



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



BAĞIMSIZ ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP YOLCU OTOBÜSÜ İÇİN SALINCAK KOLU TASARIMI

Yüksek Lisans Tezi

Orbay DAYSAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İzmir
2019

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

**BAĞIMSIZ ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP
YOLCU OTOBÜSÜ İÇİN SALINCAK KOLU
TASARIMI**

Orbay DAYSAL

Danışman : Prof. Dr. Hasan YILDIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

İzmir
2019

Orbay DAYSAL tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “Bağımsız Ön Süspansiyon Sistemine Sahip Yolcu Otobüsü İçin Salıncak Kolu Tasarımı” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 28.06.2019 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Hasan YILDIZ
Raportör Üye : Prof. Dr. Yeliz PEKBEY
Üye : Prof. Dr. Hasan ÖZTÜRK

İmza



EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Bağımsız Ön Süspansiyon Sistemine Sahip Yolcu Otobüsü İçin Salıncak Kolu Tasarımı” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün saffhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

28 / 06 / 2019



Orbay DAYSAL

ÖZET
BAĞIMSIZ ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP YOLCU
OTOBÜSÜ İÇİN SALINCAK KOLU TASARIMI

DAYSAL, Orbay

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan YILDIZ

Haziran 2019, 85 sayfa

Bu tez çalışmasında bir yolcu otobüsünde kullanılması planlanan yerli bağımsız ön süspansiyon sistemine ait alt ve üst salıncak kollarının tasarımı ele alınmıştır. Araç üreticisi (OEM) tarafından sağlanan süspansiyon sistemi gereklilikleri ve bu sistem içerisindeki tasarım kısıtları dikkate alınarak alt ve üst salıncak kolları üç boyutlu CATIA V5 yazılımında oluşturulmuştur. Aynı zamanda konstrüksiyon gereklilikleri göz önünde bulundurularak salıncak grubuna ait bağlantı elemanları incelenmiştir.

Salıncak kollarının farklı yol koşullarında maruz kalacağı kuvvetlere dayanıklılığının tespiti amacıyla literatürde verilen standart yükleme tipleri referans alınarak ANSYS Workbench yazılımında statik sonlu elemanlar analizi çalışmaları yapılmıştır. Elde edilen sonlu elemanlar analiz sonuçları, alt ve üst salıncak kolları için öngörülen üretim yöntemleri, maliyet, tedarikçi kısıtları ayrı ayrı değerlendirilmiş ve malzeme seçimi yapılmıştır.

Salıncak kolu malzemelerine ait S-N eğrilerinin elde edilmesi için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla numuneler üretilerek Ege Üniversitesi Merkezi Araştırma Test ve Analiz Laboratuvarı Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde çekme ve yorulma testleri yapılmıştır. Elde edilen S-N eğrileri ANSYS programına aktarılmış ve Fatigue tool arayüzünde sonsuz ömür yaklaşımı ile yorulma analizleri yapılmıştır.

Tüm bu çalışmalar sonucu salıncak kollarının prototip üretimi öncesi final tasarımı belirlenmiştir.

Anahtar sözcükler: Salıncak kolu tasarımı, yolcu otobüsü, bağımsız ön süspansiyon sistemi, sonlu elemanlar analizi, yorulma ömrü

ABSTRACT
CONTROL ARM DESIGN FOR PASSENGER BUS WITH
INDEPENDENT FRONT SUSPENSION SYSTEM

DAYSAL, Orbay

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Hasan YILDIZ

June 2019, 85 pages

In this thesis, the design of the upper and lower control arms belonging to the domestic independent front suspension system, which is planned to be used in a passenger bus, are discussed. Based on the suspension system requirements provided by the vehicle manufacturer (OEM) and the design constraints within this system, the lower and upper control arms are designed in CATIA V5R26 software. At the same time, the connection elements of the wishbone group have been examined considering the construction requirements.

Static finite element analysis studies were performed in ANSYS Workbench software by reference to the standard loading types given in the literature in order to determine the resistance of the control arms to the forces to be exposed under different road conditions. The obtained finite element analysis results, production methods for the control arms, cost, supplier constraints were evaluated separately and material selection was made.

Experimental studies were carried out to obtain S-N curves for control arm materials. Material samples were produced and tensile and fatigue tests were conducted at Ege University Central Research Test and Analysis Laboratory Application and Research Center. The obtained S-N curves were transferred to the ANSYS program and fatigue analysis was performed by using the infinite life approach in the Fatigue tool interface.

As a result of these studies, the final design of the control arms before prototype production was determined.

Keywords: Control arm design, coach, independent front suspension (IFS), finite element analysis (FEA), fatigue life.



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, otobüs ve ağır ticari araçlar için sabit ön dingil, ilave dingil, diferansiyel kovani ve komple arka dingil üreten Ege Endüstri ve Tic. A.Ş. bünyesinde Arge faaliyetleri kapsamında sürdürülen çalışmaların bir parçası niteliğindedir.

Sürekli gelişen taşımacılık koşullarının bir sonucu olarak yolcu otobüslerinde son yıllarda bağımsız ön süspansiyon sistemlerinin kullanılması yaygınlaşmıştır. Araç alt parça endüstrisi oldukça gelişmiş olan ülkemizde de yolcu otobüsleri için henüz seri üretimi gerçekleştirmiş tamamı yerli bağımsız ön süspansiyon sistemi tasarımı yapılmamış olması bu tez çalışmasının ortaya çıkmasında önemli bir etken olmuştur. Tez kapsamında söz konusu bağımsız ön süspansiyon sistemi için alt ve üst salıncak kolu geliştirme çalışmaları ele alınmıştır.

Bu çalışma çerçevesinde öncelikle mevcutta kullanılan benzer salıncak kolu tasarımları araştırılmıştır. Salıncak kolu tasarımı ile ilgili yerli ve yabancı literatür taramaları yapılmış ve akademik çalışmalar incelenmiştir. Konu ile ilgili akademik yayınlarda genel olarak komple bağımsız süspansiyon sisteminin incelendiği, salıncak kolları üzerine detaylı çalışmalar yapılmadığı görülmüştür. Bu durum da salıncak kolları üzerine akademik bir çalışma gerçekleştirme isteği uyandırmıştır.

Salıncak kollarının üç boyutlu tasarım ve yapısal analiz çalışmaları nispeten uzun sürmüştür. Bunun sebebi taşıtın gerçek yol koşullarında maruz kaldığı kuvvetlerin bilinmemesi ve bu yüzden de literatürdeki ekstrem yükleme koşullarını karşılayan tasarımın elde edilmeye çalışılmasıdır. Yapısal statik analizlere göre tasarımın nihai halini almasından sonra malzeme seçimi aşamasına geçilmiş, alternatif malzemeler belirlenmiş ve bunların paralelinde yerli tedarikçi araştırmaları yapılmıştır. Malzeme ve tedarikçi çalışmaları süresince üretim yöntemi ve kısıtlarına göre tasarım değişiklik talepleri değerlendirilmiştir.

Salıncak kolu malzemeleri belirlendikten sonra tasarımı yapılan parçaların yorulmaya dayanıklılığının incelenmesi amacıyla S-N eğrilerinin elde edilmesine karar verilmiştir. Bunun için öncelikle tedarikçilerden malzeme numuneleri alınarak yan sanayide yorulma deney numuneleri işlettirilmiştir. Numuneler Ege MATAL'da yorulma deneylerine tabi tutulmuştur. Son olarak, elde edilen S-N eğrileri analiz programına aktarılıp belirli kabullere göre üst ve alt salıncak kollarının yorulma ömürleri incelenmiştir.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
ÖNSÖZ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam).....	xx
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	3
2.1 Önceki Çalışmalar.....	3
2.2 Tezin Özgün Yönü.....	7
3. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	8
3.1 Süspansiyon Sisteminde Hareketlerin Oluşumu	8
3.1.1 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütle salınımları	9
3.1.1.1 Araçta meydana gelen süspansiyonlu kütle salınımları	10
3.1.1.2 Araçta meydana gelen süspansiyonsuz kütle salınımları	10
3.2 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Özellikleri	11

3.2.1 Sabit süspansiyon sistemleri	11
3.2.2 Bağımsız süspansiyon sistemleri	12
3.3 Çift Salıncaklı (Double Wishbone) Süspansiyon Sistemi.....	15
3.4 Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Salıncak Kollarının Yapısal Özellikleri	19
4. SALINCAK KOLLARININ TASARIMI.....	21
4.1 Kinematik Tasarım Çalışmaları	21
4.2 Mekanik Tasarım Çalışmaları.....	27
4.2.1 Salıncak kollarının üç boyutlu tasarımı	27
4.2.2 Araç özellikleri	28
4.3 Üst ve Alt Salıncak Grubu Elemanları	29
4.4 Yapısal Analiz Çalışmaları	32
4.4.1 Yapısal analizin modellenmesi	33
4.4.2 Farklı yol koşulları için yükleme durumları	35
4.4.3 Salıncak kollarının yapısal analiz sonuçları	38
4.4.3.1 Engelden geçme (düşey yön 3,00 G) durumu.....	38
4.4.3.2 Engelden geçme (boyuna yön 2,50 g) durumu	39
4.4.3.2 Engelden geçme (enine yön 2,50 g) durumu	41
4.4.3.3 Virajda frenleme durumu	43
4.4.4 Salıncak kollarının yapısal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi	45

4.5 Malzeme Seçimi	45
5. SALINCAK KOLLARININ YORULMA ÖMRÜ TAYİNİ.....	49
5.1 Yorulma Kavramı	49
5.2 Yorulma Zorlanması ve Yorulma Hasarı.....	50
5.3 Yorulmanın Temel Terminolojisi	51
5.4 S-N Eğrisi ve Yorulma Ömrü.....	55
5.4.1 Yorulma ömür hesaplarında ortalama gerilme etkisi.....	55
5.4.1.1 Goodman yaklaşımı	56
5.4.1.2 Soderberg yaklaşımı.....	57
5.4.1.3 Gerber yaklaşımı	57
5.5 Deneysel Çalışmalar	58
5.5.1 Materyal.....	58
5.5.2 Yöntem.....	59
5.6 Bulgular	62
5.6.1 Çekme deneyi sonuçları	62
5.6.2 Yorulma deneyi sonuçları	64
5.7 Yorulma Analizleri	67
5.7.1 Yorulma analiz tipinin seçimi.....	67
5.7.2 Yükleme tipi seçimi	68
5.7.3 Yorulma eğrisini oluşturma yöntemi	68

5.7.4 Ortalama gerilme etkisinin dikkate alınması	69
5.8 Üst ve Alt Salıncak Kollarının Yorulma Ömürleri	69
5.8.1 Engelden geçme (düşey yön 2,25 G) durumu	71
5.8.2 Sola dönüş (0,75 G) durumu	74
5.8.3 Frenleme (0,75 G) durumu	76
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	79
KAYNAKLAR DİZİNİ	81
TEŞEKKÜR	84
ÖZGEÇMİŞ	85



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Salıncak kollarının nihai tasarımı ve otobüs ön süspansiyon sistemindeki konumu.....	2
3.1 Taşıtta süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütleler.....	9
3.2 Araçta meydana gelen süspansiyonlu kütle salınımları.....	10
3.3 Araçta meydana gelen süspansiyonsuz kütle salınımları.....	11
3.4 Sabit ön dingil.....	12
3.5 Viraj dönüşü sırasında bağımsız askı sisteminde oluşan kamber açısı değişimi.....	15
3.6 Alt ve üst salıncak kollarının iz genişliği ve kamber açısına etkisi.....	16
3.7 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinde yalpa merkezi.....	17
3.8 Sabit dingil (üstte) ve Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi (altta) için performans değerlendirmeleri.....	18
3.9 Ticari araçlar için mevcut çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi uygulamaları.....	19
4.1 Salıncak kollarının akson taşıyıcıya bağlandığı mafsalların dönme eksenindeki izdüşümleri.....	22
4.2 Çift salıncaklı süspansiyon sistemini temsil eden düzlemsel dört çubuk mekanizması.....	23
4.3 Düzlemsel dört çubuk mekanizması ve salıncak kollarının açısal konumları.....	24
4.4 Kinematik optimizasyon çalışmaları sonucu oluşturulan otobüs ön süspansiyon çoklu cisim modelinin MSC Adams Car programı görseli.....	26
4.5 Salıncak kolları tasarımı yapılan taşıta ait görünüşler.....	28
4.6 Salıncak grubuna ait patlatılmış görünüm.....	30

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.7 Alt salıncak- Akson taşıyıcı ve üst salıncak-Akson taşıyıcı kesit detayı.....	31
4.8 Üst salıncak mesh görüntüsü.....	34
4.9 Alt salıncak mesh görüntüsü.....	34
4.10 Statik yapısal analizlerde süspansiyon sistemine uygulanan yükleme koşullarına ait bir örnek.....	35
4.11 Düşey engeli aşma yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	38
4.12 Düşey engeli aşma yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	39
4.13 Engelden geçme(boyuna yön) yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	40
4.14 Engelden geçme(boyuna yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	40
4.15 Engelden geçme(enine yön) yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	41
4.16 Engelden geçme(enine yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	42
4.17 Engelden geçme(enine yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen maksimum principle gerilme dağılımı.....	43
4.18 Virajda frenleme yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	44
4.19 Virajda frenleme yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.....	44
5.1 Bir mildeki tipik yorulma hasarı.....	51
5.2 Gerilmenin zamana göre değişimi.....	52
5.3 Sabit genlikle eğilmeye zorlanan bir milin farklı gerilme oranlarındaki örnek periyodik yüklemeler.....	54

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.4 Tam değişken aksenal yüklemeye maruz bir malzemenin S-N eğrisi.....	55
5.5 Goodman, Soderberg Doğrusu ve Gerber Parabolü.....	58
5.6 ASTM E466-7 standardına göre hazırlanmış yoruma numunesi skeci.....	58
5.7 ASTM E466-7 standardına göre hazırlanmış yorulma deney numuneleri.....	59
5.8 SHIMADZU EHF-EV200k2-040-0A Çekme ve Yorulma test cihazı.....	60
5.9 Aksenal gerilmeli yorulma cihazı çeneleri ve yorulma numunesi.....	61
5.10 S460N malzemesi 1. Numuneye ait Gerilme (N/mm ²)-Gerinim (%) eğrisi.....	62
5.11 S460N malzemesi 2. Numuneye ait Gerilme (N/mm ²)-Gerinim (%) eğrisi.....	62
5.12 S460N malzemesi 3. Numuneye ait Gerilme (N/mm ²)-Gerinim (%) eğrisi.....	63
5.13 SAE 4140 malzemesi 1. Numuneye ait Gerilme (N/mm ²)-Gerinim (%) eğrisi.....	63
5.14 SAE 4140 malzemesi 2. Numuneye ait Gerilme (N/mm ²)-Gerinim (%) eğrisi.....	64
5.15 S460N deney numunelerine ait S-N eğrisi.....	65
5.16 SAE 4140 deney numunelerine ait S-N eğrisi.....	65
5.17 Yorulma testinde hasar gören S460N malzeme numune görüntüsü.....	66
5.18 Yorulma testinde hasar gören S460N malzeme numune kesit görüntüsü.....	66
5.19 ANSYS kütüphanesine tanımlanan S460 malzeme özellikleri.....	70
5.20 ANSYS kütüphanesine tanımlanan SAE 4140 malzeme özellikleri.....	70

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.21 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü.....	72
5.22 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı.....	72
5.23 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü.....	73
5.24 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı.....	73
5.25 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü.....	74
5.26 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı.....	75
5.27 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü.....	75
5.28 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı.....	76
5.29 Frenleme (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü.....	77
5.30 Frenleme (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı.....	77
5.31 Frenleme (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü.....	78
5.32 Frenleme (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı.....	78



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1 Hava körüklü süspansiyon tipine ait 4x2 otobüse ait temel bilgiler.....	28
4.2 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları.....	37
4.3 Üst salıncak kolları için puanlanan çelik ve dökme demir malzemeler.....	47
4.4 Alt salıncak kolları için puanlanan çelik ve dökme demir malzemeler.....	47
4.5 Alt ve üst salıncak kolu malzemelerinden beklenen mekanik özellikler.....	48
5.1 S460N malzemesine ait numunelerin çekme deney sonuçları.....	63
5.2 SAE 4140 malzemesine ait numunelerin çekme deney sonuçları.....	64
5.3 Yorulma ömrü için standart yükleme koşulları.....	71
6.1 Üst ve alt salıncak kolları için yorulma emniyet katsayıları.....	79



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
f	Serbestlik derecesi
n	Çubuk sayısı
j	Mafsal sayısı
f_i	i mafsalının serbestlik derecesi
L	Bağımsız vektör döngü sayısı
p	Bağımsız değişken sayısı
σ_a	Gerilme Genliği (Alternating stress)
σ_e	Yorulma Dayanımı (Endurance Limit)
σ_m	Ortalama Gerilme Değeri (Mean stress)
σ_{max}	Maksimum Gerilme Değeri
σ_{min}	Minimum Gerilme Değeri
σ_r	Gerilme Aralığı
σ_u	Maksimum Çekme Dayanımı (Ultimate stress)
σ_y	Akma Dayanımı (Yield stress)
R	Gerilme Oranı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society For Testing and Materials
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europa Norm
OEM	Original Equipment Manufacturer
SAE	Society of Automotive Engineers





1. GİRİŞ

Bir taşıt, ömrü boyunca sürekli farklı yol bozuklukları ve yük düzensizliklerine maruz kalır. Yol bozukluklarından kasıt tepe, çukur ve yol pürüzlülükleriyken, yük düzensizlikleri ivmelenme, frenleme, viraj alma gibi oluşan yüklerin çeşitliliğini içerir. Bu nedenle iyi bir süspansiyon, bu düzensizlikleri karşılayacak ve taşıt içindeki yolculara etkisini minimize edecek şekilde tasarlanmaya çalışılır. Süspansiyonun, yol rahatsızlıklarını sönmek için yumuşak olması ve yük bozulmalarını karşılamak için de sert olması gerekir. Sonuç olarak, süspansiyon sistemi bu iki hedefi de yerine getirecek şekilde tasarlanmalıdır. Günümüz taşıt tekniği ve taşımacılık koşulları otobüs ve ağır ticari taşıtların ön süspansiyonları için bu ihtiyaçlara yanıt veren çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinin gelişmesine olanak sağlamıştır.

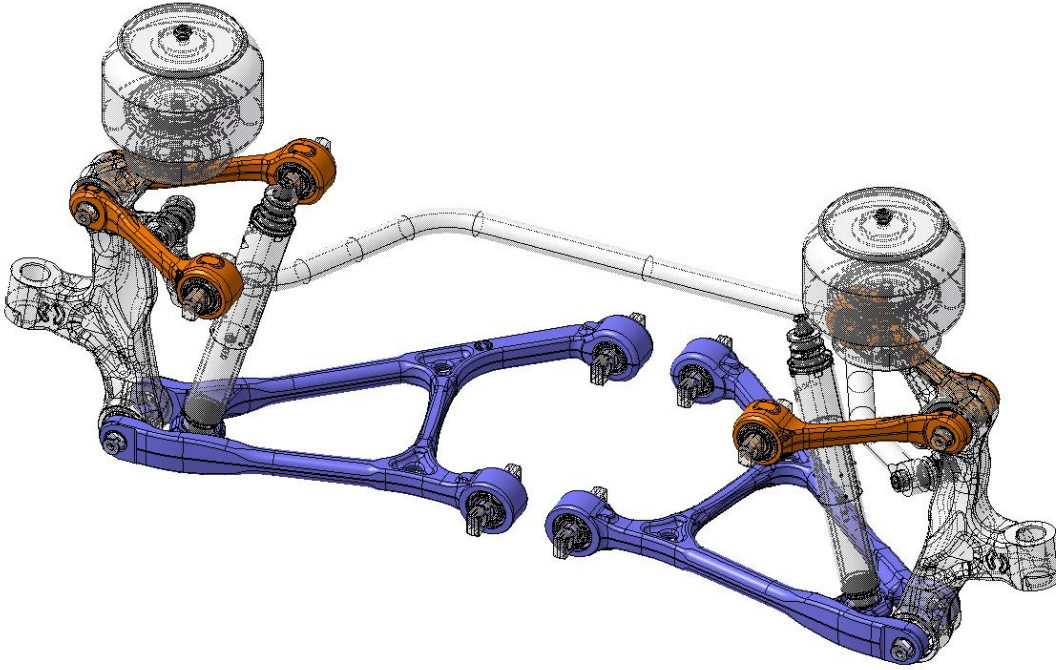
Çift salıncaklı süspansiyon sisteminde tekerlekler, bir alt ve bir üst salıncak ile şasiye bağlanmaktadır. Bu sistemlerde salıncak kolları, bağımsız süspansiyon sisteminin karakteristiğini belirleyen en önemli yapısal parçalarıdır. Salıncak kollarının temel işlevi düzgün olmayan yol koşullarında motorlu taşıtın tekerleklerinin kontrolsüz bir şekilde hareket etmesini engellemektir. Salıncaklar, tekerlekleri düzgün konumda tutar, çeşitli yönlerden gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlar, sadece yukarı ve aşağı yöndeki hareketlere izin verir. Üst ve alt olarak iki kısımdan oluşan salıncak kolları, taşıtın modeline, tipine ve kinematik özelliklerine göre farklı yapılara sahiptir.

Üst ve alt salıncakların bağlantı noktaları ve bağlantı açıları sistemin kinematik özelliklerini doğrudan değiştirebilir. Salıncak kollarının konumları bu anlamda taşıt gerekliliklerine göre farklı konfigürasyonlarda düzenlenebilir.

Salıncak kolları farklı türde üretim yetenekleri gerektiren farklı malzeme türlerinden oluşabilir. Salıncakların şasi bağlantılarında titreşim yalıtımı için metal kauçuk burçlar kullanılır. Akson veya akson taşıyıcıya olan bağlantı ise döner veya küresel mafsallar ile yapılır. Burç ve mafsalların tasarımı farklı bir mühendislik çalışması gerektirir.

Salıncak kollarının, taşıtın farklı yol koşullarında karşılaşacağı ani yük durumlarına ve ömrü boyunca maruz kalacağı değişken gerilme durumlarına karşı dayanıklı olmasını sağlamak mühendislik açısından büyük önem taşımaktadır. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen tasarım çalışmalarının temel hedefi salıncak kollarından beklenen mekanik gereksinimlerin sorunsuz karşılanabilmesidir.

Şekil 1.1’de, tez kapsamında incelenen üst ve alt salıncak kollarının nihai tasarımı ve otobüs ön süspansiyon sistemi içerisindeki konumu görülmektedir.



Şekil 1.1 Salıncak kollarının nihai tasarımı ve otobüs ön süspansiyon sistemindeki konumu.

2. GENEL BİLGİLER

2.1 Önceki Çalışmalar

Araştırma konusu ile ilgili daha önce yapılmış çalışmalar incelenmiş ve değerlendirilmiştir. Kaynak olarak kullanılan çalışmaların bazıları ana hatlarıyla ters kronolojik sıraya göre aşağıda özetlenmiştir.

Balkan (2018), yol dışı (off-road) kullanılan 12 tonluk bir aracın çift enine yön vericili bağımsız ön askı sistemi kinematik ve mekanik olarak incelenmiştir. Çalışmanın ilk kısmında askı sisteminin kritik kinematik değerleri MSC Adams ile kontrol edilmiştir, takip eden bölümde askı sisteminin farklı yol koşullarında maruz kalacağı kuvvetler için ANSYS ile yapısal sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu analizler ANSYS Workbench vasıtası ile gerçekleştirilmiştir. Askı sistemini en çok zorlayan yol koşuluna göre askı sistemi elemanları üzerinde kütle optimizasyonu yapılmıştır.

Topaç vd. (2017), 'Topoloji optimizasyonu yardımıyla askeri taşıt bağımsız ön süspansiyon için alt salıncak tasarımı' adlı çalışmasında dört tekerlekten çekişli, iki akslı bir askeri taşıtın bağımsız ön süspansiyonunda kullanılacak alt salıncığın yapısal tasarımı, topoloji optimizasyonu yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla önce, tekerlek tahrik milinin, süspansiyon yayının ve fren sistemi yapı elemanlarının konumları dikkate alınarak, alt salıncığın ön tasarımı oluşturulmuştur. İkinci aşamada, süspansiyon sistemi, çoklu cisim dinamiği yaklaşımıyla modellenmiştir. Bu model kullanılarak, salıncak bağlantı noktalarına etkiyen kuvvetler, literatürde verilen sanki statik standart yük tipleri için belirlenmiştir. Üçüncü aşamada, seçilen yük tipleri için ön tasarıma topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Böylelikle, her yük tipi için ön tasarım üzerindeki fazlalık hacim belirlenmiştir. Dördüncü aşamada, topoloji optimizasyonu çalışmalarından elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirilerek, alt salıncığın üretilebilir tasarımı yapılmıştır. Son olarak, elde edilen nihai tasarıma, doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri uygulanmıştır. Bu şekilde, kritik yük tipi için salıncığın en düşük emniyet katsayısı belirlenmiştir.

Topaç vd. (2016), ekli ağır ticari taşıt çekicilerinin ön aksları için tasarlanmış bir çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminin tasarım süreci ve deneysel yorulma dayanımını incelemiştir. Çalışma kapsamında önce, tasarım sınırlamaları dikkate alınarak optimum süspansiyon geometrisi için kinematik tasarımı incelenmiş, sürüş sırasında sistemin mafsal noktalarına gelen kuvvetler, çoklu cisim dinamiği yaklaşımıyla ekli taşıt modeline uygulanan standart manevralar uygulanarak belirlenmiştir. Ön mekanik tasarımı gerçekleştirilen süspansiyon sistemi, literatürde verilen standart yük tipleri kullanılarak sonlu elemanlar analizlerine tabi tutulmuştur. Sistem üzerinde belirlenen kritik gerilme yığılma bölgeleri için çeşitli tasarım iyileştirmeleri gerçekleştirilmiştir. Tamamlanan tasarımın tam ölçekli prototipleri üretilmiş ve bunlara, gerçek yol verileri kullanılarak yorulma testleri uygulanmıştır. Testler sırasında aşırı yüklenme ya da yorulma kaynaklı herhangi bir hasar gözlenmemiştir.

