

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SIVI YAKITLI ROKET MOTORLARINDA KULLANILAN KÖRÜKLÜ
MAFSALIN TASARIMI VE ENİYİLEMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oğulcan ÖZTÜRKLER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR

AĞUSTOS 2023

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Oğulcan ÖZTÜRKLER

ÖZET

Yüksek Lisans

SIVI YAKITLI ROKET MOTORLARINDA KULLANILAN KÖRÜKLÜ MAFSALIN TASARIMI VE ENİYİLEMESİ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Ağustos 2023

Körüklü mafsallar hidrolik hatlarda, inşaatlarda ve nükleer istasyonlar gibi çeşitli alanlarda akıştan ve dış kuvvetlerden kaynaklanan enerjiyi sönmek, hatlara esneklik sağlamak ve bu sayede akış hatlarında çatlama, bozulma gibi hasarların önüne geçmek amacıyla sıklıkla kullanılan parçalardır. Eksenel, yanal ve açılma hareketlere imkân sağlayan körüklü mafsallar eksenel tipli, gimbal tipli, menteşe tipli vb türde kullanılmaktadır. Sıvı yakıtlı roket motorlarında itki vektör kontrolüne yardımcı olan körüklü mafsallar füzenin yapacağı yönelme hareketleri sırasında hidrolik hatların hasar görmesine engel olurlar. Roket motorlarında hatlara bu esnekliği sağlarken sıvı motor lülesini hareket ettiren lineer eyleyicilere karşı ilave kuvvet oluştururlar. Oluşan bu ilave kuvvet daha büyük eyleyicilere ihtiyaç duyulmasına dolayısıyla daha fazla ağırlığa ve hacim zarfına sebep olmaktadır. Literatürde basınç altında çalışan körüklü mafsalların yorulma ve basınca karşı dayanım çalışmaları sıkça çalışılan konulardandır. Hareket sırasında oluşan eğilme momenti ve hareket kaynaklı dayanım çalışmaları ise nadir olarak çalışılan ve incelenmesi zor konulardandır. Bu çalışmada iç basınç altında çalışan körüklerin tasarımı lüle hareketine olanak sağlayacak olan eyleyicilere aktarılacak kuvveti yani körüklü mafsalin bu hareketten kaynaklanan eğilme momentini minimize edecek şekilde yapılmıştır. Yapılan eniyileme çalışması sonucunda, tez konusu körüklü mafsal için gerilme kısıtları ihlal edilmeksizin (yani körüklü mafsalin yapısal

bütünlüğü tehlikeye atılmaksızın) eğilme momentinin %75 gibi önemli bir oranda düşürülebildiği görülmüştür. Eniyileme çalışmalarının ardından elde edilen tasarım parametreleriyle hesaplanan analitik sonuçlar sonlu elemanlar yöntemleri ile karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde basınç ve hareket analizleri için ayrı yöntemler ve sınır koşulları kullanılmış modeller ayrı ayrı incelenmiştir.

Keywords: Körüklü mafsal, Sıvı yakıtlı roket motoru, Gimbal, Yüzey yanıt modeli , Sonlu elemanlar analizi, ANSYS.



ABSTRACT

Master of Science

DESIGN OPTIMIZATION OF BELLOW JOINT WHICH IS USED LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINES

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: August 2023

Bellows joints are parts that are frequently used in hydraulic lines, constructions and various areas such as nuclear stations to absorb the energy caused by flow and external forces, to provide flexibility to the lines, and thus to prevent damages such as cracking and deterioration in the flow lines. There are various types of bellows joints, which allow axial, lateral and angular movements, such as axial type, gimbal type, hinge type, etc. Bellows joints that assist thrust vector control in liquid propellant rocket engines prevent the hydraulic lines from being damaged during the orientation movements of the missile. While providing this flexibility to the lines in rocket engines, they create additional force against the linear actuators that move the liquid motor nozzle. This additional force causes the need for larger actuators and thus more weight and volume envelope. Fatigue and pressure resistance studies of bellows joints operating under pressure are frequently studied subjects in the literature. Bending moment and movement-induced strength studies are the subjects that are rarely studied and difficult to examine. In this study, the design of the bellows operating under internal pressure has been made to minimize the force to be transferred to the actuators, that is, the bending moment of the bellows joint resulting from this movement. As a result of the optimization study, it is found that the bending moment for the bellow joint could be reduced by a significant rate of 75% without violating the stress constraints (that is, without compromising the structural

integrity of the bellow joint). The analytical results calculated with the design parameters obtained after the optimization studies were compared with the finite element methods. In the finite element method, different methods and models using boundary conditions for pressure and motion analysis are examined separately.

Keywords: Bellow joint, Liquid fuel rocket engine, Gimbal, Surface response model, Finite element analysis, ANSYS.



TEŞEKKÜR

Kendileriyle alıőma Őansını bana veren hem lisans hem de yüksek lisans eğitimim boyunca, katkılarıyla, yardım ve yönlendirmeleriyle destek olan, değerli hocam Prof. Dr. Erdem ACAR'a,

Kendileri ile çalıőmaktan zevk duyduğum Tolga KURŐUN, Aykut SEVER ve tüm çalışma arkadaőlarıma,

Manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen arkadaőlarımla Doğa BEŐER ve Görkem Can ATEŐ'e,

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana "Araştırma Bursu" veren TOBB Ekonomi ve Teknoloji niversitesine,

Bu yaőa gelene kadar maddi ve manevi desteğini esirgemeyen, hayatlarını bana adayan çok değerli anneme, babama,

TeŐekkürü borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	v
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
KISALTMALAR	xvii
SEMBOL LİSTESİ	xix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
2.1. Körüklü Mafsallar	7
2.2. Vekil Model Yöntemleri	11
2.2.1. Polinom yanıt yüzey yöntemi	11
2.3. Eniyileme Yöntemleri	13
2.3.1. Kısıtlı eniyileme yöntemleri.....	13
3. MATEMATİKSEL MODELLER.....	15
3.1. Yapısal Modelleme	15
3.2. Sonlu Elemanlar Formülasyonu.....	16
4. PROBLEMİN TANIMI VE UYGULAMALAR.....	19
4.1. Basınç Kaynaklı Gerilme Hesaplamaları	19
4.2. Hareket Altında Gerilme ve Moment Hesaplamaları.....	21
4.3. Katı Model Oluşturma.....	24
4.4. Sonlu Elemanlar Analizi Çalışmaları.....	24
4.4.1. İç basınç gerilme analizleri doğrulama çalışmaları.....	25
4.5. Moment ve Eğilme Gerilmesi Analizleri Doğrulama Çalışmaları.....	31
4.6. Körüklü Mafsal Optimizasyon Yöntemi	33
4.6.1. Eşitsizlik kısıtları.....	34
4.7. Eniyileme Sonuçları	40
4.8. Eniyilenmiş Parametrelerle Yapılan Analiz Çalışmaları	40
5. SONUÇ.....	45
KAYNAKLAR	47
ÖZGEÇMİŞ.....	50



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Sıvı Yakıtlı Roket Motoru Temel Bileşenleri [1]	1
Şekil 1.2 Körüklü Mafsal Hareket Çeşitleri [2]	3
Şekil 1.3 Roket Motorlarında Körüklü Mafsal Kullanımı	4
Şekil 1.4 Körüklü Mafsal Gimbal Etrafı Yerleşimi	5
Şekil 1.5 Körüklü Mafsal Kesit Görüntüsü ve Geometrik Parametreler	6
Şekil 2.1: Geleneksel ve Yeni Tip Körükler	8
Şekil 2.2 Örnekleme Noktaları-Yüzey Yanıt İlişkisi	12
Şekil 3.1 Elastisite Matrisi	15
Şekil 4.1 Körüklü Mafsal Basınç Kaynaklı Oluşan Gerilme Yönleri	19
Şekil 4.2: Körük Hareket Tipleri	22
Şekil 4.3 Körüklü Mafsal Üzerinde Oluşan Gerilmeler	23
Şekil 4.4 Körüklü Mafsal 3B Model Görüntüsü	24
Şekil 4.5 Sonlu Elemanlar Analizi Adımları	25
Şekil 4.6 Körüklü Mafsal Sabit Mesnet Yüzeyleri	26
Şekil 4.7 Körüklü Mafsal İç Basınç Yüzeyleri	26
Şekil 4.8 Körüklü Mafsal Koordinat Takımı Eleman Gösterimi	27
Şekil 4.9 S1 ve S2 Gerilme Değerleri	30
Şekil 4.10: S3 ve S4 Gerilme Değerleri	31
Şekil 4.11 Körüklü Mafsal Sınır Koşulları	32
Şekil 4.12 Eğilme Hareketi Sonrası Körüklü Mafsal	33
Şekil 4.13 Cd Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli	37
Şekil 4.14 Cf Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli	38
Şekil 4.15 Cp Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli	38
Şekil 4.16 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S1 ve S2 Gerilmesi Analiz Sonuçları	41
Şekil 4.17 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S3 ve S4 Gerilmesi Analiz Sonuçları	42
Şekil 4.18 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S6 Gerilmesi Analiz Sonuçları	43



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Gerilme Analizi için Tasarım Parametreleri	28
Çizelge 4.2 Malzeme Özellikleri.....	28
Çizelge 4.3 Çözüm Ağı Boyutunun Gerilme Değerlerine Etkisi.....	29
Çizelge 4.4 Çözüm Ağı Boyutu % Farkları	29
Çizelge 4.5 Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması.....	30
Çizelge 4.6 Eğilme Analizi İçin Tasarım Parametreleri	32
Çizelge 4.7 Eğilme Momentleri Karşılaştırması	33
Çizelge 4.8 Gerilme Değerleri Karşılaştırması	33
Çizelge 4.9 Tasarım Parametrelerine Bağlı C_d Katsayıları	36
Çizelge 4.10: Tasarım Parametrelerine Bağlı C_f Katsayıları	37
Çizelge 4.11: Tasarım Parametrelerine Bağlı C_p Katsayıları	37
Çizelge 4.12 R^2 ve RMSE Değerleri.....	38
Çizelge 4.13 Başlangıç ve Eniyilenmiş Tasarımların Karşılaştırılması.....	40
Çizelge 4.14 Gerilme Değerleri Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması .	41
Çizelge 4.15 Moment Değerleri Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması .	42
Çizelge 4.16 S6 Gerilmesi Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması.....	42



KISALTMALAR

ASTM	:American Society for Testing and Materials
EJMA	:Expansion Joint Manufacturers Association
HVAC	:Heating, Ventilation and Air Conditioning
SYRM	:Sıvı Yakıtlı Roket Motoru





SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
N	Körük Kıvrım Sayısı
n	Körük Katman Sayısı
w	Körük Kıvrım Yüksekliği
q	Körük Kıvrım Adım Uzunluğu
r	Kıvrım Radyus Ölçüsü
t	Körük Katman Kalınlığı
D_b	Körük İç Çapı
D_m	Ortalama Körük Çapı
A_c	Körük Metal Kesit Alanı
L_t	Körük Kıvrımsız Metal Uzunluğu
P	İç Basınç
f_i	Başlangıç Yay Oranı
f_w	Çalışma Yay Oranı
K_r	Çevresel Gerilme Faktörü
S_1	Basınç Kaynaklı Tanjant Çevresel Membran Gerilmesi
S_2	Basınç Kaynaklı Çevresel Membran Gerilmesi
S_3	Basınç Kaynaklı Meridyonel Membran Gerilmesi
S_4	Basınç Kaynaklı Eğilme Gerilmesi
S_5	Hareket Kaynaklı Membran Gerilmesi
S_6	Hareket Kaynaklı Eğilme Gerilmesi
M_θ	Eğilme Momenti
M_y	Yanal Moment
k	Sertleşme Faktörü
C_d, C_f, C_p	Boyutsuz Tasarım Faktörleri
E_b	Malzeme Elastik Modülü
e_x	Eksenel Hareket Kaynaklı Kıvrım Başına Düşen Eksenel Uzama Miktarı
e_y	Yanal Hareket Kaynaklı Kıvrım Başına Düşen Eksenel Uzama Miktarı
e_θ	Açısal Hareket Kaynaklı Kıvrım Başına Düşen Eksenel Uzama Miktarı
e	Toplam Eşdeğer Uzama Miktarı



1. GİRİŞ

Roket motorları, modern uzay araştırmalarında kritik bir bileşendir ve uzay aracını yörüngeye ve ötesine fırlatmak için gerekli itkiyi sağlarlar. Sıvı yakıtlı roket motorları (SYRM), yüksek itki-ağırlık oranları, hassas kontrol ve verimli yanma sunan, günümüzde kullanılan en yaygın roket motorlarından biridir.

SYRM'ler iki temel bileşenden oluşurlar bunlar motor ve gaz itici sistemlerdir. Motorun kendisi bir yanma odası, nozül ve enjektörden oluşurken gaz itici sistemler gazı motora iletmek için tanklar, pompalar, valfler ve borulardan oluşurlar. Tipik bir SYRM şematik gösterimi şekil 1.1'de gösterilmiştir. [Url-1 2023]

Yanma odası, yanıcı ve oksitleyicinin çarpıştığı ve yakıldığı, itki kuvvetini oluşturmak için nozülden dışarı atılan yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıktaki gazın üretildiği yerdir. Enjektör, itici gazların yanma odasına girmeden önce atomize edilmesinden ve karıştırılmasından sorumluyken, nozül, egzoz gazlarını süpersonik hızlara genişletmek ve motor tarafından üretilen itkiyi en üst düzeye çıkarmak için özel bir kontürler tasarlanan kısımdır.

Gaz itici sistemler basınçlı gazların depolanması, iletilmesi ve kontrolünden sorumludurlar. SYRM'ler tipik olarak, basınçlandırılmış gazın pompalar ve valfler aracılığıyla ayrı tanklarda depolanan oksitleyici ve yanıcının motora beslenmesi ile çalışırlar. İtici gazların akış hızı ve basıncı, yanmayı optimize etmek ve itkiyi en üst düzeye çıkarmak için dikkatli bir şekilde kontrol edilir.



şekil 1.1 Sıvı Yakıtlı Roket Motoru Temel Bileşenleri

SYRM'ler, katı yakıtlı motorlar ve elektrikli tahrik sistemleri dahil olmak üzere diğer roket motorları türlerine göre çeşitli avantajlar sunar. Katı roket motorlarından daha yüksek özgül dürtü (bir roket motorunun verimliliğinin ölçüsü) ve itme-ağırlık oranları sunarlar ve elektrikli iticilerden daha hızlı ve hassas bir şekilde kısılabılır ve kapatılabilirler.

Bununla birlikte, SYRM'lerin de bazı dezavantajları vardır. Katı roket motorlarına göre tasarımı ve yapımı daha karmaşık ve pahalıdır ve güvenli çalışmalarını sağlamak için dikkatli kullanım ve bakım gerektirirler. Ayrıca, dayanıklılıklarını ve menzillerini sınırlayabilen yüksek itme seviyeleri elde etmek için büyük miktarlarda itici gaz ihtiyacı duyarlar.

SYRM'ler, fırlatma araçları, uzay aracı tahrik sistemleri ve uydu konumlandırma ve kontrolü dahil olmak üzere çeşitli uzay keşif uygulamalarında kullanılır. Ay'a, Mars'a ve ötesine insanlı ve insansız görevler başlatmak için kullanılmışlardır ve modern uydu ve uzay istasyonu operasyonlarında kritik bir bileşendirler.

