



T.C.

KIRŞEHİR AHI EVRAN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



YAPRAK YAYLARDA YORULMA ANALİZİ

GÜVEN EGE ERKMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KIRŞEHİR

2023



T.C.

KIRŞEHİR AHI EVRAN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



YAPRAK YAYLARDA YORULMA ANALİZİ

GÜVEN EGE ERKMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DANIŞMAN

PROF. DR. ALİ OSMAN KURBAN

KIRŞEHİR

2023

YÜKSEK LİSANS TEZ ONAYI

Bu Yüksek Lisans Tezi 07/07/2023 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Üyeleri Tarafından Değerlendirilmiş ve Oy Birliği/Oy Çokluğu ile Kabul Edilmiştir.

i **Prof.Dr.Ali Osman KURBAN (Danışman)**

Doç. Dr. Eyyup GERÇEKÇİOĞLU (Jüri)

Dr.Öğr.Üyesi Sercan BASİT (Jüri)

Bu Tez Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında hazırlanmış ve onaylanmıştır.

Tez No: 10433872

Prof. Dr. Rüştü HATİPOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, tablo ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

KIRŞEHİR AHİ EVRAN ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI
ETİK BEYANI

Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesini okuduğumu ve anladığımı ve Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

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

bildirir, aksi bir durumda bu konuda hakkımda yapılacak tüm yasal işlemleri ve aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarımı kabullendiğimi beyan ederim. 07/07/2023

Öğrenci
Güven Ege ERKMAN

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa No

İÇİNDEKİLER DİZİNİ	I
TEŞEKKÜR.....	III
ÖZET	IV
ABSTRACT	V
TABLolar DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ	VII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	X
1. GİRİŞ	1
1.1. Amaç.....	2
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	2
2.1. Yorulma İle İlgili Çalışmalar.....	2
2.2. Yaprak Yayla İlgili Çalışmalar.....	5
3. MATERYAL VE METOT.....	6
3.1. Süspansiyon Sistemi	6
3.2. Süspansiyon Sistemine Etki Eden Kuvvetler	7
3.3. Yaprak Yaylar.....	8
3.4. Yorulma	13
3.5. Malzemelerde Yorulma	13
3.6. Malzemelerde Yorulma Dayanımı	14
3.7. Yorulma Deneyi	15
3.7.1. Döner Mil Deney Cihazı.....	15
3.7.2. Eksenel Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı	15
3.7.3. Burma Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı	16
3.7.4. Birleşik Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı	16
3.7.5. Yorulma Deney Terimleri	17

3.8. S-N Eğrisi	18
3.9. Bilgisayar Destekli Analiz	21
3.10. Sonlu Elemanlar Analizi.....	21
3.11. Statik Analiz	22
3.12. Yorulma Analizi	24
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	25
4.1. Analiz Deney Öncesi Kabuller ve Varsayımlar	28
4.2. Mesh	29
4.3. Yükleme ve Sınır Şartları	30
4.4. Tip – 1 Yaprak Yay Analizi	31
4.4.1. Burkulma (Flambaj)	34
4.4.2. Deformasyon	38
4.4.3. Yorulma Analizi	41
4.4.4. Hasar Bölgesi.....	43
4.4.5. Güvenlik Faktörü	45
4.5. Tip – 2 Yaprak Yay Analizi	47
5.SONUÇ VE ÖNERİLER	60
8.KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ	65

TEŐEKKÖR

Yüksek Lisansa başlamamda ve yüksek lisans ders sürecinde kendisini tanıdığım günden bu yana gösterdiği sakin ve sabırlı hali ile her zaman bana örnek olmasının yanı sıra bir bilim insanının nasıl çalışması gerektiğini kendisinden öğrendiğim ve tezi yazma sürecimde sorularıma verdiği cevap ile bana destek olan değerli danışmanım Prof. Dr. Ali Osman KURBAN'a büyük bir içtenlikle teşekkür ederim.

Haziran, 2023

Güven Ege ERKMAN

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YAPRAK YAYLARDA YORULMA ANALİZİ

Güven Ege Erkman

KIRŞEHİR AHİ EVRAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Danışman: Prof. Dr. Ali Osman KURBAN
Yıl: 2023, Sayfa: 65
Jüri: Prof.Dr. Ali Osman KURBAN
Doç.Dr. Eyyup GERÇEKÇİOĞLU
Dr.Öğr.Üyesi Sercan BASİT

Bu çalışma, yaprak yayların bir diğer ismiyle makas yaylarının bilgisayar ortamında SolidWorks 2018 programından yardım alarak tasarlanıp ardından yine bilgisayar ortamında Ansys Workbench 18.1 programından yardım alarak yaprak yayların analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Yapmış olduğumuz bu çalışmada gerçekte üretilmiş (Tip – 1) olan parabolik yaprak yay numunesini bilgisayar ortamında tasarlayıp ardından sonlu elemanlar analizi yaparak gerekli incelemeler yapılmıştır daha sonra aradaki farkı daha net görebilmek amacıyla numunenin teknik ölçülerini değiştirilmiş versiyonuyla (Tip – 2)'de yapılmıştır. Yapılan incelemeler de alt başlıklar halinde yazılmıştır. Bu çalışmanın temel amacı kısa bir süre zarfında yaprak yayın hem tasarımını yapmak hem de üretilen yaprak yayların fiziki testlere ihtiyaç duymamıza gerek kalmadan seri üretime başlayabilmektir.

Anahtar Kelimeler: Yaprak Yay, Yorulma, Sonlu Elemanlar Analizi

ABSTRACT

MASTER'S THESIS

FATIGUE ANALYSIS OF LEAF SPRINGS

Güven Ege ERKMAN

**KIRŞEHİR AHİ EVRAN UNIVERSITY
INSTITUTE OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING PROGRAM**

Supervisor: Prof. Dr. Ali Osman KURBAN
Year: 2023, **Pages:** 65
Juries: Prof. Dr. Ali Osman KURBAN
Assoc. Prof. Eyyup GERÇEKÇİOĞLU
Assist.Prof. Sercan BASİT

This study aims to design leaf springs, also known as scissor springs, with the help of SolidWorks 2018 program in computer environment and then analyze the leaf springs with the help of Ansys Workbench 18.1 program in computer environment. In this study, we designed the parabolic leaf spring sample, which was actually produced (Type - 1), in the computer environment and then made the necessary examinations by performing finite element analysis, and then the technical dimensions of the sample were made in the modified version (Type - 2) in order to see the difference more clearly. The investigations are also written under sub-headings. The main purpose of this study is to design the leaf spring in a short period of time and to start mass production of the leaf springs produced without the need for physical tests.

Key Words: Leaf Spring, Fatigue, Finite Element Analysis

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 5.1. Yorulma Analizi Karşılaştırma Tablosu	61
Tablo 5.2. Yorulma Analizi Karşılaştırma Tablosu	61



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Yaprak yay genel görünümü	1
Şekil 2.1	August Wöhler yorulma test düzeneği.....	3
Şekil 2.2.	Bilya püskürtme yöntemi	4
Şekil 3.1.	Hareket halindeki araca etki eden kuvvetler.....	7
Şekil 3.2.	Yaprak yay bağlantı elemanları.....	9
Şekil 3.3.	Yaprak yayın yüksüz ve yüklü duruşu	10
Şekil 3.4.	Konvansiyonel yaprak yay.....	11
Şekil 3.5.	Parabolik yaprak yay.....	12
Şekil 3.6.	Döner mil deney cihazı	15
Şekil 3.7.	Eksenel çekme / basma test cihazı.....	16
Şekil 3.8.	Yorulma grafiği.....	19
Şekil 3.9.	Yumuşak çelik ve alüminyum malzemelerin S – N eğrisi	20
Şekil 3.10.	Statik analiz örnek grafiği.....	23
Şekil 3.11.	Statik analiz örnek.....	24
Şekil 4.1.	Yaprak yay teknik çizim	25
Şekil 4.2.	Yaprak yay teknik çizim.....	26
Şekil 4.3.	Yaprak yay teknik çizim.....	26
Şekil 4.4.	Yaprak yay üç boyulu resmi (3D).....	27
Şekil 4.5.	Maksimum sehim oranı.....	28
Şekil 4.6.	Mesh genel görünüm.....	30
Şekil 4.7.	Mesh yakından görünümü.....	30
Şekil 4.8.	Yaprak yay Ansys programındaki görünümü.....	31
Şekil 4.9.	Yaprak yay statik görünüm.....	31
Şekil 4.10.	Yaprak yayın kaldırma kapasitesi.....	32
Şekil 4.11.	Maksimum sehim miktarı genel görünümü (Tip – 1).....	32
Şekil 4.12.	Maksimum sehim miktarı yakın görünüm (Tip – 1).....	33
Şekil 4.13.	Maksimum Stres Miktarı (von – Mises) (Tip – 1).....	33
Şekil 4.14.	Maksimum stres miktarı yakın görünüm (von – Mises) (Tip – 1).....	34
Şekil 4.15.	Yük çarpanı (Tip – 1).....	35
Şekil 4.16.	Burkulma mod örnekleri.....	37
Şekil 4.17.	1.Deformasyon (Tip – 1).....	39
Şekil 4.18.	2.Deformasyon (Tip – 1).....	39

Şekil 4.19.	3.Deformasyon (Tip – 1).....	40
Şekil 4.20.	4.Deformasyon (Tip – 1).....	40
Şekil 4.21.	Stres Döngüsü (Yorulma stresi / stres döngü sayısı)	42
Şekil 4.22.	Yaprak yay ömür dayanımı (Tip – 1)	42
Şekil 4.23.	Yaprak yay ömür dayanımı maksimum bölgesi (Tip – 1).....	43
Şekil 4.24.	Yaprak yay arka kısım ömür dayanımı (Tip – 1).....	43
Şekil 4.25.	Yaprak yay hasar bölgesi (Tip – 1)	44
Şekil 4.26.	Yaprak yay hasar bölgesi maksimum bölge (Tip – 1).....	45
Şekil 4.27.	Yaprak yay arka kısım hasar bölgesi (Tip – 1).....	45
Şekil 4.28.	Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 1).....	46
Şekil 4.29.	Güvenlik faktörü kritik bölge (Tip – 1).....	47
Şekil 4.30.	Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 1).....	47
Şekil 4.31.	Tip 2 yaprak yay üç boyutlu resmi)	48
Şekil 4.32.	Tip 2 yaprak yay teknik resim.....	48
Şekil 4.33.	Tip 2 yaprak yay teknik resim.....	49
Şekil 4.34.	Tip 2 yaprak yay teknik resim.....	49
Şekil 4.35.	Yaprak Yay Geometri Ansys Ortamında.....	50
Şekil 4.36.	Yaprak Yay Statik Görünümü (Tip – 2).....	50
Şekil 4.37.	Yaprak Yayın kaldırma kapasitesi	51
Şekil 4.38.	Maksimum Sehım Miktarı.....	51
Şekil 4.39.	Maksimum stres miktarı (von – Mises)	52
Şekil 4.40.	Maksimum stres miktarı maksimum bölge (von – Mises)	52
Şekil 4.41.	Yük çarpanı.....	53
Şekil 4.42.	1. Deformasyon (Tip – 2).....	53
Şekil 4.43.	2. Deformasyon (Tip – 2).....	53
Şekil 4.44.	3. Deformasyon (Tip – 2).....	54
Şekil 4.45.	4. Deformasyon (Tip – 2).....	54
Şekil 4.46.	Yaprak yay ömür dayanımı (Tip – 2).....	55
Şekil 4.47.	Yaprak yay arka kısım ömür dayanımı (Tip – 2).....	56
Şekil 4.48.	Yaprak yay ömür dayanımı maksimum bölge (Tip – 2).....	56
Şekil 4.49.	Hasar dağılım (Tip – 2)	57
Şekil 4.50.	Hasar dağılım arka kısım (Tip – 2).....	57
Şekil 4.51.	Hasar dağılım maksimum bölge (Tip – 2).....	58
Şekil 4.52.	Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 2).....	58

Şekil 4.53.	Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 2).....	59
Şekil 4.54.	Güvenlik faktörü maksimum dağılımı (Tip – 2).....	59



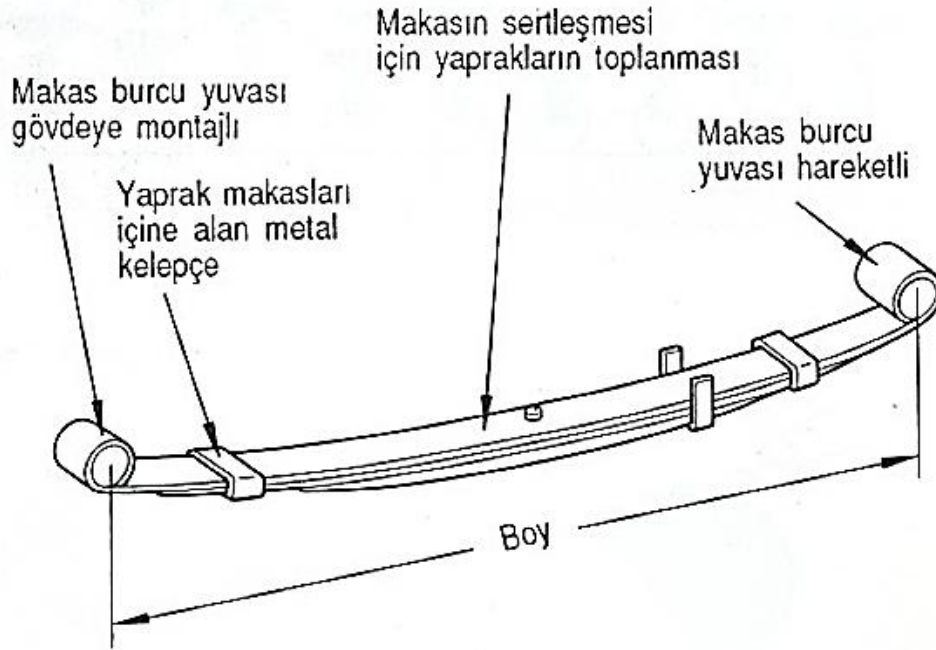
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
σ_{max}	: Maksimum gerilme
σ_{min}	: Minimum gerilme
σ_m	: Ortalama gerilme
n	: Çevrim sayısı
N	: Dayanma ve periyod sayısı
σ_n	: N periyodundaki dayanma sayısı
σ_D	: Yorulma sınırı
σ_A	: Yorulma sınırındaki gerilme genliği
n/N	: Periyot oranı
L	: Yay uzunluğu
E	: Yayın elastisite modülü
I	: Atalet momenti

Kısaltmalar	Açıklama
PCR	: Yayın kritik burkulması
KÖY	: Kısa Ömürlü Yorulma
YÖY	: Yüksek Ömürlü Yorulma
FEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
FEM	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
BDA	: Bilgisayar Destekli Analiz

1. GİRİŞ

Yaprak yaylar bir diğer adıyla makaslı yaylar, uygun olmayan yollardan şasi ve aktarma organlarına gelen yüklerin meydana getirdiği enerjiyi depolayıp sonrasında depoladığı enerjiyi serbest bırakan süspansiyon elemanlarından biridir. Yaprak yaylar türüne göre tek veya çok katmanlı olabilmektedirler. Çok katmanlı yaprak yaylar için boyları birbirinden farklı olan lamaların üst üste konularak oluşturulmaktadır. Üst üste getirilen lama parçaları merkez civata yardımıyla birbirlerine bağlanırlar. Yaprak yayların dağılmamasını önlemek amacıyla da sactan üretilmiş olan kelepçe ve kılıflar kullanılmaktadır. Yaprak yayın her iki tarafında (sağ ve sol uçlarında) gözler oluşturulmaktadır. Bu gözler makas yayların araca montelenme işleminde yardımcı olmaktadır. Yaprak yaylar, araç seyir halindeyken değişken ve tekrarlı olmak üzere belli kuvvetlere maruz kalmaktadır. Sürücünün konforlu bir sürüş yapabilmesi için yol boyunca etki etmiş olan bu kuvvetlerin oluşturduğu gerilme değerleri malzemenin akma ve kopma dayanımından küçük olmak zorundadır. (Sunar ve Çevik, 2015).



Şekil 1.1 -Yaprak yay genel görünümü

Yorulma, makine elemanları çalıştıkları koşullara göre dinamik yüklere ve vibrasyonlara maruz kalabilmektedirler. Bu maruz kaldığı durumlar belirli gerilmeler olarak adlandırabiliriz. Bu gerilmeler sonucunda makine elemanlarının yüzeyinde çatlamlar ve daha sonrasında yüzeyinde parça ayrılması şeklinde hasara yol açmaktadır.

Bu çalışmada SolidWorks 2018 programında yaprak yayların üç boyutlu (3D) halini çizip ardından Ansys Workbench 18.1 programında analizlerini gerçekleştirilecektir. Test edeceğimiz yaprak yayların teknik çizimleri birbirinden farklı olarak tasarlanıp sonrasında bulunan sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır.

1.1. Amaç

Mevcut tezin amacı, yaprak yayların (makas yayların) yorulma ve kapasite testlerinin bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilmesi. Bilgisayar ortamında test ederken hem mali açıdan kar elde edilmiş olacak hem de üretim sürecine daha hızlı bir şekilde başlanabilecektir. Ayrıca bu çalışmada yaprak yayların yorulmayı ve kapasite dayanımını arttıran faktörlerin neler olduğunu görmek ve çıkan sonuçları birbirleriyle kıyaslamaktır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

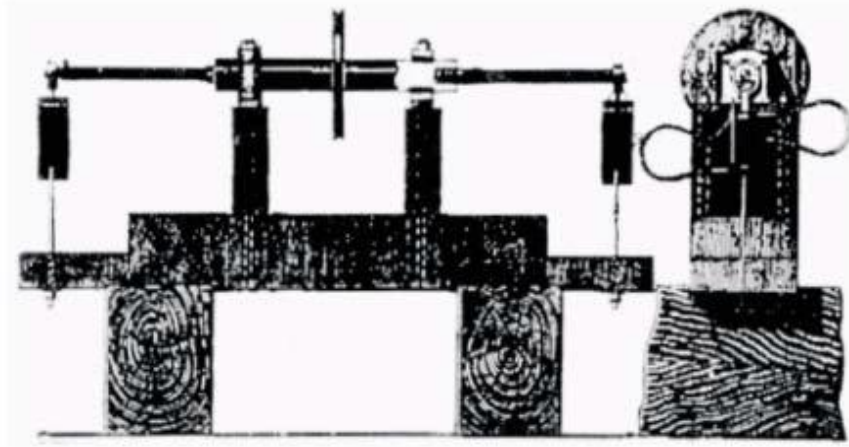
Mevcut tez çalışması ile ilgili daha önce yapılan çalışmalar geçmişten günümüze incelenmiş ve elde edilmiş bulgu ve sonuçlar araştırılan konu etrafında yeniden değerlendirilmesi yapılmıştır.

2.1. Yorulma İle İlgili Çalışmalar

Malzemelerin yorulma davranışı, 150 yıldan fazla bir süredir araştırma çalışmalarında konu olmuştur. Günümüzde teknolojinin ilerlemesi sayesinde makine elemanlarının ömrünü tahmin etmek geçmiş yıllara göre daha kolaydır. Yorulmadan kaynaklı olarak düşünülen ilk kazalar 1840'lı yıllarda meydana gelen demir yolu kazalarıydı. Bu kazaların sebebi demiryolu raylarını birbirine bağlantılı olan bağlantı parçalarının düzenli aralıklarla hasara maruz kalmasıydı ve daha kullanılmayacak halde olduğunu fark edilmesiydi. Bu kazaların sebebi anlaşıldıktan sonra 1840 ve 1850 yılları arasında “yorulma” kelimesi tekrar eden gerilmelerden kaynaklı olan arızaların tanımlamak için denilmiştir. Devamında tekrarlanan gerilmeler nedeniyle oluşan kırılmalara ya da hasarları tanımlamak amaçlı günümüze kadar yorulma olarak kullanılmıştır.

1850 ile 1860 yılları arasında yorulmaların öncülerinden olan August Wöhler laboratuvar koşullarında tekrarlanan gerilmeler altında birçok yorulma testi yapmıştır. Bu deneyler ise 1840'lı yıllarda meydana gelen demir yolu kazaları ile ilgiliydi. August Wöhler

demir yolu kazalarını araştırma amaçlı kendine yorulma test düzeneği kurmuştur. August Wöhlerin yorulma test düzeneği Şekil-2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 - August Wöhler yorulma test düzeneği

August Wöhler, gerilme ve ömür diyagramları kullanarak yüksek gerilme genlikleri ile yorulma ömrünün nasıl azaldığını gösterebilmiştir ayrıca gerilme genliği altında test numunelerinin kırılmadığını gösterebilmiştir. Bu ispatı sayesinde August Wöhler yorulma için gerilme aralığının maksimum gerilmeden çok daha önemli olduğunu gösterebilmiştir. August Wöhler den sonra gelen araştırmacılar Wöhlerin çalışmalarını doğruladı ve çalışmalarını genişletmişlerdir. Çalışmaları devam ettiren araştırmacılardan biri olan Gerber ekibinin yardımı ile gerilmenin etkisini araştırmışlardır. Bir diğer araştırmacı olan Goodman’da ortalama gerilme ile ilgili basitleştirilmiş bir teori önerebilme başarısını gösterebilmiştir. 1870 ile 1890’lı yıllar arasında geçen süre zarfında Gerber ve Goodman gibi birçok araştırmacı August Wöhlerin ışık tuttuğu bu araştırma konusunu genişletmişlerdir ve her biri gelecekteki insanlara bu bilgileri miras bırakmışlardır.

Bu mirasın parçalarından biri olan Bauschinger 1886 yılında elastik olmayan ve deformasyona neden olan zıt yönde bir yük uygulamıştır daha sonra çeki ve basıdaki akma dayanımının azaldığını gösterebilmiştir. Bauschinger’in yarattığı bu olay bize elastik olmayan gerinimin metallerin gerilme – gerinim davranışını değiştirebileceğinin ilk göstergesiydi. Bu araştırmacılara ek olarak 1900’lü yılların başında Ewing ve Humpfrey ekleyebiliriz. Ewing ve Humpfrey yorulma mekanizması çalışmalarını devam ettirebilmek amacıyla optik bir mikroskop kullanmışlardır. Bunun sebebi ise lokalize çizgileri ve mikro çatlak oluşumuna neden olan kayma bantlarını gözlemlemeyi amaçlamışlardır.

1910 yılında günümüzde de sıkça karşılaştığımız Basquin ’in sonlu ömür bölgesindeki değişken gerilme sayısı ve hasar çevirim sayısıdır (günümüzde S-N olarak da bilinmektedir).

Basquin gerilme ve hasar çevirim sayısı arasında logaritmik doğrusal bir ilişki olabileceğini bilim dünyasında göstermiştir. Basquin bulduğu denklem güncellemeler ile günümüzde sonlu ömür yorulma davranışlarını temsil edecek bir şekilde hala kullanılmaktadır. 1924 yılında ise araştırmacılardan biri olan Palmgren değişken genlik yüklemesi için doğrusal bir kümülatif hasar modeli meydana getirmiştir. Palmgren meydana getirmiş olduğu modeli küresel yatak tasarımı için istatistiksel dağılımlarına dayanarak kullanımını gerçekleştirmiştir. 1930'lu yıllara geldiğimizde bazı yorulma otomobil endüstrisi sayesinde ilerleme göstermiştir. Bunun nedeni ise otomobil endüstrisinde bilya püskürtme yöntemi bulunmasından dolayı (Zerkin, 2019).

Bilya püskürtme yöntemi, malzemelerin üzerinde yapılan inovatif yani bir diğer adıyla yenilikçi çalışmalar ışığında günümüze kadar geniş bir kullanım alanına sahip olmuştur. Bilya püskürtme yöntemi ilk olarak otomobil endüstrisinde kullanılması rağmen günümüzde ise hava taşıtlarında da kullanılmaktadır. Günümüzde ise bu olaya bilya püskürtme (shot peening) denmektedir (Karahana ve İnce, 2015).



Şekil 2.2 – Bilya püskürtme yöntemi

Bilya püskürtme işleminin öncülerinden olan Almen, parçaların yüzeye yakın tabakalarında bası artık gerilme oluşturulmasıyla beraber bu alandaki geliştirmeleri doğru bir şekilde açıklamıştır bu olay sonucunda ise artık gerilme üreten diğer proseslerin yani süreçlerin ve bilya püskürtme yönteminin kullanımının destekçilerinden biri olmuştur (Zerkin, 2019).

1937 yılında Neuber adındaki bilim insanı çentiklerin gerilme gradyan etkilerini ve temel blok konseptini dünyaya tanıtmıştır. Neuber'in yarattığı bu çalışma çentiğin kökündeki küçük bir hacim üzerinde oluşan gerilmenin çentikteki maksimum gerilmeden çok daha

önemli olduğunu göstermeyi amaçlamıştır. Neuber'in yapmış olduğu çalışmanın yorulma konusuna olan katkısı ise kapalı döngü servo hidrolik test sistemlerinin tanıtılmasıyla yapılmıştır. Kapalı döngü servo hidrolik test sistemi mekanik sistemlerdeki, parçalardaki ve test numunelerindeki yük geçmişini daha iyi simüle edilmesini sağlamaktadır.

1970 yıllarına geldiğimizde ise Elber yorulma çatlak büyümesinin, uygulanan bir gerilme yoğunluğu faktörü aralığı yerine efektif bir gerilme yoğunluğu faktörü aralığıyla kontrol edildiğini gösteren bir model yaratmayı başarmıştır.

Geçmişten günümüze birçok bilim insanı yorulma konusunda araştırma yapmışlardır. Bu zaman zarfında küçük çatlakların davranışını incelemişlerdir. Yük altında küçük çatlakların büyümesi büyük çatlaklara göre daha hızlı meydana geldiğinden dolayı küçük çatlak problemlerinin karmaşık ve daha önemli olduğu göz önüne serilmiştir. Küçük çatlak ve büyük çatlak arasındaki farkı daha net anlamak için ikisine de aynı yük altında bakılması gerekmektedir. Yorulmadan dolayı kaynaklanan mekanik hasarlarla günümüzde her alanda karşımıza çıkabilecek bir durumdur. Geçmişte çalışmalarıyla günümüze ışık tutan bilim insanlarının bize verdiği bilgiler ve günümüz teknolojisini birleştirdiğimizde gelişmiş olanaklar sağlamaktadır bu olanakları değerlendirilerek günümüzde halen yorulma konusu incelenmeye devam etmektedir (Zerkin, 2019).

2.2. Yaprak Yayla İlgili Çalışmalar

Dünyada otomobiller için ilk yaprak yay A.B.D. de 1963 – 1967 yılları arasında yapılmıştır. Üretilmiş olan bu yayların sayısı 150 civarındaydı fakat ilerleyen zamanda bu yayların maliyeti çok yüksek olduğundan dolayı yaprak yay üretimi geçici olarak durdurulmuştu.

Takvim 1977 gösterdiğinde yaprak yayların üretimine tekrar başlanma kararı alınmıştı. Bu başlama kararının ardından ilk enlemesine yapılan glass fiber yaprak yayının 1981 yılında üretmeyi başarabilmişlerdi.

1988 yılında geldiğimizde Yu ve Kim adlı kişiler çok katlı çelik yaprak yay yerine kullanabilecekleri glass – fiber epoksi kompozitinden tek katmanlı yani parabolik yaprak yay yapabilmeyi başarabilmişlerdi. Çok katmanlı çelik yaprak yayın ağırlığı 8,44 kg ağırlığında iken tek katmanlı (parabolik) yaprak yayın ağırlığı sadece 2,3 kg civarındaydı.

Yıl 2001'e geldiğinde Rajendran ve Vijayarangan çelikten oluşturulan yedi katmanlı yaprak yay alternatif oluşturmak için kompozitten oluşturulmuş tek katmanlı yani parabolik

bir yay geliştirmişlerdir. Bu ürettiklerin kompozitten yaprak yaylar %75,6 oranında çelik yaprak yaya göre daha hafif olmaktadır (Kılıç, 2006).

Günümüzde teknolojiyi kullanarak yaprak yayların bilgisayar ortamında yorulma analiziyle test eden ve yapmış olduğu araştırmaları okuyuculara sunan araştırmacılar da mevcuttur. Araştırmacılarından biri olan Özgün Sunar ve Mehmet Çevik, 2015 yılında yayınlamış olduğu “ Tek Katlı Yaprak Yaylarda Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Analizi” adlı çalışmasında araştırma konuma ışık tutmuşlardır. Bu çalışmada, yaprak yayların üretim aşamasında olabildiğince az sayıda test için numunesini üretilmesini ve olabildiğince hızlı bir şekilde seri üretime geçilebilmesini amaçlamışlardır (Sunar ve Çevik, 2015).

Günümüz araştırmacılarından biri olan Onur Polat, 2012 yılında yayınlamış olduğu “Yaprak Yayların Bilgisayar Destekli Yorulma Analiz” yazısında sonlu elemanlar yöntemi ile yaprak yaylara yorulma analizi yapmıştır. Bu yapmış olduğu analizden çıkan sonuçlarla da yeni tasarımlar yapılabilmesi için amaçlamıştır. Bu yeni tasarımlı olan yaprak yaylarında üretim maliyetlerini düşürmeyi hedef almıştır (Polat, 2012).

