# DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# BİR TİCARİ TAŞITIN BAĞIMSIZ ÖN ASKI SİSTEMİNİN ÇEŞİTLİ SÜRÜŞ KOŞULLARI İÇİN DİNAMİK GERİLME ANALİZİ VE YORULMA ÖMRÜ OPTİMİZASYONU

Koray ÇANAKKALE

Nisan, 2017

İZMİR

# BİR TİCARİ TAŞITIN BAĞIMSIZ ÖN ASKI SİSTEMİNİN ÇEŞİTLİ SÜRÜŞ KOŞULLARI İÇİN DİNAMİK GERİLME ANALİZİ VE YORULMA ÖMRÜ OPTİMİZASYONU

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Koray ÇANAKKALE

Nisan, 2017

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

KORAY ÇANAKKALE, tarafından YRD. DOÇ. DR. MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan "BİR TİCARİ TAŞITIN BAĞIMSIZ ÖN ASKI SİSTEMİNİN ÇEŞİTLİ SÜRÜŞ KOŞULLARI İÇİN DİNAMİK GERİLME ANALİZİ VE YORULMA ÖMRÜ OPTİMİZASYONU" başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Sun dh C

Yrd. Doç. Dr. Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

Prof. Dr. Zeki

Jüri Üyesi

Yrd. Dog. Dr. Aysun BALTACI

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Emine İlknur CÖCEN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

### TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlarken benden değerli yardımlarını esirgemeyen akademik danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet Murat TOPAÇ'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca her zaman yanımda olan ve beni her konuda destekleyen kıymetli aileme ve tüm dostlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Koray ÇANAKKALE



## BİR TİCARİ TAŞITIN BAĞIMSIZ ÖN ASKI SİSTEMİNİN ÇEŞİTLİ SÜRÜŞ KOŞULLARI İÇİN DİNAMİK GERİLME ANALİZİ VE YORULMA ÖMRÜ OPTİMİZASYONU

### ÖΖ

Bu çalışmada bir otobüsün çift enine yön vericili bağımsız ön süspansiyon sistemi kinematik ve mekanik olarak ele alınmıştır. İlk olarak süspansiyon sisteminin kamber açısı, kaster açısı, iz genişliği değişimi gibi kritik kinematik değerleri MSC Adams Car 2013 ticari yazılımı kullanılarak kontrol edilmiştir. Daha sonra farklı yol koşullarına göre süspansiyon sisteminin yapısal sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu analizler ANSYS Workbench 2017 ticari yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

Yapısal analizler sonucu süspansiyon sistemini en çok zorlayan yol koşulu belirlenmiştir. Belirlenen yol koşuluna göre süspansiyon sistemi elemanları üzerinde geometrik ve mekanik parametreler belirlenerek kütle optimizasyonları yapılmıştır. Optimizasyon sonucu elde edilen modellerin kullanılabilirliğinin kanıtlanması için optimum modeller üzerinde yorulma ömrü tahmini çalışmaları yapılmıştır.

Tüm bu çalışmalar sonucu süspansiyon sisteminin nihai tasarımı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bağımsız ön süspansiyon sistemi, sonlu elemanlar analizi, yapısal kütle optimizasyonu, topoloji optimizasyonu, yorulma ömrü, parametrik tasarım

### DYNAMIC STRESS ANALYSIS AND FATIGUE LIFE OPTIMISATION OF A COMMERCIAL VEHICLE INDEPENDENT FRONT SUSPENSION UNDER VARIOUS DRIVING CONDITIONS

#### ABSTRACT

In this study a double wishbone independent front suspension for bus was investigated kinematical and mechanical. Firstly kinematic parameters such as camber angle, caster angle, track width were controlled by using MSC Adams/Car 2013 commercial software. Then finite element structural analysis of suspension system was performed for different road conditions by using ANSYS Workbench 2017 commercial software.

According to results of structural finite element analysis, the roughest road conditions that forcing to suspension system was determined. By using these road inputs, mass optimization of suspension elements such as control arms and knuckle was carried out with determinated geometrical and mechanical parameters. Fatigue life prediction analysis was performed to optimised model for validating the new design.

As a result of all design and optimization process, final design of independent suspension system has been determined.

**Keywords:** Independent front suspension(IFS), Finite element analysis(FEA), Structural mass optimization, Fatigue life, Parametric design, Materials of suspension elements.

# İÇİNDEKİLER

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMUii
TEŞEKKÜRiii
ÖZiv
ABSTRACTv
ŞEKİLLER LİSTESİx
TABLO LİSTESİxvii
BÖLÜM BİR - SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ1
1.1 Giriş1
1.2 Sabit Aks1
1.3 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri2
1.4 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Süspansiyon Sistemi4
1.5 Tez Akış Şeması
BÖLÜM İKİ - SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK
BÖLÜM İKİ - SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ
1.5 Tez Akiş Şeması
1.5 Tez Akış Şeması  .6    BÖLÜM İKİ - SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK    ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ    2.1 Giriş.    7    2.1 Giriş.    7    2.2 Süspansiyon sistemini Kinematik Analizi    8    2.2.1 Kamber Açısı    9    2.2.3 İz Genişliği Değişimi
BÖLÜM  İKİ  -  SÜSPANSİYON  SİSTEMİNİN  KİNEMATİK    ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ
1.5 Tez Akiş Şeması

	•	••	••	••	•	•	• •			
Dſ	)T	TINA		CIICDA	NCIVON	CICTL	NAININI	VADICAT	A NIAT 171	15
D١	ノレ		. UU -	SUSPE		21211		IALISAL	ANALIZI	
-		-	- 3							

	3.1 Giriş	15
	3.2 Süspansiyon Sisteminin Yapısal Analizinin Modellenmesi	15
	3.2.1 Süspansiyon Sisteminin Sonlu Elemanlar Modeli	17
	3.2.2 Süspansiyon Sisteminin Yay ve Sönüm Elemanlarının Belirlenmesi.	18
	3.2.3 Farklı Yol Durumları için Yükleme Koşulları	20
	3.3 Süspansiyon Sisteminin Yapısal Analizi Sonuçları	21
	3.3.1 Üst Yön Vericinin Eş Değer Gerilme Dağılımı	22
	3.3.2 Alt Yön Vericinin Eş Değer Gerilme Dağılımı	24
	3.3.3 Aksonun Eş Değer Gerilme Dağılımı	26
	3.3.4 Akson Taşıyıcının Eş Değer Gerilme Dağılımı	27
	3.4 Sonuçların Yorumlanması	29
•		

BÖLÜM	DÖRT	-	SÜSPANSİYON	SISTEMININ	KÜTLE
<b>OPTIMIZ</b>	ASYONU				30

4.1 Giriş	
4.2 Optimizasyon Yöntemi	
4.2.1 Deney Tasarımı	
4.2.1.1 Central Composite Design	
4.3 Üst Yön Vericinin Kütle Optimizasyonu	
4.3.1 Üst Yön Vericinin Optimizasyon Parametreleri	
4.3.2 Üst Yön Vericinin Optimizasyon Sonuçları	
4.4 Alt Yön Vericinin Kütle Optimizasyonu	41
4.4.1 Alt Yön Vericinin Optimizasyon Parametreleri	41
4.4.2 Alt Yön Vericinin Optimizasyon Sonuçları	42
4.5 Aksonun Kütle Optimizasyonu	47
4.5.1 Aksonun Optimizasyon Parametreleri	47
4.5.2 Aksonun Optimizasyon Sonuçları	49
4.6 Akson Taşıyıcının Kütle Optimizasyonu	53
4.6.1 Topoloji Optimizasyonu	53

4.6.2 Akson Taşıyıcının Optimizasyon Parametreleri	55
4.6.3 Akson Taşıyıcının Optimizasyon Sonuçları	56

# 

5.1 Giriş	59
5.2 Yorulma	
5.2.1 Yorulmaya Etki Eden Faktörler	60
5.2.1.1 Çentik Etkisi	60
5.2.1.2 Yükleme Tipi	
5.2.1.3 Çevresel Koşullar	63
5.2.1.4 Artık Gerilmeler	63
5.3 S-N Eğrisi ve Yorulma Ömrü Tahmini	63
5.4 Üst Yön Vericinin Yorulma Ömrü	65
5.5 Alt Yön Vericinin Yorulma Ömrü	71
5.6 Aksonun Yorulma Ömrü	74
5.7 Akson Taşıyıcının Yorulma Ömrü	
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR	83
KAYNAKLAR	85
EKLER	

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Yönlendirilebilir sabit ön aks	1
Şekil 1.2 Sabit aks ve bağımsız süspansiyon sistemi hacim kıyaslaması	3
Şekil 1.3 Araçta sağlanan koridor genişliği	4
Şekil 1.4 Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemi	4
Şekil 1.5 Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemi yalpa merkezi	5
Şekil 1.6 Tez akış şeması	6
Şekil 2.1 Taşıtın ön süspansiyon sisteminin katı modeli	7
Şekil 2.2 Süspansiyon sisteminin MSC Adams Car modeli	8
Şekil 2.3 Kamber açısı	8
Şekil 2.4 Süspansiyon sisteminin kamber açısı değişimi	9
Şekil 2.5 Kaster açısı.	10
Şekil 2.6 Süspansiyon sisteminin kaster açısı değişimi	10
Şekil 2.7 Taşıt genişliği ve iz genişliği	11
Şekil 2.8 Süspansiyon sisteminin iz genişliği değişimi	12
Şekil 2.9 Yön verme yuvarlanma yarıçapı	12
Şekil 2.10 Süspansiyon sisteminin yön verme yuvarlanma yarıçapı değişimi.	13
Şekil 2.11 King pin açısı	13
Şekil 2.12 Süspansiyon sisteminin king pin açısı değişimi	14
Şekil 3.1 Süspansiyon sisteminin yapısal analizindeki döner mafsallar	16
Şekil 3.2 Süspansiyon sisteminin yapısal analizindeki başlangıç koşulları	17
Şekil 3.3 Süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar modeli	18
Şekil 3.4 Örnek hava yayı ve yay karakteristiği	19
Şekil 3.5 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları	20
Şekil 3.6 Süspansiyon sisteminin 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu)	yükleme
koşulundaki yapısal analizi	21
Şekil 3.7 Süspansiyon sisteminin 6 numaralı (virajda frenleme durumu)	yükleme
koşulundaki yapısal analizi	22
Şekil 3.8 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda	üst yön
vericinin dış kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı	23

Sayfa

Şekil 3.92 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda üst yön
vericinin iç kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.10 6 numaralı (virajda frenleme) yükleme koşulunda üst yön vericinin dış
kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.11 6 numaralı (virajda frenleme) yükleme koşulunda üst yön vericinin iç
kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.12 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda alt yön
vericide meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.13 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda alt yön vericide
meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.14 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda aksonda
meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.15 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda aksonda
meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.16 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda akson
taşıyıcıda meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 3.17 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda akson taşıyıcıda
meydana gelen eş değer gerilme dağılımı
Şekil 4.1 Parametre seçimi örnekleri
Şekil 4.2 ANSYS Workbench programında optimizasyon bölümü
Şekil 4.3 Üç değişkenli bir CCD şeması
Şekil 4.4 Üç değişkenli bir CCD modelinin matris gösterimi
Şekil 4.5 Üç değişkenli circumscribed CCD modeli
Şekil 4.6 Üç değişkenli inscribed CCD modeli
Şekil 4.7 Üç değişkenli yüzey merkezli CCD modeli
Şekil 4.8 Üst yön vericinin birinci tasarım değişkeni
Şekil 4.9 Üst yön vericinin ikinci tasarım değişkeni
Şekil 4.10 Üst yön vericinin optimizasyon komutları
Şekil 4.11 Üst yön vericinin deney tasarımı modelleri
Şekil 4.12 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi

Şekil 4.13 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
eşdeğer gerilmeye göre yanıt yüzeyi
Şekil 4.14 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
kütleye göre yanıt yüzeyi38
Şekil 4.15 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
kütleye göre yanıt yüzeyi
Şekil 4.16 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
hassasiyet diyagramı
Şekil 4.17 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin
hassasiyet diyagramı40
Şekil 4.18 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin optimum modelleri40
Şekil 4.19 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin optimum modelleri40
Şekil 4.20 Orijinal model ile optimum modelin kıyaslanması41
Şekil 4.21 Alt yön vericinin tasarım değişkenleri41
Şekil 4.22 Alt yön vericinin optimizasyon komutları
Şekil 4.23 Alt yön vericinin deney tasarımı modelleri42
Şekil 4.24 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
eşdeğer gerilmeye göre yanıt yüzeyi43
Şekil 4.25 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
eşdeğer gerilmeye göre yanıt yüzeyi43
Şekil 4.26 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
kütleye göre yanıt yüzeyi44
Şekil 4.27 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
kütleye göre yanıt yüzeyi44
Şekil 4.28 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
hassasiyet diyagramı45
Şekil 4.29 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin
hassasiyet diyagramı45
Şekil 4.30 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin optimum modelleri46
Şekil 4.31 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin optimum modelleri46
Şekil 4.32 Orijinal model ile optimum modelin kıyaslanması

Şekil 4.33	Aksonun birinci tasarım değişkeni	47
Şekil 4.34	Aksonun ikinci tasarım değişkeni	47
Şekil 4.35	Aksonun üçüncü tasarım değişkeni	48
Şekil 4.36	Aksonun optimizasyon komutları	48
Şekil 4.37	Aksonun deney tasarımı modelleri	49
Şekil 4.38	Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma dibi	
	yarıçapı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi	49

Şekil 4.39 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi......50

Şekil 4.40 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma dibi yarıçapı, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi......50

