

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FORMULA SAE YARIŞ OTOMOBİLİ ŞASI VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ
TASARIMI**

KADİR ŞAFAK ÜNAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. ERDEM UZUNSOY**

İSTANBUL, 2011

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FORMULA SAE YARIŞ OTOMOBİLİ ŞASI VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ
TASARIMI**

KADİR ŞAFAK ÜNAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. ERDEM UZUNSOY**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FORMULA SAE YARIŞ OTOMOBİLİ ŞASI VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ
TASARIMI

Kadir Şafak ÜNAL tarafından hazırlanan tez çalışması 21.10.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Murat EREKE

İstanbul Teknik Üniversitesi

Arş. Gör. Alp Tekin ERGENÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Erasmus Öğrenci Değişim Programı aracılığıyla Lizbon Teknik Üniversitesi'nde başladığım bu çalışmanın Türk üniversitelerinde çok fazla araştırma konusu olmaması, bu tezi önemli hale getirmektedir. Bu ve benzeri çalışmalar; ülkemiz üniversitelerinde Formula SAE'nin bilinirliğinin artması, başka çalışmaların yapılması ve bunların sonucunda da otomobilin imal edilerek yarışmalara katılabilmesi açısından da önem kazanmaktadır.

Çalışmamda ilgisini, desteğini ve yol göstericiliğini esirgemeyen değerli hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY'a teşekkürlerimi sunarım.

Araştırmalarımda her zaman yanımda olan, sorularımı sabırla cevaplayan ve yardımlarını esirgemeyen Sn. Araş. Gör. Berk ÖZOĞUZ'a; bu çalışmaya başlamamı sağlayan ve ilgisini esirgemeyen Lizbon Teknik Üniversitesi Öğretim Görevlisi Sn. Doç. Dr. Luis Sousa'ya teşekkür ederim.

Yıllarca maddi, manevi desteğini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan ailem Hülya ÜNAL'a, Ufuk ÜNAL'a ve Önem AYAZ'a ve arkadaşlarım Caner Odabaşı ve Kubilay KÜPELİ'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

Ağustos, 2011

Kadir Şafak ÜNAL

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
1.3 Hipotez	4
BÖLÜM 2	
SOLIDWORKS 8.0 YAZILIMINDA ŞAŞI TASARIMI	6
2.1 Şasi Katı Modelinin Solidworks 8.0 Yazılımında Oluşturulması	6
2.2 Tekerlek Merkezlerinin Belirlenmesi ve Boyutlandırılması	8
BÖLÜM 3	
ANSYS 11.0 YAZILIMINDA BURULMA KATILIĞI ANALİZİ VE MODAL ANALİZ	10
3.1 ANSYS 11.0 ile Şasinin Modellenmesi.....	12
3.1.1 Modellemeye Giriş.....	12
3.1.2 Anahtar Noktaların Oluşturulması.....	12
3.1.3 Çizgilerin Oluşturulması	13
3.1.4 Eleman Tipinin Belirlenmesi	14
3.1.5 Kesit Özelliklerinin Tanımlanması	15
3.1.6 Malzeme Seçimi ve Özellikleri	15
3.1.6.1 SAE 4130 Çeliği Özellikleri.....	15
3.1.7 Modelin Elemanlara Bölünmesi ve Mesh Atılması	16
3.1.7.1 Dairesel Kesitli Modelin Oluşturulması	18
3.1.7.2 Kare Kesitli Modelin Oluşturulması	19
3.1.7.3 Orjinal Kesitli Modelin Oluşturulması.....	20

3.2	ANSYS 11.0 ile Sonlu Elemanlar Analizi	22
3.2.1	Burulma Katılığı Analizi	23
3.2.1.1	Uygulanacak Analiz Tipinin Belirlenmesi	24
3.2.1.2	Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Çözüm	25
3.2.1.3	Sonuçlar	28
	Dairesel Kesit Analiz Sonuçları	29
	Kare Kesit Analiz Sonuçları.....	30
	Orjinal Kesit Analiz Sonuçları	32
3.2.2	Modal Analiz	34
3.2.2.1	Uygulanacak Analiz Tipinin Belirlenmesi	35
3.2.2.2	Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Çözüm	36
3.2.2.3	Sonuçlar	36
3.2.3	İyileştirme Çalışması ve Sonuçları.....	43
3.2.3.1	Burulma Katılığı Analizi	44
3.2.3.2	Modal Analiz	45
BÖLÜM 4		
MSC. ADAMS/CAR 2005 r2 İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ ANALİZLERİ		49
4.1	Süspansiyon Sisteminin Görevleri ve Önemi	49
4.2	Ağırlık Merkezi ve Ağırlık Dağılımının Belirlenmesi	51
4.3	Yay Sabitinin Belirlenmesi.....	52
4.4	Süspansiyon Yalpa Sertliğinin Hesaplanması.....	53
4.5	Süspansiyon Sistemlerinin Tasarımı.....	54
4.5.1	Ön Süspansiyon Sistemi Tasarımı	54
4.5.1.1	Ön Süspansiyon Alt Sistem Tasarımı.....	54
4.5.1.2	Direksiyon Alt Sistem Tasarımı	56
4.5.1.3	Viraj Denge Çubuğu Alt Sistem Tasarımı	56
4.5.1.4	Ön Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması	57
4.5.2	Arka Süspansiyon Sistemi Tasarımı.....	60
4.5.2.1	Arka Süspansiyon Alt Sistem Tasarımı	60
4.5.2.2	Viraj Denge Çubuğu Alt Sistem Tasarımı	62
4.5.2.3	Arka Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması	63
4.6	Süspansiyon Sistemleri Analizi.....	64
4.6.1	Ön Süspansiyon Analizi	65
4.6.1.1	Ters Yönlü Tekerlek Hareketi Analizi	65
4.6.1.2	Direksiyon Hareket Analizi.....	66
4.6.1.3	Sonuçlar	67
4.6.2	Arka Süspansiyon Sistemi Analizi.....	72
4.6.2.1	Ters Yönlü Tekerlek Hareketi Analizi	72
4.6.2.2	Sonuçlar	73
BÖLÜM 5		
SONUÇLAR VE ÖNERİLER		76
KAYNAKLAR		79
EK-A		

FST03 DESIGN SHEET	81
ÖZGEÇMİŞ	84

SİMGE LİSTESİ

K_T	Toplam yay sabiti [N/m]
ω_n	Doğal frekans [1/s]
m	Taşıt kütlesi [kg]
L	Dingil mesafesi [mm]
R_i	İç çap [mm]
R_o	Dış çap [mm]
N	Parça sayısı
W_1, W_2	Kenar uzunluğu [mm]
t_1, t_2, t_3, t_4	Et kalınlığı [mm]
K	Burulma katılığı [Nm/deg]
T	Tork [Nm]
Θ	Açısal yerdeğiştirme [deg]
F	Kuvvet [N]
y_1, y_2	Yer değiştirme [mm]
K_d	Dairesel kesitli modelin burulma katılığı [Nm/deg]
K_k	Kare kesitli modelin burulma katılığı [Nm/deg]
K_o	Orjinal kesitli modelin burulma katılığı [Nm/deg]
$m_{\ddot{o}}$	Ön tekerlere etki eden ağırlık [kg]
m_a	Arka tekerlere etki eden ağırlık [kg]
$K_{\ddot{o}}$	Ön tekerler yay sabiti [N/m]
K_A	Arka tekerler yay sabiti [N/m]
K_T	Toplam yay sabiti [N/m]
$K_{\ddot{o}L}$	Ön tekerler yay sabiti [N/m]
$K_{\ddot{o}R}$	Ön tekerler yay sabiti [N/m]
K_{AL}	Arka tekerler yay sabiti [N/m]
K_{AR}	Arka tekerler yay sabiti [N/m]
K_{ϕ}	Süspansiyon yalpa sertliği [Nm/deg]
$K_{T\phi}$	Toplam süspansiyon yalpa sertliği [Nm/deg]
$K_{\ddot{o}\phi}$	Ön süspansiyon yalpa sertliği [Nm/deg]
$K_{A\phi}$	Arka süspansiyon yalpa sertliği [Nm/deg]
K_y	Sağ ve sol yayların her birinin yay sabiti [N/m]
S	Yaylar arası mesafe [m]

KISALTMA LİSTESİ

SAE	The Society of Automotive Engineers
FSAE	Formula SAE
FS	Formula Student
IMechE	The Institution of Mechanical Engineers
CAD	Computer Aided Design
SI	Système International D'unités
CS	Coordinate System
NPT	Number of Point
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
DIN	Deutsches Institut für Normung
CRMO	Chrome-Molybdenum
NDIV	Number of Element Division
EX	Elasticite Modülü [MPa]
PRXY	Possion Oranı
DENS	Yoğunluk [kg/mm ³]

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	FST03 kodlu yarış otomobili..... 5
Şekil 2. 1	Modelin noktalar halinde görüntüsü 6
Şekil 2. 2	Çizgiler halindeki model 7
Şekil 2. 3	Boru profilinin oluşturulması 7
Şekil 2. 4	Boru uçlarının kesilmesi 8
Şekil 2. 5	Şasi katı modeli 8
Şekil 2. 6	Tekerlek merkezinin boyutlandırılması ve salıncakların yerleşimi 9
Şekil 3. 1	Analiz tipinin seçilmesi 12
Şekil 3. 2	Anahtar noktalar oluşturulmuş model..... 13
Şekil 3. 3	Çizgi bileşenleri oluşturulmuş model 14
Şekil 3. 4	Elemanlara bölünmüş model 17
Şekil 3. 5	Dairesel kesitli model..... 18
Şekil 3. 6	Mesh atılmış daireseel kesitli model..... 18
Şekil 3. 7	Mesh atılmış daireseel kesitli model..... 19
Şekil 3. 8	Kare kesitli model..... 19
Şekil 3. 9	Mesh atılmış kare kesitli model 20
Şekil 3. 10	Mesh atılmış kare kesitli model 20
Şekil 3. 11	Orjinal kesitli model 21
Şekil 3. 12	Mesh atılmış orjinal kesitli model 21
Şekil 3. 13	Mesh atılmış orjinal kesitli model 22
Şekil 3. 14	Taşıtı burulmaya zorlayan kuvvetler[1] 24
Şekil 3. 15	Analiz tipinin seçilmesi 25
Şekil 3. 16	Şasi FEM sınır şartları[16]..... 26
Şekil 3. 17	Şasi FEM sınır şartları[7] 27
Şekil 3. 18	Sınır şartları uygulanmış model 28
Şekil 3. 19	Düğüm noktalarına uygulanan sınır şartları..... 28
Şekil 3. 20	2000 N'luk kuvvet çifti altında daireseel kesitli şasi analiz sonuçları 30
Şekil 3. 21	1000 N'luk kuvvet çifti altında kare kesitli şasi analiz sonuçları 31
Şekil 3. 22	1500 N'luk kuvvet çifti altında orjinal kesitli şasi analiz sonuçları 32
Şekil 3. 23	Analiz tipinin belirlenmesi..... 35
Şekil 3. 24	Çözüm metodunun seçilmesi 35
Şekil 3. 25	Sonuçların görüntülenmesi 37
Şekil 3. 26	7. mod analiz sonuçları 38
Şekil 3. 27	8. mod analiz sonuçları 39
Şekil 3. 28	9. mod analiz sonuçları 40

