

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PARÇACIK SÜRÜSÜ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ KULLANILARAK
TAŞIT DEBRİYAJ SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olgun KAYA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

AĞUSTOS 2017

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PARÇACIK SÜRÜSÜ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ KULLANILARAK
TAŞIT DEBRİYAJ SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olgun KAYA

(131080102)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Selçuk KARAGÖZ

AĞUSTOS 2017

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 131080102 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Olgun KAYA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "PARÇACIK SÜRÜSÜ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ KULLANILARAK TAŞIT DEBRİYAJ SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Selçuk KARAGÖZ**
Bursa Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ**
Bursa Teknik Üniversitesi
Doç. Dr. Rukiye ERTAN
Uludağ Üniversitesi

Savunma Tarihi : 1 Ağustos 2017

FBE Müdürü : **Doç. Dr. Murat ERTAŞ**
Bursa Teknik Üniversitesi/...../.....

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Olgun KAYA

İmzası:

X X X X X

Bana hep destek olan;

Aileme



ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Selçuk KARAGÖZ'e, değerli zamanından ayırarak bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, tez kapsamında yaptığım çalışmalar sırasında desteğini esirgemeyen Mehmet Ali TUNALI'ya (KBE Mühendislik), tez çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ağustos 2017

Olgun KAYA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vi
SEMBOLLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	3
3. MALZEME ve YÖNTEM.....	7
3.1 Diyafram Yaylar	7
3.1.1 Diyafram yayların malzemeleri ve üretimi	15
3.2 Optimizasyon	19
3.2.1 Tasarım değişkenleri	20
3.2.2 Amaç fonksiyonu	21
3.2.3 Tasarım kısıtları	21
3.2.4 Optimizasyonda sayısal yöntemler	23
3.2.5 Optimizasyonda sezgisel (heuristic) yöntemler	25
3.2.5.1 Genetik algoritmalar.....	26
3.2.5.2 Parçacık sürü algoritması	28
4. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	37
4.1 Diyafram Yayın Modellenmesi	37
4.2 Diyafram Yayın Yapısal Analizi	43
4.3 Diyafram Yayın Optimizasyon Çalışması.....	46
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ.....	55

SEMBOLLER

D_e	: Diyafram Yay Dış Çapı
D_i	: Diyafram Yay İç Çapı
D_0	: Diyafram Yay Dönme Merkezi Çapı
E	: Elastisite Modülü
F	: Yay Kuvveti
$f(x_i)$: Parçacık Konumundaki Çözüm Değeri
h_0	: Serbest Yayın Koni Yüksekliği
h'_0	: t' Kalınlığındaki Serbest Yayın Koni Yüksekliği
K_1, K_2, K_3, K_4	: Yay Sabitleri
l_0	: Serbest Yay Yüksekliği
m	: Enerji Yutucu Kütlesi
n	: Parçacık Sayısı
$p^{(k)}$: Parçacığa Ait En İyi Konum Değeri
s	: Deplasman
t	: Diyafram Yay Et Kalınlığı
t'	: Temas Yüzeyleri Düzleştirilmiş Yay Kalınlığı
v_b	: Bilişsel Hareket
v_e	: Eylemsizlik Hareketi
v_s	: Sosyal Hareket
x_i	: Parçacık Konumu
x_{\min}	: Taranacak Uzayın Alt Sınırı
x_{\max}	: Taranacak Uzayın Üst Sınırı
μ	: Poisson Oranı
σ_y	: Akma Gerilmesi
ρ	: Malzeme Yoğunluğu
δ	: Çap Oranı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Diyafram yay üzerinde değişken olarak atanan ölçüler ve bu ölçülerin tablo olarak gösterimleri (Diyafram yay tasarım değişkenleri).	39
Çizelge 4.2 : Diyafram yay için oluşturulan Taguchi tablosu.	40
Çizelge 4.3 : Taguchi tablosunda ki tasarımlar için analiz sonuçları	47
Çizelge 4.4 : Optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım ve analiz sonuçları.	50
Çizelge 4.5 : Optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım ile orijinal tasarımın karşılaştırılması.	50

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Debriyaj Diski[3].....	2
Şekil 1.2 : Debriyaj Baskısı[3].....	2
Şekil 3.1 : Disk yayın fiziksel büyüklükleri (D_i : İç çap, D_e : Dış çap, t: Kalınlık, l_0 : Yükseklik, h_0 : Koni yüksekliği)[6]	8
Şekil 3.2 : Değişik Yay Karakteristikleri a- Lineer, b-Kademeli, c- Azalan, d- Azalan, yatay ve artan, e- Azalan, negatif ve artan karakteristik [6].....	9
Şekil 3.3 : Kalınlık (t) sabit iken değişen koni yüksekliğine (h_0) bağlı diyafram yay karakteristiği[6].....	10
Şekil 3.4 : Koni yüksekliği (h_0) sabit iken değişen kalınlığa (t) bağlı diyafram yay karakteristiği[6].....	10
Şekil 3.5 : h_0/t oranının diyafram yay karakteristiği üzerindeki etkisi.	11
Şekil 3.6 : Diyafram yay dönme merkezi pozisyonu[7].....	12
Şekil 3.7 : Diyafram yaylarda deplasman-yay kuvveti ilişkisi[7]	14
Şekil 3.8 : h_0/t ve s/h_0 a bağlı olarak yay karakteristikleri[7].	14
Şekil 3.9 : 50CrV4 çeliğinin özellikleri[21].	15
Şekil 3.10 : Disk yayların üretim süreci[7].....	16
Şekil 3.11 : Geleneksel tasarım yöntemi [20].....	19
Şekil 3.12 : Optimum tasarım yöntemi [20].	20
Şekil 3.13 : $x_1=x_2$ kısıtı için uygun bölge (A-B çizgisi) [20]..	22
Şekil 3.14 : $x_1 \leq x_2$ kısıtı için uygun bölge (A-B çizgisi ve üzeri) [20].	22
Şekil 3.15 : Sınırsız alan ve fonksiyon[20].....	24
Şekil 3.16 : Sınırlı alan ve fonksiyon [20].....	24
Şekil 3.17 : Genetik algoritmalarda akış diyagramı [20].....	27
Şekil 3.18 : Parçacık sürü algoritmasında akış diyagramı[23]	30
Şekil 4.1 : Diyafram yay katı modeli.....	38
Şekil 4.2 : Diyafram yay üzerinde değişken olarak atanan ölçüler ve bu ölçülerin değişken kodları.	39
Şekil 4.3 : Diyafram yay yüzey modeli.	43
Şekil 4.4 : ANSYS Workbench malzeme özellikleri girişi.	44
Şekil 4.5 : Diyafram yay üzerinde sınır şartlarının gösterimi.....	44
Şekil 4.6 : Diyafram yay üzerinde sınır şartlarının ANSYS' te gösterimi	45
Şekil 4.7 : Diyafram yay Von-Mises gerilme değeri.....	46

PARÇACIK SÜRÜSÜ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ KULLANILARAK TAŞIT DEBRİYAJ SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Son yıllarda şirketler arasındaki rekabetin yüksek olması sebebiyle işletmeler kısa sürede, düşük maliyetli, yüksek kaliteli ve güvenilir ürünler üretmeye yönelmişlerdir. Bu amaç doğrultusunda çalışmalar yapılmış ve yeni optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Özellikle 1980'li yıllardan itibaren araştırmacılar daha doğru optimum çözüme daha hızlı şekilde ulaşmada mevcut yaşam formlarının beslenme ve üreme gibi faaliyetlerinden esinlenerek yöntemler geliştirmişlerdir. Parçacık sürü optimizasyon yöntemi de doğadan esinlenerek geliştirilen ve son yıllarda yaygın olarak kullanılan bir optimizasyon yöntemidir.

Taşıtlara gelince, aktarma organları sürüş kalitesini ve araç performansını etkileyen en önemli bileşenlerinden birisidir. Özellikle vites geçişlerinin yapılmasını sağlayan debriyaj sistemleri gerek uzun yol sürüşlerinde gerekse şehir içi dolayısıyla trafik içerisinde araç kullanımında konfor açısından önem arz etmektedir. Diyafram yay ise debriyaj sisteminin çalışmasını sağlayan temel parçalardan birisidir ve debriyaj sisteminin performansını da etiler. Bu nedenle daha iyi tasarımlara ulaşabilmek amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, debriyaj sisteminin çalışmasında kritik öneme sahip olan debriyaj diyafram yayının parçacık sürü optimizasyon algoritması ile gerilme kısıtı altında düşük kütleli bir tasarımı elde edilmiştir. Böylece çalışma performansı etkilenmeden maliyet düşürülmüş olacaktır. Bunun için öncelikle SOLIDWORK programı ile parametrik bir referans model tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu referans model incelenerek diyafram yayın işlevini etkilemeden hangi ölçülerin değiştirilebileceği belirlenmiştir. Belirlenen bu tasarım değişkenleri mantıklı alt ve üst sınırlar içinde kalacak şekilde bir algoritma kullanılarak 100 farklı tasarım oluşturulmuştur. Elde edilen bu farklı tasarımlar SOLIDWORKS 3 boyutlu modelleme programı kullanılarak modellenmiş ve ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımı ile yapısal analizleri yapılmıştır. Her bir tasarıma ait kütle ve maksimum eşdeğer gerilme elde edilerek tablo halinde kaydedilmiştir. Daha sonra elde edilen bu değerler, parçacık sürü optimizasyon yöntemi kullanılarak optimize edilmiş ve daha düşük kütleli bir diyafram yay elde edilmiştir.

Bu çalışma ile günümüzde tasarım sürecinde daha kısa sürede, daha düşük maliyetli, yüksek kaliteli ve daha güvenilir ürünler elde etme açısından optimizasyon çalışmalarının ne kadar önemli bir yer tuttuğu ifade edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Diyafram Yay, Optimum Tasarım, Parçacık Sürü Optimizasyonu, Düşük Kütleli Tasarım

DEVELOPMENT OF VEHICLE CLUTCH SYSTEM BY USING PARTICLE SWARM OPTIMIZATION METHOD

SUMMARY

Companies have been trying to produce low cost, high quality and reliable products in shorter time in last decades because of high competition level between other companies. For this reason many studies have been done on this subject and new optimization methods have developed. Especially researchers have been developing new optimization methods by inspiring living beings's feeding and reproduction activities to get more correct optimum solution (global optimum) from early 1980's. Particle swarm optimization method is one of these nature inspired methods that has been using commonly in last years.

On the other hand powertrain system is one of the most important parts of a vehicle which effects driving quality and vehicle performance. Especially clutch system which provides to gear shifting are very important for comfort when you are in traffic jam and also gaining ground. If the diaphragm spring is an essential part of a clutch system which makes the system to work and it also effects clutch system's performance. For this reason many studies have done to achieve better designs.

In this thesis, low mass diaphragm spring was designed which has critical role in clutch system by using particle swarm optimization algorithm in between stress limits. Thus we will have a low mass diaphragm spring design without decreasing working performance. For beginning a reference model design is designed by using SOLIDWORKS 3D design software. Then design variables was determined which are not effective on diaphragm spring function by using a reference model. 100 different designs was produced in accordance with these variables in between logical minimum and maximum limits by using a algorithm. These different designs was modeled in SOLIDWORKS 3D modeling software. Then structural analyses was performed in a ANSYS Workbench finite element program to get equivalent (Von-Mises) stress. Every value of equivalent (Von-Mises) stress and mass was saved as a table. After all these steps, values was optimized by using particle swarm optimization algorithm. Thus a new low mass diaphragm spring was obtained.

This study shows that how optimization is important for design process to get low cost, high performance and reliable products by the thesis is completed.

Key Words: Diaphragms Spring, Optimum Design, Particle Swarm Optimization, Low Mass Design

1. GİRİŞ

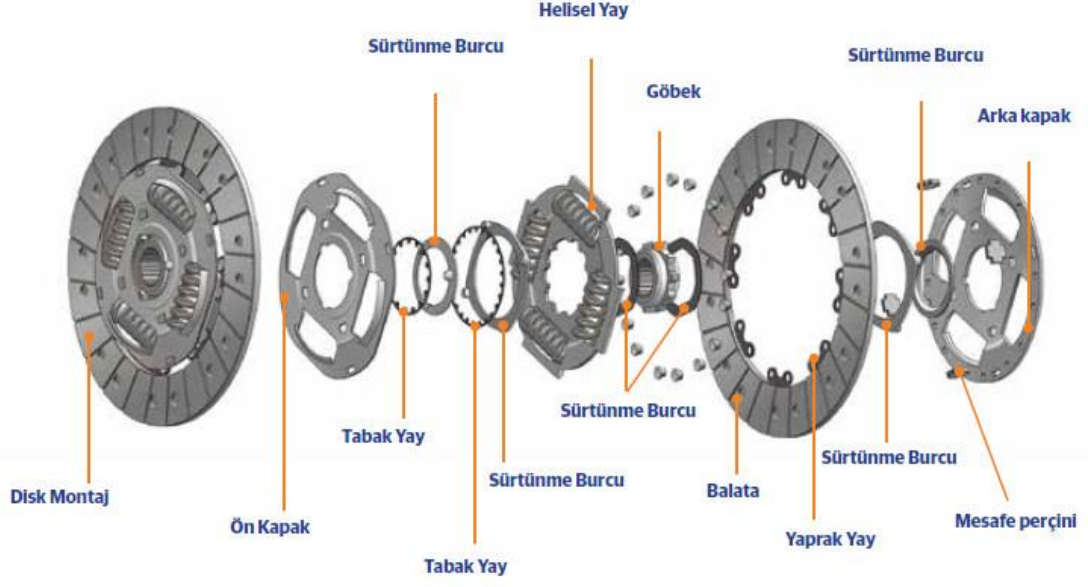
Son yıllarda otomotiv sektöründeki hızlı büyüme ile beraber trafiğe çıkan araç sayısının her geçen gün daha da artması markalar arası rekabeti üst düzeye çıkarmıştır. Bununla birlikte markalar özellikle araçların performansları açısından her yeni modelde yeni gelişmeler duyurmaktadırlar. Araç performanslarını etkileyen en önemli araç bileşenlerinden birisi aktarma organlarıdır. Aktarma organları sürüş kalitesi ve performansını direkt etkilemektedir. Özellikle vites geçişlerinin yapılmasını sağlayan debriyaj sistemleri gerek uzun yol sürüşlerinde gerekse şehir içi yoğun trafik içerisinde araç kullanımında konfor açısından önem arz etmektedir. Bu nedenle debriyaj istemlerinin performansları üzerine çeşitli çalışmalar yürütülmektedir.

Debriyaj sistemleri araçlarda motor ile vites kutusu arasına yerleştirilen ve motor çalışır durumda iken motor ile vites kutusu arasındaki bağlantıyı keserek güvenli bir şekilde vites değiştirilebilmesini sağlayan önemli bir makine elamanıdır. Diğer bir deyişle debriyaj sistemleri dönen iki mil arasında kesilebilir bir bağlantı sağlarlar[1].

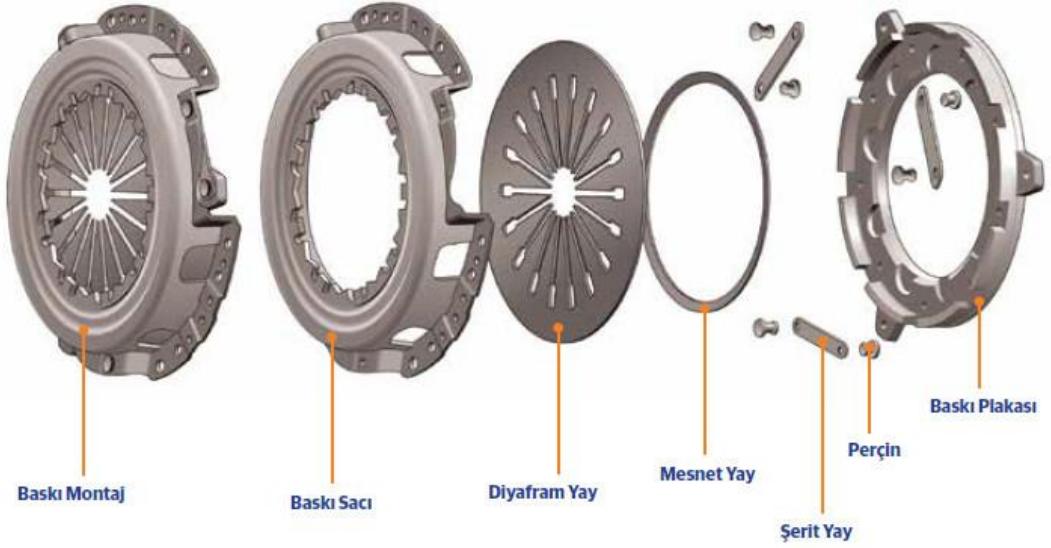
Debriyaj sistemleri;

- 1- Debriyaj diski (Şekil 1.1) ve
- 2- Debriyaj baskısı (Şekil 1.2) olmak üzere iki ana kısımdan oluşurlar[2]

Debriyajın fonksiyonunu yerine getirebilmesi en önemli parçalardan birisi diyafram yaydır. Yaylar güç ve enerji depolama özellikleri olan makine elamanlarıdır. Elastik bölgede kalma şartıyla malzeme özellikle nedeniyle uygulanan darbe veya ani kuvvetleri sönmeler, depolar veya işe çevirebilirler [5]. Diyafram yayın görevi baskı plakası ile volan arasında bulunan kavrama diskine gücün aktarılması için gerekli olan sürtünme kuvvetini sağlamaktır. Burada kullanılan yayın debriyajın kavramış olduğu durumda volanla baskı plakası arasında kaymaya izin vermeyecek nitelikte ve baskı kuvvetini baskı plakasına eşit olarak yayacak özellikte olması istenir [2].



Şekil 1.1 : Debriyaj Diski[3].



Şekil 1.2 : Debriyaj Baskısı[3].

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Disk yaylar her ne kadar sık kullanılan bir makine elemanı olmasa da birçok çalışmaya konu olmuştur. Literatürde yapılan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Kaiyuan ve Zhiming, darbe sönümlenme elemanı, valflerde basınç kontrol elemanı ve kavramalarda baskı elemanı gibi benzer kullanım alanlarına sahip olmaları nedeniyle diyafram yaylar ve Belleville yayları birlikte içeren bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, diyafram yayın ve Belleville yayının, bir konik kabuk ve kirişin geniş deplasman ve sonlu dönme teorileri ile deneysel metotlar kullanılarak statik tepkisini açıklamaya çalışmışlardır. Kaiyuan ve Zhiming yaptıkları bu çalışmada ortaya çıkan konik kabuk ve kirişin geniş deplasman denklemlerini ve basit denklemleri çözmek için integral eşitlik metodu ve iteratif yöntemleri kullanmışlardır. Ortaya çıkan çok sayıdaki sonuç, farklı varsayımlardan ortaya çıkan mantıksız sonuçlar olarak hesaplamalı metotlar ve klasik teorilerde dikkati çekmiştir [8].

Curti ve Raffa, yaptıkları çalışmada disk yaylara sonlu elemanlar analizi uygulayarak çıkan sonuçlar ile Almen-Laszlo teorisi kullanılarak elde edilen sonuçların bir birleriyle örtüşmesini yorumlamışlardır. Bu çalışmada dikkat çeken kısım ANSYS sonlu elemanlar analizi programı ile yapılan çalışmadır. Yapılan bu çalışmada iç ve dış çaplar eşit fakat kalınlıkları farklı olan iki adet disk yay kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan modellerde hareket kısıtı düşey doğrultuda yapılmıştır. Yapılan analizlerde yükün yayların üst kısımlarının iç taraflarından uygulanmasının doğruluğu kanıtlanmıştır. Analiz sonuçları teorik hesaplamalarla örtüşmüş ve bu yöntemin geçerliliğini göstermiştir [9].

Davet G., yaptığı çalışmada disk yayları iç ve dış çap, yay kalınlığı ve serbest yükseklik olmak üzere dört önemli geometrik boyutunu esas alarak disk yayları seri ve paralel bağlamanın yay sabiti üzerinde nasıl bir etkisi olduğunu gözlemlemeye çalışmıştır. Bunun yanında disk yayların ve bu yayları kullanım yerine bağlayan bağlantı elemanlarının malzeme özelliklerinin kullanım koşullarına bağlı olarak yay sabitini nasıl etkilediğini de incelemiştir. Davet yaptığı bu çalışmada diskleri seri

bağlamanın farklı şartlar altında yay sabitinin daha az değişken olduğunu ifade etmiştir [10].