- Şekil 4.51 Optimum modellerin katı model programına aktarılması......57

Şekil 5.1 Yorulma sonucu hasara uğrayan bir parçanın kırılma yüzeyi60
Şekil 5.2 Çentik bölgesi61
Şekil 5.3 Çentikli ve çentiksiz yorulma testlerinin S-N eğrilerinin kıyaslanması61
Şekil 5.4 Gerilme yığılması sonucu delik kenarında meydana gelen çatlaklar62
Şekil 5.5 Tam değişken yükleme ile sıfır bazlı tek yönlü yükleme durumu gerilme
genliklerinin kıyaslanması62
Şekil 5.6 Korozyona maruz numune ile taşlanmış numunenin S-N eğrisi
kıyaslanması63
Şekil 5.7 Örnek S-N eğrisi64
Şekil 5.8 Basquin yönteminde S-N65
Şekil 5.9 Yorulma ömrü için standart yükleme koşulları
Şekil 5.10 Adams Car yazılımında otobüs modelinin 2,25G düşey engeli aşma
durumunda elde edilen tekerlek yükü grafiği66
Şekil 5.11 Sırasıyla soldan sağa düşey engeli aşma durumu ve virajda frenleme
durumu için hazırlanan deney tasarımı modelleri
Şekil 5.12 Alt yön vericinin optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda
meydana gelen gerilme yığılması71
Şekil 5.13 GGG-50 malzemesinin S-N eğrisi72
Şekil 5.14 Alt yön vericinin yorulma analizleri için Marin faktörleri ile modifiye
edilmiş GGG-50 malzemenin S-N eğrisi73
Şekil 5.15 Alt yön vericinin yorulma ömrü73
Şekil 5.16 Alt yön vericinin yorulma ömrü emniyet katsayısı
Şekil 5.17 Aksonun optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda meydana
gelen gerilme yığılması75
Şekil 5.18 Basquin yöntemi için S-N eğrisi76
Şekil 5.19 Aksonun yorulma analizleri için Basquin yöntemiyle elde edilmiş S-N
eğrisi77
Şekil 5.20 Aksonun yorulma ömrü77
Şekil 5.21 Aksonun yorulma ömrü emniyet katsayısı
Şekil 5.22 Akson taşıyıcının optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda
meydana gelen gerilme yığılması
Şekil 5.23 Basquin yöntemi için S-N eğrisi

Şekil 5.24 Aksonun yorulma analizleri için Basquin yön	temiyle elde edilmiş S-N
eğrisi	81
Şekil 5.25 Akson taşıyıcının yorulma ömrü	81
Şekil 5.26 Akson taşıyıcının yorulma ömrü emniyet katsayı	sı82



## TABLOLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Eleman kalitesi formülündeki c katsayısı tablosu	18
Tablo 5.1 Deney tasarımı modellerinin yorulma ömrü emniyet katsayıları	70



### BÖLÜM BİR SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

### 1.1 Giriş

Ön ve arka tekerlek süspansiyon sistemleri esas itibariyle tekerlek göbeği ve karoseri arasındaki hareketli bağlantı elemanlarıdır. Görevleri bir taraftan fren, tahrik ve yan kuvvetle bağlantılı olarak tekerleği boyuna, enine yönde şasiye göre kılavuzlamak, diğer taraftan yoldan gelen ve tekerlekler üzerinden araç gövdesine iletilen düşey kuvvetleri almak için kullanılan yay ve stabilizatörlerin desteklenmesinin sağlamaktır.

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

### 1.2 Sabit Aks

İki tekerleği aracın enine yönünde rijit olarak bağlayan ve iki tekerlek arasında hiçbir hareket serbestliği olmayan süspansiyon sistemidir. Basit olmaları ekonomik olarak imal edilebilmelerini sağlar. Tam yaylanmada çok az iz genişliği ve kamber açısı değişimine sahiptirler. Düşük lastik aşıntısı, buzlu ve kirli yollarda iyi bir sürüş emniyetine sahiptirler.



Şekil 1.1 Yönlendirilebilir sabit ön aks (Meritor Axle Systems, b.t)

Bağımsız askı sistemlerinin aksine sabit akslar virajda kütlesi nedeniyle aksa etkiyen merkezkaç kuvvetinin oluşturduğu momenti karoseriye iletmez, kendisi karşılar. Bu sayede bağlantı noktaları ek olarak zorlanmazlar. Virajda şasinin yana yatması sonucu tekerleklerde kamber açısı değişimi olmaz. Tüm bu avantajlarının yanında bir takım dezavantajları da vardır (Ersoy ve Heissing, 2011).

Fazla ağırlardır. Enine dalgalı yolda konum değiştirmeye meyillidirler. Bir tekerleğin engeli aşması durumunda tüm aks eğimli pozisyona gelerek tekerleklerde kamber açısı değişimi oluşturur ve tekerlekler birbirini etkilerler. Çok fazla yer kaplarlar. Yaylandırılmamış kütlesinin yüksek olması konforu olumsuz yönde etkiler, düşey yükler sonucu ivmelenmeyi arttırdığı için yol tekerle temasının azalmasına neden olarak yol tutuşunu olumsuz yönde etkiler. Ayrıca düşey yükler sonucunda ivmelenmesinin yüksek olması, aksın bağlantı noktalarına gelen yüklerin artmasına sebep olmaktadır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001).

Sabit akslarda yönlendirme sistemlerinde trapez mekanizması kullanılmaktadır. Bu mekanizmada düşey engeli aşma esnasında aksın ve yönlendirme sisteminin deplasman farkı sebebiyle ortaya çıkan kendinden yönlendirme hatası mevcuttur(bump steering). Bu hata minimal seviyelere indirilse bile ortadan kaldırılamamaktadır (Jazar, 2008).

#### 1.3 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Bağımsız olarak enine, boyuna ve diyagonal yön vericilerle karoseriye asılan tekerlekler öncelikle binek araçlarda (otomobillerde) uygulanır. Artan araç hızı ile birlikte artan konfor talebi tekerleklerin daha keskin yönlenmesini ve özellikle araca hız kazandıracak seyir özelliklerinin askı sistemleri ile kazandırılmasını gerektirmektedir. Yön verici kolların hedefe yönelik düzenlenmesiyle, yaylanma esnasında tekerlek açılarının, iz genişliklerinin ve aracın özgül yönlenme davranışı değişimleri sağlanabilir. Ayrıca sabit akslarda karşılaşılan düşey engel esnasında kendinden yönlendirme gibi bir yönlendirme problemleri yoktur (Kuralay, 2008).

Bağımsız süspansiyon sistemleri az yer kaplarlar. Düşük yaylandırılmamış kütle sağlarlar. İyi bir yol tutuşu sağlarlar. Fakat üretimleri pahalı, konstrüksiyonları zordur. Viraj ve yaylanma hareketinde kamber değişimi yüksektir (Kuralay, 2008).

Genelde ön süspansiyon sistemlerinde çift enine yön vericili ve McPherson bağımsız süspansiyon sistemleri kullanılır. Arkada ise daha büyük bagaj hacmi için boyuna yön vericili, diyagonal yön vericili süspansiyon sistemleri ile sarkaç akslar kullanılır.

Eskiden ağır vasıtalarda yüksek yük kapasitesi sağladığı için sabit aks kullanılırken günümüzde bağımsız askı sistemlerindeki gelişmeler sayesinde düşük yaylandırılmamış kütle sağlamaları, az yer kaplaması ve yüksek konfor özellikleri sebebiyle yolcu taşıyan ağır vasıtalarda bağımsız askı sistemine geçiş vardır.



Şekil 1.2 Sabit aks ve bağımsız süspansiyon sistemi hacim kıyaslaması (ZF Friedrichshafen AG, b.t).

Tez çalışması kapsamında üzerinde çalışılan süspansiyon sistemi çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemidir ve aracın ön süspansiyon sisteminde kullanılacaktır. Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sisteminin seçilmesinin sebebi ön aks yükünü karşılayabilmek içindir. McPherson tipi bağımsız süspansiyon sistemleri bu yükü karşılayacak kapasitelere ulaşamamıştır. Bu süspansiyon sisteminin seçilmesindeki amaçlar şöyle sıralanabilir:

 Araçta bağımsız süspansiyon sistemi kullanılarak araç yüksekliği azaltılarak tek basamakta araca biniş sağlamak

- Daha fazla koridor genişliği yaratmak
- Araç konforunu arttırmak
- Aracın seyir dinamiğini geliştirmek
- Yol tutuşunu arttırmak



Şekil 1.3 Araçta sağlanan koridor genişliği (ZF Friedrichshafen AG, b.t).

### 1.4 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Süspansiyon Sistemi

Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemlerinde tekerlek ve tekerlek göbeği grubu enine yön vericilerle araç gövdesine bağlanır.



Şekil 1.4 Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemi (Mercedes-Benz GmbH, b.t).

Çift enine yön vericiyle tekerleklerin asılması durumunda aracın düşey yaylanması sırasında uygulamaya bağlı olarak hemen hemen hiç ya da çok az bir iz ve kamber değişimi ortaya çıkar. Arka ya da ön aks olarak kullanılabilir.

Yön verici kolların 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 askı sisteminin yalpa merkezidir.



Şekil 1.5 Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemi yalpa merkezi (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001).

Süspansiyon sisteminin yön verici kollarının boyu, kolların bağlama açısı mafsal noktalarının konumu gibi özellikler değiştirilerek süspansiyon sisteminin kinematik özellikleri geliştirilebileceği gibi yalpa merkezinin konumu da değiştirilerek taşıtın seyir dinamiği de iyileştirilebilir (Jazar, 2008).

### 1.5 Tez Akış Şeması

Bu tezde takip edilecek adımlar aşağıdaki şemada gösterilmiştir.



Şekil 1.6 Tez akış şeması

## BÖLÜM İKİ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK ÖZELLİKLERİNİN İNCELENMESİ

### 2.1 Giriş

Taşıtın ön süspansiyon sistemi çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemidir. Akson taşıyıcılı bir modeldir. Aracın ön aks yükü 4480 kg'dır. Ön iz genişliği ise 2000 mm'dir. Lastik ebatları ise 245/70 R 19,5'dir (Ek-1).



Şekil 2.1 Taşıtın ön süspansiyon sisteminin katı modeli

Şekil 2.1'de katı modeli görülen süspansiyon sisteminin MSC Adams Car 2013 yazılımında kinematik modeli kurulmuştur. Analiz için gerekli araç bilgileri Ek-1'den alınarak programa aktarılmıştır.



Şekil 2.2 Süspansiyon sisteminin MSC Adams Car modeli

MSC Adams Car yazılımında kinematik modeli kurulan süspansiyon sistemi test rig'e koyularak tekerleklere paralel olarak +90/-90 mm düşey deplasman verilmiştir. Tüm kinematik değerler -90/-90 mm aralığında okunmuştur.

### 2.2 Süspansiyon Sisteminin Kinematik Analizi

### 2.2.1 Kamber Açısı

Tekerlek ekseninin düşey eksen ile yaptığı açıya kamber açısı denir. Ağır vasıtalarda tekerlek aşıntısını engellemek için kamber açısı sıfır verilir.



Şekil 2.3 Kamber açısı

Kamber açısı değişiminin yüksek olması tekerlek aşıntısını artırır ve yan kuvvet alma kapasitelerini de çok değiştireceği için taşıtın seyir dinamiğine olumsuz etki eder. Bu yüzden kamber açısı değişimi minimum seviyede tutulmalıdır.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi süspansiyon sisteminin +90/-90 düşey deplasman aralığında kamber açısı değişimi toplamda 2 derecedir. Bu ticari araçlar için oldukça ideal bir değerdir (ZF Friedrichshafen AG).



Şekil 2.4 Süspansiyon sisteminin kamber açısı değişimi

### 2.2.2 Kaster Açısı

Kaster açısı direksiyon dönme ekseninin, yola dik ve aracın uzunlamasına paralel olan düzlemdeki eğikliğidir. Araca yandan baktığımızda direksiyon dönme ekseninin öne veya arkaya yatık olma durumudur. Eğer direksiyon ekseni öne yatıksa negatif kaster, arkaya yatıksa pozitif kaster denir. Genellikle araçlarda pozitif kaster kullanılır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001). Kaster açısı direksiyona stabilite kazandırır, bozuk yollarda tekerleklerin sağa ve sola hareketinde geri toplar ve direksiyonun düz konumda kalmasını ve direksiyon çevrildiğinde tekrar düzelmesini sağlar. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi yapısal kasterin oluşmasını sağlar (Jazar, 2008).



Şekil 2.5 Kaster açısı

Süspansiyon sisteminin konstrüksiyonu gereği kaster açısının değişimi mümkün değildir. Şekil 2.6'da görüldüğü gibi kaster açısı değişimi yok denecek kadar azdır. Kaster açısının yani kaster mesafesinin sabit olması sürüş stabilitesi için çok önemlidir.



Şekil 2.6 Süspansiyon sisteminin kaster açısı değişimi

### 2.2.3 İz Genişliği Değişimi

İz genişliği iki tekerleğin orta noktası arasındaki mesafedir (Şekil 2.7). Taşıtın herhangi bir engeli aşması durumunda düşey yaylanma esnasında iz genişliğinde değişimler meydana gelmektedir. Bu değişimlerin yüksek olması lastikte yüksek aşınmalara ve yakıt sarfiyatının artışına sebep olmaktadır. Bu sebeple ticari araçlarda iz genişliği değişiminin düşük tutulması son derece önemli bir konudur.



Şekil 2.7 Taşıt genişliği ve iz genişliği (TEMSA, b.t).

Şekil 2.8'de süspansiyon sisteminin +90/-90 mm düşey deplasmanındaki iz genişliği değişimine bakıldığında değişiminin oldukça düşük olduğu görülmüştür. İz genişliği değişiminin +40/-40 mm düşey deplasmanda 25 mm içinde kalması beklenmektedir. Süspansiyon sistemi bu konuda oldukça başarılıdır (Reimpell ve Stoll ve Betzler, 2001).