Şekil 3. 29	10. mod analiz sonuçları	41
Şekil 3. 30	11. mod analiz sonuçları	42
Şekil 3. 31	12. mod analiz sonuçları	43
Şekil 3. 32	İyileştirme yapılmış şasi modeli	44
Şekil 3. 33	İyileştirme yapılan şaside burulma katılığı sonucu	44
Şekil 3. 34	İyileştirme sonrası 7. mod analiz sonuçları	45
Şekil 3. 35	İyileştirme sonrası 8. mod analiz sonuçları	46
Şekil 3. 36	İyileştirme sonrası 9. mod analiz sonuçları	46
Şekil 3. 37	İyileştirme sonrası 10. mod analiz sonuçları	46
Şekil 3. 38	İyileştirme sonrası 11. mod analiz sonuçları	47
Şekil 3. 39	İyileştirme sonrası 12. mod analiz sonuçları	47
Şekil 4. 1	Araç üzerinde süspansiyon sistemi	50
Şekil 4. 2	Ağırlık merkezi	51
Şekil 4. 3	Koordinat noktalarının değiştirilmesi	54
Şekil 4. 4	Ön süspansiyon şablonunun görünümü	55
Şekil 4. 5	Alt sistemin oluşturulması	55
Şekil 4. 6	Ön süspansiyon alt sistemi	55
Şekil 4. 7	Koordinat noktalarının değiştirilmesi	56
Şekil 4. 8	Direksiyon alt sistemi	56
Şekil 4. 9	Koordinat noktalarının değiştirilmesi	57
Şekil 4. 10	Viraj denge çubuğu alt sistemi	57
Şekil 4. 11	Süspansiyon sisteminin oluşturulması	58
Şekil 4. 12	Ön süspansiyon sistemi	59
Şekil 4. 13	Kullanılan şablon tasarımı	60
Şekil 4. 14	Koordinat noktalarının değiştirilmesi	60
Şekil 4. 15	Arka süspansiyon şablonunun görünümü	61
Şekil 4. 16	Alt sistemin görünümü	61
Şekil 4. 17	Koordinat noktalarının değiştirilmesi	62
Şekil 4. 18	Viraj denge çubuğu alt sistemi	62
Şekil 4. 19	Süspansiyon sisteminin oluşturulması	63
Şekil 4. 20	Arka süspansiyon sistemi	64
Şekil 4. 21	Analiz ayarları	65
Şekil 4. 22	Ters yönlü tekerlek analizinde tekerleklerin hareketi	66
Şekil 4. 23	Analiz ayarları	66
Şekil 4. 24	Direksiyon hareket analizinde tekerleklerin hareketi	67
Şekil 4. 25	Ters yönlü tekerlek hareket analizi kamber açısı değişimi	67
Şekil 4. 26	Ters yönlü tekerlek analizi kaster açısı değişimi	68
Şekil 4. 27	Ters yönlü tekerlek analizi king-pin açısı değişimi	68
Şekil 4. 28	Ters yönlü tekerlek analizi toe açısı değişimi	69
Şekil 4. 29	Ters yönlü tekerlek analizi iz genişliği değişimi	69
Şekil 4. 30	Direksiyon hareket analizi kamber açısı değişimi	70
Şekil 4. 31	Direksiyon hareket analizi kaster açısı değişimi	70
Şekil 4. 32	Direksiyon hareket analizi king-pin açısı değişimi	71
Şekil 4. 33	Direksiyon hareket analizi iz genişliği değişimi	71
Şekil 4. 34	Analiz ayarları	72
Şekil 4. 35	Ters yönlü tekerlek analizinde tekerleklerin hareketi	72
Şekil 4. 36	Ters yönlü tekerlek analizi kamber açısı değişimi	73

Şekil 4. 37	Ters yönlü tekerlek analizi kaster açısı değişimi	73
Şekil 4. 38	Ters yönlü tekerlek analizi king-pin açısı değişimi	74
Şekil 4. 39	Ters yönlü tekerlek analizi toe açısı değişimi.....	74
Şekil 4. 40	Ters yönlü tekerlek analizi iz genişliği değişimi.....	75

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3. 1	SAE 4130 çeliği bileşenleri.....	16
Çizelge 3. 2	SAE 4130 çeliği mekanik özellikleri	16
Çizelge 3. 3	Dairesel kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler	29
Çizelge 3. 4	Dairesel kesitte burulma katılığı sonuçları.....	30
Çizelge 3. 5	Kare kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler.....	31
Çizelge 3. 6	Kare kesitte burulma katılığı sonuçları.....	31
Çizelge 3. 7	Orjinal kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler	32
Çizelge 3. 8	Orjinal kesitte burulma katılığı sonuçları	33
Çizelge 3. 9	Farklı sınır koşulunda orjinal kesitte burulma katılığı sonucu.....	34
Çizelge 3. 10	Şaside oluşan elastik gövde modları	37
Çizelge 3. 11	İyileştirme yapılan şaside burulma katılığı sonucu	45
Çizelge 3. 12	İyileştirme yapılan şaside oluşan elastik gövde modları.....	45
Çizelge 4. 1	Ön süspansiyon özellikleri.....	58
Çizelge 4. 2	Arka süspansiyon özellikleri	63

FORMULA SAE YARIŞ OTOMOBİLİ ŞASI VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ TASARIMI

Kadir Şafak ÜNAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY

Amerika ve Avrupa üniversitelerinde yaygın bir proje tasarım çalışmasına konu olan ve SAE (The Society of Automotive Engineers) tarafından resmi yarışmaları gerçekleştirilen Formula SAE yarışları, her geçen gün popülaritesini arttırmakta ve yarışmalara daha fazla üniversite takımı katılmaktadır. Üniversite öğrencilerinin formula tipi otomobiller tasarlayıp yarışmalara katıldıkları bu organizasyon, öğrencilerin otomotiv alanındaki bilgi ve becerilerini geliştirmelerine olanak sağlamaktadır.

Bu çalışmada; bir Formula SAE otomobilinin, şasi ve süspansiyon sistemi tasarlanmış ve kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir. SolidWorks 8.0 yazılımında şasi katı modeli oluşturularak ANSYS 11.0 yazılımına aktarılmış, şasinin burulma katılığı ve titreşim modları bulunmuştur. MSC. ADAMS Car 2005 r2 yazılımında süspansiyon sistemi tasarlanmış ve kinematik analizler uygulanmıştır.

Çalışmanın en çarpıcı yanı, ülkemiz üniversitelerinde yaygın bir çalışma konusu olmayan bu otomobillerle ilgili çalışmaya Erasmus Programı vasıtası ile Lizbon Teknik Üniversitesinin kabulü ile başlanmış ve çalışma belirli bir safhaya kadar teknik veri alışverişi ile gerçekleşmiştir.

Anahtar Kelimeler: FSAE Şasi Tasarımı, Burulma Katılığı ve Titreşim Modları , FSAE Süspansiyon Tasarımı, Sonlu Elemanlar Analizi

ABSTRACT

DESIGN OF A FORMULA SAE CAR CHASSIS AND SUSPENSION SYSTEM

Kadir Şafak ÜNAL

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Erdem UZUNSOY

Formula SAE official competitions which is organised by the SAE (the Society of Automotive Engineers) has a common design project subject at American and European universities. Competition increasing its popularity and more university team participating to organisation day by day. The organisation that university students participate with their own design formula type race cars, provides developing students knowledges and skills in automotive field.

In this study, a Formula SAE car's chassis and suspension systems design and kinematic analysis are done. Chassis solid model is created in SolidWorks 8.0 and exported to ANSYS 11.0 software. Chassis torsional stiffness and vibration modes are calculated in ANSYS 11.0. Suspension systems are designed and kinematic analysis are performed in MSC. ADAMS Car 2005 r2 software.

The most impressive side of the study is that uncommon project subject for Turkish universities is started in Lisbon Technical University by the Erasmus Programme and study is continued with exchange of technical data up to a certain stage.

Key words: FSAE Chassis Design, Chassis Torsional Stiffness and Modes of Vibration, FSAE Suspension Design, Finite Element Analysis

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE**

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

SAE International (SAE) havacılık, otomotiv ve ticari araç sektöründe uzmanlaşmış mühendislik organizasyonudur. Topluluk; otomobil, kamyon, tekne, uçak vb. her türlü motorlu araçların mühendislik çalışmaları için standartlar geliştiren bir organizasyondur[2].

SAE International dünya çapında 120,000 üyeye sahiptir. SAE International'ın misyonu standartların geliştirilmesinde fikir birliğine olanak sağlamaktır. SAE International Vakfı ilkokuldan üniversite ye kadar öğrencilerin bilim ve teknoloji eğitimine destek olmak amacıyla kaynaklarını arttırmaktadır[2].

SAE International dünya çapında taşıt endüstrisindeki teknik standartlar konusunda anlaşma sağlanabilmesi için şirketler, devlet kurumları, eğitim kurumları ve danışmanlara ortam oluşturmaktadır. Bu standartlar güvenliğin artırılması, maliyetin azaltılması, verimliliğin artırılması, pazardaki pozisyonun geliştirilmesi, piyasaya erişimin sağlanması ve yeni teknolojilerin geliştirilmesi için kilit rol oynamaktadır[2].

Formula SAE, 1981 yılında Formula SAE - Baja adıyla kurulmuş ve kuruluşundan bugüne 20 kat daha büyüyerek bir ekol haline gelmiş köklü bir organizasyondur. Amerika Birleşik Devletleri'nde başlayan bu organizasyon bugün tüm dünyada yaygınlaşarak çok büyük bir popülerite kazanmıştır[3].

Formula SAE; tüm dünyada otomotiv alanında standartları belirleyen ve teknolojiye yön veren SAE (The Society of Automotive Engineers) kurumunun, üniversiteler arasında düzenlediği bir yarışmadır. Üniversite öğrencilerinin formula tipi araçlar tasarlayıp imal ederek katıldıkları yarışma, ilk defa 1981 yılında Amerika’da yapılmıştır[3].

