

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

SİKLOİD REDÜKTÖRLERİN ANALİZİ VE SEZGİSEL
ALGORİTMALAR KULLANILARAK AĞIRLIK
OPTİMİZASYONU

DOKTORA TEZİ

Furkan KORKMAZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet KOLİP

Ağustos 2024

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

SİKLOİD REDÜKTÖRLERİN ANALİZİ VE SEZGİSEL
ALGORİTMALAR KULLANILARAK AĞIRLIK
OPTİMİZASYONU

DOKTORA TEZİ
Furkan KORKMAZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 19/08/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Prof. Dr. Durmuş KARAYEL	BAŞARILI
Üye: Prof. Dr. Ahmet KOLİP	BAŞARILI
Üye: Prof. Dr. İbrahim SEVİM	BAŞARILI
Üye: Doç. Dr. Ömer SEÇGİN	BAŞARILI
Üye: Doç. Dr. Oğuz KOÇAR	BAŞARILI

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim

Furkan Korkmaz

19/08/2024

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Ahmet KOLİP'e,

Tez sürecimin tamamı boyunca bana kıymetli bilgilerini ve tecrübelerini paylaşan Prof. Dr. Durmuş KARAYEL, Doç. Dr. Ömer SEÇGİN, Doç. Dr. Ergun NART ve Doç. Dr. Üyesi Serkan DERELİ hocalarıma,

Tez çalışması sürecince bana maddi ve manevi desteklerini eksik etmeyen Sakarya Meslek Yüksekokulu ve Kalite Koordinatörlüğü'ndeki mesai arkadaşlarıma,

Çalışma konum ile ilgili ürünlerde bilgi edinmem için bana destek olan Hamle Mühendislik firmasına,

Bir ürün tasarlamanın ve üretmenin güzelliğini bana yaşatan, imalattaki tecrübelerini ve bilgilerini benimle her zaman paylaşan, en önemlisi aileden hissettirdikleri için İmran ÜNAL ve ailesine,

Aile desteğini bana sonuna kadar yaşatan, yoğun çalışma dönemi içerisinde bana manevi olarak desteklerini hiç eksik etmeyen, bana hayatımın birçok aşamasında yol gösteren ailelerime,

Her zaman yanımda olan, çalışmalarım için onlara ayıramadığım zamanları anlayışla karşılayan, güzel kalbi ile dualarını benden hiç eksik etmeyen eşime ve cennet kapısı evlatlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
KISALTMALAR	iv
SİMGELER	v
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	8
1.1.1. Profil Tasarımı ile İlgili Çalışmalar	8
1.1.2. Nümerik Analizler ile İlgili Çalışmalar	11
1.1.3. Optimizasyon ile İlgili Çalışmalar	13
1.2. Tezin Kapsamı.....	14
1.3. Tezin Amacı	15

BÖLÜM 2.

SİKLOİD REDÜKTÖRÜN TASARIMI VE MODELLENMESİ	16
2.1. Sikloid Redüktörlerin Bağlı İndirgenme Oranı	16
2.2. Sikloid Diskin Tasarım Parametreleri	19
2.2.1. Modül ve Profil Modifikasyon Katsayısına Bağlı Profil Tasarımı	19
2.2.2. Koordinat Sistemi Dönüşümü ile Disk-Pim İlişkisine Bağlı Profil Tasarımı	22
2.3. Sikloid Disklerde Yük Dağılımı.....	26
2.4. Sikloid Redüktörlerin Verimi	27
2.5. Sikloid Redüktör Tasarımı ve Modelleme	28

BÖLÜM 3.

OPTİMİZASYON VE PERFORMANS İYİLEŞTİRME	30
3.1. Tasarım Parametreleri	30
3.2. Amaç Fonksiyonu	30
3.2.1. Sikloid Disk Ağırlığı	31

3.2.2. Gövde Ağırlığı	32
3.2.3. Krank Ağırlığı	32
3.2.4. Pim Ağırlığı.....	33
3.3. Sınır Şartları	33
3.3.1. Sikloid Disk Üzerindeki Krank Boşlukları	33
3.3.2. Sikloid Disk Üzerindeki Açıklıklar Arasındaki Mesafe	34
3.3.3. Rulman Makaraları	35
3.3.4. Disk Kalınlığı.....	35
3.3.5. Disk Profili Yapısı	35
3.3.6. Modifikasyon Katsayısı	35
3.3.7. Referans Pim Dağılım Çemberi	36
3.3.8. Disk ile Pimler Arasındaki Temas Gerilmesi	36
3.4. Sezgisel Optimizasyon Algoritmaları	36
3.4.1. Parçacık Sürü Optimizasyonu	37
3.4.2. Kuantum Parçacık Sürü Optimizasyonu	37
3.4.3. Algoritma Performansları ve Elde Edilen Değerler	38

BÖLÜM 4.	
NÜMERİK ANALİZ VE SİMÜLASYON.....	41
4.1. Temel Tasarım Nümerik Analiz Modelinin Oluşturulması	44
4.2. PSO ve QPSO Tasarımların Nümerik Analiz Modellerinin Oluşturulması....	45

BÖLÜM 5.	
BULGULAR VE TARTIŞMA.....	47
5.1. Yük Dağılımları.....	47
5.2. Nümerik Analiz ve Simülasyon Sonuçları	48
5.2.1. Temel Tasarım Nümerik Analizi ve Simülasyonu.....	48
5.2.2. Optimize Edilmiş Tasarımların Nümerik Analizleri ve Simülasyonları..	49
5.3. Ağırlıkların Karşılaştırılması.....	53

BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	54

KAYNAKLAR	56
EKLER.....	64

KISALTMALAR

AGV	: Automated Guided Vehicle
CSA	: Crow Search Algorithm
NSGA	: Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm
PSO	: Parçacık Sürü Optimizasyonu
QPSO	: Kuantum Parçacık Sürü Optimizasyonu
RV	: Rotate Vector
TLBO	: Teaching-Learning-Based Optimization

SİMGELER

r_c^*	: Yarıçap düzeltme katsayısı
Z_{g1}, Z_3	: Planet dişli diş sayısı
Z_{g2}, Z_1	: Sikloid diskteki diş sayısı
E_e	: Eşlenik elastik modülü (MPa)
r_{w1}	: Sikloid disk sanal dönme çember yarıçapı (mm)
r_{w2}	: Pim dişlinin sanal dönme çember yarıçapı (mm)
$\rho_{e_{min}}$: Minimum eğrilik yarıçapı (mm)
ρ_i	: i. pimdeki eğrilik yarıçapı (mm)
σ_{HP}	: Maksimum temas gerilmesi sınırı (MPa)
ω_{H1}	: Planet dişlilerin güneş dişli etrafındaki açısal hızı (rad/s)
ω_{H2}	: Sikloid mekanizması giriş açısal hızı (rad/s)
ω_{g1}	: Planet mekanizması çıkış açısal hızı (rad/s)
ω_{g2}	: Krankların tarafsız eksen etrafındaki açısal hızı (rad/s)
ω_v	: Redüktör çıkış açısal hızı (rad/s)
ΔZ	: Pim ve lob sayısı farkı
B	: Disk et kalınlığı (mm)
D_b	: Disk ortalama çapı (mm)
D_c	: Disk diş dibi çapı (mm)
D_k	: Ön-arka kapak bağlantı boşluğu çapı (mm)
D_s	: Giriş mili disk boşluğu çapı (mm)
D_u	: Krank boşluğu çapı (mm)
D_{we}	: Rulman makara çapı (mm)
d_z	: Pim çapı (mm)
D_z	: Referans pim çemberinin çapı (mm)
e	: Eksantriklik (mm)
F_{max}	: En yüksek temas kuvveti (N)
H_1	: Planet mekanizmasının referans çerçevesi

H_2	: Sikloid mekanizmasının gövdesi
i	: Aktarma oranı
K_1	: Modifikasyon katsayısı
L_{we}	: Rulman makara uzunluğu (mm)
m	: Modül (mm)
R	: İndirgenme oranı
r_1, r_m	: Modül çemberi yarıçapı (mm)
r_c	: Profil oluşturma çemberi yarıçapı (mm)
r_o	: Teorik diş profili oluşturma çemberinin yarıçapı (mm)
r_p, R_z	: Pim referans çemberi yarıçapı (mm)
r_{rp}, r_z	: Pim yarıçapı (mm)
T_{in}	: Redüktör giriş torku (Nmm)
T_{out}	: Redüktör çıkış torku (Nmm)
x	: Modifikasyon katsayısı
X	: Profil modifikasyon değeri (mm)
x_c, y_c	: Sikloid profil koordinat sistemi (S_c)
x_f, y_f	: Genel uzay koordinat sistemi (S_f)
x_p, y_p	: Pim koordinat sistemi (S_p)
Z_a, Z_4	: Güneş dişli diş sayısı
Z_b, Z_2	: Pim sayısı
Z_k	: Krank sayısı
ϵ	: Rulman dış bilezik uygunluk katsayısı
ρ	: Yoğunluk (N/mm^3)
ω	: Açısal hız (rad/s)

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1: Temel tasarım parametreleri	28
Tablo 3.1: 20MnCr5'in mekanik özellikleri	36
Tablo 3.2: Tasarım parametrelerinin başlangıç, PSO ve QPSO değerleri	40
Tablo 5.1: Tasarımlarda oluşan en yüksek Hertz Basıncı değerleri.....	48
Tablo 5.2: Geleneksel dişliler için emniyet katsayısı kabulleri	52
Tablo 5.3: Redüktör tasarımları için oluşan emniyet katsayısı değerleri.....	53



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1: Harmonik redüktör parçaları: (a) Dairesel mil; (b) Esnek mil; (c) Dalga jeneratörü	2
Şekil 1.2: Harmonik redüktör hareket iletim aşamaları	3
Şekil 1.3: Evolvent dişlilerde diş boşluğu ve kavrama doğrusu	4
Şekil 1.4: Robotik alanında sikloid redüktör kullanımı örnekleri.....	4
Şekil 1.5: Sikloid redüktör kullanım alanları örnekleri: (a) CNC tezgahı eksenleri; (b) Fikstür eksenleri; (c) AGV robot tekerleri; (d) Sağlık tarama cihazlarının eksenleri.....	5
Şekil 1.6: Merkezden eksantrik mekanizma şeması	6
Şekil 1.7: Merkezden eksantrik sikloid redüktör hareket aktarım şeması	6
Şekil 1.8: Planet-sikloid disk mekanizma şeması	7
Şekil 1.9: RV sikloid redüktör aktarım şeması	7
Şekil 2.1: RV redüktörlerin tahrik sistemi	16
Şekil 2.2: Uygulama yöntemine bağlı olarak indirgenme oranı hesabı (Nabtesco, 2019).....	19
Şekil 2.3: Teorik ve gerçek profil oluşumu.....	20
Şekil 2.4: Diş profili düzeltme faktörünün diş formlarına etkisi	21
Şekil 2.5: Pim-disk temas noktası ve koordinat sistemleri tanımlaması.....	23
Şekil 2.6 : Pim uzayında pim-disk temas noktasının koordinatları.....	23
Şekil 2.7: Disk-pim ilişkisine bağlı profil örneği.....	25
Şekil 2.8: Disk-pim ilişkisine bağlı profil örneğinde pimlerin yerleştirilmiş görünümü	25
Şekil 2.10: Sikloid redüktör tasarımının yapısı ve elemanları	29
Şekil 3.1: Sikloid disk parametreleri.....	31
Şekil 3.2: Gövde parametreleri	32
Şekil 3.3: Krank parametreleri	33
Şekil 3.4: Açıklıklar arası mesafelerin tanımlanması	34
Şekil 3.5: PSO ve QPSO optimizasyon çıktısı.....	39
Şekil 3.6: Algoritmaların 50 farklı deneylerine ait karşılaştırma sonuçları	39
Şekil 3.7: Algoritmaların 50 farklı deneylerine ait ortalama, en küçük ve en büyük değer karşılaştırması	40
Şekil 4.1: Modellerdeki “Rigid Body” tanımlaması	42
Şekil 4.2: Güneş dişli ile planet dişliler arasındaki etkileşim tanımlaması.....	42
Şekil 4.3: Disk ile pimler arasındaki etkileşim tanımlaması.....	43
Şekil 4.4: Direnç momenti tanımlanması.....	43
Şekil 4.5: Temel tasarımın sonlu elemanlar analizi modeli	44
Şekil 4.6: Temel tasarımın mesh yapısı	45
Şekil 4.7: a) PSO, b) QPSO tasarımlarının sonlu elemanlar analizi modeli	46
Şekil 4.8: a) PSO, b) QPSO tasarımlarının mesh yapıları.....	46
Şekil 5.1: Karşılaştırmalı yük dağılımı grafiği.....	47
Şekil 5.2: Tasarımlara ait Hertz Basıncı dağılımı	48

Şekil 5.3: Temel tasarıma ait sikloid diskte meydana gelen gerilmeler.....	49
Şekil 5.4: Temel tasarım maksimum gerilme bölgesi.....	49
Şekil 5.5: a) PSO modeli gerilme dağılımı ve b) PSO en yüksek gerilme oluşum bölgesi.....	50
Şekil 5.6: a) QPSO modeli gerilme dağılımı ve b) QPSO en yüksek gerilme oluşum bölgesi.....	50
Şekil 5.7: Disk yüzeyi boyunca tanımlanan yol örneği.....	51
Şekil 5.8: Tüm tasarımlarda disk yüzeyi boyunca oluşan gerilmeler	52
Şekil 5.9: Tasarım ağırlıklarının karşılaştırmalı değerleri	53
Şekil 5.10: Sikloid disk ağırlıklarının karşılaştırma grafiği	53



SİKLOİD REDÜKTÖRLERİN ANALİZİ VE SEZGİSEL ALGORİTMALAR KULLANILARAK AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

ÖZET

Mekanik sistemlerden talep edilen hassasiyet ve verimlilik teknolojik gelişmelere paralel olarak artmaktadır. Bir CNC mekanizması, fikstür, robot kol ya da uydu merkezi gibi birçok teknolojik ürün yüksek tork ve hassasiyet talep etmektedir. Tork ve hassasiyet, mekanik sistemler için güç ve hareket iletim sistemlerinin bir parçası olan redüktörlerin yapısına oldukça bağlıdır. Bu nedenle sikloid redüktör gibi hassas redüktör sınıfındaki redüktörlere ihtiyaç duyulmaktadır. Sikloid redüktörler kompakt yapıları, aktarım oranları, hassasiyetleri ve ömürleri sebebi ile oldukça avantajlıdır.

Tasarım parametrelerinin standart olmaması, parametrelerin birbirleri ile bağlantılı olması ve genellikle bileşen olarak standart ekipmanların kullanılmaması nedeni ile sikloid redüktörlerin tasarımı oldukça zordur. Tasarım parametrelerine genellikle literatürde belirtilmiş olan kabuller ve yaklaşımlar üzerinden karar verilerek ürün elde edilmektedir. Bu bakımdan mevcut sikloid redüktörler hassasiyet, verimlilik ve hatta yapısal bakımdan oldukça farklılık göstermektedir. Diğer taraftan sikloid redüktörlerin kullanım alanları göz önüne alındığında, enerji verimliliği, maliyet ve performans bakımından ağırlık optimizasyonu da büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, redüktörlerde ağırlık azaltılması amaçlanmış ve yaygın olarak kullanılan RV sikloid redüktör seçilmiştir. Öncelikle seçilen RV sikloid redüktör için temel tasarımına karşılık gelen bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan temel tasarım üzerinde iki sezgisel algoritma esas alınarak ağırlığı azaltmaya yönelik optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Algoritma olarak Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) ve Kuantum Parçacık Sürü Optimizasyonu (QPSO) tasarım problemine ayrı ayrı uygulanmış ve performansları karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte optimizasyon çalışmasından elde edilen tasarım parametreleri kullanılarak PSO ve QPSO modelleri oluşturulmuştur. Temel tasarım modeli dahil, elde edilen her üç model sonlu elemanlar analizine (SEA) tabi tutulmuş ve kısıtların kontrolü ve kısıt olarak tanımlanamayan bölgelerin değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde QPSO'nun optimizasyon testlerinde PSO'ya göre daha tutarlı sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. SEA sonucunda her iki tasarımda da en yüksek gerilmelerin pim-disk temas bölgelerinde gerçekleştiği ve oluşan gerilmelerin emniyetli bir bölgede olduğu belirlenmiştir. Optimizasyon çalışması sonucu, PSO ile yapılan optimizasyonun temel tasarımın ağırlığını %33,3 oranında, QPSO ile yapılan optimizasyonun ise %33,8 oranında azalttığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sikloid Redüktör, Ağırlık Optimizasyonu, Sonlu Elemanlar Analizi, Sezgisel Optimizasyon, PSO, KPSO

ANALYSIS OF CYCLOID REDUCERS AND WEIGHT OPTIMIZATION USING HEURISTIC ALGORITHMS

ABSTRACT

The demand for precision and efficiency in mechanical systems is increasing in parallel with technological advancements. Many technological products such as CNC machine tools, fixtures, robotic arms or satellite centers demand high torque and precision. Torque and precision are provided by gearboxes, which are part of the power and motion transmission systems for mechanical systems. Therefore, there is need precision gearbox such as cycloidal reducer. Cycloidal reducers are quite advantageous due to their compact structure, transmission ratios, precision, and lifespan.

The design of cycloidal reducers is quite challenging due to the non-standard nature of design parameters, their interconnections, and the common use of non-standard equipment components. Decisions on design parameters are typically made based on assumptions and approaches mentioned in the literature. In this respect, existing cycloidal reducers vary significantly in terms of precision, efficiency, and even structural aspects. Considering the application areas of cycloidal reducers, weight optimization is also of great importance in terms of energy efficiency, cost, and performance.

In this study, weight reduction in reducers was aimed, and the commonly used RV cycloidal reducer was selected. First, a model corresponding to the basic design of the selected RV cycloidal reducer was created. Optimization studies aimed at reducing weight were conducted based on two heuristic algorithms using the created basic design. Particle Swarm Optimization (PSO) and Quantum Particle Swarm Optimization (QPSO) were separately applied to the design problem, and their performances were compared. Additionally, using the design parameters obtained from the optimization studies, PSO and QPSO models were created. Including the basic design model, all three models were subjected to Finite Element Analysis (FEA), and the control of constraints and evaluation of areas that could not be defined as constraints were carried out.

When the obtained results were evaluated, it was determined that QPSO provided more consistent results in optimization tests compared to PSO. The highest stresses in both designs were observed in the pin-disk contact areas, and the stresses were within a safe range. As a result of the optimization study, it was determined that the optimization with PSO reduced the weight of the basic design by 33.3%, while the optimization with QPSO reduced it by 33.8%.

Keywords: Cycloid Reducer, Weight Optimization, Finite Element Analysis, Heuristic Optimization, PSO, QPSO

BÖLÜM 1. GİRİŞ

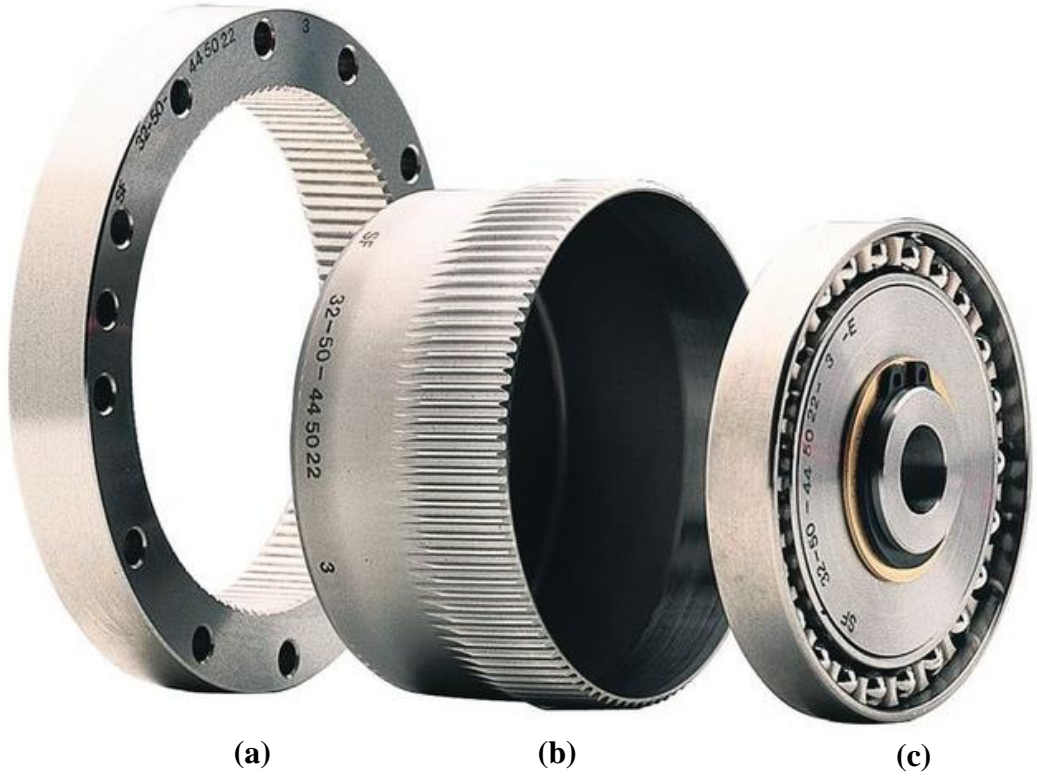
Redüktörler, sistemin gereksinimlerine göre belli oranlarda hız ve tork değerlerinin ayarlanmasını sağlayan mekanizmalardır. Dişli kutusu olarak ifade edilebilen bu mekanizmalar otomotiv, tekstil, gıda, savunma, uzay gibi sektörlerde kullanılmaktadır. Bu sektörlerde vites kutularında, ağır iş makinaları gövdelerinin sabit bir palet üzerinde dönmesinde, kaynak fikstürlerinin konumlandırılmasında, robot kollarda, imalat tezgahlarında, üretim hatlarında ve daha birçok alanda kullanılmaktadır (Liang ve diğ., 2018).

Redüktörler ile ilgili talepler kullanım alanlarına göre değişiklik göstermektedir. Talepleri başlıca; ömür, maliyet, aktarım oranı, boşluk, boyut ve ağırlık oluşturmaktadır (Huang ve diğ., 2019; Pham ve Ahn, 2018). Bu talepleri göz önüne alarak farklı ihtiyaçları karşılamak adına farklı redüktör tasarımları üzerinde çalışılmaktadır. Teknolojideki gelişmelerin sonucu yüksek verimli, düşük boşluklu ve yüksek aktarım oranlarına sahip kompakt yapıda redüktörlere ihtiyaç duyulmaya başlanmıştır (Neagoe ve diğ., 2008; Phu Do ve diğ., 2015).

Planet dişli mekanizması ile sonsuz vida ve karşılık dişlisi redüktörleri standart olmaları sebebi ile düşük maliyet ve tedarik kolaylığına sahiptir. Bu nedenle yüksek çevrim oranına sahip redüktörler içinde en çok tercih edilen dişli mekanizmalarıdır. Ancak yüksek hassasiyet ve yüksek tork değerleri talep eden sektörlerde bu iki redüktör grubu ihtiyaca yeterli cevabı verememektedir (Kumar, 2015; Pham ve Ahn, 2017). Bu nedenle hassas redüktörler üzerine çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Özellikle robotik alanının makine-imalat, ulaşım, sağlık ve savunma sanayi gibi sektörlerde önemli derecede yaygınlaşması hassas redüktör ihtiyacını arttırmıştır (Pham ve Ahn, 2018; Qiu ve diğ., 2023). Çalışmalar ile birlikte Wolfrom PGT ve LiveDrive özel hassas redüktörler ortaya çıkmıştır (García ve diğ., 2020). Ancak bu redüktörler harmonik ve sikloid redüktörler kadar ön plana çıkamamış ve yaygınlaşamamıştır.

Harmonik redüktörler sıfır boşluklu redüktörler olarak tanımlanmaktadır (HarmonicDrive, 2017). Bu özellikleri nedeni ile yüksek hassasiyetli proseslerde tercih edilirler. Ancak harmonik redüktörler sıfır boşluk özelliklerine sahip olsa da bazı sikloid redüktör modellerinin sağlamış olduğu aktarım oranına erişememekte ve aksel doğrultuda daha fazla alana ihtiyaç duyabilmektedir. Bununla birlikte maliyetlerinin fazla olması, montaj hassasiyetleri ve lojistik imkanlarının da kısıtlı olmaları da dezavantajları olarak sayılmaktadır (Sensinger ve Lipsey, 2012).

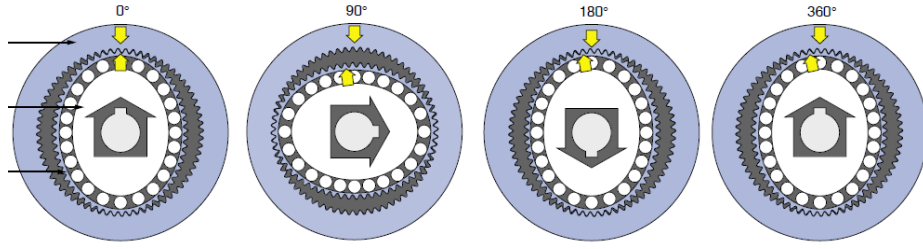
Şekil 1.1’de harmonik redüktörü meydana getiren parçalar görülmektedir. Bunlar; Şekil 1.1(a) dalga jeneratörü, Şekil 1.1(b) esnek mil ve Şekil 1.1(c) dairesel mildir. Dalga jeneratörü eliptik bir yapıya sahiptir ve içerisinde özel bir rulman bulunmaktadır. Esnek mil ise dalga jeneratörüne monte edilerek esnek yapısı ve dışında bulunan dişler ile farklı açılarda temas gerçekleştirmektedir.



Şekil 1.1: Harmonik redüktör parçaları: (a) Dairesel mil; (b) Esnek mil; (c) Dalga jeneratörü (Gravagno, 2017).