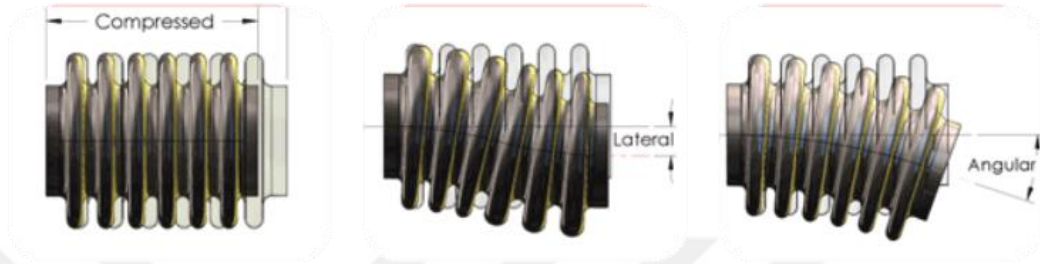
SYRM'lerin en yaygın uygulamalarından biri, Dünya'nın yerçekiminin üstesinden gelmek ve yörüngeye ulaşmak için gerekli olan ilk itişini sağladıkları fırlatma araçlarıdır. Apollo görevlerini aya fırlatmak için kullanılan Saturn V roketi, birinci ve ikinci kademelerinde SYRM kullanırken, uzay mekiği'nin ana motorları da sıvı yakıtlı roket motorlarıydı.

SYRM'ler ayrıca, yüksek itme ve hassas kontrollerinin manevra yapmak ve yörüngeyi korumak için kritik olduğu uzay aracı tahrik sistemlerinde de kullanılır. Uydular ve diğer uzay araçları için durum kontrolü ve istasyon tutma sistemlerinde ve ayrıca derin uzay keşif görevlerinde yaygın olarak kullanılırlar.

Sıvı yakıtlı roket motorları, yüksek itme-ağırlık oranları, hassas kontrol ve verimli yanma sunan, modern uzay araştırmalarında kritik bir bileşendir. Diğer roket motorlarına göre tasarımı ve yapımı daha karmaşık ve pahalı olmasına rağmen, performans ve çok yönlülük açısından önemli avantajlar sunarlar. Uzay araştırmaları gelişmeye ve genişlemeye devam ettikçe, SYRM'ler muhtemelen uzay araçlarının ve fırlatma araçlarının geliştirilmesinde ve işletilmesinde hayati bir rol oynamaya devam edecek.

Genleşme bağlantısı veya kompensatör olarak da bilinen körüklü mafsal, basınçlı bir sistemde hareket ve esnekliğe izin veren bir tür mekanik bağlantıdır. Bu bağlantılar

genellikle boru sistemlerinde, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde, inşaat yapılarında termal genişleme, titreşim veya hareketin meydana gelebileceği diğer uygulamalarda kullanılır. İnce bir metal plakadan oluşan ve kavisli bir yapıya sahip olan ve eksenel, yanal, açısal körüklü mafsal, basınç dengeli ve gimbal tipi gibi çeşitli tipleri bulunan bu parçalar eksenel, yanal ve açısal hareketleri absorbe edebilmektedir. Şekil 1.2’de gösterilmiştir. [Url-2 2023]

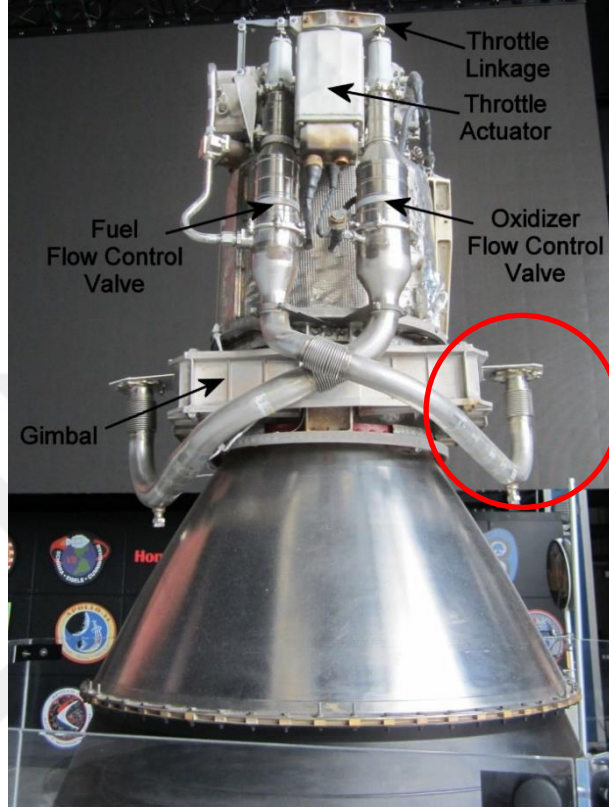


Şekil 1.2 Körüklü Mafsal Hareket Çeşitleri

Körüklü mafsal, her biri belirli uygulamalar ve koşullar için tasarlanmış çeşitli tiplerden oluşurlar. En yaygın olarak görülen körüklü mafsal tipleri şu şekildedir:

1. Eksenel körüklü mafsal: Bu tip mafsal eksenel yönde, yani borunun uzunluğu boyunca harekete izin verir. Eksenel körüklü bağlantılar, termal genişleme ve büzülmenin önemli olduğu uygulamalarda yaygın olarak kullanılırlar.
2. Yanal körüklü bağlantı: Bu tür bağlantı, yanal yönde, yani borunun uzunluğuna dik yönde harekete izin verir. Yanal körüklü bağlantılar genellikle hareket veya titreşimin olduğu boru sistemlerinde örnek olarak HVAC sistemlerinde kullanılırlar.
3. Açısal körüklü mafsal: Bu tip mafsal, açısal hareketin yanı sıra hem eksenel hem de yanal yönlerde harekete izin verir. Açılı körüklü bağlantılar, birden çok hareket derecesi veya yanlış hizalamanın olduğu uygulamalarda yaygın olarak kullanılır. Roket motorlarının basınçlı hatlarında lüle hareketinin sisteme zarar vermeden gerçekleşmesini sağlarlar.
4. Basınç dengeli körüklü mafsal: Bu mafsal türü, stresi azaltmaya ve mafsalın ömrünü uzatmaya yardımcı olan, körük boyunca basıncı dengelemek için tasarlanmıştır. Basınç dengeli körük bağlantıları, buhar boruları gibi yüksek basınçlı sistemlerde yaygın olarak kullanılır.

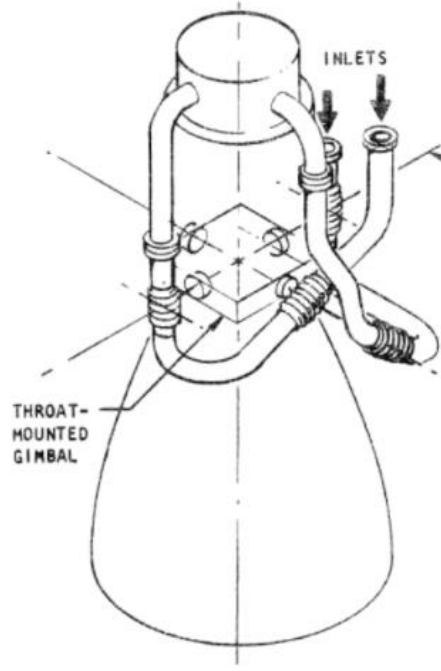
5. Gimbal körüklü mafsal: Bu tip mafsal, dönüş dahil her yönde harekete izin verir. Gimbal körüklü bağlantılar, gemilerdeki boru sistemleri veya açık deniz sondaj platformları gibi yüksek derecede hareket veya yanlış hizalamanın olduğu uygulamalarda yaygın olarak kullanılır.



Şekil 1.3 Roket Motorlarında Körüklü Mafsal Kullanımı

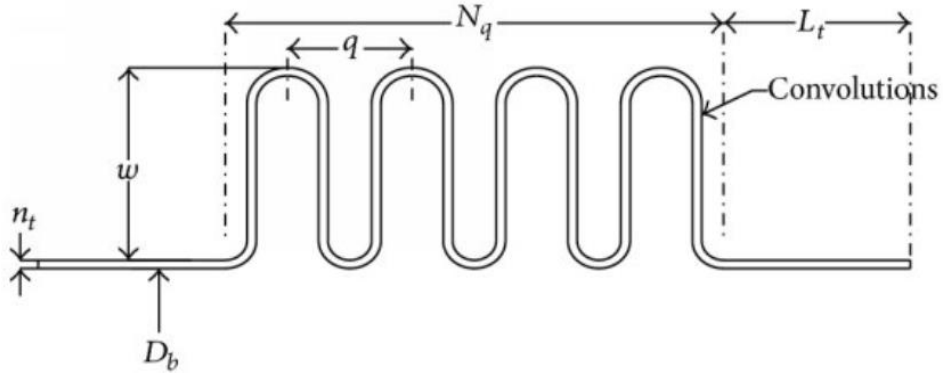
Genel olarak, körük bağlantıları, hareket, titreşim ve termal genişlemenin meydana gelebileceği boru sistemlerinin ve diğer mekanik sistemlerin bütünlüğünü korumada kritik bir rol oynar. Belirli bir uygulama için doğru körük tipini seçerek sistemin uzun vadeli güvenilirliğini ve güvenliğini sağlanabilir.

Körük bağlantıları, mekanik hareketleri emmek için boru hatlarında kullanılan bileşenlerdir. Nükleer reaktörler, inşaat yapıları, doğalgaz hatları gibi çeşitli alanlarda kullanılan körükler, sıvı yakıtlı roket motorlarında da kullanılmaktadır. Şekil 1.3'te roket motorlarında kullanılan körüklü mafsal Şekil 1.4'te görüldüğü gibi sıvı yakıtlı roket motorlarında üretilen itme kuvvetini yönlendirmek için gimbal adı verilen parçaların hareket eksenine mümkün olduğunca yakın yerleştirilmişlerdir. [Url-3 2023,1] İtme vektörü sırasında, yakıt hatları motorla birlikte hareket eder. Körükler, rijit borulardan oluşan yakıt hatlarının bu hareket sırasında boruların maruz kaldığı yükleri emerek zarar görmesini engeller.



Şekil 1.4 Körüklü Mafsalsal Gimbal Etrafı Yerleşimi

Çeşitli geometrik tasarım parametrelerine sahip olan körüklü mafsallar iç basınç altında çalışırlar ve aksel, yanal, açısız hareket yapma kabiliyetine sahiptirler ve bu yapıların davranışlarını tayin etmek zordur. U tipli, S tipli ve toroidal şekilde farklı kıvrım tiplerine sahiptirler. Yüksek mukavemete ve aynı anda esnekliğe sahiptirler. Hidroforming, şişirme, sıvama gibi çeşitli yöntemlerle üretilebilirler. Genel olarak paslanmaz çelik malzemeden üretilirler, uygun tasarım parametreleriyle alüminyum da kullanılacak malzemeler arasındadır. EJMA [2] tasarım dökümanı literatürde sıkça kullanılan kabul görmüş kapsamlı bir dökümandır. Karmaşık bir geometriye sahip olan körüklü mafsallara ait bazı geometrik parametreler Şekil 1.5'te görülmektedir.[3,4] Bunlardan Db körük iç çapını, w kıvrım yüksekliğini, n katman sayısını, Lt kıvrımı olmayan kısmın uzunluğunu, N kıvrım sayısını, t katman kalınlığını, q kıvrımlar arasındaki mesafeyi, r kıvrımların radyus ölçüsünü ifade eder. Körüklü mafsallar çalışırken üzerlerinde toplam 6 adet gerilme oluşur. Bu gerilmelerden 4 tanesi basınç kaynaklı 2 tanesi ise hareket kaynaklıdır. Literatürde basınç kaynaklı oluşan gerilmeler için çeşitli sonlu elemanlar çalışmaları ve optimizasyon yöntemleri bulunmaktadır. Hareket altındaki çalışma durumu için ise yorulma ve ömür çalışmaları yapılmıştır.



Şekil 1.5 Körüklü Mafsal Kesit Görüntüsü ve Geometrik Parametreler



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür taraması, herhangi bir araştırma çalışması için önemli bir görevdir. Körüklü mafsallar hakkında temel bilgileri toplamak için çeşitli kaynaklara başvurulmuştur. Bu aşamada kitap ve el kitaplarından teoriler, araştırmacılar tarafından önceki çalışma girdileri, teknik makaleler, araştırma makalelerine vb. çalışmalara başvurulur. Araştırma makalelerinin gözden geçirilmesi, daha önce yapılmış araştırma çalışmaları, metodolojileri hakkında fikir verir ve araştırma çalışması için ilerlemek için yol gösterir.

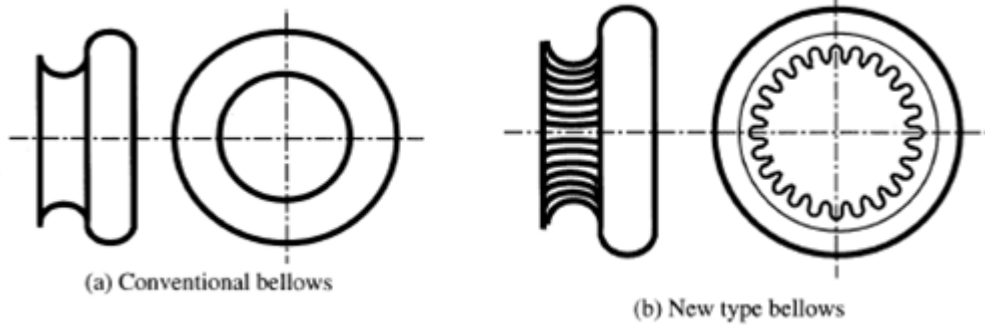
Körüklü mafsallar alanında çok sınırlı literatür bilgisi mevcuttur. Boru tesisatlarında, reaktörlerde, inşaat yapılarında ve sıvı yakıtlı roket motorlarında kullanılan körüklü mafsallar hakkında yalnızca birkaç teknik kitap ve borulama kitapları bulunmaktadır. Ancak bu referanslar, körüklü mafsalların çalışma prensibi ile sınırlıdır. Bu özel bir alan olduğundan, hiçbir metin veya referans kitabı körüklü mafsalların tasarımını içermez. Ancak tüm yazarlar en büyük katkıyı sağlayan, EJMA(Expansion Joints Manufacturers Association) [2] tarafından geliştirilen standartları referans almışlardır. EJMA, körüklü mafsalların tasarımını için kuralları ve yönergeleri oluşturmuştur.

Hint sanayi kuruluşuna bakıldığında, bileşenlerin ve ilgili risk faktörlerinin kritikliği yüksek olduğundan çok az sayıda üretici körüklü mafsalların geliştirilmesine katılmaktadır. Özel çalışma alanları için körüklü mafsalların tasarım doğrulaması ve performans tahmini için çok fazla finansal yatırım, altyapı kurulumu, sürekli araştırma ve test tesisleri gerektirir. Bu nedenle, körüklü mafsallar alanında sadece birkaç sanayici yer almaktadır.

2.1. Körüklü Mafsallar

İgi vd. [5] körüklerin büyük ve yüksek basınç altında dengesiz davranması, burulma hareketin sönümleyememesi ve üretim kaynaklı kalınlık dağılımının düzgün olmaması sebebiyle yeni tip körükler üzerinde çalışmışlardır. Standart körüklere ek olarak yanal yönde kıvrımlara da sahip olan yeni tip körüklerin kök kısmı direngenliğinin arttığını ve performanslarının yükseldiğini göstermiştir. Yeni tip körüklerin çeşitli yer değiştirme seviyelerinde gerçekleştirilen çevrimsel aksel yüklemeye testlerinde daha uzun ömürlü olduğu, iç basınç testlerinde deformasyonun

olmadığı ve torsiyon testlerinde ise eski tipe göre daha fazla burulmaya maruz bırakılan yeni tip körüklerin daha dengeli ve esnek bir tasarıma sahip olduğu görülmüştür. Şekil 2.1’de geleneksel ve yeni tip körüklerin kesit görüntüsü verilmiştir.[



Şekil 2.1: Geleneksel ve Yeni Tip Körükler

Becht vd. [6] körüklerin yorulma ömürleri üzerine çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Tasarımlarını çevrimsel yer değiştirme testlerine göre gerçekleştiren C. Becht IV limitlerin üzerinde gerçekleştirilen testlerin körüklerde plastik gerinim konsantrasyonunun olduğunu belirtmiştir. Bu çalışmada testlerden elde edilen yorulma eğrilerine göre 2 farklı boyutsuz tasarım parametreleri çalışılmıştır. Bu parametreler QW ve QDT’ dir. Farklı boyutlardaki körükler modellenmiş ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerilmeleri incelemiştir. Çıkan sonuçlar doğrultusunda körükler için QW parametresi 0.20 ve 0.61 değerleri arasında, QDT parametresi ise 0.46 ve 1.74 değerleri arasında seçilmiştir. Sonuçlara göre QW değerinin 0.4’ten ve QDT değerinin 1.0’dan büyük olması gerektiği önerilmiştir.