Dhanu ve Kattimani (2016), Mc Pherson süspansiyon sistemine ait alt salıncak kolu için, Hypermesh ve Abaqus sonlu elemanlar programları yardımıyla belirlediği çelik ve alüminyum malzemeler için yapısal statik analizler gerçekleştirerek sonuçları karşılaştırmıştır. Alüminyum malzemeli 2,6 kg ağırlığındaki salıncak kolunun gerilme değerleri bakımından 7,6 kg çelik ile aynı sonuçlar verdiğini tespit etmiştir. İlerideki çalışmalarında topoloji optimizasyonunun yanı sıra gerilme değerlerini düşürmek için şekil optimizasyonu yapılacağı belirtilmiştir.

Taksande ve Vanalkar (2015), hasara uğramış bir binek araca ait alt salıncak kolunun mevcut tasarımı için ANSYS sonlu elemanlar programıyla statik yapısal analiz çalışmaları yapmış olup, frenleme ve viraj dönme durumunda yüksek gerilme değerlerine maruz kaldığı gözlemlenmiştir. Malzeme güçlendirme ve sonrasında topoloji optimizasyonu ile oluşturulan alternatif tasarımda kritik bölgedeki gerilmeler düşürülmüştür. Bunun yanı sıra farklı malzeme çalışmaları da yapılarak analiz sonuçlarına göre Fe410 malzemesinin mevcut malzemeye nazaran da uygun olduğu belirtilmiştir.

Çoban (2015), TURKAR 4x4 aracı için bağımsız askı sistemi tasarımı üzerine çalışmıştır. Tasarımda aracın aks mesafesi boyutları değiştirilmeden,

aracın mevcut şasi formu korunarak sabit aksın yerine çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tasarımı oluşturulmuştur. Süspansiyon sistemin kinematiği incelenerek sistemin katı modellenmesi yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca mevcut tasarımda gelen değişken aks yüklerine göre farklı durumlar için kuvvet hesabı yapılmıştır. Bu kuvvetlere göre, mafsalların tasarımı, rulman ve hava yayı gibi süspansiyon sisteminin alt parça seçimleri gerçekleştirilmiştir.

Olguner (2015), çalışmasında ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım, parçaların üç boyutlu parametrik modellerinin oluşturulması, konstruksiyon hesaplamaların yapılması ve ANSYS Workbench'te yapısal statik sonlu elemanlar analizleri ile gerçekleştirilmiştir. Üst salıncak kolunda okunan gerilme değerlerinin, malzemenin akma sınırından büyük olması sebebiyle üst salıncak güçlendirme çalışmaları da yapılmıştır.

Topaç vd. (2015), 'Kamyon bağımsız ön süspansiyon sisteminin kavramsal tasarımı' isimli makalede sistemin yapısal mukavemet analizleri için literatürde verilen sanki statik standart yüklemeye tiplerini referans alınmıştır. Önce matris cebri tabanlı kuvvet analizi gerçekleştirilmiş, Adams çoklu cisimler dinamiği yazılımı yardımıyla ön süspansiyon sisteminin dingil pimi ile alt ve üst salıncak bağlantı mafsallarına gelen kuvvetler belirlenerek mafsallarda oluşturduğu gerilmeler ANSYS Workbench yazılımıyla incelenmiştir.

Gadade ve Todkar (2015), bir binek araçta alt salıncak kolunun yapısal statik analizlerini Hypermesh ve ANSYS programlarıyla gerçekleştirmiş, malzeme seçimi çalışması ile belirlediği AISI 1040 malzemesiyle üretilen prototipi test ederek parça üzerinde analiz sonuçlarıyla uyumlu gerilme değerleri elde etmiştir.

Vivekanandan vd. (2014), çift salıncaklı süspansiyon sistemine sahip bir ATV aracının salıncak kolları ve yay elemanını incelemiştir. Çalışmada alt ve üst salıncak kolları için metalurjik, mekanik özellikler ve maliyet parametrelerine göre puanlama yöntemiyle AISI 1040 malzemesi seçilmiştir. Üç boyutlu

modelleme sonrasında yoldan gelen düşey yükü ve yay kuvvetini hesaba katarak yapısal statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra üst ve alt salıncak kolunun konum ve açılarına göre aracın yalpa merkezini hesapladıktan sonra Lotus programı yardımıyla sistemin kinematik özelliklerin kontrolleri yapılmıştır.

Kutlak ve Uygur (2014), hafif bir ticari aracın süspansiyon sistemine ait sac malzemeden imal edilmiş ve kaynaklı birleştirmeye sahip salıncak kolunun her bir bağlantı noktasına test ortamında gerçekleştirilmiş yük değerleri uygulanarak ANSYS® ve nCode® programları ile ömür analizleri yapılmıştır. Sac salıncağın yorulma analizlerinde görülen kırılma bölgesi ömür test makinesinde kırılan salıncak ile karşılaştırılmış ve aynı bölgede sacın yorulması kırıldığı gözlemlenmiştir. Çalışmanın sonunda tasarım için iyileştirme önerileri sunulmuştur.

Özçelik (2011), bir binek aracın tahrik edilmeyen arka aksına çift enine yön vericili tekerlek aks sistemini uygulayarak standart sürüş manevralarından türetilen on üç yük şartının, askı sisteminin alt bileşenlerin bağlantı noktalarında oluşturduğu kuvvet ve moment sonuçlarını ADAMS yazılımı ile incelemiştir. Bulunan değerlere göre gerilme analizi NASTRAN paket programı ile lineer malzeme özellikleri kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar yazılımı olan Optistruct paket programıyla topoloji optimizasyonu yaparak üst salıncak kolunun ağırlığını azaltmıştır.

Doğan (2007), çalışmasında Mc Pherson tipi süspansiyon sistemlerine sahip binek aracın yüksek akma dayanımlı sıcak haddelenmiş S420MC sac parçaların kaynaklı birleştirilmesiyle oluşturulan salıncak kolu parçasının üç boyutlu modellenmesi ve çelik üreticisinden temin edilen malzeme yorulma eğrilerine göre ANSYS'te yorulma analizi yapılmıştır. Yorulma analizlerinde ayrıca şasi bağlantı bölgelerindeki burçların kauçuk malzemesi de hesaba katılmıştır.

2.2 Tezin Özgün Yönü

Yolcu otobüslerinde kullanılan bağımsız süspansiyon sistemlerinin hâlihazırda seri yerli üretimi bulunmamaktadır. Bu çalışma kapsamında incelenen salıncak kolları, bir yolcu otobüsünde kullanılması planlanan ilk yerli ve milli bağımsız süspansiyon sistemi için tasarlanmıştır. Bu yönüyle farklı bir öneme sahiptir.

Bunun yanı sıra, üst salıncak kolu malzemesi olarak seçilen S460N çeliğinin, dövme yöntemiyle üretilmiş salıncak kollarında kullanımı ile ilgili literatürde bir örneği bulunmamaktadır. Bu durum, tez çalışmasını diğer çalışmalardan farklı kılmaktadır. Düşük alaşımlı yüksek mukavemetli yapı çeliği olarak sınıflandırılan bu malzeme, otobüs ve ağır ticari araçlarda sıcak haddelenmiş sac malzemesi olarak çok geniş kullanım alanına sahiptir. Bu çalışmada, malzemenin gerekli mekanik özellikleri karşılaması ve firmanın farklı uygulamalarda sahip olduğu tecrübeler üst salıncak kolu malzemesinin S460N olarak seçilmesinde önemli rol oynamıştır.

Salıncak kollarının yorulma ömrü incelemelerine yer verilen diğer akademik çalışmalarda, ömür tayini için, sonlu elemanlar analiz program kütüphanesinde mevcut bulunan S-N eğrileri kullanılmış, literatürdeki S-N eğrilerinden yararlanılmış ya da Basquin yöntemiyle malzemenin mekanik değerlerinden S-N eğrisi oluşturma yöntemine başvurulmuştur. Bu çalışmada ise S460N ve SAE 4140 malzemelerine ait S-N eğrileri, belirlenen üst ve alt salıncak malzemelerinden deney numuneleri çıkarılarak laboratuvar koşullarında gerçekleştirilen yorulma deneyleri ile elde edilmiştir. Bu deneysel çalışmalar, tezi, konu ile ilgili yapılmış olan geçmişteki çalışmalardan ayıran önemli farklardan biridir.

Tezde incelenmiş bu özgün çalışmaların literatüre katkı sağlaması amaçlanmaktadır.

3. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Araçların yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi aracın ağırlığını taşıdığı gibi lastiklerin yola tutunmasını da sağlamalıdır. Taşıtın yol tutuşu hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin sağlıklı çalışmasına bağlıdır (Milli Eğitim Bakanlığı, 2013).

Tekerleklerin araca bağlantısını yapan parçaların tümüne birden süspansiyon sistemi denir. Araç ön ve arka süspansiyon sistemleri temel olarak tekerlek göbeği ve şasi arasındaki hareketli bağlantı elemanlarıdır. Temel işlevleri, tekerleğe gelen tahrik, fren kuvvetlerini, yanal kuvvetleri karşılamak, tekerleği boyuna ve enine yönde şasiye kılavuzlamak ve yoldan araç şasisine iletilen düşey kuvvetleri karşılamak için kullanılan yay ve amortisör gibi elemanlara taşıyıcılık yapmaktır.

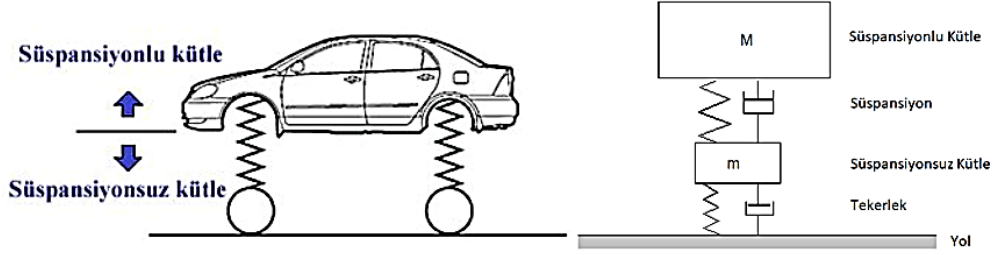
Süspansiyon sistemi tekerleklerin virajlarda yanal kuvvetlerin etkisindeyken sürüş stabilitesini korur ve yol yüzeyindeki girinti çıkıntıların oluşturduğu titreşimleri sönmüleyerek sürüş konforu ve güvenliğini en üst seviyede tutmaya çalışır. Süspansiyon sistemi, araç içinde bulunan kişilerin güvenliği ve konforu açısından ihtiyaç duyulan bir sistem olup, direksiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve tekerleklerle bir bütünlük içerisinde çalışır.

Süspansiyon sistemi, rahatlığın yanında yol üzerindeki tümsek ve çukurlar üzerinden geçerken yol tutuş yeteneği açısından tatmin edici olmalıdır. Hızlanma, frenleme, viraj alma, bozuk zeminde ilerleme gibi farklı çalışma şartlarında gerekli olan güvenliği ve konforu sağlamalıdır

3.1 Süspansiyon Sisteminde Hareketlerin Oluşumu

Araçtaki kütleler, süspansiyonsuz kütleler ve süspansiyonlu kütleler olmak üzere ikiye ayrılır.

Süspansiyonsuz kütleler; tekerlekler, frenler, aks tahrik milleri, tekerlek rulmanları ve tekerlek rulman muhafazaları, süspansiyonlu kütleler ise tahrik aksamı ve yürüyen aksam ile birlikte araç gövdesidir. Şekil 3.1’de süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütleler gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Taşıtta süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütleler (Milli Eğitim Bakanlığı, 2013).

Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütlenin ağırlığı arasındaki ilişki sürüş konforu ile direksiyon kararlılığını etkiler. Süspansiyonsuz kütle küçük olduğu zaman tekerlekler yoldaki pürüzlere hızlı bir şekilde tepki verir, yolu daha iyi kavrar ve bu şekilde direksiyon kararlılığının da gelişmesine yardımcı olur. Süspansiyonlu kütlenin ağırlığı büyük olduğu zaman, gövdenin sarsılmaya yatkınlığı azalır. Bu yüzden büyük ve ağır bir gövde daha konforlu bir sürüş sağlar (Demir, 2017).

3.1.1 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz kütle salınımları

Seyir halindeki bir araca yol yüzeyinden ve aerodinamik sebeplerle çeşitli kuvvetler etki etmektedir. Bu kuvvetler şekilde görüldüğü gibi zıplama, gezme, yan yatma ve sallantı gibi araçta bazı salınımlara neden olur. Bunlardan başka tekerlekler ve akslar yaysı kütlenin ağırlığı ile aksenel, dairesel ve düşey salınımlara maruz kalınır. Bunlar süspansiyonsuz kütlenin salınımidir.

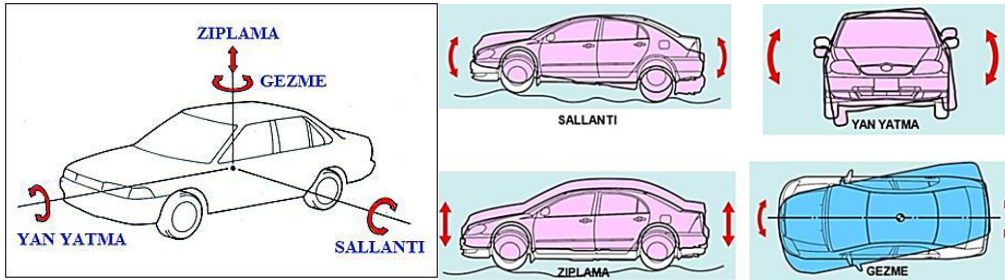
3.1.1.1 Araçta meydana gelen süspansiyonlu kütle salınımları

Sallantı : Araç yol yüzeyindeki büyük sarsıntılardan geçtiği zaman, aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkasının aşağı yukarı hareket etmesidir. Bu sallantı özellikle, aracın pürüzlü ve kasisli, çok çukurlu stabilize yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelir.

Yan Yatma (Yalpa) : Bozuk bir yolda araç döndüğünde veya hareket halinde iken aracın bir tarafındaki yay kısılırken diğeri uzamaya başlar. Bunu sonucunda aracın gövdesi bir taraftan diğere yan hareketler yapar.

Zıplama : Aracın tümüyle aşağı yukarı hareketidir. Düzgün olmayan, engebeli yollarda yüksek hızlarda araç kullanıldığı zaman meydana gelir. Yaylar yumuşak olduğunda zıplama da artar.

Gezme : Araç tümseklerden geçerken aracın ağırlık merkezine bağlı olarak aksel merkezden sağa ya da sola hareketidir, aracın önü ve arkası farklı yönlerde doğru hareket eder.



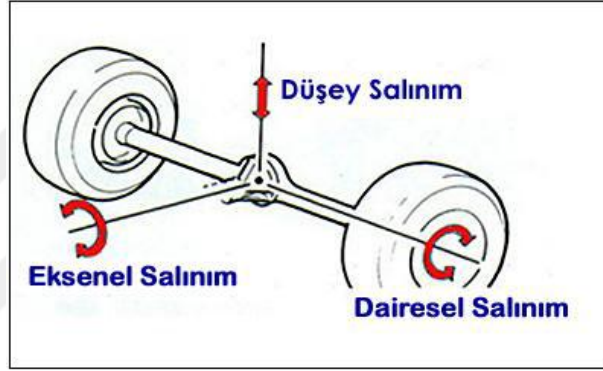
Şekil 3.2 Araçta meydana gelen süspansiyonlu kütle salınımları (Demir, 2017).

3.1.1.2 Araçta meydana gelen süspansiyonsuz kütle salınımları

Düşey Salınım : Düşey salınım, tekerleklerin yukarı-aşağı zıplamasıdır. Genellikle sık kasisli yollarda, orta ve yüksek hızlardaki araç sürüşünde meydana gelir.

Eksenel Salınım : Eksenel salınım, sağ ve sol tekerleğin birbirine zıt yönde yukarı-aşağı hareketidir. Bu salınım, tekerleklerin yol yüzeyinde atlayarak yol almasına (kaymasına) neden olur ve sabit akslı süspansiyonlarda daha kolaylıkla meydana gelir.

Dairesel Salınım : Sürüş torkuna bağlı olarak yaprak yayların aks ekseninde kendi kendine dönmeye çalışmasına dairesel salınım denir. Bu salınım sürüş konforunu olumsuz etkiler. Süspansiyon sistemi tasarımı yapılacak olan bazı düzenlemeler ile dairesel salınımı önlemek mümkün olabilir (Milli Eğitim Bakanlığı, 2013).



Şekil 3.3 Araçta meydana gelen süspansiyonsuz kütle salınımları (Milli Eğitim Bakanlığı, 2013).

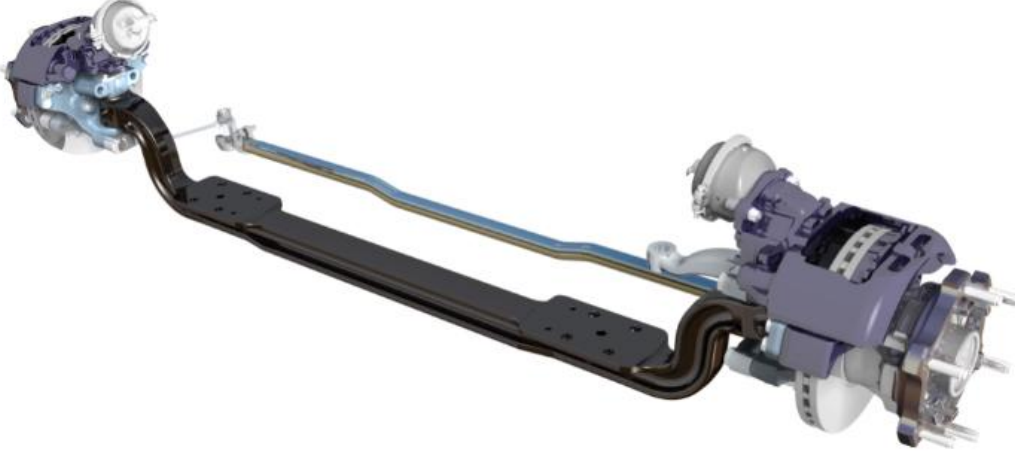
3.2 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Özellikleri

Taşıtın sürüş özelliklerinin belirlenmesinde süspansiyon sistemleri en önemli öğelerden biridir. Taşıtın hareketi esnasında süspansiyon sisteminin hareket davranışı aracın yol tutuşuna ve sürüş karakteristiğine direkt etki eder. Sabit ve bağımsız süspansiyon sistemleri olmak üzere genel olarak iki tip süspansiyon sistemi mevcuttur.

3.2.1 Sabit süspansiyon sistemleri

Tekerleklerin birbirine rijit bir aksla bağlandıkları sistemdir. Bu sistemler şasiye ise yaprak yaylar yardımıyla bağlanırlar. Sabit aks sistemine sahip bir taşıtta tekerleğin birine verilen hareket diğerlerine de aktarılmış olur. Dolayısıyla

bir tekerleğin engel aşması veya çukura düşmesi durumunda oluşan düşey hareketinden diğeri de etkilenir.



Şekil 3.4 Sabit ön dingil (Ege Endüstri ve Tic. A.Ş.).

Basit yapısının yanı sıra üretim maliyetlerinin düşük olması ve yüksek taşıma kapasitesine olanak tanınmasından dolayı sabit aks sistemleri genellikle ticari araçlarda (kamyon, otobüs, kamyonet. vb) ve bazı binek otomobillerin arka aksında kullanılır. Ayrıca tam yaylanma sırasında çok az miktarda iz genişliği ve kamber açısı değişimine sebep olmaları kirli ve buzlu yollarda iyi bir sürme kabiliyeti sağlar. Son yıllarda ise özellikle uluslararası taşımacılıkta kullanılan çekicilerde, otobüslerde ve askeri araçlarda bağımsız askı sistemlerinin kullanımı artmaktadır (Olguner, 2015).

Sabit aksların dezavantajı, fazla ağır olmaları, titreşim esnasında araç kontrolünün azaltması, enine dalgalı yolda konum değiştirmeye meyilli olmaları, bir tekerleğin bir engeli aşması sırasında oluşan kamber değişiminin aksın aldığı eğimli pozisyon nedeniyle diğer tekerleği de etkilemesi, aks üzerinde kalan yer ihtiyacının diferansiyelin yaylanma koluna uygun olmaması, yani bagaj hacmin küçülmesidir (Kuralay, 2003; Göçmüş'ten, 2014).

3.2.2 Bağımsız süspansiyon sistemleri

Binek araçlarda aks konstrüksiyonları için kısıtlı alan bulunması, yol ve taşımacılık koşulları, yolcu ve yük konforu gibi ihtiyaçlar bağımsız süspansiyon

sistemlerinin ortaya çıkmasına neden olmuştur. Günümüzde binek araçların yanı sıra şehir içi ve şehir dışı yolcu otobüslerinde, midibüslerde ve kamyonlarda bağımsız ön süspansiyon sistemi talebi ön plana çıkmaya başlamıştır.

Bağımsız süspansiyon sistemleri küçük boyutlara sahip olmakla birlikte konstrüksiyon ve imalatları sabit akslara oranla daha karmaşıktır. Ancak bağımsız askı sistemi konstrüksiyonlarındaki yaylandırılmamış kütlelerin azlığı taşıtın seyir konforunu ve tekerleğin yola temasını olumlu yönde etkilemektedir. Bu tip süspansiyon sistemleri, yol yüzeyindeki bozuklukları etkin bir şekilde sönmüleyebilir, bu sebepten dolayı sabit aks sistemlerine göre çok daha rahat ve konforlu bir sürüş sağlar.

Hareket halindeki bir araçta tekerleklerinin birinin tümseğe çıkması halinde lastik yukarı doğru hareket eder. Bu hareket sonucunda salıncaklar yayı sıkıştırarak aksla beraber şasiye yaklaşır. Bu sıkışma amortisörün yardımıyla kontrollü olur. Tekerlek normal yola girdiğinde ise araç ağırlığının ve daha önce aldığı enerjiyi geri vererek kontrollü bir şekilde normal seyrine devam eder.

Aracın çukura girmesi durumunda yayın etkisiyle salıncak kolları aşağıya doğru hareket eder. Oluşan boşluğu yaylar açılarak karşılarken gövde bu sallanmadan yay ve amortisörün etkisiyle çok az etkilenir. Yol yüzeyi normale döndüğünde yay kapanarak önceki konumuna gelir, böylece yoldan gelen darbeler gövde de fazla hissedilmez, Sürüş konforlu ve güvenli olur (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2004).

Ağır ticari taşıtlarda yüksek yük kapasitesi sağladığı için geçmişte yalnızca sabit aks kullanılırken, günümüzde bağımsız süspansiyon sistemlerindeki gelişmeler ve yük taşıma kabiliyetlerinin artmasıyla birlikte düşük yaylandırılmamış kütle sağlamaları, kapladığı hacmin azlığı ve konfor özellikleri sebebiyle yolcu taşıyan bu taşıtlarda bağımsız süspansiyon sistemine geçiş giderek artan oranda uygulanmaya başlamıştır.

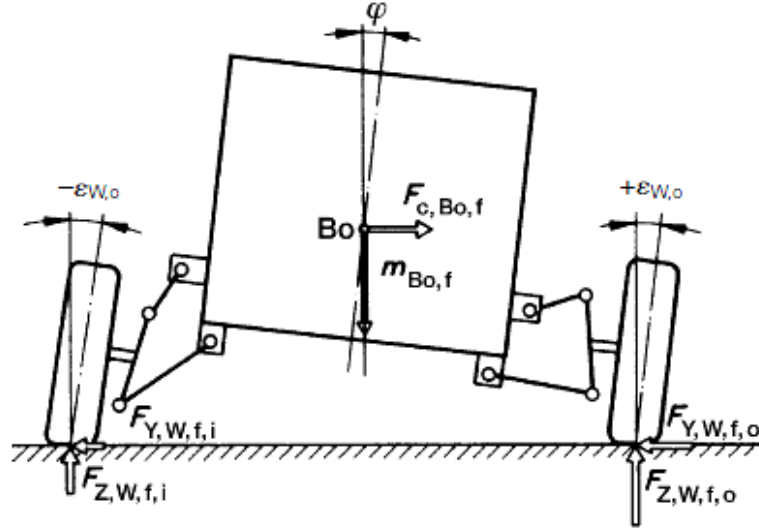
Bağımsız süspansiyon sistemlerinin sabit dingillere göre avantajları dezavantajları özetle şu şekilde sıralanabilir (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2004).

Avantajlar:

- ✓ Araç şasisinde az yer kaplaması
- ✓ Düşük yaylandırılmamış kütle
- ✓ Yüksek yol-tekerlek teması
- ✓ Tekerleklerin deplasmanında birbirinden bağımsız hareketi ve bu sayede yüksek konfor ve kontrol şartları
- ✓ Doğru konumlandırılmış mafsal konumları ile düşük lastik aşınması ve düşük yakıt sarfiyatı
- ✓ Daha düşük ağırlık
- ✓ Daha az yer kaplaması
- ✓ Yüksek yanal rijitlik
- ✓ Tasarım özgürlüğü

Dezavantajlar:

- ✓ Taşıma kapasitesi sabit dingillere göre düşüktür.
- ✓ Çok sayıda parça ve bağlantı içermesinden dolayı tasarım ve imalatı zor, pahalıdır.
- ✓ Viraj hareketinde aracın yalpa açısı alması neticesinde viraj dışında kalan tekerlek pozitif kamber açısı alır ve yanal kuvvet taşıma kapasitesi azalır. Bu durum, yön verici kolların uygun yerleşimi, daha sert yay veya stabilizatör kullanımı ile düzeltilebilir (Olguner, 2015).



Şekil 3.5 Viraj dönüşü sırasında bağımsız askı sisteminde oluşan kamber açısı değişimi (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2004).

3.3 Çift Salıncaklı (Double Wishbone) Süspansiyon Sistemi

Tekerleğin araç şasisine enine yönde yerleştirilmiş alt ve üst salıncak koluyla bağlandığı süspansiyon sistemidir. Tekerleğe gelen bütün kuvvet ve momentlerin karşılanabilmesi için kollardan biri tekerlek merkezinin altında, biri ise üstünde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Salıncak kolları tek parça olabileceği gibi iki parçalı da yapılabilir (Olguner, 2015).

Salıncak kolları, ön süspansiyon sistemlerinde akson taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay elemanı ve amortisörlerle bir bütün oluşturur. Bu yapı pek çok parça içerdiği için karmaşık olsa da tekerlekleri sağlam bir şekilde destekler.