Şekil 1.2’de görüldüğü gibi esnek mil üzerinde bulunan dişler radyal olarak esneme özelliği sayesinde dairesel milde bulunan dişler ile farklı açılarda teması sağlamaktadır. Radyal temas dişlerin %20-%30’u arasında gerçekleşmektedir. Bu temas yüksek tork

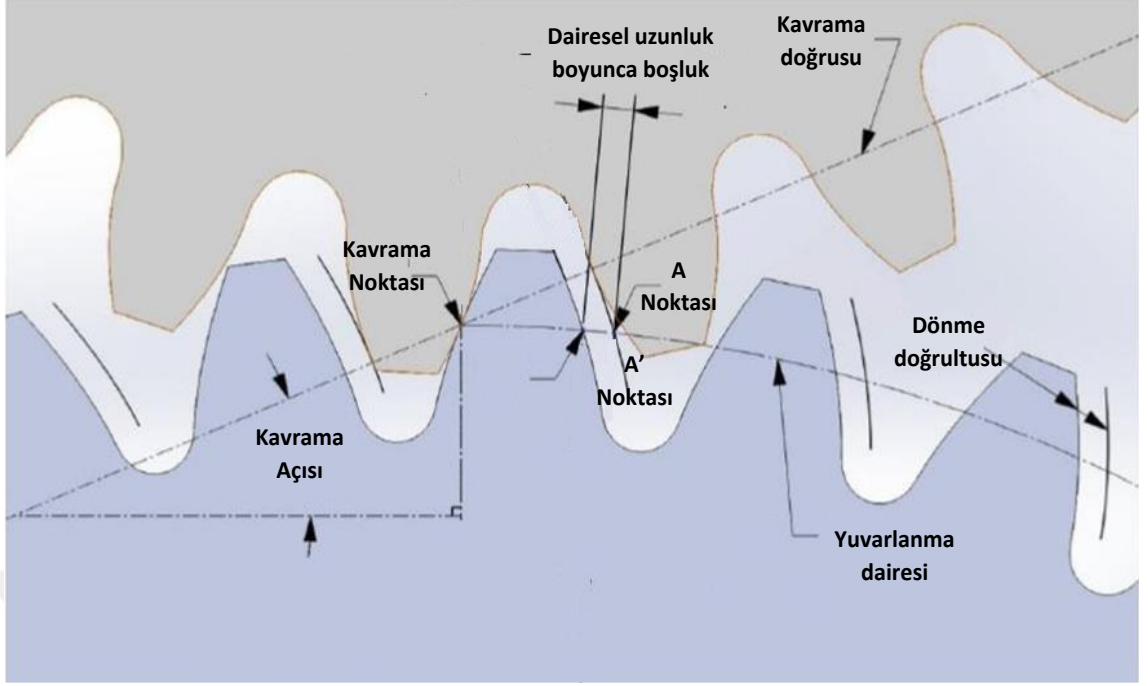
aktarımına imkan sağlamaktadır. Dairesel mildeki diş sayısı esnek mildeki diş sayısından 2 eksiktir. Bunun nedeni esnek mil ve dairesel mildeki dişlerin harmonik hareket esnasında temaslarının sağlanmasıdır. Dalga jeneratörünün bir tam dönüşünde esnek mil yalnızca iki diş kadar ilerleme kateder ve bu hareketi dalga jeneratörünün tersi yönünde gerçekleştirir (Gravagno, 2017).



Şekil 1.2: Harmonik redüktör hareket iletim aşamaları(Clements ve Mullins, 2010).

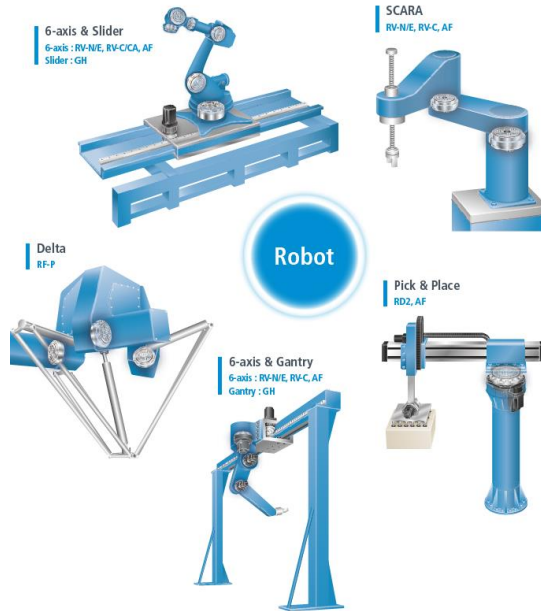
Üretimlerinin yaygın olması, montaj kolaylığı ve ulaşabileceği aktarma oranları nedeni ile evolvent profile sahip dişlilerden oluşan planet redüktörler en yaygın kullanıma sahip olan redüktörlerdir. Ancak planet redüktörler ani darbelere karşı mukavemet ve dişler arasındaki yük dağılımı yönünden oldukça zayıftırlar. Ayrıca bu redüktörlerdeki boşluk oranları hassas redüktörlere nazaran oldukça yüksek olmaktadır. Redüktörlerdeki boşluklar birim sisteminde arcmin ile ifade edilmektedir. Arcmin ifadesi derecenin 1/60'ı olan dakika cinsinden açısal mesafeyi belirtilmektedir. Planet dişlilerdeki boşluk değeri en fazla 5 arcmin seviyelerin düşürülebilirken sikloid redüktörlerde 1,5 arcmin değerine kadar düşürülebilmektedir. Bununla birlikte titreşim ve gürültülü çalışmalarını da bir diğer dezavantajlarıdır (Pham ve Ahn, 2018).

Evolvent profile sahip olan planet redüktörlerde boşluk oluşumu temelde iki sebepten oluşmaktadır. Bunlardan ilki karşılıklı birbiri ile çalışan dişlilerde birleşme (bağlanma) durumunun oluşmasını engellemek için dişler arasında kaymadan dönme hareketini sağlamak için dişler arasında bir miktar boşluk bırakılması ihtiyacıdır (Şekil 1.3). Diğer önemli bir durum ise döndüren ve döndürülen prensibinde dişlerin birbirine teması ile dişlerin ilerlemesinin sağlanmasıdır. Bu esnada aşınma ve pitting (koparma) problemlerinin ortaya çıkmaması için yağ filmi oluşturma ihtiyacı oluşur. Bu nedenle dişler arasında yağ filmi boşluğu bırakılması önemlidir (Yang ve diğ., 2021).



Şekil 1.3: Evolvent dişlilerde diş boşluğu ve kavrama doğrusu (Karba ve diğ., 2022).

Sikloid redüktörler düşük boşluk, yüksek aktarım oranları ve kompakt yapıları ile hassas redüktörler sınıfına girmektedir. Robotik alanında sikloid redüktör kullanım örnekleri Şekil 1.4’de verilmiştir.



Şekil 1.4: Robotik alanında sikloid redüktör kullanımı örnekleri (Nabtesco, 2020).

Sikloid redüktörlerin robotik alanı dışındaki kullanımında oldukça yaygındır (Gong ve diğ., 2023; Jiang ve diğ., 2020). Bunlardan bazıları Şekil 1.5’de verilmiştir.

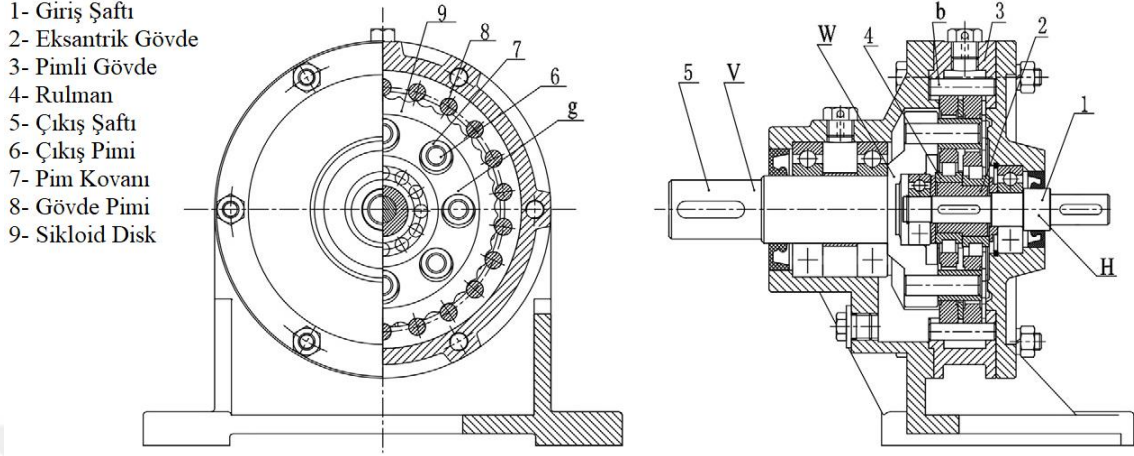


Şekil 1.5: Sikloid redüktör kullanım alanları örnekleri: (a) CNC tezgahı eksenleri; (b) Fikstür eksenleri; (c) AGV robot tekerleri; (d) Sağlık tarama cihazlarının eksenleri (Nabtesco, 2020).

Dünyada yaygın olarak Nabtesco, Sumitomo ve Spinea markalarına ait sikloid redüktörler kullanılmaktadır (Pham ve Ahn, 2018). Şekil 1.6’da olduğu gibi merkezden tek eksantriklik ile ya da Şekil 1.8’de belirtildiği gibi birden fazla eksantriklik ile sikloid diske eksantrik hareket sağlanabilmektedir. Sikloid redüktörler ile ilgili farklı patent veya faydalı modele sebep olan tasarımların çoğu sikloid disk tarafından arttırılan torkun iletim mekanizmalarıdır. Sumitomo firmasının geliştirdiği sikloid redüktörlerde Şekil 1.6’daki gibi çıkış kapağında bulunan pimlerin sikloid disk tarafından döndürülmesi ile tork çıkışa iletilir. Nabtesco firmasının geliştirdiği sikloid redüktörlerde ise Şekil 1.8’de verilmiş olan eksantrik kranklar aracılığı ile çıkışa torku iletmektedir (Kumar, 2015). Spinea firmasının tasarımında ise sikloid diskler üzerinde bulunan kollar aracılığı ile diske paralel olan bir kapağı döndürerek torku iletmektedir (Spinie, 2017).

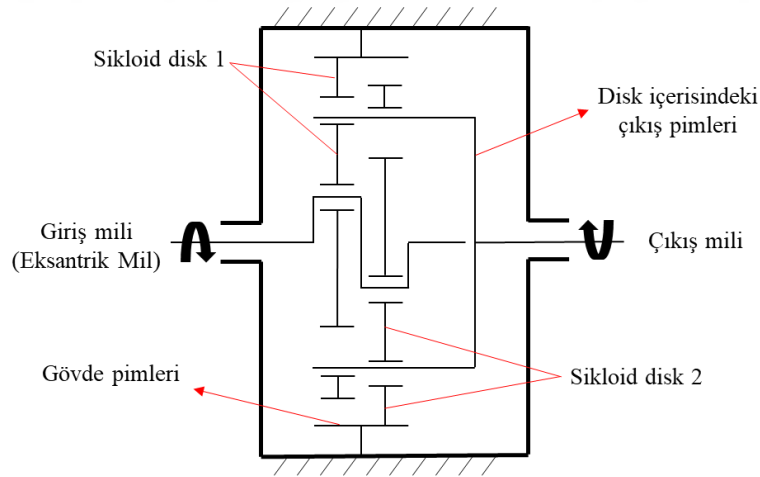
Şekil 1.6’da örnek görseli verilmiş olan merkezden eksantrik sikloid redüktör modellerinde giriş şaftı (1) ile redüktöre aktarılan yüksek hızlı hareket eksantrik rulman ya da eksantrik bir krank (2) ile birlikte sikloid disk ya da disklerle (9) aktarılmaktadır. Bu sayede sikloid diskler dairesel hareket ile eksantrik hareketi aynı anda gerçekleştirmektedir. Sikloid diskin eksantrik hareketi esnasında sabit pimleri (3-8) zorlaması sonucunda kendi üzerinde oluşan direnç momentini çıkış kapağına ya da direkt

olarak çıkış miline (5) bağlı olan çıkış pimlerine (6) aktarmaktadır. Bu sayede çıkış miline aktarılan tork değeri artırılmış olur (Wang ve diğ., 2016).



Şekil 1.6: Merkezden eksantrik mekanizma şeması (Wang ve diğ., 2016).

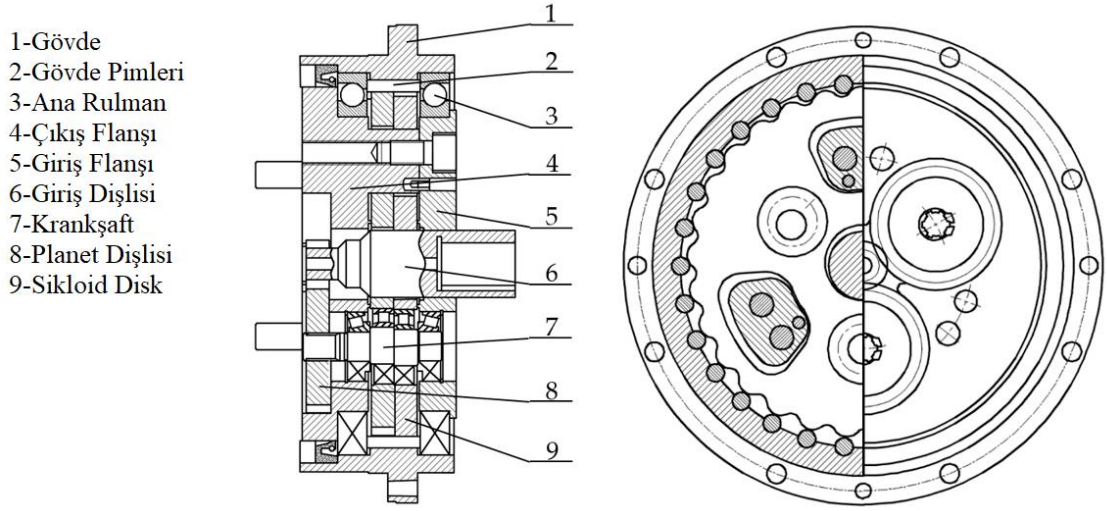
Merkezden eksantrik sikloid redüktörler için aktarım şeması Şekil 1.7’de verilmiştir. Genellikle çift diskli olarak kullanılan bu redüktörler birbirine zıt konumlandırılmış diskler sayesinde boşluk oluşumu ile ani yüklenme durumlarındaki geri tepmelerin önüne geçilmiş olmaktadır (Liu ve diğ., 2021).



Şekil 1.7: Merkezden eksantrik sikloid redüktör hareket aktarım şeması (Liu ve diğ., 2021).

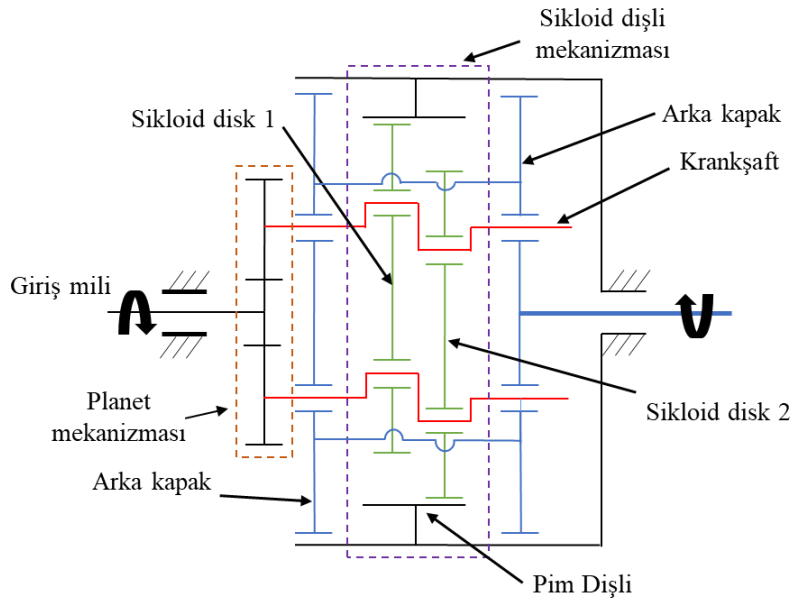
Şekil 1.8’de verilmiş olan mekanizmadaki sikloid redüktörde Şekil 1.6’den farklı olarak planet mekanizması ve iki ya da daha fazla sayıda eksantrik krank bulunmaktadır. En önemli avantajı planet mekanizması ile birlikte aktarım oranının yüksek oranlara çıkabilmesidir. Bununla birlikte planet mekanizması sayesinde aktarılan torkun

kranklara dağılması olası krank hasarlarının da önüne geçmektedir. Bu redüktör tipi RV (rotate vector – dönen vektör) sikloid redüktör olarak ifade edilmektedir.



Şekil 1.8: Planet-sikloid disk mekanizma şeması (Hu ve diğ., 2020).

RV sikloid redüktörlerin aktarım şeması Şekil 1.9’da olduğu iki kademededen oluşmaktadır. Krankşaftların kendi eksenini etrafında dönmesi ile sikloid disklere hareket aktarılırken merkezden eksantrik redüktörlerdeki çıkış pimlerinin yerini krankların kendisi almaktadır ve ön-arka kapaklara çıkış torkunu krankların kendileri global eksen etrafında dönerek aktarır (Zhao ve diğ., 2024).



Şekil 1.9: RV sikloid redüktör aktarım şeması (Yang ve diğ., 2021).

1.1. Literatür Araştırması

Sikloid redüktörler için en önemli tasarım kriteri disk profilinin oluşturulmasıdır. Bu nedenle bu alanda birçok çalışma gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sikloid redüktörler yüksek çevrim oranlarına sahip olmaları nedeni ile de yüksek gerilme değerleri altında çalışmaktadır. Redüktörde oluşan gerilmelerin durumunu incelemek için bir diğer çalışma alanı ise redüktörün sonlu eleman analizlerinin yapılmasıdır. Elde edilen tasarımlar üzerinde boyut, ağırlık ve boşluk değerlerini azaltmak adına ya da yük taşıma kapasitelerinin artırılması için optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu başlıklar dışında sistemin kapasitesini arttırmak ve boşlukları gidermek adına aktarım mekanizmasının modifikasyonu ve boşluk azaltıcı ek tedbirler üzerinde de çalışmalar gerçekleştirilmektedir (Korkmaz ve Karayel, 2023; Maccioni ve diğ., 2023; Song ve diğ., 2014).

Literatür çalışması esnasında sikloid redüktörler üzerine yapılan çalışmalar temel itibari ile şu ana başlıklarda toplanmaktadır;

- Profil Tasarımı ve Hesaplamaları
- Nümerik Analizler
- Optimizasyon

1.1.1. Profil Tasarımı ile İlgili Çalışmalar

Sikloid redüktörlerin profil tasarımı üzerine yapılan çalışmalar daha çok hassas redüktörler için en önemli kriter olan boşlukları azaltma üzerine yoğunlaşmıştır. Bunun için modifikasyon değerlerinin ya da imalat yöntemlerinden doğacak olası hataların matematiksel modellemesi üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Alipiev (1988), modül ve modifikasyon değerlerine bağlı olarak sikloid disk geometrisinin oluşumunu matematiksel olarak modellemiştir. Matematiksel modeli oluşturan parametrelerin arasındaki ilişkileri açıklamıştır (Alipiev, 1988b).

Borislavov ve arkadaşları (2012) ile Yawei ve arkadaşları (2012) bir proje kapsamında yaptıkları çalışmalarda Bulgarca yazılmış olan Alipiev'in çalışmasını İngilizce olarak özetleyerek tekrar tanımlamış ve sikloid redüktörü oluşturan parçaları ayrı ayrı tasarlamıştır (Borislavov ve diğ., 2012; Yawei ve Yuanzhe, 2012).

Uzun (2019) tez çalışmasında, Alipiev'in tanımlamış olduğu matematiksel denklemlerde bulunan Profil Düzeltme Faktörü'nün dişlere gelen yüklere olan etkisini incelemiştir. 0 ile 1 arasında değiştirilen Profil Düzeltme Faktörü'nün profile olan etkisi nedeni ile kuvvet dağılımına lineer bir etkisi olmadığı tespit edilmiş ve en iyi kuvvet dağılımını 0,8 değerinde elde ettiğini belirtmiştir (Uzun, 2019).

Sikloid disk profillerini oluşturmak için kullanılan modül, modifikasyon değeri, modifikasyon katsayısı ve profil düzeltme faktörü değerlerinin yaklaşımlar yapılarak aralıklar verilmesine rağmen standartlaştırılamaması tasarımda esneklik sağlarken profile karar vermeyi zorlaştırmaktadır. Bu nedenle profil oluşturma ve profil modifikasyon denklemleri üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Bunun üzerine kartezyen koordinat sistemindeki dönüşümlerden faydalanarak oluşturulan matematiksel denklemler profil oluşturmadaki parametrelerin tanımlanmasını kolaylaştırmıştır. Bu çalışmalarda oluşturulan matematiksel denklem pim yarıçapına, pimlerin dağıldığı referans çemberin yarıçapına, pim sayısı ve eksantrik değerine bağlıdır. Modifikasyon işlemi ise daha çok pim ve pim referans çemberinin yarıçapındaki değişiklikler ile sağlanmaktadır (Li ve diğ., 2020; Lin ve diğ., 2014; Ren ve diğ., 2017; Xu ve diğ., 2019; Yan ve Lai, 2002). Hu ve arkadaşları (2020) ise oluşabilecek boşluğa karşı sistemin duyarlılığını azaltmak için "elastik hata telafisi" ismini verdikleri bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yapmış oldukları çalışma sonucunda elde ettikleri sonuçlara göre profilde yapılan modifikasyonların temas performansını önemli seviyede arttırdığını bildirmişlerdir (Hu ve diğ., 2020).

Redüktörden beklenen indirgenme oranına bağlı olarak sikloid redüktörün pim ve lob sayılarına karar verilmektedir. Genel bir kabul olarak pim ve lob sayısı arasındaki fark (Δz) 1 olarak alınmaktadır. Tsai ve arkadaşları (2017) pim ile lob arasındaki farkın 2 olması durumunda oluşacak temas gerilmelerini nümerik olarak değerlendirmiş ve farkın 1 olduğu disk profili ile karşılaştırmıştır. Doğru eksantriklik ve pim çapı seçiminde $\Delta z=2$ olan tasarımların temas gerilmeleri yönünden avantaj sağlayabileceğini belirtmişlerdir. Ancak profilin evolvent profile benzemesi nedeni ile boşlukların önemli derecede artacağı ve ani yüklemelerin olacağını vurgulamışlardır (Tsai ve diğ., 2017).

Sikloid profiller modifikasyon işlemlerine tabi tutularak iyileştirilmiş olsa da redüktörlerdeki boşlukların oluşmasındaki temel sebep imalat sürecindeki hatalardır. Li ve arkadaşları (2020), oluşturdukları test mekanizması ile birlikte farklı geometriler

üzerinde testler gerçekleştirmişlerdir. Bu testlerin amacı profillerdeki imalat hatalarının pim-sikloid disk arasındaki kuvvet iletimine olan etkisini incelemektir. Testler sonucunda elde ettikleri sonuçlara göre imalat esnasında oluşan hatve hataları boşluk oluşumunda en büyük etkiye sahip olan hatalardır. Bu durumun mekanizmadaki verimin düşmesinin en büyük nedeni olduğu vurgulanmıştır. İmalat hataları nedeniyle oluşan hatalardan bir diğeri de dış profili hatalarıdır. Dış profilindeki hatalar boşluk ya da mekanizmanın çalışmaması anlamına gelmektedir. Dış profilinde oluşan boşlu, aynı anda pimlerden sikloid diske kuvvet iletimi sağlaması gereken lobların (diskteki lobların yarısı) sayısının azalması anlamına gelmektedir. Bu durum verimin düşmesine aynı zamanda da titreşim ve gürültüye sebebiyet vermektedir (Li ve diğ., 2020). Ayrıca yüzey kalitesini arttırmak için gerek üreticiler tarafından gerekse literatürden tespit edildiği üzere disk profillerinin, krank ve pim yuvalarının CNC taşlama tezgahları ile hassas bir şekilde üretilmesi gerektiği vurgulanmıştır (Blagojevic ve diğ., 2018; Li ve diğ., 2020; Liu ve diğ., 2017; Xu ve diğ., 2016).

Wang ve arkadaşları (2019), sikloid redüktörler profil modifikasyon katsayısının verime olan etkisini yağlama analizi gerçekleştirerek karşılaştırmıştır. Modifikasyon (öteleme) işleminin temas verimine neredeyse hiç etki etmediğini ancak modifikasyon katsayısının artması ile teorik temas veriminin arttığını tespit etmişlerdir (Wang ve diğ., 2019).

Yang ve arkadaşları (2021) RV sikloid redüktörler için analitik hata modelini oluşturmuşlardır. Bu model redüktör sisteminin kinematik modelini temel almaktadır. Elde etmiş oldukları kinematik denklemler ile üretilmiş bir ürünün ölçümlerinin karşılaştırılması ile başarılı sonuçlar elde etmiş olduklarını beyan etmişlerdir (Yang ve diğ., 2021).

Chang ve arkadaşları (2021), aşırı yükleme durumu altındaki boşluk hassasiyeti üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Özellikle yatakta oluşan boşlukların yatak ve disk içerisindeki pim boşluklarının temas özellikleri üzerindeki etkilerini analiz etmeyi amaçlamışlardır. Yatak boşluklarının çıkış pimlerine etki eden yükleri önemli ölçüde artırdığını ve diskteki pim boşluğuna bağlı olan iletim hatalarını çok daha yükselttiğini vurgulamışlardır (Chang ve diğ., 2021).

1.1.2. Nümerik Analizler ile İlgili Çalışmalar

Robotik teknolojisinde özellikle hassasiyetin yüksek olması nedeni ile sikloid redüktörler üzerine yapılan araştırmalarda kapsam genişletilerek nümerik analizler ve performans testleri gerçekleştirilmektedir.

Blagovic ve arkadaşları (2016) tasarladığı çift kademeli sikloid redüktörü öncelikli olarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmiş, daha sonra da deneysel bir çalışma ile temas gerilmelerini değerlendirmiştir. Sonlu elemanlar analizi yönteminde boşluklarında dikkate alınması sonucu diş sayısının yaklaşık üçte birinin eşzamanlı olarak pimler ile temas halinde bulunması sayesinde kısa süreli büyük şok yüklerini absorbe edebilmede başarılı olduğunu ve bu sayede çalışma koşulları altında güvenilir bir performans sergilediği tespit edilmiştir (Blagojevic ve Matejic, 2016).