Zhiming vd. [7] çalışmalarında U-Geometrilili körüklerin düzlem içi dengesizliğini analiz etmişlerdir. Eğer düşük uzunluk/çap oranı varsa ve körükler yüksek basınç ve deformasyon altındaysa burkulma düzlem içi şeklinde gerçekleşmektedir. Bu düzlem içi dengesizliğin ana nedenini yüksek meridyonel eğilme momenti gerilmesinden kaynaklandığını söylemiştir. Sıfır deformasyon durumunda kritik basıncın limit basıncına oranına oranı yaklaşık 2.2’dir. Bu güvenlik faktörü tasarımlarda uygulanmıştır. Düzlem içi dengesizlik davranışını incelemek için, kritik basıncın altında sıfır deformasyon basma deformasyonu ve çekme deformasyonu gibi çeşitli koşullarda testler yapmışlardır. Deformasyonlar basınç ölçerle beraber gözlenmiş ve limit basınç değerleri EJMA formüllerinden hesaplanmıştır. S4 ve S6 eğilme momentleri basınç ve deformasyona göre hesaplanmıştır. Deneysel veriler

incelendiğinde düzlem içi kritik basınç değerinin basma deformasyonunda sıfır deformasyon durumuna göre daha az ve çekme deformasyonunda sıfır deformasyonundan daha fazla olduğu görülmüştür.

Gawande vd. [3] U-Geometrilili körüklerin değişik seviyelerdeki basınç altında farklı tipteki gerilmelerine analitik ve numerik yöntemlerle çalışmışlardır. Analizler yapılırken Ansys14 programı kullanılmıştır. Analitik çözümler ve sonlu elemanlar yöntemi sonuçları karşılaştırıldığında sonuçların gerilme tiplerine ve basınca göre değiştiği görülmüştür. Analitik hesaplamalar yapılırken ASME standartları kullanılmıştır. Uygun eleman tipi ve boyutu seçilerek sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Basınç altında çalışan körüklerin tasarımında en çok hangi gerilme türüne dikkat edilmesi gerektiği görülmüştür.

Xiang vd. [8] körüklerin yüklemeler altında deformasyonlarını incelemek amacıyla LS-Dyna kullanarak sonlu eleman analizleri yapmıştır. Tek kıvrımlı ve çok kıvrımlı körüklere değişik yükler uygulanarak davranışlarını incelemiştir. Kuvvet-yer değiştirme, plastik gerinim dağılımı, eğilme momenti- açısall yer değiştirme eğrileri çizdirmiştir. Eğilme yüklemesi altında maksimum gerinimin yükleme tarafında olduğunu göstermiştir. Ek olarak düşük frekanslı çevrimsel deneyler çok kıvrımlı körüklere uygulanmış ve sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çok kıvrımlı körüklerde yük kapasitesinin tek kıvrımlılarla neredeyse aynı olduğu enerji sönümlemesinin ise kıvrım sayısı ile doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür.

Veiga vd. [9] çalışmalarında gimbal ve menteşe tipli metal körüklerin gerçek reaksiyon kuvvetlerini EJMA'dan alınan teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. EJMA denklemleri yalnızca körüklerin yay efektini ve eksenel yönde oluşan uzamayı hesaba katmıştır. Bu çalışmada EJMA'ya ek olarak bileşenler arası sürtünme kuvveti ve yanal basınç kuvvetlerini de hesaba katılmıştır.

Farklı ölçüde körüklere değişik basınçlarda hareket testleri yapılmış ve EJMA teorik hesaplamaları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde hesaplanan ve testlerden elde edilen veriler arasında büyük farklar olduğu görülmüştür. Moment hesabı yapılırken yay sabiti, basınç ve pim sürtünmelerinin de hesaba katılabileceği bilgisi

elde edilmiştir. Test sonuçları incelendiğinde EJMA tarafından sağlanan teorik reaksiyon momentinin yay etkisi, basınç ve sürtünme kuvvetleri düzeltme faktörü ile geliştirilebilir olduğunu göstermiştir.

Guan vd. [10] 304 paslanmaz çelik körüklerin hasar analizleri üzerine çalışmışlardır. Körükler hat boyunca hidrojen sülfürü taşımaya yardımcı olmuşlardır. Körüklerin ham maddesi soğuk şekillendirilmiş 304L paslanmaz çelik olup 1.3 mm kalınlığında levhalardır. Hatların çapı 196 milimetredir ve çalışma sıcaklığı 145-155 derece arasındadır.

Bu çalışma körüklerin hasarını dikkatlice test etmiştir. Çatlakların yer ve durumları gözlenmiştir. Ana çatlak çember üzerinde tepe noktada oluşmuştur. Çatlak boyutları ölçülmüştür, çukur bölgelerde lokal hasarlar gözlenmemiştir. Duvarlarda incelleme veya çatlakların yanında plastik deformasyon görülmemiştir bu da hasarın gevrek kırılma olduğunu göstermektedir. Malzeme kompozisyonu çalışılmıştır. Sertlik ve kalınlık çeşitli bölgelerde ölçülmüş ve analiz edilmiştir. Minimum kalınlık kök kıvrımında tespit edilmiştir. Korozyonlar elektron mikroskopu taraması yardımıyla farklı bölgelerde incelenmiştir. Hasar bölgesinde yoğun hidrojen sülfür görülmüştür.

Zhu vd. [11] deneysel çalışmalara göre geliştirdikleri test düzeneği ile çevresel etkilerin körüklerin yorulmalarına etkisini incelemişlerdir. Belirli çevrim ve deplasman değerleri altında yapılan testlerde gerinim ölçer körüklerin orta kısmında dış yüzeye yapıştırılmıştır. Gerinimleri ölçmek için aynı çalışma,sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak aynı miktarda yer değiştirme aralığında aksenal çekme ve aksenal basma yükleri ile de gerçekleştirilmiştir. 2 boyutta aksisimetrik olarak modellenen analiz ANSYS kullanılarak yapılmıştır ve körüklerin dış yüzeyinde oluşan gerilme dağılımının deneysel sonuçlarla örtüştüğü görülmüştür.

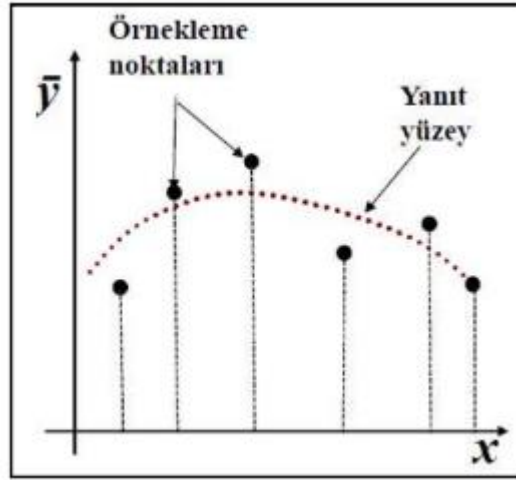
2.2. Vekil Model Yöntemleri

Son yıllarda, deneysel verileri yorumlamak ve analiz etmek için istatistiksel yöntemlerin sıkça başvurulan bir seçenek haline geldiği gözlemlenmektedir. Geleneksel yaklaşımda, eniyileme çalışmaları gerçekleştirilirken, farklı değişkenlerden biri değiştirilerek diğer değişkenler sabit tutulmaktadır. Ancak, bu geleneksel metodoloji, değişken sayısı fazla olduğunda zaman açısından maliyetli bir süreç haline gelmektedir. Bunun yanı sıra, klasik yöntem çeşitli parametreler arasındaki etkileşimleri ihmal ederek, parametrelerin optimum koşullarda gerçekleşeceğini garanti edememektedir. Bu dezavantajları aşabilmek adına, istatistiksel temelli vekil model gibi yöntemlerin kullanımı, klasik optimizasyon yöntemlerinin sunduğu sınırlamalara etkili bir çözüm sunmaktadır.

Vekil model yöntemleri, genellikle matematiksel ve istatistiksel bir yaklaşım olan, ilgi duyulan yanıtın farklı değişkenlerden etkilendiği bir süreci modellemek ve analiz etmek için sıkça kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemler sayesinde, basit ampirik modeller kullanarak, sistem modellenabilir, sistemin cevabını etkileyen çok sayıda değişken aynı anda ve eş zamanlı olarak incelenebilir, ve sürecin işlem parametrelerindeki değişikliklere verdiği yanıt, en az sayıda deneme ile en iyi şekilde anlaşılabilir hale getirilebilir. [Url-4 2023, 12]

2.2.1. Polinom yanıt yüzey yöntemi

Polinom yanıt yüzeyleri, tasarım değişkenleri ile hedeflenen yanıt arasındaki ilişkiyi polinomlarla temsil ederek sağlarlar. Uygulanan polinomun derecesi arttıkça genellikle modelin doğruluğu da artar. Ancak, bu artış oranı giderek yavaşlar ve gereken veri noktalarının sayısı ile gerçekleştirilmesi gereken simülasyon sayısı, doğal olarak logaritmik olarak artar [13]. Karesel polinom, en yaygın kullanılan polinom yanıt yüzey yöntemlerinden biridir. Karesel yanıt yüzey uydurmalarında, isminden de anlaşılacağı gibi, ikinci dereceden polinomlar kullanılır. Şekil 2.2 de örnekleme noktaları ve oluşturulan yanıt yüzeyi grafiksel olarak gösterilmiştir.[14]



Şekil 2.2 Örneklem Noktaları-Yüzey Yanıt İlişkisi

En sık kullanılan polinom yanıt yüzey modeli ikinci dereceden (karesel) polinomdur ve Denklem (1)'de ifade edilmiştir.

$$\hat{y}(x) = b_0 + \sum_{i=1}^L b_i x_i + \sum_{i=1}^L b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{L-1} \sum_{j=i+1}^L b_{ij} x_i x_j \quad (2.1)$$

Bu formülde \hat{y} tahmin edilen fonksiyon, x tasarım değişkenleri, L tasarım değişkeni sayısı ve b değerleri ise modeli oluştururken hesaplanması gereken katsayılardır [15]. Model katsayıları olan b değerlerinin hesabı Denklem (2)'de verilmiştir.

$$b = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (2.2)$$

Bu noktada, X matrisi tasarım değişkenlerini içeren bir matrisi ifade eder (yani örneklem veri noktalarını), X^T matris ise X matrisinin transpozunu temsil eder. y ise her bir örneklem karşılık gelen yanıtları içeren bir sütun vektörüdür [16]. Polinom derecesi yükseldikçe, modelin bias hatası azalırken, varyansı artar. Ancak, çok yüksek dereceli polinomlar daha fazla simülasyon gerektirebilir ve vekil modelin temel amacına aykırı düşebilir. Bu nedenle, karesel polinom yanıt yüzey yöntemi, en sık kullanılan yaklaşımlardan biridir. [14]

2.3. Eniyileme Yöntemleri

Eniyileme (optimizasyon) algoritmaları, gerçek dünyada karşılaşılan karmaşık sorunların en iyi çözümlerini bulmayı amaçlayan matematiksel ve hesaplama yöntemleridir. Bu algoritmalar, bir dizi değişkenin veya parametrenin belirli bir amaç fonksiyonunu en iyi şekilde optimize etmek için nasıl ayarlanacağını bulmayı hedefler.

Eniyileme problemleri, genellikle birden çok kısıtın altında, belirli hedeflere veya hedef fonksiyonlarına ulaşmayı amaçlar. Bu hedefler, maksimum kazanç elde etme, minimum maliyet sağlama veya sistem performansını en üst düzeye çıkarma gibi çeşitli amaçlar olabilir.

Eniyileme algoritmaları, farklı matematiksel ve hesaplama yöntemlerini kullanarak, verilen bir amaç fonksiyonunu optimize etmek için değişkenleri ayarlarlar. Bu algoritmalar genellikle iteratif bir yaklaşım kullanır, yani bir başlangıç noktasından başlayarak adım adım daha iyi sonuçlar elde etmeye çalışırlar.

2.3.1. Kısıtlı eniyileme yöntemleri

Kısıtlı optimizasyon eniyilemesi, bir veya daha fazla kısıt altında belirli bir amaç fonksiyonunu optimize etmeyi hedefleyen matematiksel bir yaklaşımdır. Bu eniyileme yöntemi, gerçek dünya problemlerini modellemek ve çözmek için kullanılır. Temel amacı, kısıtları dikkate alarak en iyi sonucu elde etmektir. Kısıtlı optimizasyon eniyilemesi, birçok uygulama alanında faydalı olabilir ve karmaşık karar verme süreçlerini destekleyebilir. Kısıtlı optimizasyon eniyilemesinin ilk adımı problemin matematiksel ifadesini oluşturmak ve amaç fonksiyonunu ve kısıtları tanımlamaktır. Amaç, genellikle maksimum veya minimum bir değer elde etmek olabilir, kısıtlar ise çeşitli sınırlamaları temsil edebilir. Ardından değişkenlerin ve parametrelerin kabul edilebilir değer aralıklarını belirlemek gereklidir. Aralıklar belirlendikten sonra amaç fonksiyonu ve kısıtlar matematiksel olarak ifade edilir. Amaç fonksiyonu, genellikle optimize edilmek istenen değeri ifade ederken, kısıtlar problemi gerçek dünya koşullarına uydurmak için kullanılır. Bu aşamadan sonra eniyileme algoritması seçilir. İç Nokta Algoritması, kesme ve kırılma algoritmaları, genetik algoritmalar gibi çeşitli algoritmalar kullanılabilir. Eniyilemenin ardından elde edilen çözüm, amaç fonksiyonunun optimize edilmiş değerini ve çözümdeki

değişkenleri içerir. Bu sonuçlar gerçek dünya problemlerine nasıl uygulandığını anlamak için analiz edilmelidir. Kısıtlı optimizasyon eniyilemesi, endüstri, mühendislik, finans, tıp ve diğer birçok alanda kullanılan güçlü bir matematiksel araçtır. Gerçek dünyada karşılaşılan karmaşık sorunları ele almak ve en iyi çözümleri bulmak için etkili bir yaklaşımdır.

2.3.1.1.İç nokta algoritması

İç Nokta Algoritması, lineer ve döngüsel olmayan (nonlinear) programlama problemlerinin çözümünde kullanılan bir optimizasyon yöntemidir. Bu yöntem, kısıtlı optimizasyon problemlerinde, özellikle karmaşık kısıtları ve lineer olmayan terimleri içeren problemlerde etkili bir şekilde çalışır. İç Nokta Algoritması, nümerik yaklaşımlar kullanarak çözüm alanını geçmeye çalışan bir iteratif yöntemdir.

Algoritmanın temel fikri, çözüm alanındaki bir iç noktayı belirlemeye çalışarak ilerlemektir. Bu iç nokta, problem kısıtlarını sağlayan ve çözüm alanının içinde yer alan bir noktadır. İç Nokta Algoritması, bu iç noktaya yaklaşarak ilerlerken, kısıtları sağlayan bir çözüm noktasını bulmayı hedefler. Algoritma, Newton-Raphson iterasyonlarını kullanarak çözüm alanındaki iç noktaya yaklaşır. Her iterasyonda, Newton yöntemiyle yaklaşık bir çözüm hesaplanır ve bu çözüm iç noktanın çevresinde yer alacak şekilde güncellenir. Bu iteratif yaklaşım, çözüm alanına doğru gidilirken kısıtları ihlal etmemeye özen gösterir.