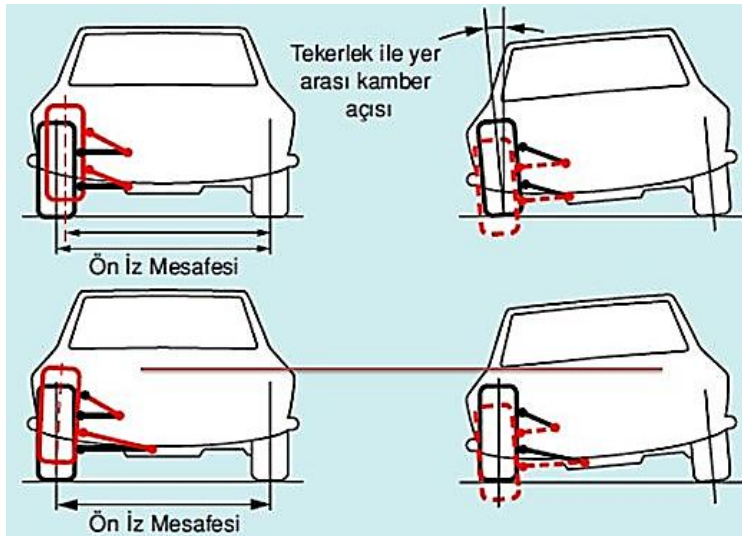
Aracın maruz kaldığı dikey kuvvetler; yaylar, amortisör, amortisör kulesi, lastik takozları tarafından, boyuna kuvvetler; gergi çubukları ve burçlar tarafından, yanal kuvvetler; salıncak kolları ve burçlar tarafından karşılanır.

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminde, tekerlek hareketinden bağımsız olarak, tekerlek ve yol yüzeyi arasındaki dik temas çok iyi bir şekilde korunur. Böylece tekerleğin yol yüzeyine temas alanının maksimum olması

sağlanır. Bu da taşıtın yol tutuş performansını artırmaktadır. Çünkü, iyi bir yol tutuşu ve viraj performansı için tekerleklerdeki kamber açısı değişiminin minimum seviyede olması gerekir. Bunun için de tekerleklerin her türlü yol koşulunda ve tekerlek hareketinde yere maksimum seviyede temas etmesi diğer bir deyişle yol ile arasındaki dik pozisyonunu koruması gerekir. Çift salıncaklı süspansiyon bu açıdan bakıldığında, kamber açısı kontrolünde çok üstün bir performans göstermektedir (Putgül ve Altıparmak, 2016)

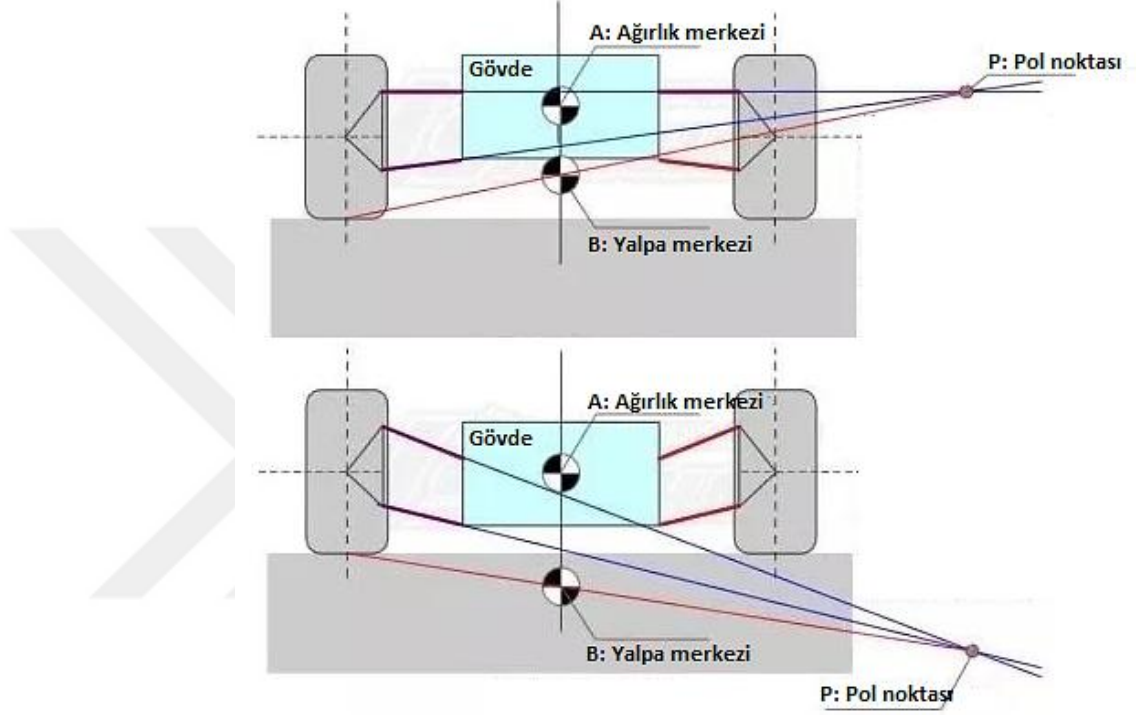
Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin temel bir avantajı alt ve üst salıncakların bağlantı noktaları ve bağlantı açılarına müdahale edilerek sistemin kinematik özelliklerinin istenildiği gibi ve hassas olarak ayarlanabilmesidir. Bu sayede yalpa eksen konumu, yaylanma sırasında kamber açısı ve iz genişliği değişimleri araç isterlerine ayarlanabilir.

Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminde üst salıncağın, alt salıncağa göre kısa olması avantajlıdır. Bu konfigürasyon, yaylanma sırasında iz genişliği ve kamber açısı değişimini azaltır. Daha kısa olan üst salıncak kolu, sıkışma yaylanması durumunda tekerleğin negatif kamber almasını sağlayarak lastiğin yerle temasını arttırarak yanal kuvvet taşıma kapasitesini arttırır. Bu tasarım kısa/uzun kol (SLA) olarak adlandırılmaktadır (Heißing ve Ersoy, 2011). Şekil 3.6'da bununla ilgili bir örnek gösterilmektedir.



Şekil 3.6 Alt ve üst salıncak kollarının iz genişliği ve kamber açısına etkisi (Demir, 2017).

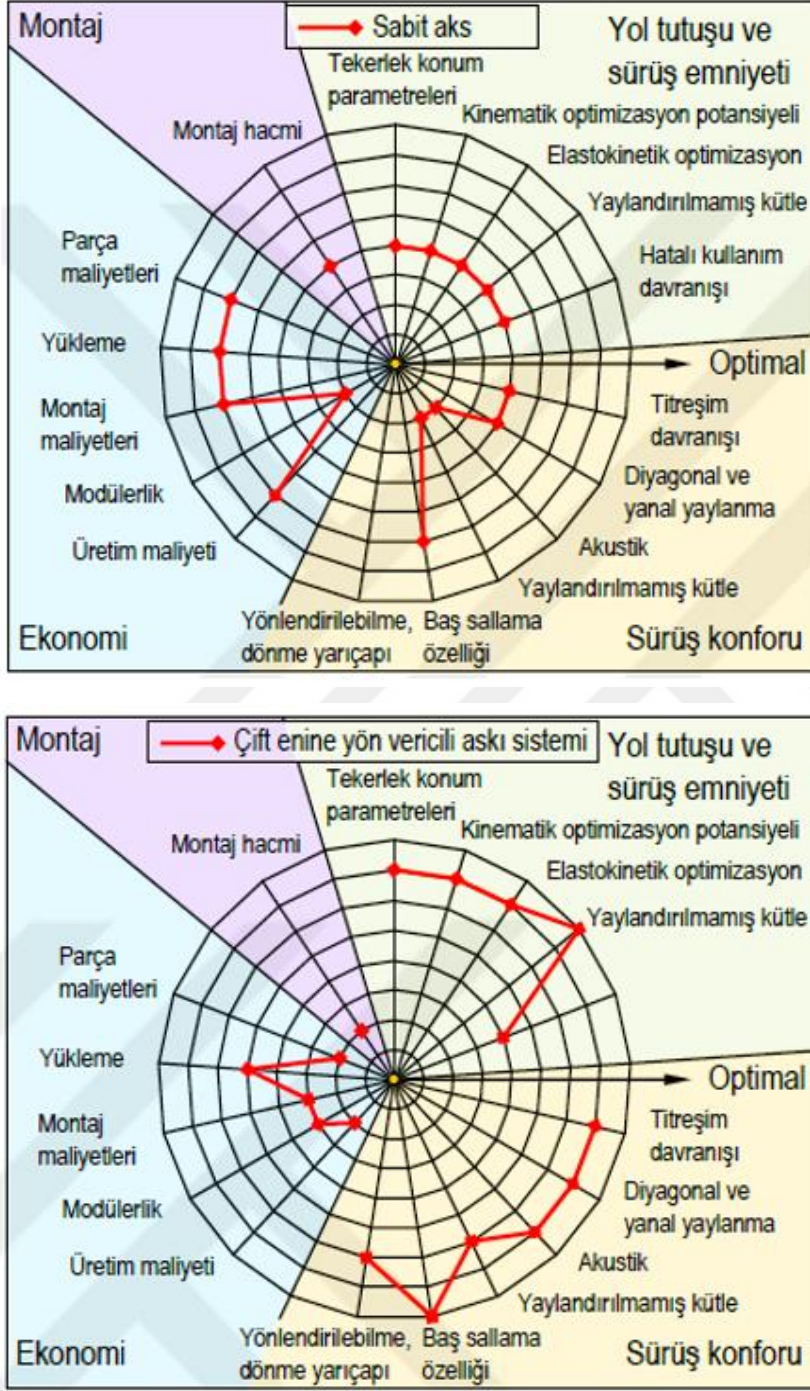
Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinde yalpa merkezi aracın seyir dinamiğini belirleyen önemli bir parametredir. Salıncak kollarının eksenleri uzatılarak eksenler kesiştirilir ve bir pol noktası bulunur. Tekerleğin yol ile temas noktası bu pol noktasıyla bir doğru ile birleştirilir. Bu doğrunun araç eksenini kestiği nokta süspansiyon sisteminin yalpa merkezini verir. Şekil 3.7’de salıncak kollarının açılarına göre yalpa merkezinin değiştiği gösterilmektedir.



Şekil 3.7 Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemlerinde yalpa merkezi.

Şekil 3.8’deki dairesel grafiklerde sabit aks ile çift salıncaklı süspansiyon sisteminin özellikleri karşılaştırılmaktadır. Bu tez kapsamında ağır ticari taşıt için tasarım çalışması yapıldığından dolayı bu taşıtlarda kullanımı yaygın olan iki süspansiyon sistemi karşılaştırılmıştır. Şekil 3.8’de merkez noktadan uzaklaştıkça, özelliğin daha iyileştiğini göstermektedir. Özellikler incelendiğinde, çift salıncaklı süspansiyon sisteminin yük taşıma ve ürün maliyeti açısından dezavantajlı olduğu görülmektedir. Zira çift salıncaklı süspansiyon sisteminin özel parça tasarımına ihtiyaç durması, parça ve montaj maliyetlerini rakibine kıyasla daha üst seviyelere çekmektedir. Buna karşın, çift salıncaklı süspansiyon sistemi özellikle yol tutuş ve sürüş emniyeti ile sürüş konforu gibi taşıt açısından oldukça yüksek öneme sahip

özellikler açısından sabit aksa oranla önemli ölçüde avantajlı ve optimizasyona uygundur (Topaç vd., 2015).

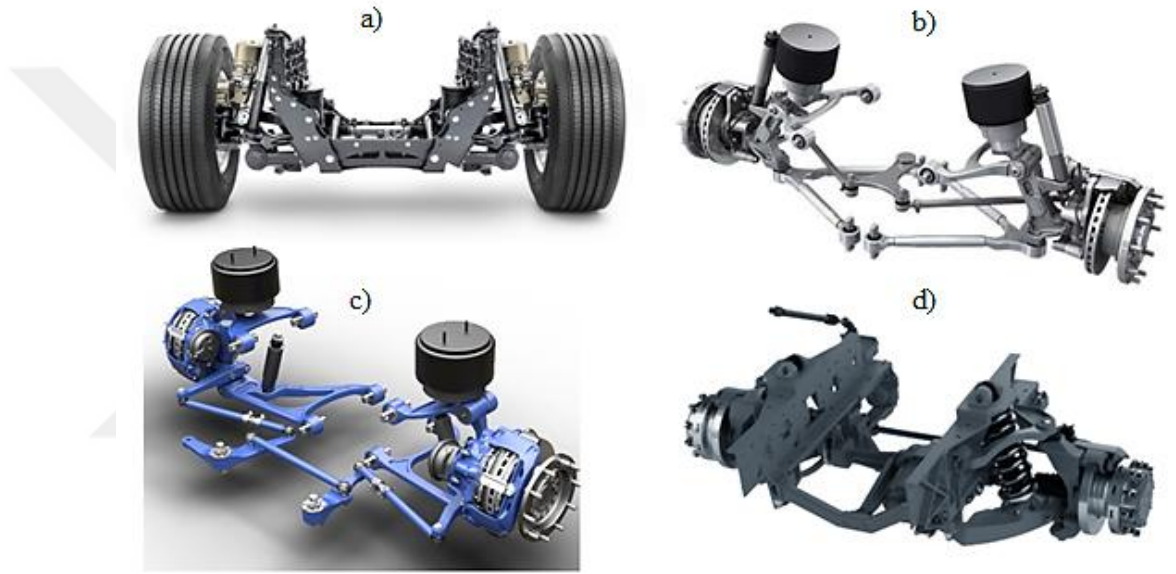


Şekil 3.8 Sabit dingil (üstte) ve Çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi (altta) için performans değerlendirmeleri (Ersoy ve Heissing, 2011).

Bununla birlikte, ağır ticari taşıtlarda binek taşıtlara oranla taşınacak yükün daha fazla olması, ticari taşıtlarda helisel yaylar yerine sıklıkla tercih edilen hava

aylarının oluşturduğu yerleşim sorunları, taşıtın dönüş yarıçapını azaltmak için ihtiyaç duyulan yüksek tekerlek dönüş açıları gibi nedenlerden dolayı, kullanılan sistemler prensip olarak aynı olsa bile, yapıları binek taşıtlara göre farklılık göstermektedir (Topaç vd., 2016).

Ağır ticari taşıtlar açısından bakıldığında bağımsız süspansiyon sistemleri arasında kinematik özellikler ve yük taşıma kapasitesi açısından en elverişli tasarım tipi, çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemleridir. Şekil 3.9’da farklı firmaların ticari araçlar için geliştirdiği mevcut çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi uygulamaları görülmektedir.



Şekil 3.9 Ticari araçlar için mevcut çift salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemi uygulamaları.

a) Volvo FH 16 Bağımsız ön süspansiyon, b) ZF RL 75 E Bağımsız ön süspansiyon, c) Brist TJC 80 225 Bağımsız ön süspansiyon, d) AxleTech SSM-0100E Bağımsız süspansiyon

3.4 Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemlerinde Salıncak Kollarının Yapısal Özellikleri

Salıncak kolları tekerlekleri düzgün konumda tutmakla beraber dışarıdan gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlayan ancak aşağı ve yukarı yöndeki hareketlere izin veren ön süspansiyon sistemi elemanları arasındaki en büyük ve kritik parçalardır. Ayrıca ivmelenme neticesinde ortaya çıkan yatay kuvvetlerin karşılanarak, hareketin yeteri konforda ve emniyetli bir şekilde sınırlandırılması

görevini üstlenirler. Salıncaklar, tekerleklerin bağımsız olarak esnemesine izin vererek süspansiyon sistemlerinde akson taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün oluşturur. Bu esneklik, lastiklerin kararlılığını ve direksiyonun kontrolünü sağlayarak aracın yol ile temasta kalmasını sağlar.

Salıncaklar, farklı türde üretim yetenekleri gerektiren farklı malzeme türlerinden oluşabilir. Salıncak kollarının bir ucu metal kauçuk burçlar ile şasiye yataklanırken diğer uçları ise silindirik mafsallar veya rotül ile aks taşıyıcısına tutturulur. Tekerlekler hareket ederken salıncak kolunun öne ve arkaya doğru olan hareket eğilimi, burçların kauçuk yapıları sayesinde absorbe edilir (Doğan, 2007).

Bu yapı pek çok parça içerdiği için karmaşık olsa da tekerlekleri sağlam bir şekilde destekler. Sistem içerisinde salıncakların kol bağlantılarının yerleri değiştirilerek sistemin ani dönme merkezi yeri değiştirilebilmektedir. Bu sayede istenilen yere taşınır ve aracın viraj davranışları iyileştirilebilir. Ayrıca alt ve üst kolların akson taşıyıcı mafsalları arasındaki mesafe mümkün olduğunca uzun tutularak tekerleğe gelen yanal kuvvetin sebep olduğu bağlantı noktaları reaksiyon kuvvetleri üst kolda düşürülebilir (Özçelik, 2011).

4. SALINCAK KOLLARININ TASARIMI

Tez çalışması kapsamında incelenen yolcu otobüslerinin süspansiyon sistemine ait salıncak kollarının tasarım süresince izlenen yöntem bu bölümde ele alınmıştır.

Süreçte ilk aşama otobüs üreticisi tarafından sağlanan tasarım hacmi kısıtlarına göre ön kinematik tasarım çalışmalarının yapılmasıdır. Bu süspansiyon sistemine ait kinematik hesaplamalar farklı bir çalışmada yapılmış olup, bu tezde ilgili çalışmanın sonuçlarından faydalanılmıştır. Kinematik analiz çıktılarının elde edilmesinde izlenen temel adımlar ve hesaplamalardan bahsedilmiştir.

İkinci aşama kinematik optimizasyon çalışmalarına göre süspansiyon sistemi içerisinde konumu ve bağlantı noktaları belirlenmiş salıncak kollarının, fonksiyon gerekliliklerine uygun olarak üç boyutlu katı model ve mekanik tasarım çalışmalarını içermektedir.

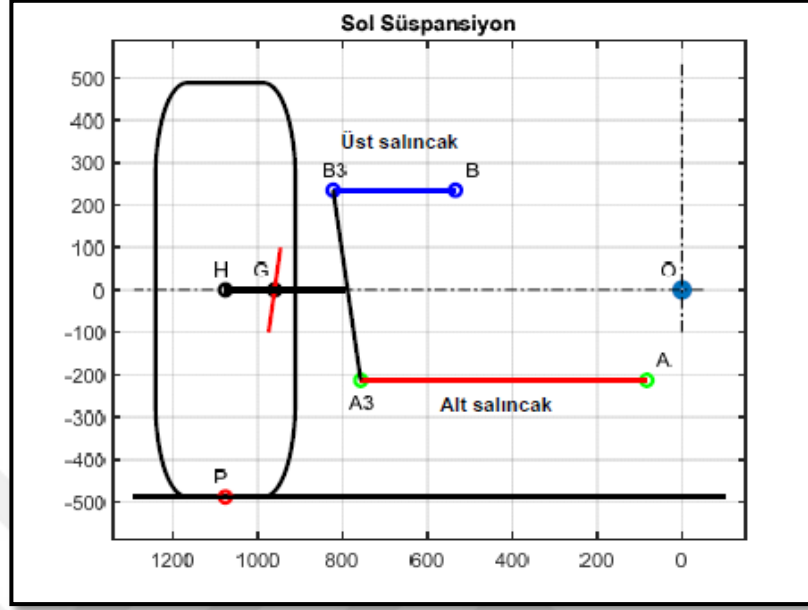
Üçüncü aşama ise sonlu elemanlar analizlerini kapsamaktadır. Tasarım çalışmaları boyunca parçalar üzerindeki zayıf bölgeler belirlenmiş, gerekli görülen yerlere güçlendirme ve iyileştirmeler yapılarak parçalar üzerinde gerilmeler azaltılmıştır. Tez kapsamında yalnızca nihai modelin analiz sonuçları paylaşılmıştır.

Dördüncü aşamada, temel malzeme seçim kriterleri detaylı bir şekilde incelenerek ve mevcuttaki uygulamalar göz önünde bulundurularak, üç boyutlu tasarım ve analiz faaliyetleri neticesinde elde edilen nihai modele ait gerilme değerlerini karşılayan alt ve üst salıncak kolu malzemeleri belirlenmiştir.

4.1 Kinematik Tasarım Çalışmaları

Kinematik tasarım ve optimizasyon çalışmaları salıncak kollarının süspansiyon sistemi içerisinde kinematik bağlantı noktalarının ideal konumlarının belirlenmesinde büyük bir öneme sahiptir.

Kinematik analiz için Şekil 4.2’de gösterilen dört çubuk mekanizması göz önüne alınmıştır.



Şekil 4.2 Çift salıncaklı süspansiyon sistemini temsil eden düzlemsel dört çubuk mekanizması (Ünlüsoy, 2018).

Kinematik analizin ilk adımı, mekanizmanın serbestlik derecesinin, bağımsız vektör döngü sayısının ve bağımsız değişken sayısının belirlenmesidir. Düzlemsel mekanizmalar için serbestlik derecesi, f , aşağıdaki eşitlik kullanılarak ifade edilmiştir.

$$f = b(n-1) - \sum_{i=1}^j (b - f_i) = 3(n-1) - 2j \quad (4.1)$$

Çift salıncaklı süspansiyonun düzlemsel mekanizma modelinde $n=4$ ve $j=4$ olduğu için;

$$f = 3(4-1) - 2(4) = 1 \quad (4.2)$$

Çift salıncaklı süspansiyon mekanizması bir serbestlik derecesine sahiptir. Bu da tekerleğin aşağı yukarı hareketidir.

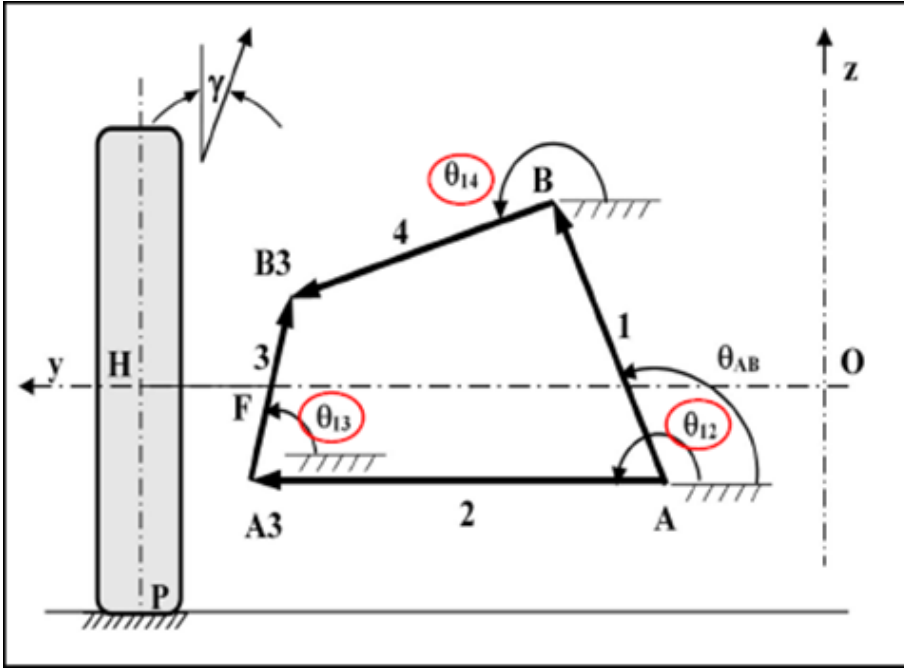
Bağımsız vektör döngü sayısı :

$$L = j - n + 1 = 4 - 4 + 1 = 1 \text{ denklemi ile,} \quad (4.3)$$

Bağımsız değişken sayısı:

$$p = 2L + f = 2(1) + 1 = 3 \text{ denklemi ile bulunur.} \quad (4.4)$$

Şekil 4.3'te gösterilen mekanizmada alt salıncağın (AA3) açısıl konumu Θ_{12} girdi olarak seçilmiş olup, bulunacak değişkenler ise üst salıncağın (BB3) açısıl konumu Θ_{14} ve akson taşıyıcının (A3B3) açısıl konumu Θ_{13} olmuştur.



Şekil 4.3 Düzlemsel dört çubuk mekanizması ve salıncağın açısıl konumları (Ünlüsoy, 2018).