Şekil 2.8 Süspansiyon sisteminin iz genişliği değişimi

### 2.2.4 Yön Verme Yuvarlanma Yarıçapı

Yön verme yuvarlanma yarıçapı, tekerlek ekseni ile yön verme ekseni arasındaki mesafedir. Yönlendirme kuvvetine etkisi büyüktür (Şekil 2.9)



Şekil 2.9 Yön verme yuvarlanma yarıçapı



Şekil 2.10'da görüldüğü gibi yön verme yuvarlanma yarıçapındaki değişim oldukça düşüktür.

Şekil 2.10 Süspansiyon sisteminin yön verme yuvarlanma yarıçapı değişimi

### 2.2.5 King Pin Açısı

Direksiyon ekseni eğimidir. Otomobile önden bakıldığında dikey eksen ve direksiyon ekseni arasındaki açıdır. Şekilde görülen kırmızı çizgilerin yarattığı dar açıdır. King-pin açısı 2° ila 16° olabilir. Genelde 6° - 7° verilir.



Şekil 2.11 King pin açısı

Süspansiyon sisteminde king pin açısının değişimi konstrüktif nedenlerden dolayı kamber açısı değişimi ile aynıdır. King pin açısı değişim grafiğine bakıldığında da bu sonuç görülmektedir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 Süspansiyon sisteminin king pin açısı değişimi

### 2.3 Sonuç

Süspansiyon sisteminin MSC Adams Car programında yapılan kinematik analizi sonucunda kamber açısı değişimi, kaster açısı değişimi, iz genişliği değişimi, yön verme yuvarlanma yarıçapı değişimi ve king pin açısı değişimi incelenmiştir. +90/-90 mm paralel düşey deplasmanda bu değerlere bakıldığında değişimler oldukça düşüktür. Değişim miktarlarının düşük olması demek aracın seyir dinamiğinin de stabil olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak denilebilir ki süspansiyon sistemi kinematik olarak uygundur.

### BÖLÜM ÜÇ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN YAPISAL ANALİZİ

#### 3.1 Giriş

Süspansiyon sisteminin yapısal analizi ANSYS Workbench ticari yazılımının static structural modülünde yapılmıştır. Bu yazılım sonlu elemanlar metodunu kullanarak çözüm yapan bir programdır.

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metodun üç temel niteliği vardır: İlk olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayırır. İkincisi her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır (Chandrupatla ve Belegundu, 2002).

Sonlu elemanlar metodunun kullanılması ve bilgisayarların sanayiye girmesiyle, bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok makine elemanının (motor blokları, pistonlar vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum tasarımın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmiştir (Topçu ve Taşgetiren, 2004).

#### 3.2 Süspansiyon Sisteminin Yapısal Analizinin Modellenmesi

Öncelikle süspansiyon sisteminin katı modeli analiz programına aktarılır. Program içerisinde mechanical bölümünde connections kısmında parçalar arasındaki temaslar ve mafsallar atanır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Süspansiyon sisteminin yapısal analizindeki döner mafsallar

Aracın şasi titreşim frekansı 1 Hz olacak şekilde yay katsayısı belirlenip yayın bağlantı noktasına yay tanımlaması yapılmıştır. Şasi sönüm oranı 0,25 seçilerek amortisör bağlantı noktasına da sönüm elemanı tanımlanmıştır. Aksonda tekerlek göbeği rulmanlarının oturduğu noktaya etki edecek şekilde tekerlek temas noktasından yol girdileri uygulanmıştır. Şekil 3.2'de bu ayrıntılar görülmektedir.



Şekil 3.2 Süspansiyon sisteminin yapısal analizindeki başlangıç koşulları.

#### 3.2.1 Süspansiyon Sisteminin Sonlu Elemanlar Modeli

Analiz modeline optimum eleman boyutu uygulanmıştır. Tetrahedron tipi 4 düğümlu 3 boyutlu eleman seçilmiştir. Parça geometrileri karmaşık olduğu için en uygun eleman tipi budur. Statik yapısal analiz yapılacağı için solid 187 tipi eleman kullanılmıştır. Eleman boyutları tüm modelde 5-8 mm arasında değişmektedir. Sağlıklı bir sonlu elemanlar analizi için eleman kalitesinin 0,7'den büyük olması beklenir, süspansiyon modelinde bu değer 0,7979'dur. Aspect ratio değeri ortalama 3'ten küçük olması beklenir, süspansiyon modelinde bu değer 2,1301'tür. Görüldüğü gibi süspansiyon sistemi modelinin mesh kalitesi yüksek seviyededir (Şekil 3.3) (Ansys Theory Reference Release 17, 2015; Chandrupatla ve Belegundu, 2002).

$$Eleman \ Kalitesi = c\{\frac{eleman \ hacmi}{\sqrt{[\Sigma[eleman \ kenar \ uzunluğu]^2]^3}}\}$$
(3.1)

Tablo 3.1 Eleman kalitesi formülündeki c katsayısı tablosu (Ansys Theory Reference Release 17, 2015)

Eleman Tipi	С
İki boyutlu üçgen eleman	6,92820323
İki boyutlu dörtgen eleman	4,0
Üç boyutlu dört düğümlü eleman	124,70765802
Üç boyutlu altı düğümlü eleman	41.56921938
Üç boyutlu kama eleman	62.35382905
Üç boyutlu piramit eleman	96



Şekil 3.3 Süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar modeli

### 3.2.2 Süspansiyon Sisteminin Yay ve Sönüm Elemanının Belirlenmesi

Süspansiyon sistemine uygun yay ve sönüm elemanları seçimi için aşağıdaki hesap tarzı kullanılmıştır.

 $f=1/2\pi\sqrt{\frac{c_{FR}}{m}}$  Burada C<sub>FR</sub>, tekerlek temas noktasındaki yay katsayısı (Kuralay, 2008)

m, kütle ve f, frekanstır.

Aracın şasi titreşim frekansı 1 Hz alınırsa ki insan vücuduna en uygunu budur.

 $m_{\ddot{o}}$ =4480/2=2240 kg tek tarafın toplam aks kütlesi

mua=70 kg (yaylandırılmamış kütlenin yarısı)

m=m<sub>ö</sub>-m<sub>ua</sub>

m=2170 kg

$$1=1/2\pi \sqrt{\frac{c_{FR}}{2170}}$$
 c<sub>FR</sub>=85668 N/m

 $i = \frac{l_R}{l_F} = \frac{1047}{597} = 1,75$  (çevrim oranı)

 $C_F=C_{FR} \ge i^2 = 263489,5 \text{ N/m}$  Asıl yay katsayısı

 $D = \frac{k}{2x\sqrt{cxm}}$ 

D şasi sönüm faktörü konfor için 0,25 alınır.

K amortisör sönüm katsayısı

 $0,25 = \frac{k}{2x\sqrt{85668x21170}}$  k=107,7 Ns/mm

Süspansiyon sisteminde belirlenen yay katsayısını sağlayacak şekilde yazılıma command tanımlanarak lineer karakteristikli yay yerine bir hava yayı tanımlanmıştır (Şekil 3.4).



Şekil 3.4 Örnek hava yayı ve yay karakteristiği

#### 3.2.3 Farklı Yol Durumları İçin Yükleme Koşulları

Taşıtların yoldaki seyri esnasında süspansiyon sistemi farklı yol koşullarında farklı yüklere maruz kalmaktadır. Örneğin taşıtın bir engeli aşması durumunda süspansiyon sistemine düşey yönde bir yükleme gelirken, frenleme esnasında boyuna yönde bir yük gelmektedir.

Günümüzde taşıt üzerine telemetrik ölçüm sistemleri kurularak sürüş esnasında yoldan taşıta gelen yükler belirlenebilinmektedir. Bu bilgiler seyir esnasında sürekli kaydedilerek bir veri bulutu oluşturulmakta ve bu veriler süspansiyon tasarımcıları tarafından değerlendirilmektedir. Fakat eski zamanlarda bu yükleri belirlemek mümkün değildi. Bu yüzden farklı yol durumları için standart yükleme koşulları hazırlanmıştır (Şekil 3.5) (Ersoy ve Heissing, 2011).

	Standard Load Cases -	Acceleration [G]		
	Structural Strength	х	у	z
1	stationary vehicle	0.00	0.00	1.00
2	vertical bump (3.0 G)	0.00	0.00	3.00
3	longitudinal bump (2.50 G)	2.50	0.00	1.00
4	lateral bump (2.50 G)	0.00	2.50	1.00
5	cornering right (1.25 G)	0.00	1.25	1.00
6	braking & cornering	0.75	0.75	1.00
7	braking in reverse (1.0 G)	1.00	0.00	1.00
8	acceleration (-0.5 G)	-0.5	0.00	1.00
9	accelerating & cornering (0.7 G)	-0.5	0.50	1.00
10	diagonal load (front & rear)	0.00	0.00	1.75
11	vertical bump (2.25 G)	0.00	0.00	2.25
12	vertical rebound (0.75 G)	0.00	0.00	0.75
13	cornering right (0.75 G)	0.00	0.75	1.00
14	cornering left (0.75 G)	0.00	-0.75	1.00
15	braking (0.75 G)	0.75	0.00	1.00
16	acceleration (0.5 G)	-0.5	0.00	1.00

Şekil 3.5 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları (Ersoy ve Heissing, 2011).

Daha önce de bahsedildiği gibi günümüzde taşıt üzerinden yük bilgileri elde edilse bile süspansiyon tasarımı aşamasında hala standart yükleme koşulları kullanılmaktadır. Bu koşullar Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Bu yükleme koşullarından 1'den 10'a kadar olan yükleme koşulları kırılma mukavemeti için 11'den 16'ya
kadar olan yükleme koşulları ise yorulma ömrü için kullanılmaktadır (Ersoy ve Heissing, 2011).

### 3.3 Süspansiyon Sisteminin Yapısal Analizi Sonuçları

Konu başlığı 3.2'de süspansiyon sisteminin yapısal analizinin hazırlanması için gerekli bilgiler ve modelleme kısmı anlatılmıştır. Süspansiyon sisteminin yapısal analizinin modellenmesi işleminden sonra yapısal analiz çalışmaları başlamıştır. Yapılan analizlerden sonra görülmüştür ki süspansiyon sistemini en çok zorlayan durumlar 2 numaralı yükleme koşulu olan düşey engeli aşma durumu ve 6 numaralı yükleme koşulu olan düşey engeli aşma durumu ve 6 numaralı



Şekil 3.6 Süspansiyon sisteminin 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulundaki yapısal analizi



Şekil 3.7 Süspansiyon sisteminin 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulundaki yapısal analizi

Analiz sonucu süspansiyon sistemindeki gerilme dağılımı Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de görülmektedir. Parçalardaki gerilme seviyeleri farklı olduğu için üst yön vericilerdeki ve alt yön vericideki gerilme dağılımları çok detaylı görülememektedir. Bu yüzden parçaların ayrı ayrı gerilme dağılımları incelenmelidir.

## 3.3.1 Üst Yön Vericilerin Eş Değer Gerilme Dağılımı

Şekil 3.8 ve 3.9'da üst yön vericinin 2 numaralı yükleme koşulu için eş değer gerilme dağılımı verilmiştir. Eş değer gerilme dağılımına bakıldığında gerilmenin parça kesitine yayıldığı görülmektedir. Federin başlangıç noktasında ise bir gerilme yığılması olduğu görülmektedir. Bu yüklemede üst yön vericiye gelen kuvvetler parçayı çekmeye çalışmaktadır.



Şekil 3.8 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda üst yön vericinin dış kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı



Şekil 3.9 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda üst yön vericinin iç kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı

Şekil 3.10 ve 3.11'de üst yön vericinin 6 numaralı yükleme koşulundaki eş değer gerilme dağılımı verilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi gerilme yoğunluğu feder üzerinde toplanmıştır. Bu yükleme koşulunda süspansiyon sistemine gelen yan kuvvetler sebebiyle üst yön vericiler eğilmeye ve burulmaya zorlanmaktadırlar. Bu sebepten feder kenarlarında gerilme yığılmaları meydana gelmektedir.



Şekil 3.10 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda üst yön vericinin dış kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı



Şekil 3.11 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda üst yön vericinin iç kısmında meydana gelen eş değer gerilme dağılımı

## 3.3.2 Alt Yön Vericinin Eş Değer Gerilme Dağılımı

Süspansiyon sisteminde üst yön verici yay, amortisör gibi parçaların bağlantı noktaları ve bu parçaların hareket serbestliği gibi konstrüktif sebeplerden ötürü simetrik olan iki parçadan yapılmıştır. Alt yön vericide bu tür engeller olmadığı için tek parçadır. Daha rijit bir yapısı vardır.



Şekil 3.12 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda alt yön vericide meydana gelen eş değer gerilme dağılımı



Şekil 3.13 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda alt yön vericide meydana gelen eş değer gerilme dağılımı

### 3.3.3 Aksonun Eş Değer Gerilme Dağılımı

Süspansiyon sistemine gelen yan kuvvetlerin etkisi en çok aksonda kendini göstermektedir. Düşey engeli aşma durumunda maksimum eş değer gerilme seviyesi 115 MPa civarında olurken virajda frenleme durumunda ise bu değer 310 MPa'dır.

Her iki yükleme durumunda da görülmektedir ki akson muylusunun dip kısmında gerilme yığılması meydana gelmektedir. Aksona gelen yükler aksonu eğmeye çalışmaktadır.