3. MATEMATİKSEL MODELLER

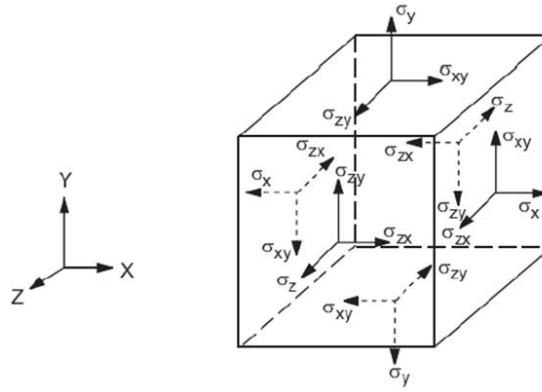
3.1. Yapısal Modelleme

Bu bölümde lineer sistemler için yapısal hesaplamalarda kullanılan denklem sistemleri gösterilmiştir. Elastik bölgede gerçekleştirilen bir analizde gerilim-gerinim ilişkisi eşitlik 3.1 ile hesaplanır.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\} \quad (3.1)$$

Verilen eşitlikte $\{\sigma\}$ gerilme vektörünü, $[D]$ elastisite matrisini, $\{\varepsilon^{el}\}$ ise elastik gerinim vektörünü belirtir. $\{\sigma\}$ ve $\{\varepsilon^{el}\}$ bileşenlerinin vektör formülasyonu Şekil 3.1.'de ve eşitlik 3.2'de verilmiştir.

$$\{\sigma\} = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{xz}]^T \quad \{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \varepsilon_{xy} \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{xz}]^T \quad (3.2)$$



Şekil 3.1 Elastisite Matrisi

Eşitlik 3.3'te verilen elastisite matrisi ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir ve Şekil 3.1 'de birim kübik eleman üzerinde gerilme bileşenleri verilmiştir.[17] Elastisite matrisi simetrik bir matristir. Denklemden verilen E_i i yönündeki Young modülü, G_{ij} ij düzlemindeki kayma modülü ve ν_{ij} ij düzlemindeki Poisson oranıdır. İzotropik malzeme özelliklerine sahip bir yapının analizi gerçekleştiriliyorsa verilen matriste $E_x = E_y = E_z$ ve $\nu_{xy} = \nu_{yz} = \nu_{xz}$ değerleri birbirine eşittir. Ortotropik bir malzeme analizinde bu değerler değişkenlik gösterir.

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -v_{xy}/E_x & -v_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -v_{yx}/E_y & 1/E_y & -v_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -v_{zx}/E_z & -v_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Izotropik bir malzeme için elastisite matrisinde verilen kayma gerilmesi modülü, G , eşitlik 3.4 ile hesaplanır.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.4)$$

Gerekli matris işlemleri gerçekleştirildiğinde, karşılık gelen gerinim formülleri eşitlik 3.5' verilmiştir.

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{v_{xy}\sigma_y}{E_x} - \frac{v_{xz}\sigma_z}{E_x} \\ \varepsilon_y &= -\frac{v_{xy}\sigma_x}{E_y} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{v_{yz}\sigma_z}{E_y} \\ \varepsilon_z &= -\frac{v_{xz}\sigma_x}{E_z} - \frac{v_{yz}\sigma_y}{E_z} + \frac{\sigma_z}{E_z} \\ \varepsilon_{xy} &= \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}} \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}} \\ \varepsilon_{yz} &= \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.2. Sonlu Elemanlar Formülasyonu

Sonlu elemanlar metodu ile bir sistem çözümlenirken aşağıda verilen denklem sisteminin çözümü gerçekleştirilir.

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (3.6)$$

Denklem sisteminde $[K]$ global direngelik matrisini, $\{U\}$ global yer değiştirme vektörünü, $\{F\}$ ise noktasal kuvvet vektörünü gösterir. n adet düğüm noktasına sahip bir elemanın koordinatlara bağlı olarak yer değiştirmesi aşağıdaki denklem seti kullanılarak hesaplanabilir. [18]

$$\begin{aligned}
u(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z)u_i \\
v(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z)v_i \\
w(x, y, z) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z)w_i
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Verilen denklem setinde u_i , v_i , w_i koordinatlara göre yer değiştirmeyi, N_i ise Şekil fonksiyonunu göstermektedir. Şekil fonksiyonu, düğüm noktalarında elde edilen ayrıık değerlerin arasında interpolasyon yapan fonksiyondur. Farklı eleman türleri için farklı Şekil fonksiyonları kullanılarak çözüm matrisleri elde edilir. Elemanlara ait matrisler birleştirilerek global sonlu elemanlar matrisi ile yer değiştirme değenleri çözülür. Yer değiştirme ıktıları, malzeme özellikleri kullanılarak gerilme ve gerinim değerleri elde edilir.

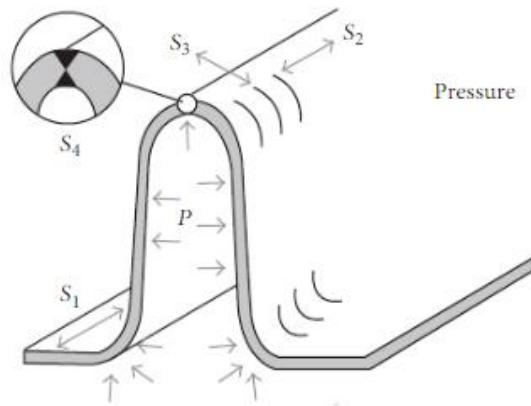


4. PROBLEMİN TANIMI VE UYGULAMALAR

Eksenel, yanal ve açısal hareketlere imkan sağlayan körüklü mafsallar eksenel tipli, gimbal tipli, menteşe tipli vb türde kullanılmaktadır. Sıvı yakıtlı roket motorlarında itki vektör kontrolüne olanak sağlayan körüklü mafsallar bu sayede füzenin yapacağı yönelme hareketleri sırasında hidrolik hatların hasar görmesine engel olurlar. Bu çalışma kapsamında eksenel tipli körüklü mafsal üzerine çalışmalar yapılacak olup parçanın basınç altında ve hareket altındaki davranışları ayrı ayrı incelenmiştir. Analitik sonuçlarla numerik sonuçlar karşılaştırılacak ve eğilme momentini minimize etmek için eniyileme çalışmaları yapılmıştır.

4.1. Basınç Kaynaklı Gerilme Hesaplamaları

Gerilmeler hesaplanırken EJMA tarafından standardize edilmiş formüller kullanılmıştır. Şekil 4.1’de körüklü mafsallar üzerinde yönleri verilen iç basıncın oluşturduğu gerilmeler Denklem 4.1-4.4 ile hesaplanmıştır.[2] Gerilmeler hesaplanırken iç basınç, geometrik parametreler, malzeme elastik modülü ile C_p , C_f ve C_d boyutsuz tasarım faktörleri de formüllere girdi olarak verilmiştir. Bu faktörler EJMA tarafından verilen grafiklerden elde edilebildiği gibi paylaşılan tablolarda interpolasyon yapılarak da elde edilebilir.



Şekil 4.1 Körüklü Mafsal Basınç Kaynaklı Oluşan Gerilme Yönleri

Denklem 4.1’de basınç kaynaklı tanjant çevresel membran gerilmesi formülü verilmiştir.

$$S_1 = \frac{P(D_b + nt)^2 L_t E_b k}{2(nt E_b L_t (D_b + nt))} \quad (4.1)$$

Burada P iç basınç, D_b körük iç çapı, n katman sayısı, t katman kalınlığı, L_t körük kıvrımsız metal uzunluğu, E_b malzeme elastic modülü, k sertleşme faktörüdür. Denklem 4.2'de basıncın oluşturduğu çevresel membran gerilmesi verilmiştir. Burada D_m ortalama körük çapı, K_r çevresel gerilme faktörü, q kıvrım adım uzunluğu, A_c metal kesit alanıdır.

$$S_2 = \frac{P D_m K_r q}{2 A_c} \quad (4.2)$$

Basınç kaynaklı meridyonel membran gerilmesi Denklem 4.3'te verilmiş olup, burada w kıvrım yüksekliğini ifade eder.

$$S_3 = \frac{P w}{2 n t_p} \quad (4.3)$$

Denklem 4.4'te basıncın oluşturduğu eğilme gerilmesi verilmiştir.

$$S_4 = \frac{P w^2 C_p}{2 n t_p^2} \quad (4.4)$$

Gerilmelerin hesaplamalarında kullanılan parametrelerin formülleri Denklem 4.5-4.9'da verilmiştir. e_θ ve e_y hareket altında körüklü mafsalm eşdeğer yer değiştirmelerini ifade eder.

$$K_r = \frac{2(q + e_x) + \frac{e_\theta}{K_\theta} + e_y}{2q} \quad (4.5)$$

$$k = \min \left(\frac{L_t}{1.5 \sqrt{D_b t}}, 1 \right) \quad (4.6)$$

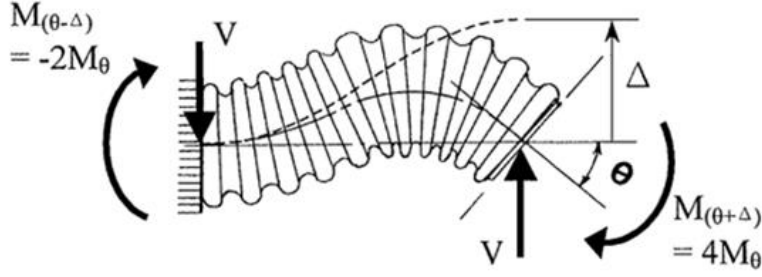
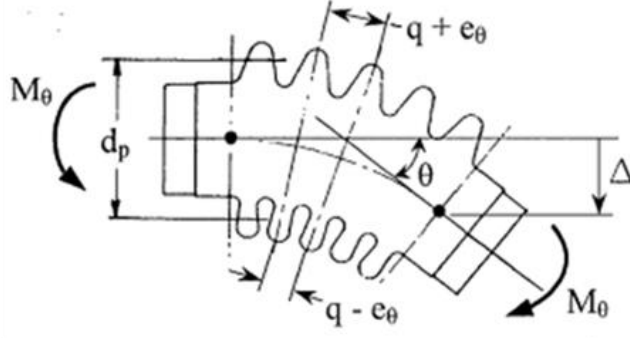
$$A_c = \left[2\pi \frac{q}{4} + 2 \sqrt{\left[w - \frac{q}{2} \right]^2} \right] t n \quad (4.7)$$

$$D_m = D_m + w + nt \quad (4.8)$$

$$t_p = \sqrt{\frac{D_b}{D_m}} \quad (4.9)$$

4.2. Hareket Altında Gerilme ve Moment Hesaplamaları

Körüklü mafsallar aksenal, yanal ve açısai hareket yapma kabiiyetlerine sahiptirler. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi körüklü mafsallar için 2 farklı açısai hareket türü mevcuttur.[19] Bunlardan biri saf eğilme olup, mafsalların uç noktaları hareket sonrası aynı eksen de kalır. Diğer tür ise uç kısmın açısai hareketi ile eğilme yönünde yer değiştirmesidir. Bu hareket tipinde yanal hareketten gelen eğilme momentinin de değerlendirilmesi gerekir. Yanal hareket miktarı dönme noktası çemberin merkezi, sabit nokta çember üzerinde bir nokta ve dönme hareketi sonrası oluşan yay ise çemberin devamı olarak kabul edilir. Trigonometrik hesaplamalar yapılarak yer değiştirme miktarı hesaplanabilir. Sıvı yakıtlı roket motorlarında hareketi sağlayan gimbal parçasının dönme eksenlerine mümkün olduğunca yakın konumlandırılan körüklü mafsallar da doğrudan açısai harekete maruz kalırlar. Bu hareket eğilme momenti oluşturur ve itki vektörüne hareketi yaptıran eyleyicilere karşı kuvvet oluşturur. Hareket incelemesi yapılırken basınç analizlerinden farklı olarak körüğün bir tarafı sabitlenmiş olup, diğer ucuna ise hareket tanımlaması yapılmıştır. Yapılan hareket tanımlamalarından birisi, belirli bir dönme açısı altında efektif uzunluğun yani mafsalin kıvrımlı bölgesinin uç noktasının dönme sonucu düşey eksen deki yer değiştirmesinin geometrik olarak hesaplanarak girdi yapılmasıdır. Bir diğer hareket tanımlama yöntemi ise körüğün serbest ucuna doğrudan açı değeri verilmesidir. Yükleme sonrası ankastre sınır koşulu verilen kısımda oluşan toplam moment değeri incelenir.



Şekil 4.2: Körük Hareket Tipleri

Analitik hesaplamalar yapılırken kullanılan formüller Denklem 4.10-4.19'da verilmiştir. Körüklü mafsalı döndürmek için gereken eğilme momenti Denklem 4.16 ve 4.17'de verilmiştir. Eğilme momenti, yay oranına, ortalama körük çapına ve eşdeğer yer değiştirme miktarına bağlıdır. Yay oranı ise malzeme elastik modülüne, boyutsuz tasarım faktörlerine ve geometrik parametrelere bağlıdır. Burada e , toplam eşdeğer yer değiştirme miktarıdır. Denklem 4.14 ve 4.15'te ise hareket kaynaklı eğilme gerilmesi formülleri verilmiştir. Mafsal üzerinde S_5 ve S_6 gerilmelerinin konumları Şekil 4.3'te verilmiştir. [20]

$$f_w = f_i, \quad S_t \leq 1.5S_y \quad (4.10)$$

$$f_w = 0.67f_i \quad S_t > 1.5S_y$$

$$f_i = \frac{1.7D_m E_b t^3 n}{w^3 C_f} \quad (4.11)$$

$$e_\theta = \frac{\theta D_m}{2N} \quad (4.12)$$

$$e_y = \frac{3D_m y}{2N(L_b - \frac{x}{2})} \quad (4.13)$$

$$S_5 = \frac{5E_b t e}{2n t_p^2} \quad (4.14)$$

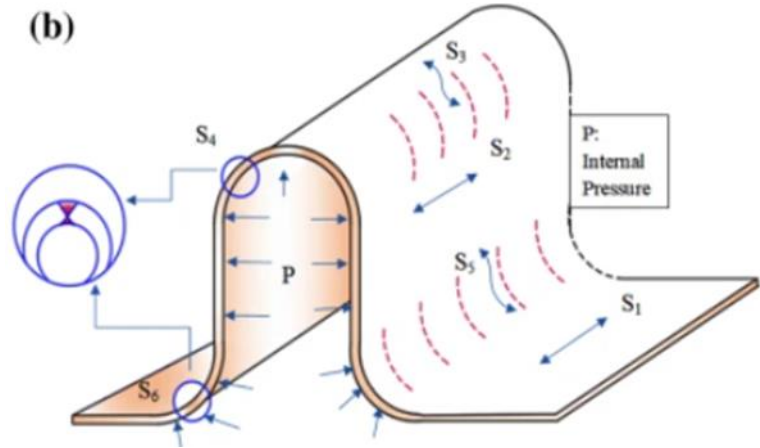
$$S_6 = \frac{5E_b t e}{3w^2 C_d} \quad (4.15)$$

$$M_\theta = \frac{f_w D_m e_\theta}{4} \quad (4.16)$$

$$M_L = \frac{f_w D_m e_y}{4} \quad (4.17)$$

$$K_\theta = \frac{e_\theta}{e_\theta + 0.15q\varphi} \quad (4.18)$$

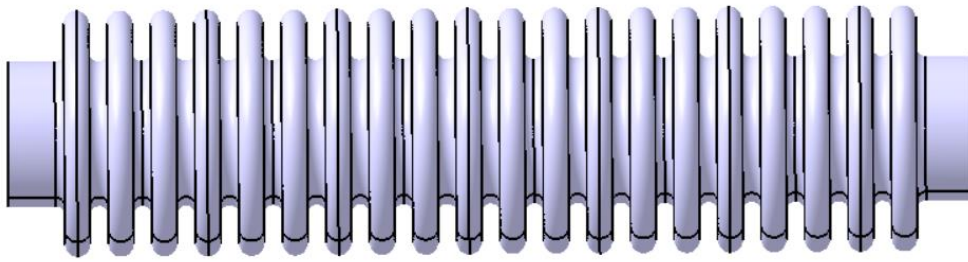
$$\varphi = \frac{PN^2 q}{0.764\pi f_i} \quad (4.19)$$