Organizasyonun topladığı ilginin büyüklüğü bugün Formula SAE’nin, otomotivle ilgili çeşitli kuruluşların desteği ile, 8 farklı ülkede gerçekleştirilmesini sağlamıştır. Formula SAE organizasyonunda yer alarak pistte yarışabilecek bir aracın tasarımını yapmak, dünyanın bir çok yerinde otomotivle ilgili üniversite öğrencileri tarafından kariyerlerinin ilk adımı olarak görülmektedir. Bunun en güzel örneği sadece Amerika’da 2006 yılında düzenlenen Formula SAE yarışmasına 120’den fazla üniversite ekibinin katılmasıdır. Her ne kadar yarışmanın öğrencileri en cezbeden yanı bir yarış otomobili imal etmek olsa da, Formula SAE organizasyonu pist yarışından çok öğrencilerin mühendislik alanındaki bilgi ve becerilerini sınadıkları bir karşılaşmadır. Katılan ekiplerden istenen, bir otomobil firmasının hafta sonları amatör olarak yarışan pilotlar için düşündüğü yarış araçlarını hazırlamaktır. Bu amaca yönelik olarak takımların hazırladıkları araçların performanslarıyla beraber tasarım raporları, araçların maliyeti ve imal edilebilirlikleri de başarılarında önemli rol oynamaktadır. Böylece Formula SAE, katılan ekiplerin hem otomotivle ilgili teknik bilgi ve becerilerini geliştirmekte; hem de ekipler taşıt tasarımının genel ilkelerini ve bu ilkelerin bir otomotiv firmasının üretim anlayışındaki yerini öğrenmektedirler[3].

Formula SAE’nin, araçların hazırlanmasında şart koştuğu kesin kurallar bulunmaktadır. Bu kurallara herşeyden önce güvenliğin sağlanması için gerek görülmüştür. Buna rağmen takımlara; gerek motor ve yürüyen aksam, gerek aracın diğer elemanları üzerinde seçim ve üretim serbestliği tanınması, araçların tasarımında yaratıcılığı ön plana çıkarmaktadır. Ekiplerin ürettikleri araçlar öncelikle teknik denetimden geçerek, pist yarışlarına katılabilmeleri için gereken güvenlik kurallarını sağlayıp sağlayamadıkları test edilir. Güvenlik denetiminden geçen ekipler, jürinin önünde araçların tanıtım sunumunu yaparlar. Bunu tasarım ve maliyet raporları sunumu izler. Araçlar jüri üyelerine sunulduktan sonra dinamik karşılaşmalara geçilir. Bu

karşılaşmalar hızlanma, viraj alma, yarış performansı, dayanıklılık ve yakıt tüketimi olmak üzere 5 ana dalda yapılır[3].

Formula Student organizasyonu ise, Formula SAE kurallarının uygulandığı Makine Mühendisleri Enstitüsü (ImechE- The Institution of Mechanical Engineers) tarafından her yıl İngiltere’de düzenlenen mühendislik öğrencileri yarışmasıdır. Bir bakıma Formula SAE’nin Avrupa ayağıdır. Bu sene yarışlar Silverstone pistinde 13-15 Temmuz 2011 tarihlerinde gerçekleştirilmiştir. Formula Student organizasyonunda yarışlar 3 farklı kategoride düzenlenir[4].

The Institution of Mechanical Engineers (IMechE), makine mühendisliğini temsil eden Londra merkezli İngiliz mühendislik topluluğudur[5]. IMechE İngiltere’nin en hızlı büyüyen profesyonel mühendislik enstitüsüdür. Ülkenin önemli endüstrilerinde çalışan 80,000 üyesi bulunmaktadır. Enstitü, enerji, çevre, ulaşım ve eğitim olmak üzere 4 konu üzerine odaklanmış bulunmaktadır. Formula Student yarışması da bu kapsamda yürütülmekte olan bir projedir.[6]

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışma ile ulaşılmak istenen, Formula Student organizasyonunda yarışan FST03 kodlu yarış otomobilinin şasi ve süspansiyon sistemi tasarımlarının sanal ortamda oluşturulup, şasinin burulma katılığı analizi ve modal analizi ile süspansiyon sistemi kinematik analizlerinin gerçekleştirilmesidir.

Erasmus Öğrenci Değişim Programı aracılığıyla gerçekleşen bu çalışma, Lizbon Teknik Üniversitesi’nde başlayıp Yıldız Teknik Üniversitesi’nde sonuçlanmıştır. Henüz Türkiye’deki üniversitelerde yaygın bir araştırma konusu olmayan bu çalışma sayesinde ilerleyen aşamalarda, Yıldız Teknik Üniversitesi’nde de Formula SAE veya Formula Student takımı kurularak, aracın imal edilmesi ve yarışmalara katılımın gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir.

1.3 Hipotez

Lizbon Teknik Üniversitesi'nde başlanan bu çalışmada, IMechE'nin düzenlemiş olduğu Formula Student organizasyonunda yarışan Lizbon Teknik Üniversitesi FST03 kodlu yarış otomobilinin şasi tasarımı, burulma katılığı analizi ve modal analiz ile yarı taşıt modeli oluşturularak süspansiyon sistemi analizleri SOLIDWORKS 8,0, ANSYS 11,0 ve MSC ADAMS 2005 r2 yazılımlarında gerçekleştirilmiştir.

Genel olarak taşıtların mekanik tasarımında, geometrik çözümlerin, mukavemet, titreşim ve ısı transferi gibi pek çok analize tabii tutulması gerekmektedir. Bu durumda, üretim süreleri ve maliyetler de oldukça yükselir. Bunun doğal sonucu olarak, bilgisayar destekli mühendislik programlarının da tasarıma yön verecek şekilde kullanımıyla, ilk ürünlerdeki hataların en aza indirilmesi tasarımcının hedefi olmaktadır. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen tüm bu çalışmalar sayesinde üretim ve prototip sürelerini kısaltırken maliyetleri de düşürür. Bu sayede ürün kalitesi ve güvenilirliği de artar[1].

Bütün mekanik problemler içinde daha önemli bir yer tutan titreşim, hem yolcu konforu hem de taşıtı oluşturan parçalar için problem teşkil etmektedir. Hareket eden ilk taşıttan bugüne kadar bu problemin çözülmesi için çeşitli sistemler tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Yol yapımı, taşıt üretim teknikleri ve kullanılan teknolojiler ilk zamanlara göre büyük gelişmeler göstermiş, bu gelişmeler ışığında taşıtların titreşim konforu da sürekli iyileşme göstermiştir[1].

Bu çalışmada, Şekil 1. 1'de gösterilen Lizbon Teknik Üniversitesi Formula SAE Öğrenci Takımı tarafından imal edilen FST03 kodlu yarış otomobilinin 3 boyutlu şasi katı modeli Solidworks 8.0 ortamında oluşturulmuş olup, bu model üzerinden gidilerek test şartlarını temsil eden bir model ANSYS 11.0 yazılımında hazırlanmıştır. ANSYS sonlu elemanlar yazılımında, katı model oluşturulmuş, bu modele ait malzeme ve kesit özellikleri tanımlanmıştır. Bu model üzerinden sınır şartları tanımlanarak statik ve modal analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. 1 FST03 kodlu yarış otomobili

Bütün modeller sanal ortamda, FST03 kodlu Lizbon Teknik Üniversitesi Formula SAE Öğrenci aracının EK-A'da sunulmuş olan ön tasarım değerlerine uygun olarak oluşturulmuştur.

SOLIDWORKS 8.0 YAZILIMINDA ŞASI TASARIMI

2.1 Şasi Katı Modelinin Solidworks 8.0 Yazılımında Oluşturulması

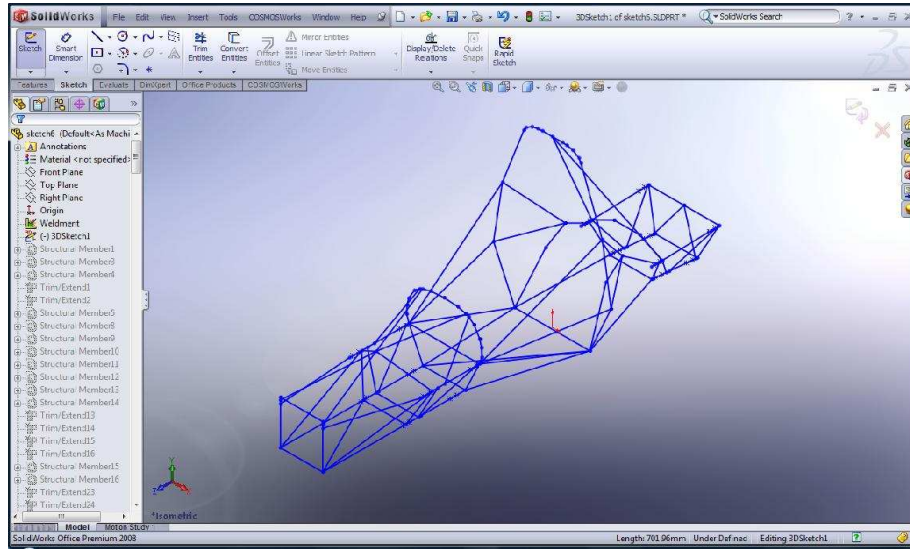
Lizbon Teknik Üniversitesi Formula SAE Öğrenci Takımı'ndan elde edilen ön tasarım doğrultusunda FST03 kodlu yarış otomobilinin şasi katı modeli Solidworks 8.0 yazılımında oluşturulmuştur.

Bu amaçla şasinin koordinat noktaları belirlendi ve Solidworks 8.0 yazılımında koordinat noktaları tanımlandı.