Vektör eşitliği,

$$\overrightarrow{AA3} + \overrightarrow{A3B3} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BB3} \quad (4.5)$$

olarak yazılır ve alt salıncağın konumu Θ_{12} verildiğinde, Θ_{13} ve Θ_{14} karmaşık sayılar kullanılarak yazılan vektör denkleminde çözülebilir.

$$|\overrightarrow{AA3}|e^{j\theta_{12}} + |\overrightarrow{A3B3}|e^{j\theta_{13}} = |\overrightarrow{AB}|e^{j\theta_{AB}} + |\overrightarrow{BB3}|e^{j\theta_{14}} \quad (4.6)$$

Karmaşık sayı içeren bir ifadenin eşleniği de geçerlidir. Bu nedenle bir diğer vektör döngü eşitliği yazılabilir.

$$|\overline{AA3}|e^{j\theta_{12}} + |\overline{A3B3}|e^{j\theta_{13}} = |\overline{AB}|e^{j\theta_{AB}} + |\overline{BB3}|e^{j\theta_{14}} \quad (4.7)$$

$$|\overline{AA3}|e^{-j\theta_{12}} + |\overline{A3B3}|e^{-j\theta_{13}} = |\overline{AB}|e^{-j\theta_{AB}} + |\overline{BB3}|e^{-j\theta_{14}} \quad (4.8)$$

Bu eşitlikler taraf tarafa çarpılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} |\overline{A3B3}|^2 &= |\overline{AB}|^2 + |\overline{BB3}|^2 + |\overline{AA3}|^2 + |\overline{AB}||\overline{BB3}|(e^{j(\theta_{AB}-\theta_{14})} + e^{-j(\theta_{AB}-\theta_{14})}) - \\ &|\overline{AB}||\overline{AA3}|(e^{j(\theta_{AB}-\theta_{12})} + e^{-j(\theta_{AB}-\theta_{12})}) - |\overline{AA3}||\overline{BB3}|[e^{j(\theta_{14}-\theta_{12})} + e^{-j(\theta_{14}-\theta_{12})}] \end{aligned} \quad (4.9)$$

Bu eşitlik;

$$\cos\Theta = \frac{(e^{j\theta} + e^{-j\theta})}{2} \quad (4.10)$$

ifadesi kullanılarak sadeleştirilir ve tüm terimler $2|\overline{AB}||\overline{BB3}|$ ile bölünürse, Freudenstein eşitliği elde edilir.

$$K_1 \cos(\Theta_{AB} - \Theta_{14}) - K_2 \cos(\Theta_{AB} - \Theta_{12}) + K_3 = \cos(\Theta_{14} - \Theta_{12}) \quad (4.11)$$

$$K_1 = \frac{|\overline{AB}|}{|\overline{AA3}|}, \quad K_2 = \frac{|\overline{AB}|}{|\overline{BB3}|}, \quad \text{ve } K_3 = \frac{|\overline{AB}|^2 + |\overline{AA3}|^2 - |\overline{A3B3}|^2 + |\overline{BB3}|^2}{2|\overline{AA3}||\overline{BB3}|} \quad (4.12)$$

Bu eşitlikte sinüs, kosinüs fonksiyonları için yarı tanjant ifadeleri kullanılarak ikinci dereceden bir eşitlik elde edilir.

$$\sin\Theta_{14} = \frac{2m}{1+m^2}, \quad \cos\Theta_{14} = \frac{1-m^2}{1+m^2} \quad \text{ve } m = \tan\left(\frac{\Theta_{14}}{2}\right) \quad (4.13)$$

$$am^2 + bm + c = 0 \quad (4.14)$$

$$a = -K_1 \cos \Theta_{AB} - K_2 \cos(\Theta_{AB} - \Theta_{12}) + \cos \Theta_{12} + K_3 \quad (4.15)$$

$$b = 2K_1 \sin \Theta_{AB} - 2 \sin \Theta_{12} \quad (4.16)$$

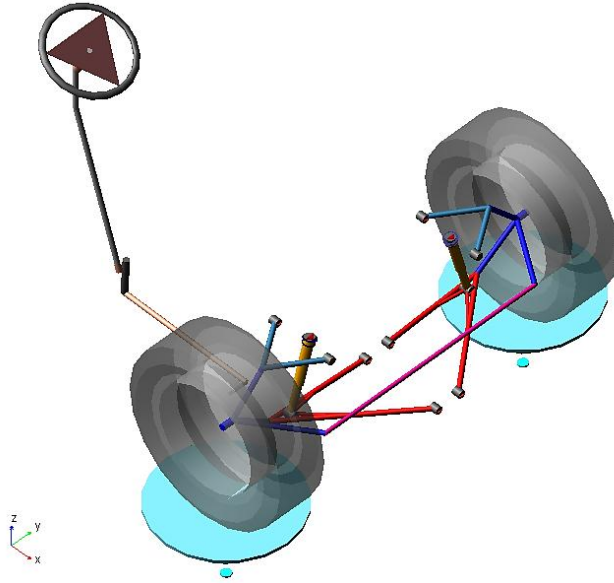
$$c = K_1 \cos \Theta_{AB} - K_2 \cos(\Theta_{AB} - \Theta_{12}) - \cos \Theta_{12} + K_3 \quad (4.17)$$

Üst salıncağın konum açısı, Θ_{14} , bu denklemin çözümünden elde edilebilir.

$$\Theta_{14} = 2 \tan^{-1}(m) = 2 \tan^{-1}\left(\frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}\right) \quad (4.18)$$

Bu aşamada salıncağı denge durumuna göre aşağı ve yukarı döndürerek Şekil 4.3'te verilen

- A3 ve B3 mafsalları ve F ve H mafsallarının konumlarının,
- Θ_{13} açısının,
- Tekerleğin aşağı yukarı ve yanal yönde yer değiştirmesinin,
- Kamber açısının
- Araç iz genişliğinin değişimlerini izlemek mümkündür.



Şekil 4.4 Kinematik optimizasyon çalışmaları sonucu oluşturulan otobüs ön süspansiyon çoklu cisim modelinin MSC Adams Car programı görseli.

4.2 Mekanik Tasarım Çalışmaları

4.2.1 Salıncak kollarının üç boyutlu tasarımı

Salıncak kollarının taşıt ve sistem içerisindeki görev ve fonksiyon gerekliliklerine göre katı model çalışmaları gerçekleştirilmiş, paketleme hacminin sınırları dahilinde kolların formu ve kalınlıkları belirlemiştir. Üç boyutlu tasarım çalışmaları Catia V5R26 ortamında yürütülmüştür. Basit geometrilerle ön tasarım çalışmalarına başlayıp, mukavemet açısından yeterliliğinin sağlanması için bir sonraki bölümde detaylı olarak incelenecek olan yapısal analiz çalışmalarıyla nihai tasarıma kadar ürün geliştirilmesi yapılmıştır.

Sistemin ön kinematik tasarım çalışmasından, salıncakların kinematik bağlantı noktalarının ideal konumları, amortisörün bağlantı noktası ve uzunluğu bilinmektedir. Salıncakların ön süspansiyon sistemi içerisinde kaplayabileceği hacim belirlidir. Maruz kaldığı kuvvetler, malzeme alternatifleri ve örnek uygulamalar incelendiğinde akson taşıyıcı ve şasiye bağlanan üst salıncak kolunun birbirine simetrik iki parçadan, alt salıncak kolunun ise yekpare tek parçadan oluşması uygun görülmüştür.

Tasarım süreci boyunca üç boyutlu modelleme çalışmalarına paralel olarak yapısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Yapısal analizler “ANSYS Workbench” yazılımıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimum tasarım elde edilinceye kadar tekrarlanan katı modelleme ve analizlerle tasarım nihai halini almıştır. Bu çalışmalar parçaların ilk hedeflenen gerilme değerlerine sahip katı modelin elde edilmesi sonrası parçanın rijitliğini olumsuz yönde etkilemeden kütle azaltmak için belirli bölgelerden malzeme boşaltılması şeklinde gerçekleştirilmiştir.

4.2.2 Araç özellikleri

Tez kapsamında tasarımı incelenen salıncak kolları 12 m uzunluğunda, ön dingil taşıma kapasitesi 7 ton olan, hava körüklü bağımsız ön süspansiyon tipine sahip yolcu otobüslerine aittir.



Şekil 4.5 Salıncak kolları tasarımı yapılan taşıta ait görünüşler.

Araca ait teknik bilgiler Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Hava körüklü süspansiyon tipine ait 4x2 otobüse ait temel bilgiler.

Ön aks kütlesi	7000 kg
Araç uzunluğu	12365 mm
Araç genişliği	2550 mm
Araç yüksekliği	3150 mm
Ön iz genişliği	2152 mm
Arka iz genişliği	1861 mm
Lastik ebatı	295/80R 22.5
Jant ebatı	8.25 x 22.5
Statik lastik yarıçapı	488 mm
Dinamik lastik yarıçapı	512.6 mm
Fren tipi	22.5 Havalı Disk Fren
Strok	+90 / -100 mm
Ağırlık merkezi yüksekliği	1173 mm

4.3 Üst ve Alt Salıncak Grubu Elemanları

Salıncak grubu elemanları fonksiyon gerekliliklerine uygun olarak mukavemet, sızdırmazlık, çözülmezlik ve montaj esasları dikkate alınarak belirlenmiştir. Mevcut benzer uygulamalar incelenmiş, alt parça tedarikçileri ile görüşülerek ürün geliştirme çalışmaları sürdürülmüştür.

Üst salıncakların akson taşıyıcıya bağlandıkları noktalarda temel olarak yaylanma hareketine izin verecek ve büyük kuvvetler altında uzun süre bakım gerektirmeyen döner mafsalların kullanılmasına karar verilmiştir. Mevcut uygulamalarda geniş kullanım alanı bulmasına rağmen küresel mafsal kullanılmamasının sebebi, bu mafsal tipinin geniş salınım hareketlerine açılarına izin vermemesi, bunun yanında yük taşıma kapasitelerinin sınırlı olması, özellikle büyük kuvvetler altında çalışma ömürlerinin kısa olması ve sık sık bakıma gerek duyulmasıdır. Ticari taşıtlar, kullanıcıya maddi getiri sağlayan araçlar olduklarından servis ve bakımda geçirilen sürenin mümkün olduğunca az olması gerekmektedir (Olguner, 2015). Bu nedenle özellikle otobüs ve ağır ticari taşıtlardaki salıncak bağlantılarında, değişim gerektiren küresel mafsallar yerine; yüksek açılarda yaylanma hareketine izin veren döner mafsallar kullanılarak hem daha fazla yük taşıyabilen hem de bakım gerektirmeyen tasarımlar yapılmaktadır (Olguner, 2015).

Üst salıncak grubu, üst salıncak ve salıncakların akson taşıyıcıya bağlantısında kullanılan perno, konik makaralı rulmanlar, rulman mesafe halkası, nutring keçeler, keçe çalışma bilezikleri, boşluk ayar şimleri ve kilitleme somunu parçalarından oluşur.

Alt salıncaklar da aynı üst salıncaklar gibi akson taşıyıcıya döner mafsalla bağlanmış olup aynı alt parçalardan oluşmaktadır. Konstrüksiyon gereği alt salıncak grubunda kullanılan perno ve rulman mesafe parçası daha uzundur.



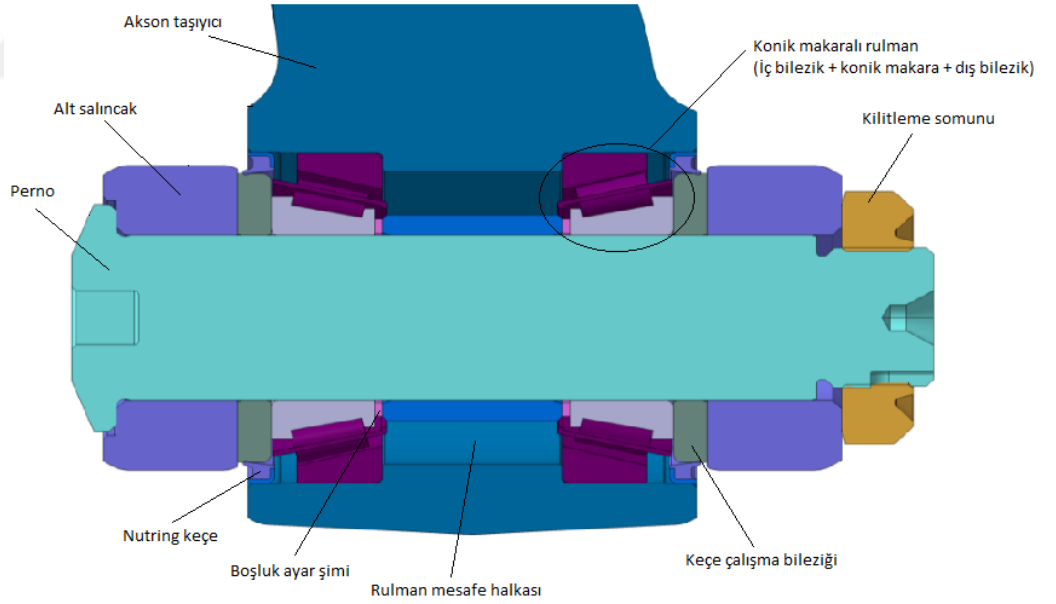
Şekil 4.6 Salıncak grubuna ait patlatılmış görünüm.

Hem alt hem de üst salıncak kolunun aksyon taşıyıcı ile bağlantısı iki adet konik makaralı rulman kullanılarak yapılmıştır. Konik makaralı rulmanların en önemli özelliği radyal ve tek yönde aksel yükleri taşıma kapasitesinin oldukça yüksek olmasıdır. Bu rulmanlarda koniklik açısı arttıkça aksel yük taşıma kapasitesi de artar. İkinci bir rulmanın simetrik olarak yataklanmasının sebebi de karşı yönden gelen aksel kuvvetleri karşılamaktır. Bu sebeple konik makaralı rulman bağlantısı özellikle alt salıncağa viraj dönüşü durumunda tekerlek dinamik önemli fayda sağlar.

Rulmanlar komple dönme hareketi yapmayıp, askı sistemi ile birlikte yol bozuklukları nedeniyle salınım hareketi yaparlar. Yüksek yük altında kalan temas noktasından yağın uzaklaşması ve yeterli dönme hareketi olmadığı için yağ dolaşımı oluşmaması neticesinde bilezik ve yuvarlanma elemanları yüzeylerinde

zamanla malzeme kaybı ve aşınma meydana gelebilmektedir. Yük durumundan dolayı rulmanların dış bilezikleri akson taşıyıcıya sıkı olarak çakılmaktadır. Perno ise iç bileziklere boşluklu olarak takılır. Montaj boşluklu olduğundan iç bilezikler zaman içerisinde perno üzerinde döner. Bu sayede yükün her zaman aynı noktaya gelmesi ve rulmanın sağlıklı çalışmasını bozan deformasyonun oluşması engellenir (Olguner, 2015).

Rulmanların çevre şartlarına karşı korunabilmesi ve sızdırmazlığın sağlanması için salıncak-akson taşıyıcı bağlantılarında nutring keçeler kullanılmıştır. Kullanılan nutring keçeler içeri toz, nem, kir girmesini engellerken, gresörlükten basılan gres yağının dışarı çıkmasını engellemez. Bu sayede montaj sırasında gresin yeteri kadar basıldığından emin olunur. Bir diğer yandan çalışma koşullarında zamanla rulmanların içerisine giren parçalar gresle beraber dışarı atılır. Rulmanlara dayanan keçe çalışma bileziklerinin yüzeyleri hassas işlenir ve aşınmalara karşı sementasyon işlemi ile sertleştirilir.



Şekil 4.7 Alt salıncak- Akson taşıyıcı ve üst salıncak-Akson taşıyıcı kesit detayı.

Salıncak kollarının şasiye bağlantılarında elastomer burçlar kullanılmaktadır. Burçlar, tekerlerin aşağı ve yukarı hareketine izin veren salıncak kollarının, aksenal ve burulma yüklerinin sönmelenmesine katkı sağlayarak taşıtın

sürüş konforunu artıran emniyet parçalarıdır. Taşıtın sürüş sırasında maruz kaldığı titreşim ve gürültülerin minimuma indirilmesini sağlar. Burçlar, kullanılan yerler ve görevleri itibariyle farklı alt bileşenler içerebilen ve çeşitli geometrilere sahip olabilirler, temel itibariyle iç burç, dış burç ve burçların arasını dolduran kauçuk malzemeden oluşmaktadırlar. Bu uygulamada elastomer burçlar üst salıncakta $+17^{\circ}56' / -20^{\circ}52'$, alt salıncakta ise $+7^{\circ}23' / 8^{\circ}55'$ bound ve rebound koşullarında çalışmaktadır.

4.4 Yapısal Analiz Çalışmaları

Bir taşıt elemanının tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli nokta kendilerinden beklenen mukavemet değerlerini sağlamalarıdır. Tekerlekleri aracın şasisine bağlayan salıncaklar maruz kaldıkları zorlanmalara karşı dayanıklı olmak durumundadır. Etki eden kuvvet ve momentler altında çözüme denge denklemleri yardımıyla ulaşılması genellikle zordur. Bu durumda farklı metotların kullanılması gereklidir. Bu metotlardan sonlu elemanlar analizi kolay ve bilgisayar destekli tasarım sistemleriyle entegre edilebilmesi nedeni ile özellikle otomotiv sanayinde çok yoğun bir şekilde kullanılmaktadır (Kutlak ve Uygur, 2014).

Alt ve üst salıncak kollarının yapısal analizleri ANSYS Workbench ticari yazılımının static structural modülünde yapılmıştır. Bu yazılım sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çözüm yapan bir programdır. Sonlu elemanlar yöntemiyle karmaşık ve çözümü uzun problemler, daha basit alt problemlere indirgenerek, kendi içerisinde parçalı çözümler ile daha kısa sürede sonuçlandırılabilir.

ANSYS Workbench programında yüklemeler ve sınır şartları belirlenerek optimum tasarım elde edilinceye kadar tekrarlanan katı modelleme ve analizlerle çalışmalar tamamlanmıştır. Yapılan analizlerde gerilme değerleri için akma değerinin altında, sonraki bölümlerde ayrı bir başlık altında anlatılacak yorulma analizleri içinse sonsuz ömür yaklaşımı dikkate alınarak tasarımlar düzenlenmiştir.

4.4.1 Yapısal analizin modellenmesi

Öncelikle süspansiyon sisteminin katı modeli analiz programına aktarılır. Mechanical bölümünde bağlantılar kısmından parçalar arasındaki temaslar ve mafsallar atanır. Montajda kullanılan kontaklar analizin lineer olması adına 'Bonded' veya 'No Separation' olarak seçilmiştir. Salıncak kollarının akson taşıyıcıya ve şasi bağlantılarına 'Revolute Joint' tanımlanmıştır.

Lineer statik analiz yöntemi kullanılacağı için program tarafından otomatik olarak seçili olan yapı çeliği (structural steel) malzemesi ile analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, malzeme alternatiflerinin değerlendirilmesi ve karar verilmesi aşamasından sonra gerçekte kullanılan malzemeler mevcut programa tanıtılacak ve en son bölümde incelenecek olan ömür analizlerinde dikkate alınacaktır.

Süspansiyon sisteminde çalışma şekline uygun olarak hava körüğü kullanılmıştır. Hava körüğü akson taşıyıcı ile temas halindedir ve düşey yükleri karşılamaktadır. Yay katsayısı hava körüğü firmasından alınan bilgiye göre 2376 N/mm olarak tanımlanmıştır. Bu sebeple analiz ortamında da ilgili konuma yay tanımlanmıştır.

Sonlu elemanlar hesabı yapabilmek için 3D model üzerine ağ modeli (mesh) uygulanmıştır ve hesaplanacak düğüm noktası ve eleman sayısı belirlenmiştir. Üst salıncak kolları için 4 mm, alt salıncak kolları için ise 6 mm mesh boyu kullanılmıştır.



Şekil 4.8 Üst salıncak mesh görüntüsü.



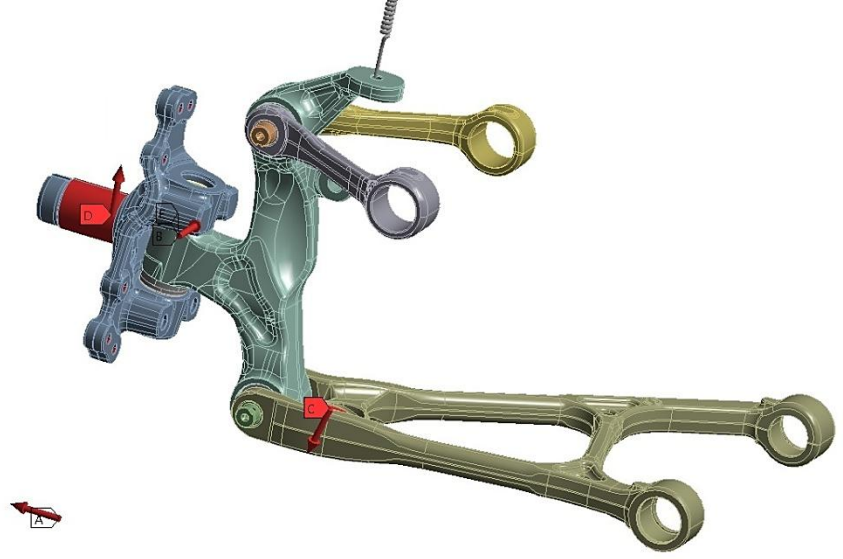
Şekil 4.9 Alt salıncak mesh görüntüsü.

Analizlerde global koordinat sistemi, aracın dönme merkezine göre belirlenmiştir. Bütün koordinat sistemleri bu nokta referans alınarak atanmıştır. Global koordinat sistemi haricinde analizlerde kullanılan diğer koordinat

sistemleri; hava körüğü şasi bağlantı konumu, amortisör bağlantı konumu, tekerlek temas noktası konumu ve iz ekseni konumlarına aittir.

Tasarımda amortisör alt salıncak koluna yataklanmıştır. Süspansiyon sistemi gerekliliklerine uygun olarak damper sönümlenme kuvvetinin piston hızına göre tanım eğrileri mevcuttur. Analizlerde amortisörün sıkıştırma (compression-bump) durumunda alt salıncak'a uygulayacağı maksimum tepki kuvveti olan 6000 N göz önünde bulundurulmuştur.

Analizlerde diğer kuvvet girdileri farklı yol koşulları için yükleme durumları dikkate alınarak tekerlek temas noktasından ve tekerlek merkezinden uygulanmıştır. Aynı zamanda tüm yükleme koşullarında aksunun Z ekseninde dönmesi yani dingil pimi etrafında dönmesi sınırlandırılmıştır. Bunun sebebi bu dönme hareketinin yönlendirme sisteminin kontrolünde olmasıdır. Şekil 4.10'da farklı yük koşullarını temsil eden örnek yük girdileri görülmektedir.



Şekil 4.10 Statik yapısal analizlerde süspansiyon sistemine uygulanan yükleme koşullarına ait bir örnek

4.4.2 Farklı yol koşulları için yükleme durumları

Taşıtların yoldaki seyri esnasında salıncak kolları farklı yol koşullarında farklı yüklere maruz kalmaktadır. Örneğin taşıtın bir tümsek engeli aşması durumunda salıncak kollarına düşey yönde bir yükleme gelirken, frenleme

esnasında boyuna yönde, viraj alma sırasında ise enine yüke maruz kalmaktadır (Çanakkale, 2017).

Taşıt, ömrü boyunca çeşitli yol koşullarında birçok farklı yüke maruz kalır. Süspansiyon sistemi ve salıncak kollarına etki eden kuvvetler yalnızca aracın gerçek yol koşullarında test edilmesi ile ölçüm cihazları yardımıyla elde edilebilir ancak bu tez çalışmasında böyle bir veri olmadığı için literatürde bulunan ve birçok firmanın araç alt parça tasarımlarında referans olarak aldığı yarı statik standart yükleme koşulları referans alınmıştır.

Standart yükler uygulanarak dinamik koşullar, statik yük karşılıklarıyla, statik olarak analiz edilebilmektedir. Bu yükleme koşulları aracın kullanım ömrü sırasında karşılaşılabileceği yüklerin, tekerlek başına düşen dingil ağırlığı ile yerçekimi ivmesinin(G) katlarının çarpımı cinsinden ifade edilen en ekstrem durumları içermektedir denilebilir. Bu yükleme koşullarından 1'den 10'a kadar olan yükleme koşulları parçanın kırılma mukavemeti için, 11'den 16'ya kadar olan yükleme koşulları ise yorulma ömrü için kullanılmaktadır (Ersoy ve Heissing, 2011; Çanakkale'den, 2017).

Çizelge 4.2 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları (Ersoy ve Heissing, 2011).

Standart Yük Durumları	İvme (G)		
	x	y	z
1 Duran araç	0,00	0,00	1,00
2 Engelden geçme (düşey yön 3,00 G)	0,00	0,00	3,00
3 Engelden geçme (boyuna yön 2,50 G)	2,50	0,00	1,00
4 Engelden geçme (enine yön 2,50 G)	0,00	2,50	1,00
5 Sağa dönüş (1,25 G)	0,00	1,25	1,00
6 Virajda frenleme	0,75	0,75	1,00
7 Geri frenleme (1,00 G)	1,00	0,00	1,00
8 İvmelenme (-0,50 G)	-0,50	0,00	1,00
9 İvmelenme ve dönüş (0,70 G)	-0,50	0,50	1,00
10 Diyagonal yük (ön ve arka)	0,00	0,00	1,75
11 Engelden geçme (tümsek 2,25 G)	0,00	0,00	2,25
12 Engelden geçme (çukur 0,75 G)	0,00	0,00	0,75
13 Sağa dönüş (0,75 G)	0,00	0,75	1,00
14 Sola dönüş (0,75 G)	0,00	-0,75	1,00
15 Frenleme (0,75 G)	0,75	0,00	1,00
16 İvmelenme (0,50 G)	-0,50	0,00	1,00

Bu çalışmada, literatürde önerilen 16 yükleme tipi arasından tasarımı yapılan salıncak kollarını en çok zorlayan engelden geçme (düşey yön 3,00 G), engelden geçme (enine yön 2,50 G), engelden geçme (boyuna yön 2,50 G) ve virajda frenleme durumları kırılma ve hasar oluşumu için incelenmiştir.

Tasarımda belirlenen ön dingil taşıma kapasitesi 7000 kg' dır. Bu durumda tekerlek başına 3500 kg (34335N) düşey kuvvet etkimektedir. Analizler gerçekleştirilirken 1G = 34335 N olarak yük durumlarına göre kuvvetler uygulanmıştır.

4.4.3 Salıncak kollarının yapısal analiz sonuçları

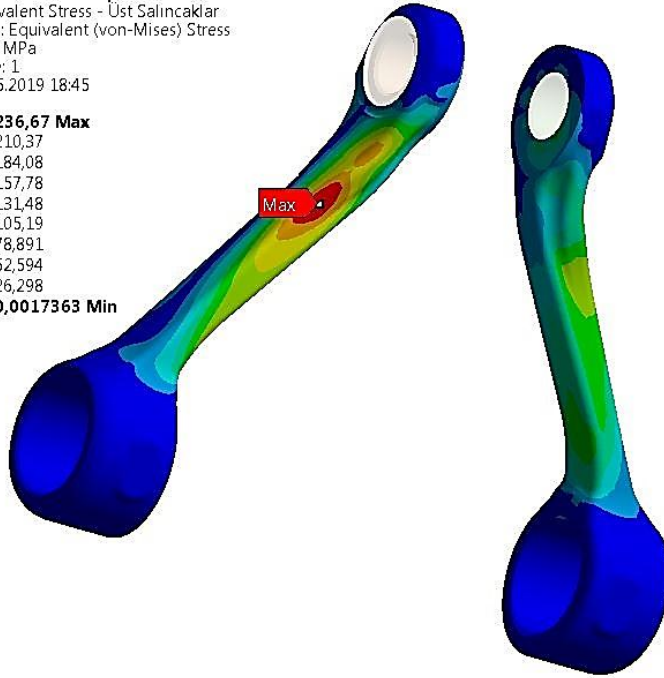
4.4.3.1 Engelden geçme (düşey yön 3,00 G) durumu

Bu yükleme tipinde süspansiyon sistemine akson üzerindeki rulman oturma yüzeyinden +Z yönünde 3G değerinde kuvvet uygulanmıştır. Amortisörün bump durumunda alt salıncağa uygulayacağı maksimum 6000 N'luk tepki kuvveti de göz önünde bulundurulmuş ve aksonun Z eksenine etrafındaki hareketi sınırlandırılmıştır.