La Rosa, Messina ve Risitano, yaptıkları çalışmada sabit kalınlıktaki yay ($\tau = 0$) ile değişken kalınlıklı yayları ($\tau = -1$, $\tau = +1$) teorik olarak inceleyip Almen-Laszlo teorisiyle, farklı geometrik parametrelere bağlı olarak yayın gerilme değerlerini ve sertlik eğrisini veren bir analiz gerçekleştirmişlerdir [11].

Pedersen N.L. ve Pedersen P., yaptıkları çalışmada sabit kalınlıklı disk yay, kalınlığı dış çaptan iç çapa doğru lineer artan disk yay ve kalınlığı iç çaptan dış çapa doğru lineer şekilde artan disk yay olmak üzere üç farklı disk yayın sonlu elemanlar analizi yöntemi ile dayanımları ve sertliklerini hesaplamış ve çıkan sonuçların karşılaştırmasını yapmışlardır. Ayrıca bu üç farklı modelin belirli bir sabit yük altında Von-Mises gerilme grafikleri ve kuvvet-deformasyon eğrileri elde edilerek yorumlanmaya çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlarda sabit kalınlığa sahip olan yayın en dayanıklı olduğu, kuvvetin uygulandığı bölgedeki kesitin az olması nedeniyle kalınlığı iç çaptan dış çapa doğru lineer artan yayın ise en dayanıksız yay olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlara dayanarak herhangi bir disk yay geometrisinin kuvvet-deformasyon ilişkisini belirlemek için genel bir formülasyon belirlemenin mümkün olmadığı belirlenmiştir. Bu nedenle yapılacak olan farklı yay tasarımlarında sonlu elemanlar yönteminin çok kullanışlı olacağı belirtilmiştir [12].

Doman, Fujii, Okubo ve Hanjun He, yaptıkları çalışmada üretim sırasında diyafram yay üzerinde oluşan artık gerilmelerin yay karakteristiği üzerindeki etkisini hem sayısal olarak hem de deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada artık gerilmelerin etkisini gözlemlemek için hem kumlama yapılmamış hem de tüm yüzeyleri 0,5 mm çapında ki demir bilyeler kullanılarak kumlanmış diyafram yaylar kullanılmıştır. Öncelikle diyafram yaylar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bilgisayar ortamında yay karakteristikleri belirlenmiş, sonrada belirlenen bu yay karakteristikleri gerçek test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda yüzeyleri kumlanmış olan diyafram yaylarda oluşan artık gerilmeler nedeniyle bilgisayar ortamında elde edilen yay karakteristikleri ile testler sonucunda elde edilen yay karakteristikleri arasında farklar olduğu gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda kumlama yapılan yayların serbest yüksekliklerinde bir değişim meydana gelmiş ve bu değişimin de yay karakteristik eğrisini etkilediği ancak oluşan artık gerilmelerin

yay karakteristik eğrisindeki etkisini sadece yay serbest yüksekliğinde meydana gelen farklılıkla açıklamanın yeterli olmayacağı sonucuna varılmıştır [13].

Carfagni ise yaptığı çalışmada yapılan diğer çalışmalara nazaran farklı bir yol izlemiştir. Belleville yaylar minimum şekil değişimiyle maksimum yükleri taşıyabilmeleri ile ön plana çıkarlar. Bu yayların tasarımında yay karakteristiği ve deformasyon-yükseklik oranı önemli rol oynar. Belleville yaylar kalıcı deformasyona uğramadan tamamen düz hale gelebilirler ($s = h_0$) ancak izin verilen maksimum gerilmenin altında kalmak için $s \leq 0,75 \cdot h_0$ ilişkisi dikkate alınır. Carfagni bu temelleri dikkate alarak Belleville yaylarda izin verilen maksimum deformasyon miktarını girdi olarak kullanıp girdiye uygun şartlarda çalışacak yayın ölçülendirilmiş geometrik tasarımın ve işleyiş kontrolünü yapan, yay karakteristiğini ve yay sapmalarını grafik ve tablo olarak veren, yayın seri ve paralel bağlama durumundaki karakteristiklerini de hesaplayan ve bunlara ek olarak yayın yorulma hesaplarını da yapan bir algoritma geliştirmiştir [14].

Paredes ve Daidie de Carfagni'nin yaptığı çalışmaya benzer bir çalışma yapmışlardır. Carfagni'nin geliştirdiği algoritmayı baz alarak katalogdan, girilen ihtiyaca göre bir disk yay seçmeyi sağlayan başka bir program geliştirmişlerdir. Yani Paredes ve Daidie' nin geliştirdikleri program doğrudan tasarımcının ihtiyaçlarını girdi olarak alıp bu ihtiyaçlar doğrultusunda katalogdan ya da özel tasarım bir yayı önerir. Önerilen yayları kolayca karşılaştırabilir ve kararını buna göre verebilir. Geliştirilen programın çıktı olarak yayın yorulma ömrünü ve üretim toleranslarını vermemesi olumsuz yanıdır [15].

Necmettin Kaya, yaptığı çalışmada, diyafram yay üzerinde boşaltma yapılan kısımlarının (diyafram yay pencerelerinin), yayın yorulma dayanımını arttırmak amacıyla genetik algoritma kullanarak optimizasyonunu yapmıştır. Bilindiği üzere gerilme dağılımı yorulma ömrünün hesabında önemli bir yer tutmaktadır. N. Kaya DELPHI programlama dilinde geliştirdiği genetik algoritma ve ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımını kullanarak minimum kütle ve minimum gerilme değerlerini elde etmek için yay pencerelerinin şekilsel optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. N. Kaya sonraki aşamada şekil optimizasyonu yapılmış yay ile optimizasyonu yapılmamış yayları yorulma mukavemetleri açısından karşılaştırmayı hedeflemektedir [16].

Saini, Kumar ve Tandon ise yine diğerk birçok çalışmada olduğu gibi disk geometrisi üzerine çalışmışlardır ancak yay kesitini parabolik olarak tasarlamaları bu çalışmayı zgn bir çalışma haline getirmiştir. Yapılan bu çalışmada, kalınlıkları lineer değişen yayların performansını geliştirmek amacıyla kalınlıkları parabolik değişen disk yaylar için teorik bir analiz yöntemi geliştirilmiştir. Bu çalışmada profil, bir konikleştirme faktörü (τ) ve bir eğrilik faktörü (κ) ile tanımlanmıştır. Konikleştirme ve eğrilik faktörü disk yayın i ve dış çap kalınlık değerlerine göre belirlenen sayısal verilerdir. Disk yay belirlenen değerler ışığında içbükey yada dışbükey olabilir. Yapılan çalışmada dışbükey parabolik kalınlıklı profile sahip yayın lineer değişken kalınlığa sahip bir yaya göre %3 ila %8 daha az kütleye sahip olduğu belirlenmiştir. Bu tasarımın daha ekonomik olmasının yanında oluşan çevresel gerilmelerin mutlak değerleri dikkate alındığında gerilmelerde düşüşe neden olmuştur [17].

Yapılan alışmalar incelendiği zaman diyafram yayların karakteristiklerini ve performanslarını belirlemek için bir çok çalışmanın yapıldığı görülmüştür. Ancak diyafram yay tasarımlarında optimizasyon yöntemlerinin kullanımı ile pek sık karşılaşılmamıştır. Özellikle son yıllarda üretim maliyetleri ve zaman konusunda kazanımda bulunabilmek için sonlu elemanlar yönteminin ve optimizasyonun kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Bu nedenle bu çalışmada parçacık sürü optimizasyon algoritması kullanılarak optimum bir tasarım elde edilmeye çalışılmıştır.

3. MALZEME ve YÖNTEM

3.1 Diyafram Yaylar

Disk yaylar, koni şeklinde disklerden oluşmaktadır. Şekli dikkate alındığında benzediği için tabak veya çanak yay isimleriyle de anılır. Ancak literatürde mucidi olmamasına rağmen 1861 yılında patentini alan inşaat mühendisi Julien Francois Belleville'den gelen Belleville yayı olarak geçer. Belleville, patentini aldıktan sonra bu yayı topların geri tepmesini sönmölemek amacıyla kullanmıştır [5].

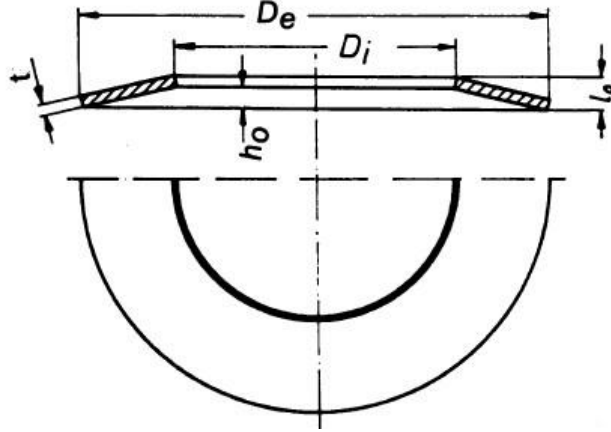
Disk yaylar, aksel yüklemeye için tasarlanırlar ve çok büyük kuvvetlere karşılık çok küçük deplasmanın gerekli olduğu durumlar için idealdirler ve bu nedenle de geleneksel yaylarda erişilemeyen yük-deformasyon karakteristiklerine erişebilirler. Bu özellikleriyle daha az yer kaplarlar dolayısıyla aksel mesafenin kısıtlı olduğu yerlerde rahatlıkla kullanılabilirler. Disk yayların geleneksel yaylara göre bazı özellikleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir [5-7].

- Yüksek kuvvetleri küçük bir deplasmanla karşılayabilir. Bu da küçük bir montaj alanında işlevlerini yerine getirebilmelerini sağlar.
- Boyutsal ilişkilere bağlı olarak uygun dizilimlerle lineer, azalan veya artan yay karakteristikleri elde edilebilir.
- Dinamik yük altında uzun ömürlüdürler.
- Yayların neredeyse sınırsız kombinasyonu ile karakteristik eğrisi ve sütun genişliği daha da genişletilebilir.
- Elastiklikleri yüksektir ve kabul edilen yük aralığında kalıcı deformasyon göstermezler.
- Yay istif karakteristiği ve yay istif yüksekliğiyle oynanarak kolaylıkla değiştirilebilir.
- Uygun dizilimlerle (özellikle seri) yüksek sönmöleme etkisine ulaşılabilir.

- Farklı dizilimlerle farklı karakteristiklere ulaşılabilmesi nedeniyle stoklama minimuma indirilmiş olur.
- Cıvata bağlantılarında kullanıldığında yüksek bir birleşme kuvveti sağlar.
- Disk yayların dairesel şekilleri nedeniyle yük iletimi eş merkezlidir.

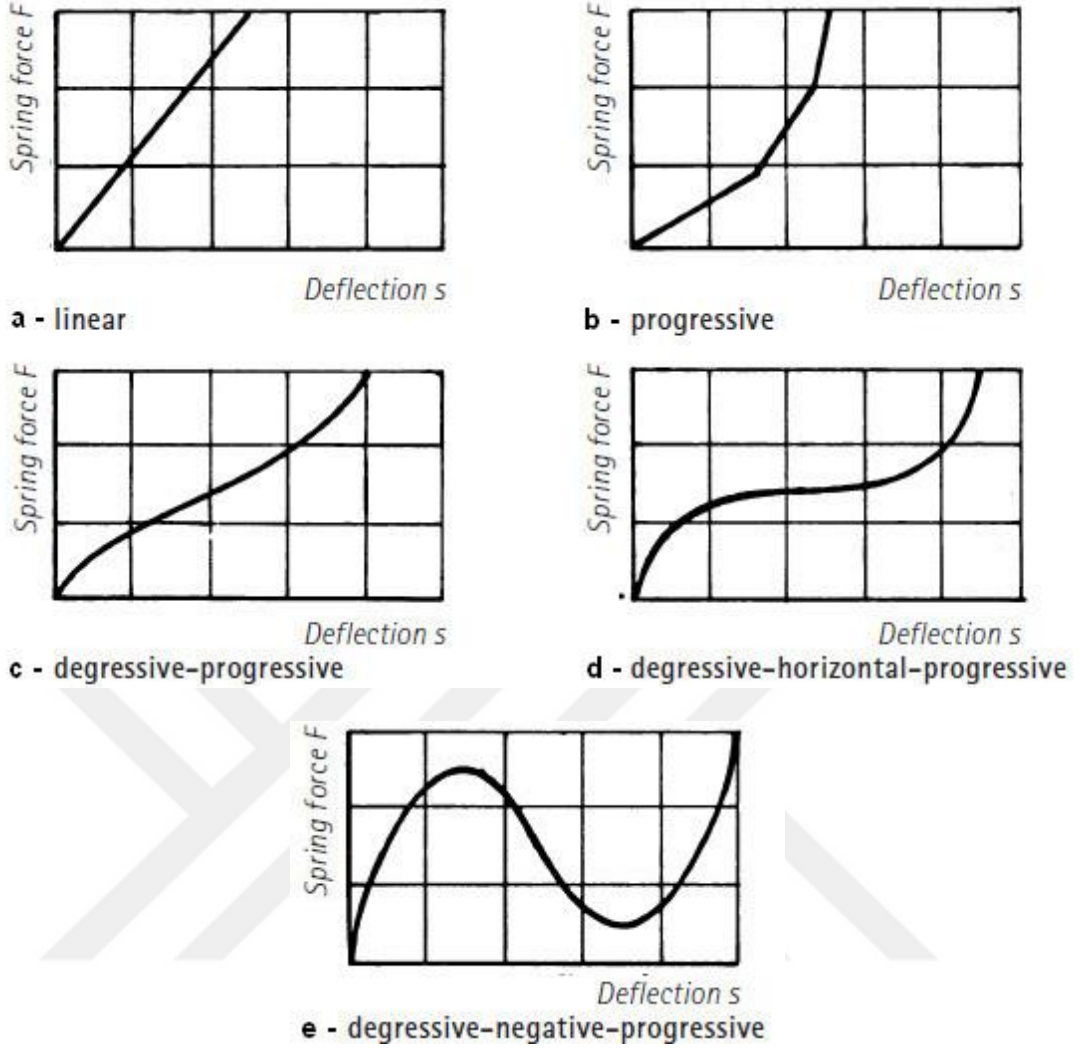
Bir disk yayın üzerindeki fiziksel büyüklükler (Şekil 3.1); iç çap, dış çap, yay karakteristiğinin önemli etkenlerinden olan koni yüksekliği ve yay kalınlığıdır.

Şekil 3.1'den de görüleceği gibi bir disk yay maksimum h_0 : koni yüksekliği kadar yani disk yayın üst kısım iç yüzeyi ile yayın zemini arasındaki mesafe kadar deformasyona uğrayabilir. Bu mesafe çökme miktarı olarak isimlendirilir. Tasarımlarda çökme miktarının kalıcı şekil değiştirme riskini artırması sebebiyle koni yüksekliğinin 0,75 katından büyük olması önerilmez.[5]



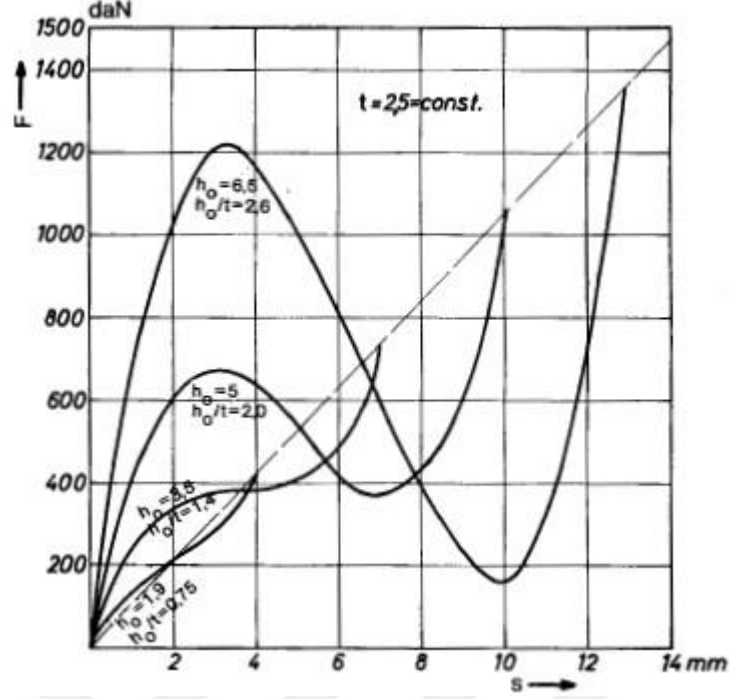
Şekil 3.1 : Disk yayın fiziksel büyüklükleri (D_i : İç çap, D_e : Dış çap, t : Kalınlık, l_0 : Yükseklik, h_0 : Koni yüksekliği).

Başka hiçbir yay tipi diyafram yaylar gibi ayarlanabilir yük-deformasyon karakteristiğine sahip değildir. Öyle ki diyafram yaylar lineer (linear) bir karakteristiğe, farklı dizilimlerle artan (progressive) bir karakteristiğe, azalan (degressive) bir karakteristiğe hatta negatif (negative) bir karakteristiğe sahip olabilirler (Şekil 3.2). Bu sıra dışı özellik diyafram yayların makine tasarımında çok önemli ve eşsiz bir yer tutmasını sağlar[6].

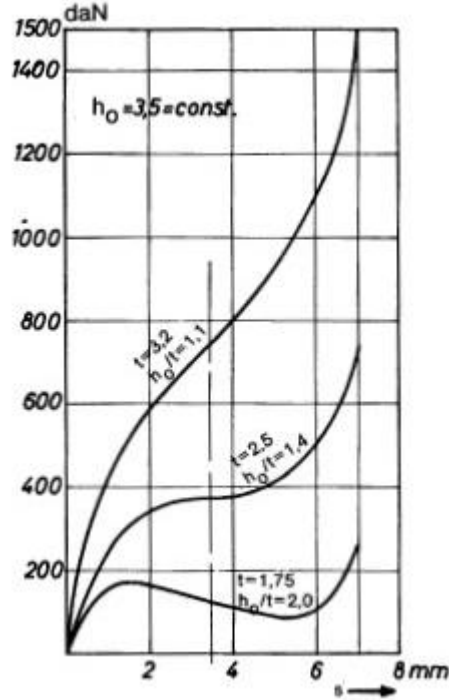


Şekil 3.2 : Değişik Yay Karakteristikleri a- Lineer, b- Kademeli, c- Azalan, d- Azalan, yatay ve artan, e- Azalan, negatif ve artan karakteristik [6].

Diyafram yay karakteristiği, değişen koni yüksekliği (h_0) - kalınlık (t) oranına göre geniş bir yelpazede değişkenlik gösterir. Kalınlık (t) sabit iken değişen koni yüksekliğine (h_0) bağlı olarak diyafram yay karakteristiği Şekil 3.3'te, koni yüksekliği (h_0) sabit iken değişen kalınlığa (t) bağlı olarak diyafram yay karakteristiği de Şekil 3.4'te görülebilir.