Yenilikçi araştırma yazılarını incelediğimiz zaman Erdoğan Kılıç’ın 2006 yılında yayınlamış olduğu “Kompozit Malzemelerden Yapılan Yaprak Yayların Analizi” adlı çalışmasında okuyuculara kompozit malzemelerle ilgili olarak hem genel tanımını yapmış olup hem de kompozit malzemelerin üretim yöntemlerinden bahsetmiştir aynı zamanda yaprak yaylarla ilgili olarak ta yaprak yayın yatak mukavemetlerini, hasar çeşitlerini ve hasar yükü hem deneysel hem de nümerik olarak sonlu elemanlar analizi ile okuyuculara sunmuştur (Kılıç, 2006) .

Yaprak yay bir diğer adıyla makas yaylar süspansiyon sistemlerinin bir elemanı olarak ta bilinmektedir. 2013 yılında T.C. Milli Eğitim Bakanlığı tarafından yayınlamış olan “Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri” yazısında süspansiyon sistemlerinin genel bir tanımından bahsetmektedir. Süspansiyon sistemlerinin her bir elemanlarını alt başlık olarak okuyuculara detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

3. MATERYAL VE METOT

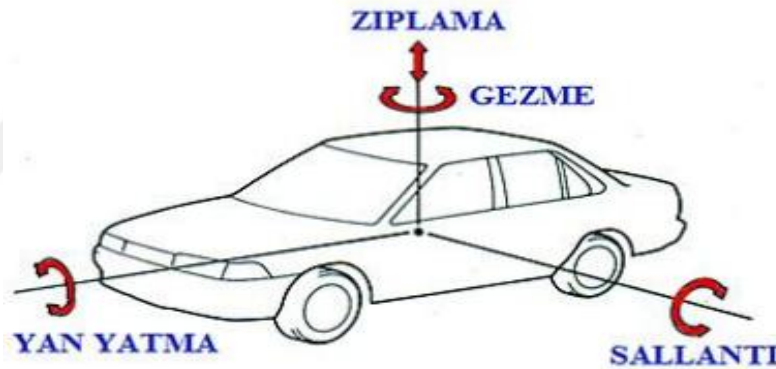
3.1. Süspansiyon Sistemi

Süspansiyon sistemi, bir aracın tekerleklerinin yoldaki eşitsizliklere tepki vermesini sağlar. Yol üzerindeki çukurlar, tümsekler, virajlar ve diğer engeller tekerleklerde titreşimlere ve şoklara neden olur. Süspansiyon sistemi, bu titreşimleri emerek araç içindeki yolculara daha pürüzsüz bir sürüş deneyimi sunar. Süspansiyon sistemi aynı zamanda yol tutuşunu da iyileştirir. Araç, tekerleklerin yere daha iyi basmasını sağlayarak virajlarda ve ani yönlendirme

hareketlerinde daha dengeli bir şekilde hareket edebilir. Bu da sürüş güvenliğini artırır. Süspansiyon sistemi, genellikle süspansiyon yayları, amortisörler, süspansiyon kolları ve rot ve mafsal bağlantıları gibi bileşenlerden oluşur. Bu bileşenler bir araya gelerek tekerleklerin yatay ve dikey hareketlerini kontrol eder, titreşimleri emer ve şokları absorbe eder. Süspansiyon sistemleri, araç türüne ve amaçlarına göre farklılık gösterebilir. Örneğin, yol araçlarında genellikle konfor odaklı süspansiyon sistemleri tercih edilirken, spor araçlarda daha sert ve performansa yönelik süspansiyon sistemleri kullanılabilir. Sonuç olarak, süspansiyon sistemi, aracın tekerleklerini yol yüzeyine bağlayarak sürüş konforunu artırır, yol tutuşunu iyileştirir ve yolculara daha güvenli bir sürüş deneyimi sunar (Aly, ve Salem, 2013).

3.2. Süspansiyon Sistemine Etki Eden Kuvvetler

Hareket halinde olan bir araca yoldan veya havadan birden fazla kuvvet etki etmektedir. Bu kuvvetler aşağıda gösterilmiş olan Şekil 3.1’de görüldüğü üzere araçta bazı salınımlara neden olmaktadır.



Şekil 3.1. – Hareket halindeki araca etki eden kuvvetler

Araçlara etki eden kuvvetleri kısaca tanımlayacak olursak;

Sallantı: Taşıtların ağırlık merkezlerine göre ön – arka ve aşağı - yukarı hareket etmesine sallantı denmektedir. Özellikle sallantı aracın pürüzlü ve kasisli olması ayrıca yolun çukurlu veya stabilize yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelmektedir.

Yan Yatma: Araç bozuk bir yolda manevra yaptığı veya seyir halinde olduğu zaman aracın karşılıklı olan yayların bir tarafındaki kısalırken diğer tarafı uzama hareketi yapmaktadır. Bu hareketler sonucunda taşıtın gövdesi bir tarafta bir diğer tarafa yanal hareket yapmaktadır.

Zıplama: Taşıtın yukarı - aşağı hareketine zıplama denmektedir. Aracın bozuk olan yolda yüksek hızlarda hareket ettiği zaman meydana gelmektedir. Yayların cinsi aracın zıplamasına etki etmektedir.

Gezme: Taşıtların ağırlık merkezlerine bağlı olarak eksenal merkezden sağa veya sola hareket etmesine gezme denmektedir.

Düşey Salınım: Tekerleklerin yukarı ve aşağı zıplamasına düşey salınım denmektedir. Genel olarak kasisli yollarda, orta veya yüksek hızlara çıkan araçlarda meydana gelmektedir.

Eksenal Salınım: Sağ ve sol tarafta olan tekerleklerin birbirine uygulamış olduğu zıt yönde uyguladığı kuvvettir. Bu kuvvet aşağı ve yukarı hareket yapmaktadır.

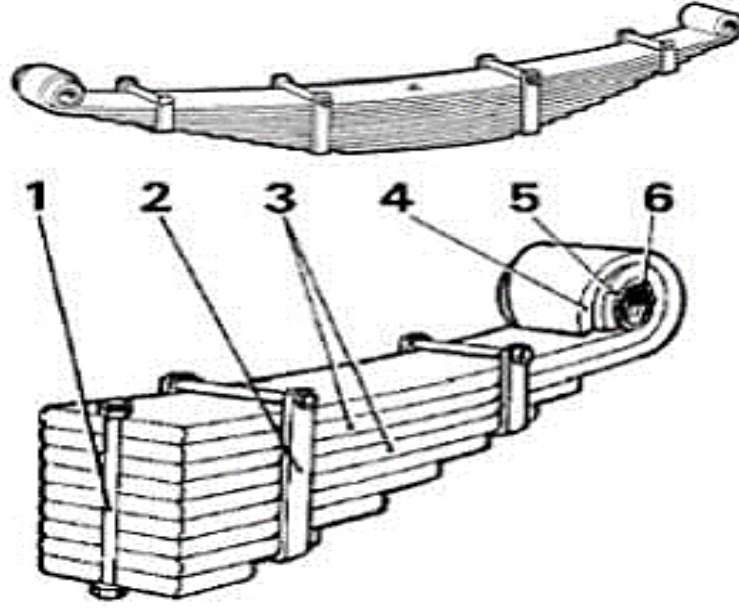
Dairesel Salınım: Hareket halindeki aracın torkuna bağlı olarak yaprak yayların aksın ekseni içerisinde kendine dönmeye çalışmasına dairesel salınım denmektedir. Bahsetmiş olduğumuz bu dairesel salınım hareketi sürüş kalitesini olumsuz etkilemektedir (MEB 2013).

3.3. Yaprak Yaylar

Yaprak yaylar halk arasında bilinen adı makaslar, motorlu taşıtların arka süspansiyon donanımlarında kullanılan bir materyaldir. Günümüzde otomobillerde çok kullanılmamaktadır. Günümüzde daha çok iş makinelerinde sıklıkla kullanılmaktadır (Polat, 2012).

Yaprak yaylar, tekerlek ve araç sistemleri arasında bağlantıdan sorumlu olan bir elemandır. Aynı zamanda yolda oluşan bozukluklara karşı titreşimleri sönmülemekle görevli olan bir sistemdir. Diğer bir deyişle yaprak yaylar sürüş konforunu korumaya yardımcı olmaktadır (Tokgönül ve ark., 2018).

Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılmaktadır. İnce yaprağın uzundan kısaya doğru üst üste gelmesiyle oluşmaktadır ve bunda da büküm adı verilmektedir. Bu bağlamanın amacı yaprak yayların esnemesi durumunda kırılmaması, eğilmeğe zorlanmasıdır. Yaprak Yayların parçaları Şekil-3.2 de gösterilmiştir.

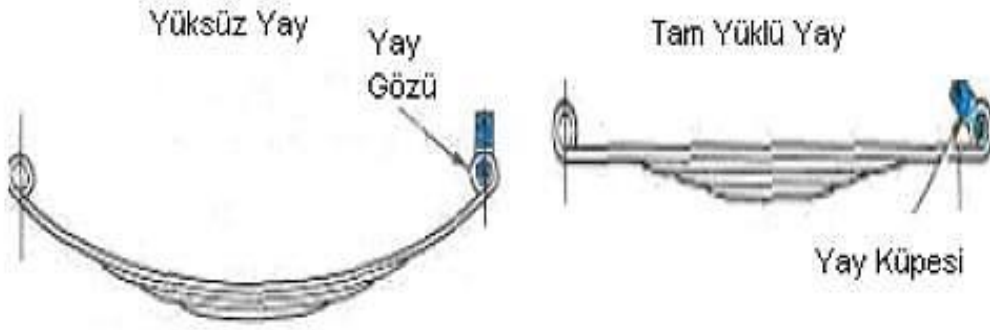


Şekil 3.2. – Yaprak yay bağlantı elemanları

Yaprak Yay parça listesi aşağıda liste halinde mevcuttur;

- 1- Merkez Cıvata
- 2- Kelepçe
- 3- Yaprak Yay ya da Büküm
- 4- Bağlantı Küpesi
- 5- Yay Gözü
- 6- Lastik Burç

Yaprak Yaylar bir diğer adıyla makaslar, merkez cıvata tarafından birbirine bağlanır. Merkezden uçlara doğru kaymayı engelleyen kelepçeler yardımıyla yapraklar yani bir diğer adı bükümler birbirine tutturulur. Kelepçenin görevi yaprakların yani bükümlerin düzgün bir hizada tutmaya çalışmaktadır. Bunun dışında kelepçelerin görevi yaprak yayların yaylanma hareketi esnasından yaprakların yani bükümlerin birbirinden ayrılmasını engellemektedir. Bazı yaprak yayların yani makasların içine pul konularak eğilme esnasında üst üste olan bükümlerin kayma imkânı sağlanmaktadır. Bunun sebebi ise yaprak yayların kırılmasını önlemektedir. Ayrıca yaprak yayların sayısı arttıkça yük miktarı da artmaktadır. Şekil – 3.3’de yaprak yayın yüksüz ve tam yüklü halleri gösterilmiştir.



Şekil 3.3. – Yaprak yayın yüksüz ve yüklü duruşu

Yaprak yayların yani makasların en uzun yayın uçlarına kıvrımlı bir şekilde yay gözü oluşturulmuştur. Yay gözünden yay askısına kadar olan kısım bir cıvata yardımıyla asılmıştır ardından cıvata ve askıdaki yuvanın arasına kauçuk burçlar monte edilmiştir. Bu işlem sayesinde metallerin birbirlerine olan teması engellenmiş olur. Kauçuk burçların bir özelliği daha vardır. Bu özellik, kauçuk burçlar titreşimleri üzerlerine çeker yani titreşimleri üzerine alır ardından yapısı gereği kendi yapılarında üzerlerine almış olduğu titreşimleri sönümlerle yani titreşimleri yok ederler. Kauçuk burçlar titreşimleri yok ettiklerinden dolayı şasiye titreşimi iletmesine engel olmaktadır. Bunun dışında kauçuk burçlar yay eğilme çalışırken yay gözünün ileri geri bükülmesine müsaade etmektedir (Polat,2012).

Yaprak yaylar (makaslar) kullanım alanlarına göre aşağıda sıralanan özellikleriyle bilinmektedir bahsi geçen özellikler aşağıda maddeler halinde sunulmuştur;

- Yaprak yaylar sabittir. Uygun pozisyonda aksın içerisine aldıklarından bağlantı parçalarına gerek yoktur. Fakat büyüklüğü nedeniyle çok yer kaplamaktadır.
- Ağır hizmet kullanımı yani iş makineleri için oldukça dayanıklıdır, fakat üretimi zordur.
- Yaprak iç sürtünmeleri nedeniyle yol yüzeyinden meydana gelen küçük titreşimleri sönümlenmeleri zordur.
- Sürüş konforu diğer süspansiyon sistemler ile karşılaştığımızda iyi değildir. Bu sebeple yaprak yaylar büyük ticari araçlarda kullanılmaktadır.
- Kalkış ve duruş sarsıntılarını kolay bir şekilde sönümlenmektedir.
- Yaprakların sürtünmesinden dolayı düzenli bakım gerektirmektedir (MEB, 2013).

Yaprak yaylar bir diğer adıyla makaslar kendi içlerine iki (2) gruba ayrılmaktadır. Bunlar Konvansiyonel yaprak yaylar, parabolik yaprak yaylar.

Konvansiyonel yaprak yaylar: Yaprak yaylara sahip olan en eski süspansiyon sistemlerinden biridir. Yaprak yay çeliklerinin yani her bir bükümü oluşturan çelikler farklı boylarda kesilmesi ve üst üste konarak bir cıvata yardımıyla monte edilmesinden oluşmaktadır. Ana kattan diğer katlara doğru gidildikçe bükümlerde yani her bir yaprak yayların boyları kısalmaktadır. Bu tarz yaylarda taşıma kapasitesi ile büküm sayısı doğru orantılıdır. Diğer bir değişle yaprak yayın taşıma kapasite arttıkça yaprak yaylardaki büküm sayısı da artış meydana gelmektedir. Konvansiyonel yaprak yaylar Şekil – 3.4 ‘de gösterilmektedir.



Şekil 3.4. – Konvansiyonel yaprak yay (çok katlı yaprak yay)

Parabolik yaprak yaylar: Bu tip yaylar kesitleri parabolik olan yaylardır. Parabolik haddeleme işlemine tabii tutulmuşlardır ve yay katlarının bağlantı elemanları ile bir araya getirilerek oluşturulmuştur. Esnek yük şartlarında kullanıcıya büyük bir konfor sağlamaktadır. Konvansiyonel yaylara kıyaslırsak daha düşük ağırlığa sahiptirler bu durumda büyük bir avantaj elde etmiş olur bunun nedeni daha az katla daha çalışma kapasitesine sahiptirler.

Parabolik yaprak yaylar diğer çoklu yaprak yaylarla kıyasladığımız zaman ağırlıklarının ciddi oranda azalması, sürüş konforunun artması ve üretim maliyetlerinde önemli bir ölçüde düşüş sağlanmasına olanak sağlamaktadır. Parabolik yaprak yay yüksek ağırlıklarda iyi derecede darbe sönümlene özelliğine sahiptir. Bu tarz yay tipleri, normal baskı yayla kurulmuş olan tiplere göre, sıklıkla ağır yük taşıyan araçlarda tercih edilebilme sebebi

olmuştur. Yaprak yayların bu şekilde kullanımı aracın ağırlık merkezini yere yaklaştırmaktadır ve ayrıca araç dinamiğini olumlu bir şekilde etkilemektedir. Parabolik yaprak yayların hafifleyen yay yapısı olduğundan dolayı yürüyen aksamın ömrünü uzatmaktadır ayrıca bu tarz yaprak yay hafifleyen araç dengesini parabolik yayların ağırlık değeri taşıma kapasitesine ilave edilmektedir (parabolik yay). Parabolik yaprak yayı şekil – 3.5’da gösterilmektedir.



Şekil 3.5. – Parabolik yaprak yay (tek katlı yaprak yay)

Parabolik yaprak yayın belirgin avantajları vardır. Bunlar aşağıda maddeler halinde listelenmiştir (Parabolik yay).

- Parabolik yaprak yaylar araçlarda klasik yayların yerini almaktadır ve yeni tasarım ağırlığı ciddi bir miktarda azaltmaktadır. Bu durumun yanı sıra üretim maliyetlerinde de büyük düşüşler sağlamakla birlikte parabolik yaprak yayların konvansiyonel yaylara göre daha iyi yay karakteristik özelliği sergilemektedir.
- Konvansiyonel yaprak yaylara göre yüzde otuzlara (%30) varan ağırlık düşüşüne sahiptirler. Ancak taşıma kapasitelerini kıyaslayacak olursak ağırlık düşüşüne rağmen taşıma kapasitesinde bir azalma olmamaktadır.
- Parabolik yaylar diğer yaylara göre ömürleri iki ila beş (2 – 5) kata kadar ömür artışı olmaktadır.
- Parabolik yaylar titreşim sönümlenme yani titreşim emme özelliği sayesinde şanzıman ve süspansiyon sistem parçalarının ömrünü arttırır ayrıca titreşim sönümlenme özelliği sayesinde sürüş konforunu olabildiğince arttırmaya yarar.
- Yakıt tasarrufunu arttırır.
- Lastik ömrünü arttırmaya yarar (Polat,2012).

3.4. Yorulma

Birçok sistem elemanları akma sınırının altında gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Fakat akma sınırının altında olan etkilere rağmen zamanla parçalarda kırılmalar veya çatlamlar meydana gelebilmektedir bundan dolayı malzemedeki kullanılmayacak hale gelecek şekilde hasarlar meydana gelebilmektedir. Uygulanan gerilmeler eğer malzemenin akma sınırının altındaysa uzun ömürlü yorulma fakat akma sınırının üstünde bir gerilme olursa kısa ömürlü yorulma olarak adlandırılmaktadır (Kılıç, 2006).

3.5. Malzemelerde Yorulma

Yorulma bir malzemenin devirli olarak devamlı yüklemeye maruz kalmasından dolayı oluşan ilerlemeli ve yapısal hasara uğrama olayına yorulma olarak adlandırılmaktadır. Yükler belirli bir düzeyin üzerinde ise ilerleyen zamanda malzemenin üzerinde mikroskobik çatlaklar oluşturur. Bu çatlaklarda zaman içerisinde büyüyen malzemenin yapısında çatlak meydana getirmektedir. Malzemenin şekli yorulma ve yorulma süresini doğrudan etkilemektedir. Örnek olarak malzeme kare ya da keskin bir köşesi varsa o malzemenin yorulma süresi daha düşük olmaktadır amma velakin malzeme yuvarlak geçişlere sahip ise malzemenin yorulma süresi yani yorulma ömrü daha uzun olmaktadır.

Malzemelerde yüzeyin pürüzlülüğü de önemlidir bunun nedeni malzemenin yüzeyi ne kadar düzgünse yorulma dayanımı da o kadar artmaktadır. Örnek olarak yüzeyi düzgünleştirilmiş bir malzemenin yorulma dayanımı torna gibi cihazlarda kabaca işlenmiş cihazlara oranla %40 lara varan oranla daha yüksek olmaktadır.

Malzemenin pürüzlülüğü dışında malzemenin sertliği de önemlidir çünkü malzeme ne kadar sert ise malzemenin çatlama karşı direnci artar ayrıca yorulma dayanımını arttırmaktadır. Sertlik olayında örnek verecek olursak çeliklerde sementasyon, nitrürasyon ve benzeri yüzey sertleştirme işlemleri yapıldığında yorulma dayanımını arttırmaktadır. Çeliklerdeki bu yüzey sertleştirme olayı yorulma dayanımı anlamında oldukça fayda sağlamaktadır.

Malzemelerin birçoğu statik çekme dayanımı arttıkça malzemelerin yorulma dayanımı sınırı da yüksek olmaktadır. Bir diğer değişle statik çekme kuvveti ile yorulma dayanımı doğru orantılıdır.

Karbon hariç alaşım elementlerinin çeliklerin yorulma dayanımının artması aynı zamanda çeliklerin iç yapısını da değiştirmelerine bağlıdır. Çeliklerde uygun prosedürlerden geçtiğinde statik çekme dayanımı da artmaktadır. Bu prosedürler uygun su verme ve

menevişleme işlemlerinden oluşmaktadır. Isıl işlem uygulanmış alaşımli çelik malzemelerin en önemli rolü su alma derinliğini arttırarak, sertliği yüzeyden daha derin kısımlara kadar artmasına yardımcı olmaktadır ve bundan dolayı yorulma dayanımı artmaktadır. Sünek malzemelere diğer bir değişle esnek malzemelere uygulanan mekanik işlemlerin yorulma dayanımına katkısı vardır. Soğuk işlemlerde sertliği ve yüzey düzgünlüğü arttırılan malzemenin yorulma dayanımı sıcak işlem görmüş malzemelere kıyasla daha yüksektir.

Malzemelerin yapısındaki tane boyutunun yorulma dayanımı ihmal edilebilecek bir durumdadır yani göz ardı edilebilmektedir. Malzeme yapısında olan inklüzyon ve segregasyonlar yorulma dayanımını ve yorulma ömrünü azaltıcı bir etkisine sahip olmaktadır. Bu duruma örnek verecek olursak vakum altında ergitilip (ergitip, metal malzemenin ergime sıcaklığından daha sıcak bir şekilde ısıtarak katı halden sıvı hale getirme işlemi olarak adlandırılmaktadır.) dökülen çelikler inklüzyonlarından artırılmış olduğundan yorulma dayanımları da yüksektir (Başuslu, 1999).

3.6. Malzemelerde Yorulma Dayanımı

Yorulma dayanımı, düzgün veya çentikli malzemeler gerilmeler (belirli ortalama gerilme) için parçanın kırılmadan ve belirli şekil değişikliğini aşmadan sonsuz çevirim sayısından taşıyabileceği gerilme genliği anlaşılır. Malzemenin göz ardı edilebilen şekil değiştirmenin miktarı yorulma deneyine, malzemenin cinsine, yapısına veya yorulma deneyin yapıldığı ortama bağlı olmaktadır.

Bir malzeme sonsuz döngüdeki yük tekrarını malzemeyi kırmadan ve aşırı şekil değişimine neden olmadan dayanabilen malzemeler yorulmaya karşı dayanıklı malzemelerdir. Yorulma dayanımı, malzemenin taşıyabileceği en büyük anma gerilmesi olarak adlandırılmaktadır. Yorulma dayanımını etki eden faktörler aşağıda maddeler halinde verilmiştir. Bunlar;

- Malzeme özelliği
- Malzemenin büyüklüğü
- Malzemenin biçimi
- Malzemenin üretim şekli

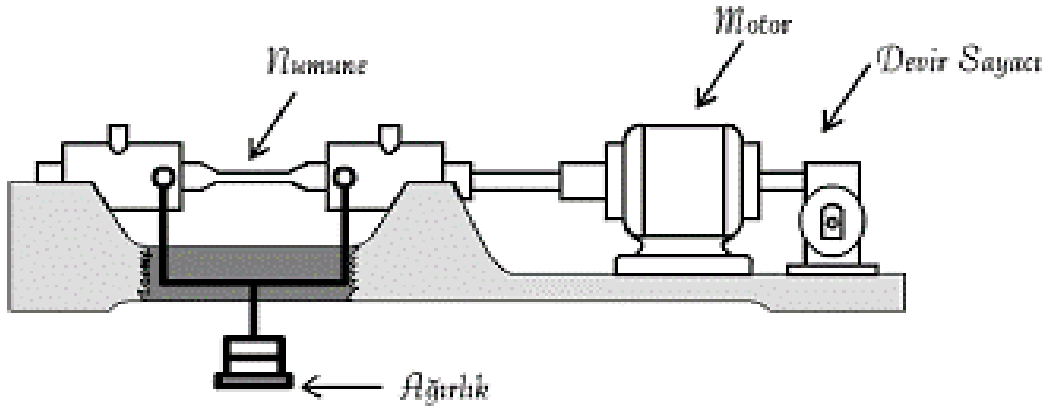
Yorulma dayanımı yukarıdaki maddelere bağlı olduğundan dolayı anma gerilmesi ile yorulma dayanımı belirli bir biçim ve yüzey kalitesindeki parçanın konstrüktif dayanımı adıyla da tanımlanabilmektedir (Tauscher,1983).

3.7. Yorulma Deneyi

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte yorulma cihazları da teknolojiye adapte olabilmıştır. Günümüzde yorulma cihazlar malzemeleri çekme, çekme – basma, çevresel eğme, ileri – geri eğme, burma gibi zorlamayı başarabilmişlerdir. Bu makinaların çalışma frekansları farklılık gösterirler.

3.7.1. Döner Mil Deney Cihazı

Malzemeleri yorulma cihazlarında test edilirken basit bir numune şeklinde test edilmektedir. Özellikle döner mil deney cihazıyla test edilecekse küçük bir numune iş görmektedir. Döner mil deney cihazında dönerken birbiri arkasına, eşit genlikte çekme ve basma gerilmelere maruz kalmasını sağlamaktadır. Test esnasında numunede ortalama gerilme etrafında titreşen ve değişen eğme gerilmeleri meydana gelmektedir. Bu test için gerekli parametrelere girip numune kırılana kadar aynı döngüyü uygulamaktadır.



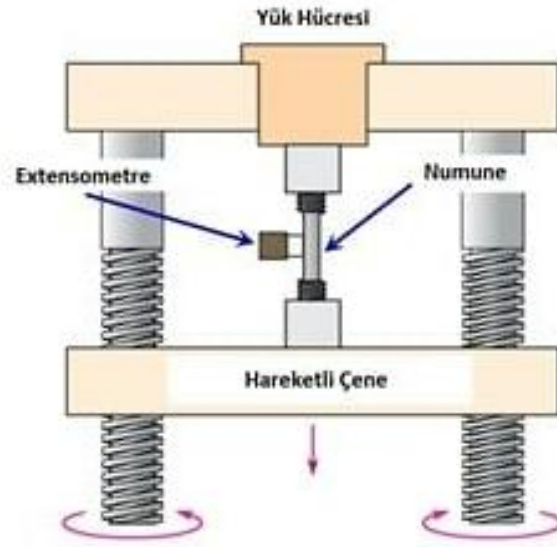
Şekil 3.6. – Döner mil deney cihazı

Döner mil deney cihazında uçlarını rijit olarak yerleştirilmiş olduğu numune sadece eğilme etkisine maruz kalmaktadır. Numune dönerken üst kısım basıya alt kısım ise çekiye çalışmaktadır. Cihaza takılı olan numuneyi mil olarak düşünürsek her iki noktada da sinüzoidal değişen bir gerilme doğmaktadır. Bu yüklemeler statik olduğundan dolayı sabit bir yüklemeye yapılmasına mümkün kılmaktadır ve ortalama gerilme sıfır olmaktadır (Gök ve Aslaner, 2021).

3.7.2. Eksenel Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Eksenel gerilmeli yorulma deney cihazı yorulma test cihazları arasında olan en basitte yakın cihazdır. Bu test cihazı numunenin uzunluğu boyunca çekme ve basma gerilmelerine

maruz bırakılmaktadır. Test cihazının uyguladığı gerilme numune boyunca dağılmaktadır (Başuslu,1999).



Şekil 3.7. – Aksenal çekme / basma test cihazı

Eksenal gerilmeli yorulma test cihazının amacını daha ayrıntılı bir şekilde anlatacak olursak, malzemelerin statik yük altındaki elastik ve plastik deformasyonunu görebilmek için yapılmaktadır. Numunenin elastik ve plastik davranışlarını görebilmek için numuneyi standartlara uygun bir şekilde kesilmesi (daire veya dikdörtgen kesit haline getirilmiş parçalar) gerekmektedir. Bu kesilen numuneler daha sonra test cihazına girip test edilmelidir. Bu cihaz aşağı ve yukarı hareket edebilen bir cihazdır. Deney parçasının bağlandığı iki çene ve standartlara göre kesilen numunelere hareket veya kuvvet verebilen ayrıca bu iki olayı da (hareket ve kuvvet) ölçebilen ünitelerden oluşmaktadır (Uludağ Üniversitesi,2018).

3.7.3. Burma Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Burma gerilmeli yorulma deneyi sabit bir eksene göre tekrarlanan burma bir diğer adı dönme işlemi uygulanmaktadır. Burma gerilmeli deney daha çok araçların süspansiyon yaylarında veya çekme – basma kuvvetine maruz kalmış olan tüm helisel yaylarda burma gerilmeli yorulma deneyi yapılmaktadır (Başuslu,1999).

3.7.4. Birleşik Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Birleşik gerilmeli yorulma deney cihazı, en az iki tane yorulma cihazının bir araya gelmesiyle oluşan cihazlara birleşik gerilmeli yorulma cihazı olarak adlandırılmaktadır. Birleşik gerilmeli yorulma deney cihazının günümüzde en çok rastladığımız modeli eğme – burulma

gerilmelerinin bir arada bulunduğu durum ile eksenel – burma gerilmelerinin olduğu cihazlardır (Başuslu,1999).

3.7.5. Yorulma Deney Terimleri

- **Çevrim:** Gerilme – zaman eğrisinin döngü olarak tekrarlayan en küçük parçasına denilmektedir.
- **Maksimum Gerilme:** Maksimum gerilme “ σ_{max} ” şeklinde gösterilmektedir. Ayrıca gerilme periyodundaki en büyük gerilme olarak adlandırılmaktadır.
- **Minimum Gerilme:** Minimum gerilme “ σ_{min} ” şeklinde gösterilmektedir. Ayrıca gerilme periyodundaki en küçük gerilme olarak adlandırılmaktadır.
- **Ortalama Gerilme:** Ortalama gerilme “ σ_m ” şeklinde gösterilmektedir. Ortalama gerilme, en büyük ve en küçük gerilmenin toplamlarının yarısında denktir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.1)$$

- **Gerilme Genliği:** Gerilme genliği “ σ_g ” şeklinde gösterilmektedir. Gerilme genliği, en büyük ve en küçük gerilmelerin farkının yarısına denktir.