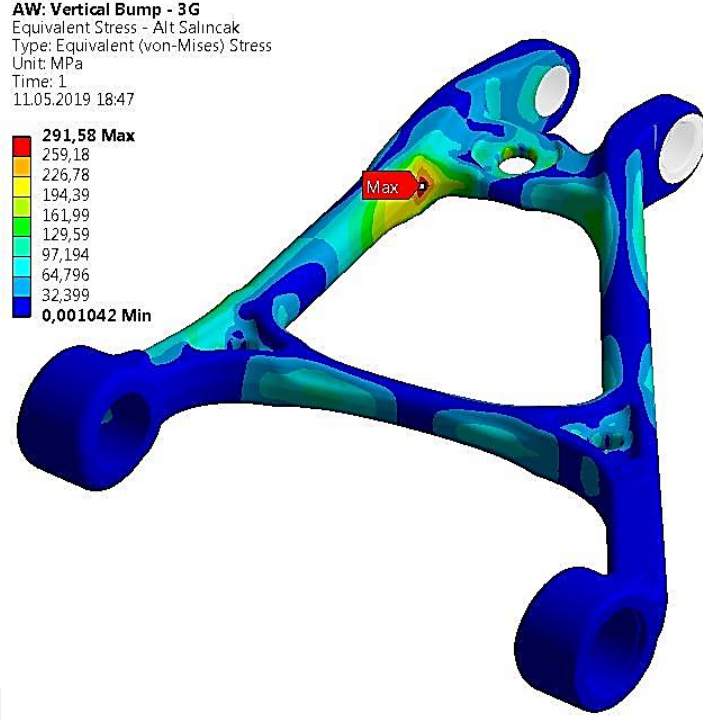
Düşey engeli aşma durumunda üst ve alt salıncak kollarındaki eşdeğer gerilme dağılımları Şekil 4.11, Şekil 4.12'de görülmektedir.

AW: Vertical Bump - 3G
 Equivalent Stress - Üst Salıncaklar
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.05.2019 18:45

236,67 Max
 210,37
 184,08
 157,78
 131,48
 105,19
 78,891
 52,594
 26,298
 0,0017363 Min



Şekil 4.11 Düşey engeli aşma yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.



Şekil 4.12 Düşey engeli aşma yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

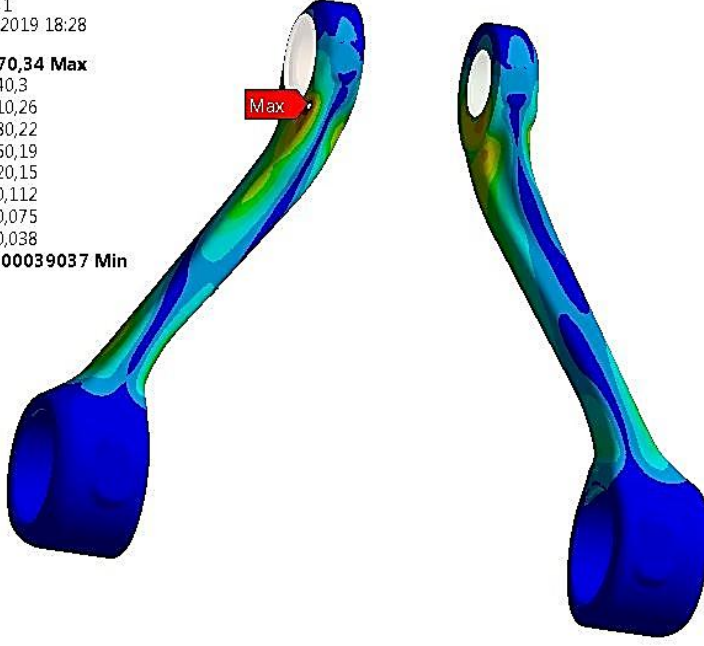
4.4.3.2 Engelden geçme (boyuna yön 2,50 g) durumu

Bu yükleme koşulunda tekerlek temas noktasından $-X$ boyuna yönde 2,5G kuvvetinde dinamik radyüs değeri dikkate alınarak remote force olarak uygulanmış olup, aksondaki rulman oturma yüzeyinden de $+Z$ yönünde 1G kuvvet verilmiştir. Amortisörün bump durumunda alt salıncağa maksimum uygulayacağı 6000 N'luk tepki kuvveti de tanımlanmış ve aksonun Z eksenini etrafında dönüşü sınırlandırılmıştır.

Üst salıncak kollarındaki ve alt salıncaktaki eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te görülmektedir.

AU: Longitudinal Bump - 2.5G+1G
 Equivalent Stress - Üst Salıncaklar
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.05.2019 18:28

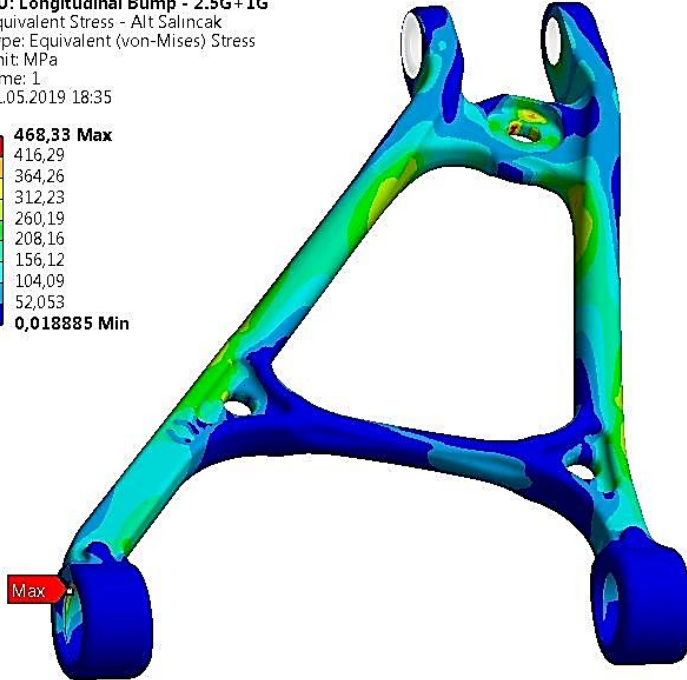
270,34 Max
 240,3
 210,26
 180,22
 150,19
 120,15
 90,112
 60,075
 30,038
0,00039037 Min



Şekil 4.13 Engelden geçme (boyuna yön) yükleme koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

AU: Longitudinal Bump - 2.5G+1G
 Equivalent Stress - Alt Salıncak
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.05.2019 18:35

468,33 Max
 416,29
 364,26
 312,23
 260,19
 208,16
 156,12
 104,09
 52,053
0,018885 Min

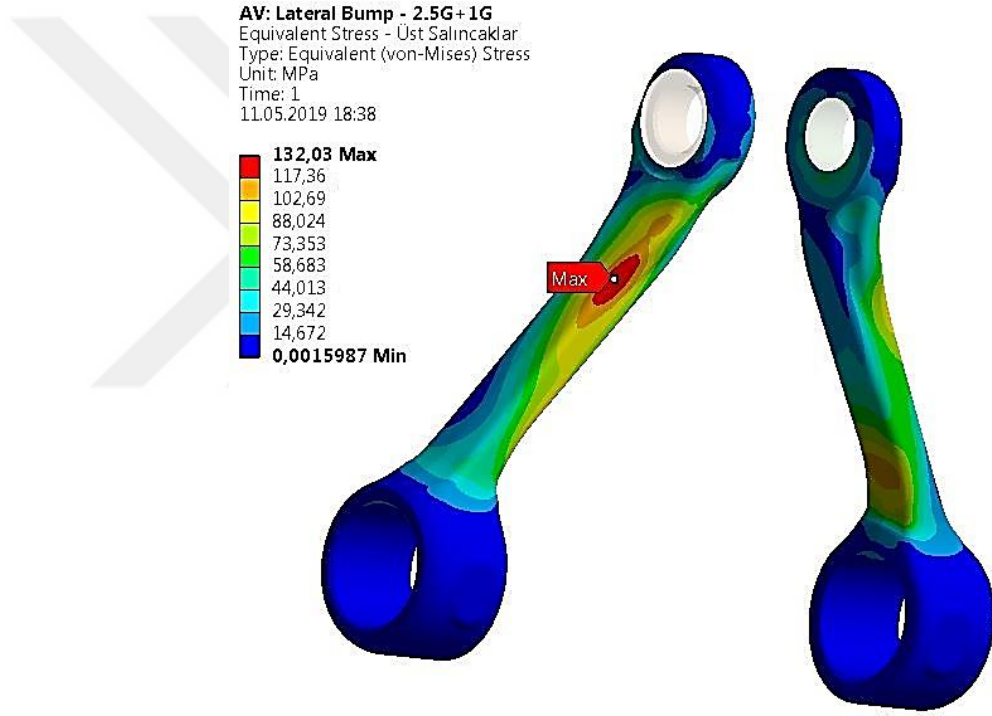


Şekil 4.14 Engelden geçme (boyuna yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

4.4.3.2 Engelden geçme (enine yön 2,50 g) durumu

Tekerlek temas noktasından –Y yönünde 2,5G değerinde, dinamik radyüs dikkate alınarak remote force olarak uygulanmış olup, aksondaki rulman oturma yüzeyinden de +Z yönünde 1G kuvvet verilmiştir. Aksonun Z eksenindeki dönüşü sınırlandırılmış ve amortisörden alt salıncağa gelecek maksimum kuvvet de göz önünde bulundurulmuştur.

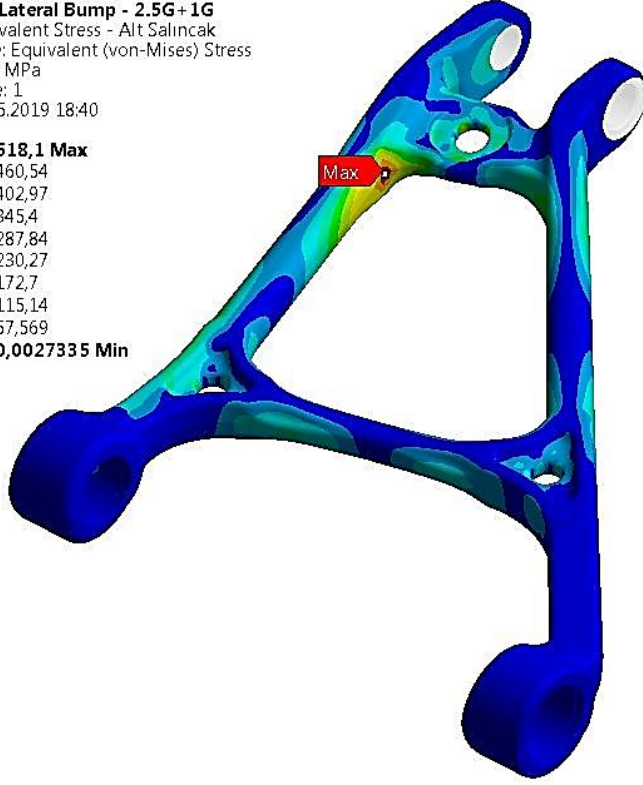
st salıncak kollarındaki ve alt salıncaktaki eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da görülmektedir.



Şekil 4.15 Engelden geçme (enine yön) yükleme koşulunda st salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

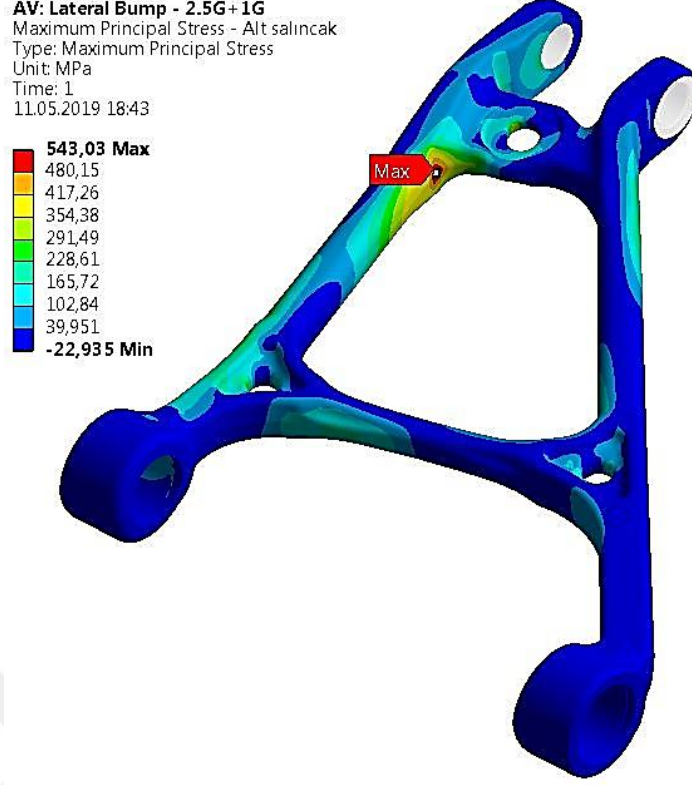
AV: Lateral Bump - 2.5G+1G
 Equivalent Stress - Alt Salıncak
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11.05.2019 18:40

518,1 Max
 460,54
 402,97
 345,4
 287,84
 230,27
 172,7
 115,14
 57,569
0,0027335 Min



Şekil 4.16 Engelden geçme (enine yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

Alt salıncak kolunda en yüksek Von-Misses gerilme değerlerinin okunduğu bu yükleme durumunda çeki - bası kuvvetlerinin etkisini görmek için Şekil 4.17'de Maksimum Principle gerilme değerleri de incelenmiştir.



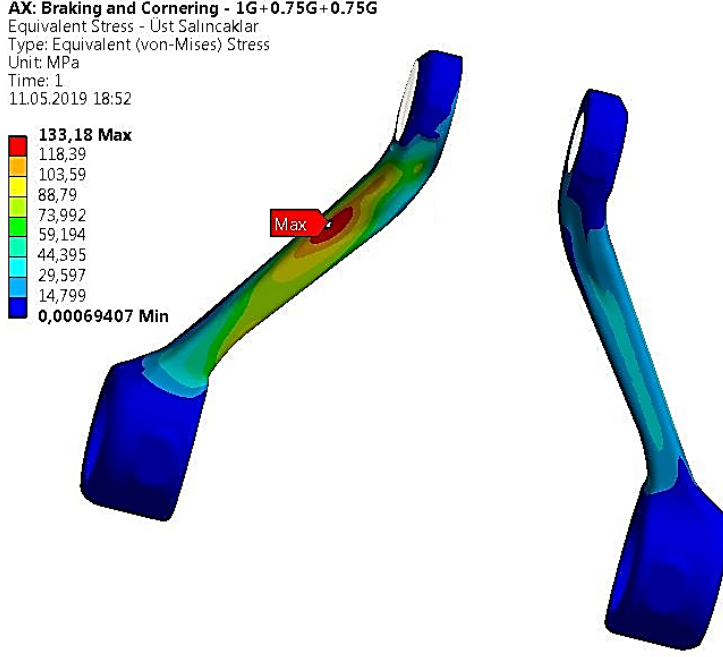
Şekil 4.17 Engelden geçme (enine yön) yükleme koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen maksimum principle gerilme dağılımı.

Maksimum Principle sonuçlarına göre eşdeğer gerilme dağılımında en kritik bölgede okunan değerlerin çekme zorlanmasından kaynaklandığı görülmüştür. Sonraki bölümde incelenecek olan alt salıncak malzeme seçimi aşaması için bu yükleme koşulundaki maksimum principle değerleri göz önüne alınacaktır.

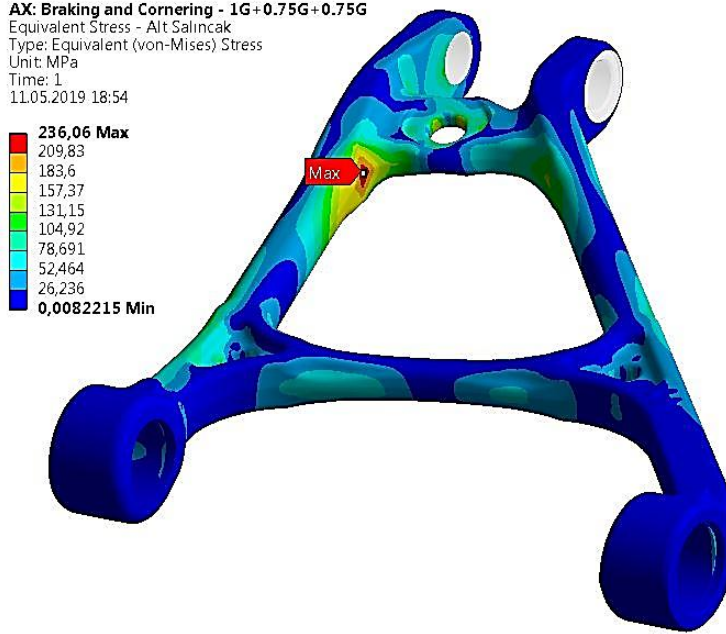
4.4.3.3 Virajda frenleme durumu

Virajda frenleme durumunda, akson üzerindeki rulman oturma yüzeyinden +Z yönünde 1G'lik düşey kuvvet, -X yönünde tekerlek temas noktasından dinamik radyüs değerine göre remote force olarak 0,75G'lik boyuna kuvvet, fren kaliperi üzerinden aksona gelen yükü tork plakasının aksona bağlantı noktalarına -Y yönünde remote force olarak 0,75G yanal kuvvet olarak uygulanmıştır. Amortisörün alt salıncağa uyguladığı kuvvet hesaba katılmış ve aksonun Z ekseninde etrafında dönüşü sınırlandırılmıştır.

Üst salıncak kollarındaki ve alt salıncaktaki eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’de görülmektedir.



Şekil 4.18 Virajda frenleme yüklemesi koşulunda üst salıncak kollarında meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.



Şekil 4.19 Virajda frenleme yüklemesi koşulunda alt salıncak kolunda meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı.

4.4.4 Salıncak kollarının yapısal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi

Süspansiyon sistemi model ANSYS Workbench yazılımı ile yapılan yapısal analizlerde, engelden geçme düşey yön, engelden geçme boyuna yön, engelden geçme enine yön ve virajda frenleme durumları için incelenmiştir. Bu yüklemeler aracın ömrü boyunca karşılaşılabileceği en ekstrem yol koşullarını temsil etmektedir.

Nihai salıncak kolu tasarımlarına ait analiz sonuçlarına göre alt salıncak kolu için en yüksek gerilme değerleri enine yön engelden geçme durumunda okunmuştur, alt salıncak malzeme seçiminde bu yük koşulu altında oluşan gerilme değerleri belirleyici olmuştur. Bu yükleme tipinde ilgili bölgedeki gerilme miktarını daha da azaltmak için üç boyutlu modelleme ortamında iyileştirme çalışmaları yapılmış ancak bu bölgedeki iyileşmenin düşey yönde engeli aşma analiz sonuçlarında görülen kritik bölgeye ait gerilme değerlerinde yüksek artışlara sebep olduğu gözlemlenmiştir. Bu sebeple salıncak kollarına ait üç boyutlu tasarımlar bu haliyle dondurulmuştur.

4.5 Malzeme Seçimi

Her tür mühendislik tasarımının performansını doğrudan etkileyen en önemli parametrelerin başında malzeme gelmektedir. Malzeme seçiminde, tasarımı yapılan parçaların boyutlarını ve fonksiyonunu kabul edilebilir düzeyde yerine getirecek, müşteri beklentilerini her açıdan karşılayacak malzemelerin belirlenmesi önemli bir rol oynamaktadır.

Mühendislik uygulamalarında makine elemanının plastik deformasyona uğramaması için elemana gelen maksimum gerilmenin akma gerilmesinden küçük olması gerekir. Aksi takdirde malzeme üzerinde kalıcı deformasyon oluşur. Bu da parçanın işlevini yerine getirmesine engel teşkil eder. Parça teorik olarak kırılmaz fakat mukavemet yönünden sınır aşılmış demektir (Bayrak ve Öztürk, 2006). Bu sebeple seçilecek salıncak malzemelerinin akma sınırlarının statik analizlerde okunan gerilme değerlerinden yüksek olması gerekmektedir.

Salıncak kollarının çalışma koşulları ve müşteri beklentileri göz önüne alındığında uygun malzemenin seçiminde temel olarak aşağıdaki faktörler değerlendirilmiştir:

- ✓ Mekanik özellikler; akma ve çekme dayanımı, süneklik, kırılma tokluğu, yorulma dayanımı
- ✓ İmal edilebilirlik; dövme/döküm proseslerine uygunluk, şekillendirmeye uygunluk, talaşlı imalata uygunluk
- ✓ Kolay temin edilebilirlik; tedarikçiye yakınlık, tedarikçinin yeteneği ve güvenilirliği
- ✓ Maliyet; satın alma maliyeti, üretim maliyeti

Bu faktörlerin yanı sıra literatürdeki çalışmalar ve rakip firmaların benzer mevcut ürünlerinde kullandıkları malzemeler ve malzeme özellikleri araştırılmıştır.

Otomotivde en çok kullanılan malzeme türleri çelik, dökme demir, alüminyum, plastik, titanyum ve magnezyum alaşımlardır. Titanyum ve magnezyum malzemeler daha ziyade üst sınıf ve seri üretimi olmayan özel üretim binek araçlarda kullanılmaktadır. Malzeme birim fiyatları çok yüksek olup imalat yöntemleri zordur ve yaygın değildir. Alüminyum alaşımları ise jantlardan, motor parçalarına, dişli kutularından askı sistemi parçalarına kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Korozyona dayanıklılığı, düşük özgül ağırlık ve yüksek mukavemete sahip olması ve konstrüksiyona hafiflik kazandırması sebebiyle binek araçlarda yaygın kullanım aracı bulmuştur ancak ağır ticari araçların salıncak kollarına gelen kuvvetlerin karşılanmasında yeterli değildir. Ayrıca, literatürde askeri araçlar için salıncak kolu malzemesi olarak özel tip yüksek mukavemetli çelik saclarla (AHSS) ilgili çalışmalar mevcuttur. Bu malzemelerin yüksek mukavemet ve enerji sönümlenme özellikleri vardır ve aynı zamanda hafiftirler. Ancak yüksek üretim adetlerine sahip bir ticari araçta kullanılması maliyet açısından dezavantajlı olabilmektedir. Çelik ve dökme demir malzemeler dayanımın önemli olduğu araç alt parçaları için maliyet faktörü göz önüne alındığında halen en avantajlı malzeme konumundadır.

Alt ve üst salıncak kolları için alternatif olarak değerlendirilebilecek çelik ve dökme demir malzemeler belirlenmiştir. Standart yol koşullarında aracın maruz kaldığı kuvvetler karşısında parçadan beklenen mekanik özellikler, imalata uygunlukları, kolay temin edilebilirlik ve maliyet faktörleri salıncak kolları için kendi arasında karşılaştırmalı olacak şekilde onluk skala üzerinden Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4’de puanlanarak değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.3 Üst salıncak kolları için puanlanan çelik ve dökme demir malzemeler

Malzeme	EN GJS 400-18	EN GJS 500-7	SAE 1050 (Isıl işlemlili)	S460N
Özellikler				
Akma mukavemeti (MPa)	250 (3p)	320 (6p)	516 (8p)	460 (7p)
Uzama (%)	18 (8p)	7 (6p)	19 (9p)	17 (8p)
İmal edilebilirlik	++++ (8p)	++++ (8p)	++++ (7p)	++++ (8p)
Kolay temin edilebilirlik	++++ (7p)	++++ (7p)	++++ (7p)	++++ (8p)
Maliyet	++++ (8p)	++++ (7p)	+++ (5p)	++++ (7p)
Toplam	34 puan	34 puan	36 puan	38 puan

Çizelge 4.4 Alt salıncak kolları için puanlanan çelik ve dökme demir malzemeler.

Malzeme	S460N	SAE 4140 (Isıl işlemlili)	EN GJS 900-8 (Östemperlenmiş)	Yüksek mukavemetli çelik sac (AHSS)
Özellikler				
Akma mukavemeti (MPa)	460 (2p)	750 (8p)	600 (7p)	890 (9p)
Uzama (%)	17 (8p)	11 (7p)	8 (6p)	12 (7p)
İmal edilebilirlik	++++ (8p)	++++ (7p)	++++ (7p)	+++ (6p)
Kolay temin edilebilirlik	++++ (8p)	++++ (8p)	++ (4p)	++ (4p)
Maliyet	++++ (7p)	+++ (6p)	+++ (6p)	++ (4p)
Toplam	32 puan	36 puan	30 puan	30 puan

Yukarıdaki değerlendirme sonuçlarının yanı sıra yapısal analizlerde okunan gerilmeler göz önüne alındığında üst salıncak için sıcak dövülmüş S460N çelik malzeme, alt salıncak için ise SAE 4140 sıcak dövülmüş ıslah çeliği malzemelerinin kullanılması uygun görülmüştür.

Üst salıncak kolu malzemesinin seçiminde mekanik özelliklerin yanı sıra malzemenin kolay temin edilebilirliği önemli rol oynamıştır. Otomotivde genel olarak otobüs ve ağır ticari araçlarda, yüksek mukavemetli olması sebebiyle diferansiyel kovanı ve dingil gövdelerinde sac olarak kullanılan bu malzemenin, potansiyel dövme tedarikçisinin farklı bir otomotiv alt parçası olarak dövme yöntemiyle uzun süredir ürettiği olması ve dövme prosesinin güvenilirliği puanlamada öne çıkarmıştır. S460N malzemesiyle üretilmiş parçalar normalizasyon ısıl işlemine tabi tutulacaktır. Bu malzeme için normalizasyon prosesi iç yapı ve mekanik özelliklerin sağlanması için standart bir işlemdir.

Alt salıncak kolunun geometri olarak döküm prosesine çok uygun olması ve literatürde belirtilen mekanik özelliklerin parça gerekliliklerini sağlanmasına rağmen alt salıncak kolu malzemesi olarak östemperlenmiş EN GJS 900-8 seçilmemesinin sebebi yurt içindeki tedarikçilerin östemperleme kabiliyetlerinin sınırlı olması ve seri üretim koşullarında istenen mekanik özelliklerin sağlanabileceği garantisini verememesidir.

