4 (b) ayrıca, $|A| > 1$, boz kurtları bir avcı avını bulabilmek için avlardan uzaklaşmaya zorlar.

Av arama işleminde genellikle bozkurtlar alfa, beta ve delta kurtları ile uyum içindedir. Avı aramaya birbirlerinden ayrılarak dağınık bir pozisyonda başlarlar. Avı bulduklarında ise ava doğru yaklaşırlar. Dağılma işleminin matematiksel modelinin çıkarımında 1'den küçük veya büyük rasgele değerler kullanılır. Bu değerler av ile kurt arasındaki uzaklığı belirten $\vec{A}$ vektörüdür. Değerlerin 1'den küçük ya da büyük olması avın keşfedilmesi durumunu belirtir. Değerlerin 1'den büyük olduğu durumlarda bozkurtlar mevcut avı bırakıp başka bir uygun ava yönelmeleri gerektiği anlamına gelir. Şekil 6.6'da GWO'nun tek amaçlı optimizasyon için sözde kodu görülmektedir (S. Mirjalili ve diğerleri 2013).

Kısaca, arama işlemi bozkurtlardan oluşan rastgele popülasyonun yaratılmasıyla başlar. Bu popülasyona ait kurtların lokasyonlarının bulunduğu vektör değerleri aday çözümleri belirtir. Yapılan yinelemelerle alfa, beta ve delta kurtlarının lokasyonları güncellenir ve dolayısıyla da avın konumu gittikçe belirginleşmeye başlar. α parametresi ile kurtların avın uygunluğu konusunda karar verip vermedikleri netleşir. α parametresi yukarıda bahsedildiği gibi 2'den 0'a kadar sırasıyla azaltılır. $A_j > 1$ olduğunda kurtlar avdan uzaklaşırken, $A_j < 1$ olduğunda ava yaklaşır. Tatmin eden bir çözüm kümesine ulaşıldığında GWO algoritmasının çalışması sona erer.

```

Initialize the grey wolf population  $X_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots, n$ )
Initialize  $a$ ,  $A$ , and  $C$ 
Calculate the fitness of each search agent
 $X_\alpha$  = the best search agent
 $X_\beta$  = the second best search agent
 $X_\delta$  = the third best search agent
While ( $t < \text{Max number of iterations}$ )
    for each search agent
        Update the position of the current search agent by equation (6.1)
    end for
    Update  $a$ ,  $A$ , and  $C$ 
    Calculate the fitness of all search agent
    Update,  $X_\alpha$ ,  $X_\beta$  and  $X_\delta$ 
     $t=t+1$ 
and while
    return  $X_\alpha$ 

```

Şekil 6.5. Tek amaçlı GWO sözde kodu

6.3. Çok Amaçlı GWO

Çok Amaçlı Bozkurt Optimizasyonunda (MOGWO), pareto optimal çözümlerini kaydetmek ve geri getirmek için GWO'ya sabit boyutlu bir dış arşiv entegre edilmiştir. Bu arşiv sosyal hiyerarşiyi tanımlamak ve çok amaçlı arama alanlarında bozkurtların avlanma davranışını simüle etmek için kullanılmıştır.

Tek amaçlı optimizasyonun aksine, çok amaçlı optimizasyon sürecinde birden çok hedefi göz önünde bulundurarak tek bir çözüm bulunmamaktadır. Bu durumda, hedefler arasında

çeşitli dengelemeleri temsil eden bir dizi çözüm, çok-nesnel bir problemin optimal çözümlerini içerir (Coello, Lamont, ve Veldhuisen, 2007).

```

Initialize the grey wolf population  $X_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots, n$ )
Initialize  $a$ ,  $A$ , and  $C$ 
Calculate the objective values for each search agent
Find the non-dominated solutions and initialized the archive with them
 $X_\alpha = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
Exclude alpha from the archive temporarily to avoid selecting the same leader
 $X_\beta = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
Exclude beta from the archive temporarily to avoid selecting the same leader
 $X_\delta = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
Add back alpha beta to the archive
 $t=1$ ;
while ( $t < \text{Max number of iterations}$ )
    for each search agent
        Update the position of the current search agent by equation (6.5)-(6.11)
    end for Update  $a$ ,  $A$ , and  $C$ 
    Calculate the fitness of all search agent
    Find the non-dominated solutions
    Update the archive with respect to the obtained non-dominated solutions
    If the archive is full
        Run the grid mechanism to omit one of the current archive members
        Add the new solution to the archive
    end if
    If any of the new added solutions to the archive is located outside the hypercubes
        Update the grids to cover the new solution(s)
    end if
     $X_\alpha = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
    Exclude alpha from the archive temporarily to avoid selecting the same leader
     $X_\beta = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
    Exclude beta from the archive temporarily to avoid selecting the same leader
     $X_\delta = \text{SelectLeader}(\text{archive})$ 
    Add back alpha beta to the archive
     $t=t+1$ 
end while
return archive

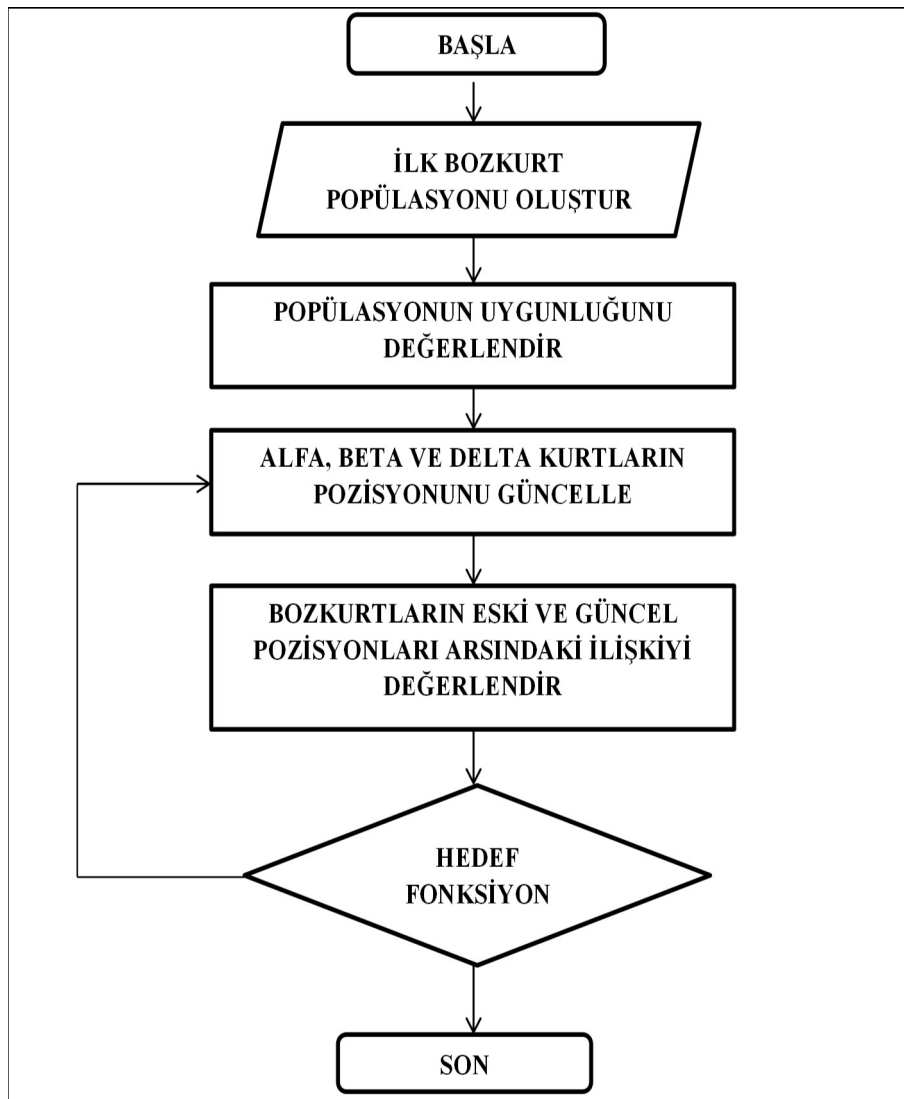
```

Şekil 6.6. Çok amaçlı GWO (MOGWO) sözde kodu

GWO' da bugüne kadar elde edilen en iyi üç çözüm, alfa, beta ve delta kurtları olarak kullanılmaktadır. Bu liderler, diğer arama ajanlarını küresel optimuma yakın bir çözüm bulma umuduyla arama alanının umut vaat eden bölgelerine yönlendirmektedir. Bununla birlikte, çok amaçlı bir arama alanında, çözümler, pareto optimallik kavramları nedeniyle kolaylıkla karşılaştırılmaz. Lider seçim mekanizması bu sorunu çözmek için tasarlanmıştır.

Yukarıda belirtildiği gibi bugüne kadar elde edilen en iyi dominant olmayan çözümlerin bir arşivi bulunmaktadır. Lider seçim bileşeni, arama alanının en az kalabalık bölümlerini seçer ve alfa, beta veya delta kurtları gibi sınırsız çözümlerinden birini sunar. Seçim, her hiperküp için aşağıdaki olasılıkla bir rulet çarkı yöntemi ile yapılır (Leandro ve diğerleri 2016).