Chang ve arkadaşları (2021), boşluk ve geri-tepme durumlarının sikloid redüktörlerdeki kuvvet karakteristiğine olan etkisini incelemiştir. Özellikle yataklarda oluşan boşlukların yük karakteristiğine olan etkisini inceleyen Chang ve arkadaşları kapsamı genişleterek pim-disk ve pim-pim yuvası arasındaki kuvvet dağılımını da profilleri 3 farklı şekilde modifiye ederek karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda ise rulmanlarda bulunan boşlukların rulmanlara gelen yükten daha çok çıkış pimlerine gelen yükü etkilediğini belirtmiştir. Ayrıca bu çalışmada rulman boşluklarının gövde de bulunan pim yatakları ile pimler arasındaki kuvvet dağılımına neredeyse hiçbir etkisi olmadığı ancak pimlerin uç noktalarındaki aktarım hatalarına oldukça yüksek etkisi olduğu vurgulanmıştır (Chang ve diğ., 2021).

Wei ve arkadaşları (2019), RV sikloid redüktörlerin planet dişlileri üzerine bir sonlu elemanlar analizi çalışması gerçekleştirmişlerdir. Teorik hesaplamalar ile sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen sonuçlar arasında %10 oranında bir fark olduğunu belirtmişlerdir. Planet mekanizmadaki bileşenlerin lokal ve global koordinat sistemindeki rotasyonel hareketleri nedeni ile analitik hesaplarının zor olduğunu ve sonlu elemanlar analizinin bunun için önemli bir avantaja sahip olduğunu belirtmişlerdir (Wei ve diğ., 2019).

Zeng ve arkadaşları (2018) yapmış oldukları çalışmada nümerik analiz işlemlerini yalnızca gövde pimleri ile sikloid diskler arasında yapmanın hatalı veriler ortaya çıkarabileceğini, ek olarak pim yuvaları ile eksantrik krankların da analize dahil edilmesi

gerektiğini vurgulamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre de en kritik gerilmelerin sikloid disk ile eksantrik krankın temas noktalarında gerçekleştiği, ayrıca pimlerde oluşan gerilmelerin periyodik olarak değiştiği ve en yüksek kuvvet aktarımının iki diskin tam simetrik olduğu durumlarda söz konusu olduğu belirtilmiştir (Zeng ve diğ., 2018).

Sikloid redüktör ile ilgili yapılan çalışmalarda malzeme olarak en çok 20MnCr5-6 ile 20CrMo tercih edilmiştir (Biernacki, 2021; Blagojevic ve diğ., 2014; Yawei ve Yuanzhe, 2012). Song ve arkadaşları (2019), RV sikloid redüktörler üzerine yaptığı sonlu elemanlar analizinde malzeme olarak krank haricinde 20CrMo malzeme tercih etmiştir. Analiz sonucunda disk-pim ve kranklarda oluşan temas gerilmeleri ve eşdeğer gerilmelerin malzemenin emniyet değerlerine göre oldukça düşük olduğunu tespit etmiştir. Bu nedenle tasarım ve üretim için gerilmelerin odaklanması gereken konu olmadığını belirtmişlerdir. Bunun yerine özellikle sikloid diskin sertliğinin hassasiyet için oldukça önemli olduğu ve esas olarak bu konuya odaklanması gerektiği belirtilmiştir (L. Song ve diğ., 2019).

Redüktörler için kurulmuş olan test sistemlerinde genellikle burulma direnci, yük kapasitesi, verim ve boşluklar ölçülmektedir (Z. Qiu & Xue, 2021). Gelişen ihtiyaçlar ve hassasiyetin artması ile sistemde oluşan sıcaklıkların ölçülmesi de özellikle hassas redüktörler için önemli bir parametre haline gelmiştir. Bunun sebebi güç kaybı ile yağ filmi oluşumunun gerekli olduğu yerlerde filmin bozulmasına sebebiyet vererek aşınma oranını arttırmasıdır (Bo ve diğ., 2016; Concli ve diğ., 2019; Gong ve diğ., 2023; Han ve diğ., 2021). Ayrıca sistemin titreşim durumunun incelenmesi de önem arz etmektedir. Bu sayede çalışma ortamındaki ve farklı frekanslarda oluşturduğu davranışlar gözlemlenebilmektedir (Chen ve diğ., 2018; Wang ve diğ., 2021).

Hassas redüktörlerin test sistemleri yüksek hassasiyet gerektirmektedir. Ayrıca farklı parametreler nedeni ile oldukça kapsamlı testlere ihtiyaç duymaktadırlar. Bu nedenle test sistemlerinin maaliyetleri oldukça yüksektir. Bunu göz önüne alarak Thube ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada sikloid redüktör testlerinin sanal ortamda sonlu eleman analizi yöntemi kullanılarak yapılıp yapılamayacağını sorgulamış ve bunun için bir model oluşturarak çalışmalarında tanımlamışlardır. Sonlu elemanlar analizi ile test sisteminden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda analiz ve test sonuçlarının

örtüşmesi nedeni ile redüktör tasarımlarının doğrulanmasında sonlu elemanlar yönteminin kullanılabileceğini vurgulamışlardır (Thube ve Bobak, 2012).

1.1.3. Optimizasyon ile İlgili Çalışmalar

Sikloid redüktörlerdeki tasarım parametrelerinin çok fazla olması, birbirleri ile ilişkili olmaları ve hassas bir aralıkta ayarlanmasından dolayı optimizasyon çalışmaları redüktör tasarımında önemli bir yer kazanmıştır. Sikloid redüktörlerde optimizasyon çalışmaları genellikle boyut küçültme ve verimi arttırmak amacı ile kullanılmaktadır.

Han ve Li (2012), sikloid redüktörün boyutunu küçültmek adına optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Redüktörün her bir parçasının ağırlığını matematiksel olarak modellemiş ve daha sonra sınır koşullarına bağlı olarak sistemin ağırlığını %14,17 oranında azalttıklarını belirtmişlerdir (Han ve diğ., 2012).

Qiu ve arkadaşları (2023) yapmış oldukları çalışmada verimi amaç fonksiyonu olarak tanımlamışlar ve Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) algoritmasını kullanmışlardır. Elde edilen tasarım ile temel tasarımı sistemde oluşan sıcaklık ve verim yönünden karşılaştırmışlardır (Qiu ve diğ., 2023).

Zhang ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmalarda çok amaçlı optimizasyon problemlerinde tercih edilen Baskılanmayan Sıralama Algoritmasını (non-dominated sorting algorithm - NSGA-II) kullanmışlardır. Bu algoritma pareto çizgisine daha yakın olan bireyi diğer bir bireye göre baskın olarak kabul etmektedir. Çalışmalarında öncelikle eksantrik rulmanların yük taşıma kapasitesini arttırmak için optimizasyon işlemlerini kullanmış ve sonuçları sonlu elemanlar analizi ile doğrulamışlardır (Zhang ve diğ., 2022). Diğer çalışmalarında ise verimi arttırmayı ve ağırlığı azaltmayı hedeflemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda optimizasyon yöntemlerinin başarılı bir şekilde ağırlığı azalttığını ve verimi arttırdığını belirtmişlerdir (Zhang ve diğ., 2022).

Huang ve arkadaşları (2020) çalışmalarında eksantrik rulmanlara özel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada rulman boyutları ile birlikte rulman içerisindeki fiç tipi makaraların profilleri de parametre olarak tanımlanmıştır. Kargo Arama Algoritmasını (Crow Search Algorithm - CSA) kullanarak eksantrik rulmanların ömrünün arttığını bildirmişlerdir (Huang ve diğ., 2020).

Wang ve arkadaşları (2016) çalışmalarında diğer çalışmalara benzer olarak hacmi azaltırken verimi arttırmak amacı ile optimizasyon işlemini uygulamışlardır. Bunun için genetik algoritmayı kullanmışlardır. Oluşturdukları temel tasarımı optimizasyon sonrasında hacimsel olarak %32,51 azaltırken verimi %3,79 oranında arttırdıklarını beyan etmişlerdir (Wang ve diğ., 2016).

Kostic ve arkadaşları (2018), Öğretme-Öğrenme Tabanlı Optimizasyon (Teaching-Learning-Based Optimization - TLBO) algoritmasını kullanarak sikloid diskin bir pim ile tam kavrama durumundaki temas durumunda imalat toleransları nedeni ile diğer pimlerin disk ile mesafesini hesaplamışlardır. Bu sayede matematiksel profil denklemleri ile oluşturulan profillerin üretim sonrasında imalat toleransları ile nasıl bir boşluk oluşturacağını tahmin edebileceklerini belirtmişlerdir (Kostić ve diğ., 2018).

Gao ve arkadaşları (2024), yapmış oldukları çalışmada sikloid redüktörlerde önemli bir ekipman olan eksantrik rulmanların çalışma ömrünü iyileştirmek için optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Amaç fonksiyonu olarak hacmi ve temas gerilimini azaltırken burulma direncini arttırmayı tanımlamışlardır. Tasarıma etki eden parametreleri tanımlamış ve yük dağılımına odaklanarak optimizasyon işlemlerini gerçekleştirmiştir. Sonrasında elde etmiş oldukları iyileştirme sonuçlarını sonlu elemanlar analizi yöntemi ile karşılaştırmışlardır (Gao ve diğ., 2024).

1.2. Tezin Kapsamı

Tez çalışması kapsamında; Bölüm 2’de planet mekanizmalı sikloid redüktörlerin temel parçası olan sikloid disklerin tasarımı ve tasarım parametreleri tanımlanmıştır. Bölüm 3’de sezgisel optimizasyon algoritmaları, amaç fonksiyonları ve kısıt denklemleri tanımlanmıştır. Bölüm 2’de tanımlanmış olan tasarım parametreleri ile birlikte oluşturulan temel tasarım Bölüm 3’deki algoritmalar ile birlikte optimize edilmiştir. Elde edilen yeni değerler ile birlikte yeni tasarımlar gerçekleştirilmiş ve optimizasyon işlemlerinin doğrulanması için Bölüm 4’de sonlu elemanlar analizi yöntemi ile simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

1.3. Tezin Amacı

Sikloid redüktörlerde kullanılan elemanlar ile temel eleman olan sikloid disk tasarımındaki parametrelerin standart olmaması nedeni ile redüktörün tasarımında yaklaşım ve tecrübeler kullanılmaktadır. Sezgisel algoritmaların kullanılması ile standart olmayan tasarım parametreleri belirlenmiş amaç fonksiyonu ve kısıt denklemleri esas alınarak iyileştirilecektir. Bu sayede redüktör tasarımında ihtiyaç olan tork ve boyut kısıtlarına bağlı olarak geometri oluşturulabilecektir.

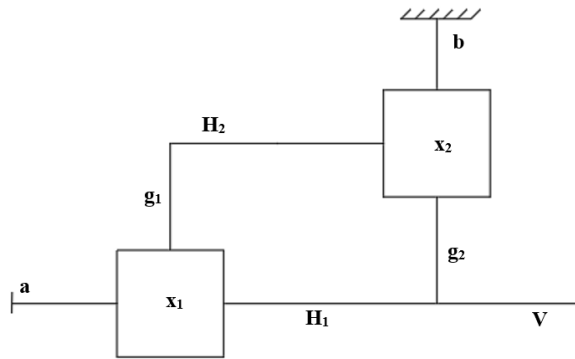


BÖLÜM 2. SIKLOİD REDÜKTÖRÜN TASARIMI VE MODELLENMESİ

Sikloid redüktörleri oluşturan temel parça sikloid disklerdir. Diğer parçaların boyutlandırılmasına sikloid disk tasarımına göre karar verilmektedir. Öncelikli olarak talep edilen aktarım oranına göre diskte bulunan lob sayısına ve pimlerin sayısına karar verilir. Bunun için Bölüm 2.1’de standart indirgenme oranlarından farklı olan RV sikloid redüktörlerin bağıl indirgenme oranından bahsedilmiştir. Lob sayısı belirlenmiş olan sikloid disk için profil yapısı oldukça önemlidir. Redüktördeki boşluk miktarı profil yapısına bağlıdır. Bölüm 2.2’de profil oluşturmada kullanılan yaklaşımlar aktarılmaktadır. Bölüm 2.3’de seçilen malzeme ve profili oluşturan parametrelere göre diskte oluşan yük dağılımının teorik tanımlaması yapılmıştır. Son olarak Bölüm 2.4’de tez çalışmasındaki temel sikloid redüktör ve parametre değerleri verilmiştir.

2.1. Sikloid Redüktörlerin Bağıl İndirgenme Oranı

İki kademeli olarak ifade edilen planet mekanizmalı sikloid redüktörlerde aktarım oranı bağıl olarak hesaplanmaktadır. İki kademeli olmaları sayesinde bağıl indirgenme oranları oldukça yüksek oranlara ulaşabilmektedir. Rao’ya göre tahrik sistemi Şekil 2.1’deki gibi şematize edilebilmektedir (Rao, 2011).



Şekil 2.1: RV redüktörlerin tahrik sistemi (Rao, 2011).

x_1 ile belirtilmiş olan planet mekanizmasının aktarma oranı Denklem 2.1’de verilmiştir. Burada ifadenin negatif olarak belirtilmiş olmasının sebebi planet mekanizmasına göre ters yönde dönüyor olmasıdır;

$$i_{ag_1}^{H_1} = \frac{\omega_a - \omega_{H_1}}{\omega_{g_1} - \omega_{H_1}} = \frac{\omega_a}{\omega_{g_1}} (\omega_{H_1} = 0) = -\frac{z_{g_1}}{z_a} = -\frac{z_3}{z_4} \quad (2.1)$$

$i_{ag_1}^{H_1}$: Pim dişliye göre güneş dişli ve planet dişli bağlı aktarma oranı

$z_a = z_4$: Güneş dişli diş sayısı

$z_{g_1} = z_3$: Planet dişli diş sayısı

ω_a : Güneş dişli açısal hızı (rad/s)

ω_{g_1} : Planet dişli açısal hızı (rad/s)

ω_{H_1} : Pim dişli açısal hızı (rad/s, $\omega_{H_1} = 0$)

Planet mekanizmasının çıkışı planet dişliler ile eş eksenli olarak monte edilmiş olan krankşaftlar üzerinden gerçekleştirilmektedir. Aynı zamanda krankşaftlar ikinci kademeyi oluşturan sikloid mekanizmasının girişini yani tahrik mekanizmasını oluşturmaktadır. Bu nedenle planet mekanizmasının çıkış açısal hızı (ω_{g_1}) ile sikloid mekanizmasının giriş açısal hızı (ω_{H_2}) eşittir;

$$\omega_{g_1} = \omega_{H_2} \quad (2.2)$$

Şekil 2.1’de x_2 ile belirtilmiş olan sikloid mekanizması için aktarma oranı Denklem 2.3’de verilmiştir;

$$i_{bg_2}^{H_2} = \frac{z_{g_2}}{z_b} = \frac{z_1}{z_2} \quad (2.3)$$

$i_{bg_2}^{H_2}$: Sikloid mekanizmasının gövdesine göre pim dişli ve sikloid dişli bağlı aktarım oranı

$z_b = z_2$: Pim sayısı

$z_{g_2} = z_1$: Sikloid diskteki diş sayısı

Planet mekanizmalı sikloid redüktörlerde planet dişlilerin güneş dişli etrafındaki açısal hızı (ω_{H_1}), krankları tarafsız eksen etrafındaki açısal hızı (ω_{g_2}) ve redüktörden alınan çıkışın açısal hızı (ω_v) Denklem 2.4’de belirtildiği gibi birbirine eşittir;

$$\omega_{g_2} = \omega_{H_1} = \omega_v \quad (2.4)$$

Redüktörün tamamı için bağıl aktarma oranı Denklem 2.5'deki gibi ifade edilebilir;

$$i_{top} = i_{av}^b \quad (2.5)$$

Bağıl aktarma oranı bağıntıları kullanılarak ifadeyi Denklem 2.1 ve Denklem 2.5'de elde edilen değerlere benzetmek için Denklem 2.6'daki işlem sırası ile uygulanır;

$$i_{av}^b = 1 - i_{ab}^v = 1 - (i_{aH_2}^v \times i_{H_2b}^v) \quad (2.6)$$

Denklem 2.6'da elde edilmiş olan $i_{aH_2}^v$ aktarma oranı Denklem 2.1, 2.2 ve 2.4 tekrar dikkate alınarak yazıldığı takdirde Denklem 2.7 elde edilmektedir;

$$i_{aH_2}^v = \frac{\omega_a - \omega_v}{\omega_{H_2} - \omega_v} = \frac{\omega_a - \omega_{H_1}}{\omega_{g_1} - \omega_{H_1}} = i_{ag_1}^{H_1} \quad (2.7)$$

Denklem 2.6'da ifade edilmiş olan bir diğer değer ise $i_{H_2b}^v$ aktarma oranıdır. Denklem 2.7'de yapıldığı gibi bu değeri de Denklem 2.2, 2.3 ve 2.4'den faydalanarak dönüştürdüğümüz takdirde Denklem 2.8 elde edilmektedir;

$$i_{H_2b}^v = \frac{w_{H_2} - w_v}{w_b - w_v} = \frac{w_{H_2} - w_{g_2}}{w_b - w_{g_2}} = i_{H_2b}^{g_2} \quad (2.8)$$

Denklem 2.8'de elde edilmiş olan $i_{H_2b}^{g_2}$ değerini bağıl aktarma oranı bağıntıları ve sikloid dişlilerde pim sayısının sikloid disk diş sayısının bir fazlası olması kabulüne göre tekrar değerlendirildiğinde Denklem 2.9'daki şekilde yazılmaktadır;

$$i_{H_2b}^{g_2} = \frac{1}{1 - i_{bg_2}^{H_2}} = \frac{1}{1 - \frac{z_{g_2}}{z_b}} = z_b \quad (2.9)$$

Denklem 2.7 ve 2.9'da elde edilmiş değerleri toplam aktarma oranı denklemi olan Denklem 2.6'da yerine yazdığımızda Denklem 2.10'daki gibi bir aktarma oranı ortaya çıkmaktadır;

$$R = 1 - \left(-\frac{z_{g_1}}{z_a} \times z_b \right) = 1 + \frac{z_3}{z_4} \times z_2 \quad (2.10)$$

Sikloid redüktörlerin önemli bir avantajı da sistem içerisinde farklı şekilde kullanılarak aktarım yöntemine bağlı olarak çok farklı indirgenme oranları elde edilmesini sağlamasıdır. Redüktörün aktarma yöntemine göre Denklem 2.10'da verilmiş olan aktarım değeri ile birlikte indirgenme oranının farklı hesaplama yöntemleri Şekil 2.2'de verilmiştir (Rao, 2011).

Giriş Bölümü	Güneş Dişli	Güneş Dişli	Gövde
Sabit Bölüm	Gövde	Kapak	Güneş Dişli
Çıkış Bölümü	Kapak	Gövde	Kapak

Şekil 2.2: Uygulama yöntemine bağlı olarak indirgenme oranı hesabı (Nabtesco, 2019).

2.2. Sikloid Diskin Tasarım Parametreleri

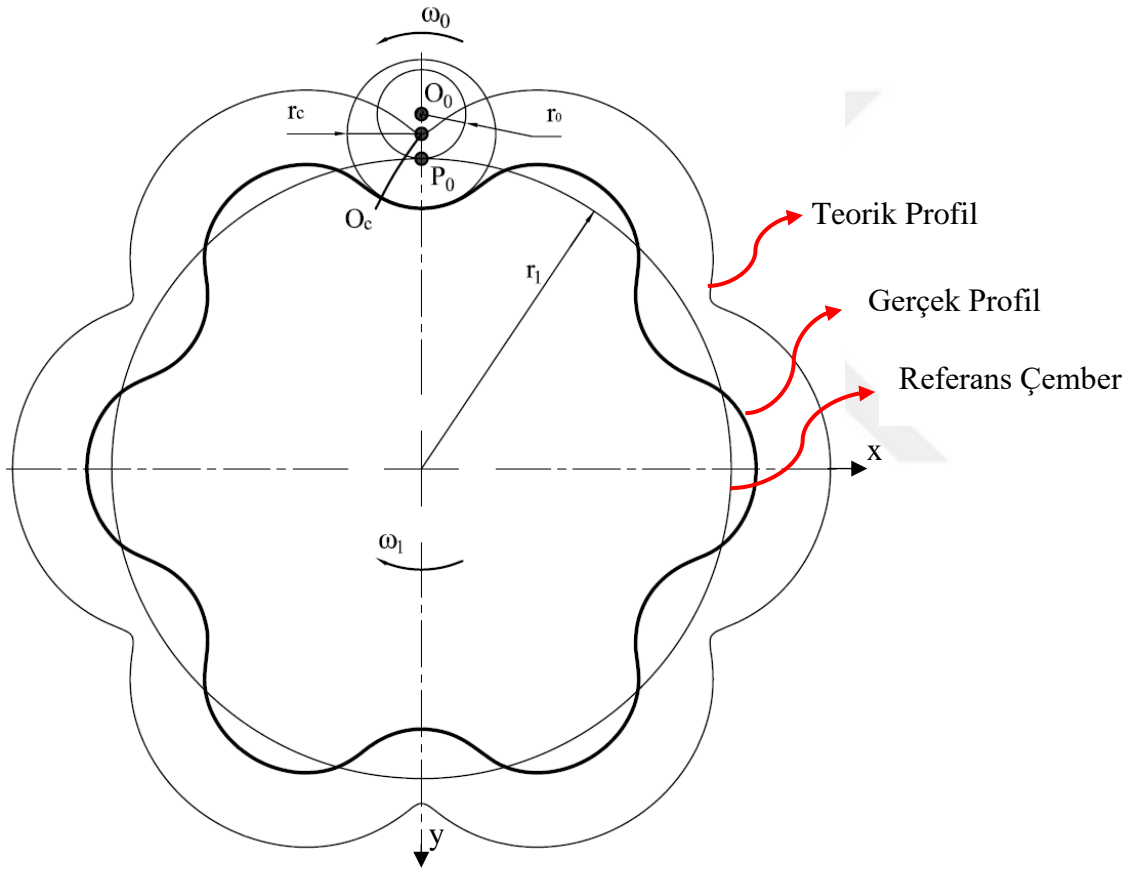
Sikloid disk profilini oluşturan iki farklı denklem tanımlanmaktadır. Bunlardan ilkinde profil, modül (m) ve profil modifikasyon katsayısına (X) göre tanımlama yapılmaktadır. İkinci yöntemde ise pim uzayı ile disk uzayı arasında koordinat sistemlerinin dönüşümleri ile disk-pim temas noktasının takibine göre profil tanımlanmaktadır. Diski oluşturan parametreler krank çaplarını, yatakları, gövde ve kapakların boyutlarını belirlemektedir. Bu nedenle sikloid redüktörlerin tasarımında öncelikli olarak disk tasarımı gerçekleştirilir.

Sikloid redüktörlerdeki boşluk genellikle imalat teknolojisi ve profil tasarımına bağlı olarak gerçekleşmektedir. İmalatta günümüz teknolojisi için artık kabul görmüş olan teknoloji, hassas bir yüzey işleme imkanı sağlaması nedeni ile taşlama teknolojisidir. Ancak profilin oluşturulması ve modifikasyonu ile ilgili akademik çalışmalar devam etmektedir. Bu kapsamda her iki profil tasarımı denkleminde de modifikasyon katsayısı tanımlanmaktadır.

2.2.1. Modül ve Profil Modifikasyon Katsayısına Bağlı Profil Tasarımı

Alipiev (1988) yapmış olduğu çalışmada teorik ve gerçek profil olarak tanımlamış olduğu sikloid diski oluşturan parametreleri açıklamıştır (Alipiev, 1988b). Buna göre Şekil 2.3'de görülen O_0 merkezli bir r_0 yarıçapına sahip olan çember r_1 yarıçapına sahip referans çember üzerinde kaymadan dönerek ilerlemektedir (Borislovov ve diğ., 2012). O_0 merkezli çemberin merkezinden X mesafesinde bulunan ve bir noktanın O_0 merkezli

çemberin kaymadan dönerek ilerlemesi esnasında oluşturduğu eğri Teorik Diş Profili olarak ifade edilir. O_0 merkezinden X mesafesindeki noktayı kendine merkez olarak alan (O_c) r_c yarıçapındaki bir çember oluşturulur. Bu çemberin merkezi teorik profil ile çakışık ve teorik profili merkeze alarak kaymadan dönerek ilerlemesi sonucu oluşan profil ise Gerçek (Çalışan) Diş Profili olarak ifade edilmektedir. Teorik Profilin görevi Gerçek Profile referans oluşturmaktır. Teorik Profili merkez alan pim yarıçapına (r_c) bağlı olarak Gerçek Profil meydana getirilir. Üretim sonucunda ortaya çıkan disk profili de Gerçek Profildir. Hesaplamalar ve analizler bu profil üzerinden gerçekleştirilmektedir.



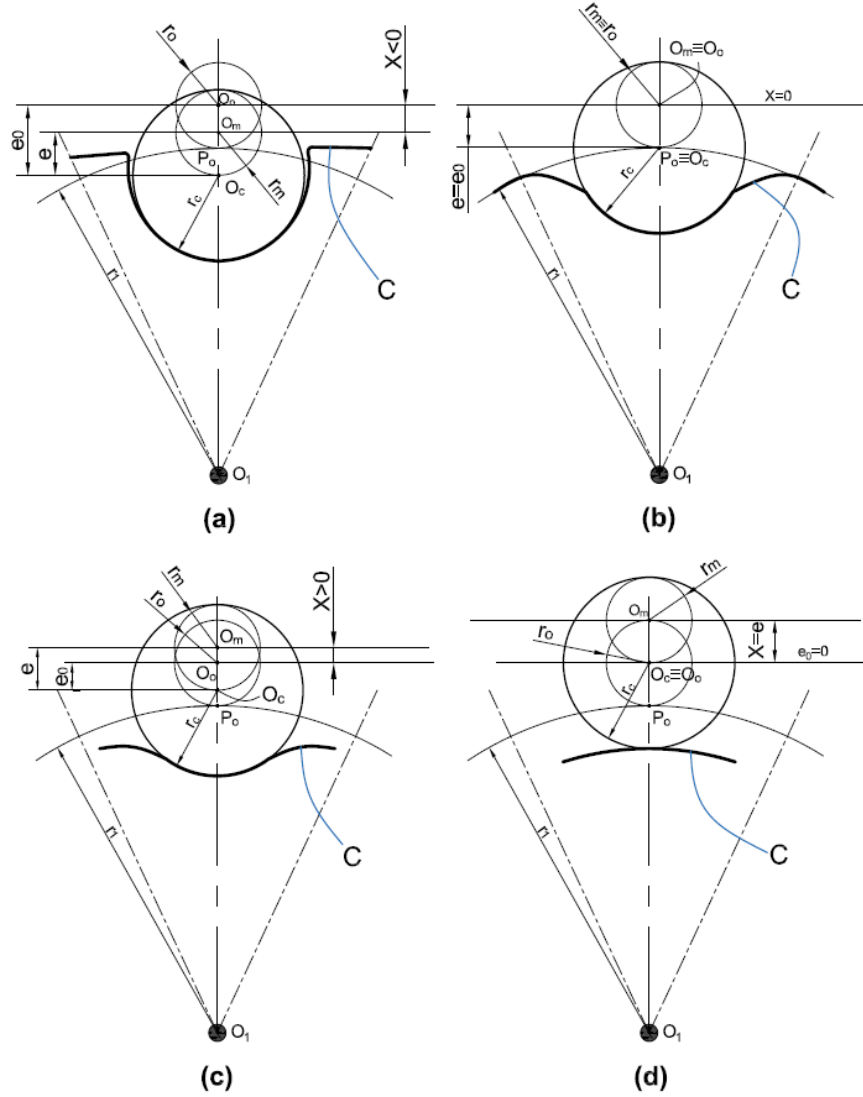
Şekil 2.3: Teorik ve gerçek profil oluşumu .