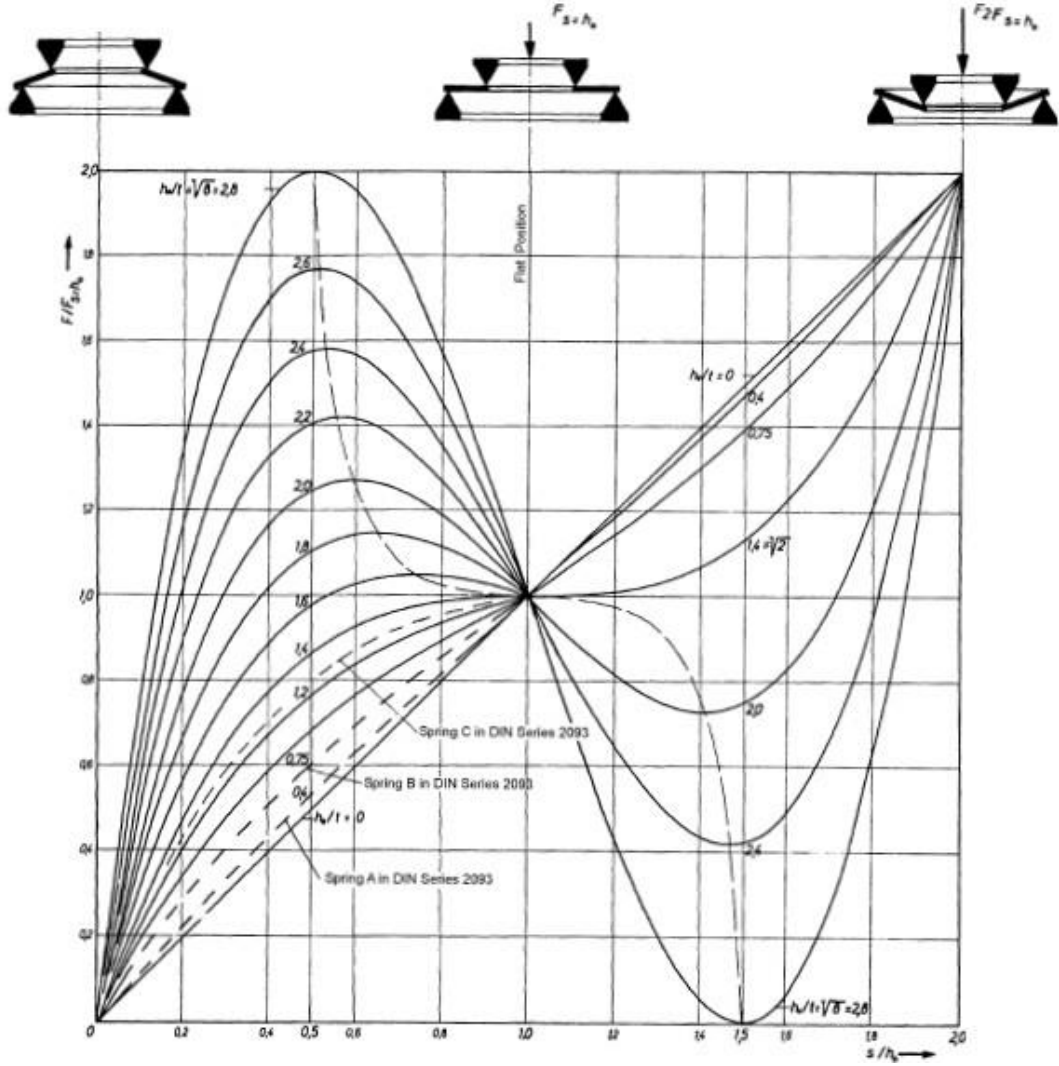
Şekil 3.3 : Kalınlık (t) sabit iken değişen koni yüksekliğine (h_0) bağlı diyafram yay karakteristiği[6].



Şekil 3.4 : Koni yüksekliği (h_0) sabit iken değişen kalınlığa (t) bağlı diyafram yay karakteristiği[6].

Şekil 3.5' te gösterilen grafikteki eğimin değiştiği nokta, diyafram yayın yük altında tamamen düz olduğu anı göstermektedir. Eğimin değiştiği bu noktalar kesikli çizgi ile yay karakteristiğinin kesişim noktalarıdır. Şekil 3.5 aynı zamanda h_0/t oranının

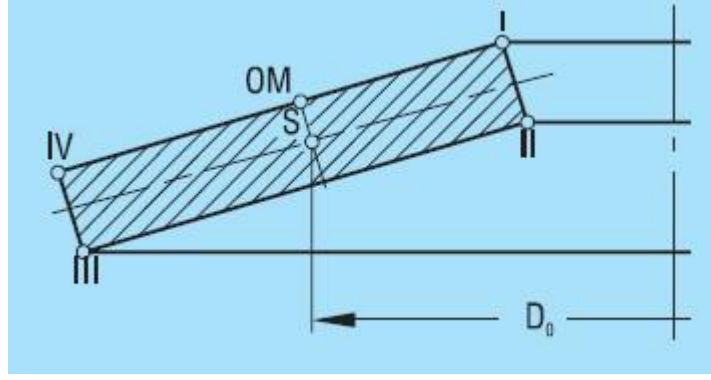
diyafram yay karakteristiği üzerindeki etkisini göstermektedir. Ancak burada yay kuvveti F koni yüksekliği h_0 cinsinden gösterilmektedir. Grafikteki eğriler verilen herhangi bir diyafram yay için istenen karakteristik eğrisinin şeklinden uygulanabilir h_0/t oranını bulunmasını sağlar.



Şekil 3.5 : h_0/t oranının diyafram yay karakteristiği üzerindeki etkisi.

Diyafram Yayların Hesaplamaları;

Almen ve László yaptıkları çalışmalarda deplasman süresince yay kanadının, yayın dönme merkezi etrafında döndüğünü kabul etmişlerdir (Şekil 3.6). diyafram yayların karakteristiklerinin hesaplanması için geliştirmiş olduğu formülasyon DIN 2092 standardının temelini oluşturmaktadır. DIN 2092 standardına göre ve DIN 2093'e göre diyafram yayların karakteristik hesabı aşağıdaki şekilde yapılmaktadır.



Şekil 3.6 : Diyafram yay dönme merkezi pozisyonu[7].

$$D_0 = \frac{D_e - D_i}{\ln(D_e/D_i)} \quad 3.1$$

$$h_0 = l_0 - t \quad 3.2$$

$$\delta = D_0/D_i \quad 3.3$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln\delta}} \quad 3.4$$

$$C_1 = \frac{\left(\frac{t'}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4}\right) \left(\frac{5}{8} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8}\right)} \quad 3.5$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{\delta-1}{\ln\delta} - 1}{\ln\delta} \quad 3.6$$

$$C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{t'}{t}\right)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{l_0}{t} - 1\right)^2 + 1 \right] \quad 3.7$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\delta-1}{\ln\delta} \quad 3.8$$

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}} \quad 3.9$$

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t} \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t}\right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t}\right) + 1 \right] \quad 3.10$$

$s = h_0$ için;

$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot h_0}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \quad 3.11$$

$K_4 = 1$ için (Temas yüzeyleri düzleştirilmiş disk yaylar için);

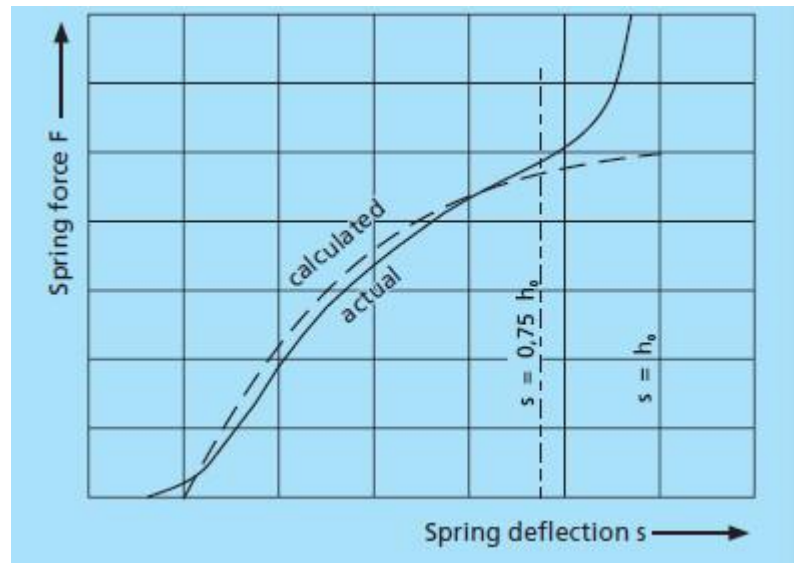
$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] \quad 3.12$$

Temas yüzeyleri düzleştirilmiş ve kalınlığı azaltılmış disk yay için ($h'_0 = l_0 - t'$)

$$F = \frac{4E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t'^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t'} \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h'_0}{t'} - \frac{s}{t'} \right) \left(\frac{h'_0}{t'} - \frac{s}{2t'} \right) + 1 \right] \quad 3.13$$

Bu formülasyon ile yayın yapacağı deplasmana (s) karşılık olan yay kuvveti (F) hesaplanabilir ve böylece yayın kuvvet-deplasman (F - s) eğrisi elde edilebilir. Ancak diyafram yayların karakteristiklerinin hesaplanmasında bazı kısıtlar bulunmaktadır, Matematiksel model ancak kullanılan malzemenin elastisite modülünün sıcaklıkla değişmediği kabulü yapıldığında doğru sonuç vermektedir. Ayrıca et kalınlığı $t=6$ mm den büyük olan diyafram yayların karakteristik hesaplamalarında da hata oranı artmaktadır [7].

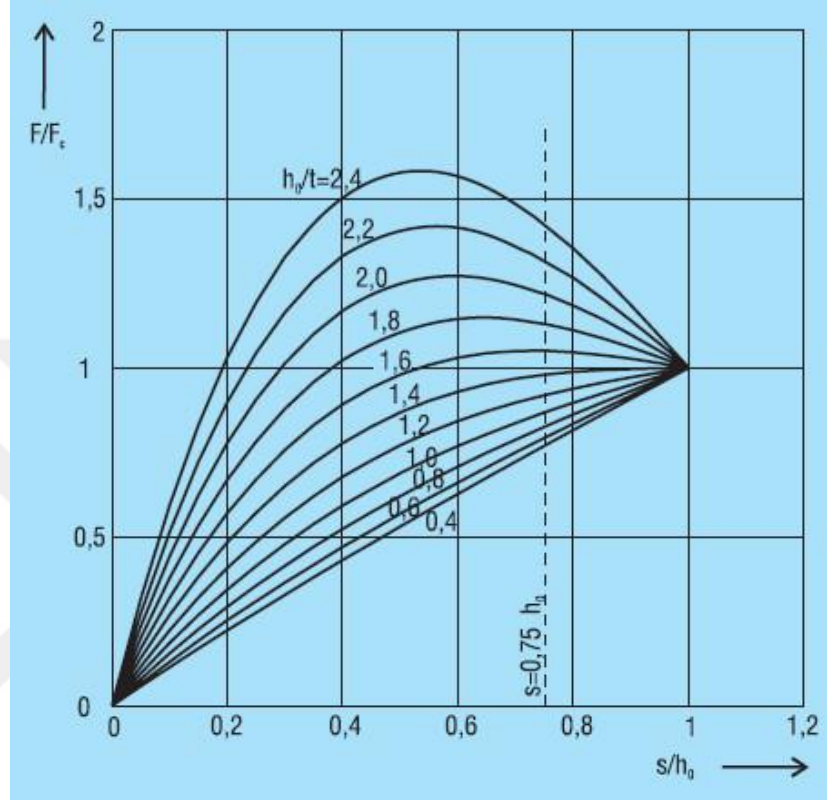
Bu matematiksel modelde $h_0/t = 0,4-1,3$ $\delta = 1,75-2,5$ ve $D_e/t = 16-40$ aralıklarında olması istenir. Özellikle $D_e/t \geq 50$ olduğu durumlarda hesaplanan yay kuvveti çok yüksek olmaktadır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 : Diyafram yaylarda deplasman-yay kuvveti ilişkisi[7].

Şekil 3.7'den de görüldüğü gibi DIN 2093 standardında ki diyafram yaylar için $s = 0,75h_0$ duruma kadar hesaplamalar doğru sonuç vermektedir.

Yay kuvveti deplasman ile lineer olarak artmaz, azalan kavisli bir eğri çizer. Diğer bir deyişle artan strok ile oran azalır. Özellikle eğimi h_0/t oranı belirler (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 : h_0/t ve s/h_0 a bağlı olarak yay karakteristikleri [7].

3.1.1 Diyafram yayların malzemeleri ve üretimi

Diyafram yaylar için en iyi malzeme standart yay çeliğidir. Özel malzemeler gerektiren şartlar dışındaki bütün durumlarda kullanılabilirler. Özel malzemeler genellikle düşük çekme dayanımı ve farklı bir Young modülüne sahip malzemelerdir. Bu nedenle standart malzemeler dışındaki malzemelerden üretilen yayları koni yüksekliği daha az yani yay kuvvetleri daha düşüktür [7].

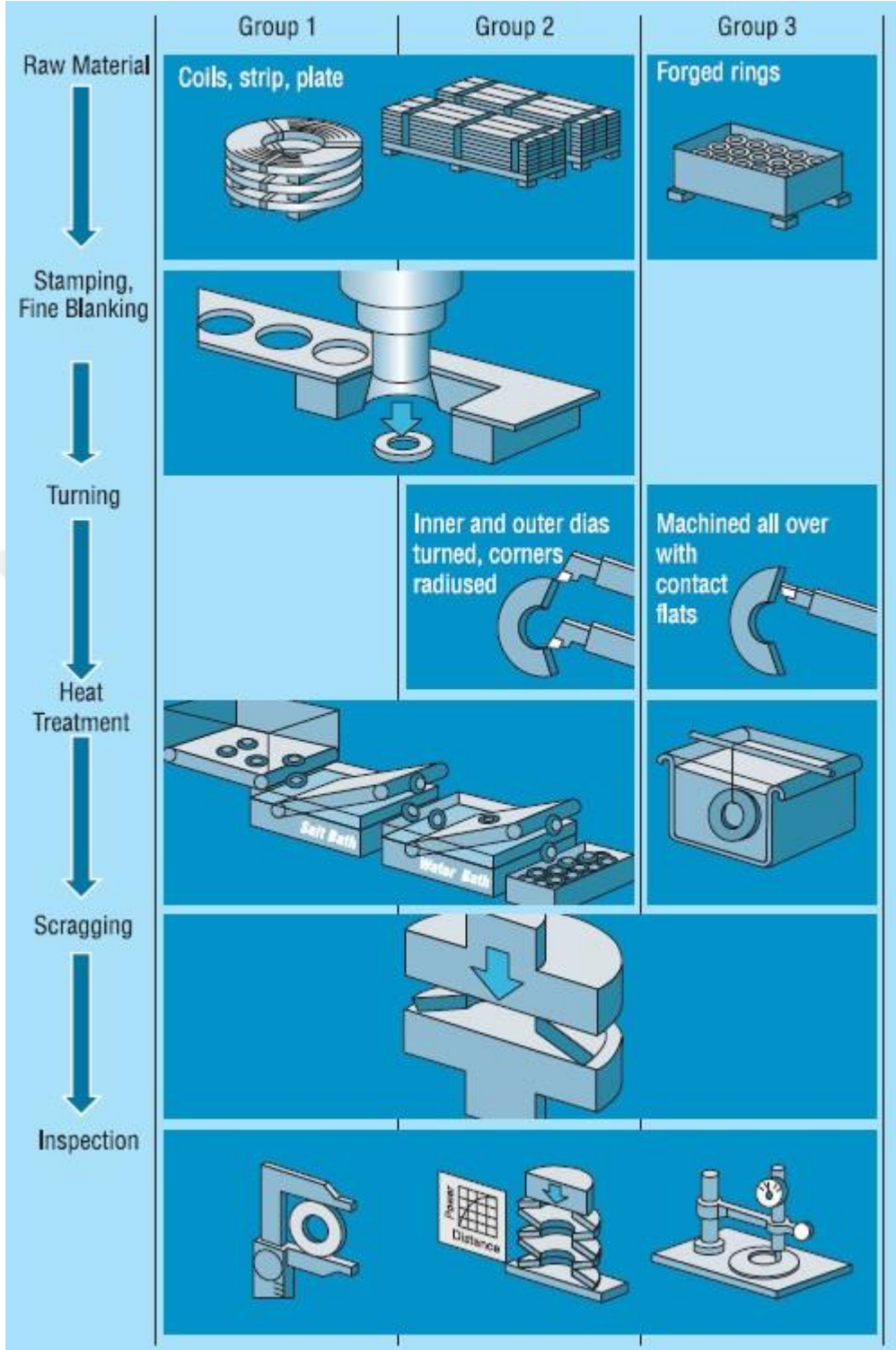
Diyafram yaylarda malzeme olarak genellikle düşük alaşımlı paslanmaz çelikler grubu içerisinde bulunan 50CrV4 (DIN 17222) çeliği kullanılmaktadır. 50CrV4 çeliği yüksek yorulma dayanımı ve yüksek mukavemet göstermesi nedeniyle diyafram yay malzemesi olarak kullanılabilir. Ayrıca 50CrV4 çeliği $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında da çalışma imkanı sağlar [2]. Diyafram yayların malzeme seçimi kullanım yerindeki şartlara ve yayın geometrik ölçülerine göre yapılır.

Örneğin; et kalınlığı 4 mm'ye kadar olan disk yaylarda malzeme olarak en ekonomik yay çeliği olan Ck67 kullanılır. Eğer geniş sıcaklık aralığında ve 40 mm' ye çıkan yay et kalınlığı istenirse 51CrMoV4 çeliği kullanılabilir (Şekil 3.9). Disk yayın korozyon direncine sahip olmasını gerektiren durumlarda X 12 CrNi 17 7, X 7 CrNiAl17 7 ve X 5 CrNiMo18 10 çelikleri kullanılabilir. Bunların yanında termal olarak kararlı çeliklerden X 35 CrMo17 ve X 22 CrMoV12 çelikleri de istenen durumlara göre kullanılabilir. Eğer disk yayın kullanım yerinde korozyon direnci ve anti-manyetik özellikler bir arada isteniyorsa NiBe2 ve CuBe2 çelikleri kullanılabilir.

50CrV4 (DIN EN 10277 spring steel grade)				
	Minimum value	Maximum value	Unit	Sources
Bending strength ⁱ			MPa	
Compressive strength ⁱ			MPa	
Creep strength ⁱ			MPa	
Density ⁱ	7850	7850	kg/m ³	Idemat 2003
Elongation ⁱ	7	7	%	Idemat 2003
Fatigue failure ⁱ			MPa	
Friction coefficient ⁱ				
Impact strength ⁱ			J/cm	
Shear modulus ⁱ			MPa	
Tensile strength ⁱ	1350	1500	MPa	Idemat 2003
Thickness ⁱ			MPa	
Yield strength ⁱ	1200	1200	MPa	Idemat 2003
Young's modulus ⁱ	210000	210000	MPa	Idemat 2003

Şekil 3.9 : 50CrV4 çeliğinin özellikleri [21].

Disk yayların üretiminde DIN 2093 standardı referans alınır ve bu standarda göre disk yaylar 3 ana üretim grubuna ayrılmaktadır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 : Disk yayların üretim süreci [7].

Bu 3 ana üretim grubu aşağıdaki şekilde gösterilir;

Grup 1: $t \leq 1.25$ mm olan disk yaylar

- Pul kesme
- Soğuk şekillendirme

- Köşe yuvarlama

Grup 2: $1.25 < t < 6$ mm olan disk yaylar

- Pul kesme
- Soğuk şekillendirme
- D_e ve D_i kıvrırma
- Köşe yuvarlama

Grup 3: $6 < t < 14$ mm olan disk yaylar

- Soğuk veya sıcak şekillendirme
- Tüm parçanın işlenmesi
- Köşe yuvarlama
- Temas yüzeylerinin düzeltilmesi ve kalınlığın azaltılması [7].

Son yıllarda diyafram yayların hem karakteristiklerini belirlemek hem de performanslarını (Debriyaj baskı kuvvetinin azaltılması, yorulma dayanımının artırılması vb.) iyileştirmek için farklı geometrilerden oluşan diyafram yaylar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bilgisayar ortamında yapılan analizleri ile daha yüksek performans gösteren tasarımlara ulaşılmaya çalışılmaktadır.

Bilgisayar teknolojisinde son yıllarda ortaya çıkan gelişmelerle birlikte işlem hızının artması dolayısıyla işlem süresinin kısalması sonucu ve bu gelişmelere paralel olarak sonlu elemanlar yönteminde kullanılan malzeme modellerinde gerçekleşen gelişmeler analiz sonuçlarının gerçek test sonuçlarına çok yakın ve gerçekçi olmasını sağlamıştır.

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelerle birlikte tasarım süreçlerinde bilgisayar simülasyonlarının kullanılabilir olması malzeme, üretim maliyeti ve üretim süresi alanlarında büyük avantajlar sağlamıştır. Ayrıca bilgisayar simülasyonlarının tasarımda yapılan küçük değişimlerin ne gibi sonuçlar doğurduğunu gözlemlemeye fırsat vermesi tasarımı iyileştirme açısından kolaylık sağlamaktadır.