Şekil 3.14 2 numaralı (düşey engeli aşma durumu) yükleme koşulunda aksonda meydana gelen eş değer gerilme dağılımı





### 3.3.4 Akson Taşıyıcının Eş Değer Gerilme Dağılımı

Akson taşıyıcının eş değer gerilme dağılımları Şekil 3.16 ve 3.17'de verilmiştir. Görülmektedir ki akson taşıyıcıya en çok yük düşey engeli aşma durumunda gelmektedir. En yüksek gerilme yay bağlantı noktasının altında meydana gelmektedir. Fakat bu noktadaki gerilmeler bası gerilmeleridir. Asıl önemli olan gerilmeler king pin yatağını oluşturan yumruk benzeri yapının olduğu yerdeki gerilmelerdir. Bu bölgede eğilmeden meydana gelen yüksek çekme gerilmeleri meydana gelmektedir.







Şekil 3.17 6 numaralı (virajda frenleme durumu) yükleme koşulunda akson taşıyıcıda meydana gelen eş değer gerilme dağılımı

### 3.4 Sonuçların Yorumlanması

Süspansiyon sisteminin yapısal analiz sonuçları incelendiğinde süspansiyon elemanlarının emniyet katsayıları oldukça yüksek olduğu belirlenmiştir. Örneğin üst yön vericinin malzemesi GGG-50'dir ve akma mukavemeti 320 MPa'dır. Analiz sonucu gerilme değerine baktığımız zaman maksimum eş değer gerilme 85 MPa'dır. Buradan emniyet katsayısı 3,76 çıkmaktadır (ASM Handbook, 2005).

Benzer şekilde aksonun malzemesi sıcak dövülmüş SAE 4140 çeliğidir. Gerilme yığılması olan bölgeye indüksiyonla yüzey sertleştirme yapılmaktadır. Bu bölgedeki sertlik yaklaşık 50 HRC'dir. Bu da 1500 MPa çekme mukavemetine eştir. Yapısal analizler sonucu bu bölgede 310 MPa eşdeğer gerilme meydana geldiği belirlenmiştir (ASM Handbook, 2005).

Görüldüğü gibi parçalar oldukça emniyetlidir.

# BÖLÜM DÖRT SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KÜTLE OPTİMİZASYONU

### 4.1 Giriş

Bölüm üçte yapılan çalışmalardan anlaşılacağı gibi süspansiyon sistemi elemanları oldukça emniyetlidir. Süspansiyon sisteminde bir kütle optimizasyonu yapılarak yeterli mukavemeti sağlayacak şekilde parçalar hafifletilebilir.

Süspansiyon sisteminde bir kütle azaltışı sağlanması halinde yaylandırılmamış kütle azaltılarak taşıtın konforu arttırılırken, tekerlek düşey ivmelenmesi de azalacağı için süspansiyon sisteminin mafsal noktalarına gelen yükler azalacaktır ve süspansiyon sisteminin servis ömrü artacaktır. Taşıtın toplam kütlesi de azalacağı için yakıt tüketimi de azalacaktır.

Süspansiyon sistemi seri imalat ürünü olacağı için kütle azaltışı sonrasında elde edilecek olan maddi kazanç oldukça yüksektir.

### 4.2 Optimizasyon Yöntemi

Süspansiyon sisteminin kütle optimizasyonu yine ANSYS Workbench 17 ticari yazılımında yapılmıştır. Program içinde oldukça geniş bir yelpazede parametre tanımlama imkanı sunulmuştur. Kütleden eleman sayısına, tepki kuvvetinden deformasyon miktarına birçok değer parametre olarak tanımlanabilir haldedir (Şekil 4.1).

F	Details of "paksn"			Details of "Equivalent Stress"		
Ľ				Display Time	Last	
lŒ	Bounding Box			Calculate Time History	Yes	-
				Identifier		
15	Properties			Suppressed	No	
L	Volume	4 1181e+006 mm <sup>3</sup>	E	Integration Point Results		
L		1.11010101000111111	hildle . ooo him	Display Option	Averaged	
L	P Mass	32.327 kg		Average Across Bodies	No	
L	Centroid X	-0.14426 mm	E	Results		Ξ
L	Centrold X	-0.14420 11111		Minimum	0.13105 MPa	
L	Centroid Y	-8.463 mm		P Maximum	460.16 MPa	
	Centroid Z 7.4191 mm		E Information		-	

Şekil 4.1 Parametre seçimi örnekleri

Parametreler tanımlandıktan sonra Şekil 4.2'de de görüldüğü gibi bir blok diyagramı, bir döngü sistemi kurulmaktadır. Parametreler tanımlandıktan sonra program deney tasarımı yöntemiyle (design of experiment) parametre değerlerini değiştirerek deney modelleri yaratmaktadır. Program bu analiz modellerini tek tek analizi gerçekleştirir ve sonuçlarını kaydeder. Bu sonuçlardan bir yanıt yüzey oluşturulur.



Şekil 4.2 ANSYS Workbench programında optimizasyon bölümü

Program bu aşamaya kadar optimizasyon için ihtiyaç duyduğu veri tabanını oluşturmuş olur. Son olarak optimizasyon kısmında belirlenen optimizasyon kısıtlarına göre yanıt yüzeyden uygun değerleri seçerek optimum modelleri kullanıcıya sunar.

Birçok optimizasyon işleminde farklı çözüm yöntemleri ya da farklı yazılımlar kullanılsa bile metot olarak aynı adımlar izlenir. ANSYS Workbench ticari yazılımı kullanıcı kolaylığı için bu metodu bir paket haline getirmiştir.

### 4.2.1 Deney Tasarımı

Deney tasarımı (design of experiment) optimizasyon işlemlerinde belirlenen parametreleri, parametre kısıtları dahilinde değiştirerek farklı deney modelleri yaratır. Bu baz modellerin tek tek yapısal analizi yapılarak, değişen parametrelerin etkisi kolaylıkla incelenebilir.

Deney tasarımında kritik kısım deney modellerinin yaratılması kısmıdır. Deney modellerinin yaratılması kısmında Central Composite Design, Latin Hypercub gibi farklı istatistiksel yöntemler mevcuttur. Doğru bir optimizasyon için parametre sayısına ve parametre tipine uygun deney tasarımı yöntemi seçilmesi önemlidir. Süspansiyon elemanlarının kütle optimizasyonlarında Central Composite Design denilen yöntem kullanılacaktır.

### 4.2.1.1 Central Composite Design

Central Composite Design diğer bilinen adıyla Box-Wilson Design, beş kademeli fraksiyonel faktöriyel tasarım tipidir. Bu tasarım tipi ikinci dereceden tasarım modellerini uyarlamak için oldukça uygundur. Central Composite Design'ın oldukça popüler bir tasarım yöntemi olmasının sebebi, uygulanabilmesinin oldukça basit olması ve yaratılacak tasarımlarda tüm parametre etkilerinin tasarıma tümüyle etki etmesine izin vermesidir (Montgomery, 2008, Vinning ve Kowalski, 2010).

Merkez Nokta: Merkez noktada tüm tasarım değişkenlerinin kümülatif dağılım fonksiyonundaki değerleri bulunur (p<sub>3</sub>).

Eksen Noktaları: Eksenlerde değişken sayısının iki katı kadar nokta konumlandırılır(2m). Bu noktaların yarısı, merkez değerlerinin üst sınır değerleridir (p<sub>1</sub>), kalanı da alt sınır değerleridir (p<sub>5</sub>).

Faktöriyel Noktaları: CCD'de 2<sup>m-f</sup> kadar faktöriyel noktası vardır. Burada f, faktöriyel kısmın fraksiyonudur. Faktöriyel noktalarında, tüm değişkenlerin üst sınır ve alt sınır değerlerinin permutasyonları bulunur.

Şekil 4.3'te üç değişkenli ( $x_1, x_2, x_3$ ) bir CCD şeması bulunmaktadır. Şekil 4.4'te ise bu üç değişkenli modelin matris gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 4.3 Üç değişkenli bir CCD şeması (Ansys Theory Reference Release 17)

Sample	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	Part
1	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	Center
2	p <sub>1</sub>	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	
3	p <sub>5</sub>	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	
4	p <sub>3</sub>	p <sub>1</sub>	p <sub>3</sub>	Avis Points
5	p <sub>3</sub>	p <sub>5</sub>	p <sub>3</sub>	
6	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	p <sub>1</sub>	
7	p <sub>3</sub>	p <sub>3</sub>	p <sub>5</sub>	
8	p <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	
9	p <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	p <sub>4</sub>	
10	p <sub>2</sub>	p <sub>4</sub>	p <sub>2</sub>	
11	p <sub>2</sub>	p <sub>4</sub>	p <sub>4</sub>	Factorial Points
12	p <sub>4</sub>	p <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	
13	p <sub>4</sub>	p <sub>2</sub>	p <sub>4</sub>	
14	p <sub>4</sub>	p <sub>4</sub>	p <sub>2</sub>	
15	p <sub>4</sub>	p <sub>4</sub>	p <sub>4</sub>	

Şekil 4.4 Üç değişkenli bir CCD modelinin matris gösterimi (Ansys Theory Reference Release 17)

Deneysel tasarımda yaygın olarak CCD'nin üç tipi kullanılır. Circumscribed, inscribed ve face centred. Circumscribed CCD modeli, CCD' nin orijinal formudur.



Şekil 4.5 Üç değişkenli Circumscribed CCD modeli

Inscribed CCD, gerçek fiziksel alt ve üst limit değerleri için kullanılır. Beş kademeli circumscribed CCD'nin indirgenmesiyle elde edilir.



Şekil 4.6 Üç değişkenli inscribed CCD modeli

Face centred CCD, özel bir CCD modelidir. Üç kademeli tasarımının yüzey merkezlerine herhangi iki faktörün yerleştirilmesiyle elde edilir.



Şekil 4.7 Üç değişkenli yüzey merkezli CCD modeli

Çok değişkenli (m) bir problem için full faktöriyel tasarım matrisi kullanılırsa örnek sayısı 2<sup>m</sup>'ye bağlı olarak oldukça artar. Bu yüzden değişken sayısı arttıkça fraksiyonel faktöriyelin kullanıması daha uygundur. Fraksiyonel faktöriyel tasarımda örnek sayısı 2<sup>m-f</sup> kadardır. Burada f, faktöriyel tasarımın fraksiyonudur. "f" yarım ya da çeyrek faktöriyel tasarım tipine göre değişir.

Özetle çok değişkenli modellerde full faktöriyel kullanılırsa örnek sayısı artacağı için optimum nokta sapabilir. Bu yüzden fraksiyonel faktöriyel kullanılmalıdır.

## 4.3 Üst Yön Vericinin Kütle Optimizasyonu

## 4.3.1 Üst Yön Vericinin Optimizasyon Parametreleri

Üst yön verici için birinci tasarım değişkeni 20 mm'lik yön verici kalınlığıdır. Bu ölçü 10-20 mm aralığında kısıtlanmıştır.



Şekil 4.8 Üst yön vericinin birinci tasarım değişkeni

İkinci tasarım değişkeni ise feder açısıdır. Bu ölçü ise 140.91-143.5° aralığında kısıtlanmıştır.



Şekil 4.9 Üst yön vericinin ikinci tasarım değişkeni

Üst yön vericinin optimizasyon parametrelerinden birincisi kütledir. Optimizasyona kütleyi minimize etme komutu verilmiştir. İkinci optimizasyon parametresi ise eş değer gerilmedir. Bu parametreyi de minimize etme komutu verilmiştir.

Table of	of Schematic B	4: Optimization			
	Α	В	С	D	E
1	Namo	Paramotor	Object	ive	
2	Name	Falameter	Туре	Target	Туре
3	Minimize P3	P3 - Equivalent Stress Maximum	Minimize 💌		No Constraint
4	Minimize P4	P4 - Geometry Mass	Minimize 💌		No Constraint
*		Select a Parameter			

Şekil 4.10 Üst yön vericinin optimizasyon komutları

## 4.3.2 Üst Yön Vericinin Optimizasyon Sonuçları

İlk olarak deney tasarımı kısmında deney tasarım yöntemi Central Composite Design olarak seçildi. Deney tasarımı modelleri Şekil 4.11'da verilmiştir.

Table	Table of Schematic B2: Design of Experiments (Central Composite Design : Auto Defined)									
	А	В	С	D	E					
1	Name 💌	P1 - DS5@Sketch1@prmtrk_uston .Part	P2 - DS2@Sketch9@prmtrk_uston ▼ .Part	P3 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P4 - Geometry Mass (kg) 💌					
2	2	10	142.21	176.42	10.754					
3	6	10	140.91	153.75	10.941					
4	8	10	143.5	234.08	10.558					
5	1	15	142.21	99.312	11.39					
6	4	15	140.91	95.033	11.578					
7	5	15	143.5	130.06	11.194					
8	3	20	142.21	89.79	12.071					
9	7 DP 0	20	140.91	91.058	12.258					
10	9	20	143.5	89.792	11.875					

Şekil 4.11 Üst yön vericinin deney tasarımı modelleri

Tüm deney tasarımı modelleri çözdürüldükten sonra yanıt yüzeyler ve sensitivity diyagramları elde edilmiştir. Üst yön verici için düşey engeli aşma durumu ve virajda frenleme durumu olmak üzere iki farklı optimizasyon yapılmıştır.



Şekil 4.12 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.13 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.14 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.15 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.16 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin hassasiyet diyagramı



Şekil 4.17 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin tasarım değişkenlerinin hassasiyet diyagramı

Hassasiyet diyagramı tasarım değişkenlerinin optimizasyon parametrelerine etki etme oranını gösterir. Şekil 4.15 ve 4.16'te kırmızı sütun birinci tasarım değişkeni olan parça kalınlığını temsil eder. Mavi sütun ise ikinci tasarım değişkeni olan feder açısını temsil eder. Diyagramlardan da anlaşılacağı gibi virajda frenleme durumunda feder açısının etkisi var iken düşey engeli aşma durumunda etkisi neredeyse hiç yoktur.