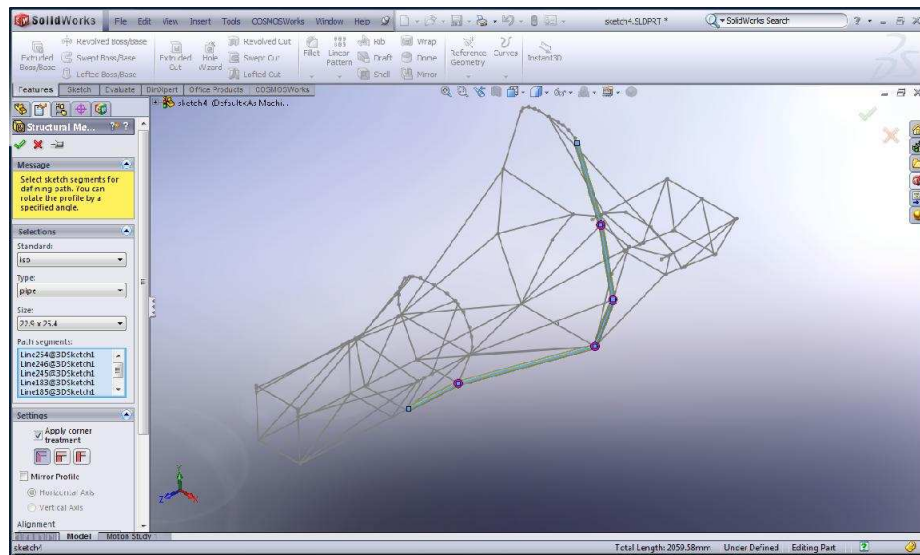
Şekil 2. 1 Modelin noktalar halinde görüntüsü

Tanımlanan noktalar Şekil 2. 2’de gösterildiği gibi birleştirilerek çizgiler halinde model oluşturulmuştur.



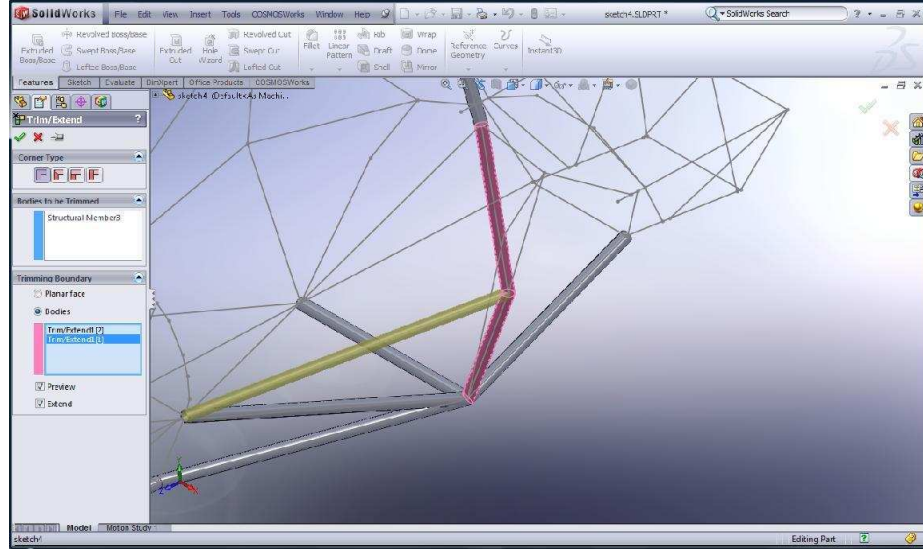
Şekil 2. 2 Çizgiler halindeki model

Daha sonra çizgiler halinde tanımlanan modelde, bütün çizgiler Şekil 2. 3’te görüldüğü gibi boru haline getirildi. Buna göre boru ölçüleri dairesel kesit için iç çap $R_i = 11,45$ mm, dış çap $R_o = 12,7$ mm ve kare kesit için ise kenar uzunlukları $W_1 = W_2 = 25,4$ mm ve et kalınlıkları $t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = 1,25$ mm olarak tanımlanmıştır.



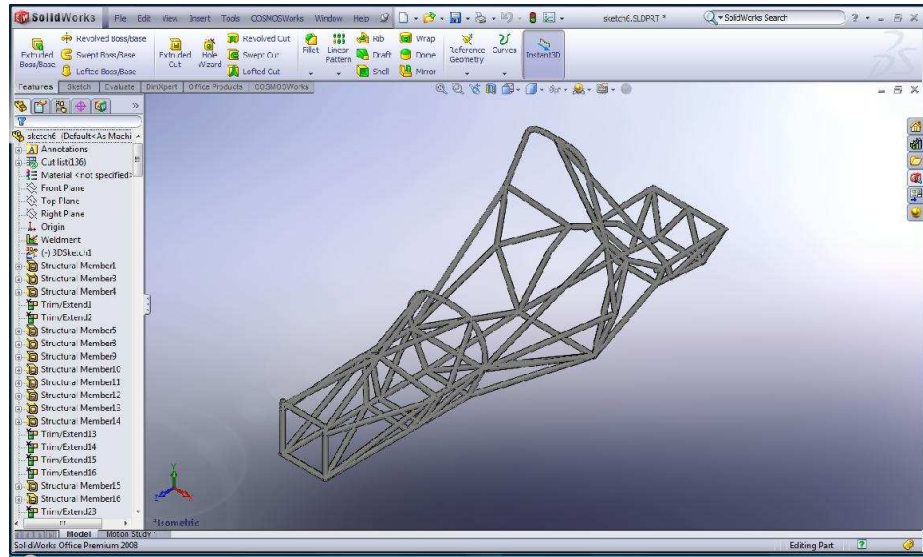
Şekil 2. 3 Boru profilinin oluşturulması

Boru haline getirilen modelde, boruların uçları birbirlerine göre düzeltilmiştir.



Şekil 2. 4 Boru uçlarının kesilmesi

Bu işlemler sonunda tasarlanan katı model Şekil 2. 5’de görüldüğü gibidir.



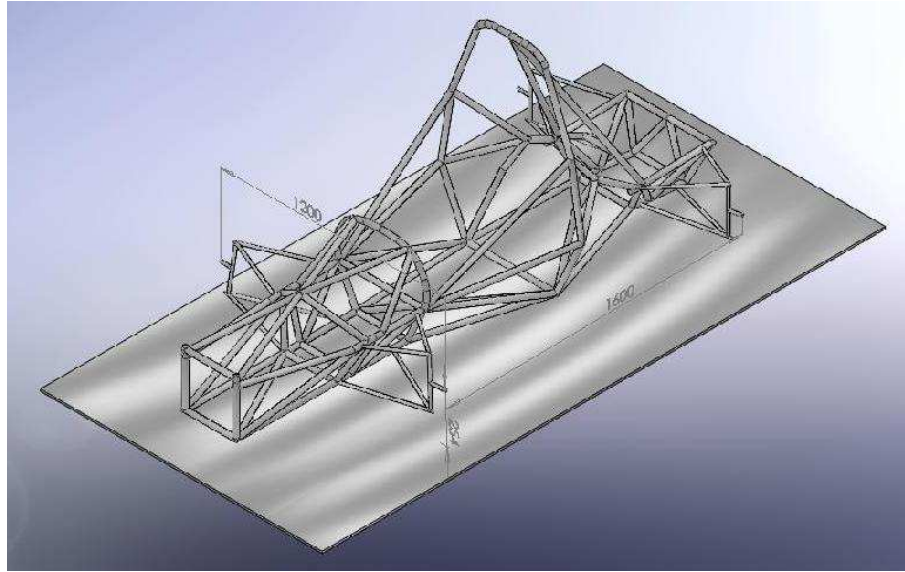
Şekil 2. 5 Şasi katı modeli

2.2 Tekerlek Merkezlerinin Belirlenmesi ve Boyutlandırılması

Taşıtın süspansiyon sisteminin tasarlanabilmesi için tekerlek merkezlerinin belirlenmesi ve boyutlandırılması gereklidir. Bu amaçla FST03 kodlu aracın tasarım değerlerine uygun olarak ön tekerlek iz genişliği 1200 mm ve arka iz genişliği 1150 mm, dingil mesafesi 1600 mm olarak boyutlandırıldı. 20 x 7,5 x 13 ebatlarında lastikler seçildi.

Süspansiyon bağlantı kollarının tasarımında eşit uzunlukta olmayan *A-Arm* kollar kullanıldı. Tekerlek gövdesi yerleşiminin yapılabilmesi için ön tekerlek kamber açısı $-2,5^\circ$, kaster açısı $+4^\circ$, toe in 3,1mm, king pin açısı $+5,9^\circ$ ve arka tekerlek kamber açısı -3° , toe in 2mm olarak seçildi.

Bu değerlere göre tekerlek merkezinin boyutlandırması ve salıncakların yerleşimi Şekil 2. 6'da görüldüğü gibi yapıldı.



Şekil 2. 6 Tekerlek merkezinin boyutlandırılması ve salıncakların yerleşimi

ANSYS 11.0 YAZILIMINDA BURULMA KATILIĞI ANALİZİ VE MODAL ANALİZ

Taşıt tasarımı ile ilgili gelişmede konvansiyonel hesap yöntemlerinin yetersiz kaldığı durumlarda sonlu elemanlar metodu önemli bir çıkış noktasıdır. Sonlu elemanlar metodunun gerçek anlamda avantajlı olabilmesi, metodun doğru olarak kullanımına ve taşıtın geliştirilmesi ile ilgili süreçte hatasız olarak entegre edilmesi hususlarına bağlıdır. Bu hususlar, bu konuda iyi yetişmiş eleman, uygun bir bilgisayar donanımı ve bilgisayar destekli mühendislik paket programları gibi hususlardır[1].

Sonlu elemanlar metodu tek başına taşıt gövdesini geliştirmeye yeterli değildir. Ancak bu metot, geliştirme süresini kısaltmayı, hatalı geliştirmelerden kaçınmayı, böylece zaman, malzeme ve personel masraflarından tasarrufta bulunmayı sağlar. Ayrıca geliştirme çalışmaları sırasında yapılan değişikliklerin aracın iskelet yapısı üzerinde meydana getirdiği etkilerin önceden görülmesini sağlayarak bir yandan geliştirme çalışmasında konstrüktörlere ve kritik noktaların tespiti konusunda ar-ge mühendislerine yol gösterici bir rol üstlenirken, bir yandan da aracın kullanımı sırasında ileride meydana gelebilecek sorunların konumları hakkında bilgi verir. Bunların dışında, yeni modelleri yeni malzemelerle tamamen teorik olarak denemeye ve yeni geliştirmelere ışık tutmaya da yaramaktadır[1].

Araç şasisi veya herhangi bir yapı tasarımında ilk adım, yapıya etkiyen farklı yüklerin davranışlarını anlamaktır. Otomobil şasisi için ana deformasyon modları aşağıda gösterildiği gibidir[7]:

- Boylamasına Burulma
- Düşey Eğilme
- Yanal Eğilme
- Yatay Dörtgenleşme

Burulma yükleri ve beraberindeki şasi deformasyonları ve süspansiyon parçaları, aracın sürüş ve performansına etki etmektedir. Burulma katılığı FSAE yarış otomobillerinin şasi performansını belirleyici birinci etken olarak düşünülmektedir[7].

Ayrıca Brinkworth vd.'e göre [8] de burulmalara karşı dirençli bir şasi, istenen seviyede bir yalpa momenti dağılımı sağlayarak iyi bir sürüş dengesi sonucunu getirir[8].