Bu noktada yapılan tasarımların performanslarını arttırmak için yada daha iyi tasarımlara ulaşabilmek ve bunu da kısa sürede yapabilmek için optimizasyon yöntemlerinin kullanılması kaçınılmaz hale gelmektedir.

Ortaya çıkan ilk optimizasyon modeli lineer-sıralı arama tabanlı optimizasyon yöntemleridir. Bu metotlar döngü içerisinde alınan sonuçları bir sonraki işlemin giriş değeri olarak ele alıp işleme devam etme ilkesine göre çözüm aramaktadırlar. Bu

nedenle bu tip yöntemler literatürde lineer ya da sıralı arama metotları olarak geçmektedir. Eğer amaç fonksiyonunun birden fazla ekstremum noktası varsa bunlardan sadece birisi global maksimum/minimum noktası olacaktır. Ancak bu optimizasyon yöntemlerinde arama işlemi lokal minimum/maksimum noktası civarında bir noktada başlatılırsa, arama lokal minimum/maksimum noktasına takılacaktır. Bulunan sonuç matematiksel olarak doğru olsa da global minimum/maksimum noktasına erişilememiş olacağı için en iyi sonuca da ulaşamamış olacaktır. Lineer-sıralı arama tabanlı optimizasyon yöntemlerinin bu eksikliklerini gidermek için yapılan çalışmalarda Heuristic (sezgisel) arama tabanlı optimizasyon yöntemleri bulunmuş ve geliştirilmiştir.

Heuristic (sezgisel) arama tabanlı optimizasyon yöntemleri ise amaç fonksiyonunun ekstremum noktasının aranması işleminde sıralı bir arama yerine rastgele bir başlangıç değeri seçip elde edilen sonuçları karşılaştırılması şeklinde ilerleme sağlar. Bu yöntemde başlangıç değerleri rastgele oluşturulan bir popülasyon şeklinde farklı değerlere atanır. Bu rastgele ve dağınık şekilde oluşturulan nokta bulutunun arama sırasında global minimum/maksimum nokta etrafında ki yoğunluğunun artmasıyla lokal minimum/maksimum noktalara takılmadan sonuca ulaşır. Heuristic (sezgisel) yöntemlerin lineer-sıralı arama yöntemlerine göre lokal ekstremum noktalara takılmadan global ekstremum noktayı yakalaması ve bu değere daha düşük veri boyutları kullanarak daha kısa sürede ulaşabilmesi en büyük avantajlarıdır.

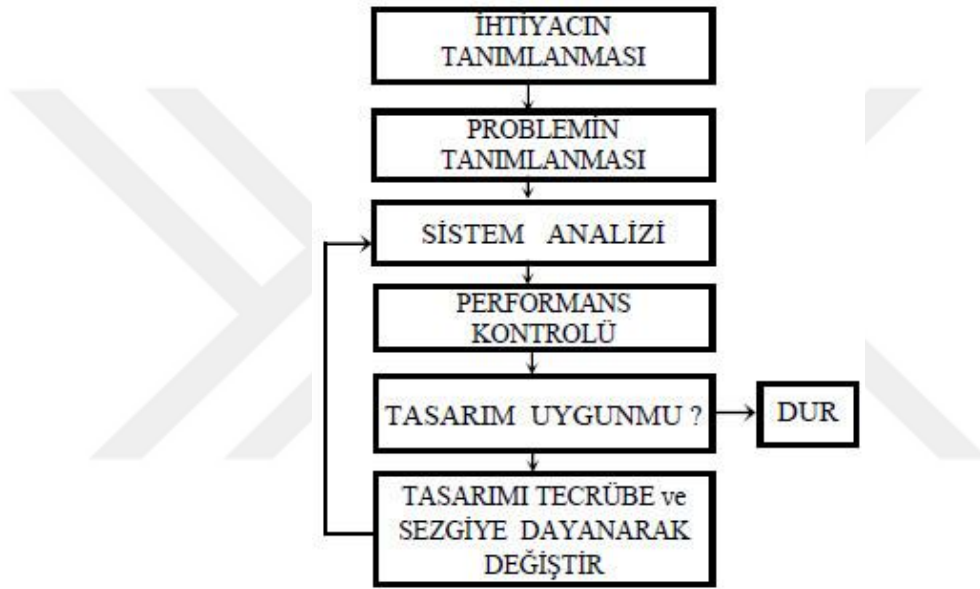
Yapılan çalışmalarda geliştirilen birçok türdeki optimizasyon yöntemlerinin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu nedenle farklı yöntemlerin avantajlı yönlerinin birleştirilmesi yönünde çalışmalar yapılmış ve böylece hibrit optimizasyon yöntemleri ortaya çıkmıştır. Böylece non-lineer sistemler ve çok daha karmaşık modellerin çözümünde global maksimum/minimum noktayı hassas ve daha kısa sürede yakalayabilen hibrit optimizasyon modelleri kullanılmaya başlamıştır.

Bu tez çalışmasında, araçlarda kullanılan debriyaj sistemlerinin en önemli parçalarından biri olan diyafram yayların performanslarını arttırmak amacıyla gerilme dağılımı, yorulma dayanımı, yayın modları ve kütlesi dikkate alınarak modelin optimizasyonu ile belirlenen tasarım değişkenleri sınırları içerisindeki en yüksek performansa sahip diyafram yay elde edilecektir.

3.2 Optimizasyon

Optimizasyon, verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme eylemidir. Optimizasyon ayrıca bir fonksiyonun maksimum ya da minimum değerlerini veren şartları bulma işlemi olarak da tanımlanabilir [18]. Tasarım optimizasyonu ise, tasarım kısıtlarına bağlı olarak amaç fonksiyonunun minimum veya maksimum değerini sağlayan tasarım parametrelerinin bulunmasıdır [19]

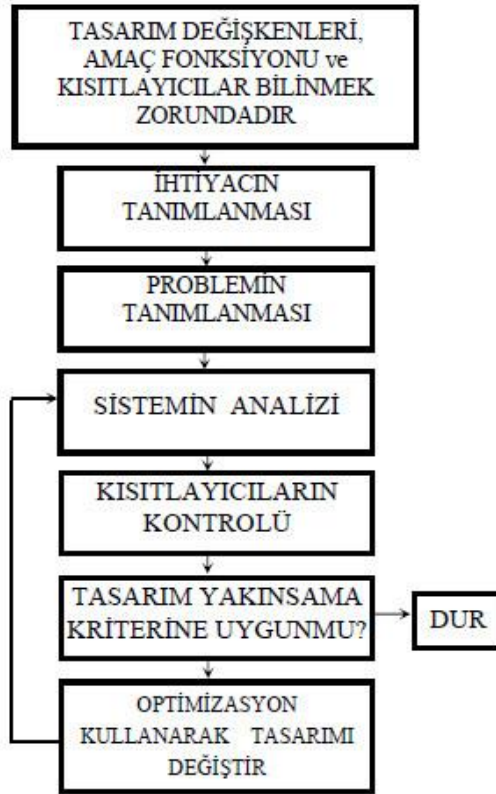
Geleneksel tasarım yönteminde tasarım süreci tasarımcının becerisi, deneyimi ve sezgilerine bağlıdır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 : Geleneksel tasarım yöntemi [20].

Geleneksel tasarım yönteminin avantajı tasarım süresince tasarıma ilave şartlar eklenebilmesi ve kavramsal değişiklikler yapılabilmesidir. Ancak karmaşık tasarımlar söz konusu olduğunda örneğin yükleme şartlarının değişken olması ya da tasarımın doğal frekansları nedeniyle titreşim frekansındaki sınırlamalar nedeniyle tasarımcı tasarımda nasıl değişiklikler yapması konusunda karar vermede çeşitli zorluklar yaşar. Bu nedenle tasarım süreci uzar ve aşırı zaman kaybının yanında en iyi tasarıma da genellikle ulaşamaz.

Optimum tasarım yönteminde ise süreç tasarımcıya tasarım değişkenlerini ve sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını açıkça ortaya koyar ve problemin daha iyi anlaşılmasıyla beraber daha iyi bir tasarıma götürür (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 : Optimum tasarım yöntemi [20].

3.2.1 Tasarım değişkenleri

Bir sistemi tanımlamada kullanılan tüm değişkenler tasarım değişkeni olarak adlandırılır. Optimizasyon problemlerinin çözümündeki ilk adım tasarım değişkenlerinin belirlenmesidir. Eğer uygun tasarım değişkenleri belirlenmezse ya yanlış sonuca ulaşılır ya da sonuca hiç ulaşılamaz. Tasarım değişkenlerini belirlemede aşağıdaki maddeler dikkate alınmalıdır [19].

- Her bir tasarım değişkeni birbirinden bağımsız olmalıdır
- Tasarım optimizasyon problemini uygun formülasyonla ifade edebilecek sayıda tasarım değişkeni olmalıdır.
- Mümkün olduğunca fazla bağımsız parametre tasarım değişkeni olarak tanımlanmalıdır.
- Bir deneme tasarımı belirlemek için tanımlanmış her bir tasarım değişkenine bir sayısal değer verilmelidir.

3.2.2 Amaç fonksiyonu

Bir tasarımı optimize eden, tasarım değişkenlerinin bir fonksiyonu olan ve sayısal bir değeri olan fonksiyon optimum tasarım için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır.

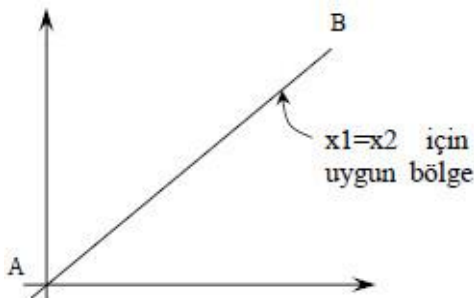
Amaç Fonksiyonu tasarım gerekliliklerine göre maksimize ya da minimize edilmesi istenen fonksiyondur.

Amaç fonksiyonunun seçimi tüm optimizasyon sürecindeki en önemli kararlardan biridir. Literatürde yapılan incelemelerde ağırlık minimizasyonu, maliyet minimizasyonu, kar maksimizasyonu, verim maksimizasyonu, enerji sarfiyatı minimizasyonu vb. amaç fonksiyonlarının kullanıldığı görülmüştür. Burada görüldüğü gibi bazı durumlarda amaç fonksiyonu problemin doğası gereği direkt olarak ortaya çıkar. Ancak bazı durumlarda bir sisteminin ağırlığının minimum olmasının yanında ortaya çıkan gerilme veya yer değiştirmelerin de minimum olmasının istenmesi gibi aynı anda sağlanması gereken birden fazla amaç fonksiyonu da olabilir. Bu tip optimizasyon problemleri çok amaçlı optimizasyon problemleri olarak adlandırılır.

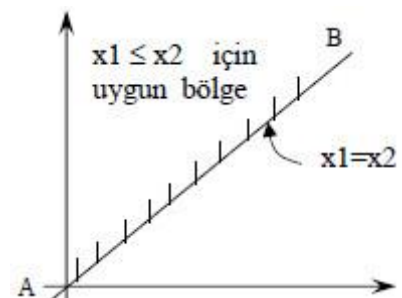
3.2.3 Tasarım kısıtları

Bir tasarımdaki sınırlamaların tamamı kısıt olarak adlandırılır. Bir kısıtın anlamlı yani optimum tasarım da etkin olabilmesi için en az bir tasarım değişkeninin fonksiyonu olmalıdır [19].

Tasarım problemleri eşitlik kısıtlarına sahip olabileceği gibi eşitsizlik kısıtlarına da sahip olabilirler (Şekil 3.13, Şekil 3.14). Uygun bir tasarım bütün kısıtları sağlamalıdır bu nedenle kısıtlar belirlenirken dikkatli olunmalıdır. Eğer kısıtlar doğru bir şekilde belirlenemezse doğru ve anlamlı bir sonuca ulaşamaz. Tasarım kısıtlarına örnek olarak; tasarımda meydana gelen gerilmelerin hasara neden olmaması veya tasarıma uygulanan yüklerin frekansının tasarımın doğal frekanslarına eşit olmaması gibi kısıtlar verilebilir. Eşitlik ve eşitsizlik kısıtlarını tam olarak anlamak için aşağıdaki grafikleri inceleyebiliriz.



Şekil 3.13 : $x_1=x_2$ kısıtı için uygun Bölge (A-B çizgisi) [20].



Şekil 3.14 : $x_1 \leq x_2$ kısıtı için uygun Bölge (A-B çizgisi ve üzeri) [20].

Şekil 3.13'te görüldüğü üzere uygun bir tasarım eşitlik kısıtını tam olarak sağlamalıdır (A-B çizgisi üzerinde olmalıdır). Şekil 3.14'te görüldüğü üzere eşitsizlik kısıtının bulunduğu bir tasarımda uygun bölgenin daha fazla olması nedeniyle kısıtı sağlayan uygun tasarımları bulmak daha kolaydır.

Bir optimizasyon modeli için matematiksel model aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Amaç fonksiyonu:

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad 3.14$$

Kısıt fonksiyonları;

Eşitlik kısıtları;

$$g_i(x) \equiv g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad i=1 \dots m \quad 3.15$$

Eşitsizlik kısıtları;

$$h_j(x) \equiv h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad j=1 \dots p \quad 3.16$$

Burada;

m ; eşitlik kısıtlarının toplam sayısını

p ; eşitsizlik kısıtlarının toplam sayısını ve

$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ ise tasarım değişkenleri gösterir.

Buna göre bir optimizasyon modelinin standart şekli aşağıdaki şekilde açıklanabilir;

1. Amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları (eşitlik ve eşitsizlik kısıt fonksiyonlarının tamamı) tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanır.
2. Birbirinden bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısı tasarım değişkenlerinin sayısından küçük ya da en fazla tasarım değişkenleri sayısına eşit olabilir. Ancak eşitsizlik kısıtlarının sayısında herhangi bir sınır yoktur.
3. Herhangi bir sınırlamaya sahip olmayan optimizasyon problemleri de yazılabilir. Bu tip optimizasyon problemlerine kısıt içermeyen optimizasyon problemleri denir.
4. Eğer $f(x)$, $g_i(x)$ ve $h_j(x)$ fonksiyonlarının tamamı sadece lineer (doğrusal) terimler içeriyorsa bu tür problemlere lineer (doğrusal) programlama problemleri denir.

5. Eğer $f(x), g_i(x)$ ve $h_j(x)$ fonksiyonları en az bir doğrusal olmayan (nonlinear) terim içeriyorsa bu tür problemlere doğrusal olmayan (nonlinear) programlama problemleri denir.
6. Eşitsizlik kısıtları \leq formunda yazılmalıdır.
7. Optimizasyon problemlerinde genellikle amaç fonksiyonunun minimizasyonu hedeflenir. Ancak amaç fonksiyonunu maksimize etmek istenirse fonksiyon -1 ile çarpılmalıdır.

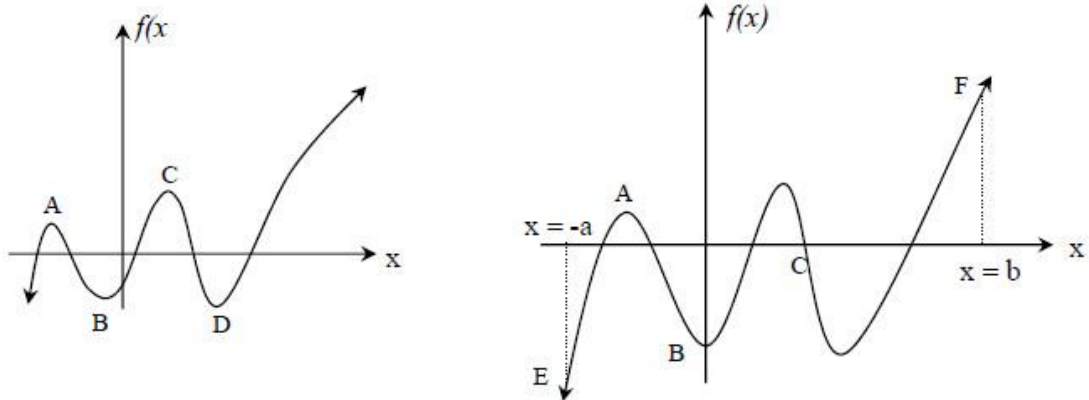
3.2.4 Optimizasyonda Sayısal Yöntemler

Tasarım optimizasyon problemlerinde hedef; amaç fonksiyonun uygun bölgedeki minimum değerini veren bir tasarım bulmaktır [19]. Burada fonksiyonun vereceği minimum değer için global minimum nokta mı yoksa lokal minimum nokta mı olduğu konusu ortaya çıkmaktadır. Buna göre;

Eğer n değişkenli bir $f(x)$ fonksiyonu uygun bölgede ki tüm x değerleri için x^* noktasında $f(x^*) \leq f(x)$ şartını sağlıyor ise x^* noktası global minimumdur. Ancak fonksiyon değeri başka bir noktada da aynı değere sahipse birden fazla global minimum var demektir. Global maksimum da benzer şekilde tanımlanabilir.

Eğer n değişkenli bir $f(x)$ fonksiyonu x^* noktası civarında ki x değerleri için (N) $f(x^*) \leq f(x)$ şartını sağlıyor ise x^* noktası lokal minimumdur. Ancak fonksiyon değeri başka bir noktada da aynı değere sahipse N de birden fazla lokal minimum var demektir. Lokal maksimum da benzer şekilde tanımlanabilir.

Şekil 3.15 ve Şekil 3.16 da lokal minimum ve maksimum ile global minimum ve maksimum ifadeleri grafik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.15: Sınırsız alan ve fonksiyon[20]. **Şekil 3.16:** Sınırlı alan ve fonksiyon [20].

Şekil 3.15 'e görüldüğü gibi x , $-\infty \leq x \leq \infty$ arasında değerler almaktadır ve fonksiyon B ve D noktalarında en küçük değerlere sahip olduğundan bu noktalar lokal minimum noktalarıdır. Aynı şekilde fonksiyon A ve C noktalarında en büyük değerleri alması nedeniyle bu noktalar lokal maksimum noktalarıdır. Ancak $f(x)$ fonksiyonunun alan sınırsız (x ve $f(x)$ fonksiyonu $-\infty$ ve ∞ arasında herhangi bir değer alabildiğinden) olması nedeniyle $f(x)$ fonksiyonu için global minimum ve maksimum değerleri yoktur. Şekil 3.16'da görüldüğü gibi x , $-a$ ve b değerleri arasında bir değer alabilir. Bu nedenle fonksiyonun E noktasında ki değeri $f(x)$ fonksiyonunun global minimum ve F noktasında aldığı değer $f(x)$ fonksiyonunun global maksimum değerleridir.

Optimizasyon problemlerinin çoğu kısıt fonksiyonları da içerir ve içerdikleri bu kısıt fonksiyonlarının cinsi çözüm yöntemini de etkiler. Eğer problemin içerdiği kısıt fonksiyonları eşitlik kısıtları ise bu tür problemlerin optimizasyonunda "Lagrange Çarpanlar Teoremi" kullanılmaktadır. Bu metod da kısıt fonksiyonlarının gradyanları yani 1. Türevleri birbirlerinden lineer olarak bağımsızdırlar ve çözümleri belirlenen optimum x^* noktasının düzenli noktası olması gereği üzerine kuruludur.

Eğer optimizasyon probleminin içerdiği kısıt fonksiyonları eşitsizlik kısıtları ise bu eşitsizlik kısıt fonksiyonları uygun gerek şartlar tanımlanarak eşitlik kısıt fonksiyonlarına dönüştürülür ve çözümü yapılır. Burada eşitsizlik kısıtlarını eşitlik kısıtlarına dönüştürmek için kullanılan gerek şartlara "Karush-Khun-Tucker" şartları denilmektedir.

Bazı optimizasyon problemlerinde amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonlarının tamamı lineer olabilmektedir. Bu gibi durumlarda problemin çözümü için genellikle Simplex Metodu kullanılmaktadır. Ancak mühendislik problemleri genellikle doğrusal olmayan yani non-linear problemler içermektedirler. Doğrusal olmayan bu problemlerin çözümü için aram algoritmalarından oluşan çeşitli sayısal çözüm yöntemleri geliştirilmiş ve üç başlık altında toplanmıştır.