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P1 - DS5@Sketch1@prmtrk_uston.Part	17.035	16.235	15.435
P2 - DS2@Sketch9@prmtrk_uston.Part	143.47	143.4	143.42
P3 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	64.465	★★ 71.992	★★ 81.829

Optimizasyon için gerekli tüm veriler elde edildikten sonra optimizasyon sonuçları alınabilir.

Şekil 4.18 Düşey engeli aşma durumu için üst yön vericinin optimum modelleri

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P1 - DS5@Sketch1@prmtrk_uston.Part	15.495	16.055	14.305
P2 - DS2@Sketch9@prmtrk_uston.Part	142.57	142.8	142.1
P3 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	★★ 101.78	★★ 98.075	★★ 110.55

Şekil 4.19 Virajda frenleme durumu için üst yön vericinin optimum modelleri

Şekil 4.18 ve 4.19'daki optimum modeller incelendiğinde ölçülerin yakınlığı görülecektir. Yazılımın kullanıcıya sunduğu bu optimum modellerden virajda frenleme durumunun optimum modellerinden ikinci model seçilmiştir.

Parçanın orijinal kütlesi 4,56 kg'dır. Optimum modelin kütlesi ise 3,93'tür. Bu parçadan iki adet kullanılmaktadır. Üst yön vericide yaklaşık 1,2 kg kütle azaltılmıştır.



Şekil 4.20 Orijinal model ile optimum modelin kıyaslanması

## 4.4 Alt Yön Vericinin Kütle Optimizasyonu

## 4.4.1 Alt Yön Vericinin Optimizasyon Parametreleri

Alt yön verici için de iki tasarım değişkeni bulunmaktadır. Bunlar ön ve arka boşaltma ofsetleridir. Bu ölçülerin ikisi de 1-20 mm arasında kısıtlanmıştır.



Şekil 4.21 Alt yön vericinin tasarım değişkenleri

Alt yön vericinin optimizasyon parametrelerinden birincisi kütledir. Optimizasyona kütleyi minimize etme komutu verilmiştir. İkinci optimizasyon parametresi ise eş değer gerilmedir. Bu parametreyi de minimize etme komutu verilmiştir.

Table of Schematic B4: Optimization									
	А	В	С	D	E				
1	Namo	Parameter	Objective						
2	Name	Falainetei	Туре	Target	Туре				
3	Minimize P3	P3 - Equivalent Stress Maximum	Minimize 💌		No Constraint				
4	Minimize P4	P4 - Geometry Mass	Minimize 💌		No Constraint				
*		Select a Parameter							

Şekil 4.22 Alt yön vericinin optimizasyon komutları

## 4.4.2 Alt Yön Vericinin Optimizasyon Sonuçları

İlk olarak deney tasarımı kısmında deney tasarım yöntemi Central Composite Design olarak seçildi. Deney tasarımı modelleri Şekil 4.23'de verilmiştir.

Table	Table of Schematic B2: Design of Experiments (Central Composite Design : Auto Defined)										
	А	В	С	D	E						
1	Name 💌	P2 - DS1@Sketch12@prmtrk_alton_2 ⊧ .Part	P3 - DS2@Sketch12@prmtrk_alton_2 ▼ .Part	P4 - Geometry Mass (kg) 💌	P6 - Equivalent Stress 5 Maximum (MPa)						
2	2	2	11	35.035	57.311						
3	6	2	2	36.772	56.813						
4	8	2	20	33.282	60.873						
5	1	11	11	31.607	65.519						
6	4	11	2	33.345	66.157						
7	5	11	20	29.855	66.118						
8	3	20	11	28.142	83.253						
9	7	20	2	29.879	83.984						
10	9	20	20	26.389	83.739						

Şekil 4.23 Alt yön vericinin deney tasarımı modelleri

Tüm deney tasarımı modelleri çözdürüldükten sonra yanıt yüzeyler ve sensitivity diyagramları elde edilmiştir. Alt yön verici için düşey engeli aşma durumu ve virajda frenleme durumu olmak üzere iki farklı optimizasyon yapılmıştır.



Şekil 4.24 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.25 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.26 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.27 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.28 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin hassasiyet diyagramı



Şekil 4.29 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin tasarım değişkenlerinin hassasiyet diyagramı

Hassasiyet diyagramı tasarım değişkenlerinin optimizasyon parametrelerine etki etme oranını gösterir. Şekil 4.28 ve 4.29'de kırmızı sütun birinci tasarım değişkeni olan ön boşaltma ofsetini temsil eder. Mavi sütun ise ikinci tasarım değişkeni olan arka boşaltma ofsetini temsil eder. Diyagramlardan da anlaşılacağı gibi ön boşaltma ofseti optimizasyon parametrelerine en çok etki eden tasarım değişkenidir.

Optimizasyon için gerekli tüm veriler elde edildikten sonra optimizasyon sonuçları alınabilir.

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P2 - DS1@Sketch12@prmtrk_alton_2.Part	8.903	11.207	13.511
P3 - DS2@Sketch12@prmtrk_alton_2.Part	19.904	19.974	19.886
P7 - Equivalent Stress 2 Maximum (MPa)	★★ 177.54	* 199.22	* 228.3

Şekil 4.30 Düşey engeli aşma durumu için alt yön vericinin optimum modelleri

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P2 - DS1@Sketch12@prmtrk_alton_2.Part	5.2465	5.1705	4.9045
P3 - DS2@Sketch12@prmtrk_alton_2.Part	19.657	17.407	14.595
P6 - Equivalent Stress 5 Maximum (MPa)	★★ 33.326	31.955	30.28

Şekil 4.31 Virajda frenleme durumu için alt yön vericinin optimum modelleri

Yazılımın kullanıcıya sunduğu bu optimum modellerden düşey engeli aşma durumunun optimum modellerinden ikinci model seçilmiştir.

Parçanın orijinal kütlesi 28,94 kg'dır. Optimum modelin kütlesi ise 22,84 kg'dır. Alt yön vericide yaklaşık 6,1 kg kütle azaltılmıştır.



Şekil 4.32 Orijinal model ile optimum modelin kıyaslanması

### 4.5 Aksonun Kütle Optimizasyonu

### 4.5.1 Aksonun Optimizasyon Parametreleri

Süspansiyon sisteminin aksonu içi boş akson konstrüksiyonudur. Parça döküm ya da dövme ile üretildikten sonra bazı talaşlı imalat işlemleri sonunda son halini almaktadır. Aksonun göbek boşatma geometrisi parametrik tasarlanmıştır. Kütle optimizasyonu bu boşaltma geometrisi üzerinden yapılmıştır.

Aksonun birinci tasarım değişkeni boşaltma derinliğidir. Bu ölçünün minimum değeri 110 mm, maksimum değeri de 170 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.33 Aksonun birinci tasarım değişkeni

Aksonun ikinci tasarım değişkeni boşaltma dibi yarıçapıdır. Bu ölçü 25 mm ile 40 mm arasında kısıtlanmıştır.



Şekil 4.34 Aksonun ikinci tasarım değişkeni

Aksonun üçüncü tasarım değişkeni ise boşaltma aşısıdır. Boşaltma açısı 0° ile 4° arasında kısıtlanmıştır.



Şekil 4.35 Aksonun üçüncü tasarım değişkeni

Aksonun optimizasyon parametrelerinden birincisi kütledir. Optimizasyona kütleyi minimize etme komutu verilmiştir. İkinci optimizasyon parametresi ise eş değer gerilmedir. Bu parametreye de 560 MPa'ın altında tutma komutu verilmiştir. Akson malzemesi sıcak dövülmüş çelikten imal edilmiştir ve gerilme yığılması olan bölgelerde indüksiyonla sertleştirme uygulanmaktadır. Bu yüzden 560 MPa değeri emniyetli bir değerdir.

Diğer parçaların optimizasyonlarında eş değer gerilmeyi minimize et komutu verilmişti. Aynı komutu aksonun kütle optimizasyonunda kullandığımızda program gerilmeyi çok emniyetli değerlerde tutmaktadır. Daha iyi bir kütle optimizasyonu yapabilmek için aksonun kütle optimizasyonunda eş değer gerilmeyi sabit bir değerin altında tutma komutu verilmiştir.

Table (	Table of Schematic B4: Optimization										
	А	В	С	D	E	F	G				
1	Namo	Parameter	Objective	Objective		Constraint					
2	Name	Faranteter	Туре	Target	Туре	Lower Bound	Upper Bound				
3	P4 <= 560 MPa	P4 - Equivalent Stress Maximum	No Objective 🗵		Values <= Upper Bound		560				
4	Minimize P5	P5 - kaksn-1 Mass	Minimize 💌		No Constraint						
*		Select a Parameter									

Şekil 4.36 Aksonun optimizasyon komutları

### 4.5.2 Aksonun Optimizasyon Sonuçları

İlk olarak deney tasarımı kısmında deney tasarım yöntemi Central Composite Design olarak seçildi. Deney tasarımı modelleri şekil 4.37'te verilmiştir.

Table	Table of Schematic B2: Design of Experiments (Central Composite Design : Auto Defined)									
	A B		С	D	E	F				
1	Name 💌	P1 - DS1@Sketch29@kaksn.Part 💄	P2 - DS2@Sketch29@kaksn.Part 💽	P3 - DS3@Sketch29@kaksn.Part 💌	P4 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P5 - kaksn-1 Mass (kg) 💌				
2	2	110	32.5	2	321.19	32.7				
3	8	115.61	26.402	0.37393	313.24	34.138				
4	10	115.61	38.598	0.37393	321.8	31.209				
5	12	115.61	26.402	3.6261	316.4	33.584				
6	14	115.61	38.598	3.6261	440.8	30.421				
7	1	140	32.5	2	310.42	31.693				
8	4	140	25	2	314.9	33.618				
9	5	140	40	2	509.2	29.201				
10	6	140	32.5	0	311.61	32.274				
11	7	140	32.5	4	310.47	31.045				
12	9	164.39	26.402	0.37393	326.93	33.249				
13	11	164.39	38.598	0.37393	375	29.516				
14	13	164.39	26.402	3.6261	320.54	32.09				
15	15	164.39	38.598	3.6261	671.89	27.949				
16	3	170	32.5	2	345.99	30.777				

Şekil 4.37 Aksonun deney tasarımı modelleri

Tüm deney tasarımı modelleri çözdürüldükten sonra yanıt yüzeyler ve hassasiyet diyagramları elde edilmiştir. Akson için sadece virajda frenleme durumuna göre kütle optimizasyonu yapılmıştır. Çünkü aksonu en çok zorlayan durum virajda frenleme durumudur. Süspansiyon sisteminin yapısal analizi bölümünde bu konuya değinilmiştir.



Şekil 4.38 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma dibi yarıçapı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.39 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.40 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma dibi yarıçapı, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin eş değer gerilmeye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.41 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma dibi yarıçapı tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.42 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma derinliği, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.43 Virajda frenleme durumu için aksonun boşaltma dibi yarıçapı, boşaltma açısı tasarım değişkenlerinin kütleye göre yanıt yüzeyi



Şekil 4.44 Virajda frenleme durumu için aksonun tasarım değişkenlerinin hassasiyet diyagramı

Hassasiyet diyagramı tasarım değişkenlerinin optimizasyon parametrelerine etki etme oranını gösterir. Şekil 4.44'te kırmızı sütun birinci tasarım değişkeni olan boşaltma derinliğini temsil eder. Yeşil sütun ise ikinci tasarım değişkeni olan boşaltma dip yarıçapını temsil eder. Mavi sütun üçüncü tasarım değişkeni olan boşaltma açısını temsil eder. Diyagramlardan da anlaşılacağı gibi boşaltma dip yarıçapı optimizasyon parametrelerine en çok etki eden tasarım değişkenidir.

Optimizasyon için gerekli tüm veriler elde edildikten sonra optimizasyon sonuçları alınabilir.

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P1 - DS1@Sketch29@kaksn.Part	168.29	159.65	151.73
P2 - DS2@Sketch29@kaksn.Part	37.415	37.942	38.909
P3 - DS3@Sketch29@kaksn.Part	3.9874	3.724	3.0582
P4 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	526.39	510.86	524.44
P5 - kaksn-1 Mass (kg)	★★ 28.14	★★ 28.374	★★ 28.603

Şekil 4.45 Virajda frenleme durumu için aksonun optimum modelleri

Yazılımın kullanıcıya sunduğu bu optimum modellerden imalat koşulları açısından birinci model optimum model olarak seçilmiştir.

Parçanın orijinal kütlesi 34,8 kg'dır. Optimum modelin kütlesi ise 28,6 kg'dır. Alt yön vericide yaklaşık 6,2 kg kütle azaltılmıştır.



Şekil 4.46 Orijinal model ile optimum modelin kıyaslanması

### 4.6 Akson Taşıyıcının Kütle Optimizasyonu

### 4.6.1 Topoloji Optimizasyonu

Diğer süspansiyon sistemi elemanlarının kütle optimizasyonundan farklı olarak akson taşıyıcının kütle optimizasyonunda topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılmıştır. Bu parçanın kütle optimizasyonu için topoloji optimizasyonu yönteminin seçilmesinin nedeni, akson taşıyıcının geometrisinin kompleks olması ve etkin tasarım değişkeni belirlenmesinin güçlüğüdür. Topoloji optimizasyonun amacı, belirli geometrik sınırlar içinde malzemenin optimum dağılımını bulmaktır. Yapının genel şekli, önceden belirlenmiş bir tasarım uzayı içinde oluşturulur. Topoloji optimizasyonunun girdileri; uygulanan yükler, hacim ve malzemenin bulunduğu noktalardır. Bu yöntem, tasarımı yapılan modelin başlangıç geometrisini ortaya çıkarılmasını sağlar. Genellikle sabit bir ağırlıktaki yapının direngenliğinin en üst düzeye çıkarılmasında ya da doğal frekansının istenilen seviyeye çekilmesine çalışılır. Bir diğer yandan topoloji optimizasyonu belirlenen sınır koşullarına göre kütlenin minimize edilmesi için de çalıştırılabilmektedir (Bendsoe ve Sigmund, 2002).