Yapısal dinamik çalışmalarının en önemli amacı mühendislik ürününün çeşitli durumlarda göstereceği davranışlar hakkında fikir sahibi olmaktır. Bu ürün ister bir taşıt olsun, ister taşıt üzerinde bir parça, amaç sistemin işletme şartlarında dinamik cevabının durağan ve kararlı olmasıdır. Titreşim, hareket eden her mekanizmanın ortak problemidir. Sistemin düzgün olarak hizmet edebilmesi için ancak yapının hangi frekanslarda ne şekilde davrandığının bilinmesi sonucu yapılan çalışmalar ile mümkün olmaktadır[1].

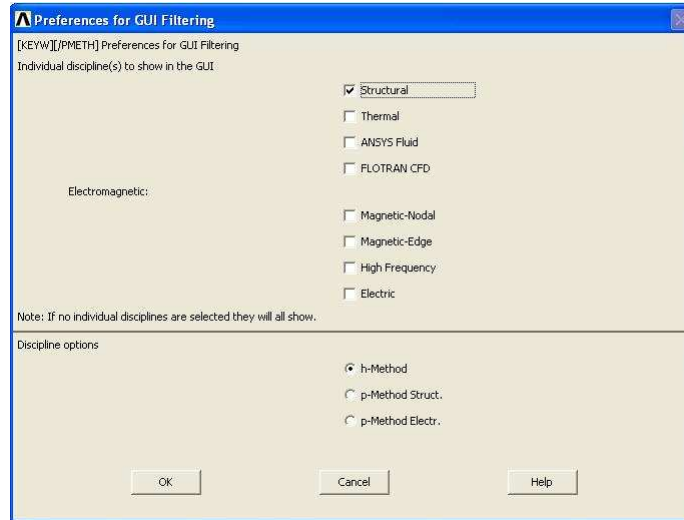
Modal analiz bir yapının tasarım karakteristiklerine bağlı olarak sistem cevapları hakkında çok önemli bilgiler verir. Kurulan modal analiz modeli sayesinde, sistemde daha sonradan yapılabilecek değişikliklerin çalışma şartlarındaki etkilerini tahmin edebilmemiz açısından büyük geri beslemeler yapabilmektedir. Ayrıca yine bu sayede çalışma şartlarındaki değişimlerin sistem açısından ne gibi değişiklikler yarattığını da görmek mümkündür[1].

Bu sebeplerden dolayı çalışmada burulma katılığı ve titreşim modlarının bulunması için, Solidworks 8.0 yazılımında tasarlanan aracın şasi modeli Ansys 11.0 yazılımında tekrar oluşturularak; şasiyi oluşturan kafes sistemin çeşitli yükler altındaki yer değiştirmeleri ve modal analiz ile çeşitli titreşim modları hesaplanmıştır. Şaside en fazla gerilme oluşturan durumlar incelenmiş ve serbest halde titreşim modlarının bulunması amaçlanmıştır.

3.1 ANSYS 11.0 ile Şasinin Modellenmesi

3.1.1 Modellemeye Giriş

Modellemeye başlamadan önce analiz tipi seçilir. Model genellikle 2D veya 3D uzayında uygun birimler (m,mm, inç, vb.) kullanılarak çizilir. Model ANSYS ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD paketinde hazırlanmış bir dosyanın (IGES, STEP gibi) ANSYS ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir. Modelin oluşturulması esnasında dikkat edilmesi gereken konulardan biri çizimde kullanılan birim ile malzeme özellikleri ve uygulanan yük birimlerinin uyumlu olmasıdır. Örneğin; model mm olarak çizildi ise, malzeme özellikleri SI birimi ile tanımlandığı şekilde olmalıdır[9]. Bu çalışmada da SI birim sistemini kullanılmıştır.



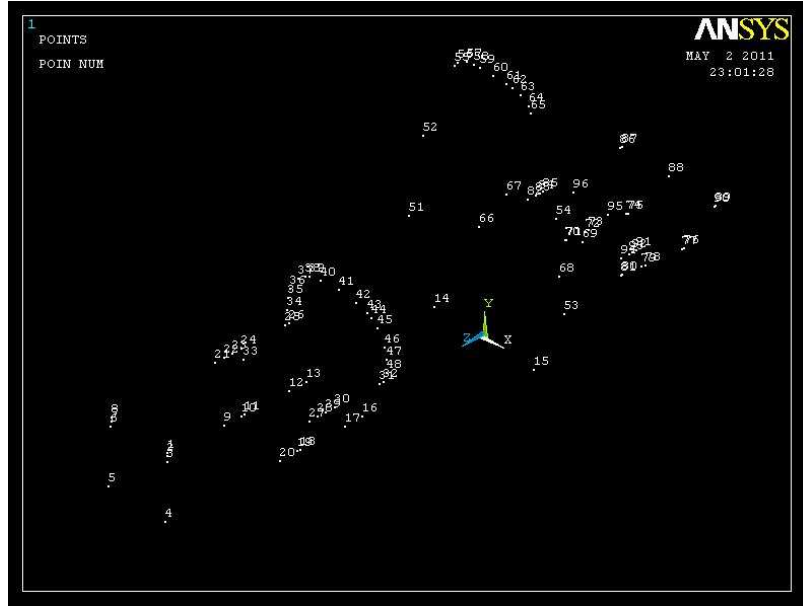
Şekil 3. 1 Analiz tipinin seçilmesi

3.1.2 Anahtar Noktaların Oluşturulması

Modelde hangi eleman tipinin kullanılacağı belirlenmiş olmalıdır. Çünkü seçilen eleman tipine uygun olarak bir modelleme işlemi yapılmalıdır. Böylece daha sonra yapılan analizlerde bu kafes sisteminin kesit özellikleri istenilen yönde değiştirilerek, girilen sınır şartlarına göre ne tür sonuçlar verdiği bulunabilir. Böylece şasiyi tekrar modellemeye gerek kalmadan kesit özellikleri istenilen yönde değiştirilebilir.

Şasinin bu şekilde modellenebilmesi için öncelikle anahtar noktaları tanımlanmalıdır. ANSYS’de en düşük dereceli katı model bileşeni anahtar noktalardır. Çizgiler, alanlar ve hacimler bu anahtar noktalar birleştirilerek oluşturulabilir. Bunun için de şasinin anahtar noktalarının koordinatları, şasi çizim ve ölçüleri kullanılarak bulunmalıdır[9].

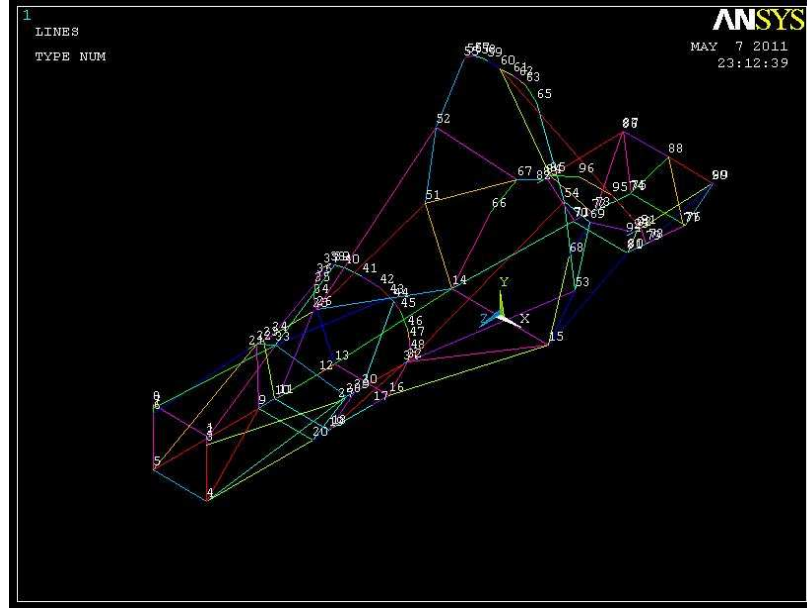
SolidWorks 8.0 yazılımında oluşturulan tasarım üzerinden alınan anahtar noktalar, sırayla oluşturulur.



Şekil 3. 2 Anahtar noktalar oluşturulmuş model

3.1.3 Çizgilerin Oluşturulması

Şasiyi oluşturan eleman tiplerinin belirlenebilmesi için oluşturulan anahtar noktalar arasında çizgi bileşenlerinin tanımlanması gerekmektedir. Daha sonra tanımlanan bu çizgi bileşenleri üzerinde istenilen kesit özelliğinde eleman tipleri ve malzeme özellikleri belirlenerek analize geçiş yapılabilir. Bu amaçla çizgi bileşenleri oluşturulmuştur.



Şekil 3. 3 Çizgi bileşenleri oluşturulmuş model

3.1.4 Eleman Tipinin Belirlenmesi

Eleman tipinin belirlenmesi, gerçekleştirilen analizin gerçeğe uygunluğu açısından büyük önem ve hassasiyet taşımaktadır. Bu amaçla eleman tipinin belirlenmesinde modelin geometrisi, gerçekleştirilen analiz tipi ve seçilen elemanın özellikleri dikkate alınmalıdır.

Riley ve George'ye göre [7] de şasiyi temsilen *beam* elemanların kullanılması son bir kaç yıldır Cornell FSAE otomobili için iyi sonuçlar vermiştir. *Beam* eleman kullanılmasının bir diğer yönü de enine kesme etkisi içermesi imkanının olmasıdır. Eğer elemanların tanımlanması uygun değişkenler içeriyorsa, ANSYS otomatik olarak enine kesmeyi hesaba katmaktadır.

Bu sebeplerden dolayı modelde *Beam188* eleman tipi kullanılmıştır. Çünkü bu eleman iki düğüm noktalı, 12 serbestlik derecesine sahip, yüksek momentlerde ve gerilmelerde lineer olmayan uygulamalar için çok uygundur. Ayrıca elastiklik, plastiklik ve katılık özelliklerinin olmasının yanı sıra, bir ucundan diğer ucuna özellikleri değişmemektedir[9].

3.1.5 Kesit Özelliklerinin Tanımlanması

Eleman tipinin belirlenmesinden sonra kesit özelliklerinin tanımlanması gerekmektedir. Buna göre dairesel kesit için iç çap $R_i = 11,45$ mm, dış çap $R_o = 12,7$ mm, parça sayısı $N = 20$ olarak tanımlanır. Kare kesit için kenar uzunlukları $W_1 = W_2 = 25,4$ mm ve et kalınlıkları $t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = 1,25$ mm olarak tanımlanır.