1. Rastgele arama; Fonksiyonun sınırları içerisinde rastgele belirlenen noktaları kullanarak bulunan fonksiyon değerlerinden en uygununun seçilmesi ile çözüme ulaşan yöntemdir.

2. Grid arama; Fonksiyonun sınırları içerisinde eşit aralıklarla belirlenen noktaları kullanarak bulunan fonksiyon değerlerinden en uygununun seçilmesi ile çözüme ulaşan yöntemdir.
3. İterasyon ile arama; Belirlenen bir başlangıç değeri ile iterasyonu başlatıp belirlenen yakınsama kriterine göre iterasyon bitirilir ve lokal optimum belirlenir. Bu arama yöntemini kullanan birçok yöntem geliştirilmiştir. Aşağıda bu yöntemlerden bazıları görülebilir.
 - Dik iniş metodu
 - Newton metodu
 - Değiştirilmiş Newton metodu
 - Altın orana göre arama
 - Eşlenik gradyan yöntemi

Buraya kadar açıklanmaya çalışılan yöntemler kısıt içermeyen non-linear problemlerin çözümü için kullanılmaktadır. Eğer non-linear denklem sistemlerine bir de kısıt fonksiyonları eklenirse çözüm zorlaşmaktadır. Bu nedenle bu zorluğun altından kalkabilmek için Ceza fonksiyonu metodu geliştirilmiştir. Bu yöntemle kısıt içeren non-linear denklem sistemleri bir parametre kullanılarak (ceza parametresi) kısıt içermeyen denklem sistemine dönüştürülerek çözümü gerçekleştirilir.

3.2.5 Optimizasyonda sezgisel (heuristic) yöntemler

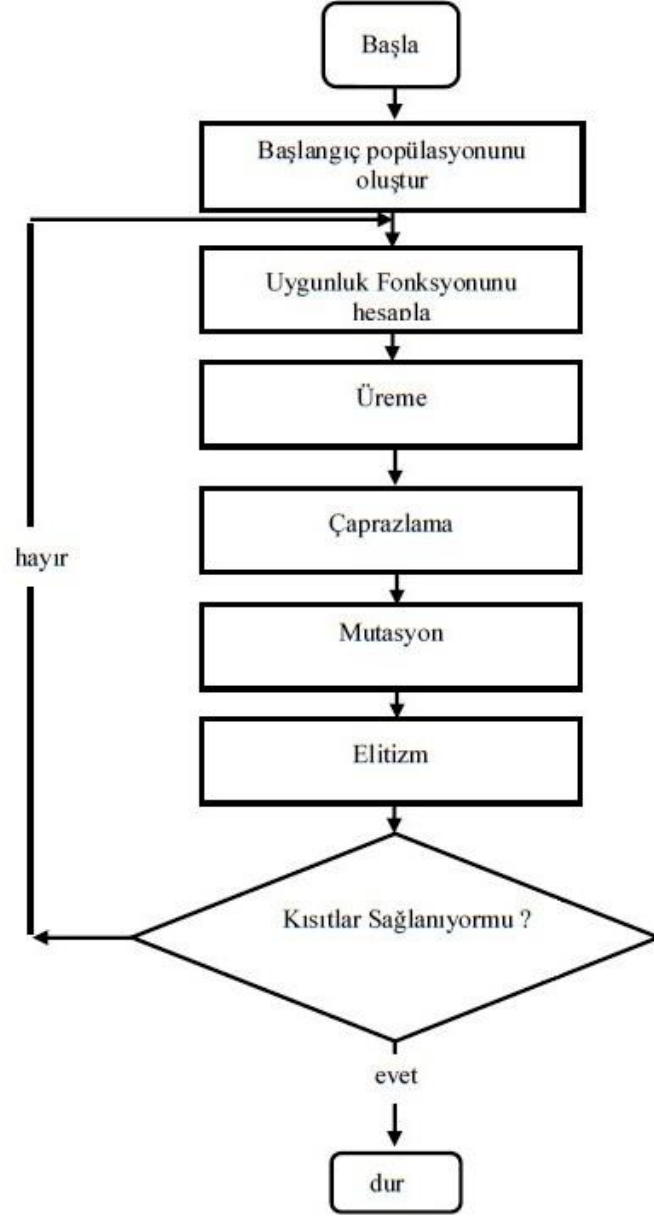
Optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan lineer ve sıralı arama yöntemleri uygun bir sonuca ulaşabilmesine rağmen bulunan bu çözümün global optimum olduğu konusunda bir garanti verememektedirler. Özellikle çözüm bölgesinde birçok lokal optimum nokta varsa, bu yöntemler lokal optimum noktalara takılacak ve global optimum noktaya gidemeden çözümü sonlandıracaklardır. Ayrıca bu yöntemlerin matematiksel fonksiyonlarla tanımlanması gerekliliği ve pek de esnek olamamaları nedeniyle global optimum noktaya ulaşacak yeni yöntemler geliştirilmeye çalışılmış ve sezgisel (heuristic) yöntemler ortaya çıkmıştır. Genetik algoritmalar, diferansiyel gelişim algoritması, parçacık sürü algoritması, karınca koloni algoritması gibi yöntemler sezgisel optimizasyon yöntemlerine örnek olarak verilebilirler.

3.2.5.1 Genetik algoritmalar

Genetik algoritmalar genetik bilimi ve doğal seleksiyon ilkelerini bilgisayar ortamında taklit ederek çalışan bir optimizasyon yöntemidir. Genetik algoritmalar optimizasyon problemlerinde global optimum noktasının bulunmasını garanti etmezler ancak arama sırasında tek nokta ile hareket etmek yerine birçok nokta ile aynı anda çalışması sebebiyle çoğunlukla lokal optimum noktalara takılmadan global optimum noktaya yaklaşık bir çözüm bulurlar [20]. Genetik algoritmalarda adım uzunluğu klasik yöntemlerdeki gibi sabit kalmak yerine çözüme yönelik olarak değişir [23]

Genetik algoritmalar 3 ana aşamadan oluşurlar. Bunlar; üreme, çaprazlama ve mutasyon dur [24].

Standart bir genetik algoritma şu şekilde çalışır. Başlangıç olarak tasarım değişkenleri için belirlenen aralıklarda rastgele bir popülasyon oluşturulur. Yeni bir jenerasyon olarak adlandırılan her bir adım, popülasyon içerisindeki her bir bireyin daha önceden belirlenen ve uygunluk fonksiyonu olarak adlandırılan bir kritere göre değerlendirilmesiyle oluşur. Sonraki jenerasyonu oluşturmak için bireyler bu uygunluk kriterine göre seçilir. Bireylerin kopyaları üreme işlemi ile belirlenen bu uygunluk değerine göre sonraki nesle aktarılır. Bu aşamada yeni bireyler çaprazlama ve mutasyon gibi genetik bilimden esinlenilerek ortaya çıkan operatörler tarafından popülasyona dahil edilir. Çaprazlama işlemi seçilen iki birey arasında tesadüfi olarak ve optimum noktaya ulaşmayı kolaylaştırmak amacıyla yapılır. Mutasyon işlemi ise arama uzayında ki noktaları rastgele örnekleyerek lokal optimum noktaya yakınsamayı önler. Algoritmayı sonlandırma koşulu olarak ulaşılan maksimum jenerasyon sayısı ya da belirlenen uygunluk kriterinin sağlanması olarak verilebilir (Şekil 3.17). Bu döngü uygun sonuç bulunana kadar devam eder [16].



Şekil 3.17 : Genetik algoritmalarda akış diyagramı [20].

Üreme işlemi yapılırken;

- a) Rulet çemberi tekniği
- b) Sıralı seçim tekniği
- c) Turnuva seçim mekanizması ya da
- d) Elitist seçim tekniği kullanılabilir.

Çaprazlama işlemi yapılırken;

- a) Tek noktalı çaprazlama
- b) İki noktalı çaprazlama
- c) Üniform çaprazlama ya da

d) Ters çevirme işlemi kullanılabilir..

Genetik algoritmanın çalışma performansını etkileyen faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

a) Popülasyon Boyutu (N),

b) Çaprazlama Oranı (p_c),

c) Mutasyon oranı (p_m) [22]

3.2.5.2 Parçacık sürü algoritması

Parçacık sürü optimizasyon yöntemi Eberhart ve Kenedy tarafın kuş ve balıkların sürü halindeki davranışlarından esinlenerek 1995 yılında geliştirilen bir hesaplamalı arama ve optimizasyon yöntemidir [25]. Metodun ortaya çıkan ilk versiyonu geniş bir kullanım alanına sahip değildi. Ancak son zamanlarda yapılan modifikasyonlar ile yöntem birçok probleme uygulanabilir hale gelmesi ve en iyi sonuca daha kısa sürede ulaşma konusunda gelişmiştir [27].

Parçacık sürü optimizasyonunda algoritma kuş ve balık sürüleri gibi bir lideri olmayan grupların davranışlarını taklit eder. Bir lideri olmayan bu tür gruplarda genellikle yiyecek kaynağına (potansiyel çözüm) en yakın olan grup üyesini takip ederek rastgele şekilde belirlenir. Sürüler, hali hazırda daha iyi durumdaki üyeleri ile eşzamanlı iletişim sayesinde en iyi duruma ulaşır. Daha iyi durumdaki sürü üyesi sürünün kalan bireylerini bilgilendirir ve tüm sürü aynı anda o yöne doğru ilerler. Bu olay sürü en iyi şartlara ulaşmaya ya da yiyecek kaynağı keşfedene kadar tekrar eder. Parçacık sürü optimizasyon algoritması hayvanların bu davranışlarını problemin çözümündeki en iyi değerleri bulabilmek için kullanır [25].

Parçacık sürü optimizasyon algoritmasında da arama işlemi genetik algoritmalarda olduğu gibi üretilen yeni jenerasyonların sayısınca yapılır. Popülasyon içerisindeki her bireye parçacık ve parçacıklardan oluşan grubun tamamına da sürü denir. Algoritmada ki bu her bir parçacık potansiyel bir çözümü temsil eder. Sürü içerisindeki her bir parçacık hayvanlardaki gibi bilgi paylaşımı ve bir önceki tecrübesinden faydalanarak kendini en iyi pozisyona doğru yaklaştırır [26].

Algoritma çalışmaya başladığında oluşturulan sürü içerisindeki parçacıkların başlangıç konumları genetik algoritmalarda olduğu gibi rastgele, kullanıcı tarafından tanımlanarak ya da çözüm uzayında homojen bir şekilde dağılımı yapılabilir. Parçacığın hareket tipi ise değeri kullanıcı tarafından belirlenen sabit hızlı harekettir.

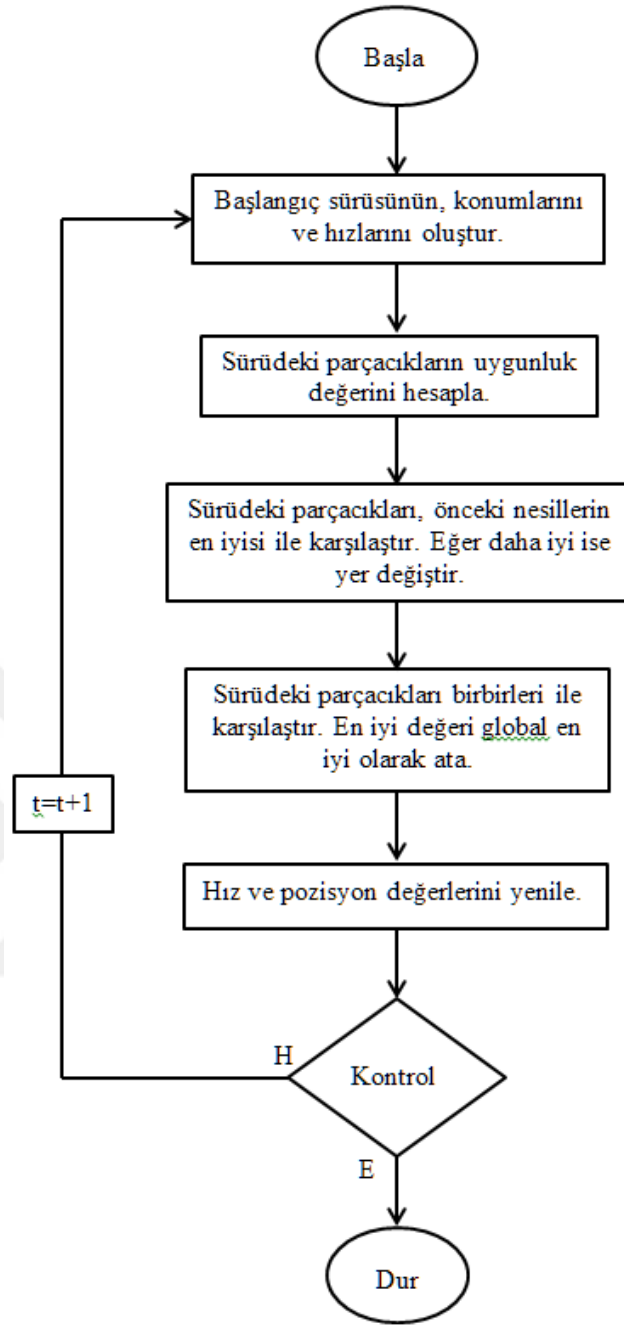
Her bir parçacığın çözüm uzayında bulunmuş olduğu konum aynı zamanda o parçacığın çözüm değerini temsil eder. Algoritma çalışıkça parçacık daha iyi bir konum (daha iyi bir çözüm) bulursa konumunu bu yöne doğru değiştirir ve son konum değişikliğine kadar olan konum değerlerini de hafızasında saklamaya devam eder. Böylece hep daha iyi bir konuma (sonuca) doğru yönelir. Fakat algoritmanın yeni adımı daha doğru bir sonuç getirmiyorsa parçacık kendi konumunu korumaya devam eder.

Diğer bir yeni konum belirleme aracı sosyal hareketi yani diğer parçacıkların hareketlerini dikkate almaktır. Bu hareket şeklinin olabilmesi için sürü içerisindeki parçacık sayısının minimum iki olması gerekmektedir. Parçacık sürüdeki diğer parçacıklarla iletişimde bulunarak diğer parçacıkların bulunduğu konum ile kendi konumunu karşılaştırmaktadır. Eğer diğer parçacıkların konumları (çözümleri) kendi konumundan daha iyiyse yönünü daha iyi olan konuma doğru çevirmektedir. Bu sayede parçacıklar lokal optimum noktalara takılmadan global optimum noktaya doğru hareket etmektedirler. Parçacık sürü optimizasyonu algoritmasının akış şeması Şekil 3.18’ de görülmektedir.

Eğer parçacık iletişimde olduğu parçacıkların konumlarını kullanarak kendine daha iyi bir konum bulamıyorsa kendisinin daha önce yaptığı hareketleri değerlendirip bu değerlere göre yeni bir hareket yönü belirleyerek daha iyi bir sonuca ulaşmaya çalışır. Bu hareket tipine bilişsel hareket denmektedir. Ancak bu aşamada sürüde tek bir parçacık kalmışsa yönelim lokal ekstremum noktaya doğru da olabilir.

Burada algoritmanın sonsuz bir döngüye girmesini engellemek için bir tolerans değeri yada döngü sayısı ile sınırlama yapılabilir. Böylece bulunan son sonuç ile bir önceki sonuç arasında fark eğer tolerans değerinden küçük ise ya da belirlenen döngü sayısını ulaşılmış ise algoritma sonlandırılmış olur [25].

Parçacık sürü optimizasyon algoritması oluşturulurken aşağıdaki parametrelerin tanımlanması gerekmektedir.



Şekil 3.18 : Parçacık sürü algoritmasında akış diyagramı [23].

1) Parçacık sayısı (n)

Parçacık sürü optimizasyon algoritmasında ilk adım olarak sürüyü oluşturacak olan parçacık sayısının girilmesi gerekmektedir. Parçacık sayısı kullanıcı tarafından girilebilir. Parçacık sayısının çok küçük bir değer girilmesi işlem süresini uzatabilme ihtimalinin yanında kısıtlı bir alanda arama yapılacağı için global optimum nokta bulunamayabilir. Diğer taraftan parçacık sayısının çok büyük bir değer girilmesi global optimum çözümü bulma ihtimalini arttırsa da algoritmanın her bir parçacığın her bir konumdaki konum ve hız değerlerini saklaması ve tekrar tekrar hesaplaması

nedeniyle işlem süresi artacak ve daha iyi bir işlem gücüne ihtiyaç duyulacaktır. Bu nedenle kullanıcının parçacık sayısını bu durumları dikkate alarak belirlemesi gerekmektedir.

2) Taranacak uzayın sınırları ($[X_{min}X_{max}]$)

Tasarımdaki kısıtlar nedeniyle elde edilmek istenen optimum çözümün de belirli sınırlar içerisinde olması beklenmektedir. Belirlenen bu kısıtlar aynı zamanda algoritmada oluşturulan sürünün hareket alanını ve dağılımını da sınırlandırmaktadır. Bunun avantajı, parçacıkların belirli bir bölgenin dışına çıkması dolayısıyla parçacıkların global optimum çözümden uzaklaşmaları engellenmiş olur. Tasarımda ki bu kısıtlar çözüm uzayının sınırlarını da belirlemesi açısından minimum ve maksimum değerler olarak belirlenir.

Belirlenen bu minimum ve maksimum sınırlar girilen parametre sayısına bağlı olarak N boyutlu bir uzay oluştururlar ve algoritma içerisinde sınır vektörü olarak tanımlanırlar.

$$X_{min} = \begin{bmatrix} x_{min 1} \\ \vdots \\ x_{min N} \end{bmatrix} \quad 3.17$$

$$X_{max} = \begin{bmatrix} x_{max 1} \\ \vdots \\ x_{max N} \end{bmatrix} \quad 3.18$$

3) Parçacıkların konumları

Algoritma çalışmaya başladığında oluşturulan sürü içerisindeki parçacıkların rastgele, kullanıcı tarafından tanımlanarak ya da çözüm uzayında homojen bir şekilde dağılımı yapılarak girilen konum bilgileri algoritmada matris olarak saklanır ve ($[X_{ij}^{(k)}]$) şeklinde ifade edilir. Bu konum matrisinin yazılabilmesi için gereken bilgiler;

i: Parçacık numarasıdır ve 1 ile sürüdeki toplam parçacık sayısı n arasında bir değer alır

j: Problemden ki tasarım ile ilgili parametre sayısıdır ve 1 ile taranacak uzayın boyutunu gösteren N arasında bir değer alır.

k: Döngü sayısını gösterir. Parçacıkların konumlarının saklanabilmesi için gereklidir.

Buna göre konum matrisi parçacık sayısı (n) ve tasarım parametreleri sayısına (N) bağlı olarak n x N boyutunda bir matris olur ve aşağıdaki şekilde yazılır.

$$[x_{ij}^{(k)}] = \begin{bmatrix} x_{11}^{(k)} & \cdots & x_{n1}^{(k)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{1N}^{(k)} & \cdots & x_{nN}^{(k)} \end{bmatrix} \quad 3.19$$

4) Parçacıkların buldukları konumdaki çözüm değerleri

Her bir parçacığın konum değeri aynı zamanda o parçacığın çözüm değerini temsil etmektedir. Bu değer parçacığın diğer parçacıklarla bilgi alışverişinde bulunması ve kendinin sonraki konumunu belirleyebilmesi için gereklidir ve $([f(x_i^{(k)})])$ şeklinde ifade edilir. Burada;

i: parçacık numarasını,

k: döngü sayısını göstermektedir.

5) Parçacığın kendisine ait o ana kadar ki en iyi konum değeri

Parçacık her bir döngüde bulduğu konum ve sonuç değerlerini kaydeder. Daha sonra bu veriler arasında ki en iyi değeri bulmak için bir arama yapmak yerine her bir döngüden sonra yeni bulduğu konum değerinin daha önce bulduğu en iyi çözüm değerinden iyi olup olmadığını karşılaştırır ve iyi olanı saklar.

Burada;

$[x_{ij}^{(k)}]$, i numaralı parçacığın k anındaki konum değeri,

$[p_{ij}^{(k)}]$, i numaralı parçacığın k anına kadar ki en iyi çözümün konum değeri ve

$[p_{ij}^{(k-1)}]$, i numaralı parçacığın k-1 anına kadardaki kendisine ait en iyi çözümün konum değeridir.