Önceden tanımlanmış  $\Omega$  referans alanında sınırlı hacim gibi sınır koşullar altında genellikle direngenliği maksimize eden amaç fonksiyonunu sağlayan  $\Omega$ m alt kümesini bulmak topoloji optimizasyonunun amacıdır( Bendsoe ve Sigmund, 2002).

Şekil 4.47'de  $\Omega$  referans alanı göstermektedir.  $\Omega$ m malzemenin bulunduğu alanı,  $\Omega$ v de malzemenin bulunmadığı boş alanı göstermektedir.

Optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilebilmektedir.

Amaç Fonksiyonu:

En büyük ya da en küçük: f(x)



Şekil 4.47 Tasarım alanı ve sınır koşulları(Bendsoe ve Sigmund 2002)

<u>Kısıt:</u>

 $\sum_{i=1}^{N} x_i v_i \leq \overline{V}, x_i = 0 \ 1, 2 \dots, N.$ 

Burada v<sub>i</sub>, i. Elemanın hacmini tanımlar.

### 4.6.2 Akson Taşıyıcının Optimizasyon Parametreleri

Daha önce de bahsedildiği gibi akson taşıyıcının kütle optimizasyonunda topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde tasarım değişkeni belirlemek yerine optimizasyonun uygulanacağı tasarım hacmi belirlenmektedir. Tasarım hacmi olarak akson taşıyıcının tamamı seçilmiştir.



Şekil 4.48 Optimizasyon hacmi

Akson taşıyıcının ilk optimizasyon parametresi kütledir. Kütleyi %50'ye kadar minimize etme komutu verilmiştir. İkinci optimizasyon parametresi eş değer gerilmedir. Eş değer gerilme değerinin 500 MPa'ın altında tutulması komutu verilmiştir. Boşaltılacak minimum eleman boyutu 5 mm olarak belirlenmiştir. Bu değerler akson taşıyıcı malzemesinin mukavemet limitlerine ve optimizasyon sonucu optimum modelin imal edilebilirlik durumuna göre tasarımcı ön görüleriyle belirlenmiştir.

Akson taşıyıcıya süspansiyon sistemini en çok zorlayan iki yükleme tipi olan düşey engeli aşma durumuna göre ve virajda frenleme durumuna göre topoloji optimizasyonu uygulanmıştır.

## 4.6.3 Akson Taşıyıcının Optimizasyon Sonuçları

Topoloji optimizasyonları sonucu elde edilen iki adet geometri STL data formatında katı model programına aktarılmıştır.



Şekil 4.49 Akson taşıyıcının düşey engeli aşma durumuna göre yapılan topoloji optimizasyonu



Şekil 4.50 Akson taşıyıcının virajda frenleme durumuna göre yapılan topoloji optimizasyonu


Şekil 4.51 Optimum modellerin katı model programına aktarılması

Elde edilen optimum modeller ile ilk model üst üste bindirilerek imal edilebilir bir katı model oluşturulmuştur.



Şekil 4.52 Optimum modellerin katı model programında üst üste bindirilmesi



Şekil 4.53 Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen imal edilebilir optimum model

Akson taşıyıcının kütlesi 40 kg iken topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen optimum model 32 kg'dır. Parça kütlesi 8 kg kadar azaltılmıştır.

# BÖLÜM BEŞ SÜSPANSİYON SİSTEMİ ELEMANLARININ OPTİMİZE EDİLMİŞ MODELLERİNİN YORULMA ÖMRÜ ANALİZİ

### 5.1 Giriş

Süspansiyon sisteminin çeşitli sürüş koşulları için yapısal analizleri yapılmış elde edilen sonuçlar ışığında süspansiyon sistemi elemanlarının kütle optimizasyonu işlemi tamamlanmıştır. Optimum modeller elde edilirken optimizasyon sürecinde maksimum eş değer gerilme değeri minimize edilme komutu ile kısıtlandığı için elde edilen optimum modeller kırılmaya karşı dayanıklıdır. Fakat elde edilen optimum modellerin yorulma karşı dayanıklı olduğu doğrulanmamıştır.

Bu bölümde süspansiyon sistemi elemanlarının optimum modellerinin yorulma analizleri yapılarak yorulmaya karşı dayanıklılıkları doğrulanacaktır. Böylece yapılan optimum modellerin kullanılabilirliği doğrulanacak. Hem de bu çalışma kapsamında kullanılan tasarım metodolojisi doğrulanmış olacaktır.

### 5.2 Yorulma

Yorulma malzemelerin akma mukavemetinin altındaki çalışma koşullar altında sürekli tekrar eden kuvvetler etkisiyle hasara uğramasıdır. 19. Yüzyılda malzemelerin beklenmedik bir şekilde hasara uğraması insanlar için çok şaşırtıcı ve açıklanmayan bir problemdi. Hasara uğrayan parça incelendiğinde parça yüzeyinde hiçbir darbe ya da deformasyon izi bulunamadığı için bu olay insanlarda gizemli bir durum izlenimi bırakmaktaydı. Bu konuyla ilgili kayda değer ilk çalışmalar August Wöhler'e aittir. Statik bir yük altında mukavim kalan parçaya aynı yük tekrarlı bir şekilde verildiğinde hasara uğrayacağını keşfeden ilk kişidir (Schijve, 2008). Yorulmanın evreleri şöyle sıralanabilir:

- Tekrarlı yükler
- Gerilme yığılması sonucu çatlak başlangıcı oluşumu
- Çatlak oluşumu
- Çatlak büyümesi
- Kırılma



Şekil 5.1 Yorulma sonucu hasara uğrayan bir parçanın kırılma yüzeyi (Schijve, 2008)

## 5.2.1 Yorulmaya Etki Eden Faktörler

#### 5.2.1.1 Çentik Etkisi

Parçanın geometrisindeki keskin kıvrımlar ve ani çap düşmeleri, gerilme eğrilerinin homojen dağılımını bozar. Bu keskin geometrik noktalarda gerilme yığılmaları oluşur. Gerilme yığılmaları yük genliğini arttırarak bu bölgelerde çatlak oluşumunu ve yorulma sonucu hasara neden olur (Schijve, 2008).



Şekil 5.2 Çentik bölgesi (Schijve, 2008)

Şekil 5.3'te görüldüğü gibi üzerinde çentik etkisi geometriler bulunduran numune ile taşlanmış yüzeye sahip numune yorulma testine tabi tutuluyor. Aradaki yorulma ömrü farkı çok açık şekilde görülmektedir.



Şekil 5.3 Çentikli ve çentiksiz yorulma testlerinin S-N eğrilerinin kıyaslanması (Schijve, 2008)



Şekil 5.4 Gerilme yığılması sonucu delik kenarında meydana gelen çatlaklar (Stephens, R. I. ve Fatemi ve Stephens R. R. ve Fuchs, 2001)

#### 5.2.1.2 Yükleme Tipi

Yükleme tipi yorulmaya çok büyük etkide bulunur. Yükleme genliği, yükleme frekansı yorulma ömrünü belirleyici etkenlerdir. Örneğin tam değişken yükleme durumu ile sıfır bazlı tek yönlü yükleme durumunu kıyaslanırsa tam değişken yüklem durumunun gerilme genliği sıfır bazlı tek yönlü yükleme durumunun gerilme genliği sıfır bazlı tek yönlü yükleme durumunun gerilme genliğinin iki katıdır (Schijve, 2008).



Şekil 5.5 Tam değişken yükleme ile sıfır bazlı tek yönlü yükleme durumu gerilme genliklerinin kıyaslanması

#### 5.2.1.3 Çevresel Koşullar

Çalışma ortamının nem oranı, tuzluluğu makine elemanlarının korozyona uğramasına, korozyonda yorulma ömrünün azalmasına neden olur. Şekil 5.6'da korozyona uğramış numune ile standart numunenin yorulma ömrü kıyaslanmıştır.



Şekil 5.6 Korozyona maruz numune ile taşlanmış numunenin S-N eğrisi kıyaslanması (ASM 2005)

#### 5.2.1.4 Artık Gerilmeler

Malzemenin içinde çeşitli sebeplerden dolayı artık gerilmeler meydana gelebilir. Artık gerilmeler yükleme genliğini değiştirerek yorulmaya etki eder. Homojen olmayan plastik deformasyonlar, imalat aşamasındaki şekil verme işlemleri, kumlama(shot peening), yanlış ısıl işlem uygulamaları, bağlantı elemanları artık gerilmelere neden olabilir (Schijve, 2008).

### 5.3 S-N Eğrisi ve Yorulma Ömrü Tahmini

Yorulma biliminde en büyük veri kaynağı S-N eğrisidir. S-N eğrileri yüzlerce numunenin yorulma testlerine tabi tutularak elde edilen verilerle oluşturulur. S-N eğrisi gerilme genliği değerine göre parçanın kırılana kadar taşıdığı çevrim sayısını verir. Şekil 5.7'de örnek bir S-N eğrisi görülmektedir. Örneğin bu eğri elde edilirken yorulma test makinasında farklı gerilme genliğinde birçok test numunesi kullanılarak malzemenin farklı gerilme genliklerinde ne kadar çevrime dayandığı görülmektedir. Farklı tarzda yorulma test makinası tipleri vardır. Tek eksende çekme basma yapan ya da numuneyi eğmeye zorlayan açılı eksenli yataklara sahip yorulma numunesi test makinaları bunlardan bazılarıdır.



Şekil 5.7 Örnek S-N eğrisi

Yorulma ömrü tahmininde parça üzerindeki gerilme genliği S-N eğrisine yerleştirilir. Eğer genlikler eğrinin altında ise parça sonsuz ömürlüdür. Fakat genelde literatürde bulunan S-N eğrileri, taşlanmış ve standart bir geometriye sahip numunelerle yapılan çalışmalar ile elde edilmiştir. Yorulma ömrü tahmini yapılacak parçanın geometrisi, yüzey pürüzlülüğü ve yükleme tipi gibi özellikleri test numunesinden farklı olduğu için bu durumlarda yorulma ömrü tahmini için doğrudan literatürden S-N eğrisi alıp kullanmak doğru değildir (Budynas ve Nisbett, 2006).

Marin faktörleri ile bu eğriler uyarlanıp kullanılabilir (Budynas ve Nisbett, 2006).

~

$$S_{e} = k_{a}k_{b}k_{c}k_{d}k_{e}S_{e}$$

$$k_{a} =$$
yüzey faktörü
$$k_{b} =$$
büyüklük faktörü
$$k_{c} =$$
yükleme faktörü
$$k_{d} =$$
sıcaklık faktörü
$$k_{e} =$$
çentik faktörü
$$k_{f} = 1 + q. (k_{t} - 1)$$
(5.2)

$$k_e = \frac{1}{k_f} \tag{5.3}$$

Eğer yorulma tahmini için literatürde kullanılabilecek S-N eğrisi elde edilemediyse Basquin yöntemi ile malzemenin mekanik değerlerinden bir S-N eğrisi edilebilir (Schijve, 2008).



Şekil 5.8 Basquin yönteminde S-N eğrisi (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)

## 5.4 Üst Yön Vericinin Yorulma Ömrü

Süspansiyon sisteminde yorulma ömrü tahmini yapılırken test koşulu olarak yine süspansiyon sisteminin yapısal analizlerinde kullanılan standart yükleme durumları kullanılacaktır. Bu sefer yapısal analiz bölümdeki kırılma durumları yerine yorulma test koşullarından 11 ve 15 numaralı durumlar kullanılacaktır. Bu iki durum taşıtın sürüş esnasında en sık karşılaştığı sürüş koşullarıdır.

11 vertical bump (2.25 G)	0.00	0.00	2.25
12 vertical rebound (0.75 G)	0.00	0.00	0.75
13 cornering right (0.75 G)	0.00	0.75	1.00
14 cornering left (0.75 G)	0.00	-0.75	1.00
15 braking (0.75 G)	0.75	0.00	1.00
16 acceleration (0.5 G)	-0.5	0.00	1.00

Şekil 5.9 Yorulma ömrü için standart yükleme koşulları (Ersoy ve Heissing, 2011).

15 numaralı frenleme durumunda süspansiyon sisteminin 1G'lik stasyoner düşey yük durumuyla, 0,75G boyuna yük ve 1G düşey yük arasında çalıştığı kabul edilmiştir. 11 numaralı düşey engeli aşma durumunda ise süspansiyon sisteminin 0G yüksüz koşuldan 2,25 G düşey yük arasında kabul edilmiştir. 11 numaralı durumda farklı bir kabul yapılmasının sebebi Adams Car yazılımında otobüs modeli oluşturulmuş ve 2,25G düşey yükü yaratacak bir engelden atlatılmıştır. Tekerleğe gelen düşey yük grafiği incelendiğinde tekerleğin düşey engeli aşma durumunda bir an için yüksüz bir durumda kaldığı belirlenmiştir.



Şekil 5.10 Adams Car yazılımında otobüs modelinin 2,25G düşey engeli aşma durumunda elde edilen tekerlek yükü grafiği

Yükleme durumlarındaki kabulleri anlamak önemlidir. Çünkü yorulma ömrü tahmini çalışmalarıda gerilme genliğini belirlemek bu yükleme kabullerine bağlıdır.