Modifikasyon değerine (X) bağlı olarak 4 adet profil oluşma durumu vardır. Modifikasyon değeri $\overline{O_m P_0}$ (e) ve $\overline{O_0 O_c}$ (e_0) arasındaki farkı belirtmektedir ve bu durum Denklem 2.11'de verilmiştir;

$$X = e - e_0 \quad (2.11)$$

Modifikasyon değerinin değişimi ile ortaya çıkan profiller sırası ile Şekil 2.4'de verilmiş olan (a) Genişletilmiş; (b) Normal; (c) Kısıtlanmış profillerdir. Şekil 2.4(d)'de ise X değerinin e ile eşit hale gelmesi ile normal bir çember ortaya çıkacağı gözlemlenmektedir.

Bu formlar arasında sikloid disk tasarımı ve imalatında kullanılan form Şekil 2.4(c)'de belirtilmiş olan kısaltılmış sikloid profildir (Alipiev, 1988b).



Şekil 2.4: Diş profili düzeltme faktörünün diş formlarına etkisi (Alipiev, 1988b).

Şekil 2.4'de r_m yarıçapına sahip olan O_m merkezli çember modül çemberi olarak ifade edilmektedir. r_c yarıçapına sahip olan O_c merkezli çember ise profil oluşturma çemberi olarak ifade edilmektedir. r_c değeri, profil oluşturma çemberinin yarıçap düzeltme katsayısının (r_c^*) modül değeri ile çarpılması ile Denklem 2.12'deki gibi hesaplanmaktadır;

$$r_c = r_c^* \times m \quad (2.12)$$

r_c^* değeri literatürdeki tanımlamalarda 1 olarak alınmaktadır (Alipiev, 1988a). Profilin hassas olarak modifikasyona ihtiyaca duyduğu durumlarda bu değer 1'den farklı alınabilir.

Teorik diş profili, gerçek diş profilini oluşturmak için referans olarak kullanıldığı gibi modül çemberi de profil oluşturma çemberinin referansı olarak kullanılmaktadır. Modül değeri, evolvent dişlilerde olduğu gibi sikloid profili ve diğer değişkenleri direkt olarak etkilemektedir. Modül çemberinin yarıçapı ile sikloid profili oluşturmada kullanılacak olan modül değeri arasındaki ilişki Denklem 2.13'deki şekildedir;

$$m=2r_0 \quad (2.13)$$

Aynı zamanda modül çemberinin yarıçapı eksantriklik (e) değerine eşittir (Denklem 2.14);

$$e=\frac{m}{2} \quad (2.14)$$

Modifikasyon değeri, modifikasyon katsayısı (x) ve modül değerlerine göre gösterdiği değişimler Denklem 2.15'e ile ifade edilmektedir. Modifikasyon değerinin kısaltılmış profile uygun olması için $0 < x < 1$ olmalıdır;

$$X=x \left(\frac{m}{2} \right) \quad (2.15)$$

Modüle bağlı sikloid profile ait ifade, Denklem 2.16'da verilmiştir;

$$\begin{cases} x = \frac{m}{2} \left[(z_1+1) \sin(\varphi) - (1-x) \sin((z_1+1)\varphi) + \frac{2r_c^* [(1-x) \sin((z_1+1)t) - \sin(\varphi)]}{\sqrt{1-2(1-x)\cos(z_1\varphi) + (1-x)^2}} \right] \\ y = \frac{m}{2} \left[(z_1+1) \cos(\varphi) - (1-x) \cos((z_1+1)\varphi) + \frac{2r_c^* [(1-x) \cos((z_1+1)t) - \cos(\varphi)]}{\sqrt{1-2(1-x)\cos(z_1\varphi) + (1-x)^2}} \right] \end{cases} \quad (2.16)$$

Denklem 2.11-2.15'deki parametrelerdeki değişikliklere bağlı olarak profil, hassas bir şekilde revize edilebilir. Ancak bu kadar çok ilişkili parametrelerin olması geometrinin tasarımını zorlaştırmaktadır.

2.2.2. Koordinat Sistemi Dönüşümü ile Disk-Pim İlişisine Bağlı Profil Tasarımı

Bu yöntemde pim ile sikloid profilin temas noktasının bağlı yer değişiminin oluşturduğu yolun denklemi kullanılmaktadır. Bu denklem aynı zamanda normal doğrultusunda ötelenerek modifiye edilmektedir.

Bu profil tasarımı yönteminde 3 koordinat sistemi kullanılmaktadır. Bunlar Şekil 2.5'de belirtilen Genel Uzay (S_f, x_f-y_f), Pim Uzayı (S_p, x_p-y_p) ve Disk Uzayı (S_c, x_c-y_c)'dir. O_f , O_p ve O_c noktaları sırası ile genel, pim ve disk uzaylarının merkezlerini oluşturmaktadır. M noktası pim merkezini, C noktası pim-disk temas noktasını ve P noktası anlık temas

Pim uzayında (S_p) K noktasının konumu Denklem 2.18’de verilmiştir;

$$R_p(\beta) = \begin{bmatrix} r_z \sin \beta \\ R_z - r_z \cos \beta \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Pim uzayında belirtilen K noktasının koordinat sistemi dönüşümünde θ cinsinden ifade etmemiz gerekmektedir. Bu nedenle β açısının θ cinsinden tanımlaması Denklem 2.19’da verilmiştir;

$$\left. \begin{aligned} \sin \beta &= \frac{K_1}{S} \sin \theta_1 \\ \cos \beta &= \frac{(1 - K_1 \cos \theta_1)}{S} \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Buradaki $K_1 = \frac{r_0}{R_z} = \frac{e \times z_2}{R_z}$ ve $S = \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \theta_1}$ ’dir.

Denklem 2.18’de bulunan β açısına bağlı ifadelerin Denklem 2.19’da verilen dönüşüm yardımı ile θ açısı cinsinden tanımlaması ile Denklem 2.20 elde edilmektedir;

$$R_p(\theta_1) = \begin{bmatrix} r_z \frac{K_1}{S} \sin \theta_1 \\ R_z - r_z \frac{(1 - K_1 \cos \theta_1)}{S} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

Pim uzayında (S_p) tanımlanan profilin modifikasyon adımlarının disk uzayında da (S_c) tanımlanması gerekmektedir. Bu işlem için gerekli olan dönüşümler, Denklem 2.21’de verildiği şekilde uygulanmaktadır;

$$R_c = \begin{bmatrix} c\theta_2 & s\theta_2 & 0 & 0 \\ s\theta_2 & c\theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -e \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c\theta_1 & s\theta_1 & 0 & 0 \\ s\theta_1 & c\theta_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_z \frac{K_1}{S} \sin \theta_1 \\ R_z - r_z \frac{(1 - K_1 \cos \theta_1)}{S} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

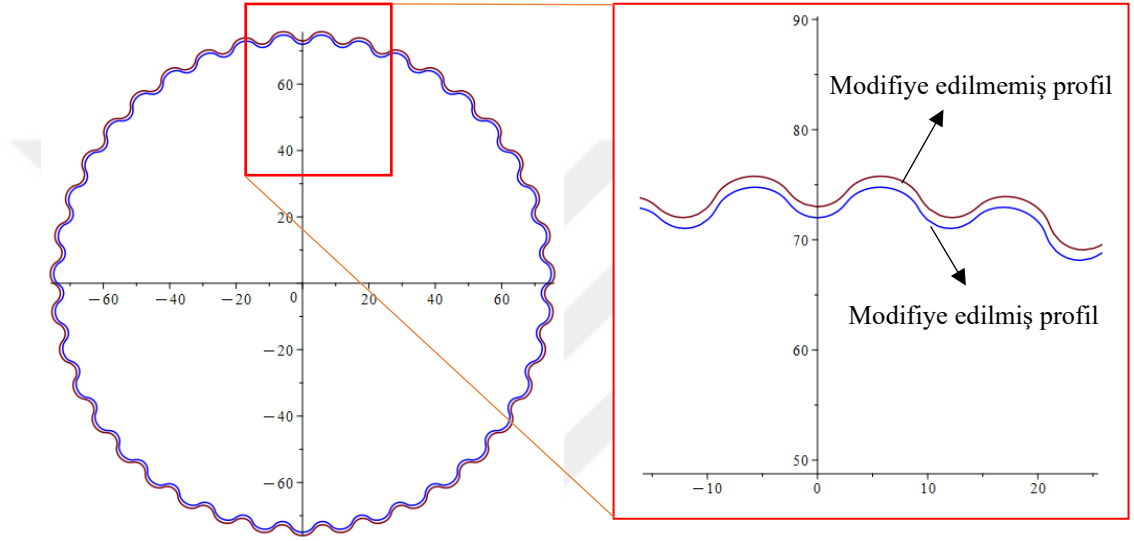
Disk uzayında tanımlanan profilin modifikasyonu (x_c, y_c) koordinat sisteminde Denklem 2.22’de verilen vektör doğrultusunda öteleme işlemi ile gerçekleştirilir;

$$\vec{n}_c = \frac{\overline{PM}}{PM} = \begin{bmatrix} \frac{R_z \sin \varphi - r_0 \sin \theta_2}{R_z S} \\ \frac{R_z \cos \varphi - r_0 \cos \theta_2}{R_z S} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sin \varphi - K_1 \sin \theta_2}{S} \\ \frac{\cos \varphi - K_1 \cos \theta_2}{S} \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

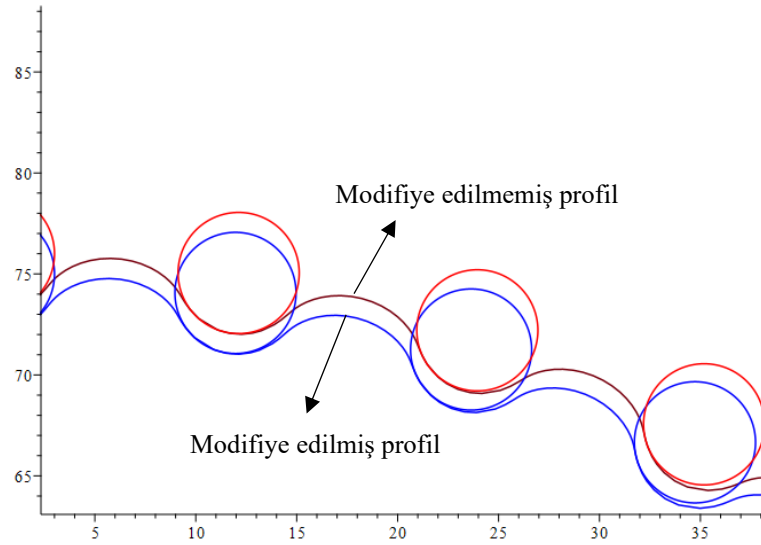
Modifikasyon işleminin \vec{n}_c vektörü doğrultusunda ΔL öteleme miktarında gerçekleştirilmesi ile birlikte elde edilen modifikasyon tanımlaması Denklem 2.23'de verilmektedir;

$$R_{c(N)} = R_c - \vec{n}_c \times \Delta L \quad (2.23)$$

Şekil 2.7'de ve Şekil 2.8'de Maple programında Denklem 2.20 ve Denklem 2.23'den üretilmiş sikloid profiller verilmiştir. Bu grafik, elde edilen denklemlerin doğruluğunu tespit etmek için örnek değerler ile oluşturulmuştur.



Şekil 2.7: Disk-pim ilişkisine bağlı profil örneği.

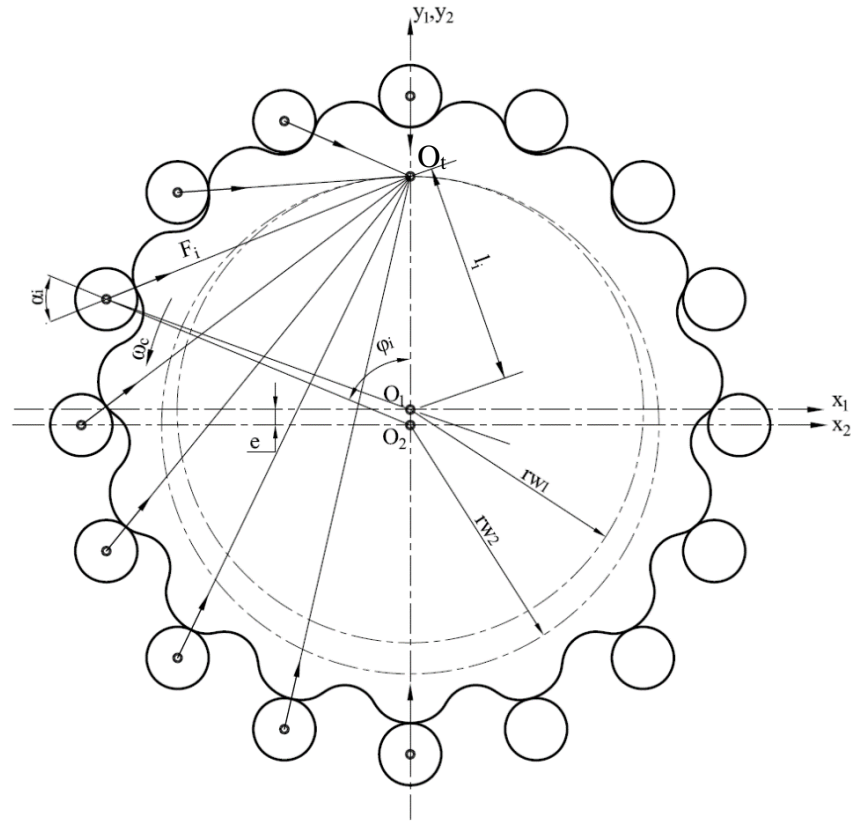


Şekil 2.8: Disk-pim ilişkisine bağlı profil örneğinde pimlerin yerleştirilmiş görünümü.

2.3. Sikloid Disklerde Yük Dağılımı

Sikloid redüktörlerin en önemli avantajları evolvent dişlilerden farklı olarak aynı anda sikloid dişlideki lobların yarısının yük taşıyor olmasıdır. Bu sayede ani yüklemelerin önüne geçilmiş olur. Ayrıca tork nedeni ile dişlere aktarılan yük lobların yarısına yayılarak dişlerin hasara uğrama ihtimalini de azaltmaktadır. Şekil 2.9’da teorik yük dağılımı görülmektedir. Yük dağılımı hesaplanırken sikloid disk ve pimlerin sanal dönme merkezlerinin teğet noktası (O_t) dikkate alınır (r_{w1}, r_{w2}). Sanal dönme merkezlerinin hesaplanması Denklem 2.24 kullanılarak yapılmaktadır (Alipiev, 1988a);

$$\begin{cases} r_{w1} = e \times z_1 \\ r_{w2} = e \times z_2 \end{cases} \quad (2.24)$$



Şekil 2.9: Sikloid disklerde yük dağılımı (Alipiev, 1988a).

Sikloid disklerdeki yük dağılımı, tam kavrama durumundaki pimden diskin dönüş yönüne (ω_c) doğru gerçekleşir. Her bir pim disk ile temas noktasından O_t noktasına bir doğru çizilir. Bu doğrunun disk merkezine (O_1) olan uzaklığı ile her bir pim oluşturduğu reaksiyon kuvveti çarpılarak pimlerin oluşturduğu tork değeri hesaplanır. Bu kapsamda Denklem 2.25’de görüldüğü gibi çıkış torkundan faydalanarak maksimum kuvvet hesaplanabilmektedir (Hu et al., 2020; Matejic et al., 2023):

$$F_{\max} = \frac{4 \times 0,55 \times T_{\text{out}}}{k1 \times z_1 \times D_z} \quad (2.25)$$

Sikloid redüktörlerde genellikle çift disk kullanılmaktadır. Disklerden bir tanesi o andaki boşluklar göz önüne alındığında diğer diske göre bir miktar daha fazla yük taşımaktadır. Bu nedenle maksimum reaksiyon kuvveti hesaplanırken daha fazla yük taşıyan dikkate alınmaktadır. Bunu da sağlamak için çıkış tork değerinin 0,55 katı alınmaktadır (Hu ve diğ., 2020).

Denklem 2.25 ile elde edilen F_{\max} değeri de kullanılarak her bir pimde oluşan reaksiyon kuvveti (F_i) Denklem 2.26 yardımı ile hesaplanmaktadır (Zhang ve diğ., 2022):

$$F_i = \frac{F_{\max} \times R_z \times \sin\phi}{\sqrt{R_z^2 + (z_2 \times e)^2 - 2 \times R_z \times z_2 \times e \times \cos\phi_i}} \quad (i=1,2,\dots,z_2) \quad (2.26)$$

2.4. Sikloid Redüktörlerin Verimi

Sikloid redüktörlerde gerçekleştirilen verim hesaplamaları dişli temas verimi olarak ifade edilir ve profili oluşturan parametreleri dikkate alarak hesaplanır.

Dişli temas verimi hesabı profili oluşturan parametrelere bağlıdır. Bunlara ek olarak referans pim dağılım çemberinin yarıçapında olası sapmaları da hesaba katmak adına ΔR_z , pim yarıçaplarındaki sapmaları ve elastik ezilmeleri dikkate almak için Δr_z ve disk ile pimler arasındaki sürtünme katsayısı (μ) dahil edilmiştir. Sürtünme katsayısı sistemin yağlanma miktarının çok yoğun olması nedeni ile 0,075 olarak kabul edilmiştir (Gao, Zhang, Ji, Liu, ve diğ., 2024). Aktarma verimi (η_x) Denklem 2.27'deki şekilde hesaplanmaktadır (Gao ve diğ., 2024);

$$\eta_x = 1 - [(R_z - \Delta R_z) - (r_z - \Delta r_z)] \frac{4\mu}{k1 \times z_1 \times (R_z - \Delta R_z)\pi} \quad (2.27)$$

Dişli temas verimi (η) ise Denklem 2.28'de tanımlanmıştır. Dişli temas veriminin yükselmesi, sikloid profil ile pimlerin birbirlerine kavrama durumunda hareket ve güç iletimi esnasında aşınmanın ve boşluğun azaldığını ifade etmektedir (Gao ve diğ., 2024);

$$\eta = \frac{\eta_x}{1 + z_1(1 - \eta_x)} > \eta_0 \quad (2.28)$$

η_0 sembolü sikloid redüktörlerde modifikasyon işlemi gerçekleştirilmeden temel bir tasarımda beklenen verimi ifade etmektedir ve bu genellikle 0,80 ile 0,90 arasında gerçekleşmektedir. Model sonuçlarının literatür ile karşılaştırılabilmesi için bu çalışmada

literatürde tercih edilmiş olan 0,8757 değeri dikkate alınacaktır (Gao ve diğ., 2024; Zhang ve diğ., 2022).

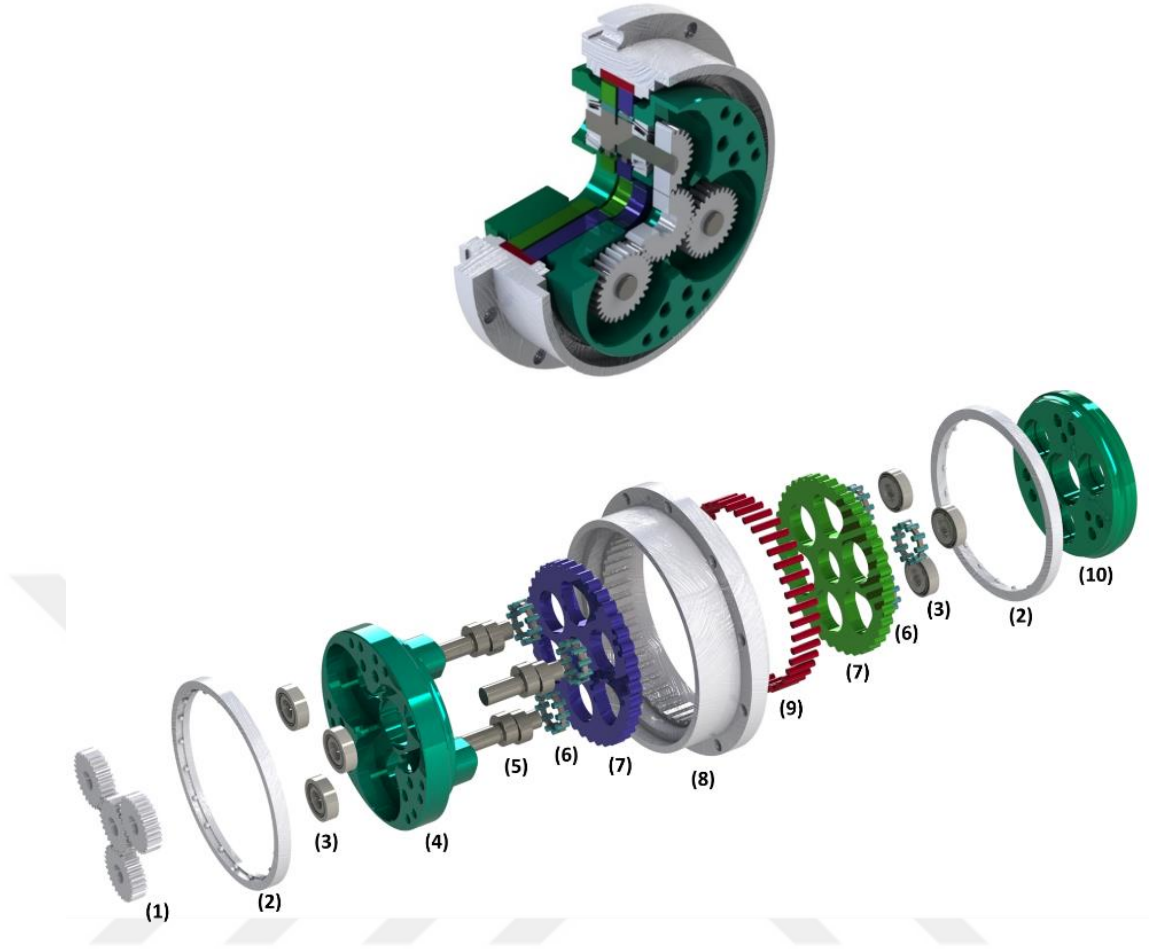
2.5. Sikloid Redüktör Tasarımı ve Modelleme

Temel sikloid redüktör tasarımına öncelikle disk tasarımı ile başlanmıştır. Solidworks programında parametrik olarak gerçekleştirilen disk profilinin tasarımında bir önceki bölümde belirtilmiş olan “koordinat sistemi dönüşümü ile disk-pim ilişkisine bağlı profil tasarımı” ile ilgili matematiksel denklemleri kullanılmıştır. Öncelikli olarak optimizasyon işlemlerinde kullanılacak parametre değerleri temel tasarım için belirlenmiştir. Bu değerler daha sonra optimizasyon işlemine tabi tutularak ve elde edilen değerler ile yeni bir tasarım gerçekleştirilmiştir. Belirtilmiş olan temel tasarım için tasarımı etkileyen parametrelerin optimizasyon öncesindeki değerleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1: Temel tasarım parametreleri.

Parametre	Sembol, [Birim]	Değer
Disk lob sayısı	z_c	39
Pim sayısı	z_p	40
Eksantriklik	e , [mm]	1,5
Referans pim çemberinin çapı	D_z , [mm]	154
Pim çapı	d_z , [mm]	6
Krank sayısı	z_k	3
Disk kalınlığı	B , [mm]	11

Tablo 2.1’de verilmiş olan değerler ile birlikte Denklem 2.23’den faydalanarak Şekil 2.10’deki sikloid redüktör elde edilmiştir. Şekil 2.10’da verilmiş olan redüktör yapısında; (1) Planet, (2) Ana Rulman, (3) Konik Rulman, (4) Ön Kapak, (5) Krank, (6) Eksantrik Rulman, (7) Sikloid Disk, (8) Gövde, (9) Pimler, (10) Arka Kapak olarak isimlendirilmektedir. Mevcutta kullanılan redüktörlerde genellikle ana rulman ve eksantrik rulman için standart dışı ekipmanlar tercih edilmektedir. Bunun temel sebebi ise radyal doğrultudaki genişliği azaltmak ve yük kapasitesini arttırmaktır.



Şekil 2.10: Sikloid redüktör tasarımının yapısı ve elemanları.

BÖLÜM 3. OPTİMİZASYON VE PERFORMANS İYİLEŞTİRME

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi tasarım parametreleri, tasarımın performansını ve birbirlerini oldukça yüksek oranda etkilemektedir. Parametrelerin ve tasarımda kullanılan ekipmanların standart olmaması nedeni ile de talebe bağlı tasarım oldukça güçleşmektedir. Optimizasyon algoritmaları kullanılarak probleme ya da amaca göre performans iyileştirmesi gerçekleştirilerek belirsizlikler giderilebilmektedir. Bu bölümde sırası ile tasarım parametreleri, amaç fonksiyonu, uygun sınır şartları ve kullanılacak olan sezgisel optimizasyon algoritmaları aktarılmıştır.