Şekil 4.3 Körüklü Mafsall Üzerinde Oluşan Gerilmeler

4.3. Katı Model Oluşturma

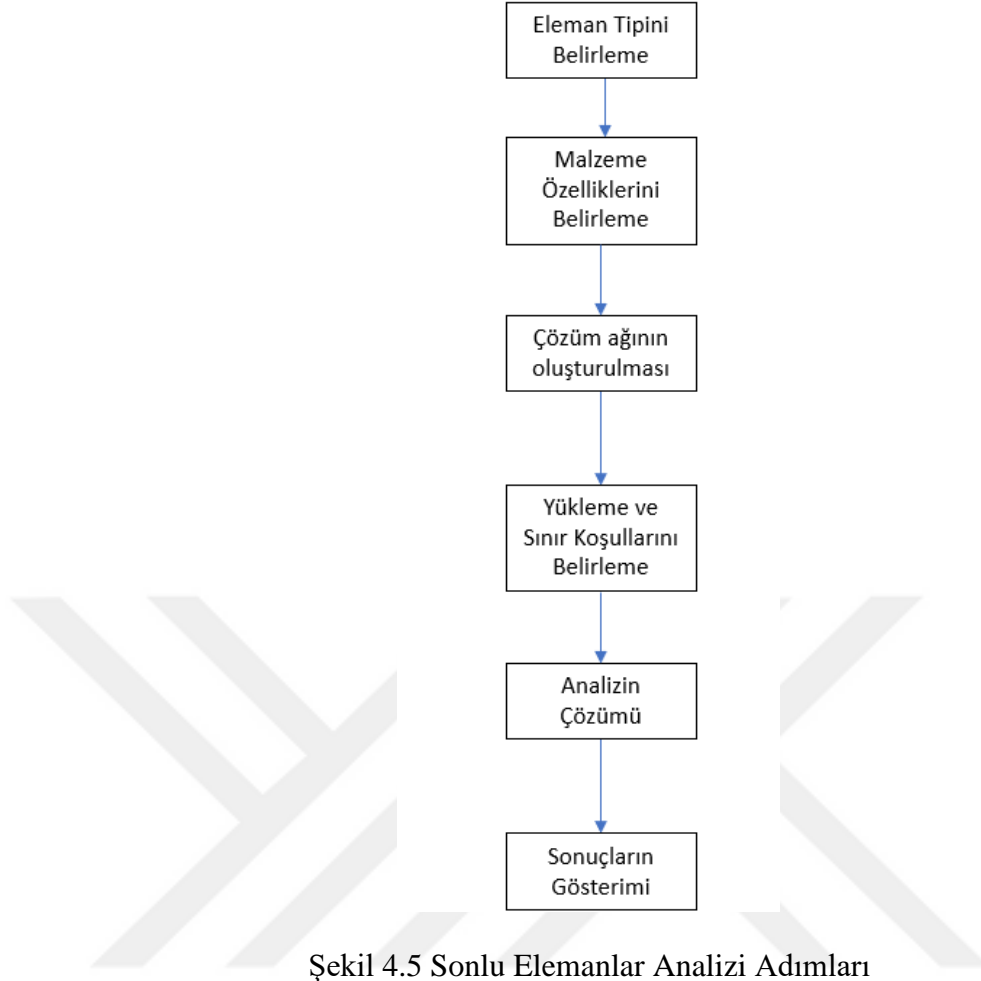
Körüklü mafsals için 3 boyutlu modellemede CATIA V5 programı kullanılmıştır. CATIA V5, Dassault Systèmes tarafından geliştirilen ve özellikle mühendislik, tasarım ve üretim alanlarında kullanılan bir 3D bilgisayar destekli tasarım yazılımıdır. CATIA, karmaşık ürün tasarımlarını oluşturmak, simüle etmek, analiz etmek ve belgelemek için kullanılan güçlü bir araçtır. Belirlenen parametrelerle modellenen körüklü mafsals .stp uzantısı ile dışarı aktarılarak sonlu elemanlar programına aktarılmıştır. Şekil 4.4'te körüklü mafsalsın katı modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Körüklü Mafsals 3B Model Görüntüsü

4.4. Sonlu Elemanlar Analizi Çalışmaları

Sonlu Elemanlar Analizi, mühendislikte bir yapının veya parçanın davranışını değerlendirmek için kullanılan bir simülasyon yöntemidir. Bu yöntem, karmaşık yapıların davranışını tahmin etmek ve optimize etmek için matematiksel modellemeyi içerir. Sonlu elemanlar analizi yapmak için öncelikle model hazırlanması gerekmektedir. Model hazırlandıktan sonra ne tür analiz yapılacağı seçilir ve analizlerde kullanılacak olan malzemenin özellikleri girilir. Ardından çözüm ağı oluşturulur ve yapılacak çalışmaya göre yük ve sınır koşulları girilir. Analiz sonucu görülmek istenen sonuçlar belirlenir ve analiz programı çalıştırılır. Şekil 4.5.'te sonlu elemanlar analizi adımları şematik olarak gösterilmiştir.

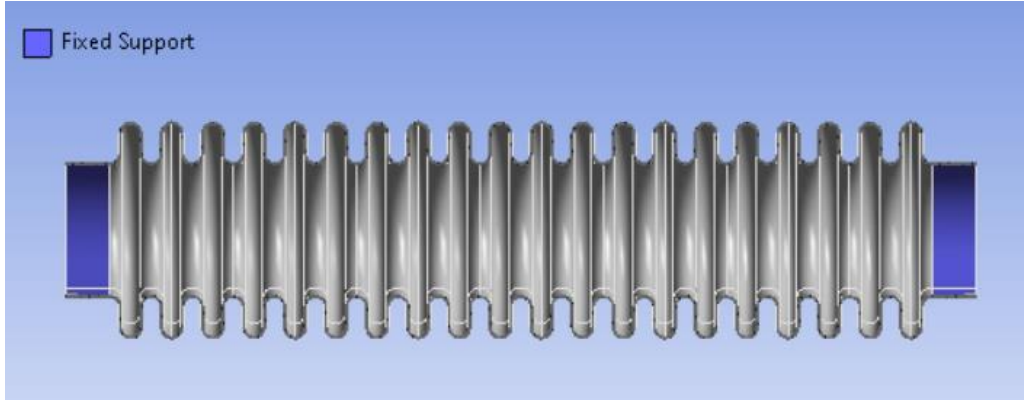


4.4.1. İç basınç gerilme analizleri doğrulama çalışmaları

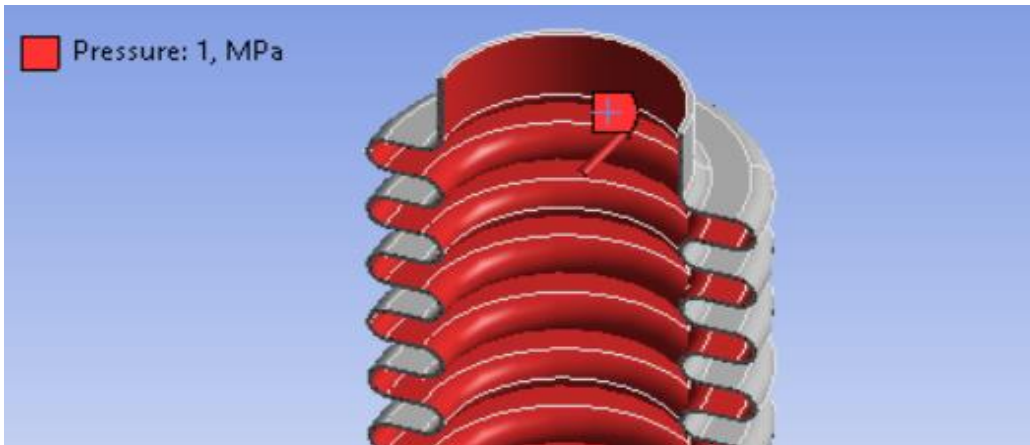
Hazırlanan 3 boyutlu modele ANSYS programında çözüm ağı oluşturulmuştur. Yük ve sınır koşulları belirlenmiştir. Basınç kaynaklı gerilmeler incelenirken Şekil 4.6’da görüleceği gibi körüklü mafsalın her iki ucu da sabit mesnet olarak modellenmiş olup, Şekil 4.7’de gösterildiği gibi basınç körüklü mafsalın iç yüzeylerine verilmiştir. Şekilde gösterilen S_1 ve S_2 gerilmeleri silindirik koordinat sisteminde tanımlanan gerilmelerdir. Sonlu elemanlar modeline silindirik eksen takımı eklenmiş olup, bu yöndeki normal gerilmelere bakılmıştır. Çelik malzemeli körüklü mafsal için analizlerin doğruluğunu arttırmak adına ağ yapısı yakınsama çalışmaları yapılmıştır. Literatürden elde edilen bilgiler ile üretilebilirlik ve çalışma koşulları değerlendirilerek seçilen geometrik parametreler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Yapılan analizlerde literatürde körük üretiminde sıkça kullanılan ASTM A580 Tip 321 serisi paslanmaz çelik kullanılmış olup malzeme özellikleri Çizelge 4.2.’de verilmiştir. [21, Url-5 2023, Url-6 2023] Çözüm ağı yakınsama çalışması kapsamında hazırlanan analiz modellerinde eleman boyutu 3 mm ile 0.9 mm aralığında seçilerek sonlu

eleman simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Eleman boyutlarına karşılık gelen gerilme değerleri Çizelge 4.3.'te verilmiştir. Yapılan yakınsama analizleri sonucu 0.9 mm temel değer olarak kabul edilerek % fark değerleri hesaplanmış ve hesaplanan değerler Çizelge 4.4.'te gösterilmiştir. S_1 ve S_4 gerilmelerinin hata seviyelerinin %10'un altına 1.8 mm eleman boyutunda S_2 gerilmesinin 1.5 mm eleman boyutunda ve S_3 gerilmesinin ise 1 mm eleman boyutunda indiği görülmüştür. Bu kapsamda 1 mm eleman boyutunun kullanılmasına karar verilmiştir. Şekil 4.8'de analiz çalışmalarında kullanılan elemanlar ve koordinat takımı gösterilmiştir.

Ardından analitik olarak hesaplanan sonuçlarla, sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

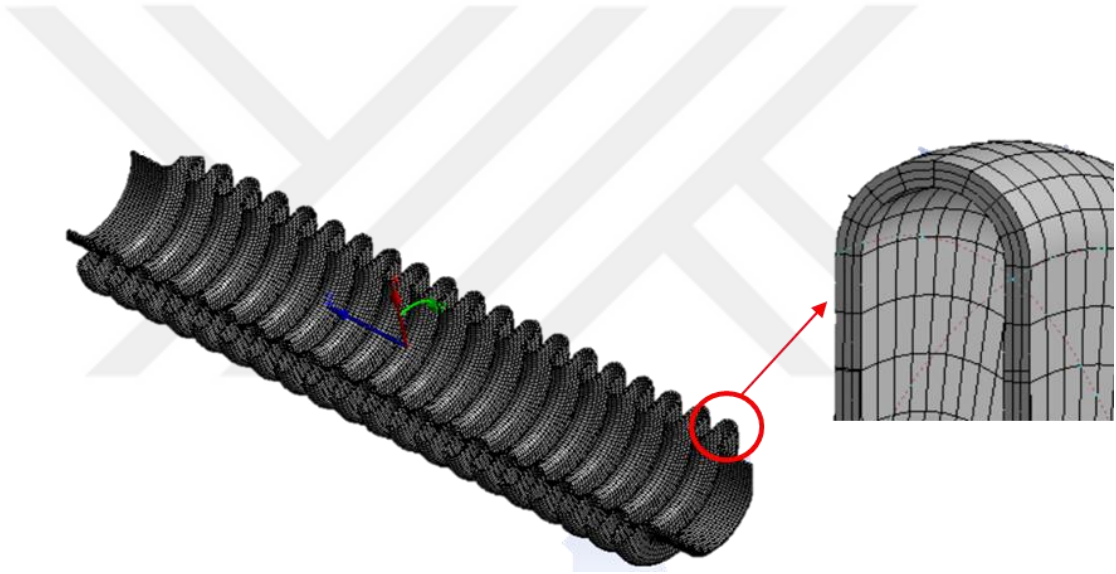


Şekil 4.6 Körüklü Mafsal Sabit Mesnet Yüzeyleri



Şekil 4.7 Körüklü Mafsal İç Basınç Yüzeyleri

Analiz yöntemini doğrulamak amacıyla bu geometrik parametreler ile hesaplanan analitik sonuçlar numerik çözümlerle Çizelge 4.5.'te karşılaştırılmıştır. Gerilme sonuçları incelenirken silindirik koordinat takımı parçanın merkezine yerleştirilmiştir. İki ucu sabitlenen mafsala 1 MPa iç basınç verilmiş olup, gerilme değerleri incelenmiştir. Mafsal üzerindeki gerilme dağılımı Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da verilmiştir. S_1 ve S_2 gerilmeleri incelenirken tanımlanmış olan silindirik koordinat takımındaki y eksenini üzerindeki normal gerilme değeri dikkate alınmıştır. S_3 ve S_4 gerilmeleri değerlendirilirken ise standart koordinat takımı üzerinde Von Mises Eşdeğer gerilmesi değerlendirilmiştir. Numerik sonuçların analitik sonuçlara yakın değerler verdiği görülmüştür. S_4 gerilmesi için literatürde verilen gerilme dağılımının numerik sonuçlarla örtüştüğü görülmüştür ve analiz yöntemi doğrulanmıştır.