Önerilen MOGWO algoritmasının, çok nesnel problemleri çözmede teorik olarak nasıl etkili olabileceğini görmek için bazı görüşler aşağıdaki gibi belirtilebilir (Mirjalili ve diğerleri, 2016):



Şekil 6.7. MOGWO akış şeması

Kullanılan harici arşiv, bugüne kadar elde edilen en iyi baskın olmayan çözümleri etkili bir şekilde kaydeder.

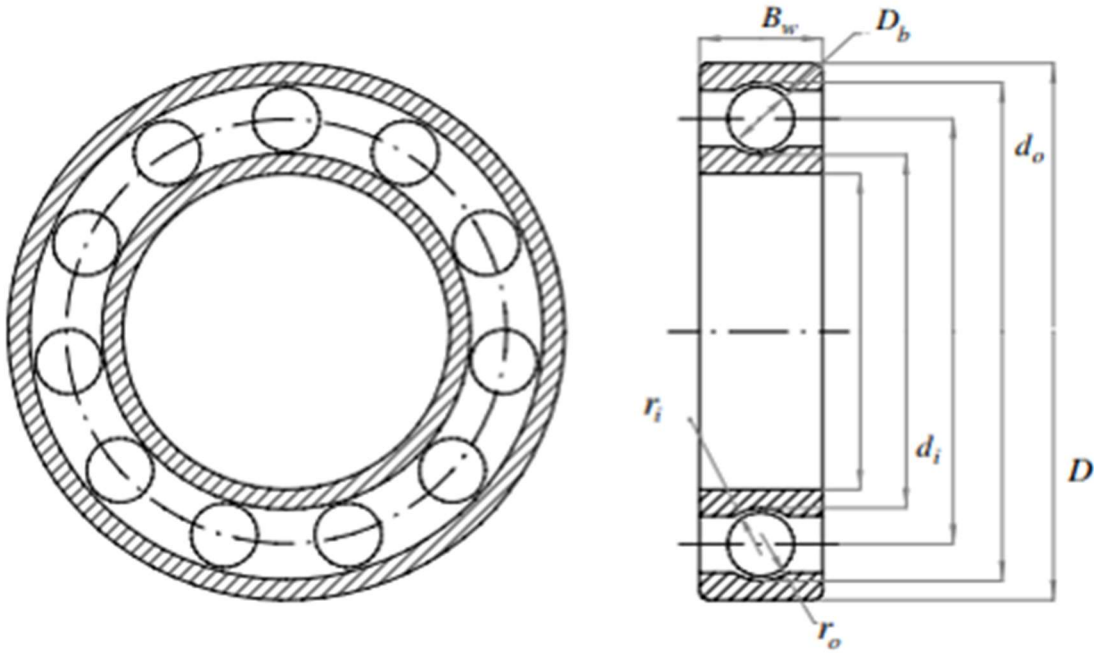
A ve C rasgele parametreleri, farklı rastgele yarıçaplarla hiper-kürelere sahip aday çözümlerine yardımcı olur.

- MOGWO, GWO'nun avlanma mekanizmasını miras aldığından, arama ajanlarının avın muhtemel pozisyonunu bulmasına izin verilir.
- Keşif ve sömürü, a ve A 'nın uyarlanabilir değerleri ile garanti edilir.
- a ve A parametrelerinin adaptif değerleri, MOGWO'nun keşif ve sömürü arasında sorunsuz geçişe izin verir. Bu nedenle, MOGWO algoritması yakınsama garantilidir.
- A 'nın azalmasıyla, iterasyonların yarısı keşfe ayrılır ($|A| \geq 1$) ve diğer yarısı da sömürüye ($|A| < 1$) tahsis edilir.
- MOGWO'nun ayarlanması gereken sadece iki anahtar parametresi vardır (a ve C).
- Izgara mekanizması ve seçim lideri bileşen, optimizasyon sırasında arşivin çeşitliliğini korur.
- Lider seçim bileşeninde çalışan rulet tekerleği, en kalabalık hiper küplerden liderleri seçmek için düşük bir olasılık sağlar. Bu, MOGWO'nun yerel olarak önlenmesini vurgular.
- Optimizasyon sırasında C parametresi için uyarlanamayan rastgele değerler, aynı zamanda MOGWO algoritmasının eş zamanlı olarak keşfini ve yerel ön önlenmesini de artırır.

Burada, MOGWO algoritmasının yakınsamanın garantilenmesi, çünkü en uygun çözümleri aramak için aynı matematiksel modeli kullanması gerektiğine dikkat edilmelidir. GWO'nun arama araçlarının, optimizasyonun ilk adımlarında ve kademeli olarak son adımlarda pozisyonları aniden değiştirmesini gerektirdiği kanıtlanmıştır (Mirjalili ve diğerleri, 2014). 2006'da Van den Bergh ve Engelbrecht'e göre, bu davranış arama alanındaki bir algoritmanın yakınsamasını garanti eder. MOGWO algoritması, GWO'nun tüm özelliklerini miras alır, bu da arama araçlarının arama alanını aynı şekilde araştırması ve kullanması anlamına gelir. En önemli fark, MOGWO'nun bir dizi arşiv üyesini (arşiv değişmese bile farklı olabilir) araştırmasıdır. GWO ise en iyi üç çözümü kaydedip geliştirmektedir.

7. SABİT BİLYALI RULMAN OPTİMİZASYONU

Bilyalı rulmanlar makro geometrileri açısından basit bir dış geometriye sahip olmakla birlikte iç geometrileri, taşıyabileceği gerilme, sapma ve yük dağılımları üzerinde farklı etkiler yaratabilir. Bu nedenle, iç geometri, rulman performansı ve ömrü üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Şekil 7.1, tipik bir rulman yatağının geometrisini göstermektedir. Bir yatağın geometrisi, delik çapı (d), dış çap (D) ve yatak genişliği (B_w) ile tanımlanabilir. Bu sınır boyutları standardize edilmiştir. Belirli bir rulman yatağının tam iç geometrisini tanımlamaya yardımcı olan parametreler (yani belirli bir sınır boyutları için) bilya çapı (D_b), yatağın eğim çapı (D_m), iç ve dış bilezik eğrilik katsayıları (f_i ve f_o) ve yuvarlanma elemanı sayısıdır (Z).



Şekil 7.1. Rulman geometrisi (Tiwari, 2018)

Bu bölümde tez kapsamında gerçekleştirilen sabit bilyalı, tek sıralı rulmanın çok amaçlı optimizasyon uygulaması anlatılmaktadır. Çalışmada optimizasyon yöntemi olarak MOGWO (Multi objective Grey Wolf Optimization) metodu kullanılmıştır. Bu tez çalışması çok amaçlı rulman optimizasyon çalışmalarında MOGWO'nun ilk uygulamasıdır. Burada ele alınan problem meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinin performansını test etmek için kullanılan popüler bir mühendislik problemidir.

Problem ilk defa Chakraborty ve diğerleri (2003) tarafından genetik algoritma kullanılarak çözülmüştür. Chakraborty çalışmasında 5 tasarım parametresi kullanarak dinamik

kapasitenin optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Problem daha sonra, Rao ve Tiwari (2006) tarafından beş tasarım parametresi ve on tasarım değişkeni kullanılarak ele alınmıştır. Çalışmada, montaj açısı tasarım parametreleri arasına eklenmiştir. Rao ve Tiwari'nin GA tabanlı yöntemi iki aşamalı bir optimizasyon sürecini içermektedir. Dinamik yük kapasitesinin iyileştirilmesine yönelik olarak yürütülen çalışmada elde edilen sonuçların rulman kataloglarında standardize edilen değerleri geliştirdiği görülmüştür. Gupta ve diğerleri (2007) ise problemi NSGA-II kullanarak çözmüştür. H_{min} , C_d ve C_s 'nin ikili ve üçlü kombinasyonları kullanılan çalışma kapsamlı bir çok amaçlı optimizasyon çalışmasıdır. Çalışmada, dinamik kapasite ve statik kapasitenin iç kanal eğrilik katsayısındaki değişikliklere karşı çok hassas olduğu ortaya konmuştur.

Tez kapsamında yürütülen çalışmada tasarım parametreleri, sınırlandırıcılar, değişkenler ve amaç fonksiyonları Gupta ve diğerleri (2007) çalışması referans alınarak düzenlenmiştir. Çalışmada sabit bilyalı rulmanın dinamik yük kapasitesi (C_d) ve hidrodinamik film kalınlığının (H_{min}) MOGWO ile optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Rulman optimizasyon sürecinde, rulmanlı yatağın iç geometrisi (bilya çapı, iç ve dış bilezik eğrilik katsayısı, yuvarlanma elemanı sayısı vb.) ve standart rulman boyutları gibi rulmanlı yataklar için önemli parametrelerin optimum değerleri hesaplanmıştır.

Bu değerler eş. 7.1'de de görüldüğü gibi rulman ömrünün hesaplanmasında kritik değerlerdir.

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^a \quad (7.1)$$

Burada L , uygulanan herhangi bir F yüküne karşı rulman ömrünü (milyon devir) ifade etmektedir. a bilyalı rulmanların ömrünü hesaplarken kullanılan bir katsayıdır ve bilyalı rulmanlar için $a = 3$ olarak kabul edilir. C ise dinamik yük katsayısıdır.