3.1. Tasarım Parametreleri

Optimizasyon işlemlerinde kullanılacak tasarım parametreleri Denklem 2.23'e göre seçilmiştir. Denklem 2.23'ü oluşturan parametrelerden olan pim sayısı ve disk lob sayıları sabit olarak alınmıştır. Bunun sebebi genel yaklaşımda pim sayılarının 40 olarak ele alınmasıdır. Pim sayıları dışında tasarımı ve birbirlerini direkt olarak etkileyen eksantriklik (e), referans pim dağılım çemberinin çapı (D_z), pimlerin çapları (d_z) ve diskin et kalınlığı (B) tasarım parametresi olarak kabul edilmiştir. Denklem 3.1'de tasarım parametreleri tanımlanmıştır;

$$X=[e, D_z, d_z, B] \quad (3.1)$$

3.2. Amaç Fonksiyonu

Sikloidal dişlilerin ağırlıklarını hesaplarırken, redüktörün ana parçasını oluşturan sikloid dişli e, D_z, d_z, B profili ve iç kısımlar dikkate alınır. Sikloid dişlinin ana boyutları, krank ve ön-arka kapak bağlantı alanlarını oluşturan diğer parçalar tarafından belirlenir. Bu nedenle, sikloid dişli ağırlığını hesaplarırken, genellikle diğer parçaların ağırlıkları da optimizasyonun amaç fonksiyonuna dahil edilir. Bu parçalar; Sikloid Dişli (G_1), Gövde (G_2), Krank (G_3) ve Pimden (G_4) meydana gelmektedir. Ayrıca, amaç fonksiyonunda bazı katsayılar tanımlandı. Optimizasyonu yapılan sikloid disk içerisinde 2 sikloid dişli, 3

krank ve 40 pim bulunmaktadır. Bunu dikkate alarak oluşturulan amaç fonksiyonu Denklem 3.2'deki şekilde yazılmıştır;

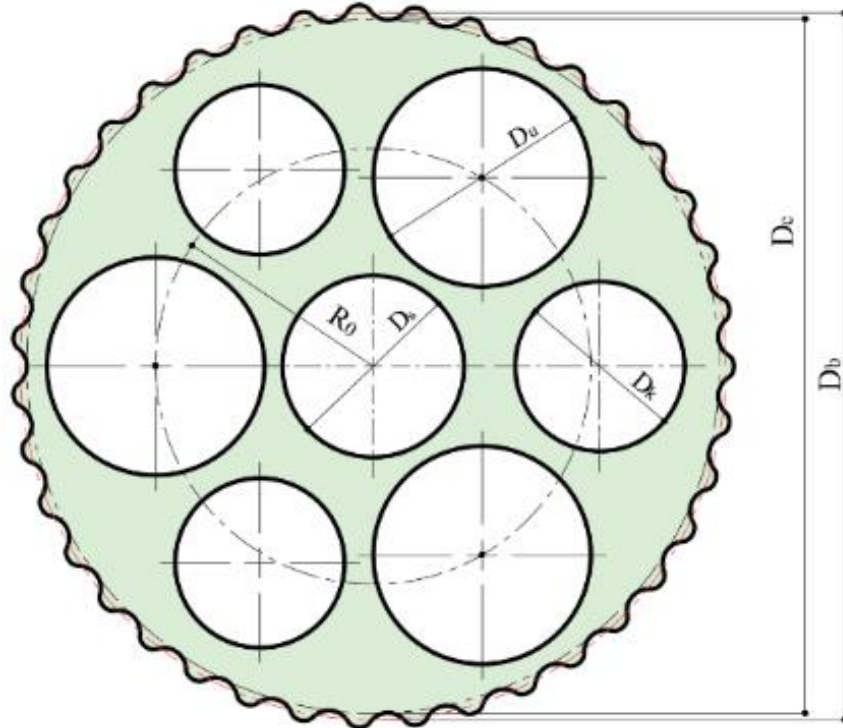
$$G = 2G_1 + G_2 + 3G_3 + 40G_4 \quad (3.2)$$

3.2.1. Sikloid Disk Ağırlığı

Sikloid disklerin ağırlığını hesaplarken Şekil 3.1'de D_b ile ifade edilmiş olan ortalama çap kullanılmaktadır. Ancak bu tam olarak doğru profil ağırlığını vermemektedir. Bunun için Bölüm 2.2.2'de verilmiş olan disk-pim temas noktasının izlediği yol dikkate alınmıştır. Ortaya çıkan disk alanından disk içerisindeki boşlukların alanları çıkartılır. Daha sonra da et kalınlığı ve malzeme yoğunluğu ile çarpılarak Denklem 3.3'deki gibi disk ağırlığı hesaplanmaktadır;

$$G_1 = B * \rho * \left[\left(\int_{r=0}^{2\pi} \int_{\beta=0}^{\sqrt{x_c^2 + y_c^2}} r \, dr \, d\beta \right) - \frac{\pi}{4} (D_s^2 - z_k * D_u^2 - 3D_k^2) \right] \quad (3.3)$$

Şekil 3.1'de disk içerisindeki boşluklar giriş mili boşluğu (D_s), krank boşlukları (D_u) ve ön-arka kapak bağlantı boşluklarından (D_k) oluşmaktadır.



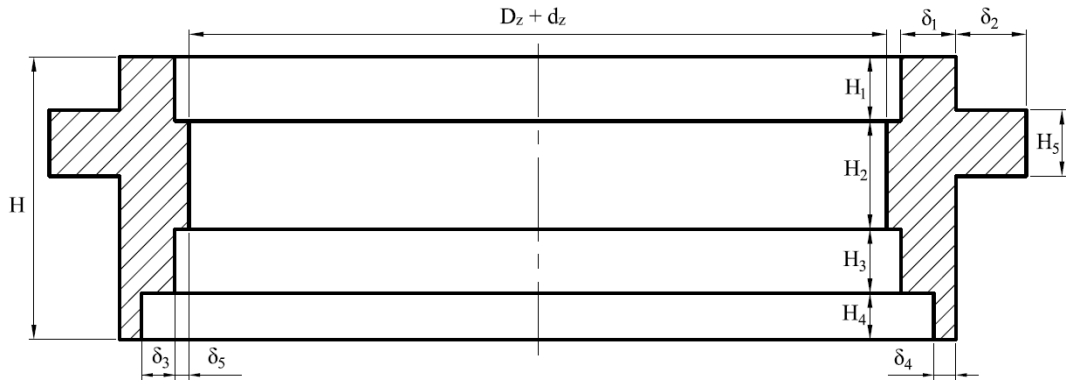
Şekil 3.1: Sikloid disk parametreleri.

3.2.2. Gövde Ağırlığı

Gövde ağırlığı temel olarak sikloid disk ve pim boyutlarına bağlıdır. Gövde yapısı oldukça kapsamlı ve karmaşık bir geometriye sahip olduğundan yaklaşık olarak gövde ağırlığı Denklem 3.4’de ifade edilmiştir;

$$G_2 = \frac{\pi}{4} \left\{ (D_z + 2\delta_1 + 2\delta_3)^2 H - \left[\begin{array}{l} (D_z + 2\delta_3)^2 H_1 + (D_z^2 + 40 \cdot d_z^2) H_2 + \\ (D_z + 2\delta_3)^2 H_3 + (D_z + 2\delta_3 + 2\delta_5)^2 H_4 \end{array} \right] + \right. \\ \left. [(D_z + 2\delta_1 + 2\delta_2 + 2\delta_3)^2 - (D_z + 2\delta_1 + 2\delta_3)^2] H_5 \right\} \times \rho_c \quad (3.4)$$

Denklem 3.4’ü oluşturan gövde yapısındaki parametreler Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2: Gövde parametreleri.

3.2.3. Krank Ağırlığı

Krankların boyutları sikloid diskin ve ön-arka kapağın boyutuna göre belirlenmekte olup ağırlık ifadesi aşağıdaki gibidir;

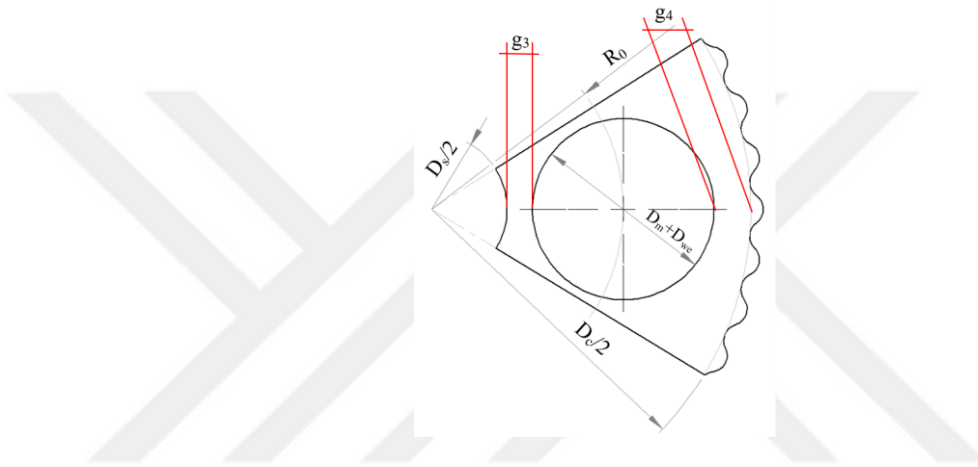
$$G_3 = \frac{\pi}{4} [d_q^2 (2B) + D_L^2 (L_1 + L_2)] \rho_{cr} \quad (3.5)$$

İki kademeli eksantrik krank üzerindeki parametreler Şekil 3.3’de verilmiştir. d_q disk içerisine takılacak olan eksantrik rulman yatağı, B yatağın uzunluğu, D_L sikloid diskin tahriğini sağlayan ve hareketi planetten alan L_1 uzunluğundaki kamalı mil çapını ve çıkışın alınabileceği ön-arka kapakları tahrik eden L_2 uzunluğundaki uzvun çapını belirtmek için kullanılmaktadır.

$$\begin{cases} g_1(x) = (D_m + D_{we}) - \frac{D_c - D_s}{2} < 0 \\ g_2(x) = R_0 - (D_m - D_{we} + 2\epsilon) < 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

3.3.2. Sikloid Disk Üzerindeki Açıklıklar Arasındaki Mesafe

Önemli kısıtlardan bir diğeri de Şekil 3.4’de g_3 ve g_4 ile belirtilmiş olan sikloid disk üzerindeki boşluklar arasındaki mesafedir. Bunlardan ilki krank boşlukları ile diskin dış dibi çapı arasındaki mesafedir. Diğeri ise krank boşlukları ile merkez delik arasındaki mesafedir.



Şekil 3.4: Açıklıklar arası mesafelerin tanımlanması.

Eksantrik rulmanların dış ya da iç bilezikleri bulunmaması nedeni ile disk gövdesi aynı zamanda dış bilezik görevi görmektedir. Bu nedenle disk üzerinde bulunan açıklıklar ile ilgili hesaplamalarda rulman dış bileziğinin kalınlığının da dikkate alınması gerekmektedir. Dış bilezik kalınlığı uygunluk katsayısı (ϵ) 0,3 ile 0,5 aralığında belirlenmelidir. Bu katsayının rulman makarası çapı (D_{we}) ile çarpılması ile uygun dış bilezik kalınlığı elde edilmektedir (Waghole ve Tiwari, 2014). Bu çalışmada uygunluk katsayısı 0,4 olarak alınmıştır. Buna istinaden Denklem 3.8’e göre hesaplanan disk üzerindeki krank boşluklarının dış dibi çapı ve merkez boşluk ile arasındaki mesafe aşağıda ifade edilmektedir (J. Huang ve diğ., 2020);

$$\begin{cases} g_3(x) = \frac{D_m + D_{we}}{2} + \frac{D_s}{2} + \epsilon D_{we} - R_0 < 0 \\ g_4(x) = \epsilon D_{we} + R_0 + \frac{D_m + D_{we}}{2} - \frac{D_c}{2} < 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Burada, R_0 değeri sikloid disk üzerindeki krank boşluklarının dağıldığı referans çemberin yarıçapıdır.

3.3.3. Rulman Makaraları

Krank ve disk boyutlarının yanında disk ile krank arasında bulunan rulman makaralarının boyutları da redüktörün ömrü için oldukça önemlidir. Bu nedenle rulman makaraları ile ilgili genel yaklaşım dikkate alınmıştır (Huang ve diğ., 2020);

$$g_5(x) = L_{we} - B < 0 \quad (3.9)$$

3.3.4. Disk Kalınlığı

Disk kalınlığı yalnızca redüktör gövdesi boyutsal olarak etkilememektedir. Aynı zamanda pim uzunluklarını ve pim-disk temas gerilmelerini direkt olarak etkilemektedir. Bu nedenle doğru tanımlanması oldukça önemlidir. Denklem 3.10'da disk kalınlıkları ile referans pim dağılım çemberinin ilişkisine dayalı kısıt denklemi tanımlanmıştır (Wang ve diğ., 2016);

$$\begin{cases} g_6(x) = 0,05 \times D_z - B \leq 0 \\ g_7(x) = B - 0,1 \times D_z \leq 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

3.3.5. Disk Profili Yapısı

Diş profilinde yüzey teması nedeni ile oluşabilecek aşınma ve kopma gibi hasarların yanı sıra profil yapısı nedeni ile diş dibinde oluşabilecek kırılmalarda göz ardı edilmemelidir. Özellikle diş profilindeki konveks ve konkav eğrilik yarıçapları arasındaki ani geçişler diş kırılmalarına sebebiyet verebilmektedir. Diş profili yapısındaki kırılma probleminin oluşmaması için Denklem 3.11 kısıt denklemi tanımlanmıştır (Wang ve diğ., 2017);

$$g_8(x) = \frac{d_z}{D_z} - \frac{(1+K_1)^2}{1+K_1+Z_1K_1} \leq 0 \quad (3.11)$$

3.3.6. Modifikasyon Katsayısı

Disk profillerinin yapısını hassas bir şekilde değiştiren bir diğer parametrede modifikasyon katsayısıdır ve temas gerilmelerini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle modifikasyon katsayısı ile ilgili yaklaşımlar dikkate alınarak Denklem 3.12 sınır şartları belirlenmiştir (Wang ve diğ., 2016);

$$\begin{cases} g_9(x) = 0,65 - K_1 < 0 \\ g_{10}(x) = K_1 - 0,9 < 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

3.3.7. Referans Pim Dağılım Çemberi

Pimlerin yerleştirilmiş olduğu referans çemberin çapı redüktör geometrisini, sikloid disk boyutunu ve krank çaplarını direkt olarak etkilemektedir. Denklem 3.13’de referans çember için kullanılan iki kısıt denklemi verilmiştir (Zhang ve diğ., 2022);

$$\begin{cases} g_{11}(x)=1,7^3\sqrt{T_{in}} - D_z \leq 0 \\ g_{12}(x)=D_z - 2,6^3\sqrt{T_{in}} \leq 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

3.3.8. Disk ile Pimler Arasındaki Temas Gerilmesi

Sikloid redüktörlerde en kritik bölge pim-disk temasının gerçekleştiği bölgelerdir. Bu nedenle optimizasyon işlemleri esnasında pimler ile disk arasındaki temas gerilmeleri mutlaka sınır koşulu olarak belirtilmelidir. Denklem 3.14’de disk ile pimler arasındaki temas gerilmesi tanımlanmıştır (Wang ve diğ., 2016);

$$g_{13}(x)=0,418 \sqrt{\frac{E_c}{B \times \rho_{e_i}} \times \frac{4,4 T_{out}}{K_1 \times z_1 \times D_z}} - \sigma_{HP} \leq 0 \quad (3.14)$$

Burada belirtilmekte olan ρ_{e_i} ifadesi disk profilindeki eğrilik yarıçapını belirtmektedir. Eğrilik yarıçapı da Denklem 3.15’e göre hesaplanmaktadır (Qiu ve diğ., 2023):

$$\rho_{e_i} = \left| \frac{\rho_i \cdot d_z / 2}{\rho_i - d_z / 2} \right|, \rho_i = \frac{d_z}{2} + \frac{(1+K_1^2+2K_1 \cos\varphi)^{3/2} \cdot d_z / 2}{K_1(1+z_2)\cos\varphi - (1-z_2)K_1^2} \quad (3.15)$$

Malzeme olarak literatür çalışmalarında kullanılmakta olan 20MnCr5 (1.7147) tercih edilmiştir. Bu malzeme için genellikle sikloid disklerde ısıl işlemler ile yüzey sertleştirme işlemleri uygulanmaktadır. Bu sayede maksimum temas gerilmesi sınırı (σ_{HP}) değeri artmaktadır. 20MnCr5 için mekanik özellikler Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1: 20MnCr5’in mekanik özellikleri (Brnic ve diğ., 2014).

Maksimum Temas Gerilmesi Sınırı (σ_{HP}) (MPa)	Eşlenik Elastikiyet Modülü (E_e) (MPa)	Yorulma Sınırı (MPa)
1200	210000	600

3.4. Sezgisel Optimizasyon Algoritmaları

Yaygın kullanım alanları ve hızlı bir sezgisel algoritmaları nedeni ile bu çalışma da Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) tercih edilmiştir. Algoritmaların performansının karşılaştırılması ve problemlere uygunluklarını karşılaştırabilmek adına PSO’nun

gelişmiş bir versiyonu olan Kuantum Parçacık Sürü Optimizasyonu (QPSO) ikinci sezgisel optimizasyon algoritması olarak tercih edilmiştir.

3.4.1. Parçacık Sürü Optimizasyonu

PSO algoritmaları kolay uygulanabilir ve hızlı algoritmalarıdır. Bunun sebebi Kennedy ve Eberhart tarafından ortaya konulan bu algoritmanın yalnızca iki denklem ve 6 parametre ile tanımlanıyor olmasıdır. Değişim hızı Denklem 3.16'da tanımlanmıştır. Burada v parçacık hızını, x parçacığın değerini, c_1 ve c_2 değerleri stabilite katsayıları, r_1 ve r_2 çözüme ulaşmak için üretilen rastgele değerleri, p_{best} her bir parçacık için en iyi bireysel konum ve g_{best} tüm parçacıklar arasındaki en iyi konumu ifade eder. Elde edilen değişim hızı ile Denklem 3.17'deki hesaplama yapılarak yeni konumları belirlenir (Dereli, 2018; Dereli ve Köker, 2021):

$$v_{i+1} = v_i + c_1 r_1 (p_{best} - x_i) + c_2 r_2 (g_{best} - x_i) \quad (3.16)$$

$$x_{i+1} = x_i + v_{i+1} \quad (3.17)$$

PSO algoritmasında kullanılan c_1 ve c_2 stabilite katsayıları sırası ile p_{best} ve g_{best} değerlerine çekim kuvvetini oluşturmaktadır. Stabilite katsayıları [1,2] arasında değerler almaktadır. Genellikle problemlerin hızlı çözüme ulaşması için bu değerler 2 olarak hesaba dahil edilir. Ancak bu durumda tam olarak en iyi pozisyona çözüm boyunca ulaşamayabilir. 1 olarak alınması durumunda da problem için belirlenmesi gereken iterasyon sayısının yüksek tutulması gerekmektedir. Ayrıca bu durumda PSO için önemli bir dezavantaj olan parçacıkların yerel minimumlara takılmaları ve global minimuma ulaşamamaları riski meydana gelmektedir. Bu nedenle problemimizde c_1 ve c_2 değerleri 1,4 olarak kullanılmıştır.

3.4.2. Kuantum Parçacık Sürü Optimizasyonu

QPSO'nun PSO'dan en büyük farkı zayıf olan parçacıkların optimizasyon sürecine katkı sağlamaya devam etmesidir. Bunu sağlayan da parçacıkların hız ve konumdan bağımsız olarak belirlenmiş olan kuantum uzayında tanımlamalarının yapılmasıdır. Bunun için Denklem 3.18-3.22 kullanılmaktadır (Dereli, 2018; Flori ve diğ., 2022):

$$x_{id}(t+1) = \left\{ g_{id} \mp \gamma |mbest_d - x_{id}(t)| \log\left(\frac{1}{u}\right) \right\} \quad (3.18)$$

$$g_{id} = \alpha pbest_{id} + (1 - \alpha) gbest_d \quad (3.19)$$

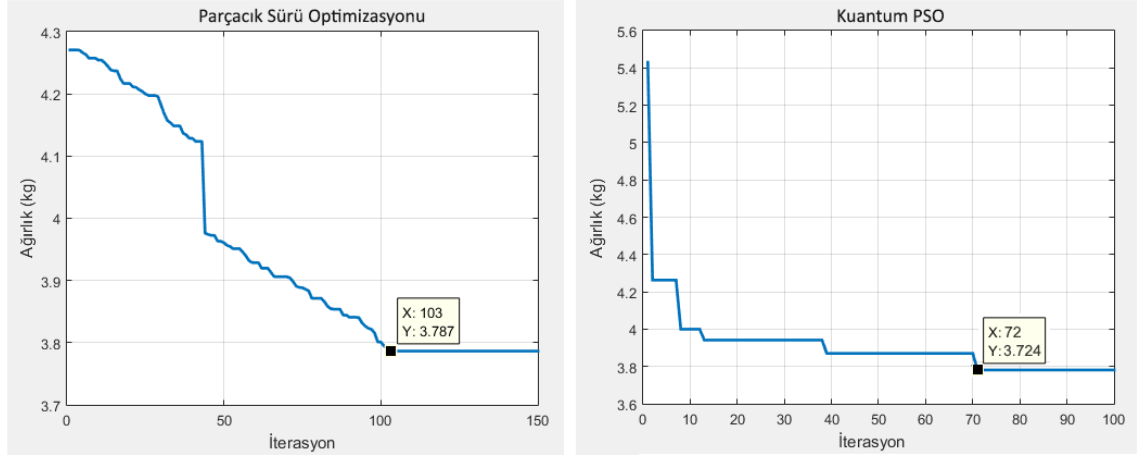
$$mbest_d = \sum_{i=1}^M pbest_{id} + (1 - \alpha) pbest_{id} / M \quad (3.20)$$

$$\gamma = (\gamma_1 - \gamma_0) (iter_{max} - iter) / (iter + \gamma_0) \quad (3.21)$$

Burada belirtilmiş olan M değeri parçacık sayısını, mbest parçacıklara ait olan en iyi pozisyonların ortalamasını, gbest genel en iyi değerleri ve pbest yerel en iyi değerleri ifade etmektedir. γ_0 ve γ_1 , 0,5 ile 1 olarak belirlenmişlerdir. u ise değerleri rastgele sayı üretimi için belirlenen aralığı ifade etmektedir ve 0 ile 1 aralığı olarak belirlenmiştir.

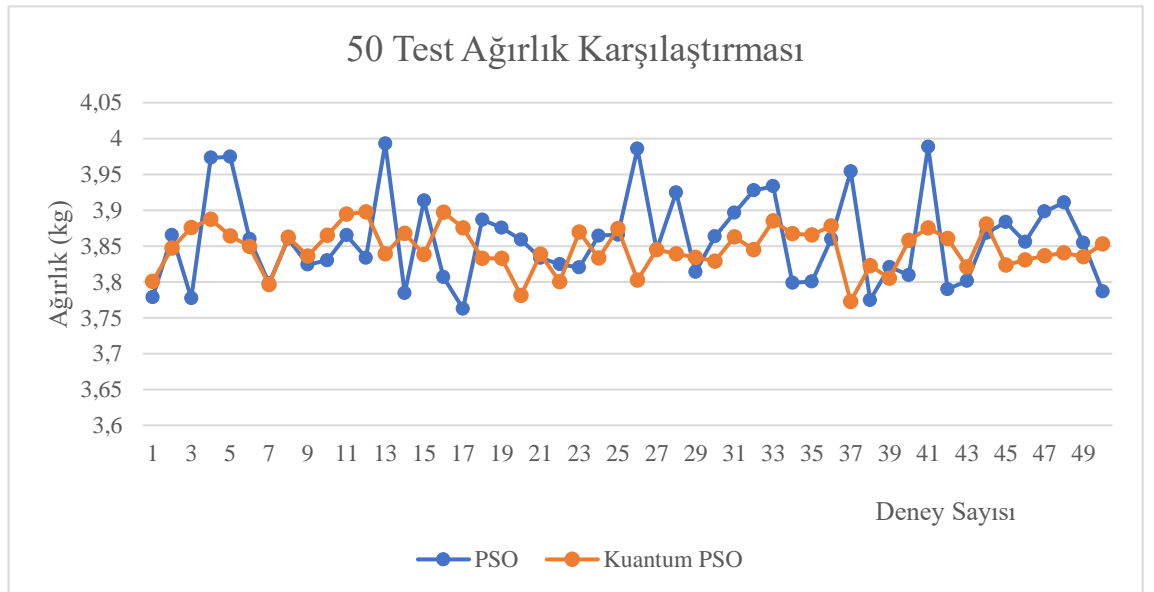
3.4.3. Algoritma Performansları ve Elde Edilen Değerler

PSO ve QPSO algoritmalarına ait birer optimizasyon çıktı süreçleri Şekil 3.5’de gösterilmektedir. Bu tez çalışmasında bir önceki alt bölümlerde vurgulandığı üzere PSO parametrelerinin azlığı sebebiyle kolay uygulanabilirlik açısından önemli bir avantaj sağlasa da en iyi değere yakınsama hususunda algoritmayı oldukça kısıtlamaktadır. Şekil 3.5’de bu durum açıkça görülmektedir. Zira QPSO algoritması en iyi değere 10. iterasyondan hemen sonra hızlıca yaklaşmasına rağmen PSO algoritmasında bu durum 50. iterasyondan sonra gerçekleşmektedir. Bu durum yapılan tüm deneylerde en iyi değer elde edilmesi noktasında da algoritmalara yansımıştır ki Şekil 3.5’de görüldüğü gibi en iyi değer PSO algoritmasında 103. iterasyonda elde edilirken QPSO algoritmasında ise 72. iterasyonda elde edilmiştir. Benzer durum hemen hemen yapılan tüm testlerde açıkça görülmüştür. Bu durum açıkça QPSO algoritmasının performans açısından PSO algoritmasından açıkça üstün olduğunu vurgulamaktadır.