Süspansiyon sisteminin üst yön vericisi hem burulmaya hem de eğilmeye maruz kaldığı için yorulma hesabında yükleme faktörü seçiminde sorun yaşanmaktadır. Yükleme faktörü olarak burulma seçilirse çok emniyetli bir yaklaşım olacaktır, eğilme seçilirse de burulma yükü sebebiyle bir risk alınması gerecektir. Ayrıca literatürde yer alan S-N eğrileri tek tip yükleme için elde edilmiştir. Bu problemin çözümünde geleneksel yöntemler yetersiz kalmaktadır.

Bu problemin çözümünde ise kombine yükleme yaklaşımı kullanılacaktır. Bu yaklaşımda gerilme bileşenleri ayrı ayrı ele alınır. Normal gerilme bileşenlerinin yükleme faktörü ve çentik faktörü ayrı seçilirken, kayma gerilmesi bileşenlerinin yükleme faktörü ve çentik faktörü farklı seçilmektedir (Budynas ve Nisbett, 2006).

Üst yön vericide parça kalınlığı ve feder açısı olmak üzere iki adet tasarım değişkeni belirlenip bu değerler parametrik tanımlanarak optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyon sürecinde deney tasarımı kısmında 9 adet deney modeli yaratılmıştır. Sadece optimum modelin değil tüm deney modellerinin yorulma ömrü değerlendirilmiştir. Böylece optimum modelin yorulma ömrü tahmininin güvenilirliği teyit edilmiş olacaktır.

$$\sigma_{a_{x}} = \frac{\kappa_{f}(\sigma_{x_{1}} - \sigma_{x_{2}})}{2}$$
 (normal gerilme genliği) (5.4)

$$\sigma_{m_x} = \frac{K_f(\sigma_{x_1} + \sigma_{x_2})}{2} \qquad (ortalama normal gerilme) \tag{5.5}$$

$$\tau_{xy_a} = \frac{K_f(\tau_{xy_1} - \tau_{xy_2})}{2} \qquad (kayma \text{ gerilmesi genliği}) \tag{5.6}$$

$$\tau_{xy_{m}} = \frac{K_{fs}(\tau_{xy_{1}} + \tau_{xy_{2}})}{2}$$
 (ortalama kayma gerilmesi) (5.7)

Formül 5.4, 5.5, 5.6 ve 5.7 diğer gerilme bileşenleri için de aynıdır (Budynas ve Nisbett, 2006).

Burada K<sub>f</sub> ve K<sub>fs</sub> sırasıyla eğilme ve burulma için çentik faktörleridir. Bu değerler Pilkey'nin Gerilme Yığılması Atlasından alınmıştır (Pilkey, W. D. Ve Pilkey, D. F., 2008).

K<sub>f</sub>=1,3 (eğri eksenli çubuğun bükülmesi s:447)

 $K_{fs} = 2$  (dikdörtgen kesitli çubuğun burulması s:420)

0.75 G frenleme durumu gerilme değerleri:

 $\sigma_{x_1} = 19,2 \text{ MPa}$   $\tau_{xy_1} = 22,3 \text{ MPa}$   $\sigma_{y_1} = 52,1 \text{ MPa}$   $\tau_{xz_1} = 0 \text{ MPa}$  $\sigma_{z_1} = -177,2 \text{ MPa}$   $\tau_{yz_1} = -79,1 \text{ MPa}$  1 G stasyoner durum gerilme değerleri:

$$\begin{split} \sigma_{x_2} &= 0 \text{ MPa} & \tau_{xy_2} &= 12,97 \text{ MPa} \\ \sigma_{y_2} &= 7,2 \text{ MPa} & \tau_{xz_2} &= -12,93 \text{ MPa} \\ \sigma_{z_2} &= 28,9 \text{ MPa} & \tau_{yz_2} &= -13,1 \text{ MPa} \end{split}$$

Formül 5.4, 5.5, 5.6 ve 5.7 tüm bileşenler için uygulandığında;

$\sigma_{\mathrm{x}_{\mathrm{a}}} = 12,48$ MPa	$\tau_{xy_a} = 9,4 \text{ MPa}$
$\sigma_{y_a} = 29,18 \text{ MPa}$	$\tau_{xz_a} = 12,93 \text{ MPa}$
$\sigma_{z_a} = 96,4 \text{ MPa}$	$\tau_{yz_a} = -66 \text{ MPa}$

$\tau_{xy_m} = 9,4 \text{ MPa}$

 $\sigma_{y_m} = 29,18 \text{ MPa} \qquad \qquad \tau_{xz_m} = 12,93 \text{ MPa}$ 

$$\sigma_{z_m} = 96,4 \text{ MPa}$$
  $\tau_{yz_m} = -66 \text{ MPa}$ 

değerleri elde edilmiş olur.

 $\Sigma_a$  ve  $\sigma_m$  için von mises formülü uygulanır.

$$\Sigma_{\rm V} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \left( \sigma_{\rm x} - \sigma_{\rm y} \right)^2 + \left( \sigma_{\rm x} - \sigma_{\rm z} \right)^2 + \left( \sigma_{\rm y} - \sigma_{\rm z} \right)^2 + 6 \left( \tau_{\rm xy}^2 + \tau_{\rm xz}^2 + \tau_{\rm yz}^2 \right) \right]}$$
(5.8)

Buradan;

 $\sigma_a =$  140,54 MPa  $~\sigma_m =$  204,96 MPa elde edilir.

Üst yön verici malzemesi GGG-50'dir. Kıyas kriteri Goodman olarak seçilmiştir.

$$N_{f} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a}}{S_{e}}} + \frac{1}{\frac{\sigma_{m}}{S_{ut}}}$$
(5.9)

 $\sigma_{ut} = 550 \text{ MPa} \text{ (ASM 2005)}$ 

 $\sigma_{end} = 265 \text{ MPa} (\text{ASM } 2005)$ 

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

 $k_a = 0,68$  (Boonmee ve Stefanescu, 2013, Labrecque ve Gagne ve Cabanne ve Francois ve Beret ve Hoffmann, 2008)

 $k_b = 0,89$  (Budynas ve Nisbett, 2006)

Diğer marin faktörlerinin değeri 1'dir.

$$S_e = 0,68x0,89x265$$

$$S_e = 160,38 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{n}_{\rm f} = \frac{1}{\frac{140,54}{160,38}} + \frac{1}{\frac{204,96}{550}}$$

 $n_{\rm f} = 0.8$ 

Üst yön vericinin virajda frenleme durumuna göre hazırlanan 3. Deney tasarımı modelinin 15 numaralı yükleme koşulu olan frenleme durumundaki yorulma ömrü emniyet katsayısı 0,8'dir. Görülmektedir ki ilk deney tasarımı modeli hasara uğramaktadır. İki yükleme koşulu için dokuzar adet olmak üzere toplamda 18 adet deney tasarımı modeli bulunmaktadır. Diğer modeller için aynı adımlar izlendiğinde sonuçlar Tablo 5.1'de verilmiştir.

Deney tasarım	11 numaralı yükleme	15 numaralı yükleme	
modeli	koşulu	koşulu	
numarası	(2,25 G düşey engeli	(1 G düşey ve 0,75 G	
	aşma)	boyuna yük)	
1	1,41	0,97	
2	1,32	0,88	
3	1,23	0,782	
4	1,62	2,42	
5	2,29	1,56	
6	2,19	1,35	
7	4,14	2,82	
8	3,55	2,52	
9	3,88	2,27	
Optimum modeller	2,97	2,37	

Tablo 5.1 Deney tasarımı modellerinin yorulma ömrü emniyet katsayıları



Şekil 5.11 Sırasıyla soldan sağa düşey engeli aşma durumu ve virajda frenleme durumu için hazırlanan deney tasarımı modelleri

Tablo 5.1 ve Şekil 5.11'den anlaşılacağı gibi optimum modellerin yorulma ömrü emniyet katsayısı 2,97 ve 2,37 olarak elde edilmiştir. Bu da göstermektedir ki optimum modeller yorulma hasarına uğramaz ve sonsuz ömürlüdür. Her iki yükleme koşulunda da ilk üç deney tasarımı modeli yorulma hasarına uğramaktadır ya da emniyet katsayıları oldukça düşüktür. Oysa optimum modeller ve yakınlarındaki deney tasarımı modellerinin yorulma ömrü emniyet katsayıları yüksektir.

Bu inceleme sonucu Ansys Workbench yazılımının önerdiği optimum modeller gerçekten emniyetli bölgelerdedir. Süspansiyon sisteminin diğer elemanlarında sadece optimum modellerin yorulma ömrü incelenecektir.

## 5.5 Alt Yön Vericinin Yorulma Ömrü

Optimizasyon sonucu elde edilen optimize edilen alt yön verici en çok düşey engeli aşma durumunda zorlandığı için yorulma dayanımı için kullanılan 11 numaralı yükleme durumunda (2,25 G düşey engeli aşma durumu) test edilmiştir.

Yapısal analiz sonucu parça üzerinde görülen en yüksek eş değer gerilme 119,55 MPa'dır. Şekil 5.12'de görüldüğü gibi gerilme yığılması çıkan bölgede radyus geometrisidir. Buna uygun olarak Pilkey'in çentik atlasından uygun çentik katsayısı seçilmiştir (Pilkey, W. D. ve Pilkey, D. F., 2008).



Şekil 5.12 Alt yön vericinin optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda meydana gelen gerilme yığılması

Alt yön vericinin yorulma ömrü tahmininde üst yön vericide kullanılan kombine yükleme yaklaşımından farklı olarak yine geleneksel tekil yükleme yaklaşımı kullanılacaktır. Alt yön verici üzerindeki kayma gerilmeleri ve normal gerilmeler incelendiğinde parçanın tek eksenli çekme yönünde zorlandığı görülmektedir. Alt yön verici GGG-50'den imal edilmiştir. GGG-50 için ASM Handbook'tan elde edilen S-N eğrisi marin faktörleri ile modifiye edilerek yorulma ömrü çalışmalarında kullanılacaktır (ASM 2005).



Şekil 5.13 GGG-50 malzemesinin S-N eğrisi (ASM 2005)

 $\sigma_{ut} = 550 \text{ MPa} \text{ (ASM 2005)}$ 

 $\sigma_{end} = 265 \text{ MPa} \text{ (ASM 2005)}$ 

 $S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$ 

 $k_a = 0,68$  (Boonmee ve Stefanescu, 2013, Labrecque ve Gagne ve Cabanne ve Francois ve Beret ve Hoffmann, 2008)

K<sub>f</sub>=1,3 (çekmeye çalışan radyuslu çubuk) (Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F., 2008)

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

 $k_{e} = 0,77$ 

Diğer marin faktörlerinin değeri 1'dir.

$$S_e = 0,68x0,77x265$$





Şekil 5.14 Alt yön vericinin yorulma analizleri için Marin faktörleri ile uyarlanmış GGG-50 malzemenin S-N eğrisi

Kıyas kriteri olarak Goodman eğrisi kabul edilmiştir. Gerilme genliği sıfır tabanlı alınmıştır. Yorulma analizi sonuçları Şekil 5.15 ve 5.16'da verilmiştir.



Şekil 5.15 Alt yön vericinin yorulma ömrü



Şekil 5.16 Alt yön vericinin yorulma ömrü emniyet katsayısı

Alt yön vericinin yorulma ömrü  $10^6$  çevrim çıkmıştır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,78'dir.

Sonuçlardan da anlaşılacağı gibi alt yön vericinin optimum modeli yorulmaya dayanıklıdır. Elde edilen sonuç kullanılabilir bir sonuçtur.

## 5.6 Aksonun Yorulma Ömrü

Optimizasyon sonucu elde edilen optimize edilen akson en çok düşey engeli aşma durumunda zorlandığı için yorulma dayanımı için kullanılan 11 numaralı yükleme durumunda (2,25 G düşey engeli aşma durumu) test edilmiştir.

Yapısal analiz sonucu parça üzerinde görülen en yüksek eş değer gerilme 401,69 MPa'dır. Şekil 5.17'de görüldüğü gibi gerilme yığılması çıkan bölge radyus geometrisidir. Buna uygun olarak Pilkey'in çentik atlasından uygun çentik katsayısı seçilmiştir (Pilkey, W. D. ve Pilkey, D. F., 2008).



Şekil 5.17 Aksonun optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda meydana gelen gerilme yığılması

Aksonun yorulma ömrü tahmininde tekil yükleme yaklaşımı kullanılacaktır. Aksonda gerilme yığılması meydana gelen bölge üzerindeki kayma gerilmeleri ve normal gerilmeler incelendiğinde parçanın eğilme yönünde zorlandığı görülmektedir.

Akson SAE 4140 çelik malzemenin sıcak dövülmesi ile üretilmektedir. Talaşlı imalat operasyonundan sonra akson geçiş radyusu bölümüne ve rulman oturma bölgeleri indüksiyon ile sertleştirilmektedir. Sertlik değeri 45-50 HRC'dir, bu da 1450 MPa çekme dayanımına karşılık gelmektedir. İmalatçı firmadan malzemenin  $S_e'$  değeri 1100 MPa olarak alınmıştır. Akson üzerinde sertleştirme operasyonu yapıldığı için 4140 malzemenin S-N eğrisi kullanılamaz. Bu durumda Basquin yöntemi ile S-N eğrisi elde edilecektir.