Buna göre parçacığın o ana kadarki en iyi konu değeri;

$$p_{ij}^{(k)} = \begin{cases} x_{ij}^{(k)}, & \text{eğer } f(x_i^{(k)}) \text{ değeri } f(p_i^{(k-1)}) \text{ değerinden daha iyi ise} \\ p_{ij}^{(k-1)}, & \text{eğer } f(p_i^{(k-1)}) \text{ değeri } f(x_i^{(k)}) \text{ değerinden daha iyi ise} \end{cases} \quad 3.20$$

olur.

Algoritma ilk çalıştırıldığında verilen ilk konum değerini en iyi değer olarak saklar ve sonraki adımda bulduğu değeri bu ilk konum değeriyle karşılaştırır. Buna göre;

$$[p^0] = [x^0] \quad 3.21$$

6) Bir parçacığın komşularından aldığı en iyi konum değeri

Parçacık sürü optimizasyon algoritmasının geliştirilmesinde esinlenen ve global optimuma ulaşması için önemli ve temel unsurlardan birisi parçacıkların sosyal hareketidir. Bu hareket ile parçacık diğer parçacıklardan konum bilgilerini alarak kendi konum değeriyle karşılaştırır ve yönelimini buna göre gerçekleştirir. Burada kritik nokta parçacığın diğer parçacıklarla yaptığı bilgi paylaşımıdır. Bu konum paylaşımı düzenli olarak yani sadece önceden belirlenmiş parçacıklarla ya da belirli sayıdaki parçacıkla rastgele olarak yapılacak şekilde bir tercih yapılabilir.

Burada; i numaralı parçacığın k anında diğer parçacıklardan aldığı konum bilgilerini gösteren matris $K_i^{(k)}$ şeklinde tanımlanır ve

$$K_i^{(k)} = \{p_a^{(k)}\}, \quad a=1 \dots n \quad 3.22$$

olarak ifade edilir. Burada $p_a^{(k)}$ terimi, k anında konum bilgisini veren parçacığın en iyi konum değeridir.

Bir parçacığa bilgi gönderen parçacıkların konum değerleri arasından en iyi konum değerini bulabilmek için;

Eğer minimizasyon problemi ise;

$$G_i^{(k)}(k) = \min[f(p_a^{(k)})], \quad a=1 \dots n \quad 3.23$$

Eğer maksimizasyon problemi ise;

$$G_i^{(k)}(k) = \max[f(p_a^{(k)})], \quad a=1 \dots n \quad 3.24$$

şeklinde tanımlanır ve buna göre konum bilgisini gönderen parçacıklardan en iyi konuma sahip olan parçacığın konumu seçilmiş olur ve bu değer $g_i^{(k)}$ olarak atanır. Buna göre;

$$g_i^{(k)} = \{p_a^{(k)}, \text{ eğer } G_i^{(k)}(k) = f(p_a^{(k)})\}, \quad a=1 \dots n \quad 3.25$$

Algoritma ilk çalıştırıldığında herhangi bir parçacığa herhangi bir komşusundan bir konum bilgisi gelmemiş olduğu için parçacığın komşularından aldığı en iyi konum bilgisi olarak parçacığın kendi konum bilgisi atanır. Buna göre;

$$[g^{(0)}] = [x^{(0)}] \quad 3.26$$

Ayrıca rastlantısal durumlar için, bazen bir parçacığa başka herhangi bir parçacıktan konum bilgisi gelmeyebilir. Bu durumda parçacığa en iyi konum bilgisi olarak kendi konum bilgisi aktarılır. Buna göre;

$$g_i^{(k)} = x_i^{(k)} \quad 3.27$$

olur.

7) Parçacığın hız parametreleri

a) Eylemsizlik hareketi hız parametresi

Eylemsizlik hareketi parçacıkların arama uzayında hareketsiz kalmamaları ve her adımda daha iyi bir konum arayışında olabilmeleri için verilen bir değerdir ve

$$V_{e_i}^{(k)} = c_1 \cdot V_i^{(k)} \quad 3.28$$

olarak ifade edilir. Burada;

$V_i^{(k)}$ i numaralı parçacığın k anında ki hızı ve c_1 ise algoritma çalıştırılmaya başlamadan değeri 0,6 ila 0,9 arasında bir değer girilen ve eylemsizlik hareketinin büyüklüğünü belirleyen sabit katsayıdır.

Algoritma ilk başlatıldığında parçacığın eylemsizlik hareketini yapabilmesi için bir hız değerinin atanmış olması gerekir. Atanan bu ilk hareketin hız değeri $V_i^{(0)}$ şeklinde gösterilir. Bu hız değeri parçacığın tek hamlede çözüm uzayının dışına çıkmaması için uzaydaki minimum ve maksimum konumlar arasındaki mesafenin 0,25 katından küçük bir değer seçilmelidir.

b) Bilişsel hareket hız parametresi

Parçacık bilişsel hareketi iletişimde olduğu parçacıkların konumlarını kullanarak kendine daha iyi bir konum bulamadığında kendisinin daha önce yaptığı hareketleri değerlendirip bu değerlere göre yeni bir hareket yönü belirleyerek yapar. Parçacık bu hareketi yaparken bilişsel hareket hız parametresini kullanır ve bu parametre

$$V_{b_i}^{(k)} = c_2 \cdot r_1 \left(p_i^{(k)} - x_i^{(k)} \right) \quad 3.29$$

şeklinde ifade edilir. Burada;

c_2 ; 1,5 ile 1,7 arasında alınan sabit bir sayı ve

r_1 ; 0 ile 1 arasında rastgele olarak seçilen bir sayıdır.

c) Sosyal hareket hız parametresi

Parçacık sosyal hareketi sürüdeki diğer parçacıklarla iletişimde bulunarak diğer parçacıkların konum bilgileri ile kendi konumunu karşılaştırdığında eğer varsa konumu kendisinininkinden daha iyi olan parçacığa doğru hareket ederken kullanır ve bu parametre

$$V_{s_i}^{(k)} = c_3 \cdot r_2 \left(g_i^{(k)} - x_i^{(k)} \right) \quad 3.30$$

şeklinde ifade edilir. Burada;

$g_i^{(k)}$; k anında en iyi konum değerine sahip parçacığın konum değerini,

$x_i^{(k)}$; parçacığın k anındaki kendi konum değerini,

c_3 ; 1,5 ile 1,7 arasında alınan sabit bir sayıyı ve

r_2 ; değeri 0 ile 1 arasında rastgele olarak belirlenen ve algoritmanın her adımında değişen bir sayıyı temsil eder.

d) Bir parçacığın toplam hareket parametresi

Bir parçacığın toplam hareket parametresi, bir sonraki konuma hareket ederken kullandığı eylemsizlik hareketi, bilişsel hareket ve sosyal hareketin toplamını ifade eder ve

$$V_i^{(k+1)} = V_{e_i}^{(k)} + V_{b_i}^{(k)} + V_{s_i}^{(k)}, \quad i=1,2,\dots,n \quad 3.31$$

şeklinde gösterilir.

8- Parçacığın bir sonraki adımda bulunacağı konum değeri

Parçacık sürü optimizasyonu algoritmasında çözüme ulaşabilmek için parçacıkların sürekli daha iyi bir konuma doğru hareket etmesi gerekir. Parçacığın bu hareketi en iyi konuma doğru yapabilmesi için parçacık toplam hareket parametresini kullanması gerekir. Buna bağlı olarak parçacığın bir sonraki adımda bulunacağı konum;

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} + V_i^{(k+1)} \quad 3.32$$

şeklinde gösterilir.

9- Algoritmanın durma kriteri

Durma kriteri algoritmanın sonlandırılmasını sağlamaktadır. Eğer algoritmaya başlangıçta bir durma kriteri verilmezse döngü sonsuza kadar devam edecektir. Durma kriteri ile algoritmada elde edilen sonuçlar görülebilir.

Durma kriteri olarak algoritmanın adım sayısı ya da parçacığın son konumları arasında ki hareket farkının belirli bir uygunluk kriterini sağlaması şeklinde verilebilir [23].



4. TEZ KAPSAMINDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu tez kapsamında debriyaj diyafram yayının temel özellikleri incelenmiş, gerçek bir model baz alınarak parametrik tasarımı yapılmıştır. Elde edilen tasarımların, diyafram yayın yapısal açıdan içinde bulunduğu çalışma koşulları altında maruz kaldığı yükler dikkate alınarak statik analizleri yapılmış ve bu analiz sonuçları kullanılarak tasarımın parçacık sürü optimizasyon algoritması ile optimizasyonu gerçekleştirilmiş, daha hafif ve optimum şekilde çalışabilecek bir tasarım elde edilmeye çalışılmıştır.

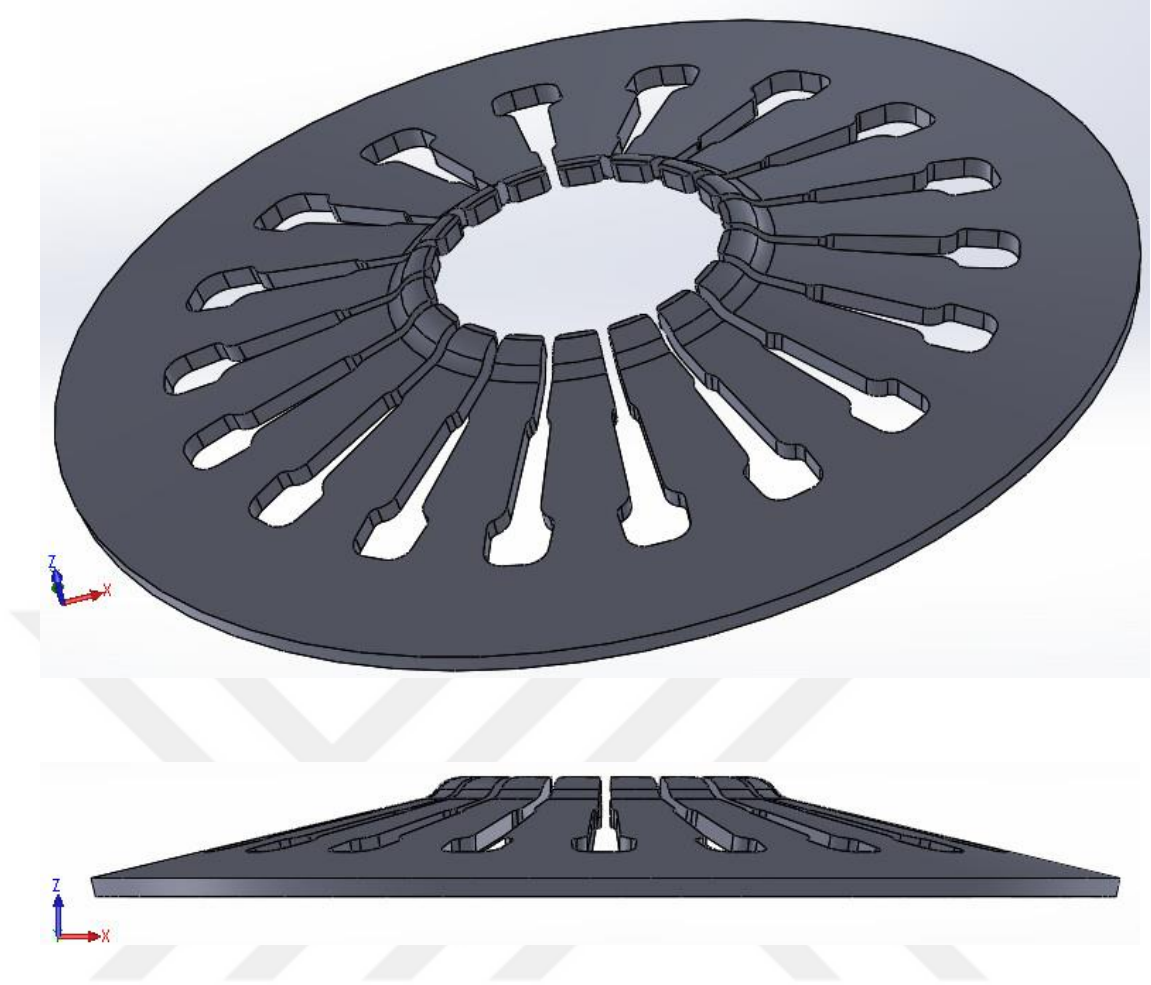
Gerçek bir modele yakın boyutlarda bir diyafram yay modeli SOLIDWORKS yazılımında parametrik olarak oluşturulmuş, diyafram yayın performansını ve kütlesini etkileyebilecek ölçülerin maksimum ve minimum değerleri belirlenmiş ve bir algoritmayla geometrik ölçüleri belirlenen bu maksimum ve minimum sınır şartları arasında değişen 100 adet model oluşturulmuştur.

Elde edilen bu modellerin analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar metoduyla lineer yada non-lineer mühendislik problemleri birçok küçük alt probleme ayrılarak çözülür ve daha sonra bu çözümler birleştirilerek yaklaşık bir tam çözüm elde edilir [28]. Sonlu elemanlar yönteminde öncelikle karmaşık geometriler birbirlerine bağlı olan ve sonlu elemanlar adı verilen küçük parçalara ayrılır. Daha sonra bu sonlu elemanların her birinde sürekli fonksiyonlar tanımlanabileceği kabulü yapılır ve her bir sonlu elemanın birbirleriyle bağlı oldukları noktalardaki (düğüm noktaları) değerler çözülür [29.]

Ardından yapılan bu çalışmalar değerlendirilmiş ve daha sonra yapılacak çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

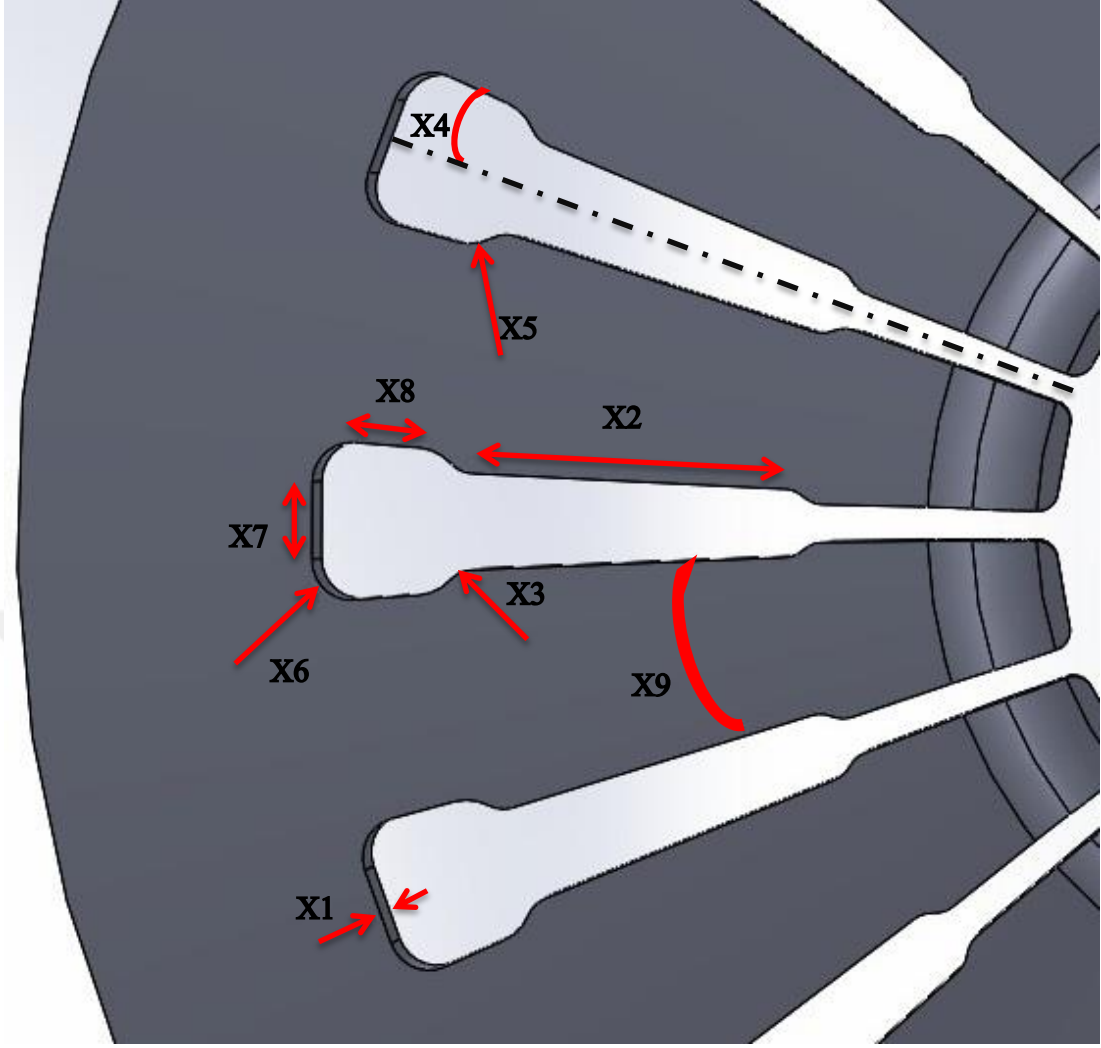
4.1 Diyafram Yayın Modellenmesi

Diyafram yayın gerçek bir parçaya yakın boyutlarda modellenmesi SOLIDWORKS 3 boyutlu tasarım yazılımı kullanılarak yapılmıştır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Diyafram yay katı modeli.

Daha sonra bu model üzerinde diyafram yayın kullanım fonksiyonunu etkilemeden değiştirebilecek ölçüler ve bu ölçülerin hangi aralıklarda değişebileceği belirlenmiştir. Toplamda 9 adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Belirlenen bu değişkenlerin hangi ölçüleri ifade ettiği Şekil 4.2' de, bu değişkenlerin alt ve üst limitleri ise Çizelge 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.2 : Diyafram yay üzerinde değişken olarak atanan ölçüler ve bu ölçülerin değişken kodları.

Çizelge 4.1 : Diyafram yay üzerinde değişken olarak atanan ölçüler ve bu ölçülerin tablo olarak gösterimleri (Diyafram yay tasarım değişkenleri).

Değişken	Asıl Değer	Alt Değer	Üst Değer
X1 (Kalınlık) mm	4,2	1,0	6,0
X2 (Dilim Uzunluğu) mm	32,0	25,0	38,0
X3 (Pencere İç köşe Radüs) mm	3,0	0,5	5,5
X4 (Pencere Kenar Açısı) Derece	4,3	-5,0	5,0
X5 (Pencere İç Radüs) mm	5,0	0,5	8,0
X6 (Pencere Dış Radüs) mm	4,0	1,5	6,5
X7 (Pencere Genişliği) mm	3,8	1,4	6,5
X8 (Pencere Kenar Uzunluğu) mm	6,5	0,5	9,0
X9 (Dilim Kenar Açısı) Derece	15,0	12,0	18,0

Bir algoritma ile belirlenen bu değişkenlerin alt ve üst sınırlarına sadık kalınarak farklı değerler aldığı 100 farklı tasarım oluşturulmuş ve bu değerleri gösteren Taguchi tablosu oluşturulmuştur (Çizelge 4.2). Oluşturulan bu tablo aynı zamanda optimizasyon işleminde de kullanılacaktır.