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.2)$$

- **Çevrim sayısı:** Çevrim sayısı “n” şeklinde gösterilmektedir. Deney esnasında herhangi bir durumda uygulanan döngü sayısı olarak adlandırılmaktadır.
- **Dayanma ve yorulma periyot sayısı:** “N” şeklinde gösterilmektedir. Dayanma ve yorulma periyot sayısı, numunenin kopma esnasındaki döngü sayısıdır. Genel olarak ondalıklı kesir ya da katları olarak gösterilmektedir.
- **N periyodundaki yorulma dayanımı:** “ σ_n ” şeklinde gösterilmektedir. Gerilme koşullarında deneyde kullanılan malzemenin N periyodu süresince dayanabileceği gerilme değerine denilmektedir.
- **Yorulma sınırı:** σ_d sembolünde gösterilmektedir. Yorulma sınırı, belirlenen gerilme koşullarındaki malzemenin sonsuz sayıdaki gerilme periyotlarına dayanabileceği en büyük gerilmeye denilmektedir.

- Yorulma sınırındaki gerilme genliği: σ_A sembolünde gösterilmektedir. Belirlenen ortalama gerilme değerini “ σ_m ” olarak kabul ettiğimizden dolayı. Yorulma sınırını yani “ σ_D ” 4.3 gösterilmiş olan denklemden bulmamız mümkün kılmaktadır.

$$\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_A \quad (3.3)$$

- Periyot oranı: “n/N” olarak gösterilmektedir. Kopma gerilmesinin oranına denilmektedir.
- Yorulma dayanımı azaltma faktörü: “Kf” olarak gösterilmektedir. Deneyde kullanılan malzemelerin yorulma sınırının, gerilme konsantrasyonlu deney malzemelerinin yorulma sınırı oranına denilmektedir.
- Gerilme oranı: “R” olarak gösterilmektedir. En küçük ile en büyük gerilmenin oranıdır.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.4)$$

- Gerilme oranı: “A” olarak gösterilmektedir. Bu oran gerilme genliği ile ortalama gerilme oranını belirtmektedir. (Alsaran, 1997)

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (3.5)$$

3.8. S-N Eğrisi

S-N eğrisi, bozulma çevirim sayısına (N) karşılık gelen S gerilmesi işaretlenerek yapılmaktadır. N değeri her zaman Logaritma ölçeğinde kullanılmaktadır. İşaretlenen gerilme değerleri σ_m , σ_{max} ya da σ_{min} değerleri olabilmektedir. Gerilme değerleri he zaman olmasa da genellikle normal değerlerdir örnek verecek olursak gerilme konsantrasyonu ayarlama yapılmamaktadır. S-N eğrisindeki ilişkiler, “ σ_m ”, “A” veya “R” olan değerler özel bir değer olarak tanımlanmaktadır.

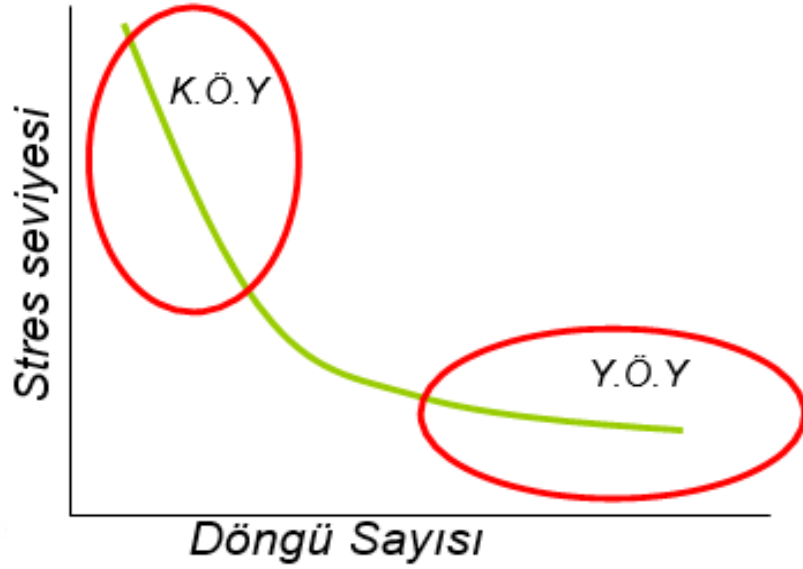
Yüksek çevirim bölgesinde S – N eğrisi değerlerini Basquin eşitliği ile tanımlanması mümkündür. Aşağıda 4.6 denklemden Basquin eşitliği gösterilmektedir.

$$N\sigma_a^p = c \quad (3.6)$$

Denklem değerleri:

- Gerilme değeri: “ σ_a ”

- Ampirik sabit sayı (deneysel sabit sayı): “p” ve c



Şekil 3.8. – Yorulma grafiği

Yukarıda şekil 4.3 ‘te gösterilen grafik gerilme genliği (stres seviyesi) ile yük değişiminin (döngü sayısı) grafiğini vermektedir.

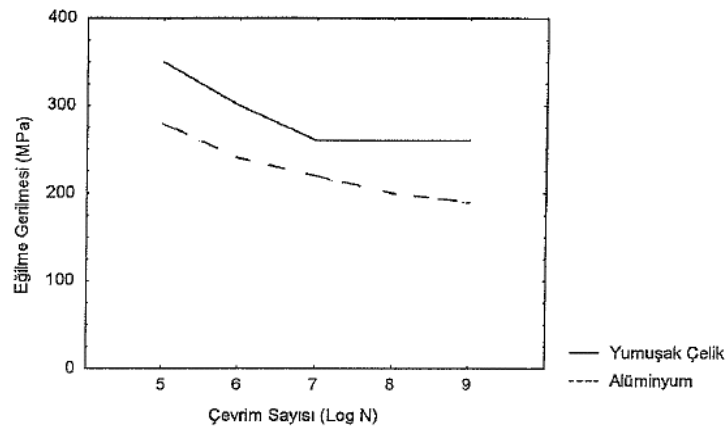
- “KÖY” kısa ömürlü yorulma olarak adlandırılmaktadır.
- “YÖY” yüksek ömürlü yorulma olarak adlandırılmaktadır.

Eğer S – N eğrisini test cihazlarında belirlemek istersek genel yöntem olarak ilk numunenin yüksek gerilime kırılma olana kadar deneye devam edilmesi gerekmektedir. Deneyde tespit edilen gerilme değeri en az 10^7 çevrime kadar bir veya birden fazla deney malzemesi için kırılma meydana gelmeyecek bir şekilde her bir deney malzemesi için azaltılarak devam edilmelidir. Bu yorulma deneylerinde genel olarak 10^8 veya $5 \cdot 10^8$ çevrime dayanıklı yorulma sınırı göstermeyen deney malzemeleri düşük bir gerilme değeriyle sınırlandırılmalıdır. S – N eğrileri genellikle 10 ya da daha fazla deney malzemeleri ile tanımlanmaktadır. Ortalama gerilmenin sabit tutulması şart koşularak her bir deney malzemesine farklı gerilmeler uygulanmalıdır. Gerilme uyguladığımız bu deney malzelerinin herbiri kırılma meydana gelene kadar geçen çevrim sayısını tespit edilmesi gerekmektedir.

Kırılma meydana gelmeden belirlenen en yüksek gerilme değeri yorulma sınırı adı verilmektedir bir diğer deyişle bizim yorulma sınırı değerimiz kırılma meydana gelmeden belirlediğimiz en yüksek gerilmedir. Yorulma dayanımı bir den fazla faktör etkilemektedir bu nedenden dolayı Wöhler diyagramı çizileceği zaman deneylerin aynı parametrelerle içirisinden dolayı birden fazla olacak şekilde test yapılmalıdır. Çünkü birkaç defa test yapılması bize

doğru parametrelili daha net bir Şekilde vermesini sađlamıŐ olur. Wöhler eğrisini dağılma bandın da ortalama eğrisi olarak veya yorulma dayanımını belirli bir yüzdelik değerle ile belirlemek gerekmektedir bunu işlemi yapmak için ise deneyden çıkan sonuçları istatistiksel olarak değerlendirme yapılması gerekmektedir. Ayrıyeten hasar çizgisinin belirlenebilmesi için yapılacak olan veya yapılmış olan testlerin sayısını daha fazla olacak Şekilde arttırılmıŐ olması gerekir çünkü hasar çizgisinin elimizde daha net bir Şekilde değer olarak tutmamız gerekir.

Yorulma testi yapıldığı zaman deneyin başlama ve bitiŐi aralığında ki zamanda deneyi durdurulduğu esnada deneyde kullanılan malzemeler kendini toparlamak isteyecektir bu olaya toparlanma olayı denilmektedir. Bu nedenden ötürü aralıksız yapılan testlerde ya da deneylerde daha düşük bir yorulma ömrü tespit edilmektedir. Fakat bu olay çentikli numunelerde rastlanmamaktadır bunun sebebi ise malzemenin yapısından dolayı. Yorulma testi cihazının ve yük özelliklerine göre malzemenin yük ve Şekil deđiŐtirme genlikleri kontrol edilmeledir daha sonra ise kontrol edilen bu büyükler gerilme veya birim Şekil deđiŐtirme değerlerine dönüŐtürülmelidir. Wöhler yöntemindeki deneylerde bütün deney numunelerinin ortalama gerilme veya alt gerilme değerleri sabit tutularak her bir deney numuneleri için ayrı ayrı gerilme genliği seçilmelidir. İlk deney akma sınırına yakın olacak bir Şekilde üst gerilmede yapılmalıdır. İlk aşamayı yaptıktan sonra gerilme miktarı azaltılarak kırılma döngüsünü daha uzun bir süreye yayılmasını sağlamamız gerekmektedir. En son aşama ise yapılan bu deneylerin kırılmaların gördüğu çevrim sayılarını bir araya getirerek bir eğri oluşturulmalıdır. AŞağıda gösterilmiş olan Şekil 3.9'da bazı materyallerin S – N grafiği verilmiştir (Alsaran,1997).



Şekil 3.9. - Yumuşak çelik ve alüminyum malzemelerin S – N eğrisi

3.9. Bilgisayar Destekli Analiz

Bilgisayar destekli analiz (Computer-Aided Analysis) bir sistemin veya yapının davranışını, performansını veya özelliklerini incelemek ve değerlendirmek için bilgisayar tabanlı yazılımlar ile hesaplama yöntemlerini kullanma işlemidir. Bu analiz yöntemi, bilgisayar programları ve matematiksel algoritmalar kullanarak kompleks problemleri çözmeye ve sonuçları analiz etmeye yardımcı olur. Bilgisayar destekli analiz, farklı mühendislik disiplinlerinde, bilim dallarında ve endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin, yapısal analiz, akış analizi, termal analiz, elektrik devre analizi gibi farklı alanlarda bilgisayar destekli analiz teknikleri kullanılmaktadır. Bu analiz yöntemi, gerçek dünya problemlerinin karmaşıklığını ele almak ve tasarım sürecini optimize etmek için önemli bir araç sağlar. Bilgisayar destekli analiz, büyük veri setlerini işlemek, karmaşık matematiksel denklemleri çözmek, simülasyonlar yapmak ve sonuçları görselleştirmek gibi işlemleri gerçekleştirerek analiz sürecini hızlandırır ve daha doğru sonuçlar elde etmeyi sağlar. Bu analiz yöntemi, mühendislik tasarımlarının doğruluğunu değerlendirmek, prototip geliştirme maliyetlerini düşürmek, performansı optimize etmek, dayanıklılığı artırmak, riskleri azaltmak ve yenilikçi çözümler bulmak için kullanılır. Sonuç olarak, bilgisayar destekli analiz, bilgisayar tabanlı yazılımlar ve hesaplama yöntemlerini kullanarak sistemlerin davranışını ve performansını değerlendiren bir analiz yöntemidir. Bu yöntem, mühendislik ve bilimsel problemlerin çözümünde önemli bir rol oynar ve daha etkili ve optimize edilmiş tasarımların elde edilmesini sağlar (Soysal,1996).

3.10. Sonlu Elemanlar Analizi

Nümerik analiz yöntemleri bilgisayar ortamında ürünlerin simülasyonlarında kullanılan metot biçimidir. Bu metotlar malzemelerin çalışma koşullarına uygun olarak modellenmeleri yapılmaktadır ayrıca üretecek olan malzemenin simülasyonları yapılmaktadır. Prototip malzeme üretilmeden önce 3D olarak modellenmiş olan ürünlerin bilgisayar ortamında test edilmelerine imkan sağlamaktadır. Analiz türlerine örnek olarak katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı iletimi, difüzyon, elektrik iletimi ve diğer mühendislik alanlarının problemlerinin nümerik olarak çözümünü yapmak mümkündür. Günümüzde gelişen bilgisayar teknolojileri ile artık %95 üstü doğruluk payı ile malzemelerin analizinde çözüm alınabilmektedir. Sonlu Elemanlar Analizi bir diğer adıyla FEA analizini Ansys Workbench 18.1 ile uygulamaları hakkında bilgi verilecektir.

Sonlu Eleman Analizi (FEA), Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) adı verilen sayısal bir teknik kullanılarak malzemelerin fiziksel olarak simülasyonudur. Mühendisler, üretilmiş veya

üretilecek olacak prototiplerin fiziksel olarak deneylerin sayısını azaltmak ve daha iyi ürünler geliştirmek amacıyla yapılmış aynı zamanda daha hızlı ve üretilecek olan malzemeden daha fazla tasarruf elde etmek için bileşenleri tasarım aşamalarında optimize etmek için günümüzde yaygın olarak kullanılır.

Malzemenin yapısal veya akışkan olan davranışlarını, termal taşıma, dalga yayılımı, biyolojik hücrelerin büyümesi, vb. herhangi bir fiziksel olguyu kapsamlı bir şekilde anlamak ve ölçmek için matematiği önemli ölçüde kullanmamız gerekmektedir. Bu işlemlerin çoğu Kısmi Diferansiyel Denklemler (PDE'ler) olarak adlandırılmaktadır. Bu durumu takiben, bir bilgisayarın bahsetmiş olduğumuz Kısmi Diferansiyel Denklemleri çözmesi için, son birkaç yılda sayısal teknikler geliştirilmiştir ve günümüzde öne çıkanlardan biri Sonlu Elemanlar Analizi olarak karşımıza çıkmaktadır.

Prototip malzemeyi başka bir bakış açısıyla analizi tanımlamak gerekir. Bu farklı bakışın adı Sonlu eleman analizi (FEA) olarak adlandırabilmekteyiz. Bir malzemenin gerçek dünya etkileriyle bunlar; kuvvet, titreşim, ısıya, sıvı akışına ve diğer fiziksel etkilere maruz bırakarak malzemenin nasıl tepki vereceğini tahmin etmek için bilgisayar üzerinden kullanılan bir analiz yöntemidir. Sonlu eleman analizi, herhangi bir malzemenin ne zaman kırılacağını ne zaman yıpranmayacağını veya üretim amacına uygun çalışıp çalışmayacağını bize gösterir. Bu durumda analiz adı verilmektedir. Analiz, malzemenin geliştirme aşamasında malzemenin nasıl bir tepki ve sonu vereceğini görmemiz için kullanılmaktadır.

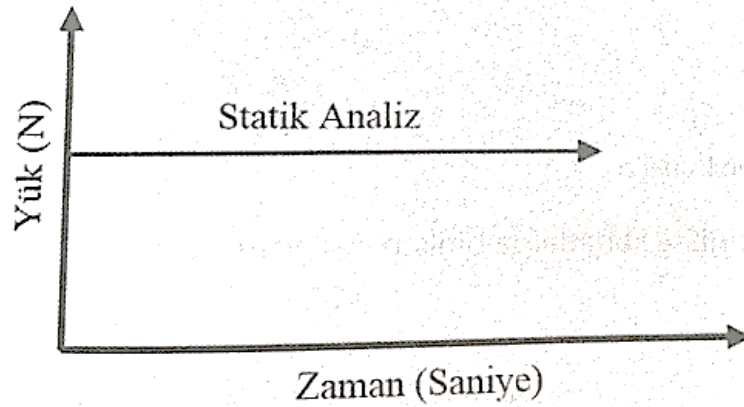
Sonlu Elemanlar Analizi (FEA), bilgisayar ortamında çizilmiş prototip malzemeyi küçük küpler gibi çok sayıda (binlerce ila yüz binlerce) sonlu öğeye bölerek çalışmaktadır bu olaya mesh olarak adlandırmaktadır. Bu olay matematiksel denklemleri her bir elementin (her bir küp olarak ta varsayabiliriz) davranışını gözlemlemeye yardımcı olmaktadır (Thompson ve Thompson, 2017).

3.11. Statik Analiz

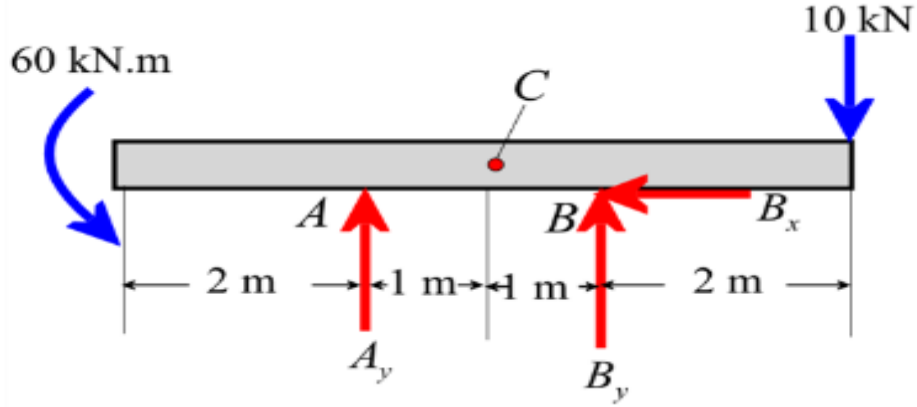
Bilgisayar destekli analiz, mühendislik ve bilim alanlarında kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem, bilgisayar programları ve simülasyon araçları kullanılarak gerçek dünya problemlerinin analiz edilmesini sağlar. Statik analiz ise bu yöntemlerden biridir.

Statik analiz, bir sistemin veya yapısal bir elemanın belirli bir yük altında nasıl davranacağını tahmin etmek için kullanılır. Bu analiz yöntemi, sistemdeki kuvvetlerin ve deformasyonların dengelenmesini ve hesaplanmasını içerir. Statik analiz genellikle yapısal mühendislik, makine mühendisliği, malzeme bilimi ve diğer benzer disiplinlerde kullanılır.

Bilgisayar destekli statik analiz, bu analiz yöntemini uygulamak için bilgisayar programlarının kullanılmasını içerir. Bu programlar, karmaşık matematiksel denklemleri çözmek, karmaşık yapıları modellemek ve analiz etmek için kullanılır. Analiz için gerekli olan yükler, malzeme özellikleri ve geometri gibi veriler bu programlara girilir ve sonuçlar elde edilir. Bilgisayar destekli statik analiz, gerçek dünya problemlerinin daha hızlı ve etkili bir şekilde analiz edilmesini sağlar. Ayrıca, farklı senaryoların ve parametrelerin kolayca değiştirilebilmesi, tasarımların optimize edilmesini ve güçlendirilmesini sağlar. Bu yöntem, karmaşık yapıların, makinelerin ve sistemlerin davranışını anlamak ve optimize etmek için güçlü bir araç sağlar. Uygulanan yükün ve sınır şartlarının zamana bağlı olarak sabit kaldığı ve değişmediği durumlarda gerçekleştirilen analiz olarak adlandırılmaktadır. Statik Analiz, üretilen veya üretilecek olan malzemelerin statik yük altındaki davranışlarını ve oluşan veya oluşabilecek olan gerilmeleri bununla birlikte deformasyonları gözlemlememize yardımcı olmaktadır. Başka bir şekilde anlatacak olursak, statik demek durağan anlamına gelmektedir. Fizik biliminin statik dengede duran sistemlerle ilgilenen bilim dalı olarak adlandırılmaktadır. Birbirlerine göre izafi hareket yapmayan sistem elamanlarına dengede olarak adlandırırız. Statik analiz Newton'un birinci ve ikinci yasaları kullanılarak analiz methodu yapılmaktadır. Analitik ve nümerik yöntemlerin yardımıyla analiz yapılabilmektedir (Thompson ve Thompson ,2017).



Şekil 3.10. – Statik analiz örnek grafik



Şekil 3.11. – Statik analiz örneği

3.12. Yorulma Analizi

Bilgisayar destekli analizde yorulma analizi, bilgisayar programları ve simülasyon araçları kullanılarak yapılan bir analiz yöntemidir. Yorulma analizi, bir malzemenin veya yapısal bir elemanın tekrarlayan yükler altında zamanla nasıl yorulduğunu değerlendirmek için kullanılır. Bu analiz yöntemi, mühendislik disiplinlerinde genellikle dayanıklılık ve ömür tahmini için önemli bir araçtır. Bilgisayar destekli yorulma analizi genellikle aşağıdaki adımları içerir:

Modelin Hazırlanması: Yorulma analizi yapmak için, analiz edilecek parçanın veya yapının 3D modeli oluşturulur. Bu model, CAD yazılımı veya diğer modelleme araçları kullanılarak oluşturulabilir. Parçanın geometrisi, malzeme özellikleri, yükler ve sınır koşulları doğru bir şekilde tanımlanmalıdır.

Yüklerin Tanımlanması: Yorulma analizi için, parçaya etki eden yüklerin doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bu yükler, gerçek kullanım koşullarına veya belirlenen test senaryolarına dayanabilir. Yükler, statik yükler, dönme, titreşim veya bunların kombinasyonları gibi çeşitli şekillerde etki edebilir.

Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması: Yorulma analizi için kullanılan malzemenin mekanik özellikleri tanımlanmalıdır. Bu özellikler arasında gerilme-gerinme davranışı, elastisite modülü, yorulma dayanımı ve yorulma özellikleri yer alır. Bu bilgiler, malzeme testleri veya literatürdeki malzeme özellikleri tablolarından elde edilebilir.

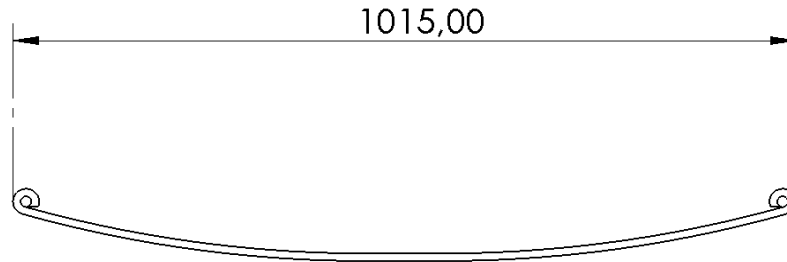
Yorulma Analizinin Yapılması: Yorulma analizi, belirlenen yükler altında malzemenin veya yapının yorulma davranışını değerlendirmek için bilgisayar programları ve simülasyon araçları kullanılarak yapılır. Analiz sonucunda, gerilme-aralığı analizi, toplam ömür tahmini veya hasar birikimi analizi gibi çeşitli yöntemler kullanılabilir.

Sonuçların Değerlendirilmesi: Yorulma analizi sonuçları, parçanın veya yapının yorulma davranışını değerlendirmek için kullanılır. Bu sonuçlar, yorulma ömürlerini, kritik bölgeleri, hasar birikimini veya güvenlik faktörlerini içerebilir. Analiz sonuçlarına dayanarak, tasarım iyileştirmeleri yapılabilir veya yorulma ömrü tahminleri elde edilebilir.

Bilgisayar destekli yorulma analizi, parçaların veya yapıların yorulma dayanıklılığını değerlendirmek ve optimize etmek için güçlü bir araç sağlar. Ancak, bu analiz yöntemi karmaşık olabilir ve uygun bir şekilde kullanılması deneyim ve bilgi gerektirebilir. Bu nedenle, özel yazılım araçlarının talimatlarına ve mühendislik ilkelerine uygun olarak hareket etmek önemlidir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

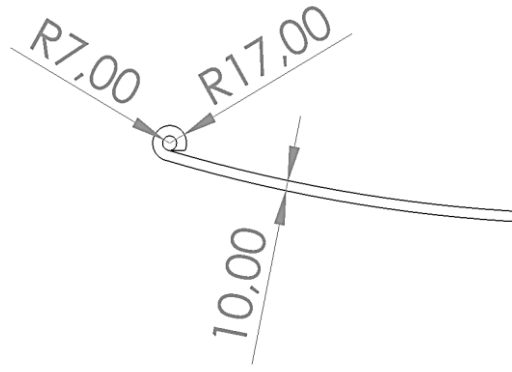
Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılmaktadır. İnce yaprağın uzundan kısaya doğru üst üste gelmesiyle oluşmaktadır. Yaprak yayların tasarlanırken esnemesi durumunda kırılmaması, eğilmeğe zorlanması amaçlanmaktadır. Tasarlanmış olan yaprak yayların teknik çizimleri SolidWorks 2018 programı tarafından çizilmiştir. Tasarlanan bu yaprak yay günümüzden kullanılan yaprak yay çeşitlerinden sadece bir tanesidir. Tasarlanmış olan yaprak yay bire bir gerçeği ile aynıdır. Aşağıdaki şekil 4.1, şekil 4.2, şekil 4.3 ve şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil

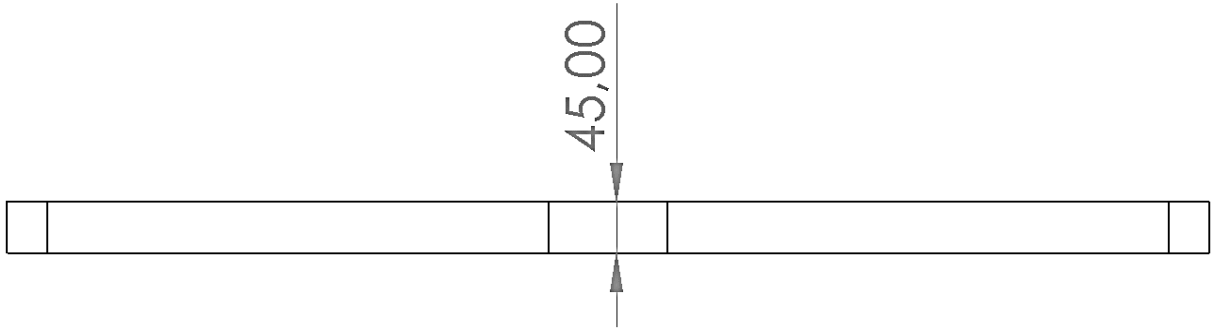
4.1. – Yaprak yay teknik çizim

Yaprak yayın uçlarında olan bağlantı elemanlarının merkezden merkeze olan uzaklığı 1015 mm olarak tasarlanmıştır.



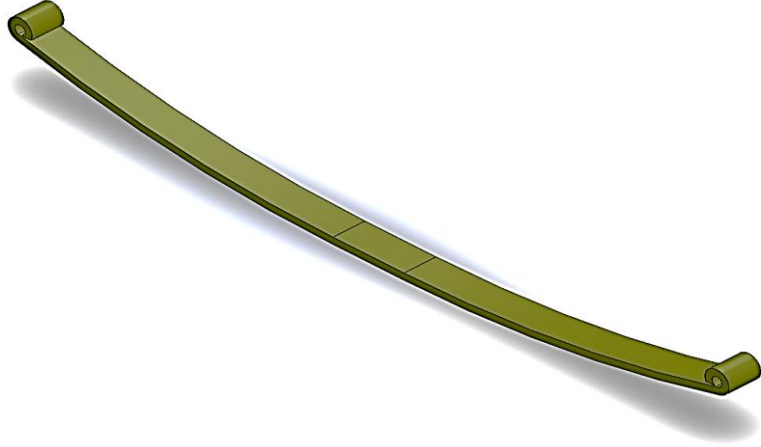
Şekil 4.2. – Yaprak yay teknik çizim

Yaprak yayın et kalınlığı 10 mm olacak şekilde tasarlanmış olup araca bağlanacak olan yerlerin iç çapı 14 mm dış çapı ise 34 mm şeklinde tasarlanmıştır.



Şekil 4.3. – Yaprak yay teknik çizim

Yaprak yayın genişliği 45 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Yaprak yayın merkezinde olan kare parça yaprak yayı sabitlememize yardımcı olmaktadır.