Şekil 5.18 Basquin yöntemi için S-N eğrisi

- $\sigma_{ut}=1450 \text{ MPa}$
- $\sigma_m=200 \text{ MPa}$
- $\sigma_{end}=1100 \text{ MPa}$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

 $k_a = 0.8$  (Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F., 2008)

 $k_b = 0.85$  (Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F., 2008)

K<sub>f</sub>=1,5 (eğilmeye çalışan radyuslu çubuk) (Pilkey, W. D. ve Pilkey, D. F., 2008)

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

 $k_{e} = 0,67$ 

Diğer marin faktörlerinin değeri 1'dir.

$$S_e = 0,8x0,85x0,67x1100$$

Bu bilgiler ışığında Ansys Workbench yazılımına S-N eğrisi şekil 5.19'daki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 5.19 Aksonun yorulma analizleri için Baquin yöntemiyle elde edilmiş S-N eğrisi

Kıyas kriteri olarak Goodman eğrisi kabul edilmiştir. Gerilme genliği sıfır tabanlı alınmıştır. Yorulma analizi sonuçları Şekil 5.20 ve 5.21'de verilmiştir.



Şekil 5.20 Aksonun yorulma ömrü



Şekil 5.21 Aksonun yorulma ömrü emniyet katsayısı

Aksonun yorulma ömrü 10<sup>6</sup> çevrim çıkmıştır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,2'dir.

Sonuçlardan da anlaşılacağı gibi aksonun optimum modeli yorulmaya dayanıklıdır. Elde edilen sonuç kullanılabilir bir sonuçtur.

#### 5.7 Akson Taşıyıcının Yorulma Ömrü

Optimizasyon sonucu elde edilen optimum akson taşıyıcı modeli en çok düşey engeli aşma durumunda zorlandığı için yorulma dayanımı için kullanılan 11 numaralı yükleme durumunda (2,25 G düşey engeli aşma durumu) test edilmiştir.

Yapısal analiz sonucu parça üzerinde görülen en yüksek eş değer gerilme 291 MPa'dır. Şekil 5.22'de görüldüğü gibi gerilme yığılması çıkan bölge yay bağlantısının olduğu kısımdır. Burada meydana gelen gerilme bası gerilmesidir. Bu bası gerilmesi yorulma ömrü için risk teşkil etmez. Fakat king pin bölgesinde eğilme nedeniyle meydana gelen 225 MPa'lık gerilme, yorulma ömrü için kritiktir ve yorulma ömrü bu bölge esas alınarak çalışılacaktır. Buna uygun olarak Pilkey'in

çentik atlasından uygun çentik katsayısı seçilmiştir (Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F., 2008).



Şekil 5.22 Akson taşıyıcının optimum modelinin 11 numaralı yükleme durumunda meydana gelen gerilme yığılması

Akson taşıyıcının yorulma ömrü tahmininde tekil yükleme yaklaşımı kullanılacaktır. King pin yatağının olduğu bölgedeki kayma gerilmeleri ve normal gerilmeler incelendiğinde parçanın eğilme yönünde zorlandığı görülmektedir.

Akson taşıyıcı SAE 4340 çelik malzemenin sıcak dövülmesi ile üretilmektedir. İmalatçı firmadan malzemenin çekme mukavemeti 1300 MPa,  $S_e'$  değeri 900 MPa olarak alınmıştır. SAE 4340 malzemenin S-N eğrisi elde edilemediği için Basquin yöntemi ile S-N eğrisi elde edilecektir.



Şekil 5.23 Basquin yöntemi için S-N eğrisi

- $\sigma_{ut}=1300 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = 113 \text{ MPa}$

 $\sigma_{end}=900~\text{MPa}$ 

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e$$

 $k_a = 0,65$  (Budynas ve Nisbett, 2006)

 $k_b = 0.84$  (Budynas ve Nisbett, 2006)

K<sub>f</sub>=1,1 (eğri eksenli çubuk-kademeli muylu) (Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F., 2008)

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

 $k_{e} = 0,9$ 

Diğer marin faktörlerinin değeri 1'dir.

$$S_e = 0,65x0,84x0,9x900$$

 $S_e = 442 \text{ MPa}$ 

Bu bilgiler ışığında Ansys Workbench yazılımına S-N eğrisi şekil 5.24'teki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 5.24 Aksonun yorulma analizleri için Basquin yöntemiyle elde edilmiş S-N eğrisi

Kıyas kriteri olarak Goodman eğrisi kabul edilmiştir. Gerilme genliği sıfır tabanlı alınmıştır. Yorulma analizi sonuçları Şekil 5.25 ve 5.26'de verilmiştir.



Şekil 5.25 Akson taşıyıcının yorulma ömrü



Şekil 5.26 Akson taşıyıcının yorulma ömrü emniyet katsayısı

Akson taşıyıcının yorulma ömrü  $10^6$  çevrim çıkmıştır. Yorulma ömrü emniyet katsayısı da minimum 1,55'tir.

Sonuçlardan da anlaşılacağı gibi akson taşıyıcının optimum modeli yorulmaya dayanıklıdır. Elde edilen sonuç kullanılabilir bir sonuçtur.

## BÖLÜM ALTI SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında bir otobüsün bağımsız ön süspansiyon sistemi kapsamlı olarak ele alınmış ve bir tasarım metodolojisi ortaya koyulmuştur.

İlk olarak bağımsız ön süspansiyon sisteminin kinematik özellikleri detaylı olarak MSC Adams Car ticari yazılımında incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kinematik özelliklerin uygun olduğu görülmüş, kinematik iyileştirmeye ihtiyaç duyulmamıştır.

Daha sonra süspansiyon sisteminin çeşitli sürüş koşulları için ANSYS Workbench V17.0 ticari yazılımında yapısal sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Süspansiyon sistemindeki gerilme seviyelerine bakıldığında gerilmelerin oldukça emniyetli seviyelerde olduğu görülmüştür. Bu sonuçlardan yola çıkılarak süspansiyon sisteminde bir kütle optimizasyonu yapılabileceği kanaatine varılmıştır. Yine ANSYS Workbench V17.0 yazılımında süspansiyon sistemi elemanlarının kütle optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon sonucu yaklaşık %20 kütle azaltışı sağlanmıştır

Optimizasyon işleminden sonra elde edilen modellerin kırılma dayanımı yönünden emniyetli olduğu bilinmektedir. Bu modellerin yorulma dayanımının da doğrulanması amacıyla süspansiyon sistemi elemanları ayrı ayrı yorulma ömrü analizlerine tabi tutulmuştur. Çalışmalar sonucunda elde edilen optimum modellerin yorulma yönünden emniyetli olduğu doğrulanmıştır.

Süspansiyon sistemindeki %20'lik düşüş süspansiyon sisteminin imalatında hem hammadde kazanımı hem de işleme maliyetlerinde büyük kazanç sağlayacaktır.

Bu çalışma ile süspansiyon sistemi tasarımında bir metodoloji ortaya koyulmuştur. Kinematik incelemeler, mekanik incelemeler, optimizasyon ve son

olarak süspansiyon sistemi elemanlarının yorulma ömrü incelenerek bir süspansiyon sistemi tasarımında yer alması gereken tüm adımlar ortaya koyulmuştur.



## KAYNAKLAR

- American Society For Metals (ASM) (2005). Handbook volume one properties of irons and steels (3.Baskı). New York: ASM Publishing.
- American Society For Metals (ASM) (2005). *Handbook volume nineteen fatigue and fracture* (3.Baskı). New York: ASM Publishing
- AnsysTheoryReferenceRelease17(2015).https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal/
- Bendsoe, M. P. ve Sigmund, O. (2002). *Topology optimization theory, methods and application* (1.Baskı). Lyngby: Springer
- Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle Dynamics* (1.Baskı). New York: Elsevier
- Boonmee, S. ve Stefanescu, D. (2013). *Effect of casting skin on fatigue properties of cg iron, international.* Journal of Metalcasting,7:15
- Boyer, H. E. (2001) Atlas of fatigue curves (1.Bask1) New York: ASM Publishing
- Budynas, R. ve Nisbett, K. (2006). Shigley's mechanical engineering design (8.Baskı). New York: Mc-Graw Hill
- Chandrupatla, R. T. ve Belegundu, A. D. (2002). *Introduction to finite elements in engineering* (3. Bask1). New Jersey: Prentice Hall
- Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives (1.Baskı). Berlin: Vieweg+Teubner

- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.
- Kuralay, N. S. (2008). *Motorlu taşıtlar cilt 1 tahrik ve sürüş sistemleri* (1. Baskı). İzmir: MMO yayınları.
- Labrecque, C., Gagne, M., Cabanne, P., Francois, C., Beret, C. ve Hoffmann, F. (2008). Comparative study of fatigue endurance limit for 4 mm and 6mm thin wall ductile iron castings. *International Journal of Metalcasting*, 7-17.
- Mercedes-Benz GmbH, (b.t). *Çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sistemi* 06 Haziran 2016, www.mercedes-benz.com.tr/double+wishbone=lnms&lnm=isch
- Meritor Axle Sytems (b.t). *Yönlendirilebilir sabit aks*. 06 Haziran 2014, www.meritor.com/productsandservices/truckproducts/rearsingleaxles.aspx
- Montgomery ,D. C. (2008). *Design and analysis of experiment* (5.Baskı). New York: Wiley.
- Pilkey, W. D. ve Pilkey D. F. (2008). Peterson's stress concentration factors (3.Baskı). New Jersey: Wiley
- Reimpell, J.ve Stoll, H. ve Betzler, J. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2.Baskı). Oxford: Butterworth-Heinemann

Schijve, J. (2008). Fatigue of structures and materials (2.Baskı). Delft: Springer

- Stephens, R. I., Fatemi A., Stephens R. R. ve Fuchs, H. O. (2001). Metal fatigue in engineering (2. Bask1). New York: Wiley
- TEMSA (b.t). *Taşıt genişliği ve iz genişliği* 06 Haziran 2014, www.temsa.com.tr/urunDetay.aspx?lng=2&&id=25

- Topaç, M. M., Günal, H. ve Kuralay, N. S. (2008). Arka aks gövdesinde oluşan yorulma hasarının sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi. *Mühendis ve Makine* (583. Sayı)
- Topçu, M. ve Taşgetiren, S. (2004). *Mühendisler için sonlu elemanlar metodu* (2. Baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi
- Vinning, G. ve Kowalski S. M. (2010). *Statistical methods for engineers* (3. Baskı) Boston: Cengage Learning
- ZF Friedrichshafen AG (b.t). *Yönlendirilebilir sabit aks*. 06 Haziran2014, www.zf.com/corporate/en\_de/products/product\_range/buses/buses\_axles\_front\_rl 75a.shtml

## EKLER

## Ek 1. Taşıt özellikleri

ÜRÜN TEKNİK BİLGİ FORMU						
MARKA : TİPİ : ARAÇ SINIFI :	M3					
TICARI TANIMI		KATEGORI :	2 KAPILI OTOBÜS	ÜRÜN KODU :		
MOTOR MARKAI MODEL THE SUNDRIA ADEDI SUPURAL PACINI (S) MARKINUM OLIC MARKINUM OLIC MARKINUM OLIC MARKAI AL STROK PATO DEP MARKIN (S) DEBNYA MODEL DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA THE DEBNYA MARKAI	CUMMINS ECIS 20 EURO-2 CUMMINS ECIS 20 EURO-2 TUISECCHARGED INTERCOOLER. DESEL 5 5 173 04 (221 HP) 200 (pm 200 MM 1000 (pm 200 MM 1000 (pm 200 MM 1000 (pm 200 MM 100 (pm) 100 (pm) TRP/OND/DAL           SUSP TRP/OND/DAL	Investment         Processing           Investment         Processing <t< th=""><th>BOYUTLAR           A: DINGL MESHFESI           9: AZANI USANIKI           0: AZANI USANIKI           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: GENERJUSI           1:</th><th>(mm)) 4160 5860 2380 2380 2380 0N: 2200 / APKA: 1880 0N: 2000 / APKA: 1880 0N: 2000 2670 2670 2670 2670 2670 2670 2670</th></t<>	BOYUTLAR           A: DINGL MESHFESI           9: AZANI USANIKI           0: AZANI USANIKI           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           0: AZANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: AVANI OSNBULK           1: GENERJUSI           1:	(mm)) 4160 5860 2380 2380 2380 0N: 2200 / APKA: 1880 0N: 2000 / APKA: 1880 0N: 2000 2670 2670 2670 2670 2670 2670 2670		
MARKA / MODEL VITES ADEDI ORANLARI DINGILLER	2F 6 5 800 OVD MANUEL 6 ILERI 1 GERI 6 72 / 3 68 / 2 15 / 1.41 / 1.00 / 0.79 / R 6.03	ELEKTRIK ELEKTRIK DONANIMI AKÜ ALTERNATÖR MARŞ MOTORU	24 V NEGATIVE (-) GROUND 2 x 12 V / 150 Ah 24 V / 140 A 24 V, 3,5 KW	TAŞIMA SINIRI AZAMİ YÜRÜ ÖN DİNG AĞIRLIĞI AZ. YÜRÜ ARIKA DİNG AĞIRLIĞI AZAMİ YÜRÜ AĞIRLIK AZAMİ YÜRÜ KATAR AĞIRLIĞI	35 SITTING + 1 HOSTESS + 1 DR/VER 4480 7520 12000	
On Ding TAŞ KAPASITESI(Kg) DIFF. MARKA / MODEL DIFF. HIZ ADEDIOIŞLI ORANI ARKA DING TAŞ KAPASITESI(Kg) DIREKSIYON MARKA / MODEL TIPI	1 "KERTU DOWR CELK: 5000 kg DANA SINGLE SPEED / 433 : 1 5500 Kg HEMA (27) 5086 SERVOCOM SERVOCOM TIP HIDROLK	PERFORMANS AZMI VUKTE AĞR. TIRMANIA YET. 56 AZ VUK. AĞR DÜZ VOLDA AZMI HIZ AZAMI ARAÇ HIZI ( Kmh) DÖNUŞ YARİÇAPI (mm)	769 709 703 703	DIĜER BILGILER		