Çizelge 4.2 : Diyafram yay için oluşturulan Taguchi tablosu

No	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9
1	2,87	26,83	4,09	3,69	1,81	3,59	1,90	3,40	12,19
2	2,50	35,26	3,65	2,63	4,51	4,54	5,95	3,31	17,15
3	4,58	33,19	4,90	-4,99	3,26	5,59	3,68	0,81	12,10
4	4,45	30,60	4,53	0,46	2,08	5,89	6,31	0,84	13,69
5	5,00	36,71	4,19	4,96	1,30	4,78	4,47	5,23	12,77
6	5,59	37,00	2,65	-4,64	1,48	2,75	1,75	3,91	14,80
7	2,44	25,43	5,48	-4,19	7,57	2,86	2,83	4,57	14,57
8	4,26	28,50	3,74	-3,55	6,08	2,26	2,57	6,11	17,46
9	4,03	25,89	2,18	1,59	0,53	4,02	3,89	6,46	15,59
10	1,36	35,29	1,32	-3,92	6,97	5,39	6,16	6,24	12,69
11	1,88	30,09	2,05	-0,52	2,58	1,74	2,00	3,64	17,60
12	2,73	31,62	1,84	-1,54	7,77	3,35	6,35	7,32	16,29
13	2,58	29,32	5,23	2,76	7,22	4,16	6,47	6,93	14,69
14	3,23	37,57	5,05	-1,36	3,49	5,16	3,29	5,87	17,05
15	1,53	32,12	5,43	-1,81	3,10	3,81	1,55	8,20	13,44
16	3,81	32,95	5,35	2,53	1,55	1,64	4,10	8,78	17,57
17	4,11	36,13	4,93	1,26	3,75	3,41	4,51	8,03	15,01
18	1,73	30,24	1,25	-2,56	2,93	5,47	5,29	3,16	12,32
19	2,63	26,04	1,17	-0,94	7,07	6,49	3,64	6,59	14,43
20	5,88	36,34	3,99	-2,88	2,79	5,81	1,85	8,32	13,46
21	5,30	33,32	4,48	-2,42	7,37	1,69	6,29	6,72	15,19
22	1,10	35,87	0,96	4,18	1,93	5,24	5,92	8,93	17,94
23	5,07	33,12	1,68	-0,32	3,39	4,94	3,75	5,32	13,77
24	2,33	33,48	0,55	2,30	3,30	5,01	5,53	2,55	12,04
25	3,25	36,55	1,60	0,70	5,22	2,49	4,02	6,84	16,86
26	1,77	31,77	1,78	4,71	4,24	3,01	4,16	8,85	13,52
27	2,13	29,12	5,12	-1,75	1,02	3,96	4,31	1,79	16,33
28	4,68	37,91	2,31	-1,42	3,72	6,36	3,14	4,41	14,60
29	1,48	27,67	0,71	3,06	4,99	3,51	2,32	1,43	17,27
30	3,09	28,68	4,03	4,33	1,14	3,67	4,59	2,09	16,90

Çizelge 4.2 (devam) : Diyafram yay için oluşturulan Taguchi tablosu

No	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9
31	3,87	35,70	4,60	-4,49	2,44	6,31	4,65	4,12	13,93
32	2,05	34,72	1,09	4,21	6,76	5,13	3,06	3,49	14,90
33	4,34	27,53	0,61	3,70	5,40	6,40	6,10	8,54	15,65
34	3,91	34,47	2,29	0,98	6,88	2,52	2,20	4,82	14,88
35	3,51	32,29	2,68	-0,21	0,74	1,51	6,22	5,52	16,78
36	2,25	37,41	2,75	1,48	0,65	2,10	3,81	5,41	16,70
37	3,12	31,13	2,92	-1,63	3,86	4,81	3,45	7,76	12,81
38	4,62	30,98	2,98	3,33	2,29	5,33	5,38	7,66	14,22
39	1,21	31,66	3,27	-3,72	5,23	4,27	3,28	1,16	14,99
40	3,99	37,67	3,20	-0,06	7,11	3,12	4,21	6,03	12,48
41	1,45	29,57	3,17	3,18	6,25	4,42	2,93	7,43	16,94
42	3,19	28,22	4,44	1,84	7,84	1,59	1,77	2,86	12,65
43	5,92	31,90	1,91	-4,85	4,61	5,97	5,85	2,52	14,47
44	4,99	33,97	3,40	-4,59	4,92	1,78	2,26	4,95	13,28
45	1,25	26,18	3,49	0,20	5,61	6,16	4,26	3,83	15,94
46	4,54	29,94	1,36	-2,74	7,41	3,22	4,81	5,11	14,33
47	1,69	26,35	3,45	-1,02	1,71	1,99	1,40	4,64	13,23
48	3,63	28,98	1,46	-0,11	6,02	2,99	2,66	2,20	15,07
49	5,17	30,97	3,34	-3,89	1,89	6,07	1,47	1,26	12,25
50	1,01	26,96	0,93	-1,24	2,03	5,44	5,45	2,43	15,52
51	4,82	25,55	4,84	-0,85	6,67	2,38	5,22	3,67	17,19
52	4,71	30,84	1,44	-2,01	4,70	2,21	3,73	2,20	16,62
53	2,02	28,55	1,63	4,54	0,60	6,02	5,11	0,75	15,13
54	5,53	27,30	2,37	0,36	7,93	5,29	1,91	4,70	16,40
55	4,21	31,24	1,90	-2,96	7,63	5,51	5,81	8,26	17,39
56	5,33	25,24	4,37	-2,10	7,48	2,58	3,95	6,43	15,36
57	4,40	35,58	2,04	3,90	4,45	2,45	2,10	1,30	17,69
58	3,55	27,41	1,13	1,75	4,78	4,31	2,03	2,32	15,46
59	4,86	30,54	4,58	2,42	0,87	1,81	2,12	7,60	17,33
60	1,57	33,86	1,71	1,63	6,36	3,75	4,75	7,24	14,20
61	1,18	31,47	3,09	-2,35	6,49	4,61	2,73	7,86	12,56
62	2,77	28,31	0,78	4,48	5,08	2,10	3,94	8,61	13,07
63	3,65	34,50	3,75	-4,76	3,60	3,16	5,67	1,66	15,79
64	2,16	37,14	2,44	-1,10	4,35	5,61	3,58	5,68	14,07
65	3,76	26,69	2,00	1,33	4,66	6,12	3,38	2,74	15,69

Çizelge 4.2 (devam) : Diyafram yay için oluşturulan Taguchi tablosu

No	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9
66	4,19	25,34	2,12	4,66	4,14	2,16	5,72	4,41	13,02
67	4,91	30,35	5,19	0,25	1,36	4,99	2,78	2,00	17,81
68	5,38	25,73	3,00	-0,49	5,55	3,89	4,89	3,81	16,62
69	3,33	26,72	0,54	2,23	5,71	2,35	4,43	1,50	16,48
70	3,05	26,46	4,22	3,20	6,33	4,72	4,38	0,57	13,87
71	3,36	27,96	2,47	-0,78	3,02	2,94	3,52	4,26	16,08
72	2,51	27,74	0,68	0,06	6,83	4,21	2,44	2,65	14,16
73	3,45	32,26	3,88	2,15	2,86	2,62	2,33	1,54	18,00
74	5,79	29,96	2,79	2,95	2,74	3,63	6,07	5,82	12,38
75	3,45	33,79	3,54	2,08	2,61	5,05	4,15	7,17	14,37
76	3,74	37,25	3,66	3,46	6,59	4,06	2,98	7,10	16,55
77	1,05	34,32	2,85	-4,21	3,18	2,67	5,58	5,44	17,83
78	1,98	26,05	0,82	-3,65	3,56	4,39	5,14	3,27	15,99
79	5,41	36,20	4,12	-4,04	5,76	3,10	2,59	4,91	15,86
80	2,99	29,79	4,32	-3,11	0,93	1,87	2,42	2,98	16,06
81	1,61	35,05	2,55	4,06	1,45	4,46	5,03	6,70	12,53
82	2,85	34,99	0,88	1,09	3,89	6,20	4,92	8,47	13,14
83	1,84	29,24	5,28	-3,06	2,31	5,70	4,84	2,95	15,24
84	2,36	36,89	4,99	4,88	6,56	2,03	2,70	5,06	13,08
85	4,08	35,46	4,70	0,84	5,46	4,69	5,75	4,05	14,75
86	5,82	32,83	2,82	3,97	7,32	4,58	4,70	3,07	17,02
87	5,61	28,80	5,02	-1,97	2,16	3,76	6,40	4,19	16,22
88	1,30	32,55	4,71	-2,68	3,96	3,37	4,97	8,07	12,18
89	5,50	37,81	3,92	2,89	6,17	3,27	3,21	8,72	12,86
90	1,94	29,50	3,15	0,66	1,24	5,75	1,66	0,63	14,02
91	5,99	28,00	1,01	-2,21	4,09	2,74	1,59	5,98	17,73
92	2,66	25,12	2,24	-4,31	4,31	2,83	5,25	7,48	15,77
93	2,24	36,63	1,55	-3,25	5,92	3,94	3,09	6,32	12,95
94	5,72	32,76	4,80	3,58	7,89	4,10	2,49	1,06	13,65
95	4,76	34,76	3,85	0,53	1,66	3,46	1,63	7,01	13,35
96	5,65	34,15	4,29	-0,60	1,03	5,90	5,59	0,93	13,84
97	4,42	32,48	1,23	-3,42	5,36	6,29	6,02	5,72	17,49
98	5,24	27,10	5,34	1,92	2,51	5,66	2,96	7,95	15,40
99	5,12	35,95	2,54	-3,38	5,04	4,88	5,36	1,90	13,57
100	2,92	33,63	3,57	1,18	5,88	1,92	3,42	1,69	16,17

Oluşturulan bu Taguchi tablosundaki değerler SOLIDWORKS yazılımı ile daha önce ilk katı model oluşturulurken belirlenen tasarım değişkenleri yerine kullanılarak yeni modeller oluşturulmuş ve oluşturulan bu katı modellerin her birisi ayrı dosyalar olarak .step formatında kaydedilmiştir.

4.2 Diyafram Yayın Yapısal Analizi

Diyafram yayın statik analizinde, analizin daha hızlı yapılabilmesi için katı model yerine kabuk eleman kullanılmıştır. İlk katı model oluşturulurken birkaç ufak ekleme ile her bir model de kabuk eleman kolaylıkla elde edilebilmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 : Diyafram yay yüzey modeli.

Taguchi tablosuyla belirlenen 100 ayrı tasarım ayrı ayrı modellendikten sonra modellerin ANSYS Workbench ortamına aktarılması ve sınır şartlarının girilmesi aşamasına geçilmiştir.

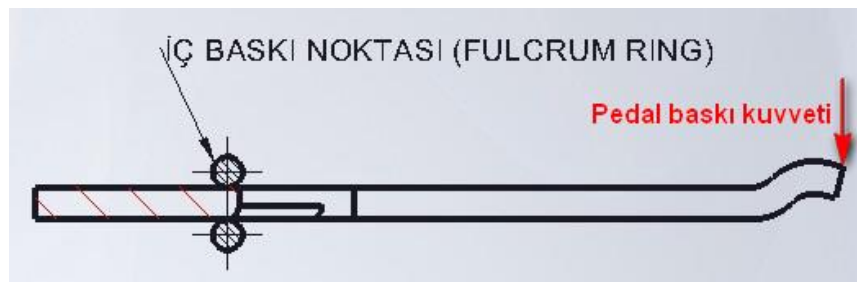
ANSYS Workbench ortamı açıldığında ilk olarak toolbox ortamından ‘static structurel’ açılan pencereden de ‘engineering data’ satırından diyafram yayda kullanılan malzeme özellikleri girişi yapılmıştır (Şekil 4.4). Bunun için Workbench malzeme kütüphanesinde bulunan yapı çeliğinin özellikleri kullanılmış ve akma gerilmesi 50CrV4 malzemesinin akma değeri ile güncellenmiştir (Bkz. Şekil 3.9). 50CrV4 çeliğinin elastisite ve young modülleri üzerine farklı kaynaklarda bazı farklı bilgiler bulunması nedeniyle yapı çeliği ile aynı değerler yani elastisite modülü $2,1e5$ MPa ve young modülü 0,3 olarak alınmıştır.

Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	50CrV4			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: 50CrV4				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
7	Derive from	Young'...		
8	Young's Modulus	2,1E+05	MPa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa	
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	1200	MPa	
25	Compressive Yield Strength	1200	MPa	
26	Tensile Ultimate Strength	1350	MPa	

Şekil 4.4 : ANSYS Workbench malzeme özellikleri girişi.

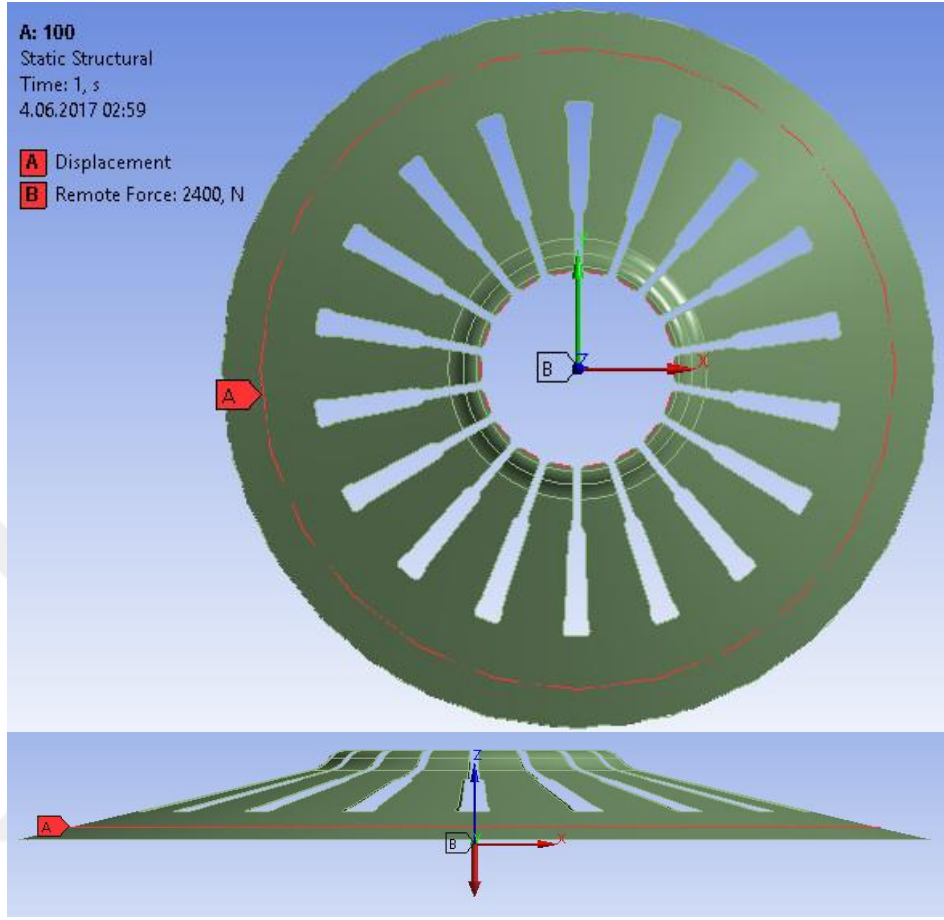
Malzeme özellikleri girildikten sonra diyafram yayın montaj durumundaki sınır şartlarının girişi yapılmıştır (Şekil 4.5). Burada diyafram yay iç baskı noktalarından sabitlenerek yay uç kısımlarından pedal baskı kuvveti (2400 N) uygulanmıştır ve statik analiz bu şekilde çözdürülmüştür.



Şekil 4.5 : Diyafram yay üzerinde sınır şartlarının gösterimi.

Diyafram yay, montaj durumundaki çalışma şekline uygun olarak iç baskı noktasından (fulcrum ring) her doğrultuda değil sadece düşey doğrultuda hareketi engellenmiştir. Böylece diyafram yay yük altındayken X ve Y eksenleri doğrultusunda hareket edebilecektir. Pedal baskı yükü ise yay yapraklarının uç kısmından -Z yönünde ve 2400 N olarak uygulanmıştır. Yay yaprakları kuvvet

doğrultusunda deplasmana uğrayacağı için bu deplasman nedeniyle ekstra gerilmelere yol açmaması amacıyla 'remote force' olarak uygulanmıştır (Şekil 4.6).

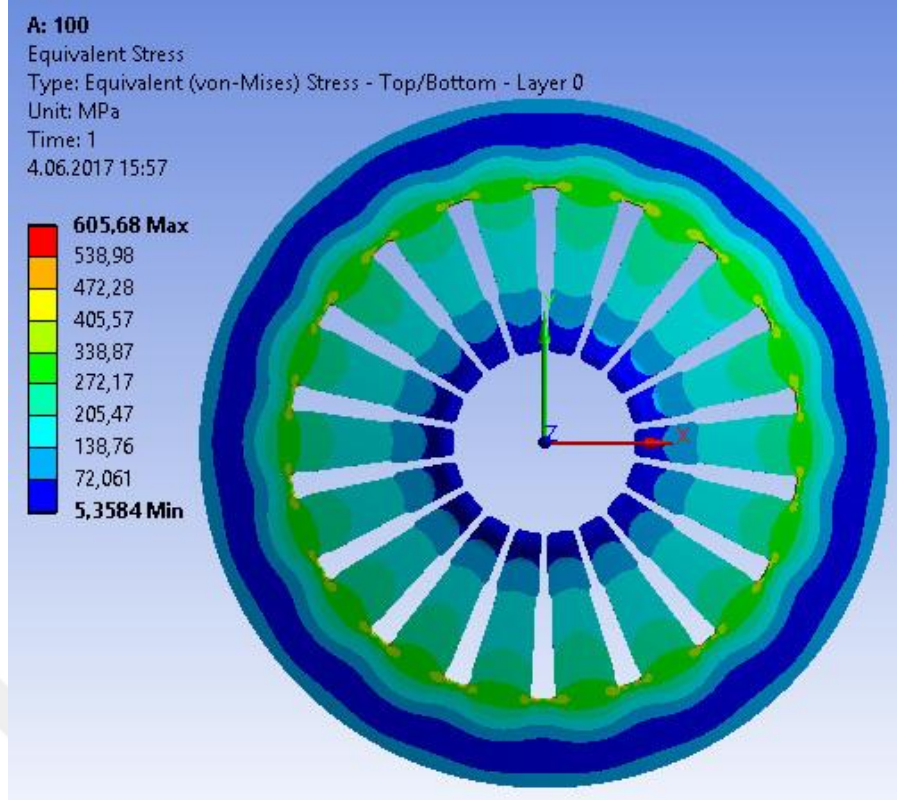


Şekil 4.6 : Diyafram yay üzerinde sınır şartlarının ANSYS' te gösterimi.

'Solution' penceresinden analiz sonucunda görüntülenmek istenen sonuçlar seçildikten sonra analiz başlatılmıştır.

Şekil 4.7'de görüldüğü gibi maksimum gerilme yay yapraklarının yay gövdesine bağlandığı bölgelerde ortaya çıkmıştır.

Diyafram yayın yapısal analizleri oluşturulan 100 modelden her biri için tekrarlanmış ve her bir analizde belirlenen Von-Mises gerilme değerleri ve kütle değerleri 'Geometry' başlığı altında 'properties' penceresinden okunarak oluşturulan tabloya not edilmiştir.



Şekil 4.7 : Diyafram yay Von-Mises gerilme değeri.

4.3 Diyafram Yayın Optimizasyon Çalışması

Referans modelin oluşturulması, bu model baz alınarak oluşturulan 100 ayrı modelin yapısal analizlerinin tamamlanması sonrası optimizasyon aşamasına geçilmiştir. Optimizasyon çalışmasında amaç daha hafif, yeteri kadar mukavim ve 1. Mod değeri daha yüksek bir tasarım elde etmektir.

Daha önce oluşturulan Taguchi tablosu (Çizelge 4.2) bu aşamada optimizasyon probleminin çözümü için gerekli olan amaç fonksiyonun oluşturulması için kullanılacaktır. Daha sonra bu amaç fonksiyonunun çözümü için kullanılacak yöntem ile global optimum noktaya ulaşılmaya çalışılacaktır.

Oluşturulan Taguchi tablosundan optimizasyonun çözümü için kullanılacak olan amaç fonksiyonunu elde edebilmek için cevap yüzey yaklaşımı yöntemi kullanılmıştır.

Gerçek bir cevap η ile temsil edilir ve X_1, X_2, \dots, X_k , k tane bağımsız değişkenin seviyelerine bağlı olan

$$\eta = \varphi (X_1, X_2, \dots, X_k) \quad 4.1$$

şeklinde bir fonksiyondur. Burada φ sürekli değişken olan X_i değerlerinin ($i=1,2,\dots,k$) bir fonksiyonudur ve cevap fonksiyonu olarak adlandırılır [30].

Cevap yüzey yönteminde daha önce belirlenen tasarım değişkenleri (Çizelge 4.1) fonksiyonun bağımsız değişkenleri olmaktadır. Buna göre cevap fonksiyonu;

$$\varphi (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8, X_9)$$

olarak elde edilmiş olur. Elde edilmiş olan bu cevap fonksiyonu bir sonraki aşamada optimizasyon probleminin çözümü için kullanılacak olan parçacık sürü optimizasyon yönteminde amaç fonksiyonu olarak kullanılacaktır.