Herhangi bir çok amaçlı veya tek amaçlı optimizasyon problemi, temel olarak tasarım parametreleri, amaç fonksiyonları ve sınırlandırıcılar olmak üzere üç bileşenden oluşur.

7.1. Tasarım Parametreleri

Çalışmada ele alınan problemde 10 tasarım değişkeni vardır, problemin tasarım vektörü eş. 7.2'de tanımlanmıştır.

$$X = [D_m, D_b, Z, f_i, f_o, K_{Dmin}, K_{Dmax}, \varepsilon, e, \zeta] \quad (7.2)$$

Rulman iç geometrisini tanımlayan parametreler D_m , D_b , Z , f_i ve f_o 'dan oluşmaktadır. D_m , adım çapı (mm), D_b , bilya çapı (mm), Z bilya sayısı, f_i iç bilezik yuvarlanma (kanalı) eğriliği katsayısı ve f_o dış bilezik yuvarlanma (kanalı) eğriliğini temsil etmektedir.

f_i ve f_o eşitlik 7.3 ve 7.4 yardımıyla hesaplanır.

$$f_i = \frac{r_i}{D_b} \quad (7.3)$$

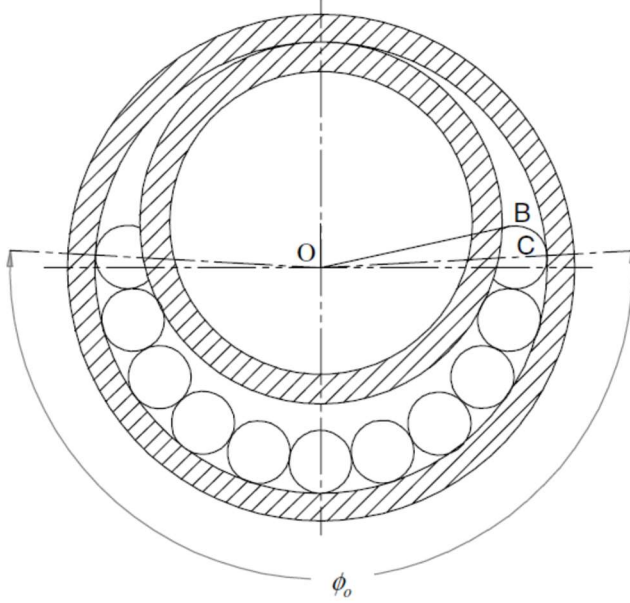
$$f_o = \frac{r_o}{D_b} \quad (7.4)$$

Burada r_i iç bilezik oluğu eğrilik yarıçapı (mm) ve r_o dış bilezik oluğu eğrilik yarıçapıdır (mm).

K_{Dmin} , K_{Dmax} , ε , e , ζ 'nin rulmanın iç geometrisinin boyutları ile doğrudan bir ilişkileri yoktur. Bu ikinci parametre grubu problemi ilk defa tanımlayan Changsen tarafından tanımlanmıştır (Changsen, 1991). Burada K_{Dmin} minimum rulman çap sınırlayıcısı, K_{Dmax} , maximum rulman çap sınırlayıcısıdır. ε dış bilezik kalınlık faktörüdür ve eşitlik 7.21 ile tanımlanmıştır, e ise hareketlilik şartları için bir parametredir ve eşitlik 7.20 ile tanımlanmıştır. Bu parametreler rulman tasarlanırken sabit tutulurlar (katsayı olarak) ancak problem optimize edilirken bu sabitler literatürde olduğu gibi [Rao, Tiwari ve Panda ve arkadaşları] değişken olarak tanımlanmıştır.

Çalışmada bütün açılar radyan olarak tanımlanmıştır, minimum film kalınlığı (H_{min}) hariç olmak üzere boyutlar milimetre olarak alınmıştır. H_{min} mikrometre olarak, kuvvetler ise Newton (N) olarak kabul edilmiştir.

Bilyalı rulmanlarda montaj açısı (ϕ_o), yuvarlanma elemanı sayısı üzerinde önemli etkisi olan bir kısıttır.



Şekil 7.2. Rulman montaj açısı gösterimi

Montaj açısı eş. 7.5'ten faydalınalarak hesaplanmaktadır (Rao and Tiwari, 2007).

$$\phi_o = 2\pi - 2\cos^{-1} \frac{\left[\{(D-d)2-3\left(\frac{T}{4}\right)^2 + \left\{\frac{D}{2}-\left(\frac{T}{4}\right)-D_b\right\}^2 - \left\{\frac{d}{2}+\left(\frac{T}{4}\right)\}^2 \right\}}{2\left\{\frac{(D-d)}{2}-3\left(\frac{T}{4}\right)\right\} \cdot \left\{\frac{D}{2}-\left(\frac{T}{4}\right)-D_b\right\}} \right]} \quad (7.5)$$

T ise eşitlik 7.6 yardımıyla hesaplanır.

$$T = D - d - 2D_b \quad (7.6)$$

Seçilen tasarım değişkenleri arasında, bilya sayısı (Z) tamsayı ve bilya çapı (D_b), delik çapı (d), rulman genişliği (B_w) ve yatağın dış çapı (D), ticari olarak temin edilebilen standart boyutlar listesinden seçilmelidir. Bunların hepsi ayrık değişkenlerdir. Diğer tasarım değişkenleri teorik olarak sürekli değişkenlerdir. Tasarım değişkenleri ve optimizasyon sürecinde kullanılan alt ve üst sınırları çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1. Tasarım değişkenleri

Tasarım Değişkenleri	Alt Sınır	Üst Sınır	Değişken tipleri
D_b	$0.15(D - d)$	$0.45(D - d)$	Sürekli
D_m	$0.5(D + d)$	$0.6(D + d)$	Ayrık tam sayı
Z	4	50	Ayrık tam sayı
f_i	0.515	0.6	Sürekli
f_0	0.515	0.6	Sürekli
K_{Dmin}	0.4	0.5	Sürekli
K_{Dmax}	0.6	0.7	Sürekli
ε	0.3	0.4	Sürekli
ζ	0.6	0.85	Sürekli
e	0.02	0.10	Sürekli

Rulman tasarımında üç önemli geometrik parametre vardır. Bunlar rulman dış çapı (D), rulman delik çapı (d) ve rulman genişliğidir (B_w). Çizelge 7.2’de, bu parametrelerin çalışmada kullanılan sınır ölçüleri ve katalogdaki rulman numaraları verilmiştir.

Çizelge 7.2. Rulman sınır ölçüleri (SKF, 2005)

Sınır Ölçüleri (mm)			Rulman No
D	d	B_w	(SKF)
30	10	9	6200
35	15	11	6202
47	20	14	6204
62	30	16	6206
80	40	18	6208
90	50	20	6210
110	60	22	6212
125	70	24	6214
140	80	26	6216
160	90	30	6218

7.2. Amaç Fonksiyonları

Rulmanların performansını etkileyen üç önemli faktör vardır. Bunlar; dinamik kapasite (C_d), minimum film kalınlığı ($H_{\min}$) ve statik kapasitedir (C_s). Rulmanın en iyi performansını elde etmek için C_d ve $H_{\min}$ maksimize edilmelidir. Rulman performansını etkileyen faktörler aşağıdaki alt bölümlerde daha ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

7.2.1. Dinamik kapasite (C_d)

Rulmanlar için farklı hedefler arasında, dinamik kapasite (C_d) en önemli olanıdır. Çünkü bu, bir rulmanın en uzun yorulma ömrü için temel oluşturur. Dinamik yük derecelendirmesi olarak da bilinen dinamik kapasite, "bir grup görünüşte aynı rulmanların iç halkanın bir milyon devirlik ömrü" olarak ifade edilir. Pratik olarak benzer yatakların bir koleksiyonunun, dış halka dönmediği sürece iç halkanın 10^6 dönüş ömrüne tahammül edebileceği sabit radyal kuvvet olarak temsil edilir.

Dinamik kapasite, temas bölgesinin alt yüzeyinde, kaldırma elemanları ve yarışlar arasında oluşan maksimum oktahedral kayma gerilmesine dayanmaktadır ve eşitlik 7.7 ile hesaplanır (Changsen, 1991).

$$C_d = \begin{cases} f_c Z_b^{\frac{2}{3}} D_b^{1.8} & D_b \leq 2.4 \text{ mm} \\ 3.647 f_c Z_b^{\frac{2}{3}} D_b^{1.4} & D_b > 2.4 \text{ mm} \end{cases} \quad (7.7)$$

Burada f_c eşitlik 7.7 yardımıyla hesaplanır.

$$f_c = 37.91 \left[1 + \left\{ 1.04 \left\{ 1.04 \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{0.41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right\}^{-0.3} \left[\frac{\gamma^{0.3} (1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{\frac{1}{3}}} \right] \left[\frac{2f_i}{2f_i-1} \right]^{0.41} \right] \quad (7.8)$$

$$\gamma = \frac{D_b \cos \alpha}{D_m} \quad (7.9)$$

Eşitlik 7.8'de γ faktörü bağımsız bir parametre değildir ve eşitlik 7.9 ile hesaplanır. Mevcut problem için, temas açısının (α) sıfır olduğu sabit bilyalı rulman dikkate alınmıştır. Bu nedenle eşitlik 7.7 incelendiğinde dinamik kapasitenin, yuvarlanma elemanın sayısının ($2/3$)'üne ve yuvarlanma elemanı çapının 1.8'ine bağlı olduğu görülebilir. Bu nedenle,

optimizasyon sırasında, mümkün olan maksimum bilya çapının bize daha iyi dinamik kapasite vermesi beklenir. Ayrıca, daha büyük bilya çapı ile belirli bir alana daha az sayıda bilya yerleştirilebilir. Dinamik kapasite, rulman ve yuvarlanma elemanı arasında, temas bölgesinin alt yüzeyinde meydana gelen maksimum oktahedral kayma gerilmesi temelinde elde edilir.