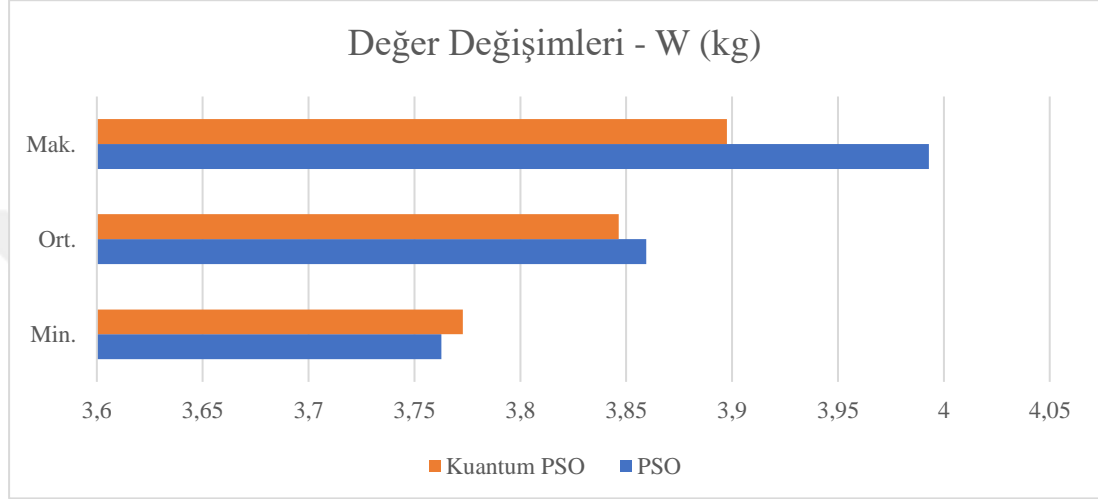
Şekil 3.5: PSO ve QPSO optimizasyon çıktıları.

QPSO her ne kadar farklı parametrelerle gerçekleştirilen bir algoritma gibi görünse de literatürde PSO algoritmasındaki parçacıkların hedefe doğru ilerlemesini güçlendirdiği için bu algoritmanın güçlendirilmiş versiyonu olarak da bilinir. Bu tez çalışmasında Şekil 3.6'da resmedildiği gibi bu durum açıkça görülmüştür. Şekil 3.6 hem PSO hem de QPSO ile yapılan 50 farklı deneyin sonuçlarını karşılaştırmalı olarak göstermektedir. Her bir deneyde elde edilen değerlere bakıldığında QPSO algoritmasının daha kararlı bir şekilde çalıştığı açıkça görülmektedir. Deneylerde uygunluk fonksiyonunda çıktı parametresi olarak motorun ağırlığı elde edilmiş olup PSO algoritması ile çıktı değer aralığı 3,75 – 4 kg iken Kuantum PSO algoritmasında ise 3,77 – 3,79 kg aralığında çıktı değerleri elde edilmiştir. Dolayısıyla bu sonuçlara göre QPSO algoritmasının PSO algoritmasına oranla iki kat daha kararlı olduğu sonucu rahatlıkla çıkarılabilir.



Şekil 3.6: Algoritmaların 50 farklı deneylerine ait karşılaştırma sonuçları.

Şekil 3.7’de QPSO ve PSO algoritmalarıyla gerçekleştirilen 50 deney sonucunda ortaya çıkan en küçük, en büyük ve ortalama değerlerin karşılaştırması görülmektedir. Bu şekilde de görüldüğü üzere PSO algoritmasında en küçük değer ile en büyük değer arasındaki farkın QPSO’ya göre daha fazla olduğu açıkça görülmektedir. Bu durum algoritmanın daha kararlı olduğunu kanıtlanmanın yanında daha güvenilir sonuçlar ortaya çıkardığının da açıkça göstergesidir.



Şekil 3.7: Algoritmaların 50 farklı deneylerine ait ortalama, en küçük ve en büyük değer karşılaştırması.

PSO ve QPSO ile 50 farklı test gerçekleştirilmiştir. Bu testler aynı bilgisayar ortamında ve belli başlangıç değer aralıklarında yani rastlantısal olarak farklı başlangıç değerleri ile gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.2’de bu değerlerden örnek bir set görülmektedir. Tablo 3.2’de tasarım parametrelerinin başlangıç değerleri ile birlikte PSO ve QPSO algoritmaları ile yapılan optimizasyon işlemleri ile elde edilen bir üst değere yuvarlatılmış parametre değerleri verilmiştir. Bunun sebebi imal edilme durumunda ölçülebilir olmasının sağlanmasıdır.

Tablo 3.2: Tasarım parametrelerinin başlangıç, PSO ve QPSO değerleri.

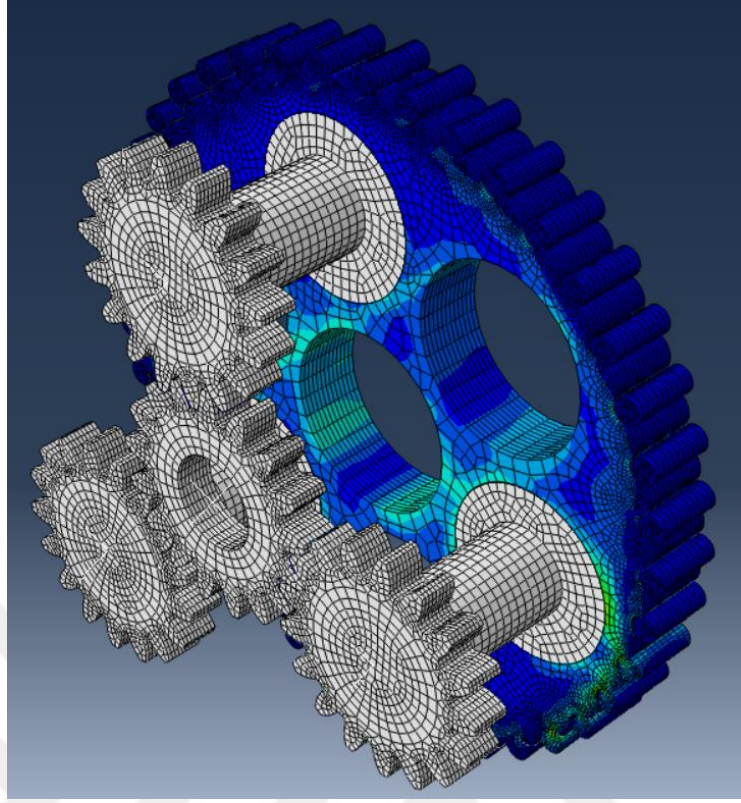
Parametreler	Başlangıç Değerleri	PSO Yuvarlanmış Değerler	QPSO Yuvarlanmış Değerler	Alt ve Üst Sınır Değerler
Eksantriklik	1,5	1,1	1,25	$0,8 \leq e \leq 2$
Referans pim çemberinin çapı	154	110,6	135,3	$110 \leq D_z \leq 160$
Pimlerin çapı	6	4,2	6,3	$4 \leq d_z \leq 8$
Disk Kalınlığı	11	11	11,7	$6,4 \leq B \leq 12,8$

BÖLÜM 4. NÜMERİK ANALİZ VE SİMÜLASYON

Analitik çözümler pratik olması sebebi ile sistem hakkında ilk aşamada önemli yorumlamalar yapma olanağı sağlamaktadır. Ancak analitik çözümler boşluk oluşumunu tam olarak tanımlayamamaktadır. Bu nedenle sistemde oluşan gerilmeler analitik çözümlerden farklılık gösterebilir. Ayrıca optimizasyon algoritmasında “g13” kısıt denklemi, pimler ile disk arasındaki yüzeysel Hertz basıncını tanımlamıştır. Ancak disk içerisinde oluşan bölgesel gerilmeleri tanımlayan bir kısıt denklemi tanımlanamamaktadır. Bunun için disk gövdesinde oluşan gerilmeleri gözlemlemeyi sağlayacak olan sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Bu yöntem ile ayrıca disk-pim yüzeyindeki temas gerilmelerini gözlemleyerek optimizasyon algoritmasının doğrulamasını gerçekleştirme imkanı olmuştur.

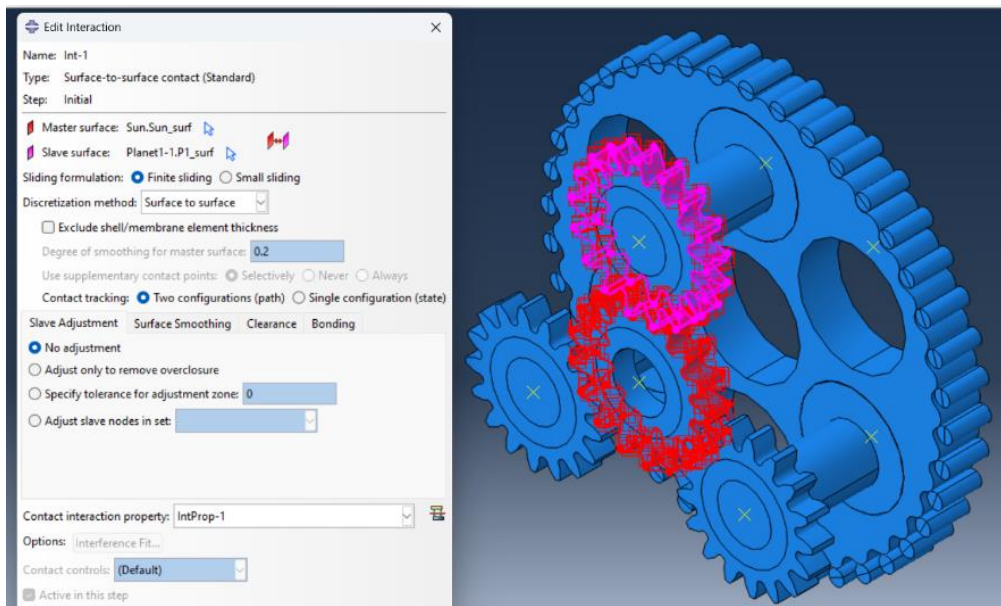
Optimizasyon sonucu elde edilen geometriler ile temel geometrinin belirlenen yük altındaki performansları sonlu elemanlar analizi yöntemi ile kontrol edilmektedir. Modelleme ve sonlu elemanlar analizi için ABAQUS programı tercih edilmiştir.

Geometri boyutları ve analiz süreleri göz önüne alınarak her üç geometrinin sonlu elemanlar analizi için statik analiz tercih edilmiştir. Analizdeki yapının büyük olması ve daha çok disk ile pimplere yoğunlaşılması nedeni ile planet mekanizmalar ve kranklar Şekil 4.1’de görüldüğü gibi üç modelde de “Rigid Body” olarak tanımlanmıştır. Bu sayede ilgili geometriler analize dahil edilmezken sistem için kritik öneme sahip olan eksantrik hareket sağlanmıştır.



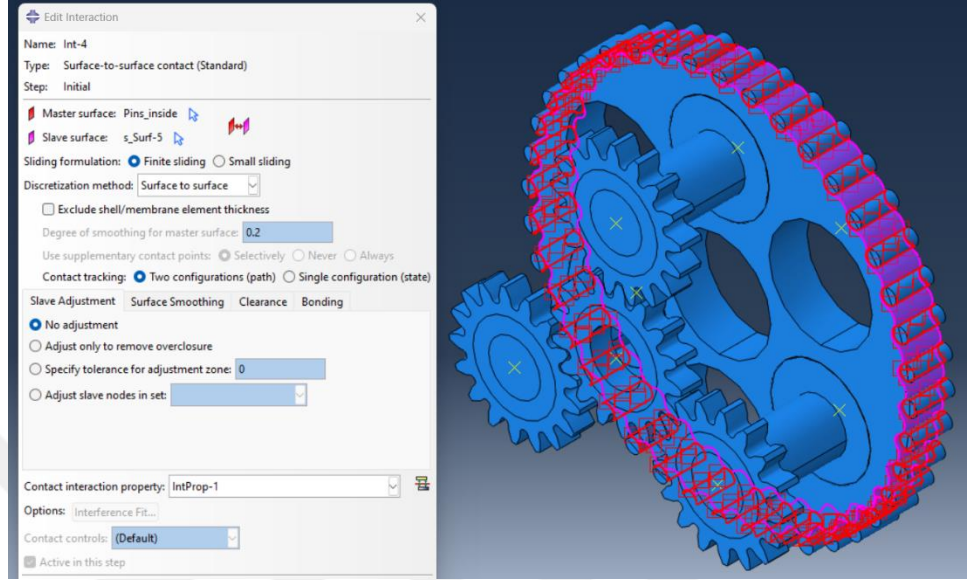
Şekil 4.1: Modellerdeki “Rigid Body” tanımlaması.

Güneş dişlilere 2π 'lik devir tanımlanmıştır. Güneş dişlideki 2π 'lik devrin planet dişlilere aktarılabilmesi için güneş dişliler ile planet dişliler arasında Şekil 4.2’de gösterildiği gibi “surface to surface” etkileşim yöntemi tercih edilmiştir. Pimler lineer ve dairesel hareket yönünden sabit tutulmuştur.



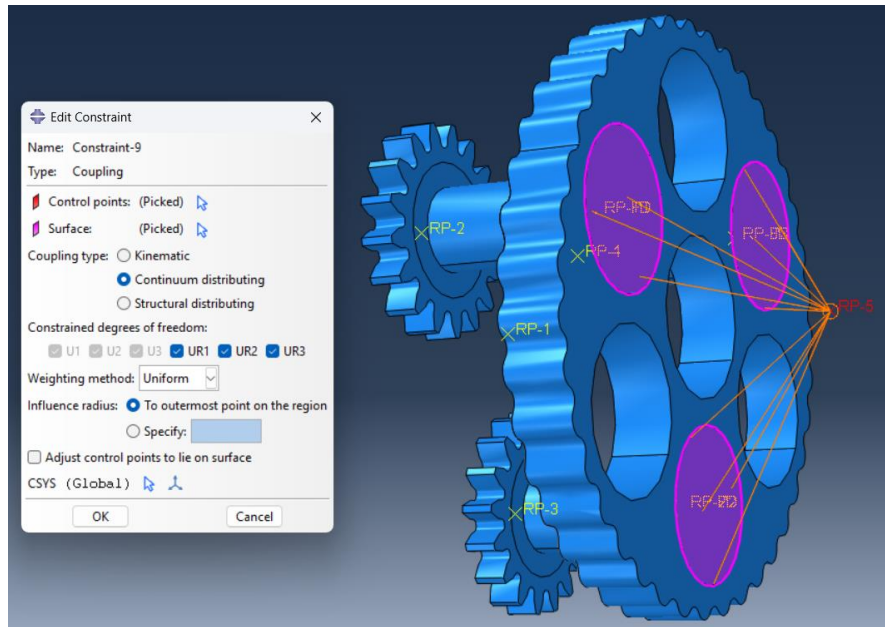
Şekil 4.2: Güneş dişli ile planet dişliler arasındaki etkileşim tanımlaması.

Disk ve pimler arasında da etkileşim güneş dişli ve planet dişli de olduğu gibi “surface to surface” olarak tanımlanmıştır (Şekil 4.3). Ayrıca pimler “master”, disk ise “slave” olarak tanımlanarak daha sonra ağ yapısının buna göre kurgulanması sağlanmıştır.



Şekil 4.3: Disk ile pimler arasındaki etkileşim tanımlaması.

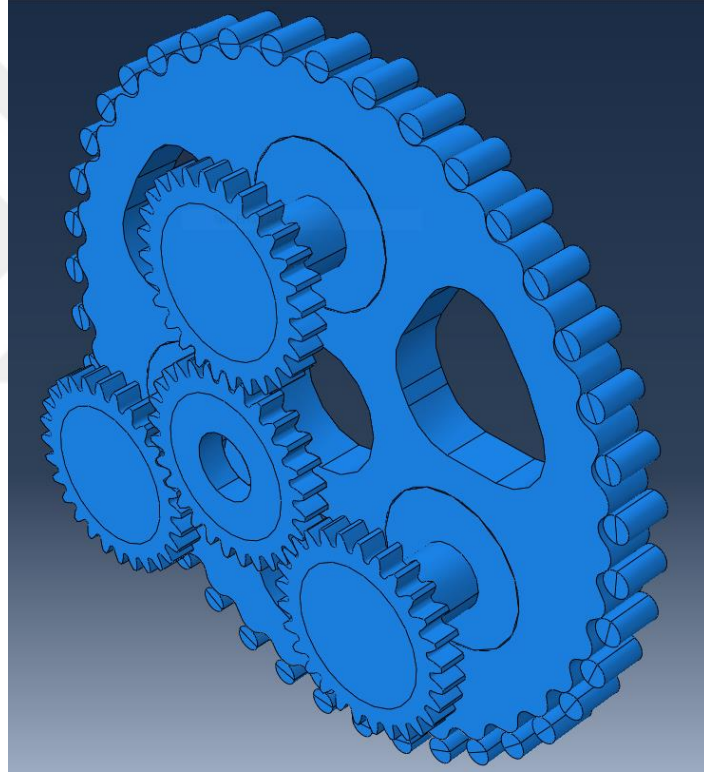
Diskte oluşan gerilmelerin gözlemlenebilmesi adına sistemden talep edilen tork değerinin tanımlanması gerekmektedir. Bunun için Şekil 4.4’de görüldüğü gibi global koordinat sisteminde $[0,0,-30]$ konumundaki bir referans noktasına 3 krank bağlanmıştır. Tanımlanan bu noktaya yalnızca Z eksenini etrafında $-300000[\text{Nmm}]$ ’lik direnç momenti tanımlanmıştır.



Şekil 4.4: Direnç momenti tanımlanması.

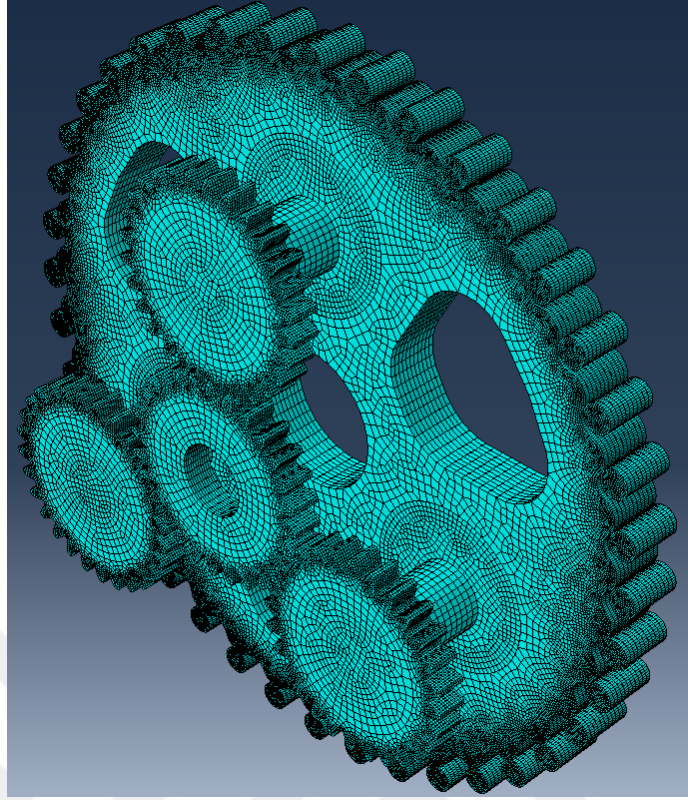
4.1. Temel Tasarım Nümerik Analiz Modelinin Oluşturulması

Redüktör geometrisinin en kritik elemanı olan sikloid diskte oluşan gerilmeleri gözlemleyebilmek için nümerik analiz modelinde gövde parçası ihmal edilmiştir. Ayrıca eksantrik rulmanlar, geometri de ihmal edilerek gerilmelerde disk gövdesine odaklanılmıştır. Temel tasarımın nümerik analizi için elde edilen model Şekil 4.5’de verilmiştir. Gerçek sistemde olduğu gibi hareket güneş dişli aracılığı ile sisteme verilmiştir. Güneş dişlinin gezegen dişlileri döndürmesi ile birlikte sistemde dairesel ve eksantrik hareketi elde edebilmektedir. Bu sayede gerçek sistemde elde edilen tahrik mekanizması analiz edilebilmektedir.



Şekil 4.5: Temel tasarımın sonlu elemanlar analizi modeli.

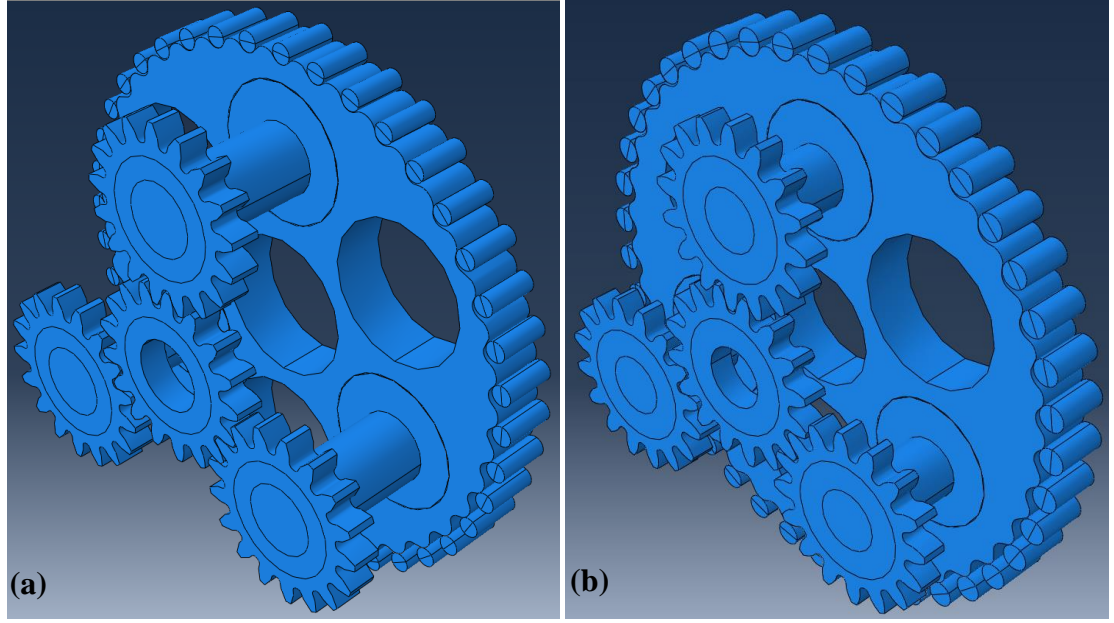
Şekil 4.6’da temel tasarıma ait mesh yapısı görülmektedir. Temel tasarımda 438424 hexahedral eleman bulunmaktadır. En kritik bölge olan disk-pim temas bölgesinde mesh yoğunluğu artırılmıştır. Bu bölgede diskin temas yüzeyindeki mesh boyutu 0,4mm genişliğinde tercih edilirken pimlerde ise 0,47mm’lik mesh genişliği tercih edilmiştir.



Şekil 4.6: Temel tasarımın mesh yapısı.

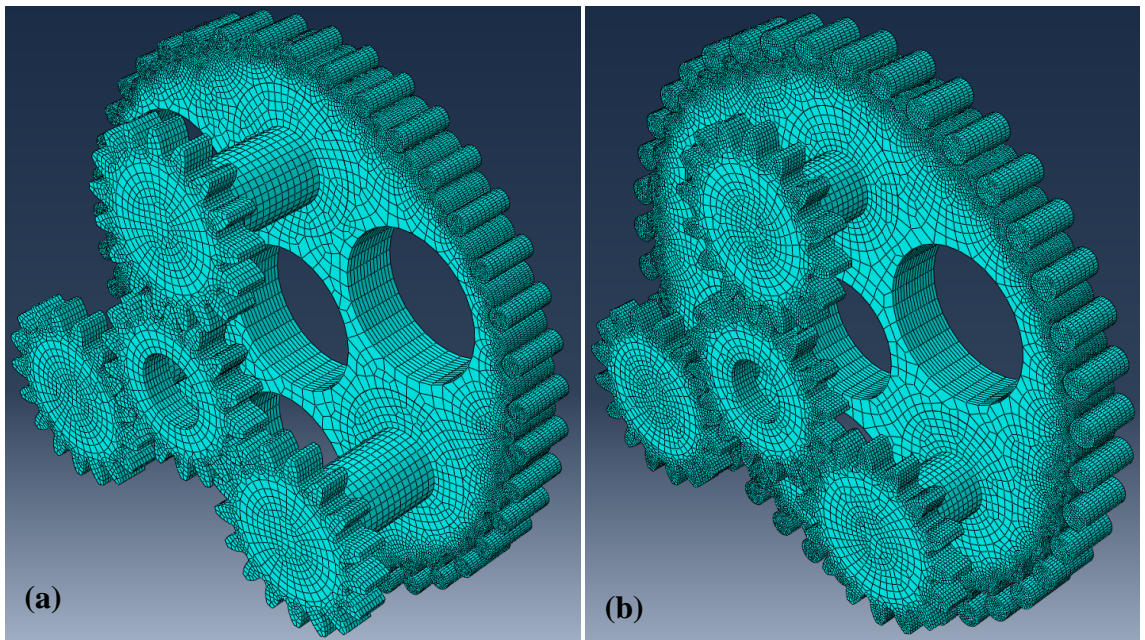
4.2. PSO ve QPSO Tasarımların Nümerik Analiz Modellerinin Oluşturulması

PSO ve QPSO algoritmaları kullanılarak temel tasarım parametrelerinin optimizasyonu sonucunda oluşturulan sonlu elemanları analizi modelleri Şekil 4.7’de verilmiştir. Şekil 4.7(a)’da PSO algoritması sonucunda çıkan parametrelere göre gerçekleştirilen tasarımın modeli, Şekil 4.7(b)’de ise QPSO algoritmasının kullanılması sonucunda ortaya çıkan parametreler ile gerçekleştirilen tasarımın modeli sunulmuştur. Modellerde temel tasarımda olduğu gibi gövde ve yatak malzemeleri ihmal edilmiş ve sikloid disk ile pim teması sonucunda oluşan gerilmeler gözlemlenmiştir. Aynı zamanda sistemin ihtiyacı olan tahrik, planet mekanizmanın güneş dişlisi tarafından sisteme verilmiştir.



Şekil 4.7: a) PSO, b) QPSO tasarımlarının sonlu elemanlar analizi modeli.

Elde edilen modeller üzerinde gerçekleştirilen mesh çalışmasında hexahedral eleman tipi kullanılmıştır. Temel tasarımda olduğu gibi özellikle temas bölgelerinde mesh yoğunluğu artırılmıştır. En kritik bölge olan disk yüzeylerinde 0,4mm boyunda mesh tanımlaması yapılırken pimlerde ise 0,47mm'lik mesh boyutu tercih edilmiştir. Bunun sonucunda PSO modeli için 156851, QPSO modelinde ise 215789 adet hexahedral mesh elemanı ile detaylı bir mesh yapısı oluşturulmuştur. Şekil 4.8(a)'da PSO modelinin, Şekil 4.8(b)'de ise QPSO modelinin mesh yapıları verilmiştir.