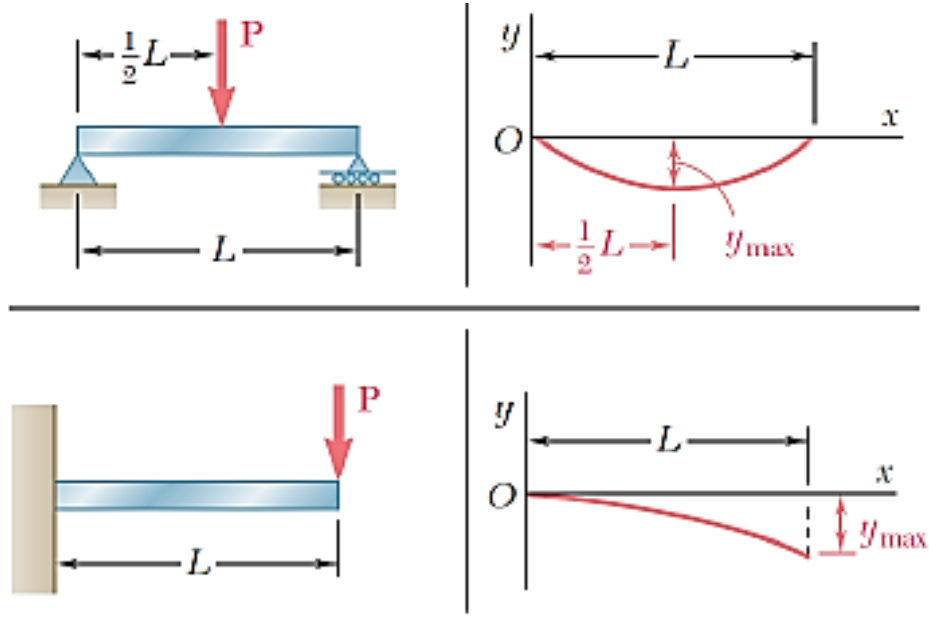
Şekil 4.4. – Yaprak yay üç boyutlu resmi (3D)

Yaprak yayın çizimi daha öncede bahsedildiği üzere SolidWorks 2018 programı sayesinde tasarlanmıştır.

Bir malzemeye etki eden kuvvet ortadan kalktığıında malzeme eğer kendi şekline geri dönmüyorsa bu malzemenin şekil değişimi kalıcıdır. Bu olaya ise plastik deformasyon olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada yaprak yayların yük taşıma kapasiteleri ve yorulma dayanımları hesaplanmıştır. Yaprak yayların analizi sonucu güvenlik faktörleri ve kullanılacak standartlar belirlenmiş olup sonlu elemanlar analizi (FEA) metodu uygulanmıştır. Analiz her yaprak yay modeli için alınan teknik resimler kullanılarak ANSYS Workbench 18.1 yazılımında gerçekleştirilmiştir.

Bu analizi TS EN 15620 Standardı (Ayarlanabilir Palet Raf Sistemleri - Çarpılma Ve Aralık Toleransları) referans alınarak yapılmaktadır.

- Maksimum yükte, izin verilen maksimum sehim, köprü kirişlerde travers boy uzunluğunun 200'e oranını geçemez. ($y < L/200$)
- Maksimum yükte, izin verilen maksimum sehim, konsol kirişlerde travers boy uzunluğunun 100'e oranını geçemez. ($y < L/100$)



Şekil 4.5. – Maksimum sehim oranları

4.1. Analiz Deney Öncesi Kabuller ve Varsayımlar

Analiz sürecinde ve sonuç değerlendirmesinde EN 15620 standardı kabul edilmiştir. Yaprak yayların geometrisi analize tâbi tutulmuştur. Malzemenin bükülmesi asıl taşıyıcı elemanlar kabul edilip profil indirilmesi yapılmıştır. TS EN 15635 (Saklama Ekipmanlarının Uygulama ve Bakımı) standardı gereği uygun yükleme yapıldığı ve komponentlerinin hasar almadığı varsayılmış olup yükün profillere homojen dağıldığı kabul edilmiştir.

Yayların topolojisi gereği kapasite analiz sürecinde temel olarak travers sehimi kontrolü ve güvenlik faktörü seçimi yapılmıştır. Yaprak yay sistemlerinde yaygın olarak sehimi kontrolünün elzem olması sebebiyle standartlara verilen örnek güvenlik faktörleri genelde 1.5 – 1.80 mertebelerinde olmaktadır. Malzemeyi yapısal çelik olan St37 olarak belirlenmiştir. Bu malzeme için izin verilen maksimum yükleme 140 MPa civarında alınmış olup güvenlik faktörü 1.68 mertebelerinde tutulmuştur. Bazı durumlarda sehimi sınırlayıcı faktör olurken bazı bölgelerde birleştirilmiş stres baskın parametre haline gelmektedir. Analiz boyunca her iki kontrol de yapılacaktır.

Burkulma kontrolü için kritik yükleme Yük Çarpanı ile belirlenecektir. Genel kabul gören bir prensip olarak kritik yükün izin verilen maksimum yüklemenin en az 3 katı mertebelerinde olması beklenmektedir. Dolayısıyla Yük Çarpanı 3 civarı veya 3'ten büyük bulunması durumunda burkulma açısından güvenlik sağlanmış olacaktır.

Analiz sürecinde malzemeyi formalite olarak St 37 olarak belirlenmiştir. Bunun sebebi ise tezin amacına yönelik bilgisayar destekli ortamda analiz metotlarını görmek ve

malzemenin teknik ölçüleri değiştirilerek malzemenin yorulma davranışı bilgisayar ortamında görmeyi amaçlanmıştır.

4.2. Mesh

Ansys, bilgisayar destekli mühendislik simülasyonunda kullanılan bir yazılım paketidir. Mesh (ağ veya ızgara) terimi, bir modelin geometrisini daha küçük ve daha yönetilebilir parçalara bölen ve analiz için düğümler (noktalar) ve elemanlar (kenarlar, yüzler, hacimler) oluşturan bir işlemdir. Ansys te mesh oluşturma, bir modelin analiz edilebilir hale getirilmesi için önemli bir adımdır. Mesh oluşturma süreci şu adımları içerir:

Modelin İçe Aktarılması: Analiz yapmak istediğiniz modelin veya parçanın, uygun dosya formatında Ansys'e aktarılması gerekmektedir. Bu, CAD yazılımlarından (SolidWorks, CATIA, AutoCAD vb.) oluşturulmuş bir modelin veya diğer dosya formatlarının (STL, IGES, STEP vb.) içe aktarılması anlamına gelir.

Geometrinin Hazırlanması: Model, içe aktarıldıktan sonra Ansys tarafından tanınan bir geometri haline getirilmelidir. Gerekirse, modeldeki gereksiz veya istenmeyen detayları temizlemek, hataları düzeltmek ve istenen geometrik özellikleri sağlamak için düzenlemeler yapılabilir.

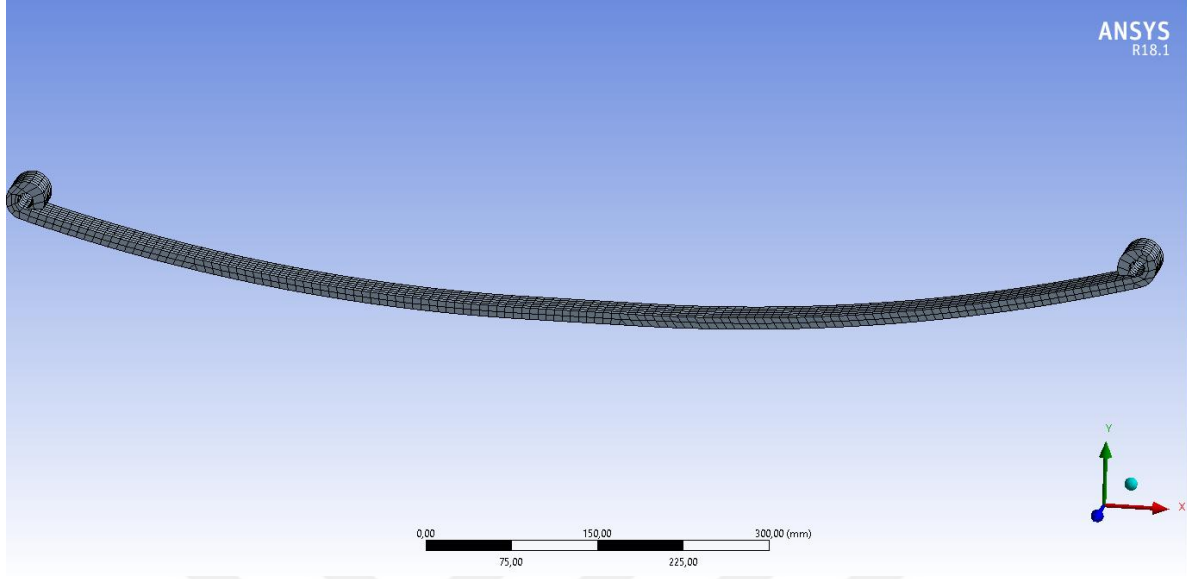
Mesh Parametrelerinin Belirlenmesi: Mesh oluşturma sürecinde, mesh kalitesini ve yoğunluğunu kontrol etmek için çeşitli parametreler belirlenir. Bu parametreler, eleman boyutu, düğüm yoğunluğu, mesafe toleransı, pürüzlülük kriterleri gibi faktörleri içerir. Bu parametreler, analiz gereksinimlerine ve modelin karmaşıklığına bağlı olarak ayarlanmalıdır.

Mesh Oluşturma: Mesh oluşturma adımında, belirlenen parametrelere göre Ansys, modeli düğümler (noktalar) ve elemanlar (kenarlar, yüzler, hacimler) ağı oluşturur. Bu ağ, modelin daha küçük parçalara bölünmüş hali olarak düşünülebilir. Mesh oluşturma sürecinde, düğümler ve elemanlar arasındaki uygun bağlantılar sağlanmalı ve mesh kalitesi optimize edilmelidir.

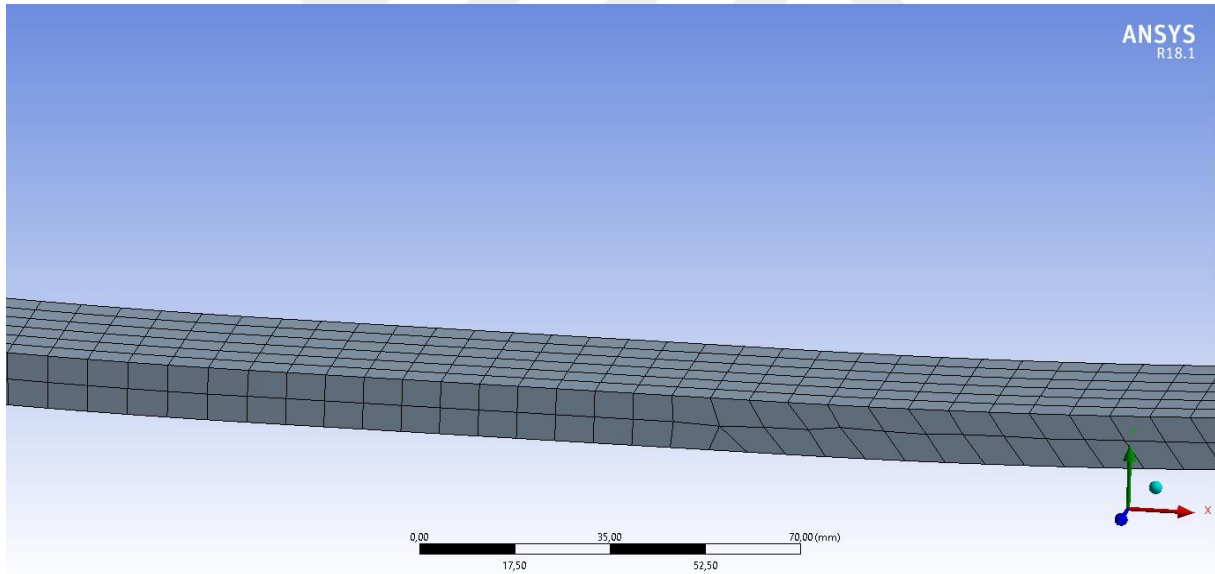
Mesh Kontrolü: Mesh oluşturma tamamlandıktan sonra, oluşturulan meshin kalitesi ve doğruluğu kontrol edilmelidir. Mesh kontrolü, eleman boyutlarının uygunluğunu, düğüm yoğunluğunu, düğüm dağılımını ve pürüzlülükleri değerlendirmeyi içerir. Gerekirse, eksik veya kötü kaliteli mesh bölgeleri düzeltilmelidir.

Mesh oluşturma, analiz yapılacak modelin doğru sonuçlar elde etmek için uygun şekilde temsil edilmesini sağlar. Doğru bir mesh oluşturma, analizin doğruluğunu,

hassasiyetini ve hesaplama süresini etkileyebilir. Bu nedenle, mesh oluşturma adımı, analiz sürecinde önemli bir adımdır ve dikkatlice yapılmalıdır (Zienkiewicz ve Taylor,2005).



Şekil 4.6. – Mesh genel görünüm



Şekil 4.7. – Mesh yakından görünüm

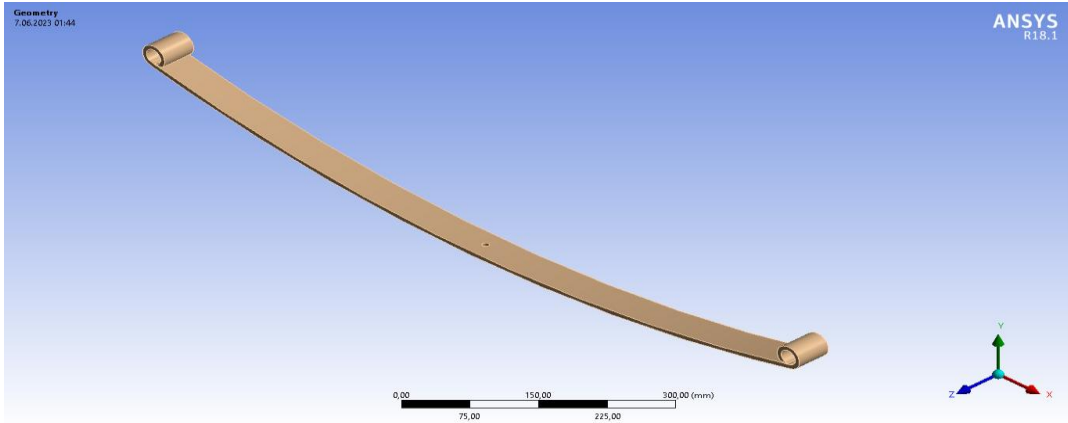
4.3. Yükleme ve Sınır Şartları

Yükleme her bir kompartımana homojen olarak dağıtılmış olup yük miktarı maksimum izin verilen sehim ve izin verilen stres sınırına ulaşılan kadar iteratif bir şekilde arttırılmıştır. Yüksek travers uzunluğuna sahip olan yaprak yaylar kendi ağırlığı da deplasman yaratacaktır. Bu etkiyi modellemek adına analiz ortamına aşağı yönde yer çekimi tanımlanmıştır. Yaprak yaylar uçlarından sabitlenmiş olup zemine basma şartını yerine

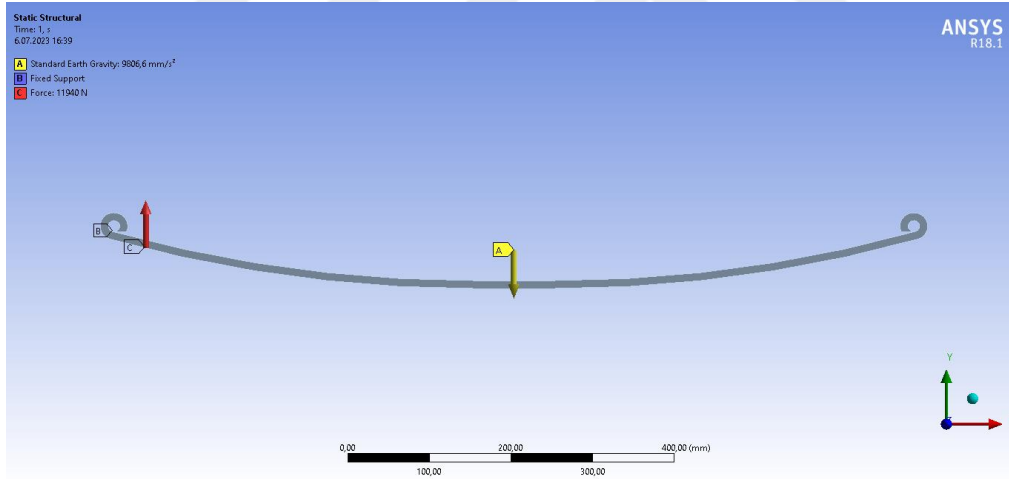
getirmekiçin yere özellikle temas eden yaprak yay uçlarına yükseklik değişimi ve rotasyon izni verilmemiştir.

4.4. Tip – 1 Yaprak Yay Analizi

Birinci tip yaprak yay için katı modelden başlayarak doğusal elemanlara indirgeme, yükleme ve sınır şartları oluşturma detayları aşağıda verilmiştir.

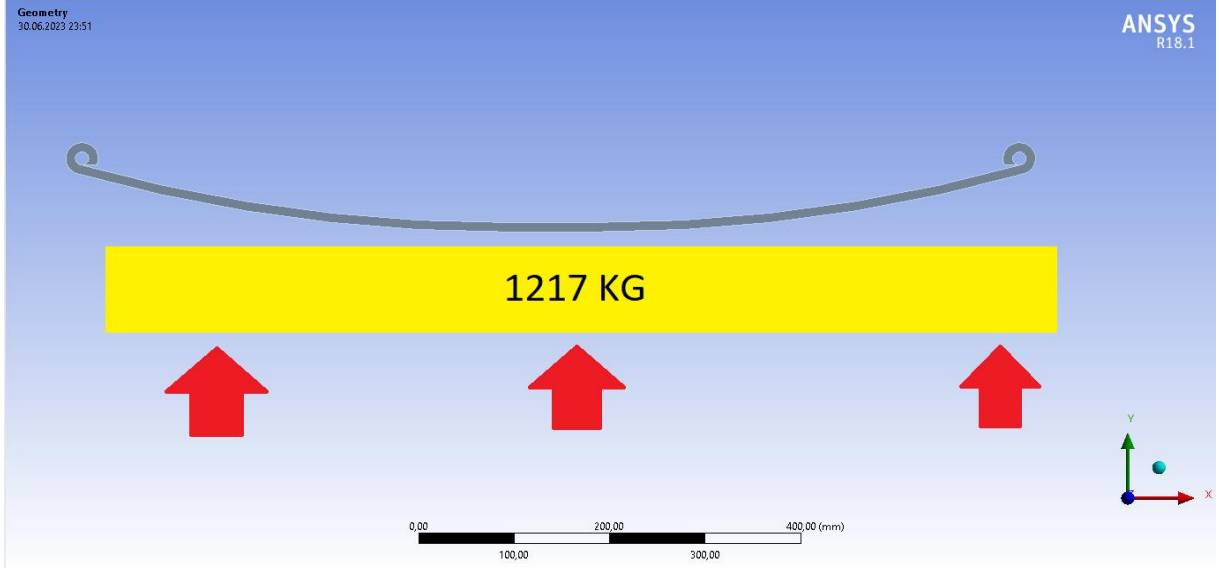


Şekil 4.8. – Yaprak yay Ansys programındaki görünümü



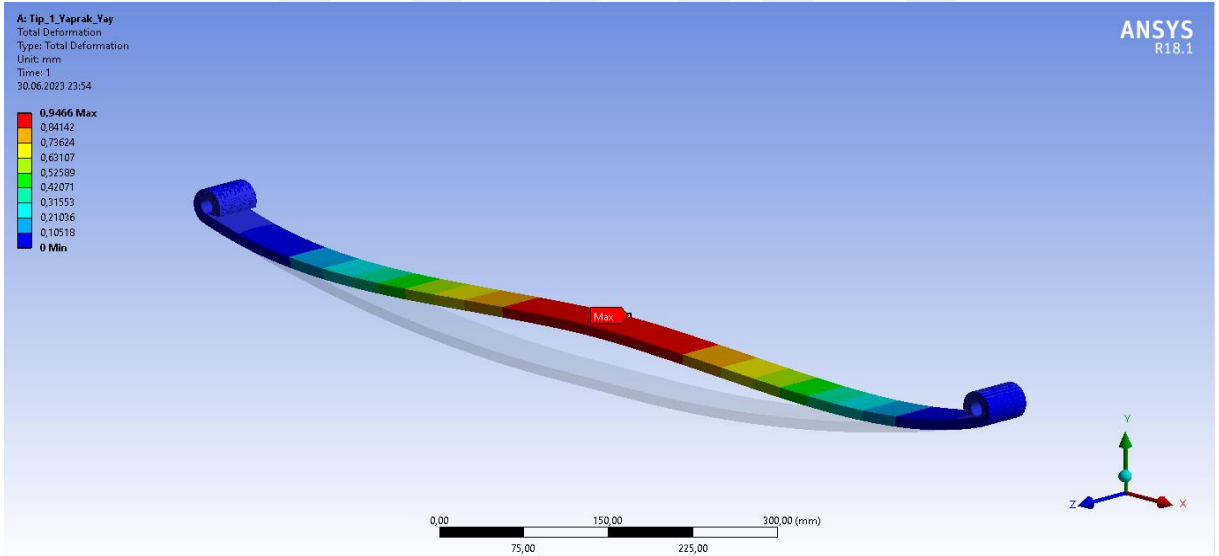
Şekil 4.9. – Yaprak Yay Statik Görünümü

Bu yükleme ve sınır şartlarının sonucu olarak total sehim, eşdeğer von-Mises stres ve kombine stres değerleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.

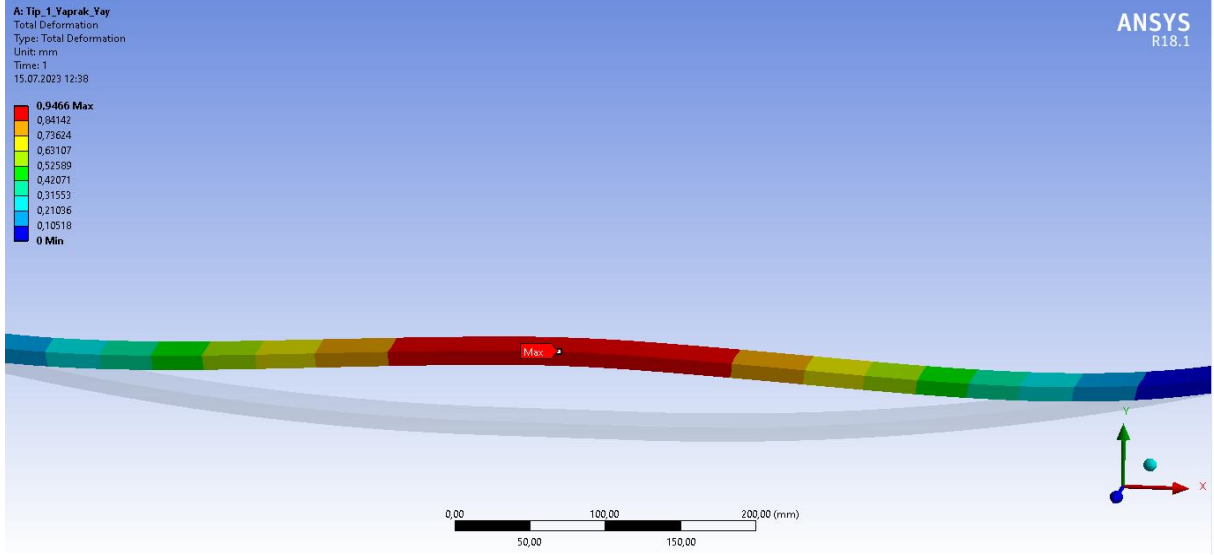


Şekil 4.10. – Yaprak Yayın kaldırma kapasitesi

Yaprak yay kabul edilen 1.68 emniyet katsayı içerisinde kapasitesi 1217 kg dır.

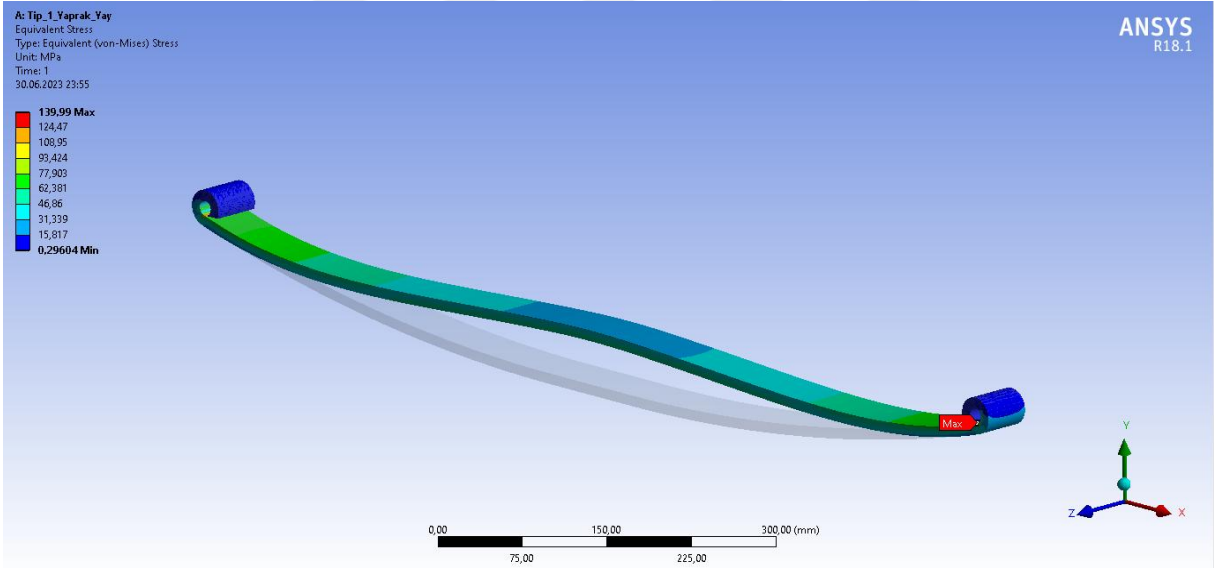


Şekil 4.11. – Maksimum Sehım Miktarı genel görünüm (Tip – 1)

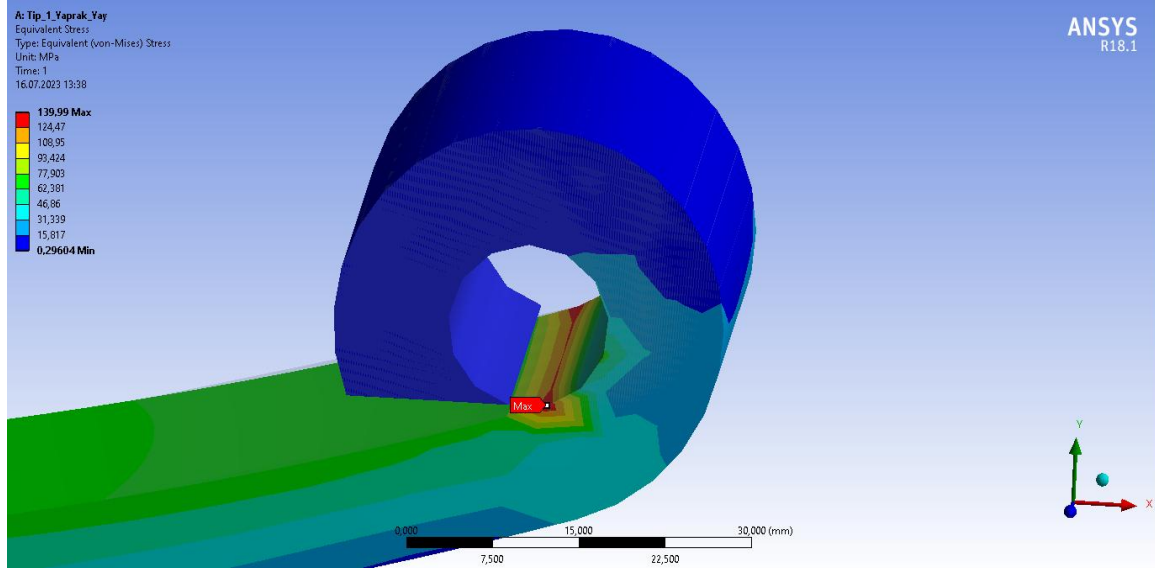


Şekil 4.12. – Maksimum sehım miktarı yakın görünüm (Tip – 1)

Analiz esnasında maksimum sehım miktarı 0,9466 mm değeri çıkmaktadır. Bu değeri $L/200$ değeri altında kaldığından dolayı elde ettiğimiz değeri kabullerimizi sağlamaktadır.



Şekil 4.13. – Maksimum Stres Miktarı (von – Mises) (Tip – 1)



Şekil 4.14. – Maksimum stres miktarı yakın görünüm (von – Mises) (Tip – 1)

Analiz esnasında maksimum Von–Mises gerilmesi 139,99 MPa değer çıkmaktadır yaklaşık 140 MPa değeri elde etmekteyiz.

4.4.1. Burkulma (Flambaj)

Malzemelerde burkulma, malzemenin elastik sınırlarının ötesinde bükülme veya dönme hareketine maruz kaldığı bir deformasyon şeklidir. Burkulma, genellikle uzunlamasına bir yapı veya eleman üzerine etki eden dış yükler veya momentler sonucunda ortaya çıkar. Burkulma deformasyonu, malzemenin elastik sınırlarını aşmasıyla gerçekleşir. Malzeme, burkulma yükleri altında eğilir ve döner, bu da malzemenin geometrisinde ve şeklinde değişikliklere yol açar. Burkulma, genellikle yapısal ve mühendislik uygulamalarında önemlidir, çünkü yapısal parçaların dayanıklılığını, güvenliğini ve performansını etkiler. Burkulma analizi, malzemelerin burkulma direncini değerlendirmek için kullanılan bir analiz yöntemidir. Bu analiz, malzemenin burkulma gerilmesini, burkulma modlarını ve burkulma yüklerini belirleyerek yapısal parçaların boyutlandırılmasında ve tasarımında kritik bir rol oynar. Burkulma, malzemelerin davranışını anlamak ve yapısal parçaların güvenli ve verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak için önemli bir konudur.