SAE 4140 dövme çelik malzemesi için sağlanması gereken mekanik özellikler su verme ve menevişleme ısıl işlemleri ile elde edilecektir. Mekanik özelliklerinin istenen seviyede olması, üretim yönteminin (açık kalıpta sıcak dövme prosesi) ve ısıl işlem metodunun güvenilirliği, önceki farklı birçok çalışmada bu malzemenin kullanımı ile ilgili edinilen tecrübeler teknik anlamda bu malzemenin seçiminde önemli rol oynamıştır.

Çizelge 4.5 Alt ve üst salıncak kolu malzemelerinden beklenen mekanik özellikler

Parça	Malzeme AISI / SAE	Malzeme DIN	Çekme	%0,2 Akma	Uzama % (min)
			Mukavemeti MPa (min)	Mukavemeti MPa (min)	
Üst salıncak	S460N	StE 460	540	460	17
Alt salıncak	SAE 4140	42CrMo4	1000	750	11

5. SALINCAK KOLLARININ YORULMA ÖMRÜ TAYİNİ

Salıncak kollarının çeşitli sürüş koşulları için üç boyutlu modelleme çalışmaları ve yapısal statik analizleri tamamlanmış, elde edilen optimum modellere göre uygun malzemeler seçilerek kırılmaya karşı dayanıklı olduğunu göstermiştir. Fakat tekrarlı yükler altında salıncak kollarının davranışı henüz incelenmemiştir.

Salıncak kolları taşıt ile birlikte sürekli dinamik zorlamalara maruz kalan temel güvenlik parçalarıdır ve işletme şartlarından doğan kuvvetlere karşı dayanıklılık temel hedeflerden biridir. Bu sebeple yorulma dayanımlarının hesaplanması gerekmektedir.

Bu bölümde, seçilen alt ve üst salıncak kolu malzemelerinin S-N eğrileri deneysel yollarla elde edilecek, sonrasında yapısal statik analiz çalışmalarında incelenen ekstrem statik yük durumlarını karşılayan bu parçaların yorulma analizleri yapılarak yorulmaya karşı dayanıklılıkları ve kullanılabilirlikleri doğrulanacaktır.

5.1 Yorulma Kavramı

Yorulma, malzemelerin akma mukavemetinin altındaki çalışma koşulları altında sürekli tekrar eden kuvvetler etkisiyle hasara uğramasıdır. Malzemelerin yorulma davranışı ve konstrüksiyonların yorulma dayanımlarının hesaplanması, etkenlerin çokluğu nedeniyle statik zorlamalara göre oldukça karmaşıktır. Çalışma koşulları boyunca dinamik zorlamalara maruz kalan makine elemanlarına etki eden kuvvetlerin büyüklüğünün önemi kadar, kuvvetlerin tekrar sayısı da önemlidir.

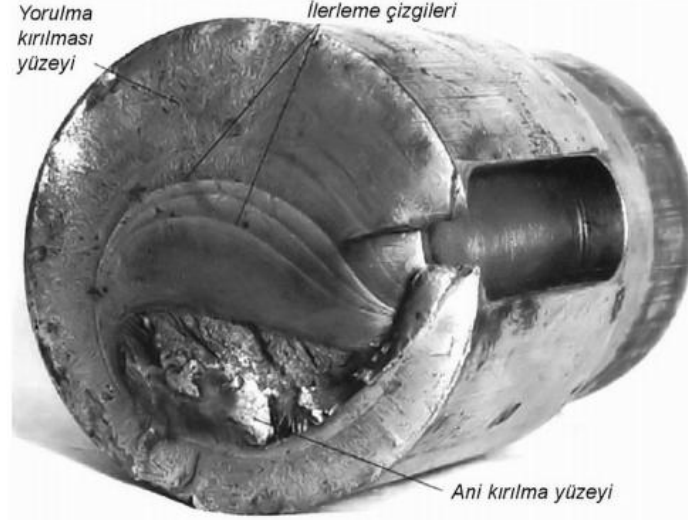
Bir önceki bölümde incelenen statik kuvvetler, değişken olmayan kuvvetler ile aracın ömrü boyunca en fazla 5000 defa tekrarlanan kuvvetlerdir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise 10^6 tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünsüzlüğü gibi sebeplerle ortaya çıkan kuvvetlerdir (Ereke M.,1194; Doğan'dan, 2007).

5.2 Yorulma Zorlanması ve Yorulma Hasarı

Büyüklüğü, yönü ve uygulama noktası düzenli ya da düzensiz bir şekilde sürekli olarak değişen; kısacası dinamik özelliklere sahip kuvvet veya momentlerin oluşturduğu gerilmelere yorulma zorlaması adı verilir. Belirli bir ortalama gerilme için parçanın kırılmadan sonsuz çevrim sayısında taşıyabileceği yük miktarına ise yorulma dayanımı denir. Sonsuz sayıda yük tekrarını kırılmadan taşıyabilen eleman yorulmaya karşı dayanıklıdır. Elemanın yorulma dayanımı sadece bir malzeme özelliği olmayıp; parça büyüklüğü, biçimi, üretim sekline bağlıdır (Doğan, 2007).

Yorulma zorlamasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinden ya da değişimin sıklığından (frekansından) çok, alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğü yani gerilme aralığı ve genliği önem kazanmaktadır. Birim zamandaki çevrim sayısı (periyot) malzemenin ısınmasına neden olacak kadar yüksek olmamak şartıyla yorulma ömrünü yani kırılmaya kadar geçen çevrim sayısını önemli ölçüde etkilemez. Yorulma zorlanması sadece dış kuvvetlerin değil, örneğin sıcaklık farkları nedeni ile oluşan iç gerilmelerin etkisi ile de görülebilir.

Sonuç olarak, yorulma zorlanması sırasında tekrarlanan kalıcı şekil değiştirmelerin yeterli düzeyde birikmesi sonucu, malzemenin ayrılma dayanımının aşıldığı noktalarda mikroskobik düzeyde ya da daha küçük boyutlarda küçük çatlaklar oluşur (Acar, 2016). Yorulma sonucu oluşan çatlak, ek bir çentik etkisi ortaya çıkaracağından, gerilmeler bakımından durumu daha kötüleşecek ve yaratılan yüksek gerilme yığılmaları çatlağın hızla ilerlemesi ve büyümesine neden olacaktır. Ayrıca yük taşıyan kesit sürekli küçüldüğünden kesitteki gerilmenin sınır değeri giderek daha da yükselecektir. Gözlemler yorulma çatlağı ilerleme hızının, çatlak derinliğinin karesi ile arttığını göstermektedir. Parçanın ikiye ayrılması çoğunlukla uzun bir süreyi gerektirdiği ve zorlama sürekli değiştiği için olay yorulma kırılması olarak adlandırılır (Bishop, NWM., Sherratt, F., 2000; Küçükay'dan, 2009). Bir milde meydana tipik bir yorulma hasarı Şekil 5.1'de görülmektedir.



Şekil 5.1 Bir mildeki tipik yorulma hasarı (İstanbul Teknik Üniversitesi, 2010).

5.3 Yorulmanın Temel Terminolojisi

✓ *Gerilme Aralığı*

Maksimum ve minimum gerilme değeri arasındaki farktır.

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (5.1)$$

✓ *Gerilme Genliği*

Periyodik olarak değişen gerilme değerlerinin maksimum değeri ile minimum değeri arasındaki farkın yarısına gerilme genliği denir. S-N diyagramı çizilirken kullanılır.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5.2)$$

✓ *Ortalama Gerilme*

Maksimum ve minimum gerilme değerinin aritmetik ortalamasıdır.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5.3)$$

✓ Gerilme Oranı

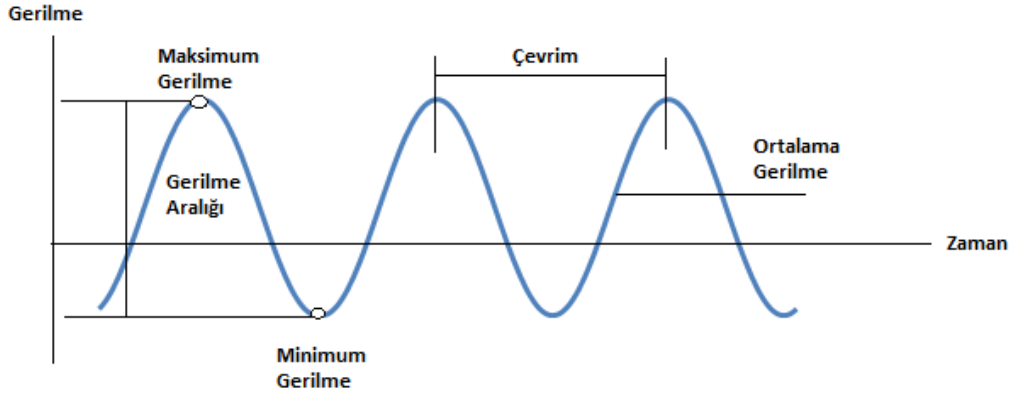
Değişken gerilme durumunda minimum gerilme değerinin maksimum gerilme değerine oranıdır.

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (5.4)$$

✓ Genlik Oranı

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (5.5)$$

Şekil 5.2’de değişken gerilme durumu terimleri olan maksimum gerilme, minimum gerilme, çevrim, gerilme aralığı σ_r ve ortalama gerilme σ_m gösterilmiştir.



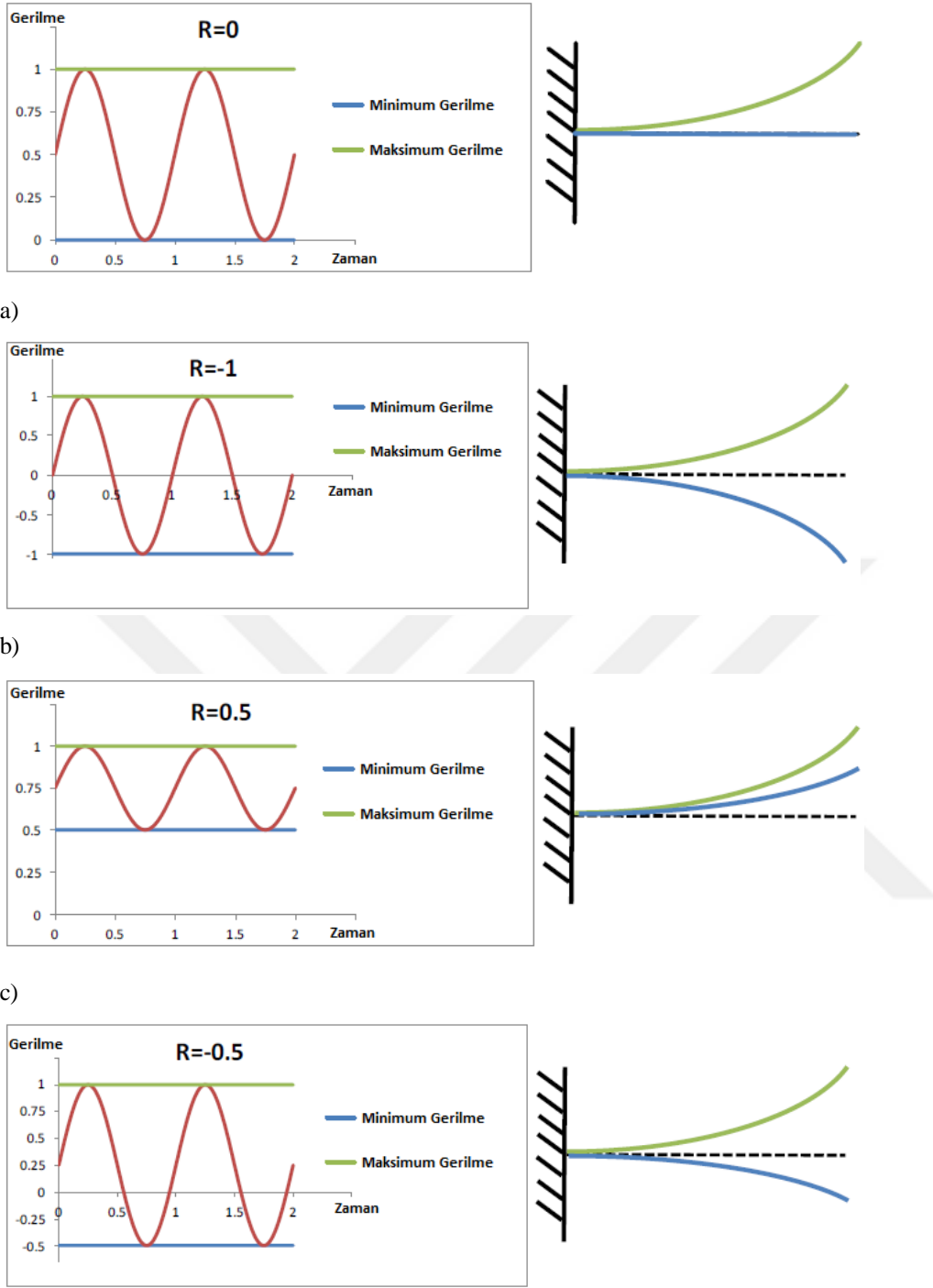
Şekil 5.2 Gerilmenin zamana göre değişimi

✓ Çevrim ve çevrim sayısı

Gerilme-zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına bir çevrim denir. Sinusoidal yüklemde gerilme değeri, ortalama gerilme çevresinde maksimum ve minimum değerler arasında değişir. Gerilme değeri periyodik olarak belirli bir çevrim sayısında farklı değerler almaktadır. Çevrim sayısı yorulmayı etkileyen çatlak ilerlemesine neden olan temel faktörler arasındadır (Leblebici, 2017).

✓ Yükleme Türü

Gerilme değerleri bir çevrim içerisinde minimum gerilme değeri ve maksimum gerilme değeri arasında değişir. Değişken gerilme değerlerinin tanımlanması için gerilme değerlerinin oranı R ve gerilme genliğinin sayısal değeri önemli parametreler arasındadır. Gerilme oranının sıfıra eşit olduğu $R=0$, ortalama gerilme değerinin gerilme genliğine eşit olduğu değişken gerilme durumu tek yönlü gerilme durumu olarak adlandırılırken; gerilme oranının $R=-1$ 'e eşit olduğu maksimum gerilme değerinin minimum gerilme değerine eşit veya çekme değerinin basma değerine eşit olduğu gerilme durumu tam değişken yükleme olarak adlandırılır (Callister, 2007; Leblebici'den, 2017). Yükleme bazı durumlarda ön gerilmeli verilebilir. Parçanın maksimum gerilme seviyesi ile pozitif ön gerilme değeri arasında yüklenmesi durumunda R oranı 0'dan büyük, 1'den küçük olacaktır. Diğer bir olasılık da parçanın maksimum gerilme ile bu gerilimden daha düşük bası gerilmesi arasında yüklenmesidir. Bu durumda ise R oranı 0 ile -1 değerleri arasında olur (Material Brush Performance Alloys Technical Tidbits, 2013). Şekil 5.3'te sabit genlikle eğilmeye zorlanan bir milin $R=0$, $R=-1$, $R=0.5$, $R=0.5$ gerilme oranlarına ait örnek yükleme tipleri gösterilmiştir.

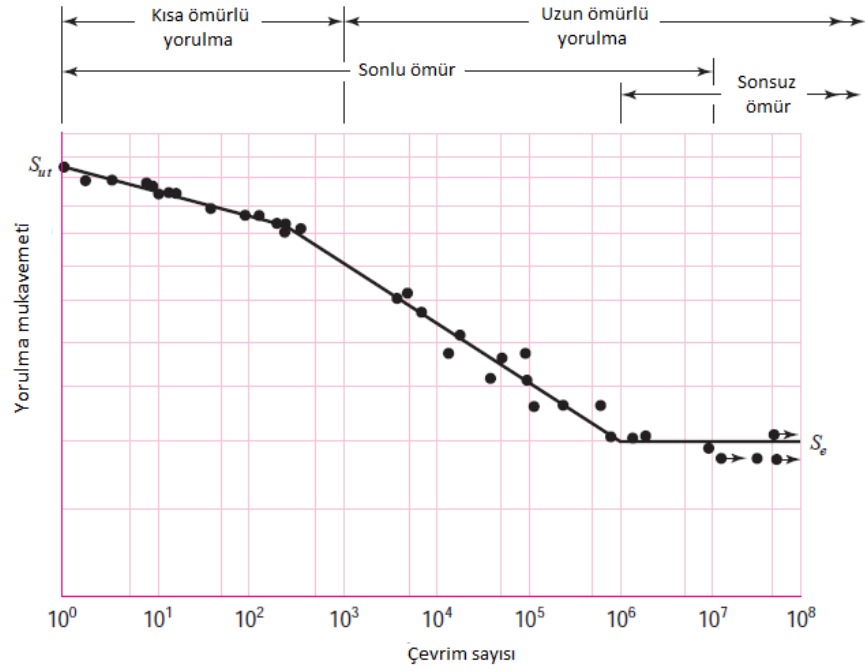


d)

Şekil 5.3 Sabit genlikle eğilmeye zorlanan bir milin farklı gerilme oranlarındaki örnek periyodik yüklemeler

5.4 S-N Eğrisi ve Yorulma Ömrü

Günümüzde modern yorulma yaklaşımının temellerini oluşturan Wöhler'in 1866'da yapmış olduğu deneyler göstermiştir ki, ömür dinamik gerilmelerin genliğine bağlıdır. Gerilmenin genliği ne kadar büyükse, ömür o kadar az; genlik ne kadar küçükse ömür de o ölçüde çok olmaktadır. Dinamik gerilmelere maruz elemanlarda, ömür yük tekrarı sayısı ile ölçülmektedir. Yükün veya gerilmenin bir periyodik değişimi bir yük tekrarına denk gelmektedir. Bir eleman yorulma sonucu hasara uğrayana kadar kaç adet periyodik yük tekrarına dayanabilirse, ömrü o kadar yük tekrar sayısına (N) denk gelmektedir (Küçükay, 2009). Şekil 5.4'te tam değişken eksenel yüklemeye maruz örnek bir malzemenin S-N eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 5.4 Tam değişken eksenel yüklemeye maruz bir malzemenin S-N eğrisi (Busynas and Shigley, 2011).

5.4.1 Yorulma ömür hesaplarında ortalama gerilme etkisi

Tekrarlı yükleme açısından, bileşenlerin yorulma hasarında uygulanan yükün şiddeti veya genliği ile ortalama gerilme çok etkilidir. Yüksek çevrimli yorulma bölgesinde, ortalama gerilmeler parçaların yorulma davranışları üzerinde

önemli rol oynar. Çeki normal gerilmesi çatlak ilerlemesini hızlandırır ve zararlıdır. Kayma gerilmesi mikro çatlak açılması ve kapanmasında fazla etkili değildir. Ama çok az da olsa çatlak ilerlemesini etkiler (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005; Çoban'dan, 2015).

Yapılacak olan ömür hesabında yüksek çevrimli yorulma ya da düşük çevrimli yorulma belirlendikten sonra yapıya gelen yüklemelere karar verilmelidir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (fully reversed) sabit genlikli (constant amplitude) testlerde elde edilir. Ancak makine elemanlarının gerçek çalışma koşullarında bu tür yüklemelerin olması oldukça nadirdir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir (Browell and Hancq, 2006).

Ortalama gerilme değerinin metallere üzerindeki etkisini incelemek için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir ve Goodman, Soderberg ve Gerber bu konu ile çalışmalar yapmıştır. Goodman doğrusu gevrek malzemelerde, Soderberg doğrusu sünek malzemelerde daha iyi sonuçlar vermektedir (Wehner and Fatemi, 1991; Leblebici'den, 2017).

5.4.1.1 Goodman yaklaşımı

Ortalama gerilme ve değişken gerilme değerlerinin malzeme yorulma ömrü üzerindeki etkisini belirtmektedir. Yatay eksen ortalama gerilme değerini belirtirken, dikey eksen değişken gerilme değeri belirtmektedir. Ortalama gerilme değerinin sıfır, değişken gerilme değerinin malzeme yorulma limit değerine eşit olduğu nokta birinci nokta olarak kabul edilmektedir. Değişken gerilme değerinin sıfır, malzeme ortalama gerilme değerinin maksimum çekme dayanımına eşit olduğu nokta ikinci nokta kabul edilmektedir. Tanımlanan bu iki noktayı birleştiren doğru Goodman doğrusudur. Bu doğrunun altında kalan alandaki değişken değerler için malzemede yorulma meydana gelmediği kabul edilmektedir. Parabolik bir eğri çizmek yerine kaba bir doğru çizerek malzeme yorulma ömrü hesaplandığı için karşılaştırma yapmak daha basittir.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \quad (5.6)$$

Goodman kriteri, çeki gerilmeleri altında çalışan, gevrek malzemeler için uygun olan ve çentikli ve pürüzsüz parçalar için de yaklaşık olarak benzer karaktere sahip olan ortalama gerilme teorisidir (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005; Çoban'dan, 2015).

5.4.1.2 Soderberg yaklaşımı

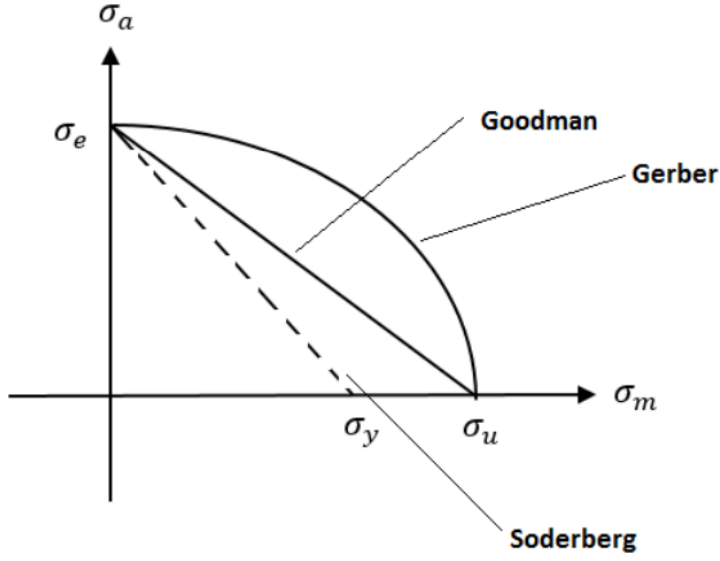
Soderberg, Goodman yaklaşımı gibi malzeme yorulma davranışı üzerinde ortalama gerilme ve değişken gerilme etkisini incelemektedir. Goodman doğrusu için tanımlanan birinci nokta ile değişken gerilme değerinin sıfır ve ortalama gerilme değerinin akma gerilme değerine eşit olduğu noktayı birleştiriyorsa buna Soderberg doğrusu denir. Soderberg doğrusu altında kalan alan içerisinde değişen gerilme değerlerinde malzemenin yorulmadığı kabul edilmektedir.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (5.7)$$

5.4.1.3 Gerber yaklaşımı

Gerber yorulma ömür hesabını lineer olmayan bir denklem yardımı ile yapar. Şekil 5.5'te de gösterildiği gibi malzeme yorulma limit değerinin ordinat, maksimum çekme dayanımının apsis kabul edildiği parabolik eğri Gerber Eğrisi olarak tanımlanmaktadır. Goodman doğrusuna göre daha geniş alana sahiptir. Bu durum daha az korunumlu olmasına sebep olur.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1 \quad (5.8)$$

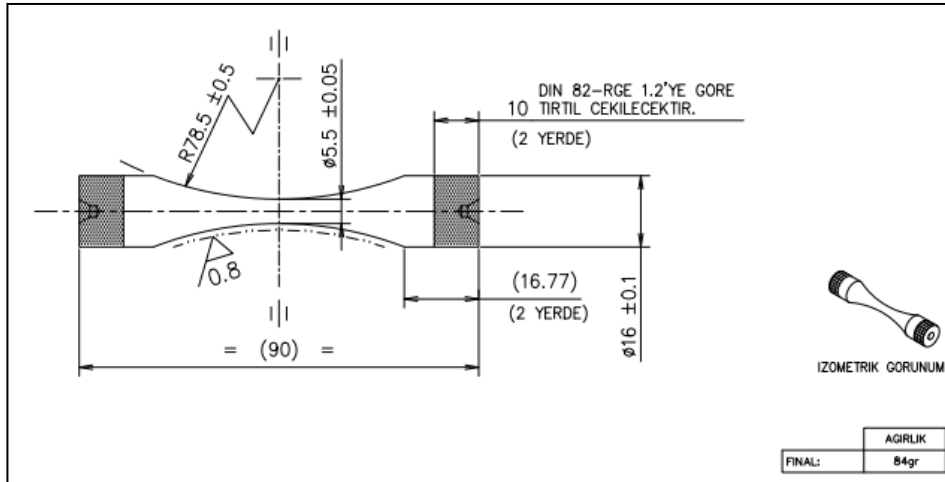


Şekil 5.5 Goodman, Soderberg Doğrusu ve Gerber Parabolü (Leblebici, 2017).

5.5 Deneysel Çalışmalar

5.5.1 Materyal

Çekme ve yorulma numuneleri ASTM E466-7 standardına göre belirlenerek üretim teknik resmi hazırlanmıştır. (Şekil 5.6)



Şekil 5.6 ASTM E466-7 standardına göre hazırlanmış yorulma numunesi skeci.

Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere S460N ve SAE 4140 malzemelerinden 3'er adet çekme ve 10'ar adet yorulma numuneleri yan sanayiye ürettirilmiştir. (Şekil 5.7)



Şekil 5.7 ASTM E466-7 standardına göre hazırlanmış yorulma deney numuneleri.

5.5.2 Yöntem

Yan sanayide ürettirilen S460N ve SAE 4140 numunelerinin öncelikle çekme deneyleri, çekme mukavemeti sonuçlarına göre de yorulma deneyleri Ege Üniversitesi Merkezi Araştırma Test ve Analiz Laboratuvarı Uygulama ve Araştırma Merkezinde yapılmıştır.

Yorulma deneyleri, oda sıcaklığında, ± 200 kN dinamik kapasiteli aksenal gerilmeli yorulma test cihazında gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.8). Deneyler için her bir malzemeye ait 10 adet numune kullanılmıştır. Gerilme oranı (R) sabit kalmak üzere numunelere farklı periyodik gerilmeler uygulanarak numunenin hasara uğrayıncaya kadar çevrim sayıları (N) tespit edilmiştir.



Şekil 5.8 SHIMADZU EHF-EV200k2-040-0A Çekme ve Yorulma test cihazı.