Şekil 4.8 Körüklü Mafsal Koordinat Takımı Eleman Gösterimi

Çizelge 4.1 Gerilme Analizi için Tasarım Parametreleri

P	1 MPa
D_b	38,1 mm
w	12 mm
q	12 mm
N	20
t	0,9
n	1
L_t	13 mm
E_b	200 GPa

Çizelge 4.2 Malzeme Özellikleri

Malzeme Özelliği	Değer
Akma Mukavemeti	310 MPa
Kopma Mukavemeti	620 MPa
ν	0,28
ρ	7,9 g/cm ³

Çizelge 4.3 Çözüm Ağı Boyutunun Gerilme Değerlerine Etkisi

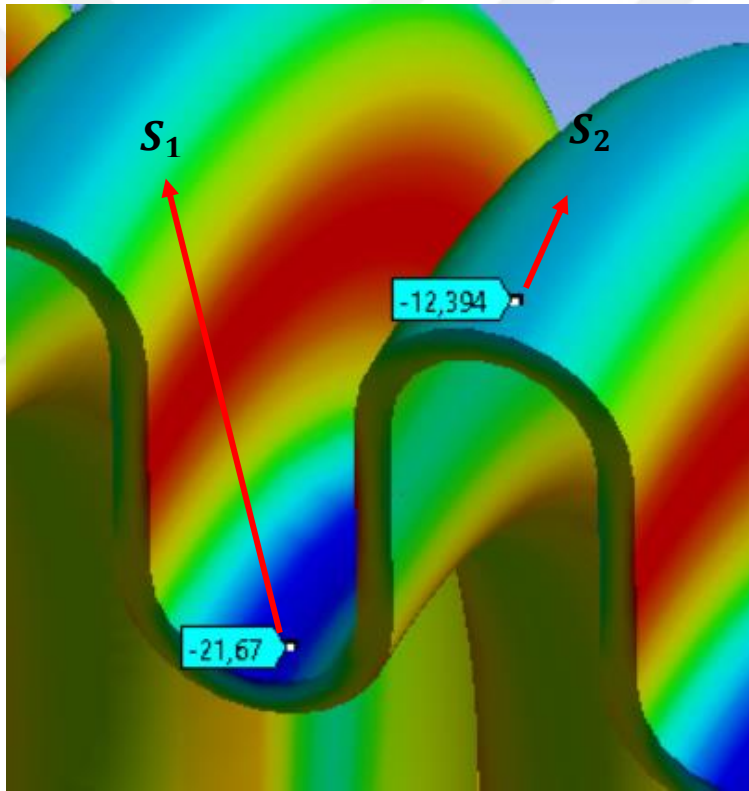
Çözüm Ağı Boyutu (mm)	S_1 (MPa)	S_2 (MPa)	S_3 (MPa)	S_4 (MPa)
3	26,17	9,61	12,76	50,43
2,5	24,1	10,3	12,01	52,05
1,8	22,7	10,8	10,7	57,43
1,5	22,16	12,1	9,8	60,3
1,3	21,89	12,24	8,57	61,18
1	21,67	12,4	8,03	62,91
0,9	21,54	12,52	7,78	63,43

Çizelge 4.4 Çözüm Ağı Boyutu % Farkları

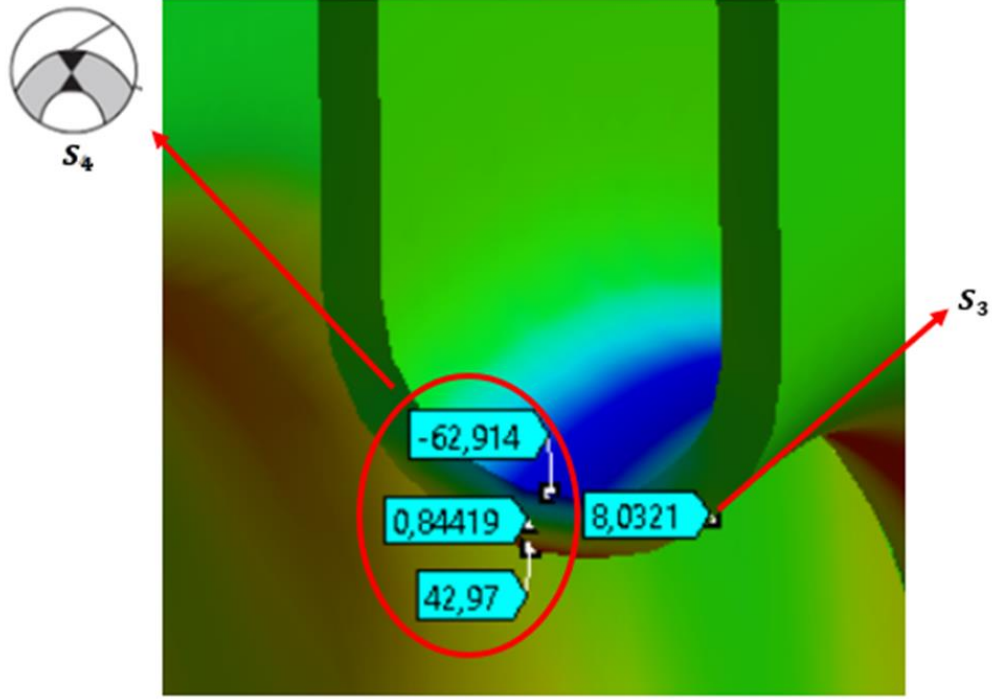
Çözüm Ağı Boyutu (mm)	S_1 % Fark	S_2 % Fark	S_3 % Fark	S_4 % Fark
3	17,3%	23,2	-64,0	20,5
2,5	11,8%	17,7	-54,4	17,9
1,8	5,2	13,7	-37,5	9,5
1,5	2,8	3,4	-26,0	4,9
1,3	1,6	2,2	-10,2	3,5
1	0,06	1,0	-3,2	0,8
0,9	-	-	-	-

Çizelge 4.5 Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması

	Analitik Sonuçlar (MPa)	Numerik Sonuçlar (MPa)	Fark (%)
S_1	21,6	21,67	0,4
S_2	12,7	12,4	-2,4
S_3	7,7	8,03	4,2
S_4	69,0	62,91	-6,2



Şekil 4.9 S_1 ve S_2 Gerilme Değerleri



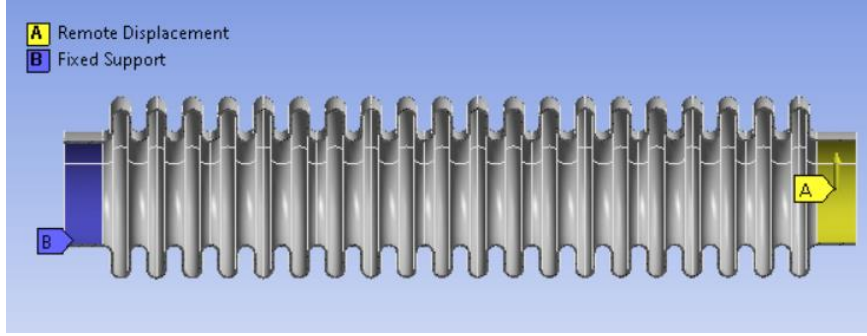
Şekil 4.10: S_3 ve S_4 Gerilme Değerleri

4.5. Moment ve Eğilme Gerilmesi Analizleri Doğrulama Çalışmaları

İlk aşama olarak literatürde bulunan çalışmalar arasından seçilen körüklü mafsal parametreleri ile analitik hesaplamalar yapılmış, ardından mevcut tasarım parametreleri ile sonlu elemanlar analizleri yapılarak literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Eğilme momentini elde edebilmek için analiz modelleri kurulmuş olup farklı geometrilere farklı sınır koşulları ve yüklemeler yapılarak analitik sonuçlarla kıyaslanmıştır. Açısal hareketin oluşturduğu eğilme momenti ile beraber bu hareket sırasında yanal hareketin de oluşturduğu momentin analitik hesaba katılması gerektiği görülmüştür. Bu analiz modeli ile oluşan gerilme değerleri analitik sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Analiz modeli oluşturulurken Şekil 4.11' de verildiği gibi mafsalın bir ucu ankastre sabitlenmiş olup serbest ucundan düşey ekseninde dönme açısından hesaplanan yer değiştirme miktarı girilerek gerilme ve moment değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.12'de eğilme sonrası körük geometrisi verilmiştir. Ardından gerilme sonuçları ve sabit kısımda oluşan toplam moment miktarı analitik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Analiz modeli için tasarım parametreleri ve döndürme açıları Çizelge 4.6'da verilmiştir. Çizelge 4.7'de eğilme momentinin analitik ve numerik karşılaştırması,

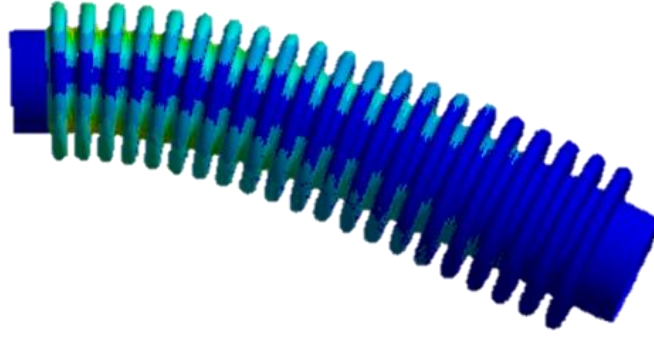
Çizelge 4.8’de ise gerilme değerleri kıyaslaması verilmiştir. Eğilme hareketi sonrası körük görseli Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.11 Körüklü Mafsal Sınır Koşulları

Çizelge 4.6 Eğilme Analizi İçin Tasarım Parametreleri

P	1 MPa
D_b	38,1 mm
w	12 mm
q	12 mm
N	20
t	0,9
n	1
L_t	13 mm
E_b	200 GPa
θ	2,5° 5°



Şekil 4.12 Eğilme Hareketi Sonrası Körüklü Mafsal

Çizelge 4.7 Eğilme Momentleri Karşılaştırması

Açı Değeri	Analitik Sonuçlar (Nm)	Nümerik Sonuçlar (Nm)	Fark (%)
2,5°	12,8	12,7	-0,8
5°	25,6	25,4	-0,8

Çizelge 4.8 Gerilme Değerleri Karşılaştırması

Gerilme (2,5°)	Analitik Sonuçlar (MPa)	Nümerik Sonuçlar (MPa)	Fark (%)
S ₅	11,1	13,5	21,6
S ₆	106,6	112,7	5,7

4.6. Körüklü Mafsal Optimizasyon Yöntemi

Bu çalışmada, daha önce belirlenmiş kısıtlar altında optimum tasarım değişkenlerini bulmak için nokta algoritması kullanarak kısıtlı lineer olmayan optimizasyon çalışması yapılmıştır. Tasarımda seçilen 321 serisi paslanmaz çelik malzeme için güvenlik faktörü uzay araçlarında verilen aralık doğrultusunda 1.25 [22] alınarak maksimum gerilme seviyeleri 250 MPa ile sınırlandırılmıştır. Körüğün füze içerisinde yerleştirilebileceği bölgenin uzunluğu ve mevcut hat tasarımı ele alınarak körük uzunluk aralığı eşitlik 4.27.'de gösterildiği gibi seçilmiştir. En iyilenen tasarım

parametreleri, kıvrım sayısı (N), kıvrım merkezleri arası uzaklık (q), kıvrım yüksekliği (w), katman kalınlığı (t)'dir.

Bu çalışmada eşitlik 4.20'de gösterildiği gibi amaç fonksiyonu olarak eğilme momenti kullanılmış ve bu amaç fonksiyonu en iyilenmiştir.

$$\text{Min } M_{\theta} = \frac{f_w D_m (e_{\theta} + e_y)}{4} \quad (4.20)$$

N, q, w, t, n

4.6.1. Eşitsizlik kısıtları

$$S_1 = \frac{P(D_b + nt)^2 L_t E_b k}{2(nt E_b L_t (D_b + nt))} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

$$S_2 = \frac{P D_m K_r q}{2 A_c} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

$$S_3 = \frac{P w}{2 n t} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

$$S_4 = \frac{P w^2 C_p}{2 n t_p^2} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

$$S_5 = \frac{5 E_b t e}{2 n t_p^2} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

$$S_6 = \frac{5 E_b t e}{3 w^2 C_d} \leq 250 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

$$300 \text{ mm} \leq N q \leq 400 \text{ mm} \quad (4.27)$$

Optimizasyon problemi çözülürken bazı türevlenemez değişkenler türevlenebilir hale getirilmiştir. Örnek olarak k değeri katman kalınlığının (t) bir fonksiyonudur ve minimum fonksiyonu kullanılarak elde edilir. $\frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}}$ ile 1 değerlerinden minimum olan değer problemde kullanılacaktır.

$k_1 = \frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}}$ ve $k_2 = 1$ olarak kabul edilmiştir ve eşitlik 4.6'daki formül mutlak değer fonksiyonu kullanılarak yeniden formülize edilmiştir.

$$k(k_1, k_2) = \min(k_1, k_2) = \frac{k_1 + k_2 + |k_2 - k_1|}{2} \quad (4.28)$$

Mutlak değer fonksiyonunu türevlenebilir hale getirdiğimizde aşağıdaki formül elde edilir.

$$k(k_1, k_2) = \min(k_1, k_2) = \frac{k_1 + k_2 + \sqrt{(k_2 - k_1)^2}}{2} \quad (4.29)$$

Denklem A'da görülebileceği gibi $\min(k_1, k_2)$ fonksiyonu, verilen optimizasyon problemi için tasarım değişkeni t 'ye göre türevlenebilir bir forma dönüştürülebilir.

Daha spesifik olarak $\frac{dk}{dt}$ için şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial k}{\partial k_1} \frac{\partial k_1}{\partial t} + \frac{\partial k}{\partial k_2} \frac{\partial k_2}{\partial t} \quad (4.30)$$

$\frac{\partial k}{\partial t} = 0$ olduğu için eşitlik 4.30 şu şekilde sadeleştirilebilir:

$$\frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial k}{\partial k_1} \frac{\partial k_1}{\partial t} \quad (4.31)$$

$\mathbf{k} = (k_1, k_2)$ 'in k_1 'e göre kısmi türevi alınarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{\partial k}{\partial k_1} = \frac{1 - 2(k_2 - k_1)}{2\sqrt{(k_2 - k_1)^2}} \quad (4.32)$$

k_1 ve k_2 değerleri asıl parametrelerle değiştirilerek,

$$\frac{\partial k}{\partial k_1} = \frac{1 - 2\left(\frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}} - 1\right)}{2\left|\frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}} - 1\right|} \quad (4.33)$$

elde edilir.

Buradan;

$$\frac{\partial k_1}{\partial t} = -\frac{0.333L_t}{\sqrt[3]{t}\sqrt{D_b}} \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} = -\frac{1-0.666L_t\left(\frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}} - 1\right)}{2\sqrt[3]{t}\sqrt{D_b}\left|\frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}} - 1\right|} \quad (4.35)$$

Denklem 4.34'ten de $t=0$ ve $t=0,002$ hariç her noktada $\frac{\partial k}{\partial t}$ 'nin tanımlı ve k değerinin sürekli olduğu görülür. Bu nedenle t için alt ve üst sınırlar bu noktaların dışında seçilmelidir. Verilen problem için eşitsizlik gerilme kısıtlarında kullanılan C_d , C_f ve C_p katsayılarının da türevlenebilir bir forma dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu katsayıların hesaplanması için kullanılan değerler interpolasyon yoluyla hesaplanır. Sırasıyla C_d , C_f ve C_p katsayısı için kullanılan değerler Çizelge 4.9-4.11'de verilmiştir. Kısıtlar için sürekli ve türevlenebilir bir fonksiyon tanımlanırken her katsayı için 5. dereceden polinomlu vekil yanıt yüzey modellerini kullanılmıştır. C_d , C_f ve C_p katsayıları için tepki yüzeyleri sırasıyla Şekil 4.13-4.15'te paylaşılmıştır. 5.dereceden polinomların her katsayı değeri için R^2 ve RMSE hata değerleri Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.9 Tasarım Parametrelerine Bağlı C_d Katsayıları