7.2.2. Hidrodinamik minimum film kalınlığı (H_{min})

Rulmanlar için bir diğer önemli gereklilik ise en uzun aşınma ömrüdür. Bu kayganlaştırıcı, rulmanlardaki yuvarlanma elemanları ve oluklar arasındaki metal-metal temasını önlediğinden, yağlayıcı maddenin minimum film kalınlığı (H_{min}) ile doğrudan ilgilidir. Elasto hidrodinamik yağlama (EHL) teorisi ile minimum film kalınlığı tahmin edilir. Düşük aşınma gereksinimi göz önüne alındığında, optimizasyon problemi belirli bir rulman sınır boyutları için minimum film kalınlığının maksimize edilmesi olarak ortaya çıkar.

H_{min} için formül, iç ve dış bilya kanalları için ayrı ayrı uygulanabilir; bu nedenle, en iyi sonuç için ikisinin minimumunun maksimize edilmesi gerekir (Eş. 7.10).

$$H_{min,ring} = 3.63 \cdot \alpha_1^{0.49} R_{x,ring}^{0.466} E_0^{-0.0117} Q^{-0.073} \left\{ \frac{\pi n_i D_m \eta_0 (1-\gamma^2)}{120} \right\}^{0.68} \left[1 - \exp \left\{ -0.703 \left(\frac{R_{(y,ring)}}{R_{(x,ring)}} \right)^{0.636} \right\} \right] \quad (7.10)$$

$$H_{min} = \min(H_{min,inner}, H_{min,outer}) \quad (7.11)$$

Eşitlik 7.10'da "ring" alt notasyonu, sırasıyla iç ve dış halkalar için i ve 0 indisini alabilir. Burada α_1 , yağlama malzemesinin (m^2/N) basınç viskozite katsayısıdır, E_0 Young elastikiyet modülüdür (N/m^2), Q , bilya üzerine gelen maksimum yüküdür (N), mevcut problem için tek sıralı bilyalı rulman dikkate alınmıştır ve bunun için i (bilya sıra sayısı) 1'e eşittir, α temas açısıdır (mevcut problem için 0 alınmıştır), n_i iç bilezik açısal hızıdır (rpm), η_0 atmosferik basınçta dinamik viskozitedir (Pas), F_r radyal yük (N) ve $H_{min,inner}$ ve $H_{min,outer}$ Elasto hidrodinamik yağlama için iç ve dış kanal temas noktalarındaki minimum film kalınlığıdır (m).

Nihai amaç fonksiyonunda kullanılan alt ifadeler aşağıda listelenmiştir;

$$Q = \frac{5F_r}{iZ\cos\alpha} \quad (7.12)$$

$$R_{(x,inner)} = \frac{D_b}{2(1-\gamma)}, \quad R_{(y,inner)} = \frac{f_i D_b}{2f_i - 1} \quad (7.13)$$

$$R_{(x,outer)} = \frac{D_b}{2(1+\gamma)}, \quad R_{(y,outer)} = \frac{f_o D_b}{2f_o - 1} \quad (7.14)$$

7.3. Sınırlandırıcılar

Sınırlandırıcılar, parametre alanını uygulanabilir parametre alanına indirger. Tez kapsamında ele alınan optimizasyon probleminde dokuz adet sınırlandırıcı bulunmaktadır. Çalışmada geometrik kısıtlamaların yanı sıra, belirli bir rulmandaki bilya sayısı üzerindeki sezgisel bir kısıtlama da korunmaktadır. Montaj açısı üzerindeki maksimum tolerans için ilk sınırlandırıcı eşitlik 7.15'te gösterilmiştir.

$$\frac{\phi_0}{2\sin^{-1}(\frac{D_b}{D_m})} - Z + 1 \geq 0 \quad (7.15)$$

Bu sınırlandırıcı, rulman montajında iç ve dış kanallar arasına yerleştirilebilecek bilya sayısını belirlemede kolaylık sağlar. Montaj açısı eşitlik 7.5'de gösterildiği üzere önemli tasarım değişkenleri kullanılarak hesaplanır.

Bilya çapının alt ve üst sınırları eşitlik 7.16 ve 7.17 yardımı ile belirlenir;

$$2D_b - K_{Dmin}(D - d) \geq 0 \quad (7.16)$$

$$K_{Dmax}(D - d) - 2D_b \geq 0 \quad (7.17)$$

Eşitlik 7.18, yatak genişliğine dayanarak bilya için izin verilen maksimum çapını sınırlayan, ilave bir sınırlandırıcıdır;

$$\zeta B_w - D_b \leq 0 \quad (7.18)$$

Rulmanların hareketliliğini garanti etmek için, bir rulmandaki adım çapı ile ortalama çap arasındaki fark belirli bir değerden daha az olmalıdır. İç bilezik kalınlığı da dış bilezik kalınlığından daha fazla olmalıdır;

$$D_m - 0.5(D + d) \geq 0 \quad (7.19)$$

$$(0.5 + e)(D + d) - D_m \geq 0 \quad (7.20)$$

Dış kanal alt kısmındaki rulman halkasının kalınlığı ε , D 'den az olmamalıdır. Burada ε , dış halkanın basit kuvvet değerlendirmesinden elde edilen bir parametredir. Sınırlandırıcı şartı eşitlik 7.21'de verilmiştir.

$$0.5(D - D_m - D_b) - \varepsilon D_b \geq 0 \quad (7.21)$$

Bir yatağın iç ve dış kanallarının oluk eğrilik yarıçapları $0,515.D_b$ 'den az olmamalıdır (Changsen, 1991). Bu yuvarlanma elemanının yuvarlanma yolları üzerinde herhangi bir temas sağlamadan dönmesini sağlar. Bu nedenle,

$$f_i \geq 0.515 \quad (7.22)$$

$$f_o \geq 0.515 \quad (7.23)$$

olmalıdır.



8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Rulmanlı yatakların tasarım optimizasyonu çalışmaları yoğun bir çalışma alanıdır. Tez kapsamında ele alınan problem sezgisel optimizasyon yöntemlerinin rulman optimizasyonu üzerindeki performansını test etmek amaçlı olarak ele alınan popüler bir problemidir. Problem ilk defa Chakraborty ve diğerleri (2003) tarafından genetik algoritma kullanılarak çözülmüştür. Daha sonra, Rao ve Tiwari (2006) problemi tasarım parametreleri ve değişkenlerini arttırarak ele almıştır. Ayrıca montaj açısını tasarım parametreleri arasına eklemiştir. Gupta ve diğerleri (2007) ise problemi ilk defa çok amaçlı optimizasyon problemi olarak ele almıştır. Problem GA dışındaki bir yönteme ilk defa Panda ve arkadaşları (2015) tarafından uygulanmıştır. Araştırmacılar problemi PSO ve TLBO ile optimize ederek, bu iki yöntemin optimum rulman tasarımındaki performansını karşılaştırmalı olarak ortaya koymuşlardır. Tiwari ve Chandran (2018) ise problemi ABC ile çözmüşlerdir. Bu tez çalışmasında ise problem MOGWO ile çözülerek önceki çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Çalışma kapsamında ele alınan problemde kullanılan tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları Çizelge 7.1’de verilmiştir. Problemin çözümünde önemli olan çalışma şartları ise çizelge 8.1’de verilmiştir (Kalita ve ark., 2002).

Çizelge 8.1. Rulman çalışma şartları

Çalışma şartları	
α_1	1e-08 m ² /N
η_0	0.02
n_i	5000 rpm
E_0	2.25e+11
F_r	15000 N

Tez kapsamında gerçekleştirilen çok amaçlı rulman optimizasyonunun performans çalışmaları Intel (R) Core™ (TM) i5 3.0 GHz CPU ve 8 GB RAM içeren bir Windows 10 x64 makinede MATLAB 2018b yazılımı üzerinde yapılmıştır. Çalışmadaki popülasyonun büyüklüğü 100 olarak seçilmiş ve yineleme sayısı (tekrarlama) 1000 olarak belirlenmiştir.

Her bir değerlendirme için algoritma 20 kez yapılmış ve sonuçlar ilgili başlık altında karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

MOGWO'nun rulman dinamik yük kapasitesi ve minimum film kalınlığının optimizasyonundaki performansını test etmek için 10 farklı çaptaki rulman kombinasyonu denenmiştir. Rulmanlar SKF katalogundan seçilmiştir (Çizelge 7.2) Bu kombinasyonların her biri, geniş bir standart yatak sınır boyutları kümesi ile yani dış çap, D , delik çapı, d ve yatak genişliği B_w üzerinde optimize edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 8.2- 8.12'de gösterilmiştir. Çizelgelerde, C_d ve H_{min} optimizasyonu sırasında elde edilen optimum tasarım parametreleri ve sınırlandırıcılar da gösterilmiştir.