Burkulma analizi, malzeme seçiminde, yapısal elemanların tasarımında ve uygulamaların dayanıklılığının değerlendirilmesinde önemli bir rol oynar. Burkulma, malzemelerin elastik sınırlarının ötesinde bükülme veya dönme hareketine maruz kaldığı bir deformasyon şeklidir. Bu durumda malzeme bir yük veya kuvvet altında dönme veya

bükülme eğilimi gösterir. Bu tür bir deformasyon, çeşitli uygulamalarda ortaya çıkabilir, özellikle yapısal ve mühendislik alanlarında önemlidir. Ansys, yapısal analizler için kullanılan bir bilgisayar destekli mühendislik (CAD) yazılımıdır. Ansys, malzemelerin burkulma davranışını analiz etmek ve tasarımların dayanıklılığını belirlemek için kullanılan çeşitli araçlar ve yöntemler sunar. Burkulma analizi, genellikle kirişler, çubuklar, şaftlar, yaylar ve diğer yapısal elemanlarda gerçekleştirilir. Bu analiz, malzemenin burkulma direncini belirlemek, tasarımın güvenliğini sağlamak ve yapısal parçaların performansını optimize etmek için yapılır. Ansys'in burkulma analizi için bazı önemli özellikleri şunlardır:

Malzeme Özellikleri: Ansys, farklı malzemelerin burkulma özelliklerini simüle etmek için çeşitli malzeme modelleri sunar. Malzeme modelleri, malzemenin elastik davranışını, gerilme-gerinim ilişkisini ve diğer malzeme özelliklerini tanımlar.

Yük Uygulama: Ansys, kullanıcıların yapıya uygulanacak yükleri ve kuvvetleri belirlemesini sağlar. Bu yükler, eğilme momentleri, dönme momentleri veya dış kuvvetler olabilir. Bu yükler, yapı üzerindeki burkulma davranışını etkiler.

Geometri ve Bağlantılar: Ansys, farklı geometrileri ve bağlantıları modellemek için çeşitli araçlar sunar. Bu, yapısal elemanların doğru şekilde birleştirilmesini ve simülasyonun gerçek dünyadaki koşullara daha iyi uyum sağlamasını sağlar.

Sonuç Analizi: Ansys, burkulma analizi sonuçlarını görüntülemek ve yorumlamak için çeşitli sonuç analizi araçları sağlar. Bu, malzemenin burkulma direncini, gerilme dağılımlarını, deformasyonu ve diğer önemli parametreleri görselleştirmeyi mümkün kılar.

Burkulma Analizi: tasarımcılara malzeme seçiminde, yapısal parçaların boyutlandırılmasında ve ürün güvenliği açısından kritik olan yüksek mukavemetli uygulamalarda önemli bir rol oynar. Ansys gibi yazılımlar, burkulma davranışını daha iyi anlamak ve ürünlerin optimize edilmiş tasarımlarını geliştirmek için mühendislerin kullanabileceği güçlü araçlar sunar (Lawrence, 2012).

Burkulma (flambaj) için ilk dört modun Yük Çarpanı belirlenmiş olup detaylar aşağıda Şekil 4.15'da verilmiştir.

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Load Multiplier
1	1,	2,8879
2	2,	4,3337
3	3,	8,4753
4	4,	11,655

Şekil 4.15. – Yük Çarpanı (Tip – 1)

Her iki ucu sabitlemiş bir yayın burkulma hesabı için kullanılan formül, Euler-Bernoulli denklemi veya yayın burkulma denklemi olarak bilinir. Bu denklem, yayın burkulma davranışını tanımlar ve kritik burkulma yükünü hesaplamak için kullanılır.

Euler-Bernoulli kiriş teorisi, kirişlerin elastik davranışını analiz etmek için kullanılan bir mekanik teoridir. Bu teori, kirişlerin bükülme (bending) ve burkulma (buckling) gibi deformasyonlarını açıklar. Kirişler, yapısal mühendislikte yaygın olarak kullanılan önemli yapı elemanlarıdır ve bu teori, kirişlerin davranışını anlamak ve tasarım yapmak için temel bir araç sağlar. Euler-Bernoulli kiriş teorisinin temel varsayımları şunlardır:

Kirişin Boyutları: Kirişin uzunluğu, genişliği ve kalınlığına göre boyutları küçük olmalıdır. Bu, deformasyonlar boyunca kirişin geometrisinde önemsiz kabul edilebileceği anlamına gelir.

Malzeme Özellikleri: Kirişin malzemesi homojen, izotropik ve elastik kabul edilir. Malzemenin elastik davranışı, Hook kanunu ile tanımlanır, yani gerilme ve gerinim arasındaki doğrusal ilişki geçerlidir.

Deformasyon Düzlemi: Kiriş, yalnızca eksenine dik düzlemde deformasyon gösterir. Kirişin eksenine paralel düzlemde deformasyonlar önemsiz kabul edilir.

Yük Uygulaması: Kirişe uygulanan yükler, kirişin eksenine dik düzlemde uygulanır. Kiriş, bu yükler altında eğilme ve burkulma şeklinde deformasyon gösterir.

Rijitlik: Kirişin bükülme rijitliği, malzeme özellikleri ve kesit geometrisine bağlı olarak homojen kabul edilir. Yani kirişin kesitindeki her nokta, aynı bükülme rijitliğine sahip kabul edilir.

Euler-Bernoulli kiriş teorisi, kirişin bükülme ve burkulma davranışını açıklamak için ikinci dereceden diferansiyel denklemler kullanır. Bu denklemler, kirişin eğilme momentleri, burkulma momentleri ve deformasyonları ile ilişkilendirilir. Euler-Bernoulli kiriş teorisi, bükülme momentinin çizgisel olarak dağıldığı ve kesitin her noktasında aynı olduğu varsayımına dayanır. Bu varsayımına göre, kirişin eksenine dik düzlemdeki eğilme momenti, kirişin eksenine dik yönde değişen eğrilik yarıçapı ile ilişkilendirilir. Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılarak, kirişin bükülme momentleri, eğrilik yarıçapı ve kesit ikinci momenti arasındaki ilişkiyi tanımlayan diferansiyel denklemler türetilir. Bu denklemler, kirişin deformasyon ve tepkilerini analiz etmek için kullanılır. Euler-Bernoulli kiriş teorisi, bir kirişin elastik bükülme davranışını analiz etmek için genellikle yeterli ve yaygın olarak kabul edilen

bir teoridir. Ancak, bu teori, büyük deformasyonlara, plastik davranışa veya malzeme yanıtının doğrusal olmayan olduğu durumlara uygulanamaz. Bu tür durumlar için daha gelişmiş analiz yöntemleri veya sayısal simülasyonlar kullanılmalıdır (Özdemir,2019).

Her iki ucu sabitlenmiş bir yayın burkulma hesabı için kullanılan formül, Euler-Bernoulli denklemi veya yayın burkulma denklemi olarak bilinir. Bu denklem, yayın burkulma davranışını tanımlar ve kritik burkulma yükünü hesaplamak için kullanılır. Euler-Bernoulli denklemine göre, bir iki ucu sabitlenmiş yayın kritik burkulma yükü (P_{cr}) şu şekilde hesaplanır: (Maxfield,2009) .

$$P_{CR} = (\pi^2 \cdot E \cdot I) / L^2 \quad (4.1.)$$

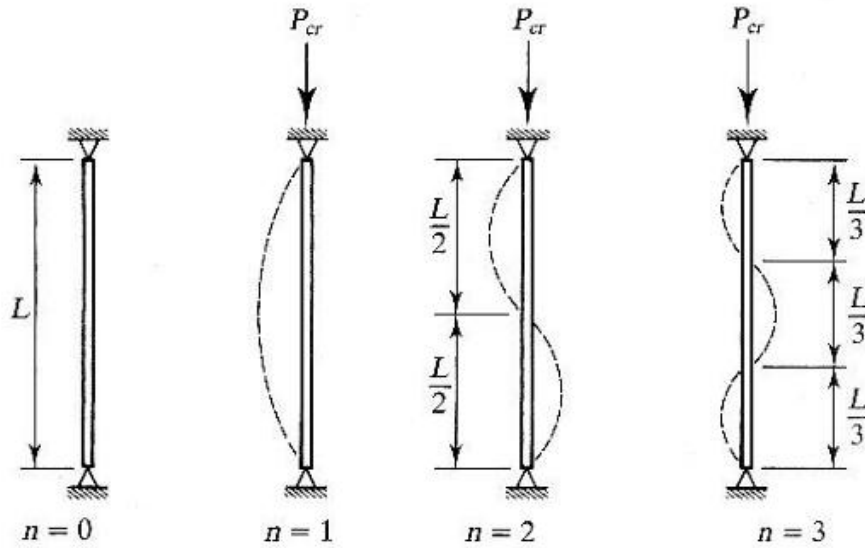
P_{CR} = Yayın kritik burkulma yükünü temsil etmektedir.

E = Yayın elastisite modülünü ifade etmektedir.

I = Atalet momenti

L = Yayın uzunluğunu ifade etmektedir.

Burkulma değerlerinin sayısı farklı burkulma modlarına karşılık gelmektedir. Şekil 4.15'te $n = 1$, $n = 2$, $n = 3$ ve $n = 4$ modunda gösterilmiştir. Analizimizde aşağıda gösterilen şekil 4.16 ya göre varsayımda bulunulmuştur.

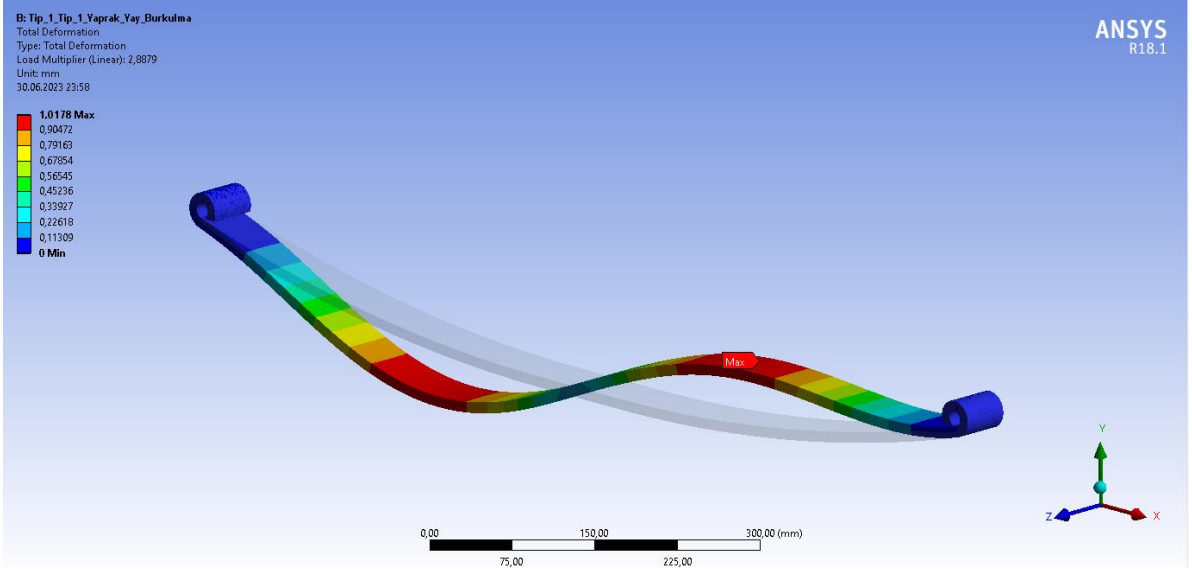


Şekil 4.16. – Burkulma mod örneği

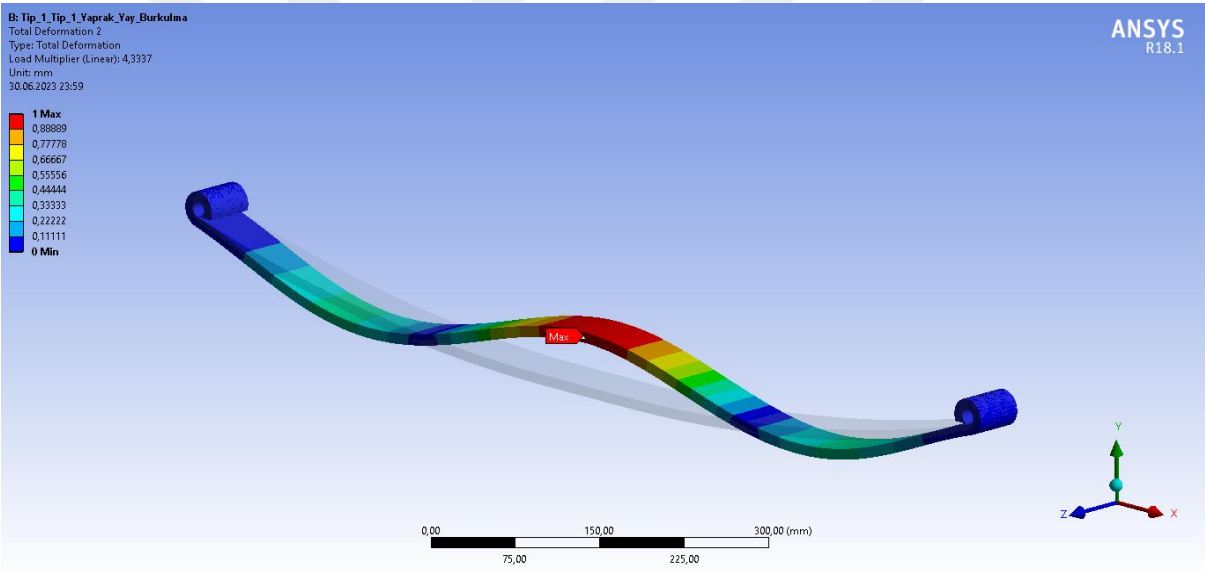
4.4.2. Deformasyon

Ansys, bir mühendislik simülasyon yazılımıdır ve çeşitli fiziksel davranışları modellemek için kullanılabilir. Deformasyon davranışları da bunlardan biridir. Ansys'in mekanik analiz araçları, malzemelerin deformasyon davranışını simüle etmek için kullanılabilir. Deformasyon davranışı, bir malzemenin uygulanan kuvvetlere nasıl tepki verdiğini ve bu kuvvetlere maruz kalma sonucunda malzemenin şeklinin nasıl değiştiğini açıklar. Bu davranış, malzemenin elastik, plastik veya viskoelastik özelliklerine bağlı olarak değişebilir. Elastik davranış, bir malzemenin uygulanan kuvvetin etkisiyle geçici olarak şeklini değiştirebildiği ancak kuvvet kaldırıldığında orijinal şekline geri dönebildiği durumu ifade eder. Elastik deformasyonlar genellikle Hooke yasası ile tanımlanır. Plastik davranış, malzemenin uygulanan kuvvet altında kalıcı şekil değişikliklerine uğradığı durumu ifade eder. Plastik deformasyonlar, malzemenin mukavemet sınırlarını aşmasıyla ortaya çıkabilir ve geri dönüşümsüz olabilir. Viskoelastik davranış, hem elastik hem de viskoz (akışkan) davranış özelliklerine sahip malzemelerin davranışını tanımlar. Bu tür malzemeler, uygulanan kuvvetin etkisiyle hem elastik gerilmelere hem de zamanla değişen viskoz akışa uğrayabilir. Ansys, bu deformasyon davranışlarını modellemek için farklı analiz teknikleri ve malzeme modelleri sunar. Malzemenin elastik, plastik veya viskoelastik özelliklerini tanımlamak için uygun malzeme modelleri seçilebilir ve analiz sonuçları, deformasyonun nasıl meydana geldiğini ve malzemenin davranışının nasıl değiştiğini gösterebilir. Özetlemek gerekirse, Ansys, mühendislerin malzemelerin deformasyon davranışlarını simüle etmelerine ve gerçek dünyadaki mühendislik sorunlarını çözmelerine yardımcı olabilecek çeşitli analiz araçları sunar. Elastik, plastik ve viskoelastik davranışlar gibi farklı deformasyon davranışları, uygun malzeme modelleri ve analiz teknikleri kullanılarak modellemek mümkündür (Zor, 2017).

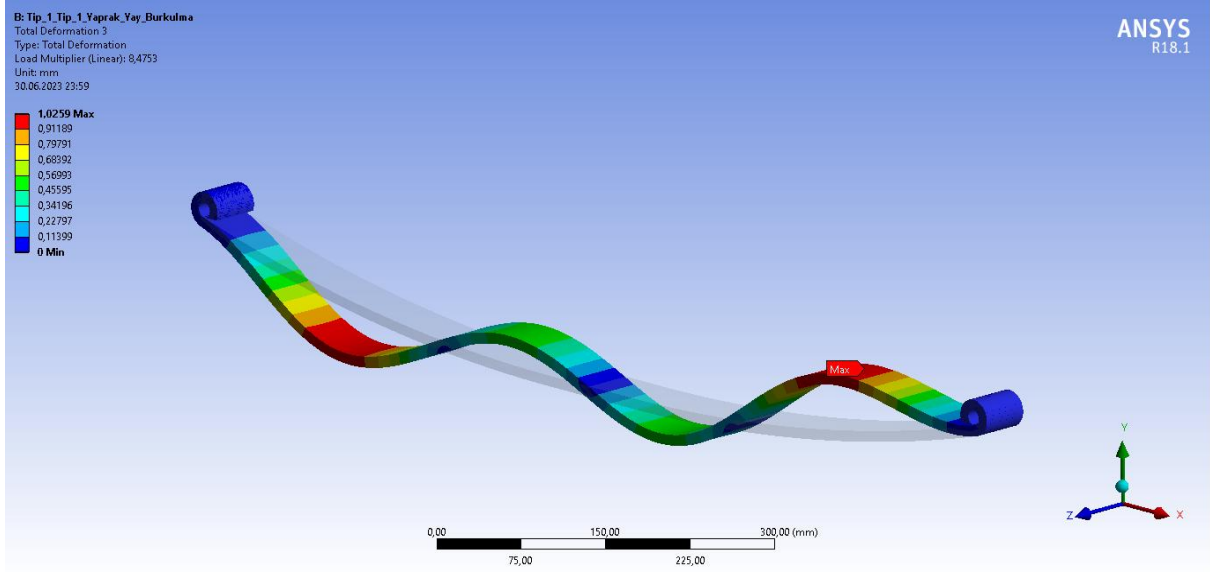
Burkulma değerler sayısı ($n=1$, $n=2$, $n=3$, $n=4$) deformasyon değerleriyle aynı doğrultudadır. Şekil 4.16 ya göre referans alınarak aşağıdaki şekil 4.17, şekil 4.18, şekil 4.19 ve şekil 4.20'de görselleri verilmiştir.



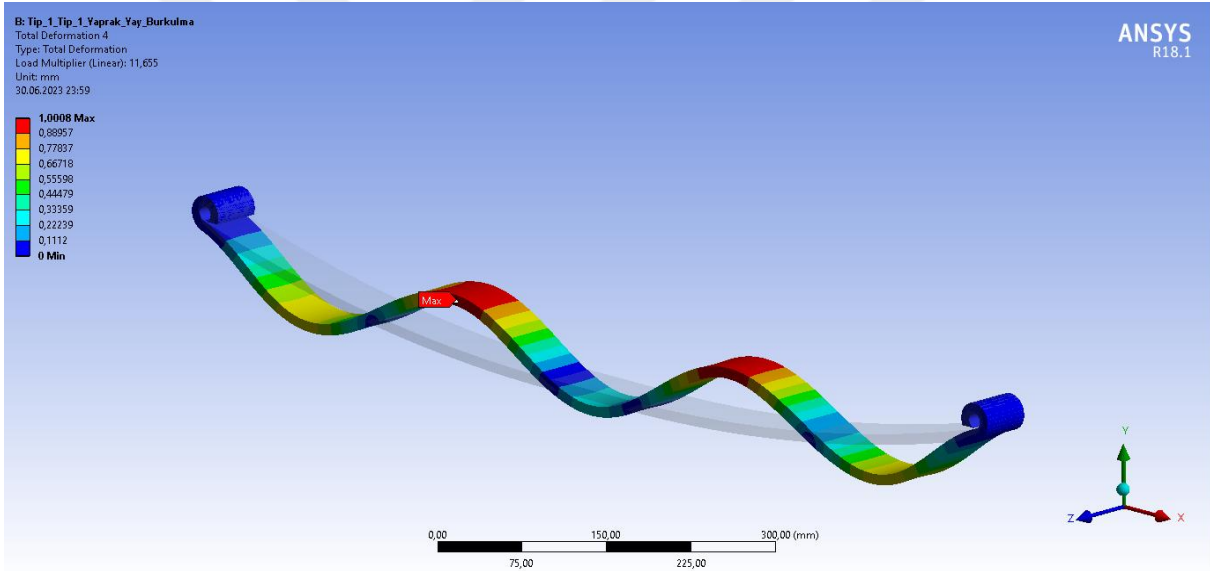
Şekil 4.17.– 1. Deformasyon (Tip – 1)



Şekil 4.18. – 2. Deformasyon (Tip – 1)



Şekil 4.19. – 3.Deformasyon (Tip – 1)



Şekil 4.20. – 4.Deformasyon(Tip – 1)

Burkulma için hesaplanan Yük Çarpanı tüm modlar için güvenlidir.

$$\text{Yük Çarpanı (1)} = 2,88 \cong 3 \quad \& \quad \text{Yük Çarpanı (2)} = 4,33 > 3$$

$$\text{Yük Çarpanı (3)} = 8,47 > 3 \quad \& \quad \text{Yük Çarpanı (4)} = 11,65 > 3$$

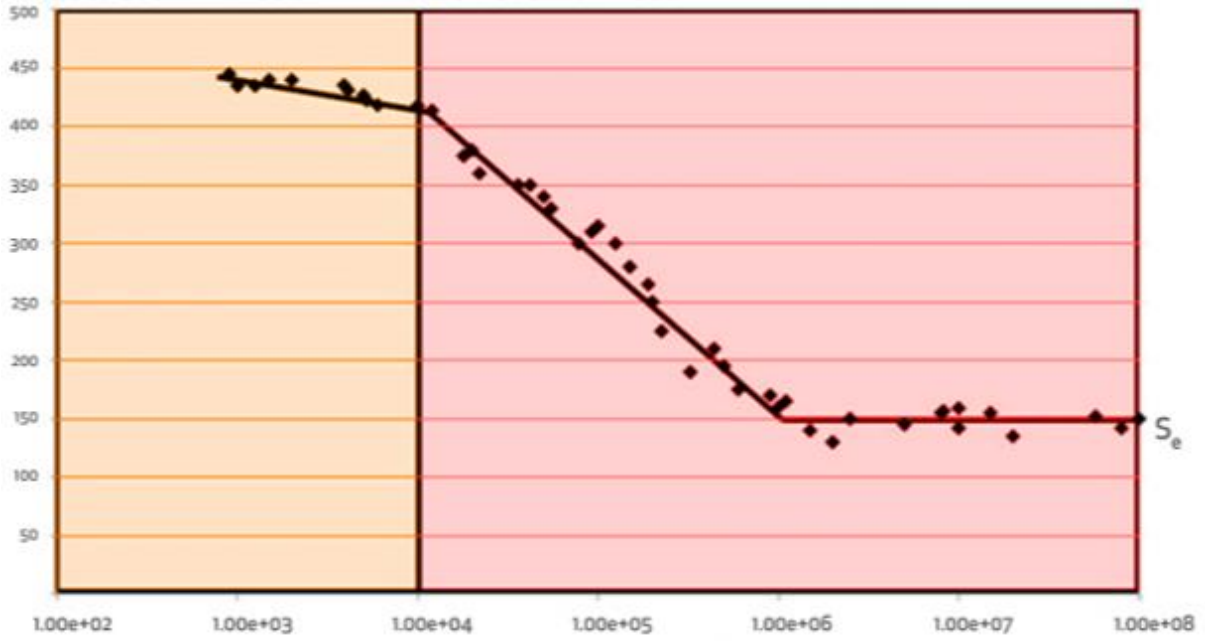
Yüklemenin en çok deformasyon yarattığı travers kirişlerde, von-Mises stresi standartlarca izin verilen deplasmanı yaratmadan istenilen minimum yük çarpanı değerlerine ulaşmaktadır. Dolayısıyla,

$$0,9466 < L(= 1015 \text{ mm}) / 200 = 5,07 \quad \& \quad n = 235 \text{ (MPa)} / 139,99 \text{ (MPa)} = 1.68$$

Yukarıdaki değerlere bakacak olursak sehim ve emniyet katsayısı istenilen değerleri sağlamaktadır. Bu değerlere bağla olarak Yaprak yayın yaşam süresi bir diğer değişle yorulma ömrü, emniyet katsayısı dağılımları ve yaprak yayın en çok hasar alan bölgelerini incelememiz için gerekli altyapı çalışmaları yapılmıştır.

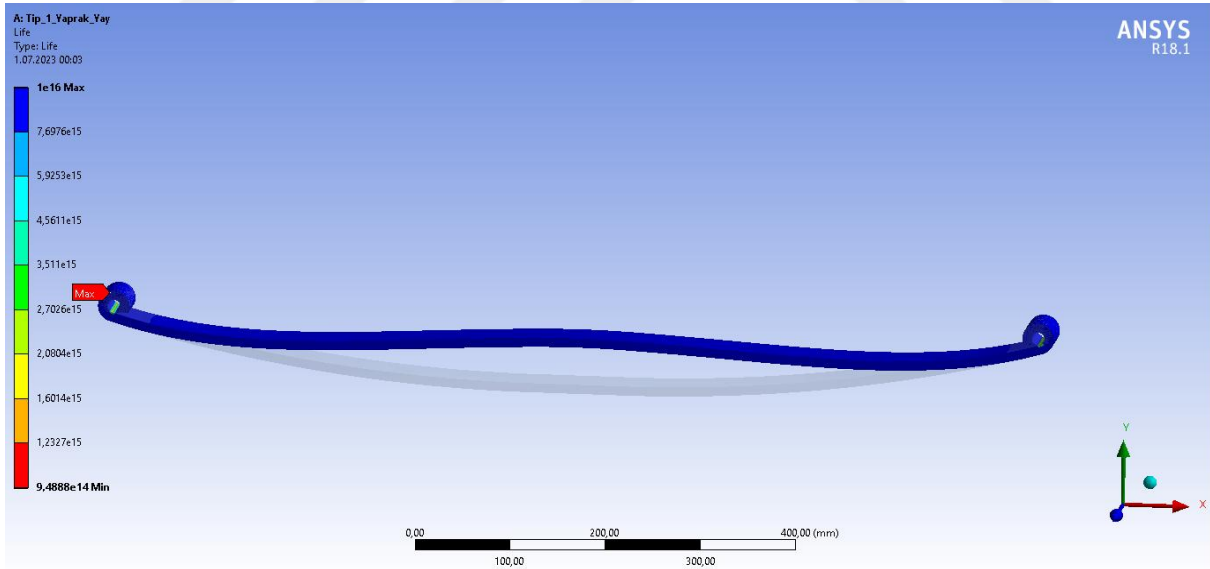
4.4.3. Yorulma Analizi

Yorulma deneyleri, malzemelerin tekrarlayan yükler altında nasıl davrandığını incelemek için kullanılan önemli bir yöntemdir. Bu deneylerde, malzemeye belirli bir yük seviyesi uygulanır ve bu yük seviyesi belirli bir sayıda döngü boyunca tekrarlanır. Bu döngüler, malzemenin yorulma davranışını değerlendirmek için kullanılır. Yorulma deneylerinde döngü sayısı, malzemeye uygulanan yükün kaç kez tekrarlandığını ifade eder. Bu, malzemenin dayanma süresini ve yorulma ömrünü belirlemek için önemlidir. Yorulma ömrü, bir malzemenin belirli bir döngü sayısından sonra yorulma kırığına uğradığı noktadır. Döngü sayısı, yorulma deneylerinin tasarımında belirlenir. Genellikle, belirli bir yük seviyesi altında malzemeyi yeterince yoracak ve gerçek kullanım koşullarını yansıtacak bir döngü sayısı seçilir. Bu döngü sayısı, malzemenin yorulma ömrünü ve davranışını değerlendirmek için kullanılır. Yorulma deneylerinde döngü sayısı, deney planlaması ve test parametrelerine bağlı olarak değişebilir. Örneğin, otomotiv sektöründe, bir aracın ömrü boyunca karşılaşılabileceği yükler ve titreşimlerin modellenmesi için milyonlarca veya milyarlarca döngü içeren deneyler yapılabilir. Diğer uygulamalarda ise daha az döngü içeren deneyler yeterli olabilir. Döngü sayısı, malzemenin yorulma davranışını anlamak ve tasarım sürecinde dayanıklılık gereksinimlerini karşılamak için önemli bir parametredir. Yorulma deneyleri ve döngü sayısı, malzeme seçiminde, ürün tasarımında ve güvenlik değerlendirmelerinde kullanılarak malzemenin yorulma davranışının tahmin edilmesine yardımcı olur. Yorulma analizi yaparken aşağıda belirtilmiş olan Şekil 4.21. – Stres döngüsü tablosu referans alınarak yapılmıştır.