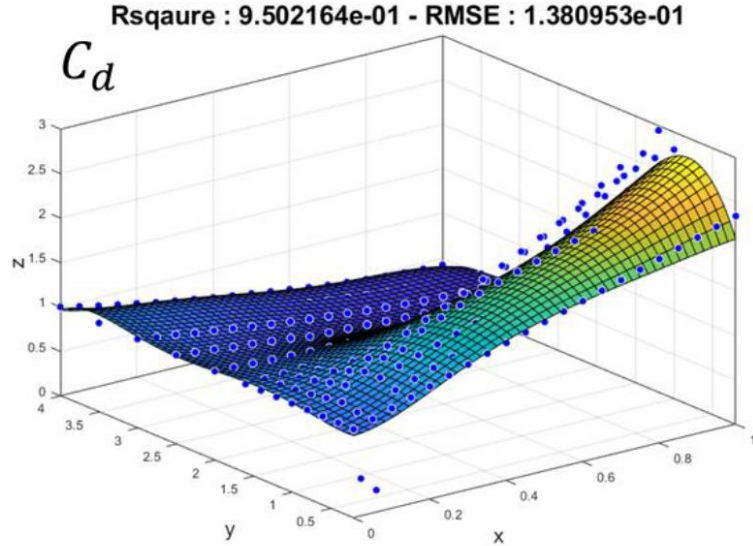
$\frac{1.82r_m}{\sqrt{D_m t_p}}$	$\frac{2r_m}{w}$																				
	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.0
0.2	1.000	1.061	1.128	1.198	1.269	1.340	1.411	1.480	1.547	1.614	1.679	1.743	1.807	1.872	1.937	2.003	2.070	2.138	2.206	2.274	2.341
0.4	1.000	1.066	1.137	1.209	1.282	1.354	1.426	1.496	1.565	1.633	1.700	1.766	1.832	1.897	1.963	2.029	2.096	2.164	2.234	2.305	2.378
0.6	1.000	1.105	1.195	1.277	1.352	1.424	1.492	1.559	1.626	1.691	1.757	1.822	1.886	1.950	2.014	2.077	2.141	2.206	2.273	2.344	2.422
0.8	1.000	1.079	1.171	1.271	1.374	1.476	1.575	1.667	1.753	1.832	1.905	1.973	2.037	2.099	2.160	2.221	2.283	2.345	2.407	2.467	2.521
1.0	1.000	1.057	1.128	1.208	1.294	1.384	1.476	1.571	1.667	1.766	1.866	1.969	2.075	2.182	2.291	2.399	2.505	2.603	2.690	2.758	2.800
1.2	1.000	1.037	1.080	1.130	1.185	1.246	1.311	1.381	1.457	1.539	1.628	1.725	1.830	1.943	2.066	2.197	2.336	2.483	2.634	2.789	2.943
1.4	1.000	1.016	1.039	1.067	1.099	1.135	1.175	1.220	1.269	1.324	1.385	1.452	1.529	1.614	1.710	1.819	1.941	2.080	2.236	2.412	2.611
1.6	1.000	1.006	1.015	1.025	1.037	1.052	1.070	1.091	1.116	1.145	1.181	1.223	1.273	1.333	1.402	1.484	1.578	1.688	1.813	1.957	2.121
2.0	1.000	0.992	0.984	0.974	0.966	0.958	0.952	0.947	0.945	0.946	0.950	0.958	0.970	0.988	1.011	1.042	1.081	1.130	1.191	1.267	1.359
2.5	1.000	0.980	0.960	0.935	0.915	0.895	0.875	0.840	0.833	0.825	0.815	0.800	0.790	0.785	0.780	0.780	0.785	0.795	0.815	0.845	0.890
3.0	1.000	0.970	0.945	0.910	0.885	0.855	0.825	0.800	0.775	0.750	0.730	0.710	0.688	0.670	0.657	0.642	0.635	0.628	0.625	0.630	0.640
3.5	1.000	0.965	0.930	0.890	0.860	0.825	0.790	0.760	0.730	0.700	0.670	0.645	0.620	0.597	0.575	0.555	0.538	0.522	0.510	0.502	0.500
4.0	1.000	0.955	0.910	0.870	0.830	0.790	0.755	0.720	0.685	0.655	0.625	0.595	0.567	0.538	0.510	0.489	0.470	0.452	0.438	0.428	0.420

Çizelge 4.10: Tasarım Parametrelerine Bağlı C_f Katsayıları

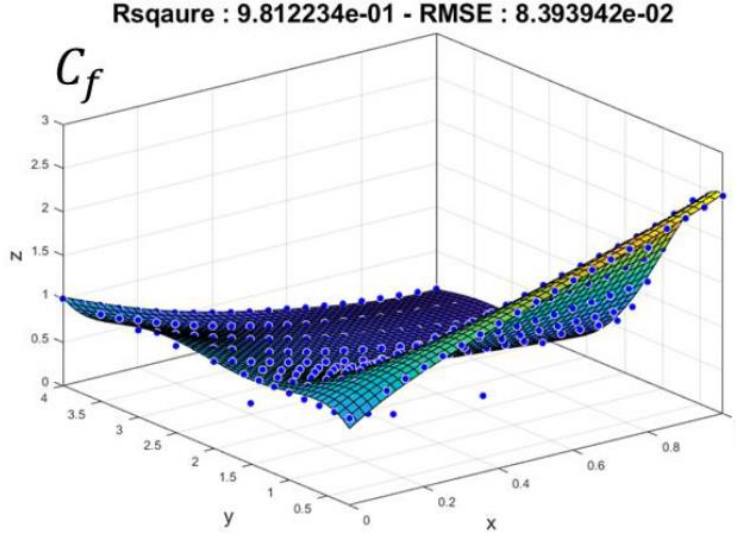
$\frac{1.82r_m}{\sqrt{D_m t_p}}$	$\frac{2r_m}{w}$																				
	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.0
0.2	1.000	1.116	1.211	1.297	1.376	1.451	1.524	1.597	1.669	1.740	1.812	1.882	1.952	2.020	2.087	2.153	2.217	2.282	2.349	2.421	2.501
0.4	1.000	1.094	1.174	1.248	1.319	1.386	1.452	1.517	1.582	1.646	1.710	1.775	1.841	1.908	1.975	2.045	2.116	2.189	2.265	2.345	2.430
0.6	1.000	1.092	1.163	1.225	1.281	1.336	1.392	1.449	1.508	1.568	1.630	1.692	1.753	1.813	1.871	1.929	1.987	2.049	2.119	2.201	2.305
0.8	1.000	1.066	1.122	1.171	1.217	1.260	1.300	1.340	1.380	1.422	1.465	1.511	1.560	1.611	1.665	1.721	1.779	1.838	1.896	1.951	2.002
1.0	1.000	1.026	1.052	1.077	1.100	1.124	1.147	1.171	1.195	1.220	1.246	1.271	1.298	1.325	1.353	1.382	1.415	1.451	1.492	1.541	1.600
1.2	1.000	1.002	1.000	0.995	0.989	0.983	0.979	0.975	0.975	0.976	0.980	0.987	0.996	1.008	1.022	1.038	1.056	1.076	1.099	1.125	1.154
1.4	1.000	0.983	0.962	0.938	0.915	0.892	0.870	0.851	0.834	0.820	0.809	0.799	0.792	0.787	0.783	0.780	0.779	0.780	0.781	0.785	0.792
1.6	1.000	0.972	0.937	0.899	0.860	0.821	0.784	0.750	0.719	0.691	0.667	0.646	0.627	0.611	0.598	0.586	0.576	0.569	0.563	0.560	0.561
2.0	1.000	0.948	0.892	0.836	0.782	0.730	0.681	0.636	0.595	0.557	0.523	0.492	0.464	0.439	0.416	0.394	0.373	0.354	0.336	0.319	0.303
2.5	1.000	0.930	0.867	0.800	0.730	0.665	0.610	0.560	0.510	0.470	0.430	0.392	0.360	0.330	0.300	0.275	0.253	0.230	0.206	0.188	0.170
3.0	1.000	0.920	0.850	0.780	0.705	0.640	0.580	0.525	0.470	0.425	0.380	0.342	0.300	0.271	0.242	0.212	0.188	0.167	0.146	0.130	0.115
3.5	1.000	0.900	0.830	0.750	0.680	0.610	0.550	0.495	0.445	0.395	0.350	0.303	0.270	0.233	0.200	0.174	0.150	0.130	0.112	0.092	0.081
4.0	1.000	0.900	0.820	0.735	0.655	0.590	0.525	0.470	0.420	0.370	0.325	0.285	0.252	0.213	0.182	0.152	0.130	0.109	0.090	0.074	0.061

Çizelge 4.11: Tasarım Parametrelerine Bağlı C_p Katsayıları

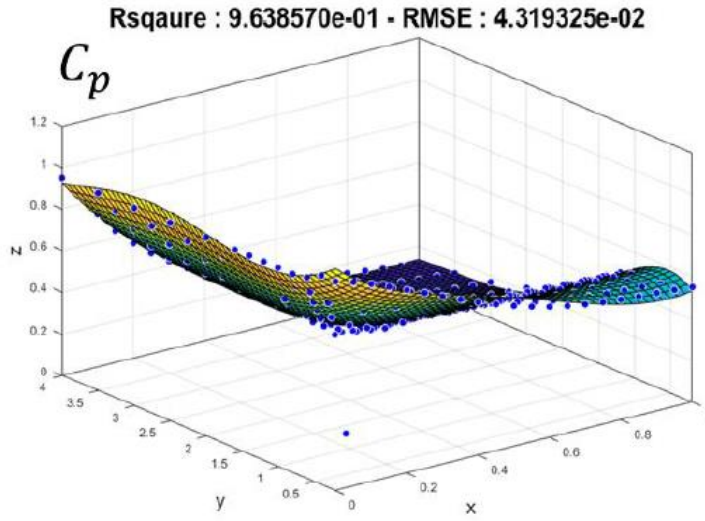
$\frac{1.82r_m}{\sqrt{D_m t_p}}$	$\frac{2r_m}{w}$																				
	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.0
0.2	1.000	0.976	0.946	0.912	0.876	0.840	0.803	0.767	0.733	0.702	0.674	0.649	0.627	0.610	0.596	0.585	0.577	0.571	0.566	0.560	0.552
0.4	0.999	0.962	0.926	0.890	0.854	0.819	0.784	0.751	0.720	0.691	0.665	0.642	0.622	0.606	0.593	0.583	0.576	0.571	0.566	0.560	0.550
0.6	0.961	0.910	0.870	0.836	0.806	0.777	0.750	0.722	0.696	0.670	0.646	0.624	0.605	0.590	0.580	0.573	0.569	0.566	0.563	0.556	0.540
0.8	0.949	0.842	0.770	0.722	0.691	0.669	0.653	0.640	0.627	0.615	0.602	0.590	0.579	0.570	0.563	0.559	0.557	0.556	0.554	0.547	0.529
1.0	0.950	0.841	0.744	0.657	0.592	0.559	0.536	0.541	0.548	0.551	0.551	0.550	0.547	0.544	0.540	0.536	0.531	0.526	0.521	0.515	0.510
1.2	0.950	0.841	0.744	0.657	0.579	0.518	0.501	0.502	0.503	0.503	0.503	0.502	0.500	0.497	0.494	0.491	0.488	0.485	0.482	0.479	0.476
1.4	0.950	0.840	0.744	0.651	0.564	0.495	0.462	0.460	0.458	0.455	0.453	0.450	0.447	0.444	0.442	0.439	0.437	0.435	0.433	0.432	0.431
1.6	0.950	0.841	0.731	0.632	0.549	0.481	0.432	0.426	0.420	0.414	0.408	0.403	0.398	0.394	0.391	0.388	0.385	0.384	0.382	0.381	0.380
2.0	0.950	0.841	0.731	0.632	0.549	0.481	0.421	0.388	0.369	0.354	0.342	0.332	0.323	0.316	0.309	0.304	0.299	0.296	0.294	0.293	0.292
2.5	0.950	0.840	0.732	0.630	0.550	0.480	0.421	0.367	0.332	0.315	0.300	0.285	0.272	0.260	0.251	0.242	0.236	0.230	0.224	0.219	0.215
3.0	0.950	0.840	0.732	0.630	0.550	0.480	0.421	0.367	0.328	0.299	0.275	0.258	0.242	0.228	0.215	0.203	0.195	0.188	0.180	0.175	0.171
3.5	0.950	0.840	0.732	0.630	0.550	0.480	0.421	0.367	0.322	0.287	0.262	0.241	0.222	0.208	0.194	0.182	0.171	0.161	0.152	0.146	0.140
4.0	0.950	0.840	0.732	0.630	0.550	0.480	0.421	0.367	0.312	0.275	0.248	0.225	0.205	0.190	0.176	0.163	0.152	0.142	0.134	0.126	0.119



Şekil 4.13 C_d Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli



Şekil 4.14 C_f Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli



Şekil 4.15 C_p Katsayısı Yüzey Yanıt Modeli

Çizelge 4.12 R^2 ve RMSE Değerleri

	C_d	C_f	C_p
R^2	0,95	0,98	0,96
RMSE	0,132	0,084	0,043

Tasarım değişkeni vektörü $x = [N, q, w, t, n]^T$ için alt ve üst sınırlar eşitlik 4.36 ve eşitlik 4.37'deki gibi tanımlanmıştır.

$$lb = [15, 10 \times 10^{-3}, 4 \times 10^{-3}, 0.3 \times 10^{-3}, 1]^T \quad (4.36)$$

$$ub = [42, 32 \times 10^{-3}, 16 \times 10^{-3}, 1.5 \times 10^{-3}, 1]^T \quad (4.37)$$

Eşitliklerde görüleceği gibi tasarım değişkeni t, üretim prosesi sebebiyle minimum kalınlık 0.3 mm olacak şekilde $\frac{\partial k}{\partial t}$ 'nin tanımlı olduğu 0.3×10^{-3} ile 1.5×10^{-3} değerleri arasında seçilmiştir. [Url-7,Url-8]. Minimum ve maksimum kıvrım adımı ve kıvrım yüksekliği eşitlik 4.38 ve 4.39 yardımıyla hesaplanmıştır. [23]. Kıvrım sayısının (N) minimum ve maksimum sayısı ise tasarım kısıtı olarak verilen eşitlik 4.27 ile belirlenmiştir. Katman sayısı (n) üretim kolaylığı sağlaması için 1 olarak seçilmiştir. Tasarım değişkenleri ile optimum noktayı bulmak için her bir değişken için ilk arama noktaları alt ve üst sınır koşullarının dışına çıkmayacak şekilde eşitlik 4.41, 4.42, 4.43 ve 4.44'teki gibi tanımlanmıştır.

$$1.09 \leq \frac{D_b}{D_i} \leq 1.45 \quad (4.38)$$

$$0.5 \leq \frac{h}{q} \leq 1.5 \quad (4.39)$$

$$s_N = [20, 22, 24, 26, 30]^T \quad (4.40)$$

$$s_q = 10^{-3} \times [10, 14, 18, 25, 32]^T \quad (4.41)$$

$$s_w = 10^{-3} [4, 7, 10, 13, 16]^T \quad (4.42)$$

$$s_t = 10^{-3} \times [0.3, 0.5, 0.8, 1.2, 1.5]^T \quad (4.43)$$

$$s_n = [1]^T \quad (4.44)$$

4.7. Eniyileme Sonuçları

Başlangıç tasarım değerleri ve eniyilenmiş değerler aşağıda verilmiştir:

$$x_0 = [22, 14 \times 10^{-3}, 10 \times 10^{-3}, 0,5 \times 10^{-3}, 1]^T \quad (4.45)$$

$$x_{opt} = [24, 13 \times 10^{-3}, 14 \times 10^{-3}, 0,7 \times 10^{-3}, 1]^T \quad (4.46)$$

Çizelge 4.13.'te başlangıç ve eniyilenmiş tasarım parametrelerinin karşılaştırılması verilmiştir. Görüldüğü gibi başlangıç tasarımında 17.3 Nm olan moment değeri optimum parametrelerle 4.31 Nm değerine düşürülmüştür. Gerilme değerleri de 250 MPa olarak verilen kısıtlamanın altında kalarak optimizasyon tamamlanmıştır.