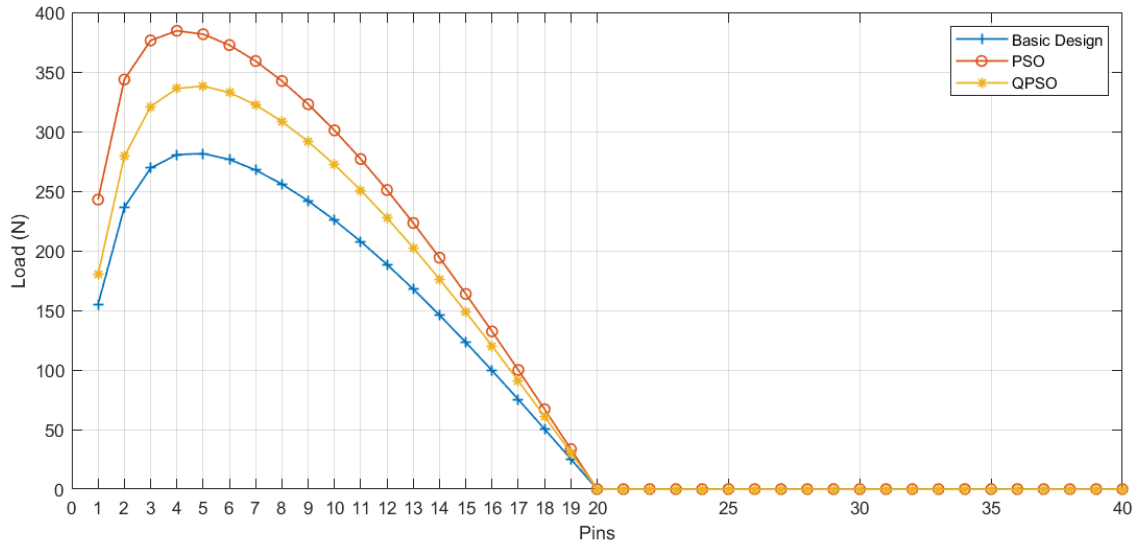
Şekil 4.8: a) PSO, b) QPSO tasarımlarının mesh yapıları.

BÖLÜM 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Temel tasarım ve optimizasyon algoritmaları ile elde edilen parametrelere göre gerçekleştirilen yeni tasarımların birbiri ile karşılaştırılması gerekmektedir. Bunun için öncelikli olarak Bölüm 2.3’de belirtilmiş olan sikloid disklerdeki yük dağılımı analitik olarak değerlendirilmiştir. Daha sonra sikloid disklerde oluşan gerilmelerin analizi için sonlu elemanlar analizi yöntemi ile modeller karşılaştırılmıştır.

5.1. Yük Dağılımları

Denklem 2.26 dikkate alınarak her bir diskte oluşan yük dağılımı hesaplandığında Şekil 5.1’de görüldüğü gibi en yüksek yük PSO modelinde meydana gelirken en düşük yük temel tasarım modelinde meydana gelmektedir.



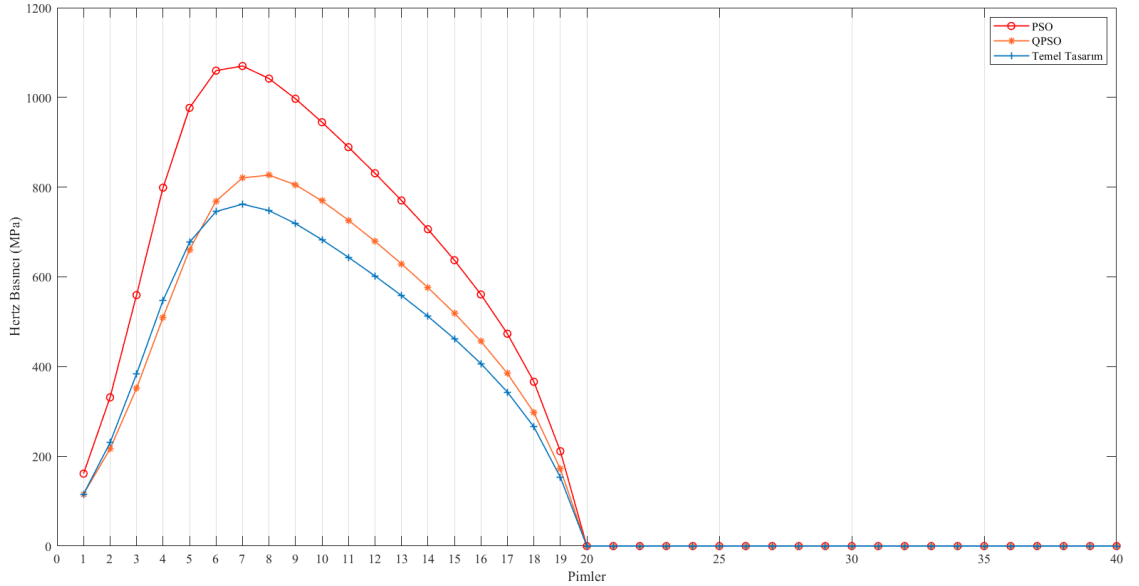
Şekil 5.1: Karşılaştırmalı yük dağılımı grafiği.

Disklerde oluşan en yüksek kuvvetlerin Hertz teoremine göre dikkate alındığında Denklem 3.14 ile disk ve pimlerdeki analitik yük dağılımı hesaplanabilmektedir. Buna göre üç tasarıma ait maksimum Hertz Basınçları Tablo 5.1’de sunulmuştur.

Tablo 5.1: Tasarımlarda oluşan en yüksek Hertz Basıncı değerleri.

Model	Eğrilik Yarıçapı	Maksimum Yük	Hertz Basıncı
Temel Tasarım	1,49	282,84	762,1
PSO	1,03	384,60	1070,1
QPSO	1,39	338,45	826,8

Hertz Basıncı disk ve pim yüzeylerinde oluşan basıncı ifade etmektedir. g13 kısıtı dikkate alınarak yüzeylerde oluşan Hertz Basınçları üç geometri için de dikkate alınarak geometriler oluşturulmuştur. Şekil 5.2’de üç tasarımda da pimlerde oluşan Hertz Basınçları karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Üç tasarımda da oluşan Hertz Basınçlarının malzeme için tanımlanan 1200MPa üst sınırını aşmadığı görülmektedir.

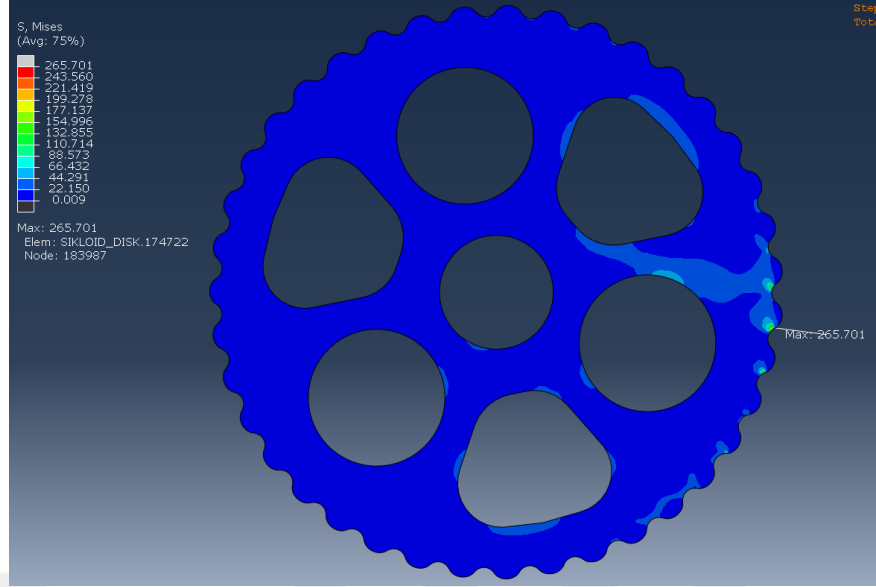


Şekil 5.2: Tasarımlara ait Hertz Basıncı dağılımı.

5.2. Nümerik Analiz ve Simülasyon Sonuçları

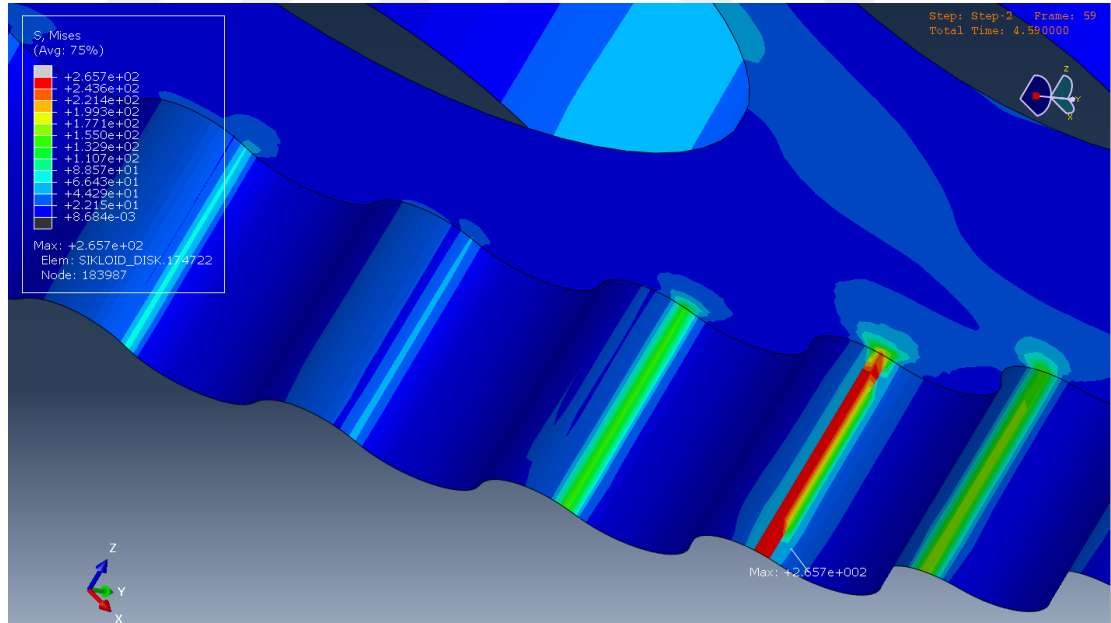
5.2.1. Temel Tasarım Nümerik Analizi ve Simülasyonu

Sonlu elemanlar analizi sonucunda temel tasarımda oluşan maksimum gerilmelerin Şekil 5.3’de görüldüğü gibi sikloid disk ile pimlerin temas ettiği yüzeylerde olduğu tespit edilmiştir. Oluşan maksimum gerilme değerinin ise 265,7 MPa değerinde olduğu gözlemlenmiştir. Diskin geri kalan bölgelerinde oluşan gerilmelerin özellikle krank boşlukları da dahil olmak üzere oldukça düşük olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 5.3: Temel tasarıma ait sikloid diskte meydana gelen gerilmeler.

Temel tasarımda oluşan maksimum gerilme bölgesi Şekil 5.4’de daha detaylı olarak verilmiştir. Ayrıca kavrama durumuna bağlı olarak disk yüzeyindeki disk-pim temas bölgelerinde oluşan gerilme dağılımını gözlemlenebilmektedir.

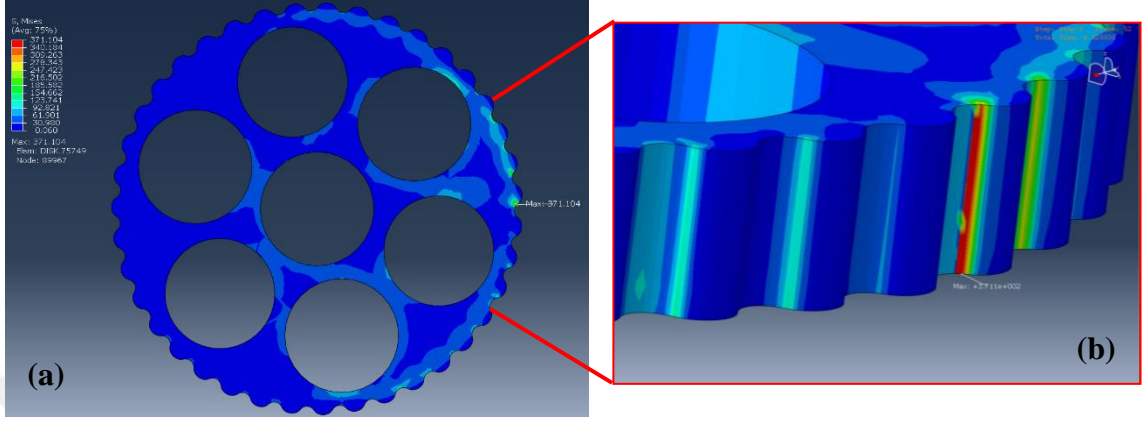


Şekil 5.4: Temel tasarım maksimum gerilme bölgesi.

5.2.2. Optimize Edilmiş Tasarımların Nümerik Analizleri ve Simülasyonları

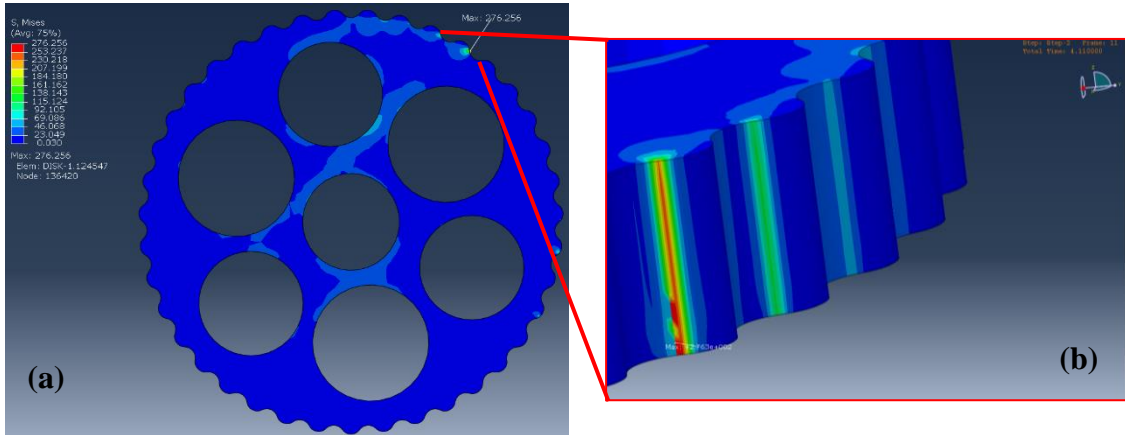
PSO tasarımına ait modelin sonlu elemanlar analizi sonucu Şekil 5.5’de verilmiştir. PSO tasarımında oluşan en yüksek gerilme 371,10[MPa] olarak belirlenmiştir. Temel tasarımda olduğu gibi en yüksek gerilme değeri disk-pim temas bölgesinde

gözlemlenmiştir. Tasarım için kritik olan ve kısıt denklemleri ile tanımlanamayan açıklıklar arasındaki gerilmelerin ise disk-pim temas bölgesine göre oldukça düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.5: a) PSO modeli gerilme dağılımı ve b) PSO en yüksek gerilme oluşum bölgesi.

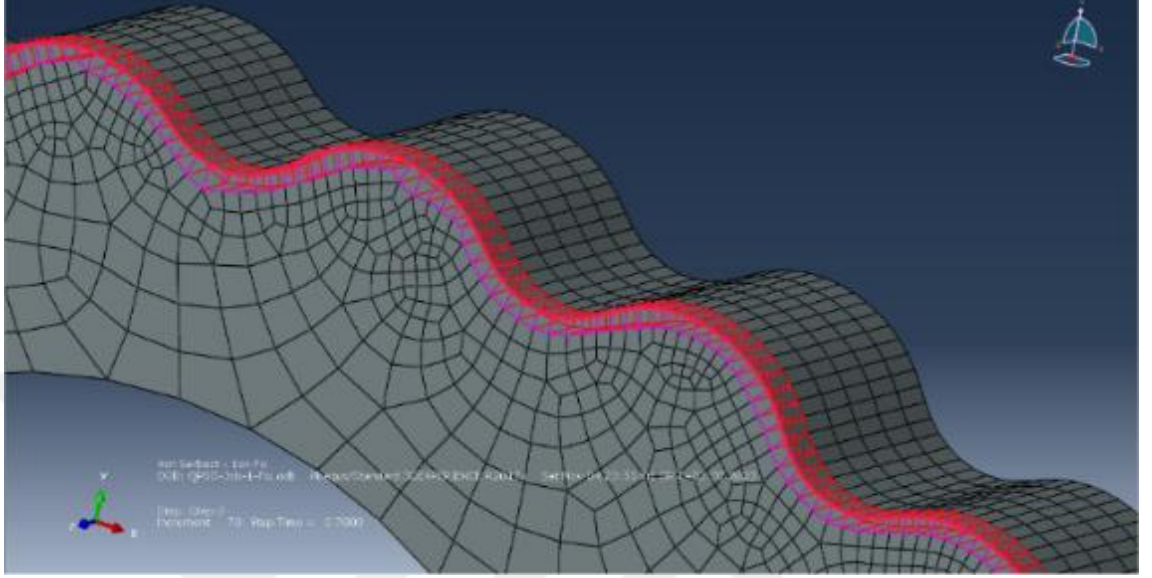
QPSO modelinde sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilmiş olan en yüksek gerilme değeri Şekil 5.6'da belirtildiği gibi 276,25[MPa]'dır. Diğer modellerde olduğu gibi en yüksek gerilme değerinin pim-disk temas bölgesinde olduğu tespit edilmiştir. Önemli olan bir diğer geometrik bölge olan açıklıklar arasındaki gerilmelerin yine diğer modellerde olduğu gibi maksimum gerilmeye göre oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.6: a) QPSO modeli gerilme dağılımı ve b) QPSO en yüksek gerilme oluşum bölgesi.

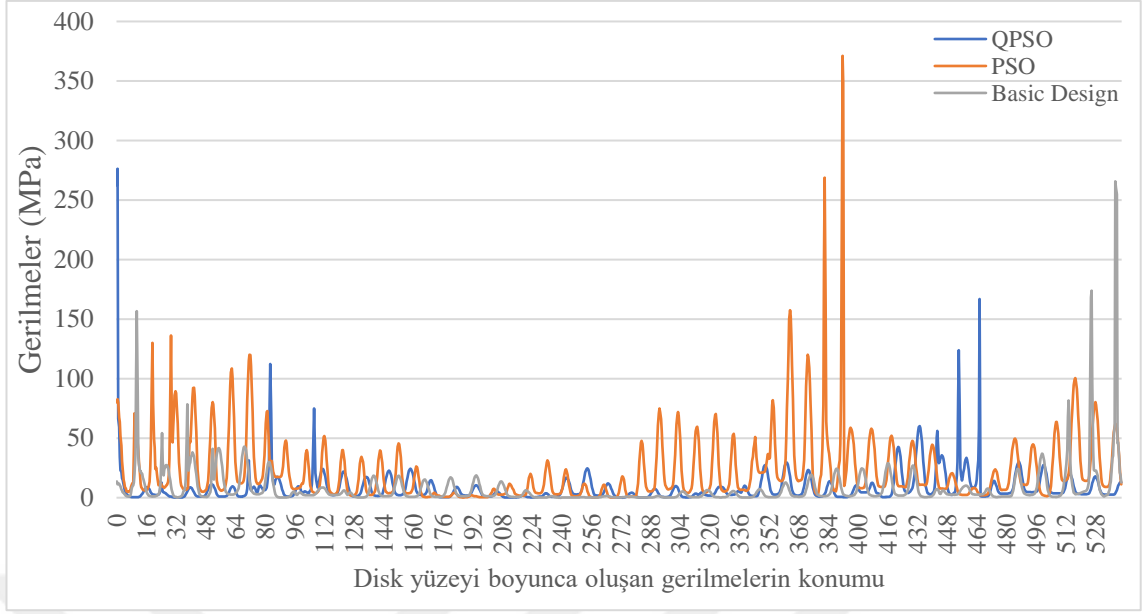
Oluşan gerilmeler dikkate alındığında QPSO modelindeki maksimum gerilmenin temel tasarımdaki maksimum gerilme durumu ile neredeyse eşit olduğu görülmektedir. QPSO modelindeki gerilmelerin PSO'ya göre düşük bir değere sahip olması analitik çözümde de gözlemlenen yük dağılımındaki maksimum yük durumu ile açıklanabilir.

Disk yüzeylerinde oluşan gerilmelerin takibi için her modelde bulunan disk yüzeyine Şekil 5.7'deki gibi bir yol (path) tanımlanmıştır. Bu sayede en kritik bölge olan disk yüzeyinde oluşan gerilmeler gözlemlenebilmiştir.



Şekil 5.7: Disk yüzeyi boyunca tanımlanan yol örneği.

300000[Nmm]'lik tork altında Şekil 5.7'de verilen yol boyunca düğüm noktalarında oluşan Von Mises gerilmeleri Şekil 5.8'de verilmiştir. Disk boyutlarına bağlı olarak düğüm sayıları değişiklik gösterse de her disk için oluşan en yüksek gerilmeler temel tasarım için 275,76[MPa], PSO için 371,10[MPa] ve QPSO için 276,25[MPa] olarak elde edilmiştir. Geometrik büyüklüğü göz önüne alındığında temel tasarımda oluşan gerilmelerin en düşük seviyede olması tahmin edilebilir bir sonuç olmakla beraber QPSO'nun PSO'ya nazaran daha güvenli bir bölgede olduğu söylenebilir. Disklerin çevresel uzunlukları değişiklik göstermektedir. Bu nedenle yol tanımlamalarındaki düğüm noktalarının sayıları farklılık göstermektedir. Üç geometri için de aynı konumdan başlatılarak yolların çizilmesine rağmen grafiklerde farklı konumlarda maksimum gerilmelerin gözlemlenmesi disklerde oluşan anlık gerilmelerin farklı kavrama pozisyonlarında oluşmasından kaynaklanmaktadır Bunun sebebi ise sikloid disk ve pimler arasındaki yağlama boşlukları nedeni ile oluşan geri tepmelerin gerilmeleri etkilemesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.8: Tüm tasarımlarda disk yüzeyi boyunca oluşan gerilmeler.

Şekil 5.8’de gözlemlenen bir diğer husus ise disk yüzeyi boyunca oluşan gerilmelerin analitik çözümde gözlemlendiği gibi logaritmik olarak düzenli bir artış ya da azalışa sahip olmamasıdır. Bu durum analitik çözümlemede boşlukların dikkate alınmıyor olmasından kaynaklanmaktadır.

Disk ve pim malzemesi olarak belirlenmiş olan 20MnCr5’in akma sınırı 600MPa olarak belirlenmiştir. Sikloid diskler için kritik bölgelerde yüzey sertleştirme işlemi yapılarak aşınma direnci arttırılmaktadır. Çalışma sonucunda elde edilmiş olan değerler sertleştirme işlemi yapılmadan geçerli malzeme için akma sınırına göre karşılaştırılmıştır. Geleneksel evolvent dişliler de dahil olmak üzere standart olarak tanımlanmış emniyet katsayısı bulunmamaktadır. Ancak sektörel olarak farklı talepler için Tablo 5.2’de verilen örneklerde olduğu gibi emniyet katsayısı kabulleri bulunmaktadır.

Tablo 5.2: Geleneksel dişliler için emniyet katsayısı kabulleri (Radzevich, 2021).

Redüktör Uygulama Durumu	Emniyet Katsayısı Aralığı
Endüstriyel ve robotik redüktörler	1,2-1,5
Yüksek tork ihtiyacı olan redüktörler	0,7-1,0
Yüksek güvenlik ve kritik uygulama alanındaki redüktörler (gemi ve uçak gibi)	1,4-2,0

Her üç sistem için emniyet katsayısını oluşan maksimum gerilme için değerlendirdiğimizde üç sistem için oluşan emniyet katsayıları Tablo 5.3’de verilmiştir. Buna göre temel tasarım ve QPSO modelinin yüksek güvenlik gerektiren alanlarda bile

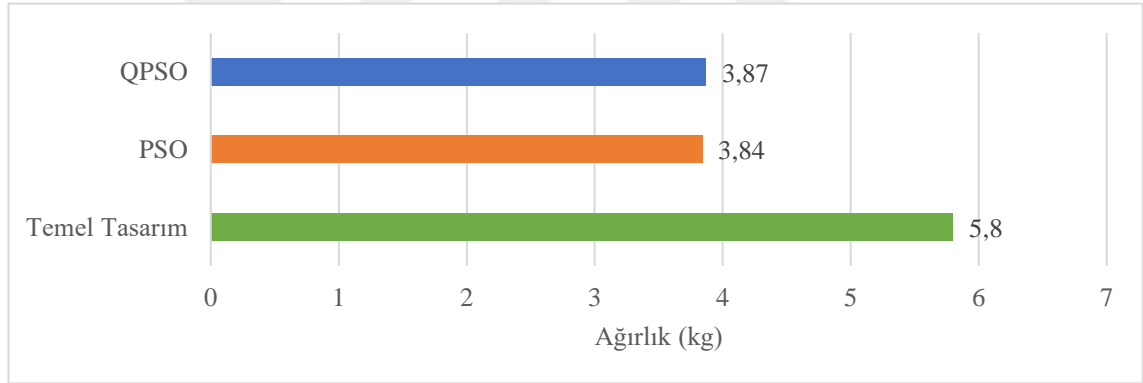
kabul gören emniyet katsayısından yüksek olduğu, PSO modelinin ise en azından bu aralık içerisinde yer aldığı görülmektedir.

Tablo 5.3: Redüktör tasarımları için oluşan emniyet katsayısı değerleri.