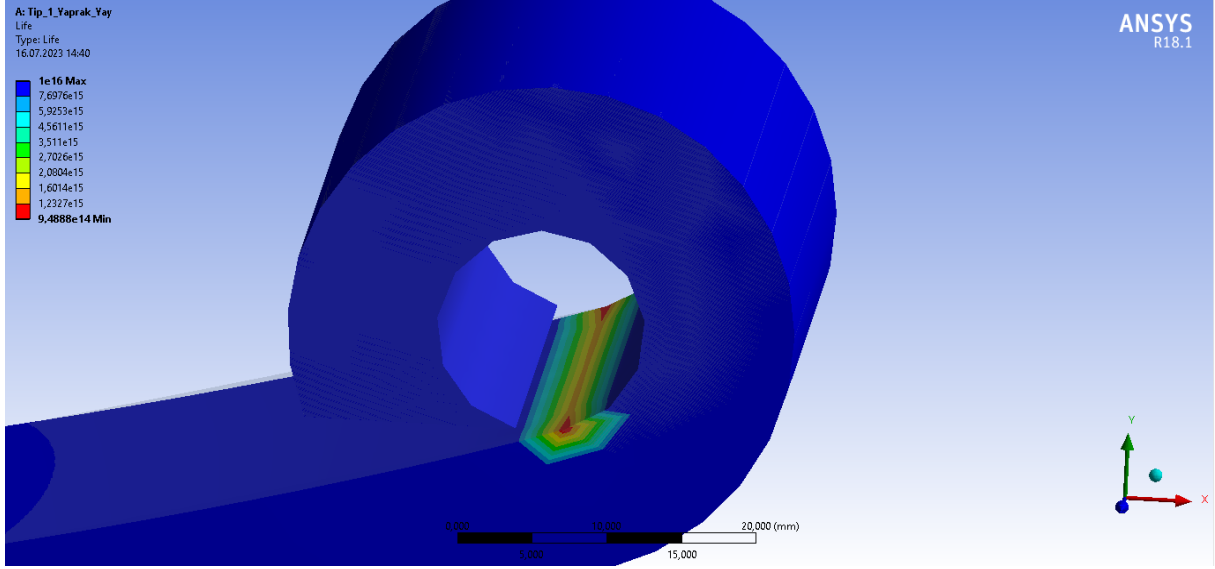


Şekil 4.21. – Stres Döngüsü (Yorulma stresi / stres döngü sayısı)

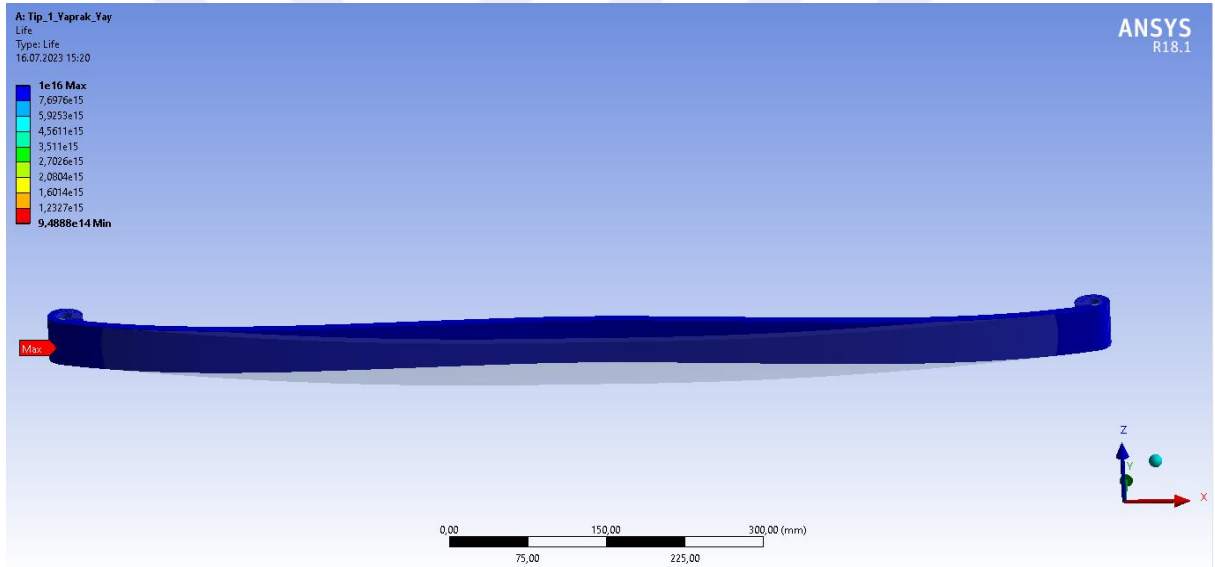
Yaprak yaylardeki emniyet katsayımızı 1.68 olduğundan dolayı stres miktarımız 140 MPa olarak kalmaktadır. Bunun yanı sıra döngümüzü 1.00e+10 olarak belirlemekteyiz.



Şekil 4.22. – Yaprak yay ömür dayanımı (Tip – 1)



Şekil 4.23. – Yaprak yay ömür dayanımı maksimum bölgesi (Tip – 1)



Şekil 4.24. – Yaprak yay arka kısım ömür dayanımı (Tip – 1)

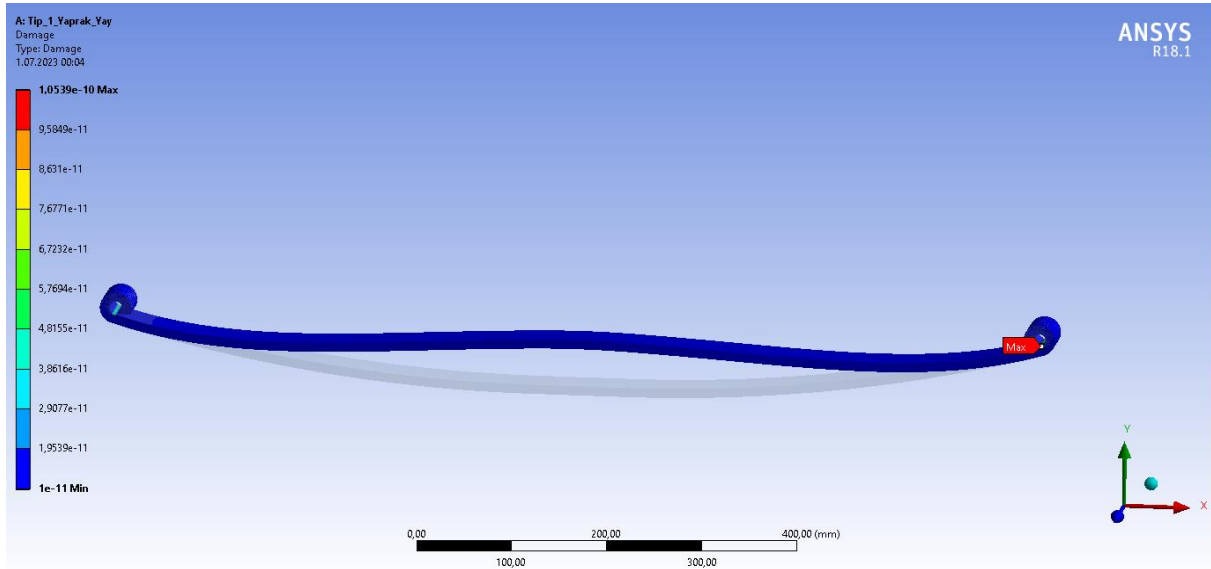
Ömür dayanım kısmını incelediğimizde ömrün en kısa süren bölgesi sabitlediğimiz yerin yakınlarında olan kırmızı renkle işaretlenmiş bölgedir. Dayanma ömrü $9,4888e14$ çevirmeye kadar dayanmaktadır.

4.4.4. Hasar Bölgesi

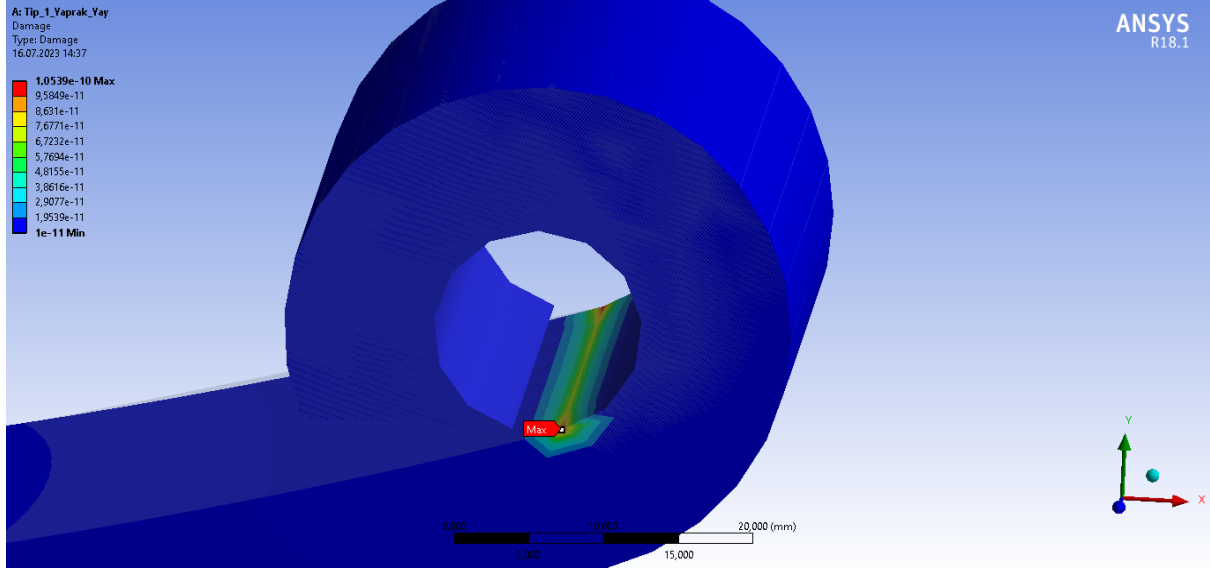
Bilgisayar destekli analiz, bir malzemenin veya yapısal bir bileşenin hasar bölgesini belirlemek ve analiz etmek için kullanılan bir yöntemdir. Bu analizler genellikle mühendislik uygulamalarında kullanılır ve malzemenin dayanıklılığını, gerilme dağılımını, deformasyonu

ve hasar durumunu belirlemek için kullanılır. Hasar bölgesi analizi, malzeme veya bileşenin üzerinde oluşan çatlaklar, kırıklar, aşınmalar veya deformasyonlar gibi hasar belirtilerini incelemeyi içerir. Bilgisayar destekli analiz, bu hasar belirtilerini tespit etmek ve hasarın boyutunu, şeklini ve yayılma davranışını tahmin etmek için matematiksel ve sayısal yöntemler kullanır. Hasar bölgesi analizi için genellikle sonlu elemanlar yöntemi (Finite Element Method - FEM) kullanılır. Bu yöntem, bir malzemeyi küçük parçalara bölerek ve her bir parça için denge denklemlerini çözerek malzemenin davranışını tahmin eder. Bu şekilde, malzemenin hasarlı bölgeleri belirlenebilir ve hasarın ilerlemesi analiz edilebilir. Bilgisayar destekli analiz, çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılır. Örneğin, havacılık ve uzay endüstrisinde, malzemelerin stres dağılımını incelemek ve hasarlı bölgeleri tespit etmek için kullanılır. Otomotiv sektöründe, araçların çarpışma veya yorulma sonucunda hasar gören bölgelerini analiz etmek için kullanılır. Yapısal mühendislikte, binaların deprem veya yük altında nasıl davranacağını anlamak için kullanılır. Hasar bölgesi analizi, mühendislerin malzemelerin dayanıklılığını ve hasar toleransını değerlendirmelerine yardımcı olur. Bu analizler, malzeme seçiminde, tasarım sürecinde ve güvenlik değerlendirmelerinde kullanılarak daha güvenilir ve dayanıklı yapılar ve bileşenler geliştirmeye yardımcı olur.

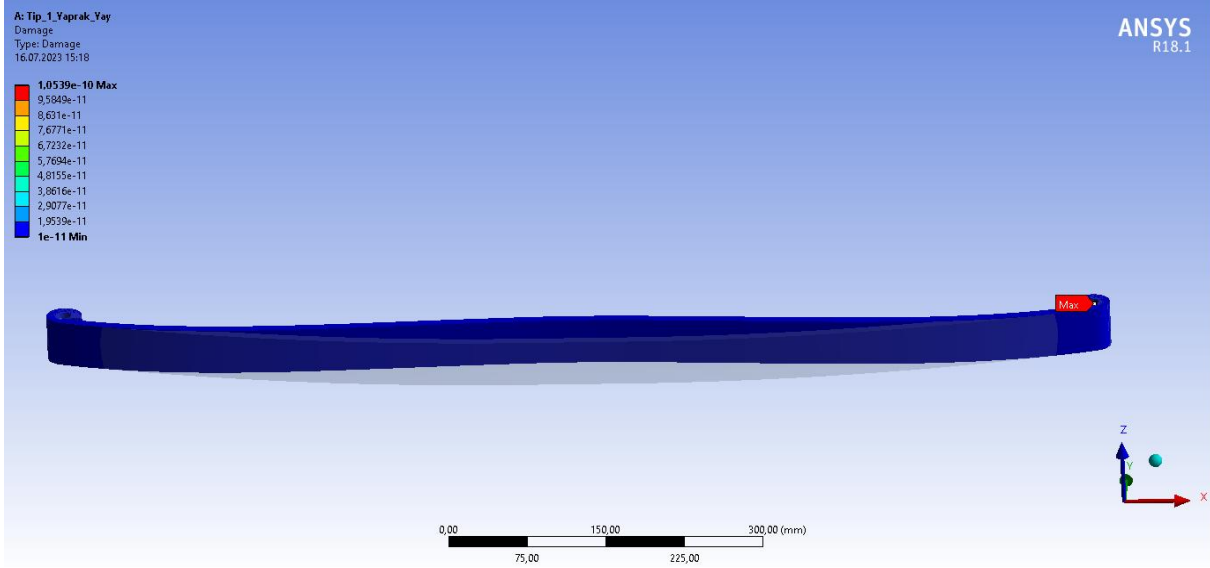
Yaprak yayın en çok hasar alan bölgesine baktığımızda ömür dayanımıyla doğru orantılı olarak yine aynı bölge olduğunu görmekteyiz.



Şekil 4.25. – Yaprak yay hasar bölgesi (Tip – 1)



Şekil 4.26 – Yaprak yay hasar bölgesi maksimum bölge (Tip – 1)



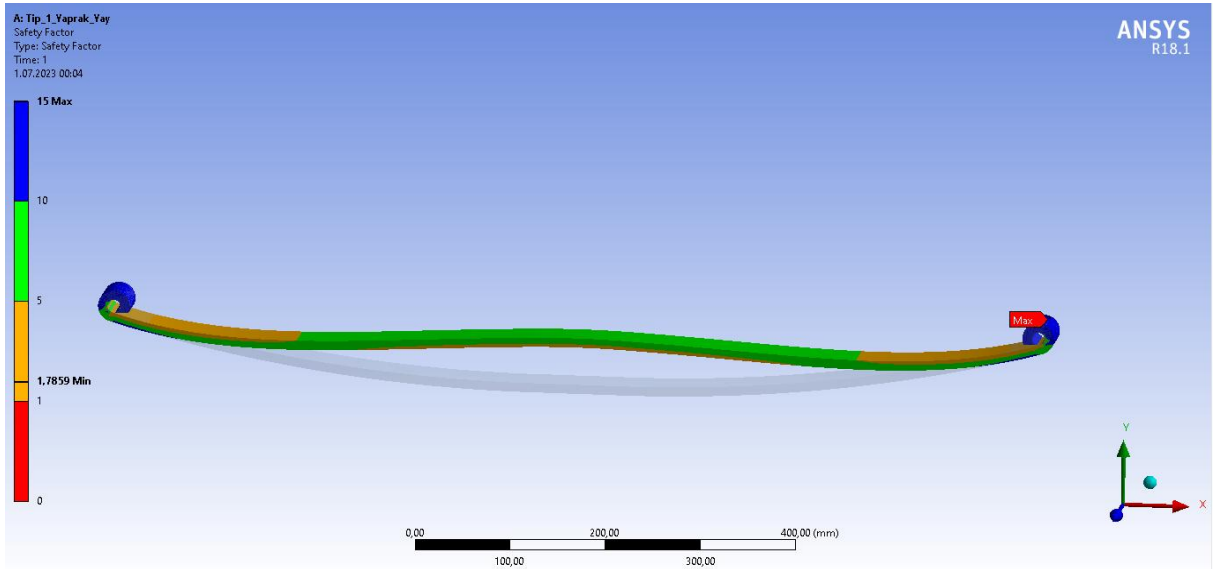
Şekil 4.27 – Yaprak yay arka kısım hasar bölgesi (Tip – 1)

4.4.5. Güvenlik Faktörü

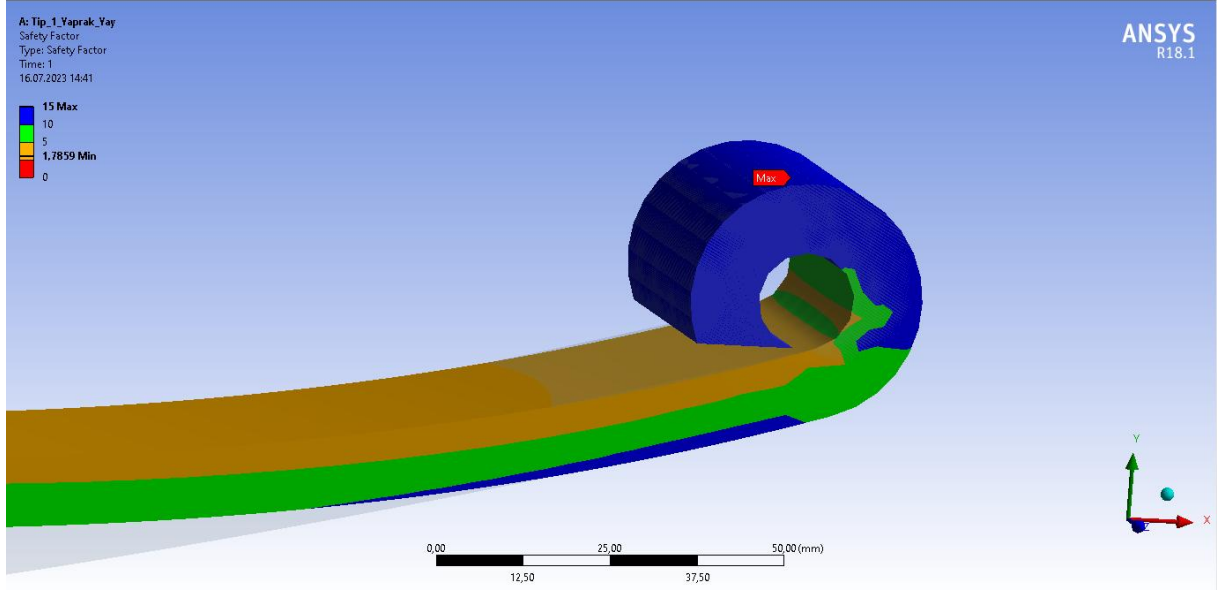
Mühendislikte, emniyet katsayısı (safety factor) bir yapı veya bileşenin taşıma kapasitesi ile uygulanan yükler arasındaki oranı ifade eder. Emniyet katsayısı, bir yapı veya bileşenin güvenliğini değerlendirmek ve yapısal başarısızlığı önlemek için kullanılan bir parametredir. Emniyet katsayısı, yapı veya bileşenin taşıma kapasitesinin, gerçekleşmesi beklenen yükleri güvenli bir şekilde taşıyabilecek kadar yeterli olduğunu gösterir. Yükler, yapıya veya bileşene uygulanan etkileri temsil eder ve genellikle kuvvet, moment, basınç

veya ağırlık gibi fiziksel birimlerle ifade edilir. Emniyet katsayısı, yapı veya bileşenin gerçekleşmesi beklenen yükleri karşılaması durumunda bir güvenlik marjı sağlamak için kullanılır. Yüklerin ani artışları, etkileşimli etkiler veya diğer beklenmeyen faktörler göz önüne alındığında, emniyet katsayısı, yapıyı veya bileşeni aşırı yüklenmelere karşı korur. Emniyet katsayısı, genellikle 1'den büyük bir değer alır. Örneğin, bir yapı için emniyet katsayısı 2 ise, taşıma kapasitesi, gerçekleşmesi beklenen yüklerin iki katından fazla olmalıdır. Bu, yapısal başarısızlıkların veya deformasyonların önlenmesi ve güvenli bir çalışma ortamının sağlanması için bir güvenlik marjı sağlar. Emniyet katsayısı, yapısal analizler, hesaplamalar ve mühendislik tasarımları sırasında kullanılır. Malzeme özellikleri, geometri, yüklerin tahmini, sınır koşulları ve diğer etkiler dikkate alınarak emniyet katsayısı hesaplanır. Yapısal analizlerde kullanılan çeşitli yöntemler ve normlar, emniyet katsayısının belirlenmesine rehberlik eder. Emniyet katsayısı, yapı veya bileşenlerin güvenliğini sağlamak, tasarım hatalarını azaltmak ve olası riskleri minimize etmek için önemlidir. Bu katsayı, yapısal dayanıklılığı değerlendirmek ve mühendislik projelerinde güvenlik standartlarını karşılamak için kullanılan önemli bir parametredir.

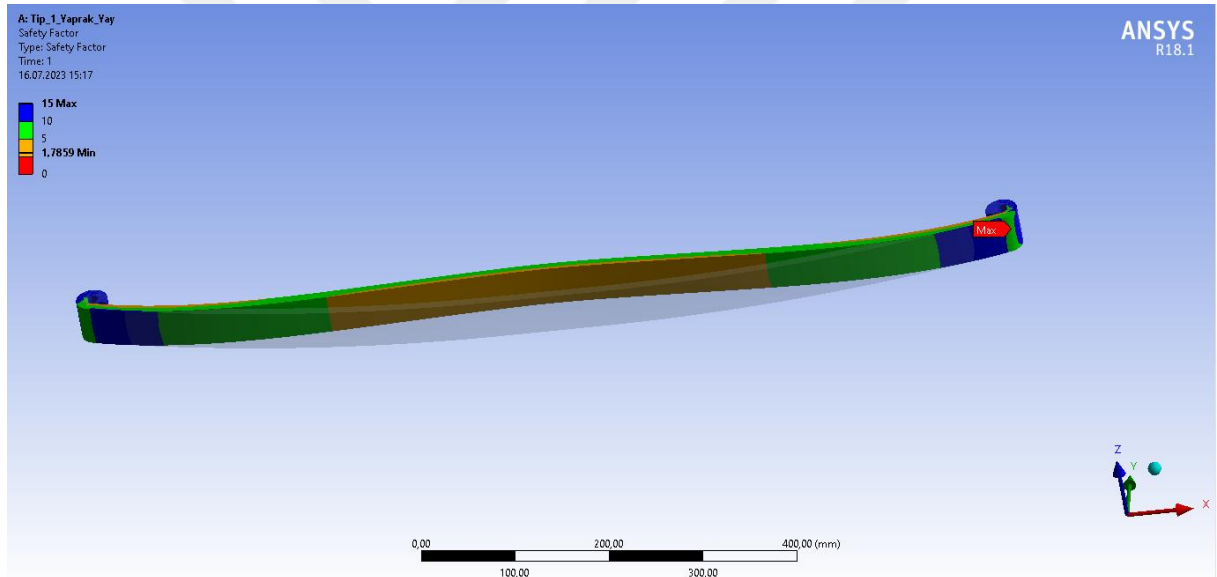
Analiz deneyimizde emniyet kat sayısı bölgelere baz alındığında en düşük 1.78 olmaktadır ancak bizim analiz başlamadan kabul ettiğimiz emniyet kat sayısı 1.68 olarak kabul görmektedir. Sonuç olarak 1.78 emniyet katsayısı belirlediğimiz emniyet faktöründen büyük olduğundan dolayı bahsetmiş olduğumuz makas yay daha güvenilir bir hal almış bulunmaktadır.



Şekil 4.28. – Güvenlik faktörü dağılımı



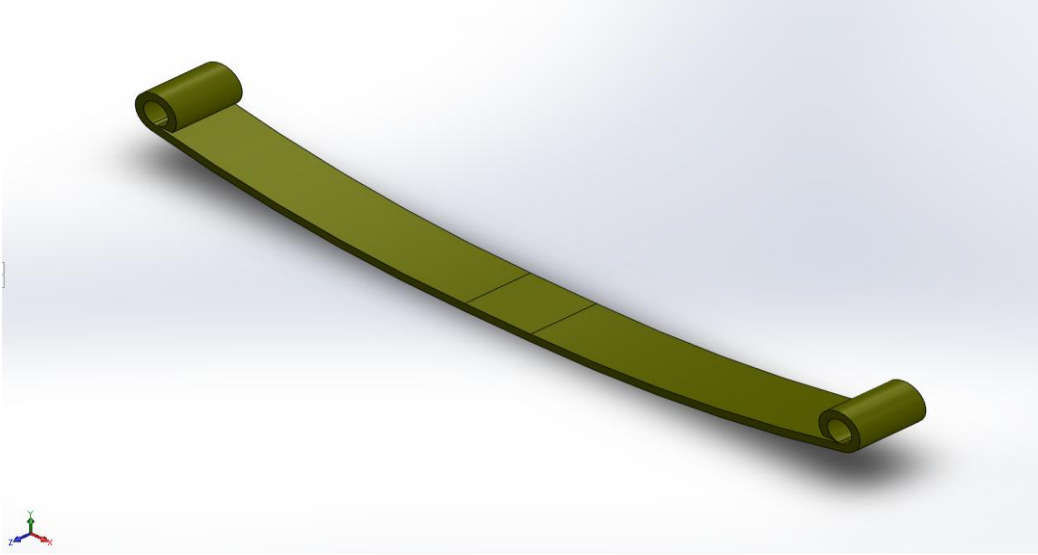
Şekil 4.29. – Güvenlik faktörü kritik bölge (Tip – 1)



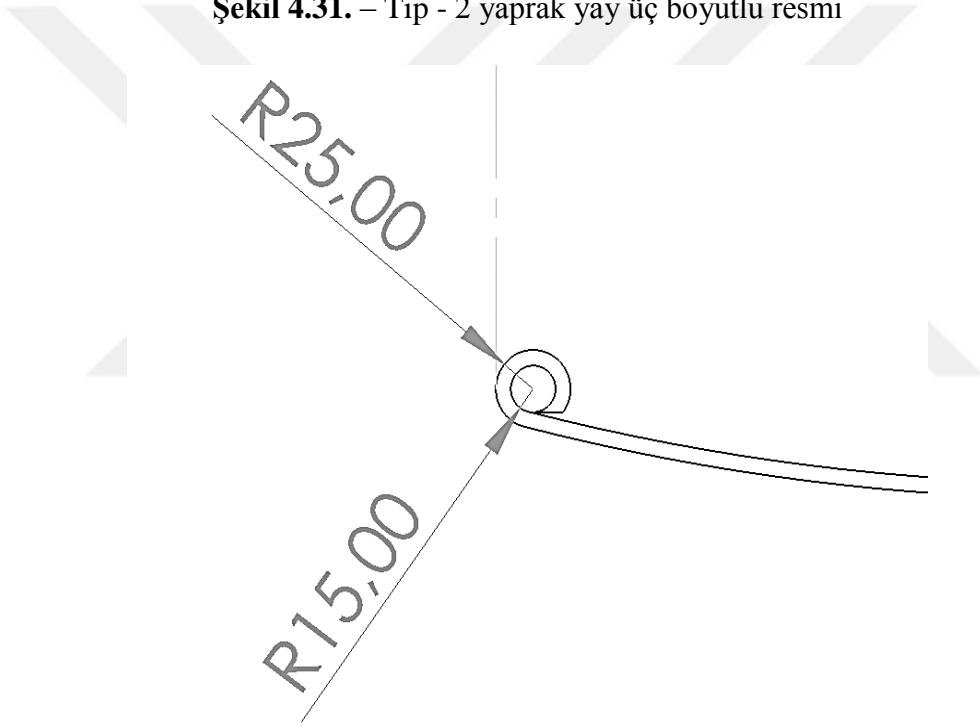
Şekil 4.30 – Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 1)

4.5. Tip – 2 Yaprak Yay Analizi

İkinci tip yaprak yayın teknik ölçüleri Tip – 1 le kıyaslayabilmemiz için değiştirilmiştir. Bu deney esnasında Tip - 1'deki gibi alt başlıklar halinde detaylı bir şekilde verilmemiştir. Sadece analiz deneyinde elde ettiğimiz sonuçları görmekteyiz.