3.1.6 Malzeme Seçimi ve Özellikleri

Tasarımda, diğer birçok tasarımda da kullanılan ve kabul gören SAE 4130 çeliği kullanılmıştır. Malzeme SAE standartlarında SAE 4130, ASTM Amerikan standartlarında AISI 4130 ve DIN standartlarında 25 Cr Mo 4 olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca malzeme otomotiv endüstrisinde de yaygın kullanım alanına sahiptir.

Allen'a göre [10] de SAE 4130 çeliği yüksek oranda krom ve molibden içermektedir. Yumuşak (düşük karbonlu) çeliklere göre dayanımı daha iyi ve kaynak kabiliyeti yüksektir. Ayrıca havacılık sanayisinde ki yaygın kullanımından dolayı istenilen şekil (sac metal veya boru) ve boyutlarda çok geniş bir yelpazede bulunabilir. Bu da 4130 çeliğinin, FSAE araçları şasi malzemesi olarak seçimini kolaylaştırmaktadır[10].

3.1.6.1 SAE 4130 Çeliği Özellikleri

41xx çelikleri, SAE (Otomotiv Mühendisleri Birliği) tarafından belirlenmiş çelik kalitesi sınıfıdır. Alaşım, krom ve molibden elementleri içermektedir. Ve bu materyallerden dolayı kromlu çelikler veya CRMO olarak adlandırılırlar. Bu alaşımlar ağırlık oranına göre mükemmel dayanıma sahiptirler. Ayrıca kaynak kabiliyetleri kolay ve standart AISI 1020 çeliklerine göre oldukça güçlüdür. Bu kalite sınıfındaki çelikler her ne kadar krom içerseler de, paslanmaz çeliklerdeki korozyon direncini sağlamakta yetersizdirler[11].

Çizelge 3. 1 SAE 4130 çeliği bileşenleri

C	% 0,28 - 0,33
Cr	% 0,8 - 1,1
Fe	% 97,3 - 98,22
Mn	% 0,4 - 0,6
Mo	% 0,15 - 0,25
P	% Max 0,035
S	% Max 0,04
Si	% 0,15 - 0,35

4130 çeliği için bazı uygulama alanları yapı boruları, bisiklet şasisi, silah, kavramalar ve volan parçaları gibidir[11].

Çizelge 3. 2 SAE 4130 çeliği mekanik özellikleri

Yoğunluk	7850 kg/m ³
Elastisite Modülü	205000 Mpa
Possion Oranı	0,29
Akma Gerilmesi	480-590 Mpa
Kopma Gerilmesi	590-760 Mpa
Sertlik	B 90-96

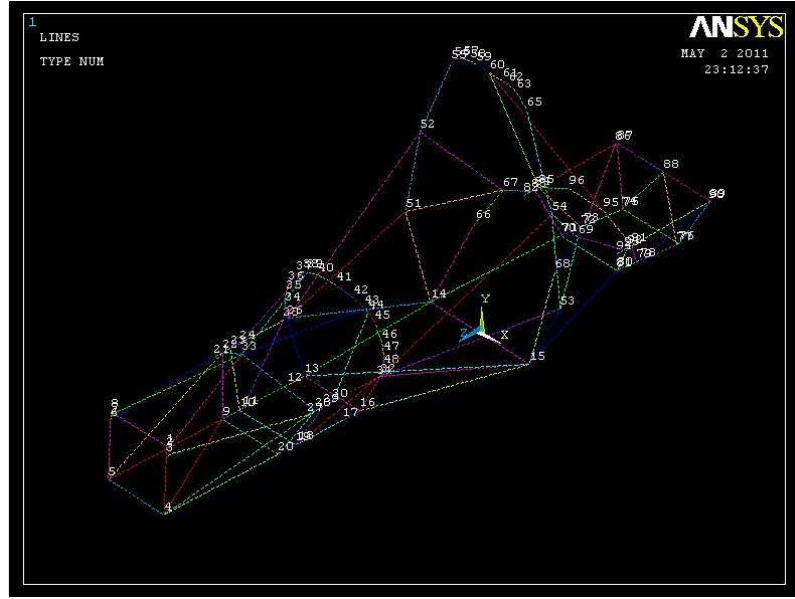
41xx sınıfı çeliklerin en önemli özelliklerinden biri de, yüzey karbürizasyonu ile yüzey sertleştirme kabiliyetlerinin olmasıdır. Malzeme özelliğini her yerinde korumakta ve parçalarda aşınma ve yırtılmanın azaltılması için yeterli sertliği önemli ölçüde sağlamaktadır. Bu yüzden bu kalite çelikler; dişli, piston, pim ve krank mili malzemesi olarak kullanılmak üzere mükemmel malzemelerdir[11].

3.1.7 Modelin Elemanlara Bölünmesi ve Mesh Atılması

Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar, fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek tanımlanarak yapılabileceği gibi ANSYS tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak da yapılabilir. Kullanıcı tarafından tek tek tanımlayarak elemanlara bölme işlemi uzun ve zor bir işlemken

otomatik olarak elemanlara bölme işleminde gerekli tek şey model kenarları boyunca eleman yoğunluğunun veya eleman büyüklüğünün belirlenmesidir. Ayrıca kullanılan elemanın tipine bağlı olarak eleman özelliklerinin de (gerçek sabitler) tanımlanması gerekir[12].

Mesh atma işleminden önce modelin elemanlara ayrılması gerekmektedir. Buna göre çizgi elemanlar 20 mm aralıklarla parçalara ayrılır.



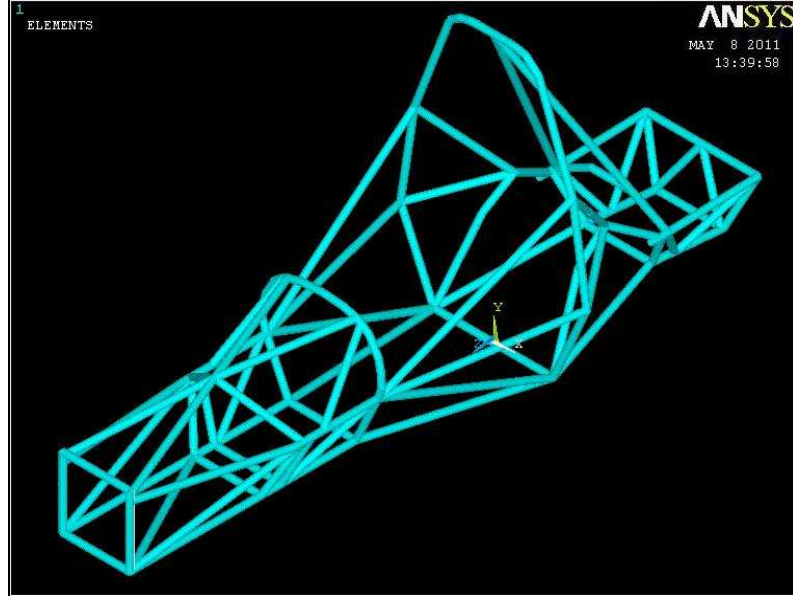
Şekil 3. 4 Elemanlara bölünmüş model

Elemanlara ayırma işleminden sonra mesh atma işlemine geçilir ve işlem gerçekleştirilir. Ancak burada kesit tipinin dikkate alınması gerekmektedir.

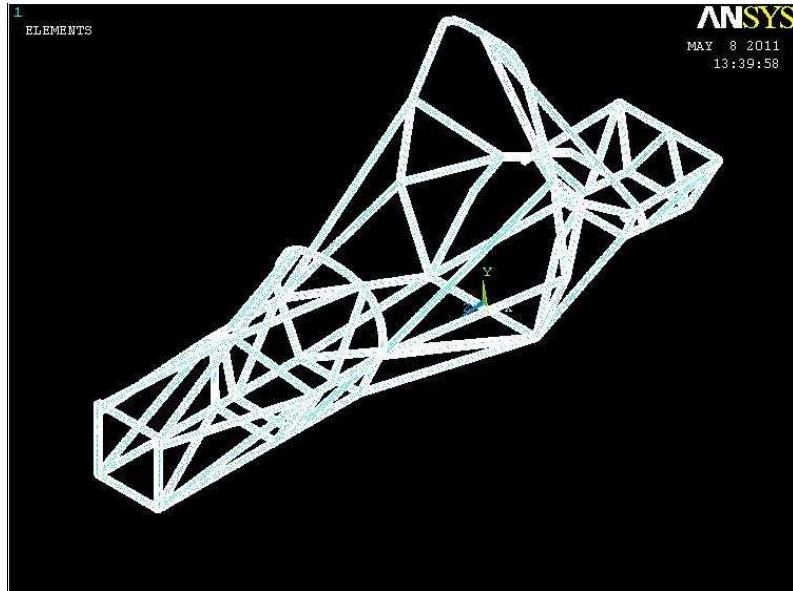
Analiz gerçekleştirirken daha önce boyutları tanımlanan 3 farklı kesit için mesh atma işlemi gerçekleştirilir. Buna göre ilk model dairesel kesitten, ikinci model kare kesitten ve üçüncü kesit aracın orjinaline uygun olarak dairesel ve kare kesit birleşiminden oluşmaktadır. Böylece analizler 3 farklı kesitte gerçekleştirilerek, kesit özelliklerinin aracın şasi performansı üzerindeki etkisi gözlemlenebilecektir.

3.1.7.1 Dairesel Kesitli Modelin Oluşturulması

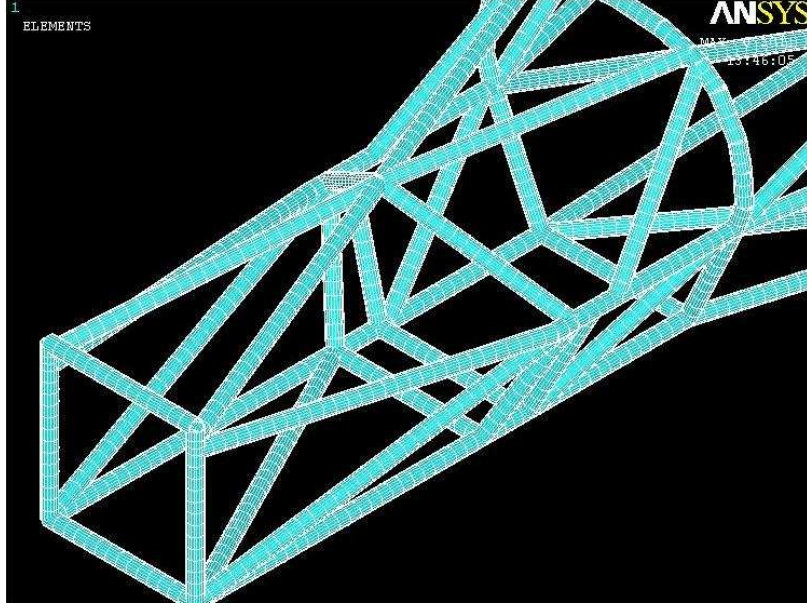
Dairesel kesitli modeli oluşturmak için daireseel kesit tipi seçildikten sonra mesh atma işlemi gerçekleştirilir. Böylece daireseel kesitli model elde edilir.