	Emniyet Katsayısı
Temel Tasarım	2,26
PSO Tasarımı	1,61
QPSO Tasarımı	2,17

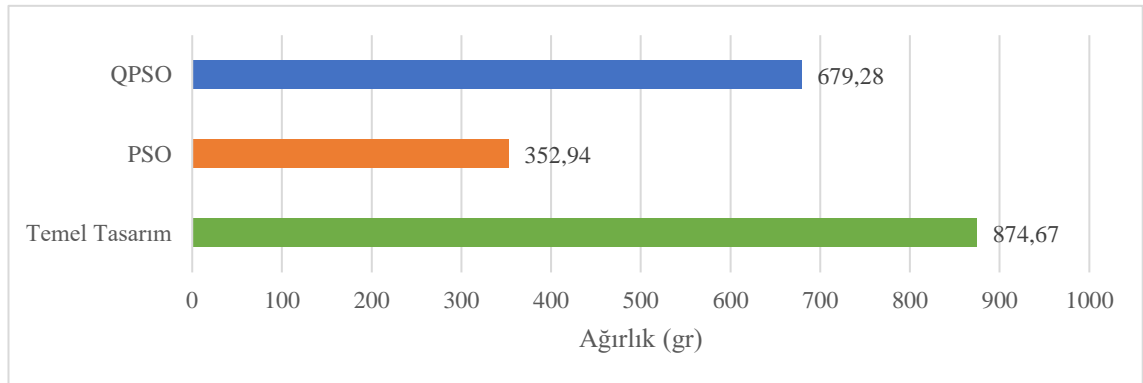
5.3. Ağırlıkların Karşılaştırılması

Optimizasyonda belirlenmiş olan amaç fonksiyonuna göre temel tasarım ile PSO ve QPSO tasarımlarının ağırlıkları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.9’da verilen grafikte de görüldüğü gibi PSO ve QPSO algoritmaları ile elde edilen tasarımların temel tasarıma göre ağırlığı sırası ile %33,3 ve %33,8 oranında azalttığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.9: Tasarım ağırlıklarının karşılaştırmalı değerleri.

Tasarımların tamamının yanı sıra redüktörü oluşturan en önemli parça olan sikloid disklerin ağırlıkları karşılaştırıldığında ise elde edilen sonuçlar Şekil 5.10’da verilmiştir.



Şekil 5.10: Sikloid disk ağırlıklarının karşılaştırma grafiği.

BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sikloid redüktörler, yüksek tork, düşük boşluk, yüksek konumlandırma hassasiyeti, ani darbelerle karşı dayanıklılık ve yüksek verime sahip çalışma performansları sebebi ile çeşitli sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Diğer taraftan endüstrinin tüm alanlarında hafiflik önemli olduğu gibi, güç aktarım organlarında da ağırlık azaltılması ve optimizasyonu, hem ekonomiklik hem de çevresel açıdan büyük önem taşır ve endüstride rekabet avantajı sağlar. Ancak sikloid redüktörlerin profilini oluşturan parametreler ve kullanılan rulmanların standart olmaması, ayrıca profil parametrelerinin birbirlerine doğrudan bağlı yani etkileşimli olması nedeni ile geleneksel tasarım yaklaşımlarıyla optimum tasarıma ulaşmak oldukça zordur.

Bu çalışmada, farklı alanlarda yaygın olarak uygulanan sezgisel optimizasyon algoritmalarından birisi olan PSO ve onun geliştirilmiş bir hali olan QPSO kullanılmıştır. Öncelikli amaç, tanımlanmış emniyet sınırlarını aşmadan redüktör bileşenlerinin ağırlıklarını ve toplam maliyetlerini minimize etmektir. Emniyet sınırları ise tercih edilmiş malzeme olan 20MnCr5 için belirlenmiş olan Hertz Basıncı limiti ile tanımlanmıştır. Ek olarak farklı çalışmalar göz önünde bulundurularak temel bir sikloid redüktör tasarımının ağırlık ve boyut optimizasyonu için önerilen kısıt denklemleri geliştirilmiştir. Her iki optimizasyon algoritmasından elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Algoritmaların performanslarının karşılaştırılmasında ağırlık azaltma, analitik yük dağılımı ve kararlılık durumları dikkate alınmıştır. Daha sonra, her bir algoritmadan ayrı ayrı elde edilen tasarım parametreleri kullanılarak farklı redüktörler tasarlanmıştır. Elde edilen her bir redüktör tasarımı sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuş ve diğerleri ile karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak, önerilen kısıt koşullarının ve sınır değerlerinin ağırlık azaltma problemi için uygun olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, temel tasarıma kıyasla PSO algoritmasının ağırlığı %33,3 oranında, QPSO algoritmasının ise %33,8 oranında azalttığı tespit edilmiştir. Her iki optimizasyon algoritması ile gerçekleştirilen 50 test göz önüne alındığında QPSO'nun PSO algoritmasına göre daha kararlı olduğu ve en yüksek ve en

düşük değerleri arasındaki farkın oldukça az olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum sikloid redüktörler için QPSO algoritmasının PSO'ya göre daha uygun olduğunu göstermektedir.

Kısıtlar arasında sikloid dişlinin iç yüzeyinde meydana gelen gerilmeler için henüz bir kısıtlama koşulu tanımlanamamıştır. Bu bölgeleri kritik durumu yalnızca sonlu elemanlar analizi yöntemi ile doğrulanabilmektedir. Bu nedenle sonlu elemanlar analizi şu anda optimizasyon algoritmalarından elde edilen ürünler için önemli bir doğrulama aracıdır. Sonlu elemanlar analizleri yöntemi, maksimum gerilmelerin sikloid dişli ile pimler arasındaki temas yüzeylerinde meydana geldiğini ortaya koymaktadır. Bu bulgu, sikloid dişli içindeki boşlukları tanımlamak için kullanılan kısıtlama koşullarını ve sınır değerlerini doğrulamaktadır.

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilemeyen yorulma ve yağlama analizlerinin ileride başka bir çalışma olarak yapılması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- Alipiev, O. (1988a). Geometry and forming epi-hypo-cycloidal toothed wheels in modified cyclo transmission (Part 1), (PhD Thesis), University of Ruse, Institute of Science and Technology, Bulgaria.
- Alipiev, O. (1988b). Geometry and forming epi-hypo-cycloidal toothed wheels in modified cyclo transmission (Part 2), (PhD Thesis), University of Ruse, Institute of Science and Technology, Bulgaria.
- Biernacki, K. (2021). New construction of cycloidal gear unit made of plastics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235(5), 800–811, <https://doi.org/10.1177/0954406220939999>
- Blagojevic, M., Marjanovic, N., Djordjevic, Z., Stojanovic, B., Marjanovic, V., Vujanac, R., & Disic, A. (2014). Numerical and experimental analysis of the cycloid disc stress state. *Tehnički Vjesnik*, 21(2), 377–382.
- Blagojevic, M., & Matejic, M. (2016). Stress and strain state of cycloid gear under dynamic loads. *Machine Design*, 8(September 2016), 129–132.
- Blagojevic, M., Matejic, M., & Kostic, N. (2018). Dynamic behaviour of a two-stage cycloidal speed reducer of a new design concept. *Tehnicki Vjesnik*, 25, 291–298, <https://doi.org/10.17559/TV-20160530144431>
- Bo, W., Jiayu, W., Guangwu, Z., Rongsong, Y., Hongjun, Z., & Tao, H. (2016). Mixed lubrication analysis of modified cycloidal gear used in the RV reducer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 230(2), 121–134, <https://doi.org/10.1177/1350650115593301>
- Borislavov, B., Borisov, I., & Panchev, V. (2012). Design of a planetary-cyclo-drive speed reducer cycloid stage, geometry, element analyses. (Bachelor Degree Project), Lineaus University, School of Engineering, Sweden.
- Brnic, J., Turkalj, G., Lanc, D., Canadija, M., Brcic, M., & Vukelic, G. (2014). Comparison of material properties: Steel 20MnCr5 and similar steels. *Journal of Constructional Steel Research*, 95, 81–89. <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2013.11.024>
- Chang, L. C., Tsai, S. J., & Huang, C. H. (2021). Contact characteristics of cycloid planetary gear drives considering backlashes and clearances. *Forschung Im Ingenieurwesen/Engineering Research*, 86, 337-356, <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00535-1>

- Chen, Z., Ou, Y., Long, S., Peng, W., & Yang, Z. (2018). Vibration characteristics analysis of the new pin-cycloid speed reducer. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 40(2), 1–17, <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1011-1>
- Clements, B. A., & Mullins, R. (2010). Improve the productivity of your factory automation systems with lightweight gears and actuators. 1–8. www.harmonicdrive.net
- Concli, F., Maccioni, L., & Gorla, C. (2019). Lubrication of gearboxes: CFD analysis of a cycloidal gear set. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 123(September), 101–112, <https://doi.org/10.2495/MPF190101>
- Dereli, S. (2018). Robotların ters kinematik çözümünde sezgisel optimizasyon algoritmalarının kullanılması ve FPGA ile gerçekleştirilmesi, (Doktora Tezi), Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Enstitüsü, Sakarya.
- Dereli, S., & Köker, R. (2021). Strengthening the PSO algorithm with a new technique inspired by the golf game and solving the complex engineering problem. *Complex & Intelligent Systems*, 7(3), 1515–1526.
- Flori, A., Oulhadj, H., & Siarry, P. (2022). Quantum Particle Swarm Optimization: an auto-adaptive PSO for local and global optimization. *Computational Optimization and Applications*, 82(2), 525–559.
- Gao, S., Zhang, Y., Ji, S., Li, Y., & Li, W. (2024). Multi-objective optimized design for modified cycloid-pin gear drive mechanism based on load-bearing capacity. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 18(2), 1–20. <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2024jamdsm0015>
- Gao, S., Zhang, Y., Ji, S., Liu, S., & Li, W. (2024). Double-stage multi-objective optimized design for cycloid pinwheel reducer based on genetic algorithm. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 38(1), 333–345. <https://doi.org/10.1007/s12206-023-1227-6>
- García, P. L., Crispel, S., Saerens, E., Verstraten, T., & Lefeber, D. (2020). Compact Gearboxes for Modern Robotics: A Review. *Frontiers in Robotics and AI*, 7(August). <https://doi.org/10.3389/frobt.2020.00103>
- Gong, J., Yan, H., Meng, F., & Jing, X. (2023). Thermal-elastohydrodynamic lubrication study of axial-modified greased cycloid drive in rotate vector reducer. *Tribology International*, 185(April), 108488. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108488>
- Gravagno, F. (2017). Mechanical Efficiency in Harmonic Drives, (Master of Degree), University of Rome, Mechanical Engineering Department, Rome, Italy. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15227.13609>
- Han, J., Li, W., & Qiao, Z. long. (2021). Lubrication characteristics of cycloid pin wheel transmission of RV reducer. *Journal of Central South University*, 28(2), 398–417. <https://doi.org/10.1007/s11771-021-4611-3>

- Han, L., Li, H., & Dong, Y. (2012). The optimal design of the 2K-V-type cycloid-pin reducer on the modern design method. *Proceedings - 2012 3rd International Conference on Digital Manufacturing and Automation, ICDMA 2012*, 927–930. <https://doi.org/10.1109/ICDMA.2012.219>
- Hu, Y., Li, G., Zhu, W., & Cui, J. (2020). An elastic transmission error compensation method for rotary vector speed reducers based on error sensitivity analysis. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(2). <https://doi.org/10.3390/app10020481>
- Huang, J., Li, C., & Chen, B. (2020). Optimization design of RV reducer crankshaft bearing. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(18). <https://doi.org/10.3390/APP10186520>
- Huang, Y., Du, X., Zhu, C., Ni, G., Ullah, N., & Liu, H. (2019). Mesh stiffness analysis of beveloid gears for the rotating vector transmission. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(8), 3943–3953. <https://doi.org/10.1007/s12206-019-0739-6>
- Jiang, N., Xie, X., Wen, Z., & Wang, S. (2020). Stability analysis of RV reducers of mobile manipulator system. *IEEE Region 10 Annual International Conference, Proceedings/TENCON*, 2020(1), 385–390. <https://doi.org/10.1109/TENCON50793.2020.9293939>
- Karba, B., Yıldırım, N., Vardar, M., Karpat, F., & Rackov, M. (2022). The Self-Compensation Approach for Backlash on Gear Train. *Mechanisms and Machine Science*, 109(February), 85–96. https://doi.org/10.1007/978-3-030-88465-9_6
- Korkmaz, F., & Karayel, D. (2023). A clearances reduction system with pre-stressed tooth contact in cycloidal reducers (Patent No. 2021 020011).
- Kostić, N., Blagojević, M., Petrović, N., Matejić, M., & Marjanović, N. (2018). Determination of real clearances between cycloidal speed reducer elements by the application of heuristic optimization. *Transactions of Famena*, 42(1), 15–26. <https://doi.org/10.21278/TOF.42102>
- Kumar, N. (2015). Investigation of drive-train dynamics of mechanical transmissions incorporating Cycloidal drives. June, 316. <http://eprints.qut.edu.au/84752/>
- Li, T., An, X., Deng, X., Li, J., & Li, Y. (2020). A new tooth profile modification method of cycloidal gears in precision reducers for robots. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(4), 1266–1282. <https://doi.org/10.3390/app10041266>
- Li, T., Tian, M., Xu, H., Deng, X., An, X., & Su, J. (2020). Meshing contact analysis of cycloidal-pin gear in RV reducer considering the influence of manufacturing error. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42(3), 1–14. <https://doi.org/10.1007/s40430-020-2208-7>
- Liang, X., Zuo, M. J., & Feng, Z. (2018). Dynamic modeling of gearbox faults: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 98, 852–876. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.05.024>

- Lin, W. S., Shih, Y. P., & Lee, J. J. (2014). Design of a two-stage cycloidal gear reducer with tooth modifications. *Mechanism and Machine Theory*, 79, 184–197. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.04.009>
- Liu, C., Shi, W., Xu, L., & Liu, K. (2021). A novel approach to calculating the transmission accuracy of a cycloid-pin gear pair based on error tooth surfaces. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(18). <https://doi.org/10.3390/app11188671>
- Liu, G., Cao, Y., Fang, Z., & Kang, Y. (2017). Tooth Profile Design of Cycloid Gear Based on NC Forming Machining. *Proceedings of the 2016 6th International Conference on Mechatronics, Computer and Education Informationization (MCEI 2016)*, 130(Mcei), 1279–1284. <https://doi.org/10.2991/mcei-16.2016.261>
- Maccioni, L., Concli, F., & Blagojevic, M. (2023). A new three-stage gearbox concept for high reduction ratios: Use of a nested-cycloidal architecture to increase the power density. *Mechanism and Machine Theory*, 181(August 2022), 105203. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105203>
- Matejic, M., Blagojevic, M., Disic, A., Matejic, M., Milovanovic, V., & Miletic, I. (2023). A dynamic analysis of the cycloid disc stress-strain state. *Applied Sciences (Switzerland)*, 13(7). <https://doi.org/10.3390/app13074390>
- Nabtesco. (2020). Nabtesco Product Guide. <https://www.nabtesco.de/en/downloads/product-catalogue>.
- Neagoe, M., Diaconescu, D., Jaliu, C., Pascale, L., Saulescu, R., & Sisea, S. (2008). On a new cycloidal planetary gear used to fit mechatronic systems of RES. *11th International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment, OPTIM 2008*, 439–448. <https://doi.org/10.1109/OPTIM.2008.4602446>
- Pham, A. D., & Ahn, H. J. (2017). Efficiency Analysis of a Cycloid Reducer Considering Tolerance. *Journal of Friction and Wear*, 38(6), 490–496. <https://doi.org/10.3103/S1068366617060113>
- Pham, A. D., & Ahn, H. J. (2018). High Precision Reducers for Industrial Robots Driving 4th Industrial Revolution: State of Arts, Analysis, Design, Performance Evaluation and Perspective. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology*, 5(4), 519–533. <https://doi.org/10.1007/s40684-018-0058-x>
- Phu Do, T., Ziegler, P., & Eberhard, P. (2015). Review on contact simulation of beveloid and cycloid gears and application of a modern approach to treat deformations. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 21(4), 359–388.
- Qiu, J., Gong, L., Liu, L., Luo, L., & Lou, J. (2023). An novel optimal design method for segmented modification of cycloid gear based on improved transmission efficiency. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 17(6), 1–13. <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2023jamdsm0069>
- Qiu, Z., & Xue, J. (2021). Review of performance testing of high precision reducers for industrial robots. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 183, 1-24. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.109794>

- Radzevich, S. P. (2021). Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture. In Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture. <https://doi.org/10.1201/9781003126881>
- Rao, Z. (2011). Planetary Transmission Mechanism Design. National Defense Industry Press, 11.
- Ren, Z. Y., Mao, S. M., Guo, W. C., & Guo, Z. (2017). Tooth modification and dynamic performance of the cycloidal drive. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85(June 2016), 857–866. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.09.029>
- Sensinger, J. W., & Lipsey, J. H. (2012). Cycloid vs. harmonic drives for use in high ratio, single stage robotic transmissions. *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 60611, 4130–4135. <https://doi.org/10.1109/ICRA.2012.6224739>
- Song, L., Shunke, L., Zheng, Z., & Chen, F. (2019). Analysis of the key structures of rv reducer based on finite element method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 544(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/544/1/012005>
- Song, Y., Liao, Q., Wei, S., Guo, L., Song, H., & Zhou, L. (2014). Modelling, simulation and experiment of a novel pure rolling cycloid reducer with involute teeth. *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 21(2), 184–192. <https://doi.org/10.1504/IJMIC.2014.060011>
- Spinie. (2017). Twinspin Catalogue. [https://www.spinea.com/svc/stream/media/downloads/Catalogue lists/M](https://www.spinea.com/svc/stream/media/downloads/Catalogue%20lists/M)
- Thube, S. V., & Bobak, T. R. (2012). Dynamic analysis of a cycloidal gearbox using finite element method. AGMA.
- Thube, S. V., & Bobak, T. R. (2011, 28-31 August). Dynamic Simulation and Analysis of a Cycloidal Speed Reducer. *Proceedings of the 11th ASME International Power Transmission and Gearing Conference*, Washington, 1–9.
- Tsai, S. J., Chang, L. C., & Huang, C. H. (2017). Design of cycloid planetary gear drives with tooth number difference of two: A comparative study on contact characteristics and load analysis. *Forschung Im Ingenieurwesen/Engineering Research*, 81(2–3), 325–336. <https://doi.org/10.1007/s10010-017-0244-y>
- Uzun, S. L. (2019). Profil Düzeltme Faktörünün Sikloidal Dişlerde Meydana Gelen Kuvvetler Üzerindeki Etkisinin Sonlu Elemanlar Yöntemi Analizleri ile İncelenmesi (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Waghole, V., & Tiwari, R. (2014). Optimization of needle roller bearing design using novel hybrid methods. *Mechanism and Machine Theory*, 72, 71–85. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.10.001>
- Wang, J., Luo, S., & Su, D. (2016). Multi-objective optimal design of cycloid speed reducer based on genetic algorithm. *Mechanism and Machine Theory*, 102(600), 135–148. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.04.007>

- Wang, R., Gao, F., Lu, M., & Liu, T. (2019). Meshing Efficiency Analysis of Modified Cycloidal Gear Used in the RV Reducer. *Tribology Transactions*, 62(3), 337–349. <https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1549689>
- Wang, S., Tan, J., Gu, J., & Huang, D. (2021). Study on Torsional Vibration of RV Reducer Based on Time-Varying Stiffness. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 9(1), 73–84. <https://doi.org/10.1007/s42417-020-00211-8>
- Wang, Y., Qian, Q., Chen, G., Jin, S., & Chen, Y. (2017). Multi-objective optimization design of cycloid pin gear planetary reducer. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(9), 1–10. <https://doi.org/10.1177/1687814017720053>
- Wei, L., Yao, C., & Wang, H. (2019). Finite Element Analysis of Dynamic Contact Stress of Planetary Gear of RV Reducer. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 929, 574–584. https://doi.org/10.1007/978-3-030-15740-1_78
- Xu, J., Luo, S., & Chen, S. X. (2016). Numerical Control Simulation and Experimental Study on End Milling Ordinary Cycloidal Gear in Five-axis CNC Machine Tool. *Manufacturing Technology*, 16(6), 57–58. <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2016/a/1213-2489/MT/16/6/1388>
- Xu, L. X., Chen, B. K., & Li, C. Y. (2019). Dynamic modelling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers. *Mechanism and Machine Theory*, 137, 432–458. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.035>
- Yan, H. Sen, & Lai, T. S. (2002). Geometry design of an elementary planetary gear train with cylindrical tooth-profiles. *Mechanism and Machine Theory*, 37(8), 757–767. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(02\)00009-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(02)00009-5)
- Yang, M., Zhang, D., Cheng, C., & Han, X. (2021). Reliability-based design optimization for RV reducer with experimental constraint. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 63(4), 2047–2064. <https://doi.org/10.1007/s00158-020-02781-3>
- Yang, Q., Liu, T., Wu, X., Deng, Y., & Chen, Q. (2021). A planetary gear reducer backlash identification based on servo motor current signal and optimized fisher discriminant analysis. *ISA Transactions*, 112, 350–362. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2020.12.016>
- Yang, Y., Zhou, G., Chang, L., & Chen, G. (2021). A modelling approach for kinematic equivalent mechanism and rotational transmission error of RV reducer. *Mechanism and Machine Theory*, 163, 104384. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104384>
- Yawei, L., & Yuanzhe, W. (2012). Design of a cycloid reducer, (Bachelor Degree Project), Lineaus University, School of Engineering, Sweden.
- Zeng, D., Liu, G., & He, K. (2018). Contact force analysis of RV reducer. 2018 6th International Conference on Mechanical, Automotive and Materials Engineering, CMAME 2018, 100–105. <https://doi.org/10.1109/CMAME.2018.8592456>

- Zhang, Y., Huang, J. Y., & He, W. (2022). Multi-objective optimization of cycloidal gear based on segmental modification of pressure angle. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 36(7), 3535–3545. <https://doi.org/10.1007/s12206-022-0630-8>
- Zhang, Y., Li, L., & Ji, S. (2022). Influence of cycloid-pin gear design parameters on bearing capacity and optimized design. In *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44(4), 1-18. <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03426-w>
- Zhao, Y., Han, Z., Tan, Q., Shan, W., Li, R., Wang, H., & Du, Y. (2024). Multi-Objective Optimization Design of Cycloid-Pin Gears Based on RV Reducer Precision Transmission Performance. *Energies*, 17(3), 654–681. <https://doi.org/10.3390/en17030654>



DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- [1] Korkmaz, F., Karayel D., (2023) Sikloidal Redüktörlerde Öngerilmeli Diş Temasıyla Boşluk Azaltıcı Bir Sistem, Türk Patent Enstitüsü, 2021 020011.
- [2] Korkmaz, F., Dereli, S., Karayel, D., Kolip, A., (2024). The Use of Heuristic Optimization Techniques on RV Cycloid Reducer Design: A Comparative Study, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2024.921>.



EKLER

EK A: Optimizasyon sonuçları

Tablo A.1: 50 optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen tasarım parametreleri ve ağırlık değerleri

e	D _z	d _z	B	PSO Ağırlık	QPSO Ağırlık
1,914328	120,0958	5,285102	9,320556	3,778496652	3,800834478
1,067599	110	4,555421	11,50667	3,865262867	3,847264591
1,483824	110	4,450771	6,4	3,777168163	3,875862083
1,077548	113,6165	5,356452	9,953504	3,97317323	3,887181129
1,149528	118,2777	5,88503	11,00913	3,974578547	3,864055819
1,284048	114,2123	4,542205	11,38368	3,860006021	3,849566575
1,049581	115,6571	4,158006	11,55982	3,797994848	3,796127468
1,016966	115,7866	5,798511	11,56909	3,860201527	3,862339568
1,300871	116,4995	4,886895	11,64311	3,824196439	3,836241203
1,229159	116,6146	4,40273	11,39756	3,830076189	3,865164279
1,174775	117,1355	4,893801	11,27752	3,865136417	3,894562342
1,106174	113,3976	6,004746	11,02253	3,833615558	3,897612466
1,163711	119,4605	4,300554	11,00121	3,992931091	3,839187547
1,061671	114,9194	4,027405	11,38523	3,784338564	3,867717459
1,096491	114,9745	5,403634	11,00898	3,913299367	3,838372141
0,999219	112,5931	5,761002	11,25553	3,806604792	3,897302901
1,102851	110,5976	4,225196	11,00453	3,762630181	3,875390654
1,290119	114,9396	4,34254	11,02447	3,886907962	3,833016087
1,257346	117,0591	6,291341	11,48197	3,875418752	3,833064061
1,086053	118,455	5,149523	11,39941	3,858925127	3,780937971
1,096158	115,6714	6,509864	11,48186	3,83341903	3,83861884
1,03314	117,5017	5,416205	11,54973	3,824695582	3,800300197
1,226671	112,0475	5,57172	11,02008	3,820126783	3,869383844
1,047385	114,8233	5,294949	11,00355	3,864413222	3,833188881
1,303652	115,9321	4,710055	11,36653	3,8657407	3,874302004
1,351727	120,1558	4,837441	11,24002	3,986004818	3,802560073
1,239354	119,0981	4,057491	11,9064	3,84472059	3,844812739
1,344569	119,5512	4,732157	11,56012	3,924816311	3,839070764
1,073702	115,044	5,287243	11,30601	3,813892461	3,83439507
1,018528	116,9849	5,537156	11,19493	3,86330697	3,828702514
1,07056	117,0964	4,700613	11,00638	3,896426628	3,862922061
1,322432	119,8724	7,358596	11,7521	3,927617114	3,844879986
1,318125	117,442	4,838126	11,40076	3,933449873	3,885315886
1,246477	110,8456	5,220895	11,04889	3,798869833	3,867383577
1,115823	115,4327	5,243917	11,51998	3,80034434	3,865309966
1,198296	116,2266	5,309339	11,22247	3,85985323	3,878015152
1,255249	119,2824	4,945272	11,03522	3,954211465	3,7728227
1,104869	111,7863	4,586737	11,02473	3,774766714	3,822580726
1,003236	114,9343	5,973046	11,28282	3,820823105	3,805197717
1,104493	113,0024	4,922464	11,00071	3,809695003	3,857746469
0,99649	119,3475	6,710079	11,00879	3,988599519	3,875207395
1,25417	111,8649	4,242996	11,02744	3,790024366	3,860630126
1,074639	112,6138	4,415982	11,00745	3,801343772	3,820774243
1,208709	116,9753	5,917859	11,3892	3,868330907	3,880793986

1,073499	115,0676	7,226333	11,00912	3,883484122	3,823474054
1,250497	117,1987	4,538061	11,30984	3,855861437	3,83053322
1,22552	117,4274	4,972609	11,04512	3,898290261	3,836574127
1,120819	118,7356	5,128168	11,03972	3,91068888	3,840546621
1,294143	115,3987	4,794082	11,17738	3,854707434	3,835327961
1,093318	111,1531	5,207457	11,06267	3,786517358	3,852864909