Şekil 4.31. – Tip - 2 yaprak yay üç boyutlu resmi



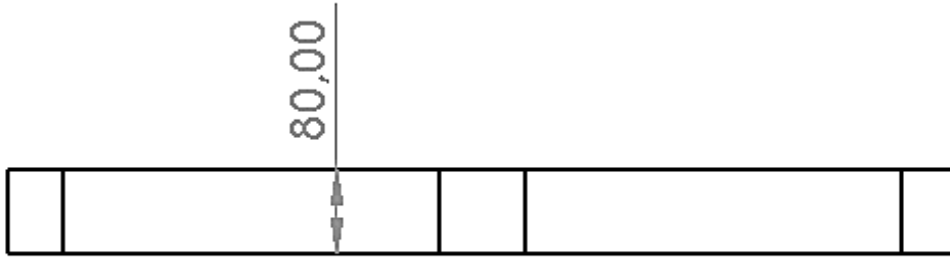
Şekil 4.32. – Tip 2 yaprak yay teknik resim

Tip – 2 yaprak yayın uçlardaki gözlerin çapları değiştirilmiştir. Dış çapı 50 mm ve iç çapı 30 mm olarak ayarlanmıştır.



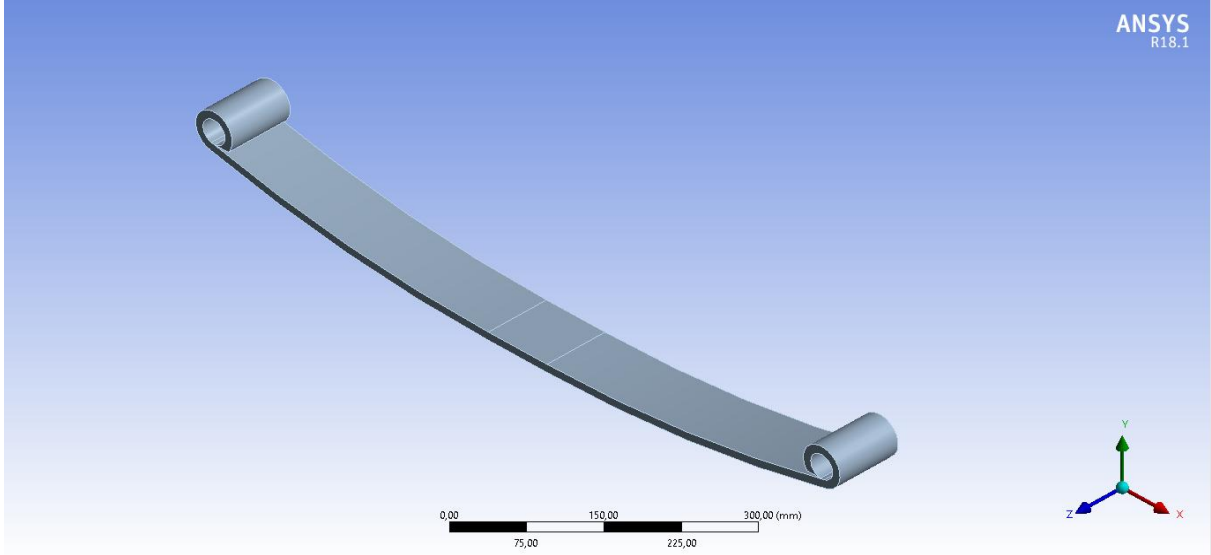
Şekil 4.33. – Tip 2 yaprak yay teknik resim

Tip – 2 yaprak yayın ölçüsü tip – 1 yaprak yayına kıyasla boyu kısaltılmıştır. Boyu 880 mm olarak ayarlanmıştır.

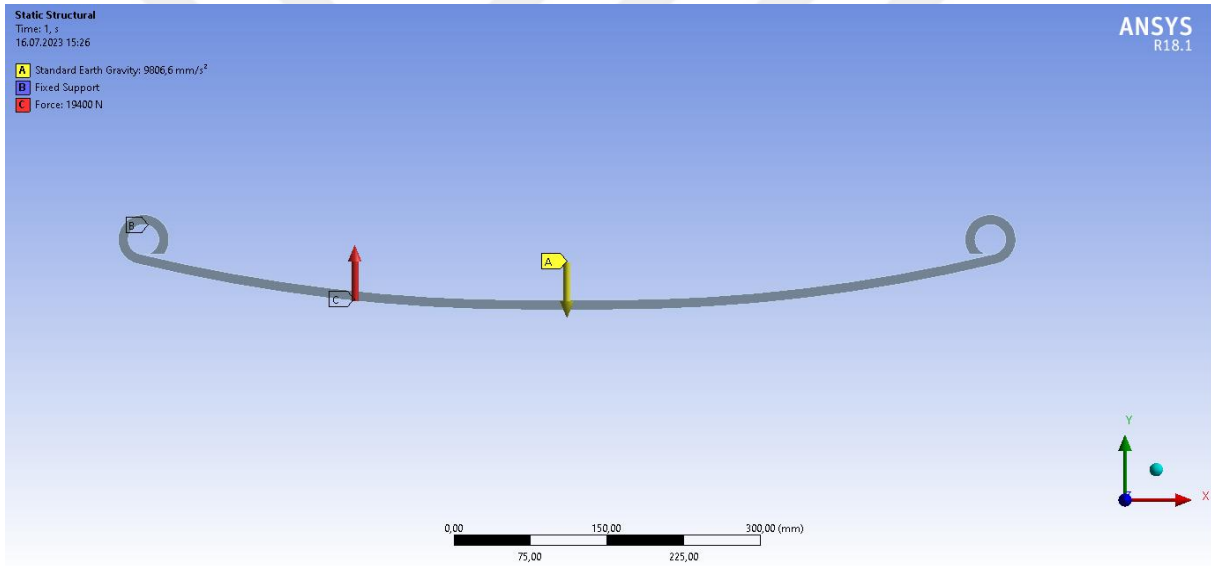


Şekil 4.34. – Tip 2 yaprak yay teknik resim

Tip – 2 yaprak yayın genişliği artırılarak 80 mm olarak ayarlanmış olup analiz parametreleri detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

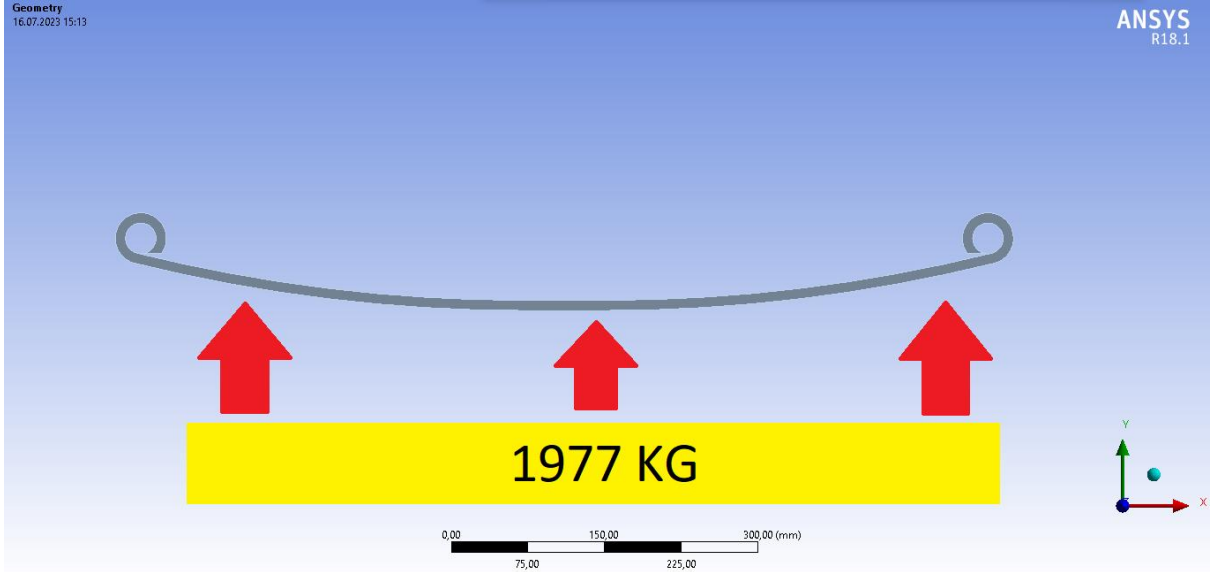


Şekil 4.35. – Yaprak Yay Geometri Ansys Ortamında



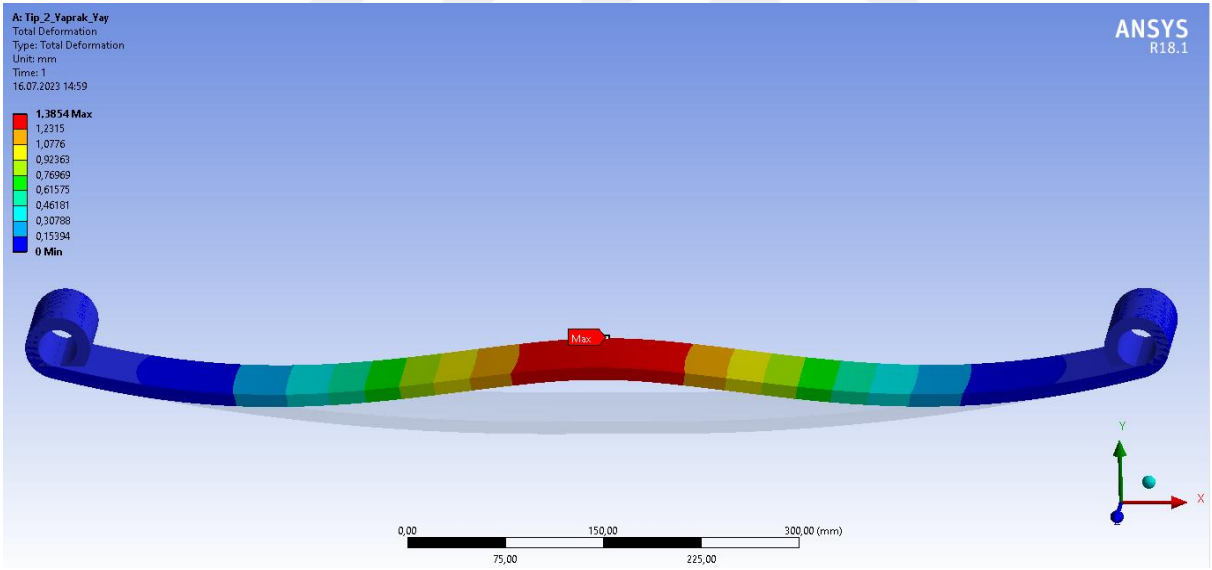
Şekil 4.36 – Yaprak Yay Statik Görünümü

Bu yükleme ve sınır şartlarının sonucu olarak total sehim, eşdeğer von-Mises stres ve kombine stres değerleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.



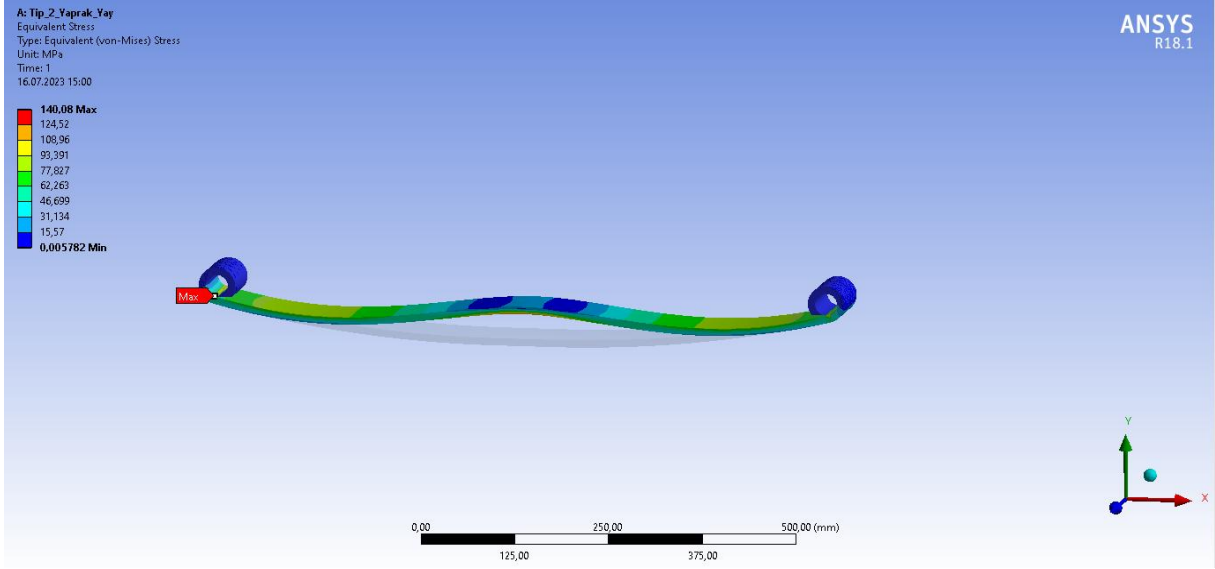
Şekil 4.37. – Yaprak Yayın kaldırma kapasitesi

Yaprak yay kabul edilen 1.68 emniyet katsayı içerisinde kapasitesi 1977 kg dır.

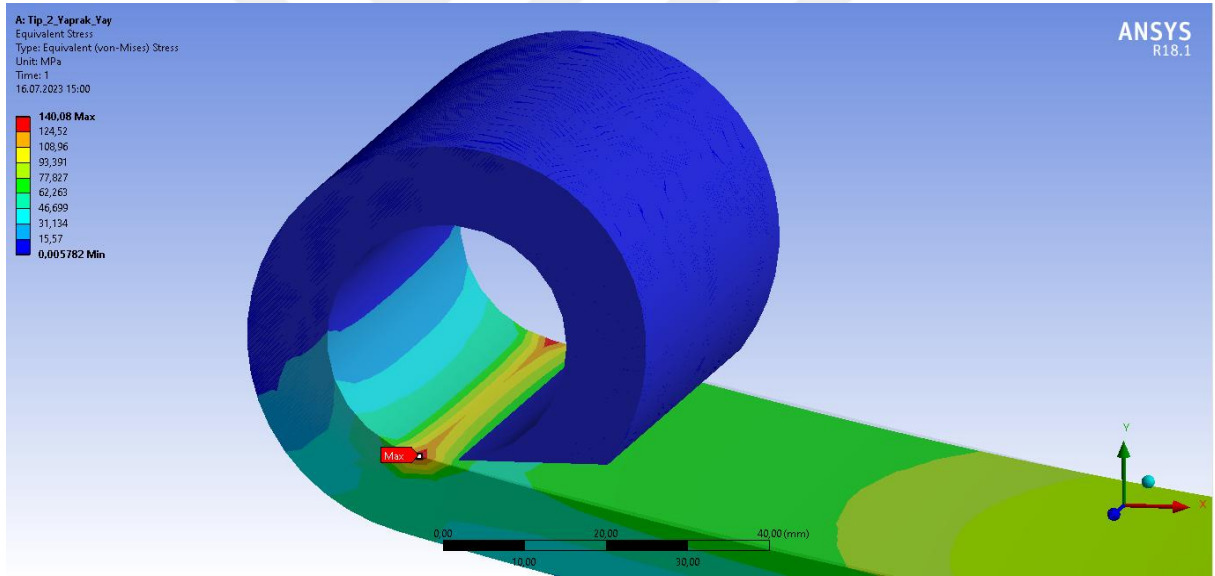


Şekil 4.38. – Maksimum Sehım Miktarı

Analiz esnasında maksimum sehım miktarı 1,38 mm değır çıkmaktadır. Bu değır L/200 değırinin altında kaldırğından dolayı elde ettiğımız değır kabullerimizi sağlamaktadır.



Şekil 4.39. – Maksimum stres miktarı (von – Mises)

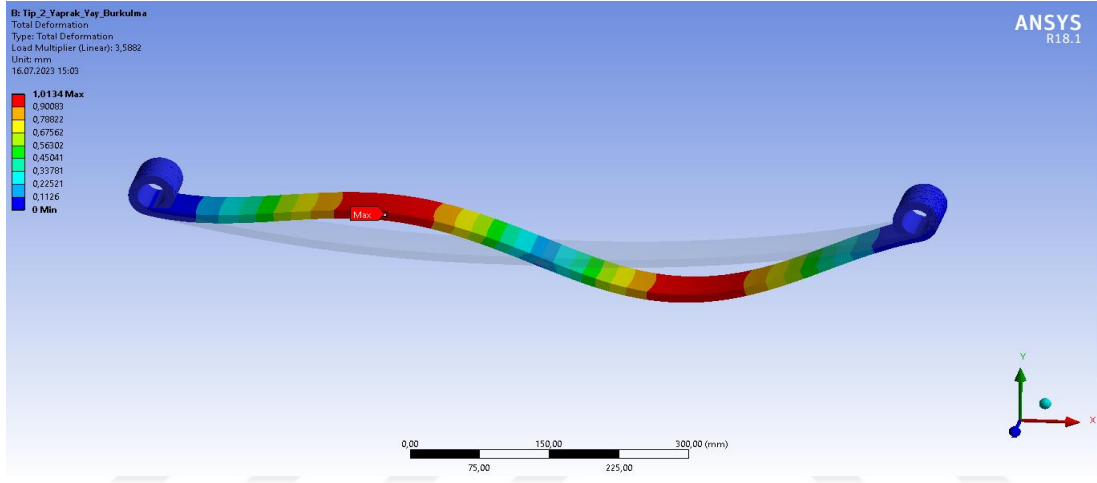


Şekil 4.40. – Maksimum stres miktarı maksimum bölge (von – Mises)

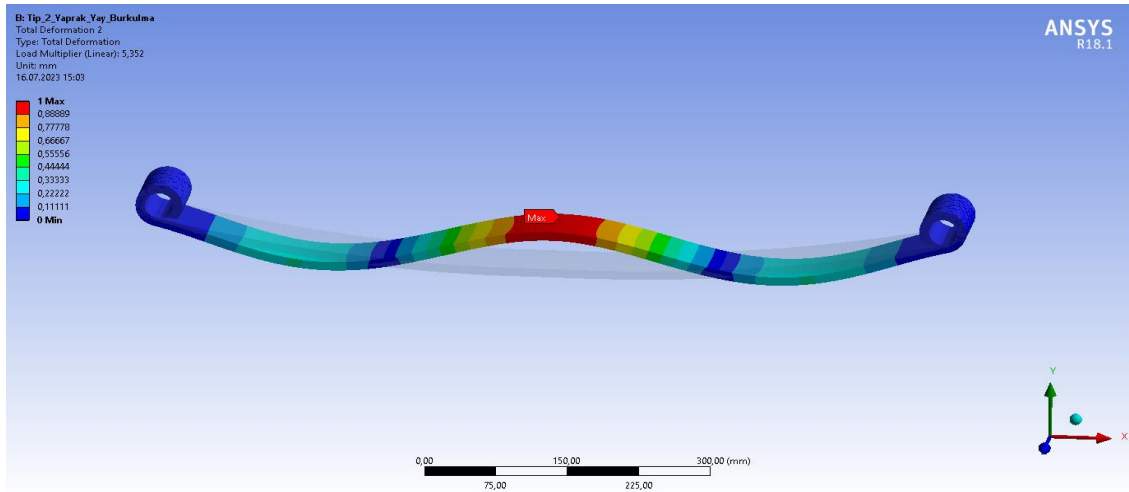
Analiz esnasında maksimum Von – Mises gerilmesi 140.08 Mpa değer çıkmaktadır. Burkulma için ise ilk dört modun Yük Çarpanı belirlenmiş olup detaylar aşağıda Şekil 4.35'te verilmiştir.

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Load Multiplier
1	1,	3,5882
2	2,	5,352
3	3,	10,588
4	4,	14,411

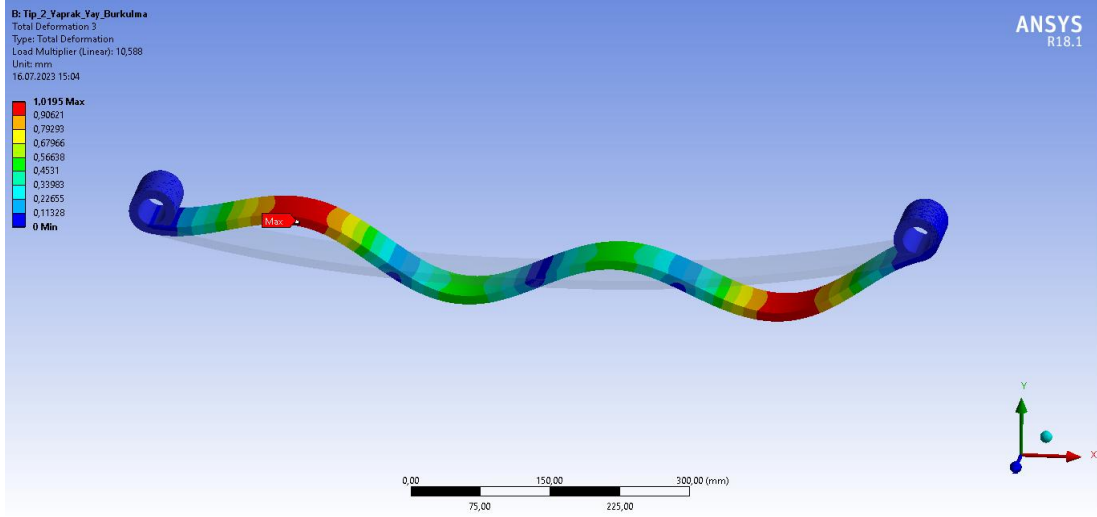
Şekil 4.41. – Yük Çarpanı



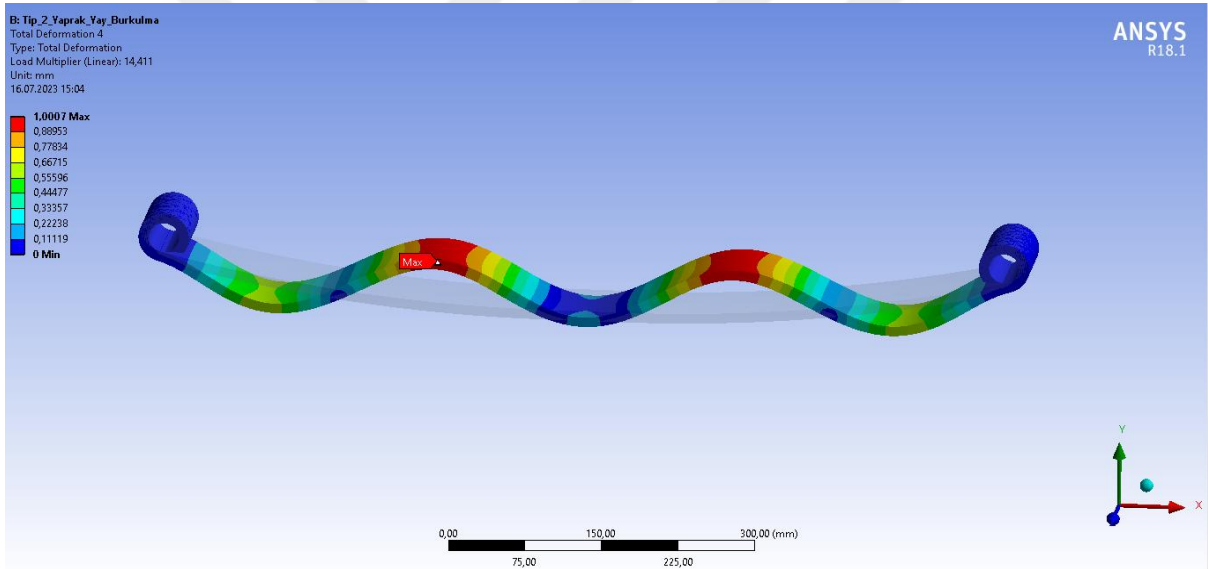
Şekil 4.42. – 1. Deformasyon (Tip – 2)



Şekil 4.43. – 2. Deformasyon (Tip – 2)



Şekil 4.44. – 3. Deformasyon (Tip – 2)



Şekil 4.45 – 4. Deformasyon (Tip – 2)

Burkulma için hesaplanan Yük Çarpanı tüm modlar için güvenlidir.

$$\text{Yük Çarpanı (1)} = 3,58 > 3 \quad \& \quad \text{Yük Çarpanı (2)} = 5,35 > 3$$

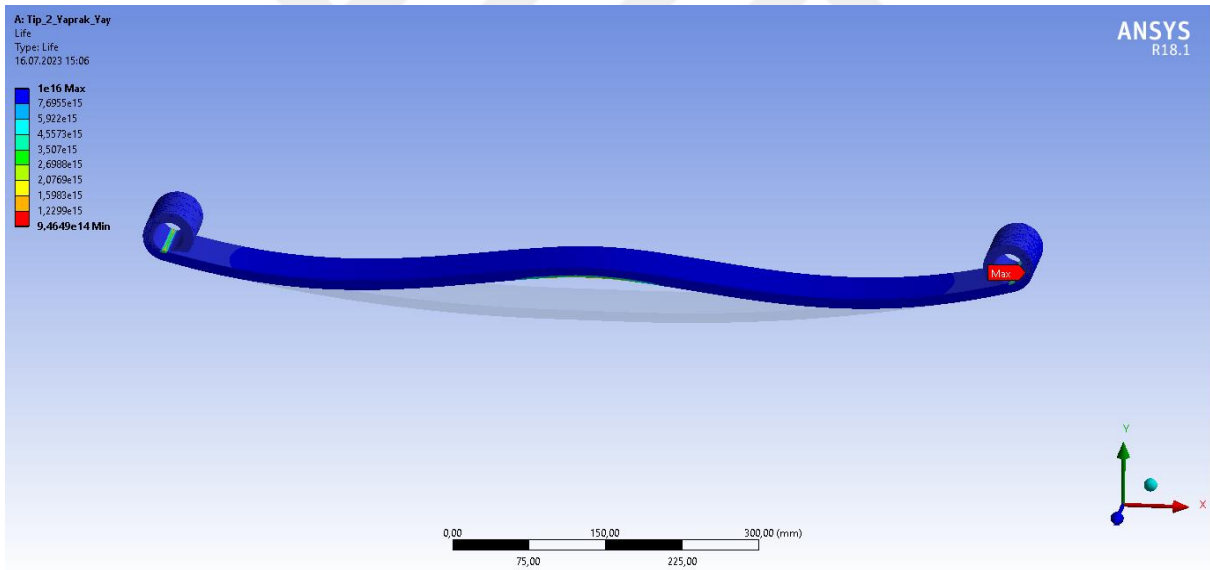
$$\text{Yük Çarpanı (3)} = 10,58 > 3 \quad \& \quad \text{Yük Çarpanı (4)} = 14,41 > 3$$

Yüklemenin en çok deformasyon yarattığı travers kirişlerde, von-Mises stresi standartlarca izin verilen deplasmanı yaratmadan istenilen minimum yük çarpanı değerlerine ulaşmaktadır.

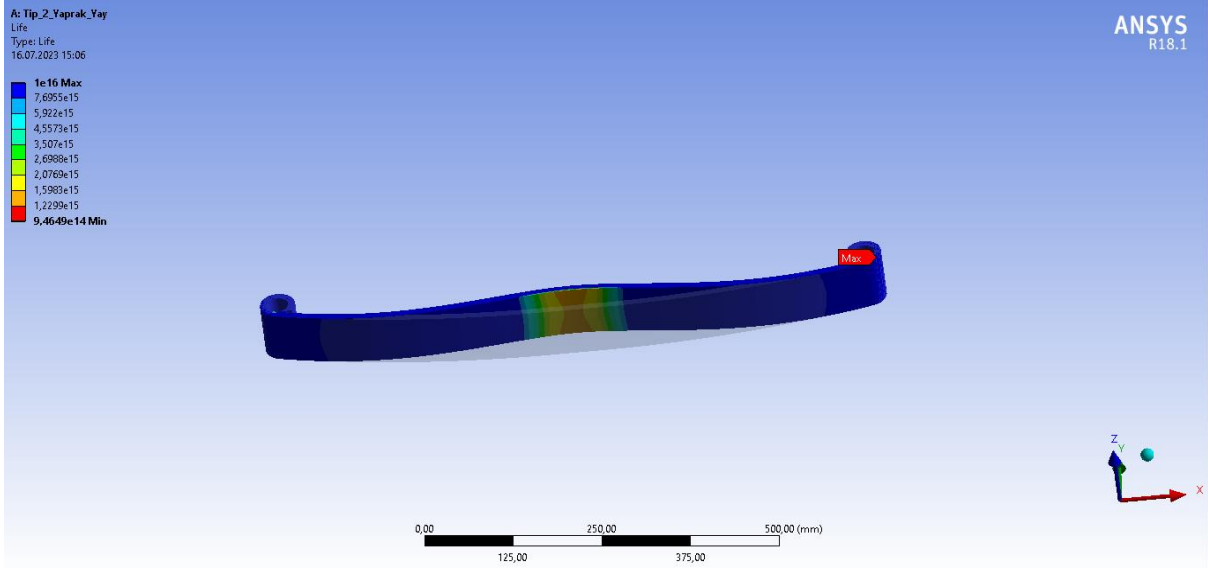
Dolayısıyla, $1,38 < L(= 880 \text{ mm}) / 200 = 4,4$ & $n = 235 \text{ (MPa)} / 140,08 \text{ (Mpa)} = 1,68$

Yukarıdaki değerlere bakacak olursak sehim ve emniyet katsayısı istenilen değerleri sağlamaktadır. Bu değerlere bağla olarak Yaprak yayın yaşam süresi bir diğer deyişle yorulma ömrü, emniyet katsayısı dağılımları ve yaprak yayın en çok hasar alan bölgelerini incelememiz için gerekli altyapı çalışmaları yapılmıştır. Yorulma analizi yaparken aşağıda belirtilmiş olan Şekil 4.21 – Stres döngüsü tablosu referans alınarak yapılmıştır.