Eksenel gerilmeli yorulma test cihazının özellikleri

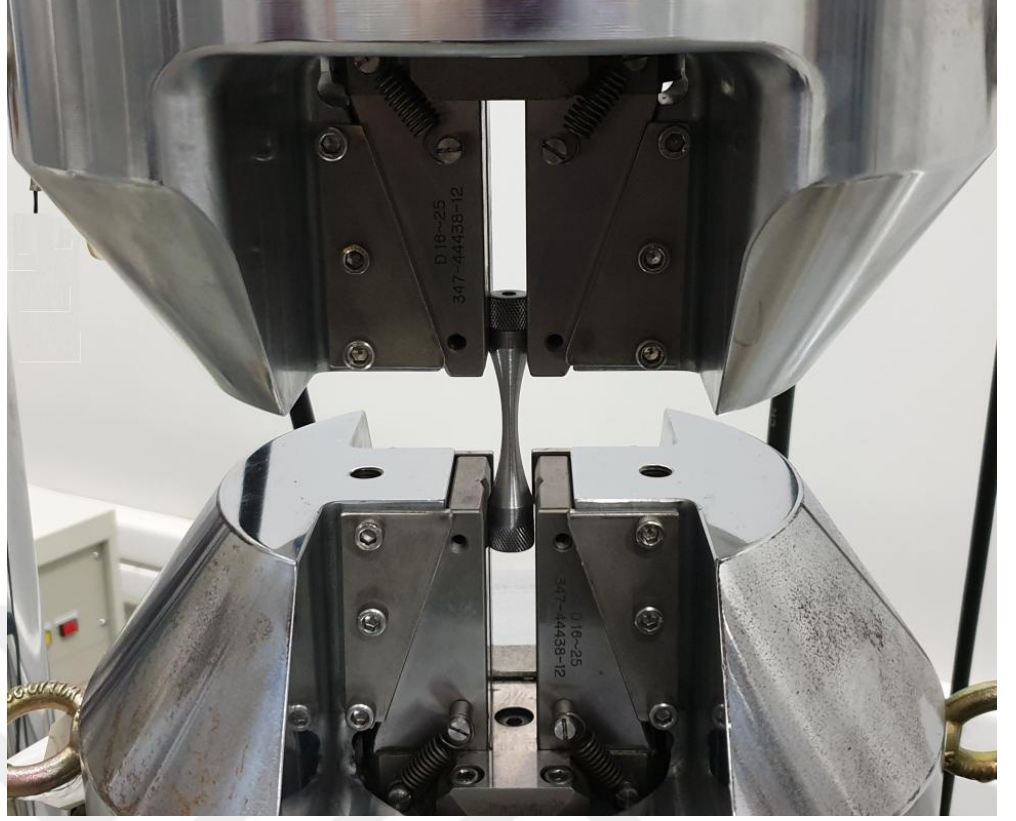
Dinamik kapasite : ± 200 kN

Statik kapasite : 240 kN

Maksimum frekans : 20 Hz

Silindirik numune çapı : 8-30 mm

Şekil 5.9'de yorulma deneyi sırasında çenelerin ve numunenin görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 5.9 Eksenel gerilmeli yorulma cihazı çeneleri ve yorulma numunesi.

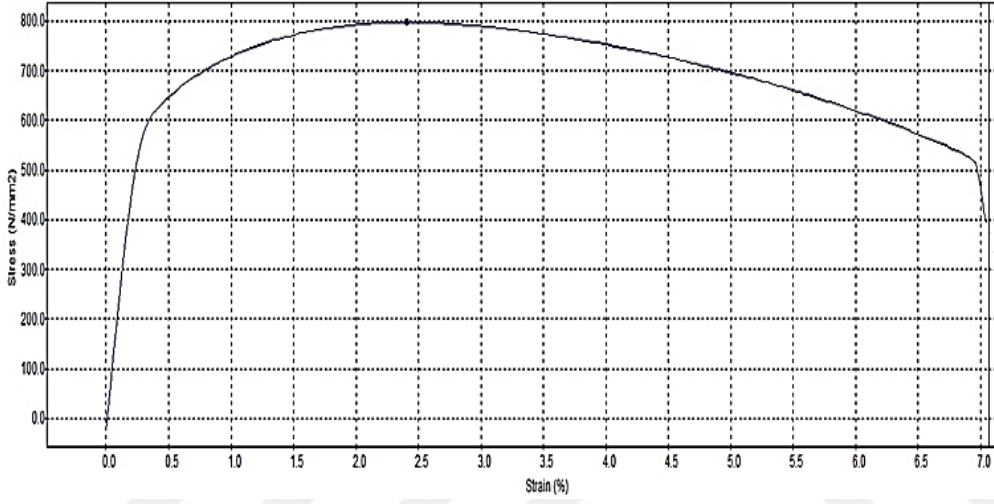
Eksenel gerilmeli yorulma deneylerinde gerilme oranı $R=0,05$ yani $\sigma_{\min}=0,05*\sigma_{\max}$ olarak seçilmiş olup, numuneler çeki-çeki şeklinde zorlanmıştır. Bu tip yükleme ön gerilmeli yükleme olarak da adlandırılır, numuneler yalnızca çeki gerilmelerine maruz bırakılarak, bası kuvveti uygulanmamıştır.

Yorulma testleri süresince frekans değeri S460 malzeme numuneleri için 20 Hz, SAE 4140 numuneleri için ise 10 Hz olarak ayarlanmıştır. Testlerin kısa sürede tamamlanması için her iki malzemenin de cihazın maksimum frekans kapasitesi olan 20 Hz’te testlerin yapılması planlanmıştır ancak SAE 4140 malzemesinin gerilme aralığının yüksek olması ve cihazın bu gerilme aralığında 20 Hz frekansında sağlıklı sonuçlar vermemesi sebebiyle SAE 4140 için testler 10 Hz’te yürütülmüştür.

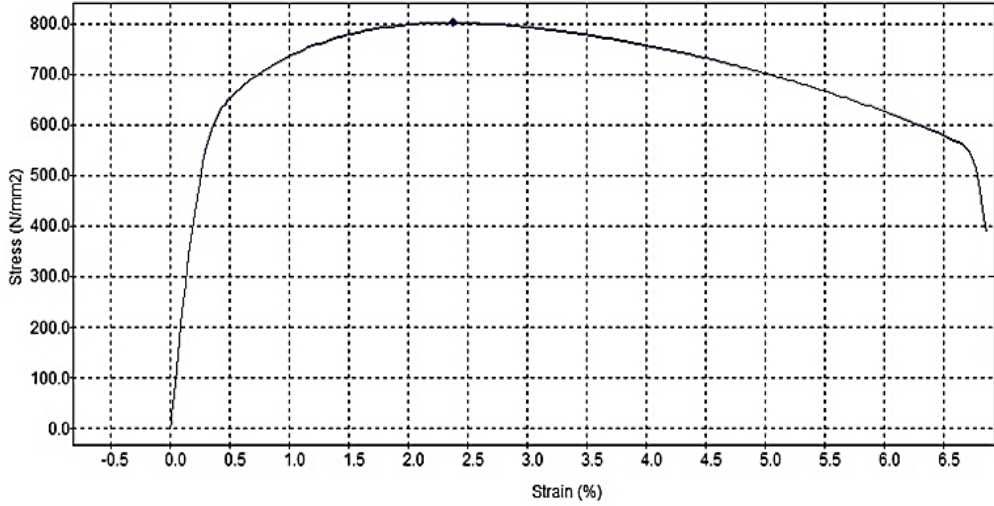
5.6 Bulgular

5.6.1 Çekme deneyi sonuçları

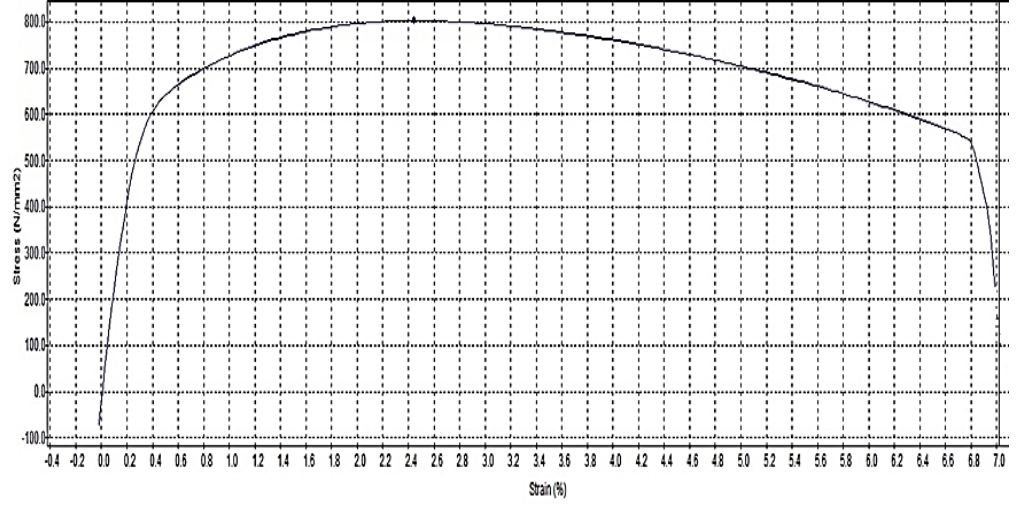
S460N malzemesinin çekme diyagramları Şekil 5.10, Şekil 5.11, Şekil 5.12’te, SAE 4140 malzemesinin çekme diyagramları Şekil 5.13, Şekil 5.14’te verilmiştir. Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2’de sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 5.10 S460N malzemesi 1. numuneye ait Gerilme (N/mm²)-Gerinim (%) eğrisi.



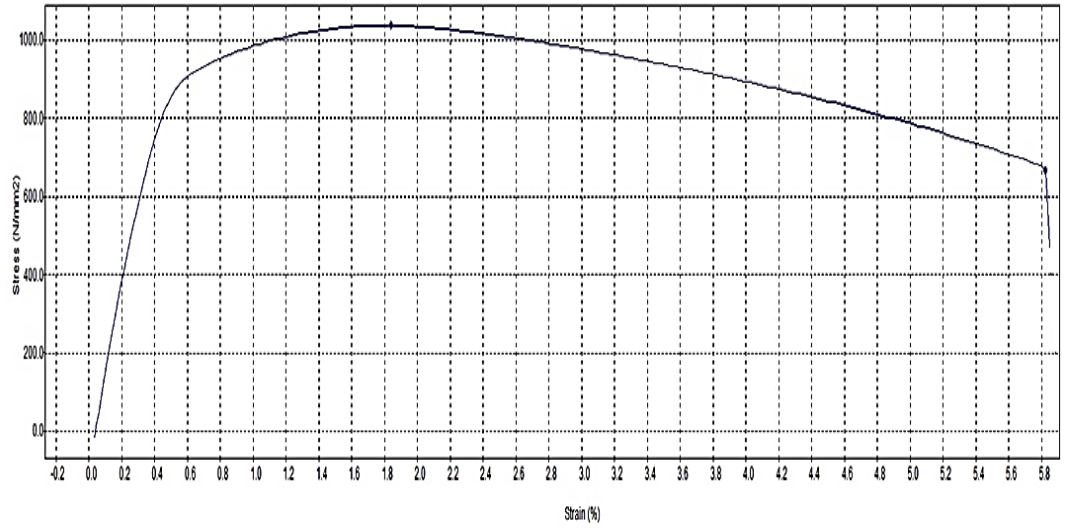
Şekil 5.11 S460N malzemesi 2. numuneye ait Gerilme (N/mm²)-Gerinim (%) eğrisi.



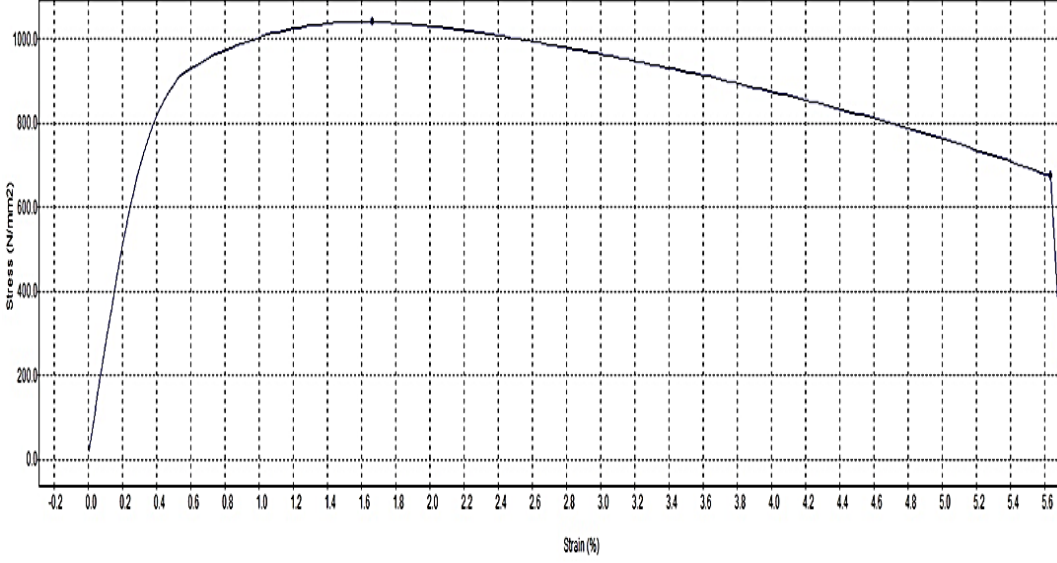
Şekil 5.12 S460N malzemesi 3. numuneye ait Gerilme (N/mm²)-Gerinim (%) eğrisi.

Çizelge 5.1 S460N malzemesine ait numunelerin çekme deney sonuçları.

Numune	Akma Gerilmesi (MPa)	Maksimum Çekme Gerilmesi (MPa)	Kopma Gerilmesi (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)	Çekme Hızı (mm/dk)
S460N -1	645,901	797,501	518	225503	10
S460N -2	658,976	802,762	558	205520	10
S460N -3	651,045	803,142	543	199119	10



Şekil 5.13 SAE 4140 malzemesi 1. numunesine ait Gerilme (N/mm²)-Gerinim (%) eğrisi.



Şekil 5.14 SAE 4140 malzemesi 2. numunesine ait Gerilme (N/mm²)-Gerinim (%) eğrisi.

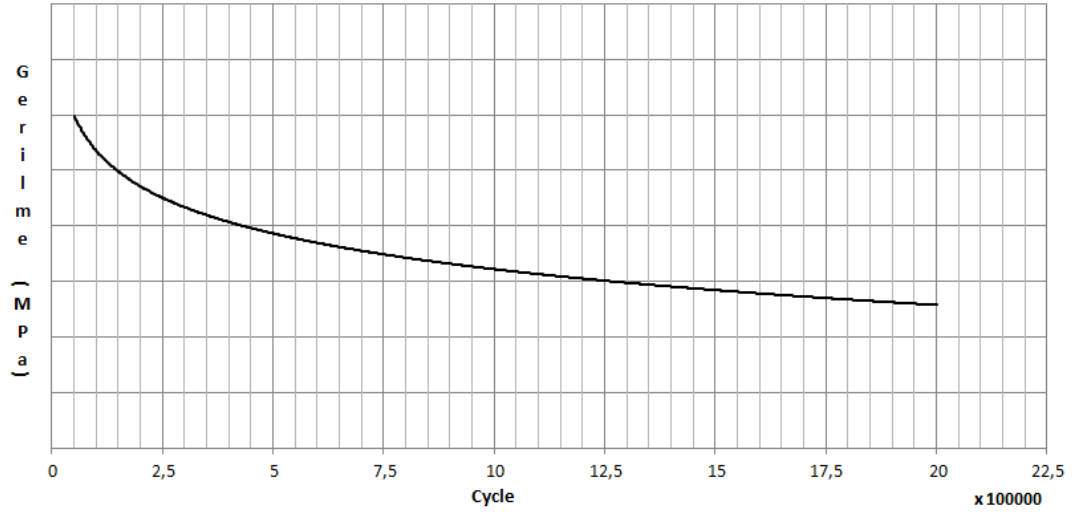
Çizelge 5.2 SAE 4140 malzemesine ait numunelerin çekme deney sonuçları

Numune	Akma Gerilmesi (MPa)	Maksimum Çekme Gerilmesi (MPa)	Kopma Gerilmesi (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)	Çekme Hızı (mm/dk)
SAE 4140-1	927,414	1037,2	664,247	208091	10
SAE 4140-2	927,745	1041,96	673,405	237095	10

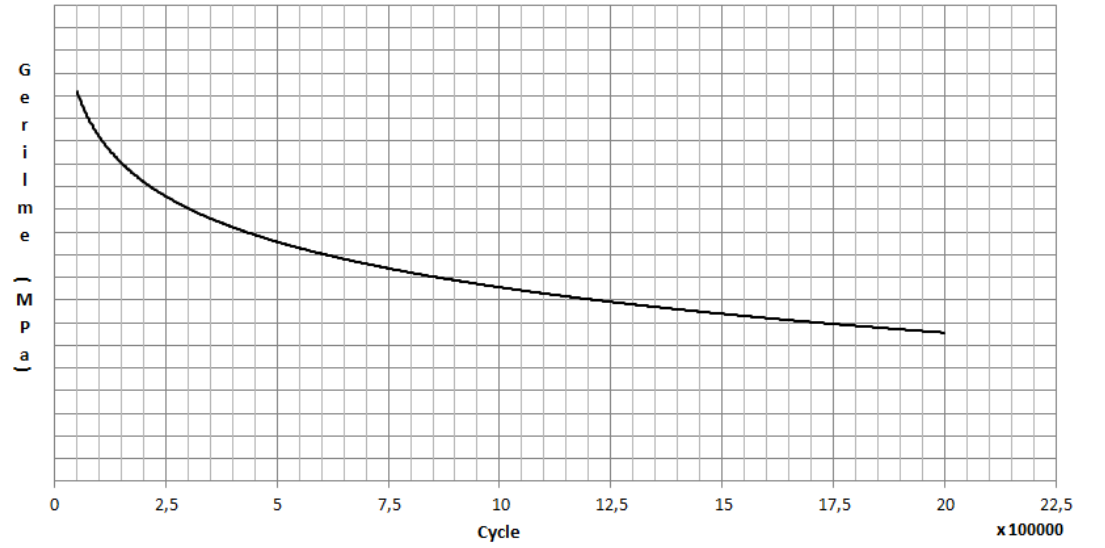
5.6.2 Yorulma deneyi sonuçları

Yorulma cihazının numunelere uygulayacağı gerilme değerleri bir önceki bölümde elde edilen çekme mukavemet değerleri dikkate alınarak yüzde oranları üzerinden belirlenmiştir. Deneyler akma mukavemetine yakın yüksek gerilme değerleri ile başlatılıp malzemenin sonsuz ömür çevrim sayısına ulaşınca kadar kademeli olarak azaltılmıştır. Bu testlerde malzemenin sonsuz ömür değeri 2×10^6 çevrim olarak kabul edilmiştir. Dolayısı ile numune bu çevrim sayısını tamamladığında bu numuneye ait test durdurulmuştur ve sonsuz ömür çevrimine ulaşmıştır olarak yorumlanmıştır.

S-N eğrisi oluşturulurken, malzemenin hasara uğradığı çevrim sayıları ve hasara uğramadan sonsuz ömre ulaştığı çevrim sayıları grafik üzerinde belirlenerek Microsoft Excel programı yardımıyla eğri uydurma yöntemi ile çizdirilmiştir. Üst salıncak ve alt salıncak kolu malzemelerinin aksel gerilmeli yorulma test sonuçlarına göre oluşturulan S-N eğrileri Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da verilmiştir.



Şekil 5.15 S460N deney numunelerine ait S-N Eğrisi



Şekil 5.16 SAE 4140 deney numunelerine ait S-N eğrisi

Eksenel yorulmalı yorulma testinde hasara uğramış bir adet S460N malzeme numunesinin görüntüleri Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de gösterilmiştir.



Şekil 5.17 Yorulma testinde hasar gören S460N malzeme numune görüntüsü



Şekil 5.18 Yorulma testinde hasar gören S460N malzeme numune kesit görüntüsü

5.7 Yorulma Analizleri

Yorulma analizi ile malzemenin ömrü süresince ne kadar çevrime dayanabileceğini belirlenir. Salıncak kollarının yorulma ömürlerinin hesaplanmasında ANSYS programında yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi için aşağıdaki basamaklar gözden geçirilmiştir:

- Yorulma analiz tipinin seçimi,
- Yükleme tipinin seçimi,
- Yorulma eğrisinin oluşturulması,
- Ortalama gerilmenin dikkate alınması

5.7.1 Yorulma analiz tipinin seçimi

Yorulma analizinde, Gerinim Ömrü (Strain Life), Gerilme Ömrü (Stress Life) ve Kırılma Mekaniği (Fracture Mechanics) olmak üzere üç ana çözüm metodolojisinden yararlanılır. ANSYS Workbench Fatigue Modülü bunların ilk ikisini yani Gerinim Ömrü (Strain Life) ve Gerilim Ömrü (Stress Life) kullanıcıya sunar.

Gerinim ömrü yaklaşımı, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden çok yaygın kullanılan bir metottür. Gerilme Ömrü ise, parçanın toplam ömrü ile ilgilenir bunun için çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak Gerinim Ömrü düşük sayılı çevrimler için kullanılır bu yüzden Düşük Çevrimli Yorulma (Low Cycle Fatigue - LCF) olarak bilinir. Düşük çevrimli yorulma, genellikle 10^5 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Gerilme ömrü yöntemini ise yüksek çevrim sayılarında kullanırız. Stress Life S-N diyagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı Yüksek Çevrimli Yorulma (High Cycle Fatigue - HCF) diye bilinir. 10^5 ve üzeri çevrimleri kapsar. Kırılma Mekaniği, malzemenin içinde var olan hata veya boyutu bilenen hasar ile başlar. Bu teknikte başlayan hatada çatlağın ilerlemesi

incelenir. Bu yüzden Çatlak Ömrü olarak da bilinmektedir. Kritik çatlak boyu ve çatlakın ömrü sürecindeki bölgeler bilgileri kapsar (Eryılmaz, 2016).

Otomotiv sektöründe araç alt komponentlerinin birer güvenlik elemanı olması sebebiyle sonsuza yakın ömre sahip olması beklenir. Bu nedenle bu tez kapsamında Stress Life analiz tekniği kullanılacaktır.

5.7.2 Yükleme tipi seçimi

Makine elemanlarının yorulma analizinde, meydana gelen yükleme tipleri aşağıdaki şekilde olabilir (Özdemir, 2009).

- Orantılı yükleme ve genliğin sabit olması
- Orantısız yükleme ve genliğin sabit olması
- Orantılı yükleme ve genliğin değişken olması
- Orantısız yükleme ve genliğin değişken olması

Bu çalışmada, her bir deney numunesine maksimum ve minimum gerilmenin değişmediği yani sabit genlikte yüklemeler uygulanmıştır. Salıncak kollarının yorulma hasarı da elde edilen bu veriler doğrultusunda sabit genlikte, orantılı yükleme durumu ile analiz edilmiştir.

5.7.3 Yorulma eğrisini oluşturma yöntemi

Yorulma eğrileri deneysel olarak iki farklı yöntemle elde edilebilir ve ANSYS'e bu iki yöntemle de veri girişi yapmak mümkündür.

Sabit ortalama gerilme ile yorulma eğrisi oluşturma: Bu yöntemde deney parçaları sabit bir ortalama gerilme ile yüklenir ve testler süresince değişken gerilme genlikleri uygulanır. Pratikte bu yöntemin uygulanması nispeten zordur.

Sabit bir gerilme oranı ile yorulma eğrisi oluşturma: Bu yöntemde deney parçalarına belirli bir ortalama gerilmenin uygulanması yerine, belirlenmiş olan R

oranına göre maksimum ve minimum gerilme değerleri uygulanır. Pratikte yorulma deneylerini gerçekleştirmek bu yöntemle daha kolaydır (Browell and Hancq, 2006).

Çekme testlerinden sonra yorulma eğrisini oluşturmak için bir önceki bölümde belirtildiği gibi sonsuz ömür elde edilinceye kadar maksimum stres değerleri baz alınmış, 0,05 R oranına göre her bir deney numunesi için minimum gerilmeler hesaplanıp, belirlenen gerilme genlikleri deney numunelerine uygulanmıştır. Bu sebeple analiz programı girdileri de bu şekilde düzenlenmiştir.

5.7.4 Ortalama gerilme etkisinin dikkate alınması

Gerilme mr analiz tipi ve yükleme tipi seçiminden sonra sıra ortalama gerilme etkisini hesaplanmasına gelmiştir. nceki bölümde belirtildiği gibi deney numuneleri ile 0,05 gerilme oranına göre sabit genlikle yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Bunun gibi, yüklemenin tam değişkenden farklı olduğu durum için ortalama gerilme söz konusudur ve analiz programının ortalama gerilme etkisini göz önüne alması gerekmektedir.

Deneysel çalışmaların büyük çoğunluğu Gerber ve Goodman teorileri ile örtüşürken Soderberg teorisi aşırı emniyetli olarak değerlendirilmiştir (Browell, and Hancq, 2006). Bu tez çalışmasında ortalama gerilme etkileri için Goodman yaklaşımı kullanılmıştır.

5.8 Üst ve Alt Salıncak Kollarının Yorulma mrleri

Yorulma analizleri gerçekleştirilirken, ANSYS Workbench programı içerisinde bulunan '*Fatigue Tool*' bölümünden yararlanılmıştır. Yorulma analizleri gerçekleştirilirken yapısal statik analiz çalışmalarında halı hazırda kurulmuş olan mesh modeli, sınır koşulları ve kontaklar kullanılmıştır.

ANSYS parça kütüphanesine S460N ve SAE 4140 malzemeleri tanımlanmıştır. Malzeme zellikleri, bir önceki bölümde elde edilen çekme testi sonuçlarına göre girilmiştir. Programa tanımlanan malzemelerin özellikleri şekil

5.19 ve Şekil 5.20’de gösterilmiştir. Yorulma testleri sonucunda elde edilen S-N eğrileri programa girilerek lineer gösterim tanımlanmıştır.