şekil 3. 5 Dairesel kesitli model



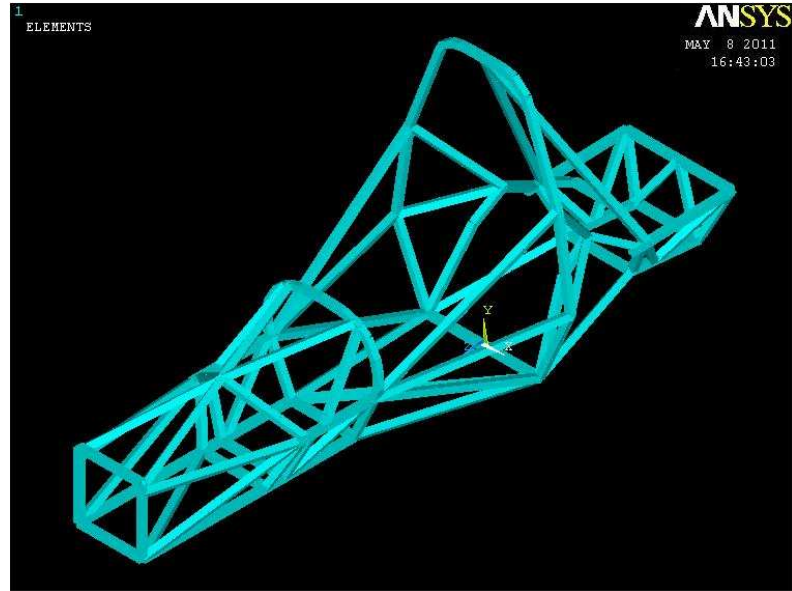
şekil 3. 6 Mesh atılmış daireseel kesitli model



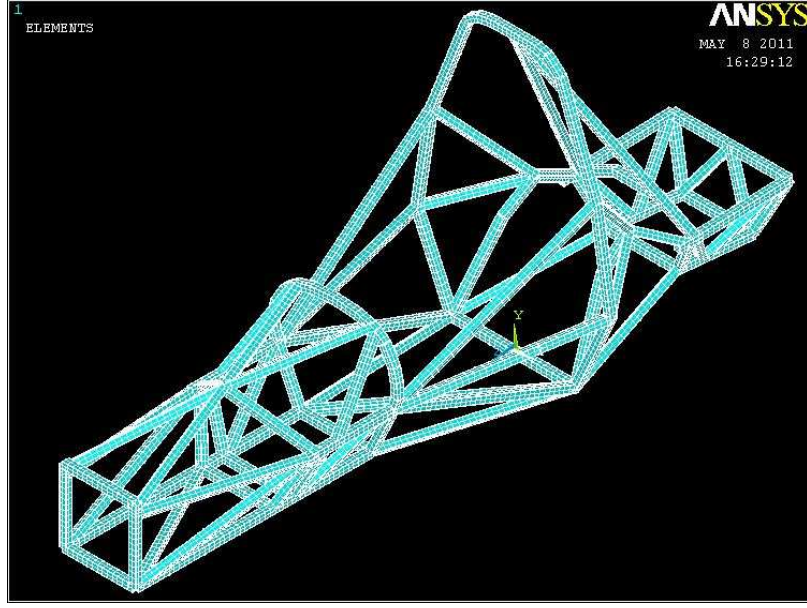
Şekil 3. 7 Mesh atılmış dairesel kesitli model

3.1.7.2 Kare Kesitli Modelin Oluşturulması

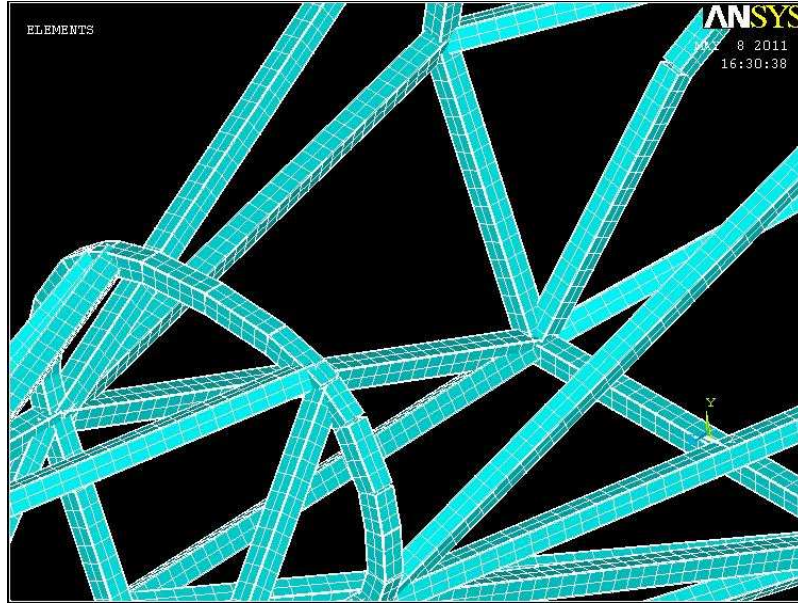
Kare kesitli modeli oluşturmak için de kare kesit tipi seçildikten sonra mesh atma işlemi gerçekleştirilir ve kare kesitli model elde edilir.



Şekil 3. 8 Kare kesitli model



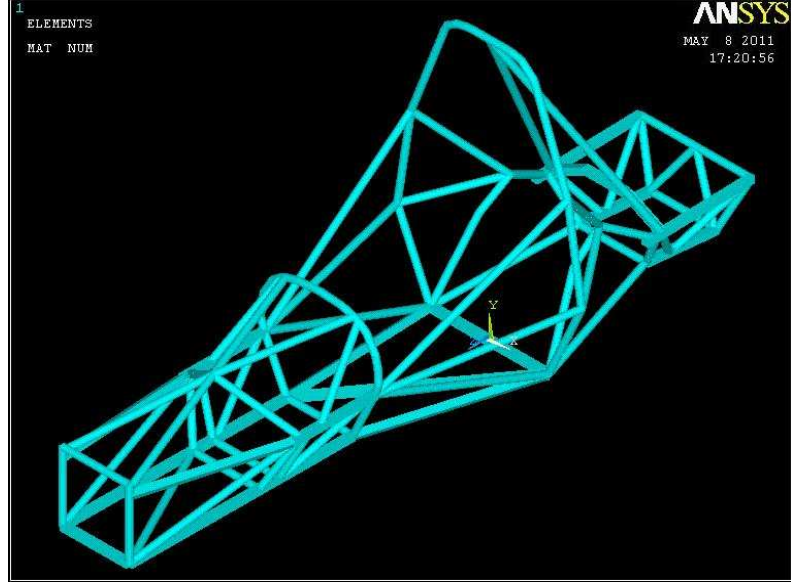
Şekil 3. 9 Mesh atılmış kare kesitli model



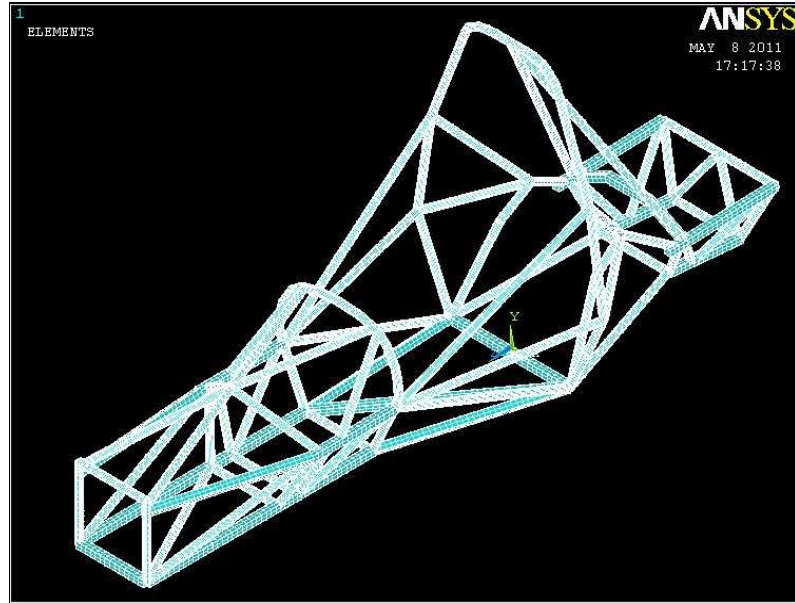
Şekil 3. 10 Mesh atılmış kare kesitli model

3.1.7.3 Orjinal Kesitli Modelin Oluşturulması

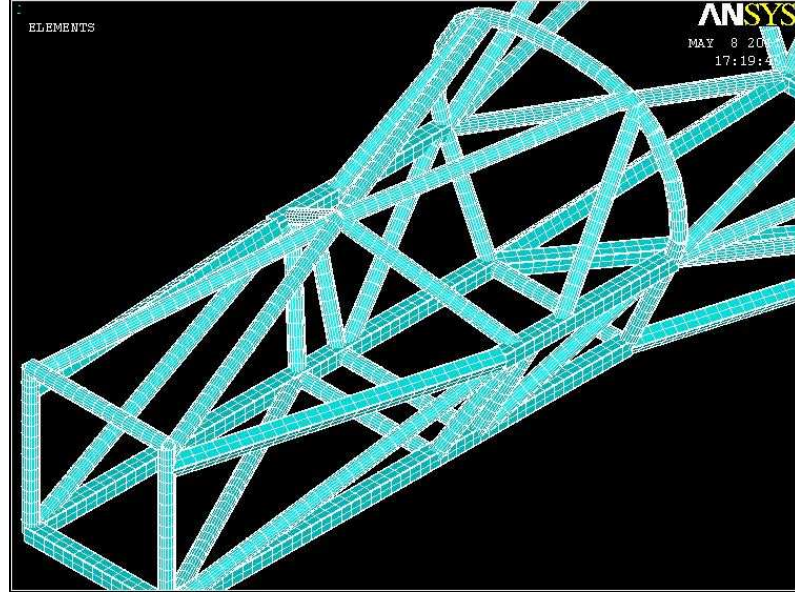
Orjinal kesitli model aracın orjinaline uygun olarak dairesel ve kare kesitlerin birleşiminden oluştuğundan dolayı, kare kesitli ve dairesel kesitli olacak şekilde ayrı ayrı mesh atma işlemi gerçekleştirilir.