Çizelge 8.2'de görüldüğü gibi SKF 6200 serisi için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen en iyi sonuç $C_d=4881.4$ N, H_{min} ise 0.19503 mikron (μ) olarak hesaplanmıştır. Şekil 8.1'de ise MOGWO pareto eğrisi görülmektedir. Çalışmada C_d 'nin maksimum değeri dikkate alındığı için pareto bölgesinde elde edilen değerler arasında C_d 'nin maksimum olduğu değer bölgesindeki C_d ve H_{min} değerleri en iyi değer olarak seçilmiştir.

Çizelge 8.2. SKF 6200 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B_w	D_m	D_b	Z	r_i	r_o	K_{dmin}	K_{dmax}	E	e	ζ	C_d	H_{min}
30	10	9	21.795	4.999	7	2.575	2.579	0.4415	0.5	0.31744	0.048524	0.82244	4881.4	0.19456
30	10	9	21.886	4.979	8	2.567	2.565	0.44097	0.5	0.31394	0.048321	0.81367	4794.9	0.19503
30	10	9	21.84	4.991	7	2.570	2.571	0.44147	0.49963	0.31675	0.048444	0.81889	4876.1	0.19483
30	10	9	21.849	4.993	8	2.572	2.575	0.4417	0.4998	0.31611	0.048453	0.81995	4876.1	0.1949
30	10	9	21.866	4.986	7	2.568	2.569	0.44125	0.49963	0.31554	0.048388	0.81676	4855.8	0.19496
30	10	9	21.827	4.992	7	2.571	2.573	0.44105	0.49978	0.31629	0.048458	0.81898	4880.9	0.19474
30	10	9	21.873	4.986	8	2.569	2.569	0.44134	0.5	0.31481	0.048396	0.81593	4836	0.19501
30	10	9	21.865	4.988	7	2.569	2.570	0.44133	0.49988	0.31535	0.048412	0.8172	4852	0.19497
30	10	9	21.863	4.988	7	2.570	2.571	0.44143	0.49981	0.31548	0.048413	0.81755	4855.9	0.19496
30	10	9	21.859	4.990	8	2.571	2.573	0.44147	0.49993	0.31554	0.048434	0.81827	4858.7	0.19495

Çizelge 8.3'te SKF 6202 serisi için ($D=35$, $d=15$, $B_w=11$) yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç $C_d=5891.8$ N, H_{min} ise 0.23512 mikron (μ) olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 8.3. SKF 6202 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
35	15	11	26.972	4.996	9	2.575	2.600	0.4206	0.5	0.30325	0.04786	0.7907	5844.1	0.23514
35	15	11	26.961	4.991	9	2.570	2.598	0.42065	0.49989	0.30353	0.047696	0.78857	5891.8	0.23496
35	15	11	26.975	4.993	9	2.572	2.597	0.42072	0.4995	0.30335	0.047807	0.78993	5878.9	0.23514
35	15	11	26.978	4.992	9	2.571	2.597	0.41987	0.5	0.30336	0.047839	0.78877	5887.8	0.23512
35	15	11	26.975	4.992	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.7	0.23514
35	15	11	26.975	4.991	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.8	0.23514
35	15	11	26.975	4.993	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.9	0.23514
35	15	11	26.975	4.994	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.10	0.23514
35	15	11	26.975	4.994	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.11	0.23514
35	15	11	26.975	4.994	9	2.573	2.598	0.4204	0.49983	0.30332	0.047835	0.7898	5864.12	0.23514

Çizelge 8.4’de SKF 6204 serisi için (D=47, d=20, B_w=14) yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç C_d=9971.1 N, H_{min} ise 0.32903 mikron (μ) olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 8.4. SKF 6204 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
47	20	14	35.994	6.745	9	3.473	3.479	0.41652	0.49969	0.31573	0.037245	0.72305	9970.6	0.32903
47	20	14	35.988	6.745	9	3.473	3.478	0.41648	0.49972	0.31576	0.037226	0.72302	9973	0.32903
47	20	14	35.992	6.743	9	3.473	3.478	0.41641	0.49982	0.31556	0.037257	0.72338	9969.8	0.32903
47	20	14	35.996	6.744	9	3.474	3.477	0.41643	0.49983	0.31573	0.037256	0.72321	9928.8	0.3291
47	20	14	35.995	6.745	9	3.474	3.478	0.41641	0.4997	0.31567	0.037255	0.72315	9961.8	0.3291
47	20	14	35.993	6.744	9	3.473	3.478	0.41645	0.49974	0.31565	0.037252	0.7232	9967.4	0.32905
47	20	14	35.991	6.744	9	3.473	3.478	0.41647	0.49974	0.31568	0.037242	0.72315	9971.1	0.32903
47	20	14	35.992	6.744	9	3.473	3.479	0.41647	0.4997	0.31572	0.037242	0.72307	9968.4	0.32905
47	20	14	35.991	6.744	9	3.473	3.478	0.41647	0.49974	0.31568	0.037242	0.72315	9971.1	0.32903
47	20	14	35.991	6.744	9	3.473	3.478	0.41647	0.49974	0.31568	0.037242	0.72315	9971.1	0.32903

Çizelge 8.5’te SKF 6206 serisi için (D=62, d=30, B_w=16) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak C_d=15240.1 H_{min} 0.45066 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.5. SKF 6206 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
62	30	16	49.192	7.996	10	4.118	4.124	0.45249	0.49981	0.30089	0.042063	0.76362	14513	0.4507
62	30	16	49.183	7.998	10	4.119	4.127	0.45245	0.49998	0.30101	0.042066	0.76396	15240	0.45066
62	30	16	49.186	7.997	10	4.118	4.126	0.45247	0.49992	0.30097	0.042065	0.76385	15224	0.45067
62	30	16	49.189	7.996	10	4.118	4.125	0.45248	0.49987	0.30093	0.042064	0.76374	15218	0.45068
62	30	16	49.186	7.997	10	4.118	4.126	0.45247	0.49992	0.30097	0.042065	0.76385	15224	0.45067
62	30	16	49.186	7.997	10	4.118	4.126	0.45247	0.49992	0.30097	0.042065	0.76385	15224	0.45067
62	30	16	49.186	7.997	10	4.118	4.126	0.45247	0.49992	0.30097	0.042065	0.76385	15224	0.45067
62	30	16	49.189	7.996	10	4.118	4.125	0.45248	0.49987	0.30093	0.042064	0.76374	15218	0.45068
62	30	16	49.189	7.996	10	4.118	4.125	0.45248	0.49987	0.30093	0.042064	0.76374	15218	0.45068

Çizelge 8.6’da SKF 6208 serisi için (D=80, d=40, B_w=18) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak $C_d=22987$ N ve H_{min} 0.59959 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.6. SKF 6208 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
80	40	18	63.981	9.999	10	5.151	5.182	0.40175	0.5	0.30077	0.047234	0.76963	22910	0.59999
80	40	18	63.985	9.997	10	5.151	5.180	0.40161	0.5	0.30074	0.04726	0.76907	22851	0.60001
80	40	18	63.976	9.998	10	5.151	5.180	0.40149	0.5	0.30091	0.047236	0.76944	22927	0.59994
80	40	18	63.978	9.999	10	5.156	5.179	0.40147	0.5	0.30068	0.047251	0.76883	22661	0.60004
80	40	18	63.923	9.996	10	5.148	5.183	0.40101	0.4999	0.30068	0.047257	0.76861	22720	0.59947
80	40	18	63.946	9.998	10	5.148	5.181	0.40146	0.49997	0.30063	0.047242	0.76892	22967	0.59972
80	40	18	63.947	9.997	10	5.149	5.183	0.40135	0.49997	0.30072	0.047249	0.76916	22972	0.59967
80	40	18	63.945	9.997	10	5.149	5.183	0.40127	0.49997	0.30077	0.04725	0.76909	22977	0.59966
80	40	18	63.946	9.998	10	5.149	5.181	0.40146	0.49997	0.30063	0.047242	0.76892	22967	0.59972
80	40	18	63.932	9.997	10	5.149	5.182	0.4014	0.49997	0.30056	0.047249	0.76885	22987	0.59959

Çizelge 8.7’de SKF 6210 serisi için (D=90, d=50, B_w=20) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak $C_d=27209$ N ve H_{min} 0.67099 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.7. SKF 6210 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
90	50	20	72.856	9.999	12	5.149	5.187	0.41192	0.5	0.35488	0.028179	0.73052	27209	0.67099
90	50	20	72.895	9.998	12	5.149	5.187	0.41186	0.49999	0.35489	0.028184	0.73111	27201	0.67121
90	50	20	72.897	9.993	12	5.148	5.180	0.41237	0.49982	0.35471	0.028182	0.73122	27090	0.67124