Properties of Outline Row 3: S460N				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	<input checked="" type="checkbox"/> Material Field Variables	Table		
3	<input checked="" type="checkbox"/> Density	7850	kg m ⁻³	
4	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
6	Young's Modulus	2,1E+11	Pa	
7	Poisson's Ratio	0,3		
8	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa	
9	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa	
10	<input checked="" type="checkbox"/> Alternating Stress R-Ratio	Tabular		
11	Interpolation	Linear		
12	Scale	1		
13	Offset	0	MPa	
14	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	6,5E+08	Pa	
15	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	8E+08	Pa	

Şekil 5.19 ANSYS kütüphanesine tanımlanan S460N malzeme özellikleri

Properties of Outline Row 4: SAE 4140				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	<input checked="" type="checkbox"/> Material Field Variables	Table		
3	<input checked="" type="checkbox"/> Density	7850	kg m ⁻³	
4	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
6	Young's Modulus	2,22E+11	Pa	
7	Poisson's Ratio	0,3		
8	Bulk Modulus	1,85E+11	Pa	
9	Shear Modulus	8,5385E+10	Pa	
10	<input checked="" type="checkbox"/> Alternating Stress R-Ratio	Tabular		
11	Interpolation	Linear		
12	Scale	1		
13	Offset	0	MPa	
14	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	9,27E+08	Pa	
15	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	1,04E+09	Pa	

Şekil 5.20 ANSYS kütüphanesine tanımlanan SAE 4140 malzeme özellikleri

Çok eksenli gerilme düzeltme faktörü olarak ‘Von Misses’ seçilmiştir. Parçalar üzerindeki ömür hesaplamaları eşdeğer gerilmeler dikkate alınarak yapılmıştır.

Yorulma düzeltme faktörü (k_f) 0,8 olarak kabul edilmiştir. Bunun sebebi, gerçekleştirilen yorulma testlerinde numune yüzeylerinin işlenmiş durumda, analiz edilecek parçada görülen en yüksek gerilme değerinin bulunduğu bölgelerdeki yüzeylerin kumlanmış dövme yüzey olmasındandır.

Analizlerde sonsuz ömür 2×10^6 çevrim sayısı olarak değerlendirilmiştir. Emniyet katsayıları buna göre hesaplanmıştır.

Yorulma ömrü tahmini yapılırken yükleme koşulu olarak yine standart yükleme durumları referans alınmıştır. Bu sefer yapısal analiz bölümünde kullanılan kırılma durumları yerine yorulma ömrü hesaplamalarında kullanılan 11'den 16'ya kadar olan yükleme koşulları incelenmiştir.

Çizelge 5.3 Yorulma ömrü için standart yükleme koşulları (Ersoy ve Heissing, 2011).

11	Engelden geçme (düşey yön-tümsek 2,25 G)	0,00	0,00	2,25
12	Engelden geçme (düşey yön-çukur 0,75 G)	0,00	0,00	0,75
13	Sağa dönüş (0,75 G)	0,00	0,75	1,00
14	Sola dönüş (0,75 G)	0,00	-0,75	1,00
15	Frenleme (0,75 G)	0,75	0,00	1,00
16	İvmelenme (0,50 G)	-0,50	0,00	1,00

Yorulma ve ömür hesaplamaları için elde edilen analiz sonuçlarında salıncak kollarını en çok zorlayan durumların engelden geçme (düşey yön-tümsek 2,25 G), sola dönüş (0,75 G) ve frenleme durumları olduğu belirlenmiştir.

5.8.1 Engelden geçme (düşey yön 2,25 G) durumu

Bu yükleme tipinde süspansiyon sistemine akson üzerindeki rulman oturma yüzeyinden +Z yönünde 2,25G değerinde kuvvet uygulanmıştır. Amortisörün bump durumunda alt salıncağa uygulayacağı maksimum 6000 N'luk tepki kuvveti de göz önünde bulundurulmuş ve aksonun Z eksenine etrafındaki hareketi sınırlandırılmıştır.

Düşey engelden geçme durumunda üst ve alt salıncak kollarındaki ömür ve emniyet faktörü sonuçları Şekil 5.21, Şekil 5.22, Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'te görülmektedir.

AY: Yorulma - 11. durum Tümsekten geçme
 Life - Üst Salıncak
 Type: Life
 11.05.2019 19:03

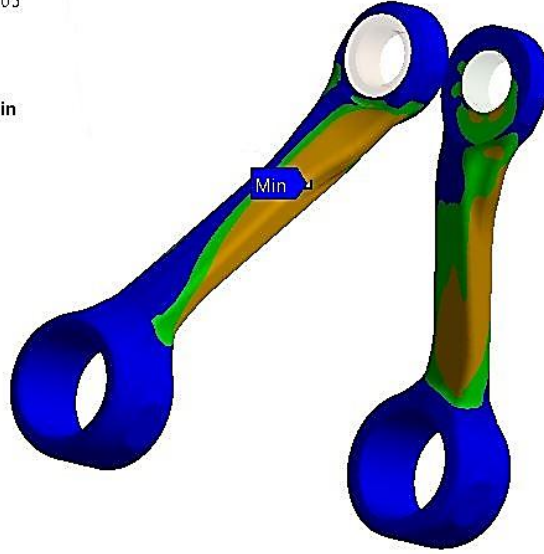
2e6 Max
2e6 Min



Şekil 5.21 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü

AY: Yorulma - 11. durum Tümsekten geçme
 Safety Factor - Üst Salıncak
 Type: Safety Factor
 11.05.2019 19:05

15 Max
 10
1,8396 Min
 0



Şekil 5.22 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı

Düşey engelden geçme durumunda üst salıncak kolları 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,83'tür. Sonuçlar, üst salıncak kollarının yorulmaya dayanıklı olduğunu göstermektedir.

AY: Yorulma - 11. durum Tümsekten geçme
Life - Alt Salıncak
Type: Life
22.05.2019 11:13

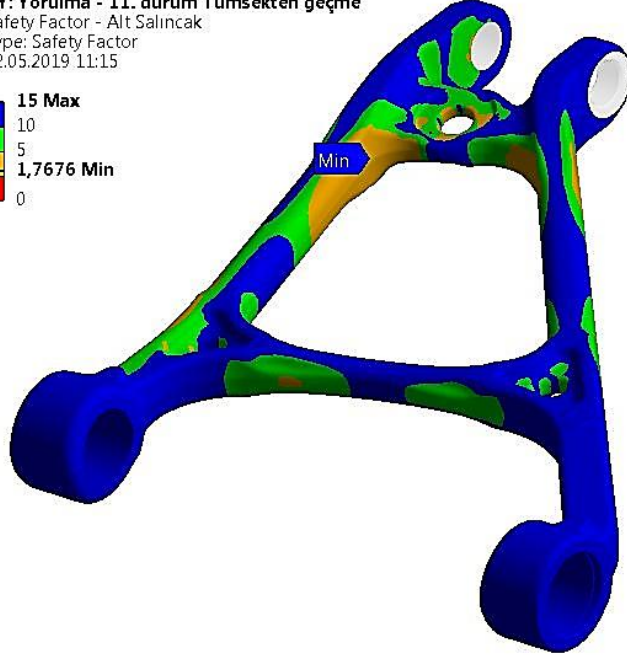
2e6 Max
2e6 Min



Şekil 5.23 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü

AY: Yorulma - 11. durum Tümsekten geçme
Safety Factor - Alt Salıncak
Type: Safety Factor
22.05.2019 11:15

15 Max
10
5
1,7676 Min
0



Şekil 5.24 Engelden geçme (tümsek 2,25 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı

Düşey engelden geçme durumunda alt salıncak kolu 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,76'dır. Sonuçlara göre, alt salıncak kolunun yorulmaya dayanıklı olduğu görülmektedir.

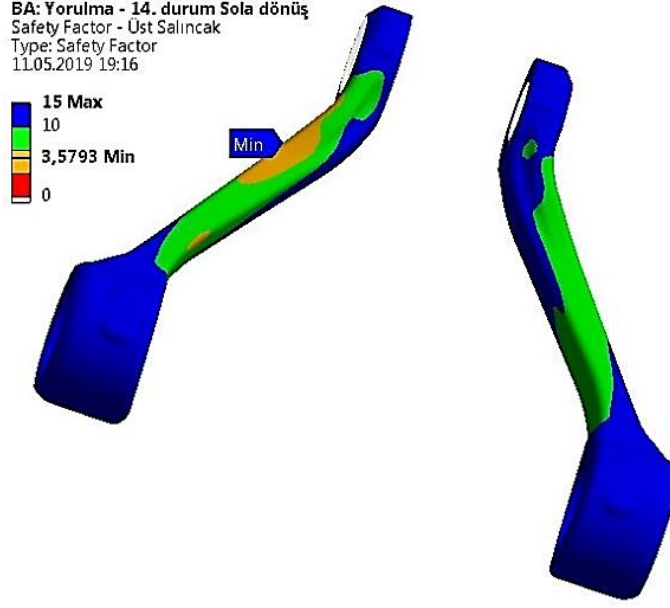
5.8.2 Sola dönüş (0,75 G) durumu

Tekerlek temas noktasından –Y yönünde 0,75 G değerinde, dinamik radyüs dikkate alınarak remote force olarak uygulanmış olup, aksondaki rulman oturma yüzeyinden de +Z yönünde 1G kuvvet verilmiştir. Aksonun Z eksenindeki dönüşü sınırlandırılmış ve amortisörden alt salıncağa gelecek maksimum kuvvet de göz önünde bulundurulmuştur.

Sola dönüş durumunda üst ve alt salıncak kollarındaki ömür ve emniyet faktörü sonuçları Şekil 5.25, Şekil 5.26, Şekil 5.27 ve Şekil 5.28’de görülmektedir.



Şekil 5.25 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü

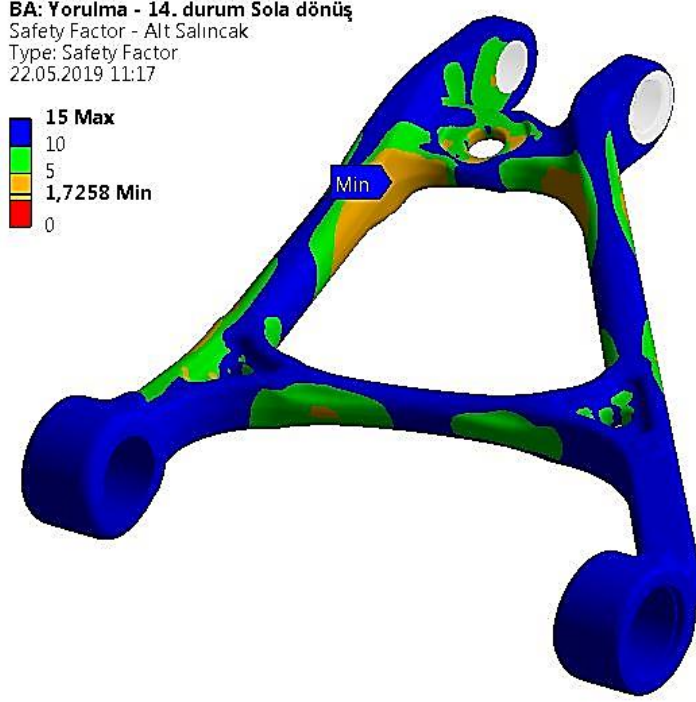


Şekil 5.26 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı

Sola dönüş yükleme durumunda üst salıncak kolları 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 3,57'dir. Sonuçlar, üst salıncak kollarının yorulmaya dayanıklı olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.27 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü



Şekil 5.28 Sola dönüş (0,75 G) yükleme koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı

Sola dönüş yükleme durumunda alt salıncak kolu 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,72'dir. Sonuçlar, alt salıncak kolunun yorulmaya dayanıklı olduğunu göstermektedir.

5.8.3 Frenleme (0,75 G) durumu

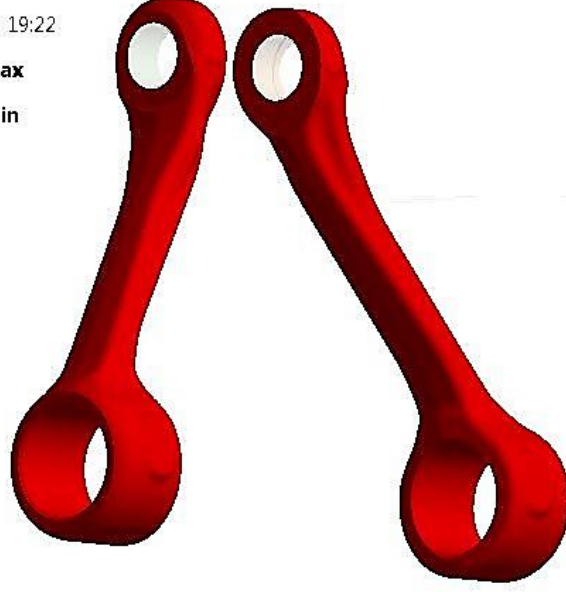
Frenleme durumunda, akson üzerindeki rulman oturma yüzeyinden +Z yönünde 1G'lik düşey kuvvet, fren kaliperi üzerinden aksone gelen yükü tork plakasının aksone bağlantı noktalarına +X yönünde remote force olarak 0,75G yanal kuvvet olarak uygulanmıştır. Amortisörün alt salıncağa uyguladığı kuvvet de hesaba katılmış ve aksonun Z ekseninde dönüşü sınırlandırılmıştır.

Frenleme durumunda üst ve alt salıncak kollarındaki ömür ve emniyet faktörü sonuçları Şekil 5.29, Şekil 5.30, Şekil 5.31 ve Şekil 5.32'te görülmektedir.

BB: Yorulma - 15. durum Frenleme

Life - Üst Salıncak
 Type: Life
 11.05.2019 19:22

2e6 Max
 2e6 Min

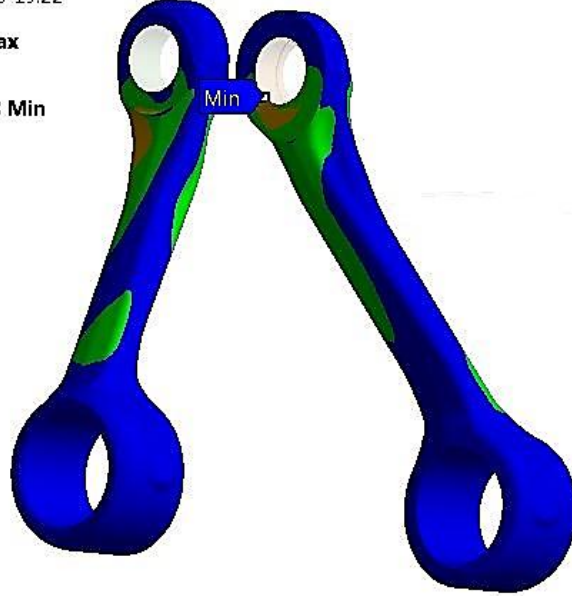


Şekil 5.29 Frenleme (0,75 G) yüklemeye koşulunda üst salıncak kollarının yorulma ömrü

BB: Yorulma - 15. durum Frenleme

Safety Factor - Üst Salıncak
 Type: Safety Factor
 11.05.2019 19:22

15 Max
 10
 3,588 Min
 0



Şekil 5.30 Frenleme (0,75 G) yüklemeye koşulunda üst salıncak kollarının yorulma emniyet katsayısı

Frenleme yüklemeye durumunda üst salıncak kolları 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 3,58'dir. Sonuçlar, üst salıncak kollarının yorulmaya dayanıklı olduğunu göstermektedir.

BB: Yorulma - 15. durum Frenleme
 Life - Alt Salıncak
 Type: Life
 11.05.2019 19:25

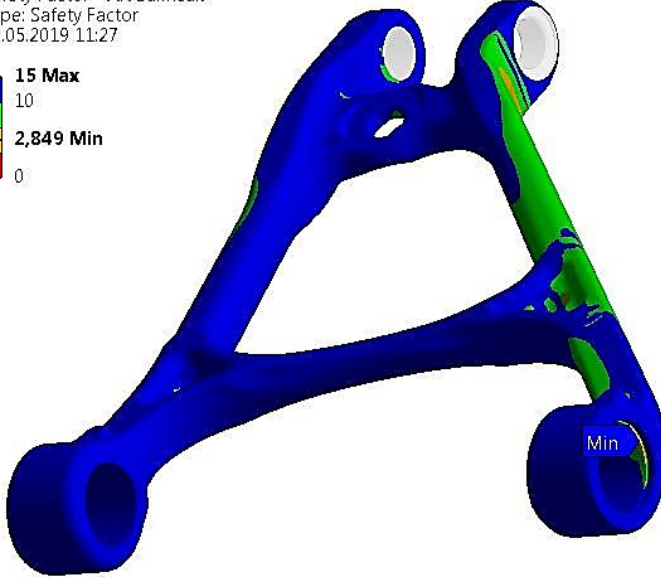
2e6 Max
2e6 Min



Şekil 5.31 Frenleme (0,75 G) yüklemde koşulunda alt salıncak kolunun yorulma ömrü

BB: Yorulma - 15. durum Frenleme
 Safety Factor - Alt Salıncak
 Type: Safety Factor
 22.05.2019 11:27

15 Max
 10
2,849 Min
 0



Şekil 5.32 Frenleme (0,75 G) yüklemde koşulunda alt salıncak kolunun yorulma emniyet katsayısı

Frenleme yüklemde durumunda alt salıncak kolu 2×10^6 çevrimde hasara uğramamaktadır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 2,84'tür. Sonuçlar, alt salıncak kolunun yorulmaya dayanıklı olduğunu göstermektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında bir yolcu otobüsü için çift salıncaklı bağımsız ön süspansiyon sistemine ait üst ve alt salıncak kollarının tasarım çalışmaları ele alınmıştır.

Parçaların tasarımında göz önünde bulundurulmuş temel unsurlar; kendisinden beklenen mekanik özellikleri karşılaması, üretilebilirliği, kolay temin edilebilirliği ve ürünün ticarileşmesi planlandığı için maliyet açısından rekabetçi olmasıdır.

Tasarım sürecinde üç boyutlu modelleme çalışmaları, malzeme ve tedarikçi seçimi çalışmaları ve yapısal statik sonlu elemanlar analiz çalışmaları doğrudan birbiri ile ilişkili olması sebebiyle paralel olarak yürütülmüştür.

Literatürde bulunan standart yükleme koşulları dikkate alınarak yapılan sonlu elemanlar analizlerine göre kırılma dayanımı yönünden emniyetli ve üretilebilir modeller elde edildikten sonra parçaların yorulma dayanımlarının da doğrulanması amacıyla çalışmalar sürdürülmüştür. Karar verilen malzemelere ait deney numuneleri üretilmiş ve laboratuvar koşullarında yapılan yorulma deney verilerine göre S-N eğrileri oluşturulmuştur. Elde edilen S-N eğrilerini kullanarak gerçekleştirilen ömür analizleri sonucunda, modellerin yorulmaya karşı da emniyetli olduğu doğrulanmıştır. Çizelge 6.1’de üst ve alt salıncak kollarına ait analiz sonuçlarında görülen yorulma emniyet katsayıları özetlenmiştir.

Çizelge 6.1 Üst ve alt salıncak kolları için yorulma emniyet katsayıları

Yüklemeye Koşulu	Üst Salıncak	Alt Salıncak
Engelden geçme (düşey yön- 2,25 G)	1,83	1,76
Sola dönüş (0,75 G)	3,57	1,72
Frenleme (0,75 G)	3,58	2,84

Mevcut çalışmalara ek olarak, sonraki adımda salıncak kollarının prototipleri rettirilerek ana sanayi bünyesinde araç montajının yapılması ve araç testlerinin gerçekleştirilmesi planlanmaktadır. Araç testleri, tasarım aşamasında n görülemeyen sorunların tespit edilmesi açısından önemlidir. Bir diğer önemi ise telemetrik ölçüm yöntemleri ile araç yol dadasının elde edilecek olması ve literatürdeki yükleme koşulları yerine araca etki eden gerçek yüklerin belirlenmesidir. Bu sayede salıncak kollarının ‘overdesigned’ denilen aşırı emniyetli bir tasarıma sahip olup olmadığı görülebilecektir. Eğer böyle bir durum söz konusuysa da parçalar için ağırlık azaltma çalışmaları yapılabilir.

Bunların yanı sıra süspansiyon sistemi için titreşim analizleri teorik ve bilgisayar destekli olarak farklı bir çalışmada ele alınabilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Acar, H.**, 2016, Biyel Kolu Analizi, Optimizasyonu ve Yorulma Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Bursa Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 58s.
- Bayrak, M., ve Öztürk , F.**, 2006, DIN41Cr4 ve DIN42CrMo4 Çeliklerde Isıl İşlemin Mekanik Özelliklere Etkisinin Araştırılması, Niğde Üniversitesi Teknoloji Dergisi, Niğde, 9(2), 145-152s.
- Bishop, N.W.M., ve Sherratt, F.**, 2000, Finite Element Based Fatigue Calculations, Nafems, Knutsford, 131p.
- Browell, R., ve Hancq, A.**, 2006, “Calculating and Displaying Fatigue Results”, <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/whitepaper/fatigue.pdf> (Erişim tarihi: 28 Nisan 2019)
- Budynas, R.G., ve Nisbett, J.K.**, 2011, Shigley’s Mechanical Engineering Design, The McGraw Hill, New York, (9), 1082p.
- Callister, W.D.**, 2007, Material Science and Engineering, John Wiley & Sons, New York, 122p.
- Çanakkale, K.**, 2017, Bir Ticari Taşıtın Bağımsız Ön Askı Sisteminin Çeşitli Sürüş Koşulları İçin Dinamik Gerilme Analizi ve Yorulma Ömrü Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 88s.
- Çoban, U.**, 2015, Çift Enine Yön Vericili Askı Sisteminin Tasarımı ve Nümerik Yorulma Analizi , Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 106s.
- Demir, A.**, 2017, Süspansiyon Sistemi, Sunum, Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, 121s.
- Doğan, M.**, 2007, Taşıt Elemanlarında Yorulma Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 73s.
- Ereke, M.**, 1993, Şasi ve Karoseri Tasarımı, Ders Notu, İstanbul Teknik Üniversitesi

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Ersoy, M. ve Heissing, B.**, 2011, Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, Vieweg+Teubner, Berlin, 591p.
- Eryılmaz, E.**, 2016, Hızlandırılmış Yorulma Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 52s.
- Göçmüş, H.**, 2014, Ağır Ticari Taşıt Ön Aksında Kullanılan Aksonun Bilgisayar Destekli Parametrik Optimizasyonu, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, 29s.
- Kutlak, H., Uygur, İ.**, 2014, Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu İle Yorulma Analizi, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, Düzce, 16s
- Küçükay, Y.B.**, 2009, Bir Ticari Taşıtın Gövde-Şasi Bağlantı Bölgesindeki Mukavemetinin Arttırılmasına Yönelik Bir Uygulama, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 163s.
- Leblebici, T.**, 2017, İki Eksenli Yükleme Durumlarında Bazı Kritik Düzlem Yaklaşımının Analitik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 70s.
- Lee, Y., Pan, J., Hathaway, R. ve Barkey, M.**, 2005, Fatigue Testing and Analysis, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 416p.
- Materian Brush Performance Alloys Technical Tidbits**, 2013, "Fatigue and Stress Ratios", Issue No.53.
- Milli Eğitim Bakanlığı**, 2013, Motorlu Araçlar Teknolojisi, Süspansiyon Sistemleri, Ankara, 157s.
- Olguner, C.**, 2015, Ağır Ticari Taşıtlar İçin Çift Enine Yön Vericili Askı Sisteminin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 104s.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Özçelik, M.**, 2011, Taşıt Askı Sistemi Elemanlarının Farklı Yol Koşulları İçin Parametrik Kütle Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 71s.
- Özdemir, N.Ö.**, 2009, Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Yorulma Mekaniği ve Uygulamaları, Bitirme Çalışması, Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, 43s.
- Putgöl, Y., Altıparmak, D.**, 2016, Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri, Politeknik Dergisi, Ankara, 19(2), 195-202s.
- Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J.W.**, 2001, The Automotive Chassis: Engineering Principles, Butterworth-Heinemann, Oxford, 444p.
- Temiz, V.**, 2011, Makina Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı, Sunum, İstanbul Teknik Üniversitesi, 43s.
- Topaç, M., Olguner, C., Yenice, A. ve Kuralay, N.**, 2015, Kamyon Bağımsız Ön Süspansiyon Sisteminin Kavramsal Tasarımı, Çankaya Üniversitesi Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu Bildiriler Kitabı, Ankara, 8s.
- Topaç, M., Olguner, C., Bahar, E., Deryal, U., Yenice, A. ve Kuralay, N.**, 2016, Ekli Ağır Ticari Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyon Sisteminin Tasarım Süreci ve Deneysel Yorulma Dayanımı İncelemesi, OTEKON 2016: 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 9s.
- Ünlüsoy, Y.S.**, 2018a, Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sisteminin Kinematik Modeli, 1.İlerleme Raporu, Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., 7s (yayımlanmamış).
- Ünlüsoy, Y.S.**, 2018b, Özel Bir Çift Salıncaklı Süspansiyon ve Yönlendirme Sisteminin Kinematik Modeli, Analizi ve Optimizasyonu, 3.İlerleme Raporu, Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., 28s (yayımlanmamış).
- Wehner, T., Fatemi, A.**, 1991, Effect Of Mean Stress On Fatigue Behavior Of A Hardened Carbon Steel , Elsevier, Exeter, (13), 241-248p.

TEŐEKKÖR

Bu alıŐma sűresince bana her tűrlű tecrűbesini ve bilgisini aktaran akademik danıŐmanım Sayın Prof. Dr. Hasan YILDIZ'a, tez çalıŐmamı yapmama destek veren ve gerekli tűm olanakları saėlayan Ege Endűstri ve Ticaret A.Ő.'deki yűneticilerime, analiz çalıŐmaları boyunca paylaŐtıėı fikirler ve tűm katkıları için çalıŐma arkadaŐım Mert YANMAZ'a, ayrıca tez çalıŐmamın her safhasında destek ve űzverisini esirgemeyen sevgili eŐım Burcu DAYSAL'a teŐekkűrlerimi borç bilirim.

28 / 06 / 2019

Orbay DAYSAL

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Orbay Daysal

Doğum Yeri ve Tarihi : Aydın 01.06.1990

Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği

Bildiği Yabancı Diller : İngilizce, Almanca

İş Deneyimi

Çalıştığı Kurumlar : ZF Lemfönder Aks Modülleri A.Ş. (2014-2016)

: CMS Jant ve Makine Sanayi (2016-2018)

: Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş. (2018-halen)