Çizelge 4.13 Başlangıç ve Eniyilenmiş Tasarımların Karşılaştırılması

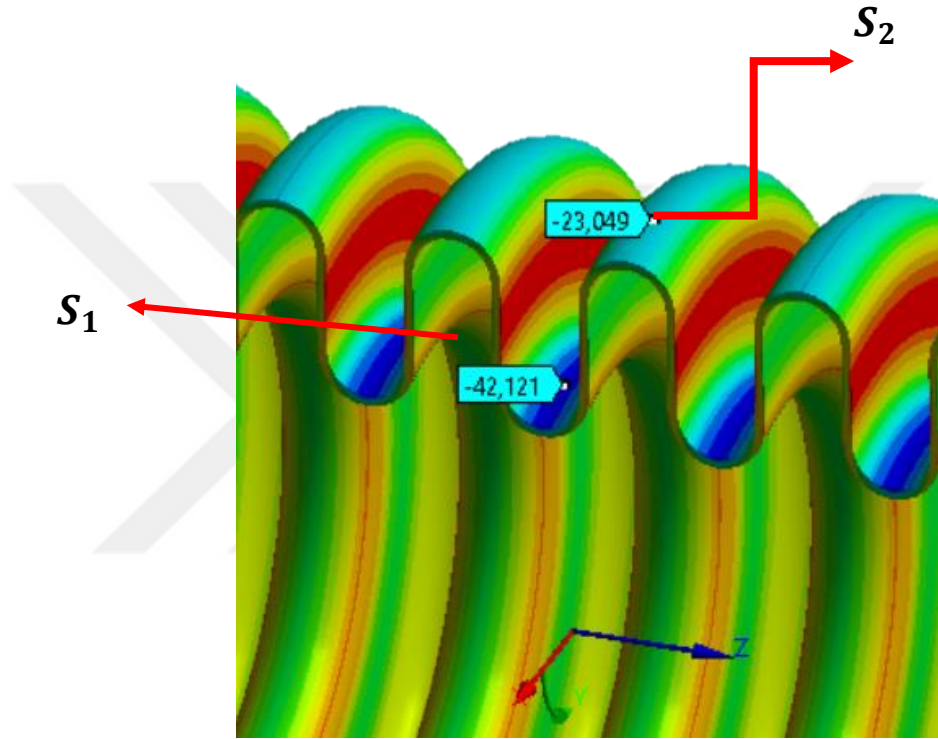
	Başlangıç Tasarımı	Eniyilenmiş Tasarım
X	$[22, 14 \times 10^{-3}, 10 \times 10^{-3}, 0,5 \times 10^{-3}, 1]^T$	$[24, 13 \times 10^{-3}, 14 \times 10^{-3}, 0,7 \times 10^{-3}, 1]^T$
f	17,3 Nm	4,31 Nm
S_1	57,8 MPa	41,49 MPa
S_2	41,1 MPa	24,4 MPa
S_3	16,9 MPa	18,9 MPa
S_4	99,3 MPa	224,1 MPa
S_5	29,1 MPa	4,27 MPa
S_6	247,7 MPa	226,1 MPa

4.8. Eniyilenmiş Parametrelerle Yapılan Analiz Çalışmaları

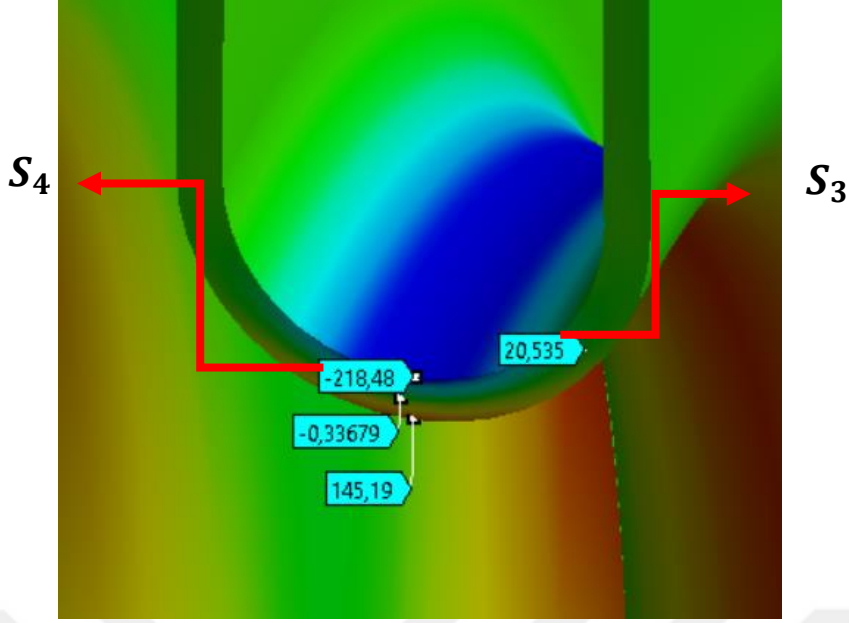
Eniyileme adımı tamamlandıktan sonra 15 bar iç basınç altında elde edilen yeni geometriye sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarının analitik sonuçlarla örtüştüğü görülmüştür ve Çizelge 4.14'te gösterilmiştir. Şekil 4.16'da S_1 ve S_2 Şekil 4.17'de ise S_3 ve S_4 gerilmelerine ait analiz sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 4.14 Gerilme Değerleri Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması

	Analitik Sonuçlar (MPa)	Numerik Sonuçlar (MPa)	Fark (%)
S_1	41,5	42,1	1,5
S_2	24,4	23,1	-5,4
S_3	18,9	20,5	7,9
S_4	224,1	218,5	-2,5



Şekil 4.16 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S_1 ve S_2 Gerilmesi Analiz Sonuçları



Şekil 4.17 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S_3 ve S_4 Gerilmesi Analiz Sonuçları

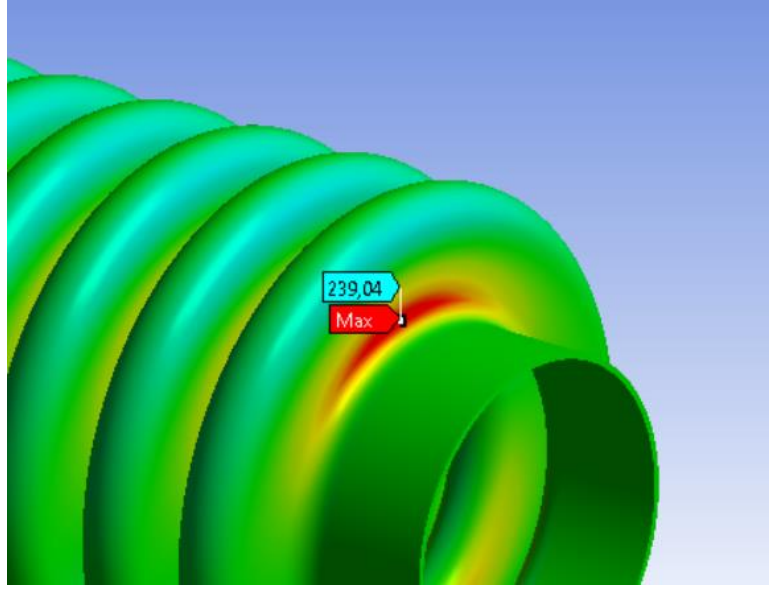
Eniyilenmiş tasarıma 5° 'lik dönme verilmesi sonucu elde edilen moment ve gerilme değerlerine ait analitik ve numerik sonuçların karşılaştırılması Çizelge 4.15. ve Çizelge 4.16'da verilmiştir. Şekil 4.18'de S_6 gerilmesi için analiz sonucu verilmiştir.

Çizelge 4.15 Moment Değerleri Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması

Açı Değeri	Analitik Sonuçlar (Nm)	Numerik Sonuçlar (Nm)	Fark (%)
5°	4,31	4,1	-6,8

Çizelge 4.16 S_6 Gerilmesi Analitik ve Numerik Sonuçların Karşılaştırılması

Gerilme (5°)	Analitik Sonuç (MPa)	Numerik Sonuç (MPa)	Fark (%)
S_6	249,8	239	-4,5



Şekil 4.18 Eniyilenmiş Tasarıma Ait S_e Gerilmesi Analiz Sonuçları



5. SONUÇ

Havacılık uzay sektöründe ağırlık her zaman kritik önem taşır. Körüklü mafsallar roket motorlarının hareketi sırasında görev alan, lülenin hareketi esnasında hatlara esneklik veren önemli bir bileşendir. Bu hareketi sağlayan eyleyicilere ne kadar az karşı kuvvet olursa o kadar hafif ve hacmen küçük eyleyiciler tasarlanabilir. Gimbal etrafına yerleştirilen ve esnek hortumlara göre çok daha hafif olan körüklü mafsalların tasarımı basınç ve lüle hareketi altında hatların bütünlüğünü sağlamak için oldukça kritiktir. Literatürde körüklü mafsal tasarımına ait bilgiler çok sınırlı olmakla birlikte eğilme momenti için herhangi bir numerik çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada körüklü mafsalların basınç altındaki gerilmeleri ve dönme hareketi için gerekli olan momente ait analitik hesaplamalar literatürden elde edilen formüller ile hesaplanmıştır. Analitik olarak hesaplanan gerilme ve eğilme momentleri, 2 farklı analiz modeli kullanılarak numerik olarak doğrulanmıştır. İlk olarak iç basınç altında gerilme değerleri için, uygun sınır koşullarını verebilmek, sonuçları doğru değerlendirebilmek analiz yöntemini doğrulayabilmek adına çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Gerilme değerlerini incelerken sınır koşulları ve koordinat takımı değiştirilerek uygun yöntem seçilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmalar sonucu basınç altında analitik olarak hesaplanan gerilme değerleri ile numerik sonuçların örtüştüğü görülmüştür. Ardından eğilme momenti ve eğilme gerilmesi için analiz çalışmaları yapılmıştır. Dönme hareketinin analizlere doğru yansıtılabilmesi için çeşitli trigonometrik hesaplamalar yapılmıştır. Dönme hareketi körüğün uç noktasına dönü hareketi sonrası düşey ekseninde oluşacak yer değiştirme miktarı girilerek verilmiştir. Aynı şekilde analitik hesaplamalar dönme açısı ve deplasman miktarı birlikte dikkate alınarak yapılmıştır. Analitik ve numerik olarak elde edilen moment ve gerilme değerleri sonuçlarının tutarlı olduğu görülerek analiz yöntemleri doğrulanmıştır. Bu aşamadan sonra oluşan moment değerini minimize etmek amacıyla eniyileme çalışmaları yapılmıştır. Matematiksel model oluşturulup iç noktalar algoritması ile doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon yapılmıştır. Çalışmalar yapılırken tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırları üretilebilirlik açısından değerlendirilerek oluşturulmuştur. Gerilme değerleri ve körüklü mafsalın toplam boyu kısıtlanmıştır. Boyutsuz tasarım faktörleri için 5. dereceden polinomlar ile

yüzey yanıt modeli kullanılmıştır. Eniyilenen tasarım parametreleri ile yeniden katı model oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır. Yapılan çalışmalar kapsamında analiz yönteminin doğruluğu eniyilenmiş parametreler ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak tekrar teyit edilmiştir. Yapılan eniyileme çalışması sonucunda, tez konusu körüklü mafsal için gerilme kısıtları ihlal edilmeksizin (yani körüklü mafsalın yapısal bütünlüğü tehlikeye atılmaksızın) eğilme momentinin %75 gibi önemli bir oranda düşürülebildiği görülmüştür



KAYNAKLAR

- [1] NASA-SP-8123 Liquid Rocket Lines, Bellows, Flexible Hoses, and Filters
- [2] EJMA, *Standards of Expansion Joint Manufacturers Association*, Expansion Joint Manufacturers Association, New York, NY, USA, 9th edition, 2008.
- [3] **Gawande S.H., Pagar N. D., Wagh V. B. ve Keste A.A.** “Numerical Investigations on Characteristics of Stresses in U-Shaped Metal Expansion Bellows”, Hindawi Publishing Corporation International Journal of Metals., c. 2015, ss. 1-9, 2015.
- [4] **Makke S.K., Keste A.A. ve Gawande S.H.** “Optimization of Design Parameters of Bellow Using Taguchi Method”, International Review of Mechanical Engineering (IREME), c. 11., sayı 10, 2017.
- [5] **Igi S, Katayama H. ve Kawahara M.** “Evaluation of mechanical behavior of new type of bellows with two directional convolutions”, Journal of Nuclear Engineering and Design, c. 197., sayı 1., 2000.
- [6] **Becht IV C.**, “Fatigue of Bellows, A New Design Approach”; International Journal of Pressure Vessels and Piping, c. 77., sayı 13., ss. 843-850, 2000.
- [7] **Zhiming L, Shuiguang T, Yi Q, Deming F ve Zengliang G;** “Inplane instability tests of bellows subjected to internal pressure and deformation load”; International journal of Pressure Vessels and Piping, c. 79., sayı 3., ss. 245-247, 2002.
- [8] **Xiang X. M., Lua G., Li Z. X. ve Lv Y.**, “Finite Element Analysis and Experimental Study on a Bellows Joint”, Eng. Structures, c. 151, ss. 584-598, 2017.
- [9] **Veiga J.C, Kavanagh N, Sousa A.M.F, Medeiros J. ve Veiga J. L.**, “Determination of Gimbal and Hinged Expansion Joints Reaction Moments”, Journal of Pressure Vessel Technology, c. 135, sayı 5, 2013.
- [10] **Guan K., Zhang X., Gu X., Cai L., Xu H. ve Wang Z.;** “Failure of 304 stainless bellows expansion joint”; Engineering Failure Analysis; Elsevier; c. 12; ss 387-399; 2005.
- [11] **Zhu Y.Z., Wang H.F., ve Sang Z. F.;** “The effect of environmental medium on fatigue life for u-shaped bellows expansion joints”; International Journal of Fatigue; c. 28; ss. 28-32; 2006.
- [12] **Sarabia L.A ve Ortiz M.C.**, “Responce Surface Methodology”, Comprehensive Chemometric. 1, ss 345-390, 2009.
- [13] **Rajashekhhar, M. R. ve Ellingwood, B. R.**, “A new look at the response surface approach for reliability analysis”. Structural Safety, c.12, sayı 3, ss. 205- 220., 1993.

- [14] **Mack Y., Goel, T., Shyy, W. ve Haftka R.**, “Surrogate model-based optimization framework: a case study in aerospace design.” In Evolutionary Computation in Dynamic and Uncertain Environments, c. 51, ss. 323-342., 2007.
- [15] **Myers R. H. ve Montgomery D.**, “Response Surface Methodology”, Process and Product Optimization Using Designed Experiments., 1995.
- [16] **Bozan A.**, “Optimization of Laser Welding Seam Geometry Using Response Surface Methodology (RSM)”, M.Sc. THESIS, Department of Mechanical Engineering System Dynamics and Control, 2012.
- [17] **Hutton D. V**, Fundamentals of Finite Element Analysis. 2004.
- [18] ANSYS Mechanical APDL Element Reference, 2013.
- [19] **Liang C. P.** Pipe Stress Engineering, 2009.
- [20] **Pagar N. D. ve Gawande S.H.** “Parametric Design Analysis Of Meridional Deflection Stresses In Metal Expansion Bellows Using Gray Relational Grade” The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, c. 42, sayı 5, 2020.
- [21] **Gawande S.H.**, “A Combined Numerical And Experimental Study On Metal Expansion Bellows For STHE”, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, c. 40, sayı 9, ss. 1-14, 2018.
- [22] Space Systems- Metallic Pressure Vessels, Pressurized Structures, and Pressure Components, ANSI/AIAA S-080A, 1998
- [23] **Li Y. ve Sheng S.**, “Strength Analysis and Structural Optimization of U-Shaped Bellows”; International Journal of Pressure Vessels And Piping, c. 42, sayı 1., ss. 33-46, 1990
- Url-1**, <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:LiquidFuelRocketSchematic.jpg>, Erişim Tarihi 24.07.2023
- Url-2** <http://www.lortz.com/expansion-joints/expansion-joints-101.html>, Erişim Tarihi 24.07.2023
- Url-3** <https://www.enginehistory.org/Rockets/RPE09.42/RPE09.42.shtml>, Erişim Tarihi 25.07.2023
- Url-4**, https://en.wikipedia.org/wiki/Surrogate_model Son Erişim Tarihi 04.09.2023
- Url-5** <https://www.sypipeline.com/product/stainless-steel-321-bellows-expansion-joint/#:~:text=The%20321%20bellows%20expansion%20joint,resistance%20and%20high%20pressure%20resistance>. Son Erişim Tarihi 04.09.2023
- Url-6** <https://www.theworldmaterial.com/321-stainless-steel/> Son Erişim Tarihi 04.09.2023

Url-7 <https://usbellows.com/resources/FAQ/how-thick-is-an-expansion-joint/> Son Erişim Tarihi 04.09.2023

Url-8 [https://www.badgerind.com/Files/Admin/Knowledgebase/Badger-Knowledge-Base-Metal-Bellows-Expansion-Joint-Handbook\(3\).pdf](https://www.badgerind.com/Files/Admin/Knowledgebase/Badger-Knowledge-Base-Metal-Bellows-Expansion-Joint-Handbook(3).pdf) Son Erişim Tarihi 04.09.2023