Çizelge 8.8’de SKF 6212 serisi için ($D=110$, $d=60$, $B_w=22$) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak $C_d=44298$ N ve H_{min} 0.84893 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.8. SKF 6212 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
110	60	22	89.3	1.249	12	6.436	6.469	0.41456	0.49989	0.30886	0.025594	0.65167	44268	0.84894
110	60	22	89.34	1.249	12	6.438	6.472	0.41442	0.5	0.30907	0.025601	0.65126	44225	0.84922
110	60	22	89.349	1.249	12	6.440	6.473	0.41436	0.5	0.30923	0.025614	0.6519	44073	0.84931
110	60	22	89.336	1.249	12	6.436	6.482	0.41533	0.49994	0.30883	0.025608	0.65216	44298	0.84893
110	60	22	89.346	1.249	12	6.445	6.472	0.41466	0.5	0.30921	0.025613	0.65191	43780	0.84931
110	60	22	89.289	1.249	12	6.435	6.479	0.41516	0.49993	0.30864	0.025613	0.65162	44326	0.84862
110	60	22	89.33	1.249	12	6.436	6.477	0.41508	0.49994	0.30884	0.025606	0.65187	44267	0.84897
110	60	22	89.331	1.249	12	6.437	6.474	0.41478	0.49996	0.30892	0.025603	0.65157	44243	0.84906
110	60	22	89.33	1.249	12	6.436	6.477	0.41508	0.49994	0.30884	0.025606	0.65187	44267	0.84897
110	60	22	89.325	1.249	12	6.437	6.474	0.41477	0.49994	0.30892	0.025601	0.6517	44264	0.84903

Çizelge 8.9’da SKF 6214 serisi için ($D=125$, $d=70$, $B_w=24$) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak $C_d=48743$ N ve H_{min} 0.9869 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.9. SKF 6214 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
125	70	24	102.95	1.371	13	7.0636	7.069	0.45141	0.5	0.30353	0.097213	0.80944	48743	0.9869
125	70	24	102.96	1.374	13	7.115	7.082	0.4478	0.5	0.30162	0.097931	0.80609	46087	0.98772
125	70	24	102.93	1.374	13	7.087	7.093	0.44992	0.5	0.30267	0.097649	0.80828	48242	0.98745
125	70	24	102.95	1.374	13	7.097	7.088	0.44916	0.49997	0.30215	0.097681	0.80701	47441	0.98763
125	70	24	102.92	1.373	13	7.080	7.080	0.45029	0.49988	0.30274	0.097477	0.80868	48464	0.98731
125	70	24	102.94	1.373	13	7.080	7.078	0.45048	0.49998	0.30272	0.09749	0.80832	47939	0.98751
125	70	24	102.93	1.373	13	7.080	7.079	0.45035	0.49997	0.30275	0.097502	0.80811	42425	0.98732
125	70	24	102.96	1.373	13	7.080	7.082	0.44891	0.49996	0.30191	0.097695	0.80689	47013	0.98763
125	70	24	102.93	1.373	13	7.080	7.084	0.45019	0.49995	0.30272	0.097543	0.80835	48376	0.98736
125	70	24	102.95	1.373	13	7.080	7.081	0.4498	0.49995	0.30227	0.097548	0.80763	47649	0.98756

Çizelge 8.10’da SKF 6216 serisi için ($D=140$, $d=80$, $B_w=26$) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak $C_d=57030$ N ve H_{min} 1.1154 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.10. SKF 6216 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
140	80	26	115.84	1.499	13	7.803	7.730	0.41276	0.5	0.30531	0.037071	0.81523	54451	1.117
140	80	26	115.66	1.498	13	7.719	7.738	0.41307	0.5	0.30655	0.037572	0.82203	57030	1.115
140	80	26	115.8	1.499	13	7.725	7.737	0.4129	0.5	0.30605	0.037563	0.82285	56834	1.116
140	80	26	115.81	1.499	13	7.722	7.737	0.41275	0.49988	0.30584	0.037444	0.82257	56973	1.116
140	80	26	115.83	1.499	13	7.754	7.738	0.413	0.5	0.30564	0.037386	0.82102	53644	1.117
140	80	26	115.77	1.498	13	7.719	7.742	0.41322	0.4999	0.30606	0.037535	0.82396	56983	1.116
140	80	26	115.81	1.499	13	7.734	7.738	0.41288	0.49996	0.30584	0.037464	0.82215	54107	1.116
140	80	26	115.82	1.499	13	7.734	7.736	0.41277	0.49992	0.3057	0.037361	0.82136	56736	1.116
140	80	26	115.83	1.499	13	7.734	7.734	0.41277	0.49996	0.30552	0.037237	0.81891	52799	1.117
140	80	26	115.82	1.499	13	7.734	7.737	0.4129	0.49996	0.3057	0.037326	0.82073	54108	1.116

Çizelge 8.11’de SKF 6218 serisi için (D=160, d=90, B_w=30) Optimum C_d ve H_{min} değerleri görülmektedir. Bu seride en iyi sonuç olarak C_d=76271 N ve H_{min} 1.2969 mikron (μ) olarak elde edilmiştir.

Çizelge 8.11. SKF 6218 serisi rulman için C_d ve H_{min} optimizasyon sonucu

D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}
160	90	30	130.33	1.749	12	9.011	9.026	0.42814	0.5	0.32547	0.022192	0.80167	76271	1.296
160	90	30	130.54	1.749	12	9.026	9.025	0.4292	0.5	0.32635	0.022242	0.8058	74880	1.298
160	90	30	130.55	1.750	12	9.019	9.033	0.42889	0.5	0.32597	0.022236	0.8037	75616	1.298
160	90	30	130.46	1.749	12	9.012	9.025	0.42865	0.5	0.32585	0.02222	0.80317	76139	1.297
160	90	30	130.56	1.749	12	9.012	9.032	0.42876	0.5	0.32593	0.022231	0.80485	76131	1.298
160	90	30	130.45	1.749	12	9.011	9.028	0.42852	0.5	0.32575	0.022214	0.80323	76180	1.297
160	90	30	130.55	1.749	12	9.019	9.030	0.42895	0.5	0.32608	0.022236	0.80479	75535	1.298
160	90	30	130.55	1.749	12	9.019	9.030	0.42895	0.5	0.32608	0.022236	0.80479	75535	1.298
160	90	30	130.47	1.749	12	9.010	9.035	0.42843	0.5	0.32557	0.022223	0.80403	76181	1.297
160	90	30	130.55	1.749	12	9.019	9.030	0.42895	0.5	0.32608	0.022236	0.80479	75535	1.298

MOGWO kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasında SKF 62 serisi 10 rulman seçilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması sonunda bütün rulman çaplarında elde edilen dinamik yük değerlerinin katalog değerlerini geçtiği görülmüştür. Optimum film kalınlığında da benzer bir durum söz konusudur. Optimum film kalınlığı elde etmeye yönelik yürütülen diğer çalışmalarla karşılaştırıldığında çalışmada elde edilen sonuçların daha iyi olduğu gözlenmiştir.

Çizelge 8.12’de MOGWO’nun rulman optimizasyonu çalışmalarındaki performansını gözlemlemek için incelenen 10 rulman türünde elde edilen en iyi sonuçlar katalog değerleri ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 8.12, iki hedefin de (C_d ve H_{min}) çok amaçlı optimizasyonu

için en iyi sonuçları göstermektedir. Çizelge 8.12’de de görüldüğü gibi MOGWO ile gerçekleştirilen optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen değerler katalog değerlerinin üzerindedir.

MOGWO kullanılarak yapılan optimum rulman tasarımı çalışması ile elde edilen sonuçlarla tasarlanan rulmanların yorulma ömründeki artış eşitlik 8.1 kullanılarak değerlendirilmiştir (Changsen, 1991).

$$\lambda = \left(\frac{C_{d_{gwo}}}{C_{d_{standart}}} \right)^3 \quad (8.1)$$

Burada $C_{d_{gwo}}$ MOGWO ile elde edilen değerleri $C_{d_{standart}}$ ise katalog değerlerini temsil etmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda MOGWO ile tasarlanan rulmanların yorulma ömürlerinin 1.01 ila 2.5 kat daha uzun olduğu görülmüştür (Çizelge 8.13). Optimum tasarım parametreleri ile tahmin edilen kullanım ömrü, alışlageldik değerden yaklaşık 1.24 kat fazladır.

Bu çalışmada, rulman tasarımının optimizasyonu için yeni bir optimizasyon yöntemi önerilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon problemi doğrusal olmayan ve kısıtlamalara tabi bir problemdir. Çalışmada SKF 62 serisi sabit bilyalı rulmanların dinamik kapasiteleri ve elastohidrokinamik minimum kalınlıklarını maksimize edecek iki adet amaç fonksiyonu tanımlanmıştır. Problem on tasarım değişkenine ve dokuz sınırlandırıcıya sahiptir. Optimum rulman tasarımı problemi için MOGWO (Çok amaçlı bozkurt algoritması) kullanılmıştır. Literatürde az sayıdaki rulmanların çok amaçlı optimizasyonuna MOGWO ilk defa uygulanmıştır.