Modelleri oluşturulan 100 farklı tasarımın yapısal analizleri sonucunda elde edilen değerler ve tasarımların kütleleri daha önce oluşturulan Taguchi tablosunda uygun sütunlara yazılarak optimizasyon çalışması için hazır hale getirilmiştir (Çizelge 4.3).

Çizelge 4.3 : Taguchi tablosunda ki tasarımlar için analiz sonuçları

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
1	2,87	26,83	4,09	3,69	1,81	3,59	1,90	3,40	12,19	490,5	1,165
2	2,50	35,26	3,65	2,63	4,51	4,54	5,95	3,31	17,15	929,1	0,935
3	4,58	33,19	4,90	-4,99	3,26	5,59	3,68	0,81	12,10	357,1	1,753
4	4,45	30,60	4,53	0,46	2,08	5,89	6,31	0,84	13,69	376,9	1,697
5	5,00	36,71	4,19	4,96	1,30	4,78	4,47	5,23	12,77	428,5	1,866
6	5,59	37,00	2,65	-4,64	1,48	2,75	1,75	3,91	14,80	408,3	2,195
7	2,44	25,43	5,48	-4,19	7,57	2,86	2,83	4,57	14,57	746,6	0,980
8	4,26	28,50	3,74	-3,55	6,08	2,26	2,57	6,11	17,46	351,6	1,742
9	4,03	25,89	2,18	1,59	0,53	4,02	3,89	6,46	15,59	314,5	1,604
10	1,36	35,29	1,32	-3,92	6,97	5,39	6,16	6,24	12,69	3034,0	0,470
11	1,88	30,09	2,05	-0,52	2,58	1,74	2,00	3,64	17,60	1203,4	0,785
12	2,73	31,62	1,84	-1,54	7,77	3,35	6,35	7,32	16,29	808,5	1,021
13	2,58	29,32	5,23	2,76	7,22	4,16	6,47	6,93	14,69	803,7	0,950
14	3,23	37,57	5,05	-1,36	3,49	5,16	3,29	5,87	17,05	853,9	1,222
15	1,53	32,12	5,43	-1,81	3,10	3,81	1,55	8,20	13,44	1709,7	0,607
16	3,81	32,95	5,35	2,53	1,55	1,64	4,10	8,78	17,57	544,7	1,529
17	4,11	36,13	4,93	1,26	3,75	3,41	4,51	8,03	15,01	635,0	1,560
18	1,73	30,24	1,25	-2,56	2,93	5,47	5,29	3,16	12,32	1810,6	0,665

Çizelge 4.3 (devam) : Taguchi tablosunda ki tasarımlar için analiz sonuçları

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
19	2,63	26,04	1,17	-0,94	7,07	6,49	3,64	6,59	14,43	609,5	0,981
20	5,88	36,34	3,99	-2,88	2,79	5,81	1,85	8,32	13,46	381,0	2,205
21	5,30	33,32	4,48	-2,42	7,37	1,69	6,29	6,72	15,19	401,4	2,053
22	1,10	35,87	0,96	4,18	1,93	5,24	5,92	8,93	17,94	4738,6	0,390
23	5,07	33,12	1,68	-0,32	3,39	4,94	3,75	5,32	13,77	357,0	1,928
24	2,33	33,48	0,55	2,30	3,30	5,01	5,53	2,55	12,04	940,2	0,879
25	3,25	36,55	1,60	0,70	5,22	2,49	4,02	6,84	16,86	805,8	1,258
26	1,77	31,77	1,78	4,71	4,24	3,01	4,16	8,85	13,52	1709,6	0,668
27	2,13	29,12	5,12	-1,75	1,02	3,96	4,31	1,79	16,33	1016,8	0,846
28	4,68	37,91	2,31	-1,42	3,72	6,36	3,14	4,41	14,60	514,1	1,725
29	1,48	27,67	0,71	3,06	4,99	3,51	2,32	1,43	17,27	1926,6	0,603
30	3,09	28,68	4,03	4,33	1,14	3,67	4,59	2,09	16,90	552,0	1,238
31	3,87	35,70	4,60	-4,49	2,44	6,31	4,65	4,12	13,93	589,7	1,414
32	2,05	34,72	1,09	4,21	6,76	5,13	3,06	3,49	14,90	1048,5	0,780
33	4,34	27,53	0,61	3,70	5,40	6,40	6,10	8,54	15,65	401,0	1,545
34	3,91	31,50	2,29	0,98	6,88	2,52	2,20	4,82	14,88	369,7	1,589
35	3,51	32,29	2,68	-0,21	0,74	1,51	6,22	5,52	16,78	493,3	1,392
36	2,25	37,41	2,75	1,48	0,65	2,10	3,81	5,41	16,70	1088,0	0,888
37	3,12	31,13	2,92	-1,63	3,86	4,81	3,45	7,76	12,81	645,1	1,168
38	4,62	30,98	2,98	3,33	2,29	5,33	5,38	7,66	14,22	413,3	1,698
39	1,21	31,66	3,27	-3,72	5,23	4,27	3,28	1,16	14,99	3211,8	0,476
40	3,99	37,67	3,20	-0,06	7,11	3,12	4,21	6,03	12,48	643,7	1,497
41	1,45	29,57	3,17	3,18	6,25	4,42	2,93	7,43	16,94	2235,8	0,554
42	3,19	28,22	4,44	1,84	7,84	3,50	1,77	2,86	12,65	548,8	1,297
43	5,92	31,90	1,91	-4,85	4,61	5,97	5,85	2,52	14,47	259,6	2,216
44	4,99	33,97	3,40	-4,59	4,92	2,80	2,26	4,95	13,28	319,8	1,992
45	1,25	26,18	3,49	0,20	5,61	6,16	4,26	3,83	15,94	3252,6	0,472
46	4,54	29,94	1,36	-2,74	7,41	3,22	4,81	5,11	14,33	373,4	1,763
47	1,69	26,35	3,45	-1,02	1,71	3,50	1,40	4,64	13,23	1394,9	0,688
48	3,63	28,98	1,46	-0,11	6,02	2,99	2,66	2,20	15,07	361,1	1,473
49	5,17	30,97	3,34	-3,89	1,89	6,07	1,47	1,26	12,25	263,4	2,037
50	1,01	26,96	0,93	-1,24	2,03	4,50	5,45	2,43	15,52	4925,8	0,403
51	4,82	25,55	4,84	-0,85	6,67	2,38	5,22	3,67	17,19	285,6	1,927

Çizelge 4.3 (devam) : Taguchi tablosunda ki tasarımlar için analiz sonuçları

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
52	4,71	30,84	1,44	-2,01	4,70	2,21	3,73	2,20	16,62	302,5	1,915
53	2,02	28,55	1,63	4,54	0,60	6,02	5,11	0,75	15,13	1236,5	0,777
54	5,53	27,30	2,37	0,36	7,93	5,29	1,91	4,70	16,40	276,2	2,176
55	4,21	31,24	1,90	-2,96	7,63	5,51	5,81	8,26	17,39	618,8	1,486
56	5,33	25,24	4,37	-2,10	7,48	2,58	3,95	6,43	15,36	264,4	2,133
57	4,40	35,58	2,04	3,90	4,45	2,45	2,10	1,30	17,69	368,4	1,796
58	3,55	27,41	1,13	1,75	4,78	4,31	2,03	2,32	15,46	352,5	1,436
59	4,86	30,54	4,58	2,42	0,87	1,81	2,70	7,60	17,33	354,0	1,985
60	1,57	33,86	1,71	1,63	6,36	3,75	4,75	7,24	14,20	2267,9	0,585
61	1,18	31,47	3,09	-2,35	6,49	4,61	2,73	7,86	12,56	3255,7	0,444
62	2,77	28,31	0,78	4,48	5,08	2,10	3,94	8,61	13,07	685,2	1,086
63	3,65	34,50	3,75	-4,76	3,60	3,16	5,67	1,66	15,79	493,8	1,424
64	2,16	37,14	2,44	-1,10	4,35	5,61	3,58	5,68	14,07	1472,0	0,788
65	3,76	26,69	2,00	1,33	4,66	6,12	3,38	2,74	15,69	346,6	1,457
66	4,19	25,34	2,12	4,66	4,14	2,16	5,72	4,41	13,02	294,7	1,670
67	4,91	30,35	5,19	0,25	1,36	4,99	2,78	2,00	17,81	298,3	1,960
68	5,38	25,73	3,00	-0,49	5,55	3,89	4,89	3,81	16,62	250,0	2,119
69	3,33	26,72	0,54	2,23	5,71	2,35	4,43	1,50	16,48	406,7	1,361
70	3,05	26,46	4,22	3,20	6,33	4,72	4,38	0,57	13,87	479,0	1,196
71	3,36	27,96	2,47	-0,78	3,02	2,94	3,52	4,26	16,08	409,9	1,354
72	2,51	27,74	0,68	0,06	6,83	4,21	2,44	2,65	14,16	636,3	1,001
73	3,45	32,26	3,88	2,15	2,86	2,62	2,33	1,54	18,00	427,4	1,409
74	5,79	29,96	2,79	2,95	2,74	3,63	6,07	5,82	12,38	271,9	2,201
75	3,45	33,79	3,54	2,08	2,61	5,05	4,15	7,17	14,37	669,0	1,277
76	3,74	37,25	3,66	3,46	6,59	4,06	2,98	7,10	16,55	809,8	1,411
77	1,05	34,32	2,85	-4,21	3,18	2,67	5,58	5,44	17,83	5073,1	0,407
78	1,98	26,05	0,82	-3,65	3,56	4,39	5,14	3,27	15,99	1182,2	0,780
79	5,41	36,20	4,12	-4,04	5,76	3,10	2,59	4,91	15,86	367,8	2,139
80	2,99	29,79	4,32	-3,11	0,93	1,87	2,42	2,98	16,06	520,9	1,232
81	1,61	35,05	2,55	4,06	1,45	4,46	5,03	6,70	12,53	2277,6	0,595
82	2,85	34,99	0,88	1,09	3,89	6,20	4,92	8,47	13,14	921,7	1,001
83	1,84	29,24	5,28	-3,06	2,31	5,70	4,84	2,95	15,24	1583,0	0,701
84	2,36	36,89	4,99	4,88	6,56	3,40	2,70	5,06	13,08	847,1	0,919

Çizelge 4.3 (devam) : Taguchi tablosunda ki tasarımlar için analiz sonuçları

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
85	4,08	35,46	4,70	0,84	5,46	4,69	5,75	4,05	14,75	609,3	1,496
86	5,82	32,83	2,82	3,97	7,32	4,58	4,70	3,07	17,02	321,0	2,229
87	5,61	28,80	5,02	-1,97	2,16	3,76	6,40	4,19	16,22	268,5	2,174
88	1,30	32,55	4,71	-2,68	3,96	3,37	4,97	8,07	12,18	3203,3	0,485
89	5,50	37,81	3,92	2,89	6,17	3,27	3,21	8,72	12,86	432,7	2,094
90	1,94	29,50	3,15	0,66	1,24	5,75	1,66	0,63	14,02	1114,4	0,775
91	5,99	28,00	1,01	-2,21	4,09	2,74	1,59	5,98	17,73	238,1	2,469
92	2,66	25,12	2,24	-4,31	4,31	2,83	5,25	7,48	15,77	704,1	1,043
93	2,24	36,63	1,55	-3,25	5,92	3,94	3,09	6,32	12,95	1080,9	0,843
94	5,72	32,76	4,80	3,58	7,89	4,10	2,49	1,06	13,65	269,8	2,268
95	4,76	34,76	3,85	0,53	1,66	3,80	1,63	7,01	13,35	401,2	1,870
96	5,65	34,15	4,29	-0,60	1,03	5,90	5,59	0,93	13,84	266,3	2,161
97	4,42	32,48	1,23	-3,42	5,36	6,29	6,02	5,72	17,49	455,7	1,593
98	5,24	27,10	5,34	1,92	2,51	5,66	2,96	7,95	15,40	324,1	1,988
99	5,12	35,95	2,54	-3,38	5,04	4,88	5,36	1,90	13,57	377,9	1,921
100	2,92	33,63	3,57	1,18	5,88	1,92	3,42	1,69	16,17	605,7	1,180

Optimizasyon çalışmasında elde edilecek sonucun mevcut tasarımlardan daha az kütleyle sahip bir tasarım olması hedeflenmiş ve bu doğrultuda kısıtlar verilmiştir.

100 farklı tasarım ve bu tasarımlara ait tasarım değişkenleri, maksimum eşdeğer gerilme, kütle ve 1.mod değerlerinden yola çıkarak ve parçacık sürü optimizasyon yöntemi kullanılarak elde edilen sonuç Çizelge 4.4' te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım ve analiz sonuçları

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
Optimize Edilmiş	2,19	25,00	0,50	5,00	0,50	3,80	1,40	0,50	12,00	732,85	0,909

Optimizasyon sonucunda elde edilen değerlerin orijinal değer ile olan karşılaştırması Çizelge 4.5' te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım ile orijinal tasarımın karşılaştırılması

No	Kalınlık mm X1	Dilim Uzunluğu mm X2	Pencere İç köşe Radüs mm X3	Pencere Kenar Açısı Derece X4	Pencere İç Radüs mm X5	Pencere Dış Radüs mm X6	Pencere Genişliği mm X7	Pencere Kenar Uzunluğu mm X8	Dilim Kenar Açısı Derece X9	Max. Eşdeğer Gerilme (MPa)	Kütle (kg)
Başlangıç Tasarımı	4,20	32,00	3,00	4,30	5,00	4,00	3,80	6,50	15,00	472,27	1,614
Optimize Edilmiş	2,19	25,00	0,50	5,00	0,50	3,80	1,40	0,50	12,00	732,85	0,909

Çizelge 4.5’ te görüldüğü gibi yapılan optimizasyon çalışması sonucu elde edilen modelde belirlenen gerilme sınırlarında (900 MPa) kalarak kütle %43,65 oranında azaltılmıştır.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, taşıtlarda kullanılan güç aktarma organlarının en önemli parçalarından biri olan debriyaj sistemlerinin çalışmasında ki önemli parçalar arasında yer alan debriyaj diyafram yayının tasarımının parçacık sürü optimizasyon yöntemi kullanılarak iyileştirilmesi yapılmıştır. Bunun için ilk önce bir model referans olarak alınmış ve başlangıç modeli oluşturulmuştur. Bu model üzerinde diyafram yayın çalışma fonksiyonlarını etkilemeden değiştirilebilecek ölçüler belirlenerek tasarım değişkenleri için Taguchi tablosu oluşturulmuş ve oluşturulan her bir model için yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile parçacık sürü optimizasyon yöntemi kullanılarak daha iyi performansa sahip ve daha hafif bir diyafram yay tasarımı elde edilmiştir.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda günümüzde her geçen gün daha da önem kazanan düşük maliyet ve işlevsellik konularında daha iyi bir tasarım elde edebilmek için optimizasyon yöntemlerini kullanmanın önemi gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Purohit R., Khitoliya P., Koli D. K.**, (ICMPC 2014) Design and Finite Element Analysis of an Automotive Clutch Assembly, *3rd International Conference on Materials Processing and Characterisation*.
- [2] **Özbakiş M.**, (2008). *Debriyaj Sistemlerinde Kullanılan Diyafram Yayların Karakteristiğinin İncelenmesi ve Optimizasyonu*, (Yüksek Lisans Tezi), Dokuz Eylül Üniversitesi-Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [3] **MA-PA**, *Debriyaj Sisteminde Sık Görülen Hatalar Broşürü* (Nisan 2014).
- [4] **Kaba R.**, (2008). *Debriyaj Diyafram Yayı Tasarımı ve Yapısal Analizi*, (Lisans Tezi), Dokuz Eylül Üniversitesi-Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- [5] **Karasu H.F.**, (2014). *Kompozit Disk Yayların Tasarımı ve Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [6] **HAUSSERMANN**, *The Physics of Diaphragm Springs*
- [7] **SCHNORR**, *Handbook for Disk Springs*
- [8] **Zhiming Y. & Kaiyuan Y.**, (1990). Study of Belleville Spring and Diaphragm Spring in Engineering, *Journal of Applied Mechanics*, 57, 1026-1031.
- [9] **Curti G. & Raffa F.**, (1992). Material Nonlinearity Effects in The Stress Analysis Of Conical Disk Springs, *Journal of Mechanical Design*, 114, 238-244.
- [10] **Davet G.**, (1997). Belleville Springs Flex to Keep Joints Tight, *Machine Design*, 69, 140-144.
- [11] **La Rosa G.**, (2001). Messina M., Risitano A., Stiffness of Variable Thickness Belleville Springs, *Journal of Mechanical Design*, 123, 294-299.
- [12] **Pedersen N. L.**, (2011). Pedersen P., Stiffness and Design For Strength of Trapezoidal Belleville Springs, *Journal of Strain Analysis*, 46, 825-836.
- [13] **Doman Y., Fujii T., Okubo K., He H.**, (2003). Influence of Residual Stress On The Load–Deflection Curve of Diaphragm Springs For Automobile Clutches, *JSAE Review*, 24(2), 197-203.
- [14] **Carfagni M.**, (2002). A CAD Program For the Automated Checkout and Design of Belleville Springs. *Journal of Mechanical Design*, 124, 393-398.
- [15] **Paredes M. & Daidie A.**, (2010). Optimal Catalogue Selection and Custom Design Of Belleville Spring Arrangements, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 4, 51-59.
- [16] **Kaya N.**, (2006). Optimal Design of An Automotive Diaphragm Spring With High Fatigue Resistance, *Int. J. Vehicle Design*, 40, 126-143.

- [17] **Saini P.K., Kumar P., Tandon P.**, (2007). Design and Analysis of Radially Tapered Disc Springs With Parabolically Varying Thickness, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 221, 151-158.
- [18] **Rao S.S.**, (2009). *Engineering Optimization Theory and Practice, Fourth Edition*, NJ, John Wiley & Sons.
- [19] **Arora J.S.**, (2016). *Introduction to Optimum Design, Fourth Edition*, NY, Elsevier.
- [20] **Yıldız A.R.**, (2006). *Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi*, (Doktora Tezi), Uludağ Üniversitesi-Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [21] **The Free and Independent Online Materials Properties Resource** Erişim Adresi <https://www.matbase.com/material-categories/metals/ferrous-metals/spring-steel/material-properties-of-50crv4-din-en-10277-spring-steel-grade.html#properties>, Mart 2017.
- [22] **McCall J.**, (2004). Genetic algorithms for modelling and optimisation, *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 184-205.
- [23] **Karagöz S.**, (2016). *Yüksek Performanslı Taşıt Güvenlik Sistemlerinin Geliştirilmesi*, (Doktora Tezi), Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [24] **Goldberg D.E.**, (2016). *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, First Edition*, MA, Addison-Wesley Longman Publishing.
- [25] **Rini D. P., Shamsuddin S. M., Yuhani S.S.**, (2001). Particle Swarm Optimization: Technique, System and Challenges, *International Journal of Computer Applications*, 14, 19-27.
- [26] **Kennedy, J. & Eberhart, R. C.**, (1995). "Particle Swarm Optimization", *Proc. of the IEEE Int. Conference on Neural Networks*, 4, 1942-1948.
- [27] **Özyön S., Yaşar C., Temurtaş H.**, (2001). Parçacık Sürü Optimizasyon Algoritmasının Termik Birimlerden Oluşan Çevresel Ekonomik Güç Dağıtım Problemlerine Uygulanması, *6th International Advanced Technologies Symposium*, Elazığ.
- [28] **Topçu M. & Taşgetiren S.**, (1998). *Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu*, (Lisans Tezi), Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Denizli.
- [29] **Acar H.**, (2016). *Biyel Kolu Analizi, Optimizasyonu ve Yorulma Davranışının İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [30] **Khuri A.I. & Cornell J.A.**, (1996). *Response Surfaces, Designs and Analyses Second Edition*, NY, Marcel Dekker,.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Olgun KAYA
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.09.1985 / Artvin
E-posta : o_kaya08@outlook.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2009, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans : 2017, Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği
Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011 – 2015, YEPSAN SSH, Ar-Ge Mühendisi
- 2011 – 2011, Akyapak Makine, Ar-Ge Mühendisi
- 2007 – 2008, İtem Mühendislik, Tasarım Mühendisi