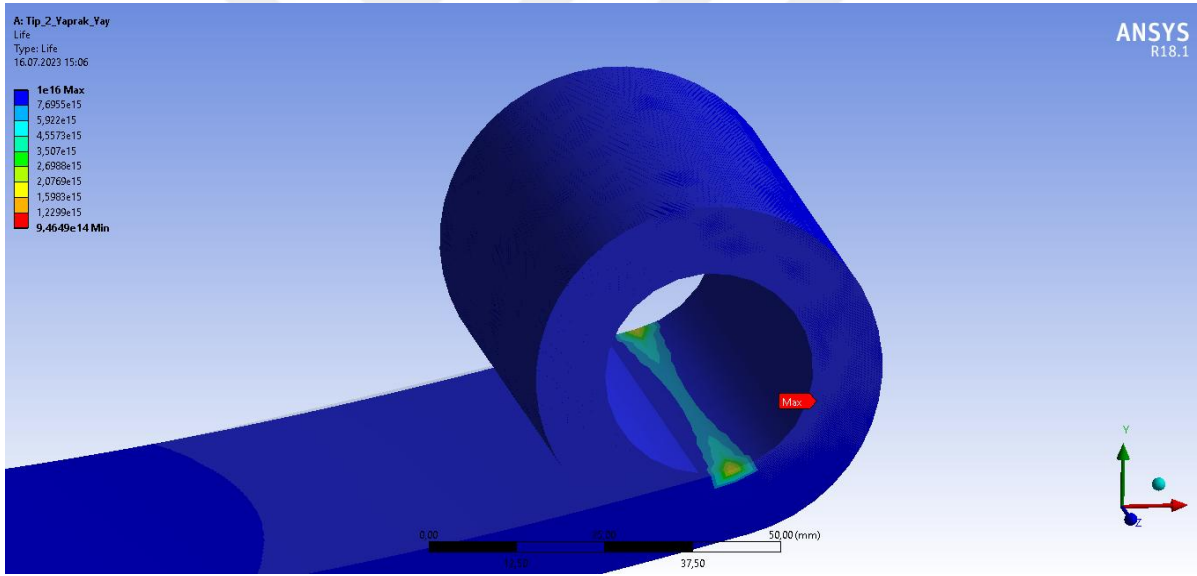
Yaprak yaylardaki emniyet katsayımızı 1.68 olduğundan dolayı stres miktarımız 140 Mpa olarak kalmaktadır. Bunun yanı sıra döngümüzü $1.00e+10$ olarak belirlemekteyiz. Döngümüzün $1.00e+10$ olarak belirlememizin sebebi sonuçları biraz daha incelemek için böyle bir değer verilmiştir.



Şekil 4.46. – Yaprak yay ömür dayanımı (Tip - 2)

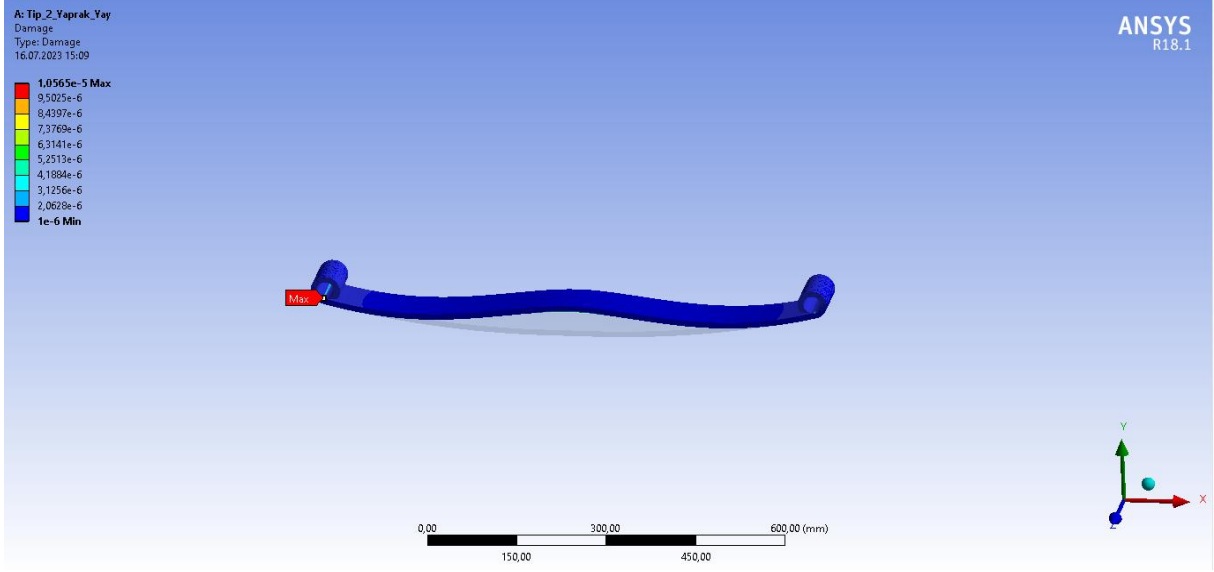


Şekil 4.47. – Yaprak yay arka kısım ömür dayanımı (Tip – 2)

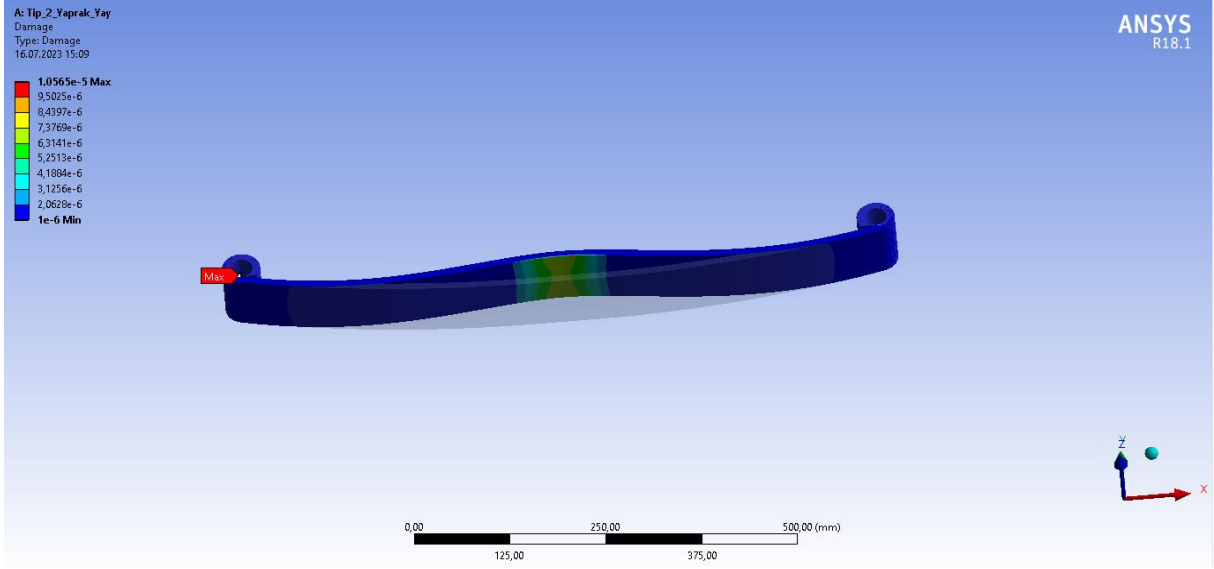


Şekil 4.48. – Yaprak yay ömür dayanımı maksimum bölge (Tip – 2)

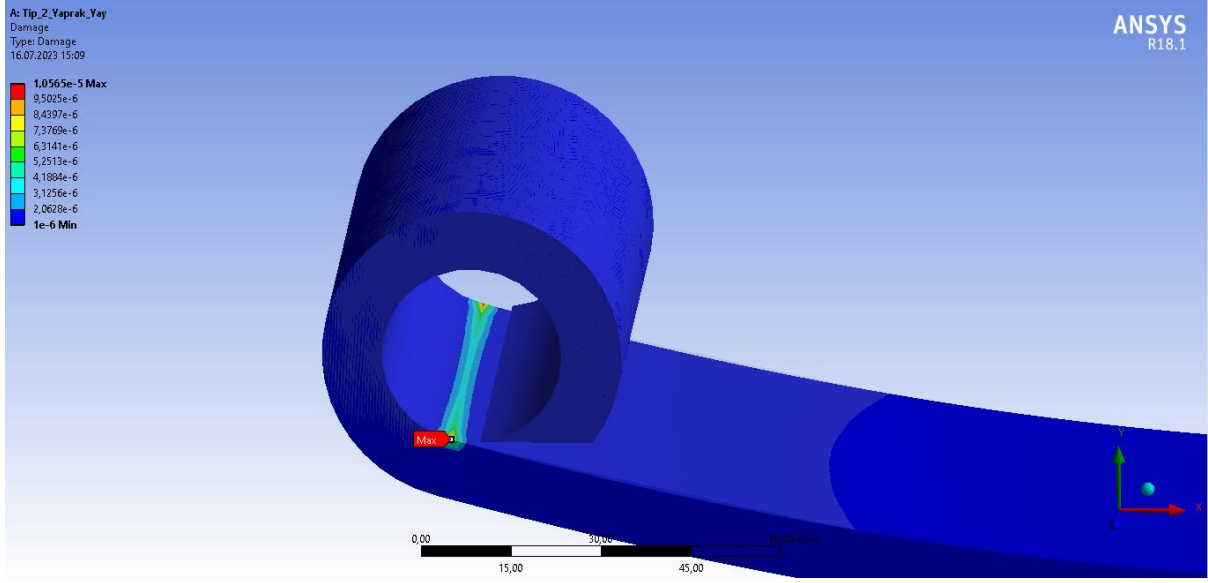
Ömür dayanım kısmını incelediğimizde ömrün en kısa süren bölgesi sabitlediğimiz yerin yakınında olan kırmızı renkle işaretlenmiş bölgedir. Dayanma ömrü $9,46e14$. çevrime kadar dayanmaktadır.



Şekil 4.49. – Hasar dağılımı (Tip – 2)

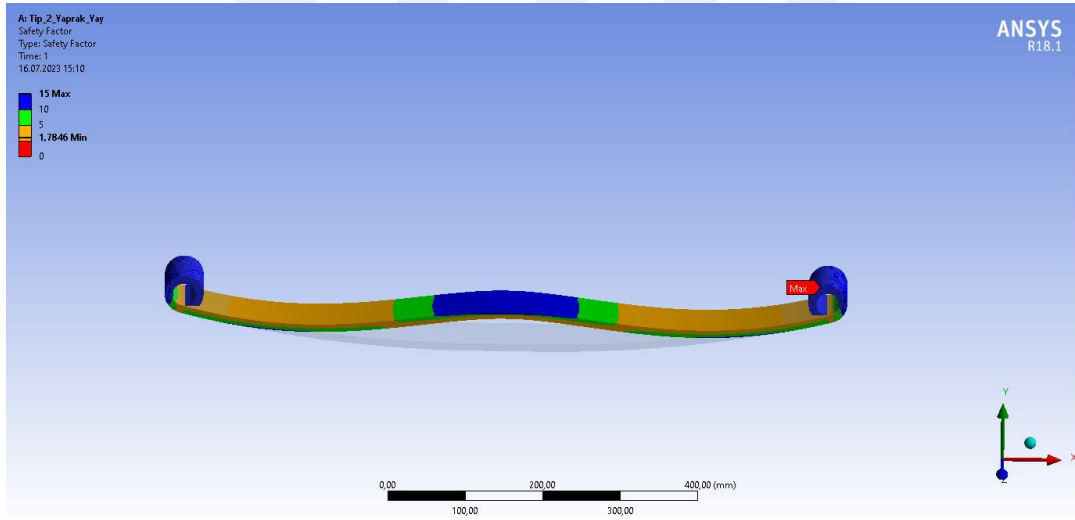


Şekil 4.50– Hasar dağılımı arka kısım (Tip – 2)

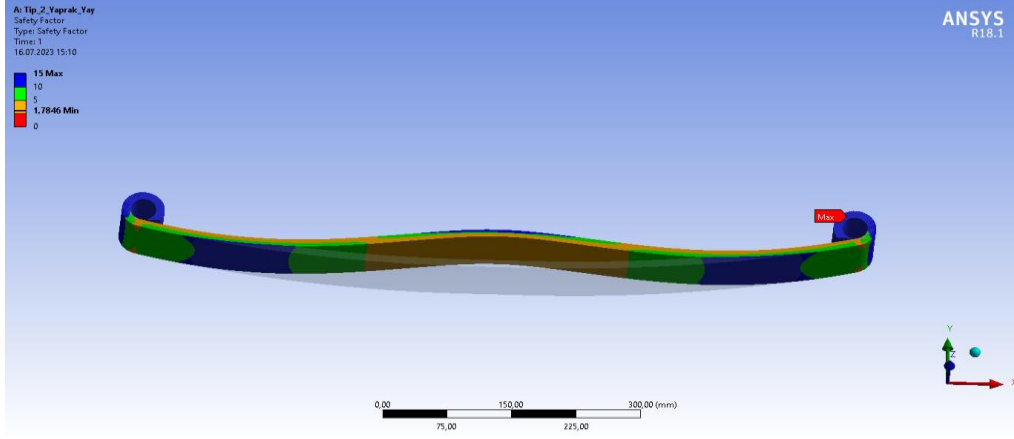


Şekil 4.51. – Hasar dağılımı maksimum bölge (Tip – 2)

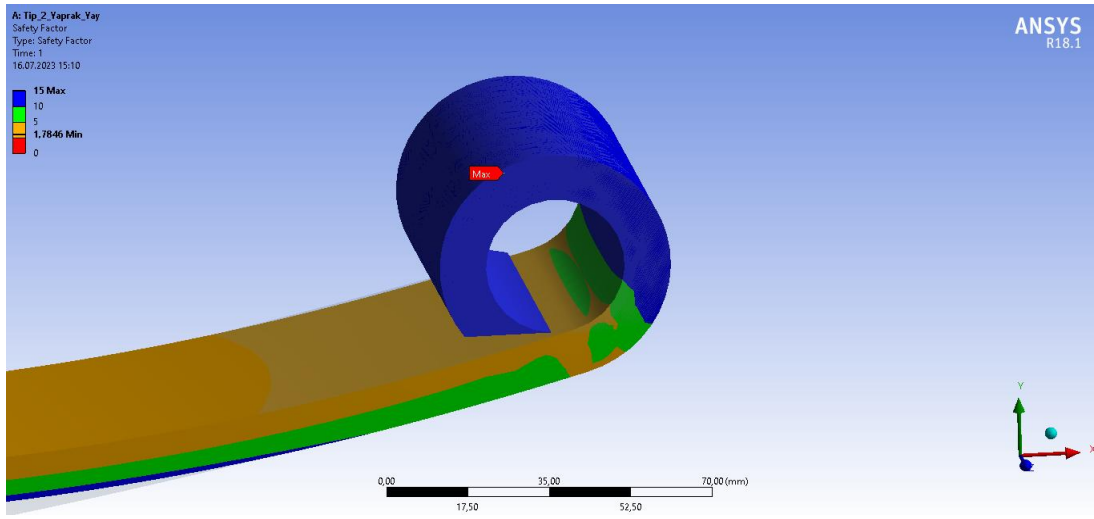
Yaprak yayın en çok hasar alan bölgesine baktığımızda ömür dayanımıyla doğru orantılı olarak yine aynı bölge olduğunu görmekteyiz.



Şekil 4.52. – Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 2)



Şekil 4.53. – Güvenlik faktörü dağılımı (Tip – 2)



Şekil 4.54. – Güvenlik faktörü maksimum bölge (Tip – 2)

Emniyet kat sayısı en düşük 1,78 olmaktadır ancak bizim analiz başlamadan kabul ettiğimiz emniyet kat sayısı 1.68 olarak kabul görmektedir. Sonuç olarak 1,78 emniyet katsayısı belirlediğimiz emniyet faktöründen büyük olduğundan dolayı bahsetmiş olduğumuz makas yay daha güvenilir bir hal almış bulunmaktadır.

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

Teknolojinin hızla ilerlediği günümüzde, mühendislik projeleri her zamankinden daha karmaşık hale geliyor. Bu incelemelerde ürünlerin dayanıklılığını ve güvenilirliğini sağlamak, tasarım hatalarını tespit etmek ve ürün performansını tespit etmek ve ürün performansının optimizasyonu oldukça önemlidir. Burada bilgisayar destekli analiz ve yorulma testi devreye giriyor, mühendislerin inovasyonunun ileri adımlarını belirliyor. Bilgisayar destekli analiz (BDA) süreci, büyük veri setlerini etkili bir şekilde işlemek, modellemek ve analiz etmek için bilgisayarlar ve analitik yazılımlar kullanır. Bu analizler, verileri görselleştirerek, desenleri ve ilişkileri ortaya çıkararak mühendislerin tasarım sürecini daha verimli hale getirir. Bilgisayar destekli analizin hızı, hassasiyeti ve veriye dayalı karar alma sürecindeki katkısı, mühendislerin inovasyonlarını ileri taşımada önemli bir rol oynar. Yorulma testi ise bir ürünün sürekli yük altında ne kadar dayanabileceğini ölçmek için yapılan testlerdir. Yorulma testleri, ürünlerin gerçek dünya koşullarında nasıl davrandığını ve uzun süreli kullanımlara karşı ne kadar dirençli olduklarını belirlemede önem arzeder. Ancak yorulma testlerinin gerçekleştirilmesi genellikle zaman alıcı ve maliyetli olabilir. İşte burada bilgisayar destekli analiz ve yorulma testinin güçlü bir birleşimi devreye girer. BDA, yorulma testlerinin sayısını azaltarak zaman ve maliyet tasarrufu sağlar. Sanal prototipler oluşturarak, ürünlerin yorulma testlerini sanal ortamda gerçekleştirmek mümkün hale gelir. BDA'nın analitik yetenekleri, ürünlerin gerçek dünyada beklenen performansını tahmin etmeye yardımcı olur ve tasarımların optimize edilmesini sağlar. Tasarım iterasyonlarının sayısını artırarak, mühendisler daha iyi ürünler geliştirebilir, daha hızlı bir şekilde sonuçlar elde edebilir ve müşteri memnuniyetini artırabilir. Ayrıca, ürünlerin dayanıklılığını artırmak için yorulma testlerinin etkin bir şekilde kullanılması, güvenilirlik sağlar ve müşterilere daha uzun ömürlü ve güvenli ürünler sunar. Bilgisayar destekli analiz ve yorulma testi, mühendislik alanında inovasyonun önünü açar. Bu birleşik yaklaşım, mühendislerin daha iyi tasarımlar yapmalarına, ürün performansını optimize etmelerine ve pazara daha hızlı sunmalarına ortam hazırlar.

Analiz deneylerin sonucunda, tip - 1 ve tip – 2 yaprak yaylarında yükleme miktarları belirlenirken sehim ve stres bakımından güvenli kalacak şekilde sınır değerlerine ulaşılan kadar iterasyon yapılmıştır. Yaprak yaylar için bahsi geçen yüklemelerin kilogram karşılıklarını tip -1 için 1217 kg olarak tip – 2 için ise 1977 kg olarak bulunmuştur. Yaprak yayın kapasitesinin arttırılması için gereken değişikliklerin yaprak yayın kalınlığını arttırmak, uzunluğunu kısaltmak, genişliğini arttırmamız yeterli olmuştur. Yaprak yayın ölçülerini bu

parametrelerle değiştirmemizin sonucunda burkulma katsayısında arttığını gözlemlemiş bulunmaktayız.

Tablo 5.1.Yaprak Yay Teknik Bilgi Tablosu

Yaprak Yay Teknik Bilgileri	Tip - 1	Tip - 2
Yay gözü iç çap (mm)	14	30
Yay gözü dış çap (mm)	34	50
Yaprak uzunluğu (mm)	1015	880
Yaprak yay et kalınlığı (mm)	10	10
Yaprak yay genişlik (mm)	45	80

Tablo 5.2.Yorulma Analizi Karşılaştırma Tablosu

ANALİZ SONUÇ TABLOSU	Tip - 1	Tip - 2
Kuvvet (N)	11940	19400
Maksimum Sehim (mm)	0,9466	1,38
İzin verilen Maksimum Sehim (L/200 mm)	5,07	4,0
Maksimum Stres (von-Mises MPa)	139,99	140,08
Yük çarpanı (1) \cong 3	2,88	3,58
Yük çarpanı (2) $>$ 3	4,33	5,35
Yük çarpanı (3) $>$ 3	8,47	10,58
Yük çarpanı (4) $>$ 3	11,65	14,41
Malzeme Adı	St 37	St 37
Yaprak yay taşıma kapasitesi (kg)	1217	1977
Malzemenin akma mukaveti (MPa)	235	235
Var sayılan emniyet katsayısı (Akma Mukavemeti / Maksimum Stres)	1,68	1,68
Hesaplanılan emniyet katsayısı	1,78	1,78
Yorulma Döngü Sayısı	10000000000 (1e10)	10000000000 (1e10)
En çok darbe alınan bölge	Yaprak yay uçlarında	Yaprak yay uçlarında
Dayanma Ömrü	9,48e14	9,46e14

Yorulma ömrü hesaplarının girmiş olduğumuz parametrelere bağlı olduğunu ve yaprak yayın ölçülerinin değişkenliğine göre yorulma ömründe değişebileceğini gözlemlemiş bulunmaktayız. Analiz deneyinde yaprak yayın malzemesini St 37 olarak belirlenmiştir ancak analiz deneyinde malzeme seçimi göz ardı edilerek yapılmıştır. Bunun sebebi ise tezimizin amacının bilgisayar destekli analiz programında yorulma analiz adımlarını ve bulduğumuz değerleri yorumlanmasını amaçlanmıştır.

St 37 çeliği, yaygın olarak yapı malzemeleri ve genel amaçlı imalatda kullanılan bir yapı çeliği sınıfıdır. Ancak, yaprak yaylar gibi süspansiyon sistemlerinde kullanımı yaygın değildir. Yaprak yaylar, genellikle yüksek karbonlu çeliklerden imal edilir. Yüksek karbonlu çelikler, daha yüksek mukavemet, dayanıklılık ve esneklik sağlar. St 37 çeliği, düşük karbon içeriği nedeniyle bu özellikleri sağlamada sınırlı olabilir. Yaprak yayların iyi performans gösterebilmesi için yüksek yük taşıma kapasitesi, mukavemet, dayanıklılık ve deformasyona karşı direnç gibi özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Bu nedenle, yaylarda genellikle yüksek karbonlu çelikler veya özel yay çelikleri tercih edilir. Yaprak yaylar, otomotiv sektöründe, kamyon ve ticari araçlarda süspansiyon sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu uygulamalarda, yüksek performans ve dayanıklılık gerektiren yaylar kullanılır. Uygun bir yay malzemesi seçmek, yayın doğru şekilde çalışmasını, yüksek yük taşıma kapasitesini ve uzun ömürlü olmasını sağlar. Yaprak yaylar için uygun malzeme seçimi, yayın uygulama gereksinimlerine uygun şekilde tasarlanmalıdır.

Yüksek karbonlu çelik, mukavemeti ve elastik özellikleri nedeniyle yay yapımında tercih edilen bir malzemedir. Yüksek karbonlu çelik, yayın esnekliğini ve dayanıklılığını artırır, yük taşıma kapasitesini iyileştirir ve deformasyona karşı direnç sağlar. Yüksek karbonlu çelik, çeşitli alaşımlar içerir ve farklı sıcaklık ve mukavemet gereksinimlerine göre çeşitli sınıflara ayrılabilir. Örneğin, 5160 çelik, yay yapımında sıkça kullanılan bir yüksek karbonlu çelik sınıfıdır. Yüksek karbonlu çelik, yaylar için ideal bir malzeme olmasının yanı sıra kolayca şekillendirilebilir, kaynaklanabilir ve yüzey işlemine uygundur. Bu uygulama, yayların üretim sürecini kolaylaştırır ve istenilen yay şekillerinin elde edilmesini sağlar. Ancak, yaprak yayların kullanıldığı belirli uygulamalarda, farklı malzemeler de tercih edilebilir. Örneğin, bazı otomotiv uygulamalarında kompozit malzemeler veya paslanmaz çelik kullanılabilir. Bu, yayın hafifletilmesi, korozyona dayanıklılığın artırılması veya farklı performans gereksinimlerinin karşılanması için tercih edilebilir. Yayın kullanılacağı uygulama ve performans gereksinimlerine bağlı olarak, doğru malzemenin seçilmesi önemlidir.

8.KAYNAKLAR

- Alp, S. (2008). Doğrusal Hedef Programlama Yönteminin Otobüsle Kent İçi Toplu Taşıma Sisteminde Kullanılması, *İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 13(1), 73–91.
- Alsaran, A. (1997). Kaynaklı Parçaların Yorulması. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı.
- Aly, A. A. & Salem, F. A. (2013). Vehicle suspension systems control: a review. *International journal of control, automation and systems*, 2(2), 46-54.
- Başuslu, O. (1999). I.2080 (X210Cr12), 1.7225 (42CrMo4) ve Ck45 çeliklerinin Yorulma Dayanımı Açısından Optimum Isıl İşlem Parametrelerinin Belirlenmesi (Yayınlanmamış Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi).
- Gök, G.C. & Aslaner, T. (2021). Dönel Eğmeli Korozyonlu Yorulma Deney Düzeneği (Proje Çalışması), Prof. Dr. Murat Aydın (Danışman) Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü. https://www.ktu.edu.tr/dosyalar/makina_6a708.pdf
- Karahan. B. & İnce, U. (2015). Bilya Püskürtmenin (Shot Peening) Teknik-Teknolojideki Yolculuğu ve Soğuk Dövme Prosesine Adaptasyonu. *Derin Ekim*, 74, 90.
- Kılıç, E., 2006. Kompozit malzemeden yapılan yaprak yayların analizi. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 71.
- Lawrence, K. L. (2012). ANSYS workbench tutorial release 14. Better Textbooks. SDC publications. Stephen Schroff.
- Maxfield, B.(2009) Essential MATHCAD for Engineering, Science and Math.
- Milli Eğitim Bakanlığı (2013), Motorlu Araçlar Teknolojisi, http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/S%C3%BCspansiyon%20Sistemleri.pdf.
- Özdemir, M. T. (2019). Euler-bernoulli kiriş teorisi kullanılarak farklı kesit ve sınır koşullarında çelik lifli kolonun burkulma ve titreşim analizi (Yayınlanmamış Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi).

- Polat, O. (2012). Yaprak yayların bilgisayar destekli yorulma analizi. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Soysal, M. F. (1996). Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yapı Analizi, Endüstriyel Bir Problem. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi. İstanbul Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.
- Sunar, Ö., & Çevik, M. (2015). Tek Katlı Yaprak Yaylarda Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Yorulma Analizi. *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 11(1), 1-6.
- Tauscher, H. (1983). Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı Malzeme Davranışı Biçim Etkisi ve Hesaplama Yöntemleri. MBEAE Matbaası, Gebze
- Thompson, M. K., & Thompson, J. M. (2017). *ANSYS mechanical APDL for finite element analysis*. Butterworth-Heinemann.
- Tokgönül, G., Kulaç, G., Şenocak, Ç., & Başalan, E. Ağır Ticari Kamyondaki Tek Katlı Parabolik Yaprak Yayın Bilgisayar Destekli Tasarımı, Analizi ve Fiziksel Doğrulaması. *Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 2(26), 55-61.
- Uludağ Üniversitesi (2018), Çekme ve Basma Deney Föyü, [/https://www.uludag.edu.tr/dosyalar/otomuh/Laboratuvarlar/20182019%20g%C3%BCz/OMB%20Lab%20Dersi%20Deney%20F%C3%B6y%C3%BC%20%20C3%87ekme%20ve%20Basma%20Deneyleri.pdf](https://www.uludag.edu.tr/dosyalar/otomuh/Laboratuvarlar/20182019%20g%C3%BCz/OMB%20Lab%20Dersi%20Deney%20F%C3%B6y%C3%BC%20%20C3%87ekme%20ve%20Basma%20Deneyleri.pdf).
- Zerkin, D. (2019). Binek Araçlardaki Rot Başlarında Yorulma Davranışının İncelenmesi. Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi. Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.
- Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L. & Zhu, J.Z. (2005). The finite element method for solid and structural mechanics. Elsevier. Sixth edition. Burlington.
- Zor, M (2007). Örneklerle Ansys Workbench'e Giriş. Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, <https://docplayer.biz.tr/1428047-Orneklerle-ansys-workbench-e-giris.html>

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	GÜVEN EGE ERKMAN
Uyruğu:	T.C.
Orcid Numarası:	0000 0003 4804 5753

Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite:	Türk Hava Kurumu Üniversitesi
Fakülte:	Mühendislik Fakültesi
Bölümü:	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı:	30.09.2019
Yüksek Lisans	
Üniversite:	Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi
Enstitü:	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı:	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı:	2023

Tezden Üretilen Makaleler ve Bildiriler	
Uluslararası Hakemli Kitapta Bölüm	
Erkman G.E. (2023) Yaprak Yayalarda Yorulma Analizi . Interdisciplinary studies on contemporary research practices in engineering in the 21st century-III. Özgür Yayınları. Gaziantep.	