Çizelge 8.12. Bütün rulman çaplarında optimum sonuçların katalog değerleri ile karşılaştırılması

Ölçüler			Tasarım Parametreleri						Sınırlandırıcılar						Dinamik Yük ve Film Kalınlığı		
D	d	B _w	D _m	D _b	Z	r _i	r _o	K _{dmin}	K _{dmax}	E	e	ζ	C _d	H _{min}	C _d Katalog (N)		
30	10	9	21.795	49.993	7	2.575	2.579	0.4415	0.5	0.31744	0.048524	0.82244	4881.4	0.19456	3580		
35	15	11	26.978	49.921	9	2.571	2.597	0.41987	0.5	0.30336	0.047839	0.78877	5891.8	0.23512	5870		
47	20	14	35.991	67.441	9	3.473	3.478	0.41647	0.49974	0.31568	0.037242	0.72315	9971.1	0.32903	9430		
62	30	16	49.183	79.983	10	4.119	4.127	0.45245	0.49998	0.30101	0.042066	0.76396	15240	0.45066	14900		
80	40	18	63.932	99.978	10	5.149	5.182	0.4014	0.49997	0.30056	0.047249	0.76885	22987	0.59959	22500		
90	50	20	72.856	99.991	12	5.149	5.187	0.41192	0.5	0.35488	0.028179	0.73052	27209	0.67099	26900		
110	60	22	89.336	12.497	12	6.436	6.482	0.41533	0.49994	0.30883	0.025608	0.65216	44298	0.84893	40300		
125	70	24	102.95	13.716	13	7.063	7.069	0.45141	0.5	0.30353	0.097213	0.80944	48743	0.9869	47600		
140	80	26	115.66	14.988	13	7.719	7.738	0.41307	0.5	0.30655	0.037572	0.82203	57030	1.115	55600		
160	90	30	130.33	17.498	12	9.011	9.026	0.42814	0.5	0.32547	0.022192	0.80167	76271	1.296	73900		

Çizelge 8.13. MOGWO sonuçları ile katalog değerlerinin yorulma ömrü açısından karşılaştırılması

Rulman No	D	d	B _w	C _d	C _{d_Katalog} (N)	λ
SKF 6200	30	10	9	4881.4	3580	2.535
SKF 6202	35	15	11	5891.8	5870	1.011
SKF 6204	47	20	14	9971.1	9430	1.181
SKF 6206	62	30	16	15240	14900	1.068
SKF 6208	80	40	18	22987	22500	1.062
SKF 6210	90	50	20	27209	26900	1.033
SKF 6212	110	60	22	44298	40300	1.317
SKF 6214	125	70	24	48743	47600	1.073
SKF 6216	140	80	26	57030	55600	1.077
SKF 6218	160	90	30	76271	73900	1.094

Tez kapsamında yürütülen optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Dinamik yük kapasitesi ve elasto hidrodinamik minimum film kalınlığı eşzamanlı olarak optimize edilmiştir,
- MOGWO ile tasarlanan rulmanların dinamik kapasitesinin standart katalog değerlerine göre daha başarılı olduğu görülmüştür,
- Elasto Hidrodinamik Film Kalınlığı için elde edilen optimum değerlerin literatürdeki benzer çalışmalardan daha iyi olduğu görülmüştür,
- MOGWO ile tasarlanan rulmanların yorulma ömürlerinin ortalama 1.24 kat daha iyi olduğu hesaplanmıştır,
- Kısıtlama denklemleri için kullanılan parametreler (KD_{min}, KD_{max}, E, e) çok dar bir aralıkta birleşmiştir.
- Dinamik kapasitenin, iç kanal eğrilik katsayısındaki değişikliklere karşı çok hassas olduğu görülmüştür.

- Çok amaçlı optimizasyonda amaç fonksiyonlarının birlikte çalıştırılması, rulman tasarımı için gerekli hedeflere ulaşmada daha dengeli bir çözüm sumuştur.

Rulmanların meta-sezgisel yaklaşımlarla optimum tasarımına yönelik gelecekte yapılacak çalışmalara yardımcı olacak öneriler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Çok amaçlı optimizasyonda amaç fonksiyonlarının birlikte çalıştırılması daha dengeli bir tasarım sürecini ortaya çıkartmıştır. Bu durum tasarlanan rulmanların veriminin artmasına yardımcı olabilir.
- Değişim cepheleri (trade-off), rulmanların dinamik - kapasitelerinin hesaplanmasının arkasındaki çeşitli parametrelerin etkilerini incelemek için kullanılabilir.
- Değişen çalışma koşullarındaki değişimler ile trade-off noktasındaki varyasyonları bulmak için parametrik çalışma yapılabilir,
- Optimum rulman tasarımı çalışmalarında rulmanların dinamik, statik yük ve EHL'nin üçünü birden ele alacak bir çalışma literatüre katkı sağlayacaktır,
- Meta-sezgisel yaklaşımlarla rulman tasarımına yönelik çalışmalar farklı rulman türlerinin tasarımında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- Akay, B. ve Karaboga, D. (2010). Artificial bee colony algorithm for large-scale problems and engineering design optimization. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 1001–1014.
- Aparna, D., Jana, R K., Venkat, S. and Prasun, B. (2018). Design optimization of deep groove ball bearings using crowding distance particle swarm optimization. *Indian Academy of Sciences*. 9.
- Ashish, J. and Tiwari R. (2018). Multi-objective optimization of spherical roller bearings based on fatigue and wear using evolutionary algorithm. *Journal of King Saud University, Engineering Sciences*. 127–131
- Asimow, M. (1966). Introduction to Engineering Design, *McGraw Hill*. 112-116.
- Babalık ve Çavdar, (2013). Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Türkiye: 493 – 498.
- Başkal, T. (2008). *Genetik Algoritma Yardımıyla Dişlilerde Optimum Modül Seçimi Ve Dişlilerin Boyutlandırılması*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Chakraborty, I., Vinay, K., Nair, S.B. and Tiwari, R. (2003). Rolling element bearing design through genetic algorithms. *Engineering Optimisation*. 649–659.
- Changsen W. (1991). Analysis of Rolling Element Bearings. *Mechanical Engineering Publications Ltd, London*. 27-32
- Choi, D.H. and Yoon, K. C. (2001). A design method of an automotive wheel bearing unit with discrete design variables using genetic algorithms. *Transactions of ASME, Journal of Tribology*. 181–187.
- Dandagwhal V. and Kalyankar, D. (2019). Design Optimization of Rolling Element Bearings Using Advanced Optimization Technique. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 1-16
- Dorigo, M. (1992). *Optimization, Learning and Natural Algorithms*. PhD thesis. Politecnico di Milano, Italy.
- Dorigo, M. and Stutzle, T. (2000). The Ant Colony Optimization Metaheuristic: Algorithms, Applications, and Advances. *Technical Report*. 32.
- Dörterler, M., Şahin, İ. ve Gökçe, H. (2018). A Grey Wolf Optimizer Approach for Optimal Weight Design Problem of the Spur Gear. *Engineering Optimization*. 1013-1027.
- Eberhart, R. C. and Kennedy, J. (1995). A new optimizer using particle swarm theory. *Proc. Sixth Intl. Symp. on Micro Machine and Human Science*. 39–43.
- Eugenio, D. (2017). Optimal design of tapered roller bearings for maximum rating life under combined loads. *Mechanics & Industry*. 112.

- Fiacco, A. and McCormick, G. P., (1964). The Sequential Unconstrained Minimization Technique for Nonlinear Programing, a Primal-Dual Method. *Management Science*. 193-395.
- Goldberg, D. (1989). Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning. *Addison-Wesley Professional*. 95-99
- Gomory, R.E, (1960). Solving linear programming problems in integers. *Combinatorial Analysis*. 211-215.
- Gupta, S., Tiwari, R. and Shivashankar, B. (2007). Multi-objective design optimisation of rolling bearings using genetic algorithms. *Mechanism and Machine Theory*. 1418–1443.
- He, S., Prempan, E. and Wu, QH. (2004). An improved particle swarm optimizer for mechanical design optimization problems. *Engineering Optimization*. 585–605.
- Heidari A., Mirjalili S., Faris, H., Aljarah, I., Mafarja, M. and Chen, H. (2019). Harris hawks optimization: Algorithm and applications. *Future Generation Computer Systems*. 849-872.
- Herrera, F., Lozano, M. and Verdegay, L. (1997). Fuzzy connectives based crossover operators to model genetic algorithms population diversity. *Fuzzy Sets System*. 21–30.
- Hirani, H., Athre, K. and Biswas, S. (2000). Comprehensive design methodology for an engine journal bearing. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*. 401–412.
- Husain, B. S. and Avinash, G. K. (2017). *Optimization of Dynamic Load Carrying Capacity of Deep Groove Ball Bearing using Jaya Algorithm*. International conference on Advances in Thermal Systems, Materials and Design Engineering. (ATSMDE 2017).
- İnternet. Temiz, V. Rulmanlı Yataklar. URL: <http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Rulmanli%20Yataklar.pdf>, Son Erişim Tarihi: 30.05.2019.
- İnternet: Alacam Rulman, URL: https://www.alacam.com.tr/urun-gruplarimiz/1003/makarali_rulman.aspx, Son Erişim Tarihi: 05/05/2019.
- İnternet: CR bearing, URL: <http://www.crsrl.com/track-roller-bearings.html>. Son Erişim Tarihi: 17/06/2019.
- İnternet: Gonzalez, R. URL: <https://www.machinedesign.com/whats-difference-between/what-s-difference-between-bearings-1>, Son Erişim Tarihi: 13/06/2019.
- İnternet: Mirjalili S. The Multi-Objective Version of the Recently Proposed Grey Wolf Optimizer. URL: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/55979-multi-objective-grey-wolf-optimizer-mogwo>, Son Erişim Tarihi: 30.05.2019.
- İnternet: Nagy, D. Design optimization. URL. <https://medium.com/generative-design/design-optimization-2ec2ba3b40f7>. Son Erişim Tarihi: 30.05.2019.

İnternet: North coast prep., URL: <https://www.northcoastprep.com/blog/studymethods>. Son Erişim Tarihi: 15.06.2019.

İnternet: Umt bearing, URL: <http://www.umbearing.com/Product>, Son Erişim Tarihi: 05/05/2019.

Kalita, K., Tiwari, R. and Kakoty, S.K. (2002). *Multi-Objective Optimisation in rolling element bearing system design*. Proceedings of the International Conference on Optimisation sigopt. 17–22.

Karush, W. (1939). *Minima of Functions of Several Variables with Inequalities as Side Conditions*, M.Sc. Thesis. Department of Mathematics. University of Chicago.

Kaya, S. ve Fırlalı, F. (2016). Çok Amaçlı Optimizasyon Probleminde Pareto Optimal Kullanımı. *Sosyal Bilimler Araştırma Dergisi*. 9-18.

Keskintürk, T. ve Söyler, H. (2006). Global Karınca Kolonisi Optimizasyonu, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. J. Fac. Eng. Arch.* 689-698.

Khachaturyan, A., Semenovskaya, S. and Vainshtein B. (1979). Statistical-Thermodynamic Approach to Determination of Structure Amplitude Phases. *Sov. Phys. Crystallography*. 519–524.

Kim, W., Kang, K., Yoon, K. and Choi, D. (2016). Design optimization of an angular contact ball bearing for the main shaft of a grinder. *Mechanism and Machine Theory*. 287-302.

Kondapalli, S., Rao, S. and Rao, D. (2014). Multi-objective Optimization of Weld Bead Geometry Parameters of Pulsed Current Micro Plasma Arc Welded AISI 304L Stainless Steel Sheets Using Enhanced Non-dominated Sorting Genetic Algorithm. *Journal of Manufacturing science and production*. 79-85.

Kuhn, H.W. ve Tucker, A.W. (1951). *Nonlinear programming*. In Proc. 2nd Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probabilistics. 481–492.

Kumar, S.K., Tiwari, R. and Prasad, P. (2009). An optimum design of crowned cylindrical roller bearings using genetic algorithms. *Trans. ASME J. Mech.* 131.

Kumar, S.K., Tiwari, R. and Reddy, R.S. (2008). Development of an optimum design methodology of cylindrical roller bearing using genetic algorithms. *Int. J. Comput. Methods Eng. Sci. Mech.* 321–341.

Lin, W.Y. (2010). Optimum design of rolling element bearings using a genetic algorithm-differential evolution (GA-DE) hybrid algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 714-721.

Maday, C. J. (1970). The Maximum Principle Approach to the Optimum One-Dimensional Journal Bearing. *ASME J. Lubr. Technol.* 482–489.

Marler, R.T. and Arora, J.S. (2004). Survey of multi-objective optimization methods for engineering. *Struct Multidisc Optim.* 369–395.

- Mendi, F., Başkal, T., Boran, K., ve Boran, F. E. (2010). Optimization of module, shaft diameter and rolling bearing for spur gear through genetic algorithm, *Expert Systems with Applications*. 8058-8064.
- Mirjalili, S., Mirjalili, S.M., and Lewis, A. (2014). Grey Wolf Optimizer. *Advances in Engineering Softwar*. 46-61.
- Mirjalili, S., Saremi, S., Mirjalili, S. M., Coelho, L. (2016). Multi-objective grey wolf optimizer: A novel algorithm for multi-criterion optimization. *Expert Systems with Applications*. 106-119.
- Muro, C., Escobedo, R., Spector, L. and Coppinger R. (2011). Wolf-pack (*Canis lupus*) hunting strategies emerge from simple rules in computational simulations. *Behav Process*. 7.
- Panda, Panda, S.N., Nanda, P. and Mishra D. (2015). Comparative Study on Optimum Design of Rolling Element Bearing. *Tribology International*.595-604
- Rao, J. S. and Tiwari, R. (2006). Design Optimization of Thrust Magnetic Bearings Using Genetic Algorithms. *7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics*. 25–28.
- Rao, R.V. and Patel, V. (2011). Multi-objective optimization of combined Brayton and inverse Brayton cycles using advanced optimization algorithms. *Engineering Optimization*. 965-983.
- Savsani, V. J., Rao, R. V. and Vakharia, D.P. (2011). Teaching–learning-based optimization: A novel method for constrained mechanical design optimization problems. *Computer-Aided Design*. 303-315.
- Seireg, A. and Ezzat, H., (1969). Optimum Design of Hydrodynamic Journal Bearings. *Journal of Lubrication Technology*. 516–523.
- Seireg, A. (1972). A Survey of Optimization of Mechanical Design. *Journal of Engineering for Industry*. 495-499.
- Shuyu, D., Dongxiao, N. and Yan, L. (2018). Daily Peak Load Forecasting Based on Complete Ensemble Empirical Mode Decomposition with Adaptive Noise and Support Vector Machine Optimized by Modified Grey Wolf Optimization Algorithm. *Energies*.163-188.
- Sobel, D.(1995). A novel antifriction device that Harrison developed for H-3 survives to the present da Longitude. *Fourth Estate*. 103.
- Söyler, H. ve Keskintürk, T. (2006). Global Karınca Kolonisi Optimizasyonu. *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*,689-698.
- Srinivas, N. and Deb, K. (1994). Muultiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms. *Evolutionary computation*. 221-248.
- Tiwari R. and Chandran, R. (2018). Optimal design of deep-groove ball bearings based on multitude of objectives using evolutionary algorithms. *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures*. 567-588.

- Tiwari R., Sunil K.K. and Reddy, R.S. (2012). An optimal design methodology of tapered roller bearings using genetic algorithms, *Int. J. Comput.Methods Eng. Sci.Mech.* 108–127.
- Tiwari, R. and Rao B.R. (2007). Optimum design of rolling element bearings using genetic algorithms. *Mechanism and Machine Theory*, 233–250.
- Tudose, L., Kulcsar, G. and Stanescu, C. (2013). Pareto approach in multi-objective optimal design of single-row cylindrical rolling bearings. *Power Transmissions Mechanismsand Machine Science.* 519-528.
- Waghole, and Tiwari, R. (2014). Optimization of needle roller bearing design using novel hybrid methods. *Mechanism and Machine Theory.* 71–85.
- Wei Y. and Chengzu R. (2010). *Optimal Design of High Speed Angular Contact Ball Bearing Using a Multiobjective Evolution Algorithm.* 2010 International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering.
- Wylie, G. M. and Maday, C. J. (1970). The Optimum One-Dimensional Hydrodynamic Gas Rayleigh Step Bearing. *ASME J. Lubr. Technol.* 504–508.
- Zadeh, L.A. (1965). Fuzzy sets. *Information and Control.* 338–353.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ŞAHİN, Tolgahan
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 20.09.1985, Ankara
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (555) 355 53 85
 e-mail : tolgahansahin85@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Endüstriyel Tasarım Müh.	Devam ediyor
Lisans	Karabük Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2015
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makine ve Res. Konst. Öğrt.	2011
Ön Lisans	Anadolu Üniversitesi / Adalet	2018
Lise	Arif Molu Anadolu Teknik Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011	Adalet Bakanlığı	Memur

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Şahin İ., Şahin T., Gökçe H. (2017). Hasarlı Dişlilerin Tersine Mühendislik Yaklaşımıyla Yeniden Oluşturulması. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 485-4952

Şahin İ., Şahin T., Eldem C., Karakaş İ., Kiraz C. and Şanlıer C. (2018). *Ergonomic Analysis With Digital Human Modelling and Design Of Vehicle Boarding Apparatus For Disabled and Elderly Individuals*. 3rd International Congress On 3d Printing Technologies Anddigital Industry 2018. 71-72

- Şahin İ., Sarı M.İ., Şahin T. (2018). Hızlı Prototipleme Yaklaşımı ile Ortez üretimi: Kaynak Araştırması. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*. 27-39
- Şahin, İ., Şahin, T., ve Gökçe, H. (2017). *İşlenmiş Helisel Yayların Tersine Mühendislik Yaklaşımıyla Yeniden Oluşturulması*. International Congress on New Trends in Science, Engineering and Technology (ICONTRENDS). 37-42
- Şahin, İ., Şahin, T., ve Gökçe H., Eren O. (2017). *Hasarlı Dişlilerin Tersine Mühendislik Yaklaşımıyla Yeniden Oluşturulması*. The 2nd International Symposium On 3D Printing Technologies. 126-134

Hobiler

Seyehat etmek, Kitap okumak, Futbol





GAZİ GELECEKTİR..