Şekil 3. 11 Orjinal kesitli model



Şekil 3. 12 Mesh atılmış orjinal kesitli model



Şekil 3. 13 Mesh atılmış orjinal kesitli model

3.2 ANSYS 11.0 ile Sonlu Elemanlar Analizi

Taşıt gövdesi yapısal analizinde, işletme şartlarından doğan kuvvetlere karşı dayanıklılık temel hedeflerden biridir. Hedef, ağırlık açısından uygun (hafif yapı), yeteri kadar mukavim bir yapı elde etmek, malzeme ve enerji tasarrufu sağlamaktır. Şasinin karmaşık yapısı gereği, işletme şartlarından doğan zorlanma sonucu oluşacak gerilmelerin hangi yoğunlukta ve hangi şiddette olacağının kestirilmesi büyük zorluk arz eder. Gerilme yığılmalarının olduğu bölgeler kritik bölgelerdir. Bu bölgelerdeki kesitlerin doğru tasarımı için gerilmelerin şiddetleri bilinmek zorundadır. Deformasyonların ve gerilme yığılmalarının tespitinde gövdenin sonlu eleman yöntemiyle modellenerek bilgisayar ortamında analizi modern tasarım tekniklerinin başında gelmektedir[13].

Bu bölümde, yukarıdaki sebeplerden dolayı oluşturulan şasi modellerine statik analiz uygulayarak burulma katılığı hesaplanmıştır. Daha sonra ise modal analiz uygulanarak şasinin titreşim modları bulunmuştur. Bunlar için uygulanacak analiz tipleri seçilip sınır şartları tanımlanır. Sonrasında ise ANSYS Solver ile çözüme gidilerek sonuçlar görüntülenir.

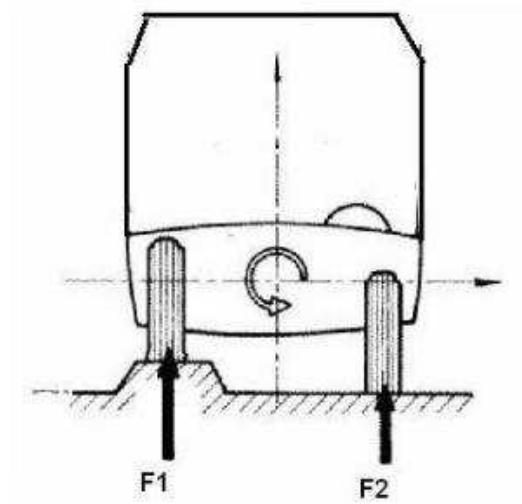
3.2.1 Burulma Katılığı Analizi

Bir taşıtın ön tekerleklerinden sadece birinin, bir tümsek veya bir engebenin üzerine çıkması durumunda o tekerleğin dinamik tekerlek yükü artmaktadır. Sağ ve sol tekerleklerin dinamik tekerlek yüklerinin farkı, taşıtı doğrusal eksen boyunca burulmaya zorlamaktadır. Tekerlek yüklerinin birbirlerine göre farkı ve dolayısı ile doğrusal ekseninde doğan burulma momentinin büyüklüğü; tümseğin yüksekliği, tekerlek iz genişliğinin büyüklüğü, lastiklerin ve yayların katılığı ve taşıt gövdesinin katılığına bağlıdır[13].

Diğer yandan, her taşıt için aşabileceği tümsek yüksekliğinin de bir sınırı vardır. Tekerlek iz genişliği ne kadar büyük olursa, belli bir tümsek yüksekliği için meydana gelen burulma momenti o kadar küçük olur. Lastik ve yayların yumuşaklığı ise, belli bir tümsek yüksekliğinde gövdenin yalpa hareketi üzerinde rol oynamaktadır. Süspansiyon sistemi ne kadar yumuşak olursa, burulma o kadar az olur. Taşıt gövdesinin katılığı veya elastikliği de burulma momenti ile ilgili olup gövde elastik olduğu ölçüde moment düşmektedir[13].

Burulma katılığı katsayısının çıkarılmasındaki amaç, analizi yapılacak parçanın burulmaya karşı ne şekilde direnç göstereceğinin sayısal bir ifadesini bulmaktır. Burada analizi yapılacak parça bir şasi, gövde veya ikisinin bir arada bulunduğu şasili gövde olabilmektedir. Katsayının çıkarılması, temel olarak taşıtın süspansiyon sistemi bağlantı noktalarından taşıta burulma momenti uygulanması olarak tarif edilebilir. Analiz sonucunda, bağlantı noktalarına etkiyen momente karşılık gelen bir α şasi dönme açısı, burulma katılığı hakkında bilgi verir[1].

En yüksek burulma, taşıtın tekerleklerinden sadece birisinin bir tümsek veya kasise çarpması ve bu esnada, diğerlerinin ise tek bir düzlemde olması durumunda yaşanır. Bu sayede sağ ve sol tekerleklerin şasiye ilettikleri yük miktarı değişir ve tekerlekler birbirlerine doğru şasinin uzunlamasına eksenini etrafında göreceli olarak dönerek şasiyi burulmaya maruz bırakacaklardır. Bu da şasi ve gövde için problem teşkil etmektedir. Taşıtı burulmaya maruz bırakan kuvvetler Şekil 3. 14’de gösterilmiştir[1].



Şekil 3. 14 Taşıtı burulmaya zorlayan kuvvetler[1]

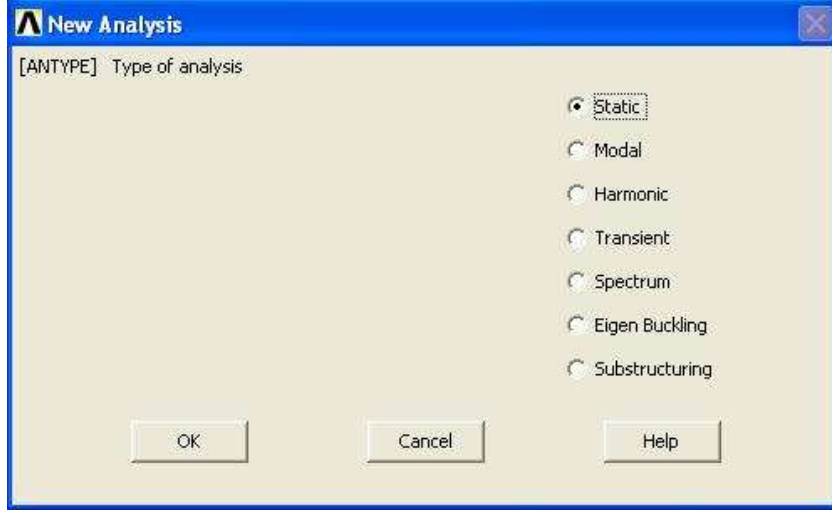
Yüksek burulma katılığı, süspansiyon parametrelerinin değiştirilmesi ile yol tutuşun doğru olarak kontrol altına alınmasına izin verdiğinden dolayı yarış otomobili tasarımında arzu edilen bir özelliktir[8].

İstenilen katılıktaki şasi, tasarım esnasında yapıda yüksek gerilmelerin olduğu bölgelere parça eklenmesi ile basitçe elde edilebilir. Ancak bu otomobil için iyi bir yöntem değildir ve ekstra ağırlık otomobilin performansına olumsuz yönde etki etmektedir. Bu sebepten dolayı şasinin burulma performansının daha iyi şekilde değerlendirilmesi için, burulma katılığının şasinin ağırlığına oranı göz önüne alınmalıdır[8].

Bunlara ek olarak, şasinin yapısal dinamik modları ile süspansiyon dinamik modlarının birbirlerini olumsuz yönde etkilememesi için yarış otomobili yeterli burulma katılığına sahip olmalıdır[14].

3.2.1.1 Uygulanacak Analiz Tipinin Belirlenmesi

Burulma katılığını hesaplamak için yapısal analiz yapılması gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 3.15'teki gibi statik analiz tipi seçilir.



Şekil 3. 15 Analiz tipinin seçilmesi

3.2.1.2 Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Çözüm

Sınır şartlarının tanımlanması amacıyla, literatür araştırması yapılarak analizlerde araçlara nasıl, ne kuvvetle ve hangi bölgelerde sınır şartları uygulanacağı örnekler üzerinden incelenerek, benzer sınır şartları modele de uygulandı.

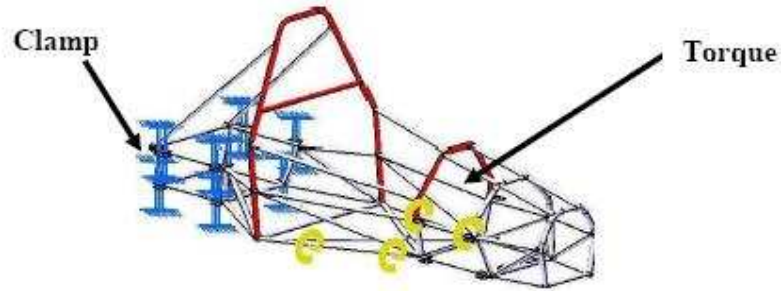
Avcı'ya göre [1]'de ön tekerin birinin çukura girmesi veya kasisten geçmesi durumunda şasi boyuna eksenine etrafında araçta meydana gelen momenti temsilen, sağ ve soldan eşit olmak üzere, yapıyı plastik deformasyona uğratmayacak bir kuvvet çifti ters yönlü olarak şasiyi burulmaya zorlayacak şekilde uygulanmış ve sınır şartı olarak kabul edilmiştir. Şasi bir uçtan burulmaya çalışırken, diğer uçtaki tekerlerin zeminle olan ilişkisini temsil etmek için aks eksenindeki travers boyunca her yönde dönme ve ötelenmeye karşı sabitlenmıştır[1].

Thompson vd. ye göre [14] de şasinin burulma katılığını hesaplamak için modele aşağıdaki sınır koşulları uygulanmıştır.

- Sürücü ve yolcu tarafında ön süspansiyonların bağlantı noktaları civarından şasiye eşit ve ters yönlü kuvvet uygulanmıştır.
- Şasi arka süspansiyon bağlantı noktalarında; x, y ve z düzlemlerinde yer değiştirme ($U_x = U_y = U_z = 0$), yatay ve düşey doğrultuda boylamasına dönüş ($\theta_y = \theta_z = 0$) sabitlenmiş ve boylamasına dönüş ($\theta_x = \text{serbest}$) serbest bırakılmıştır[14].

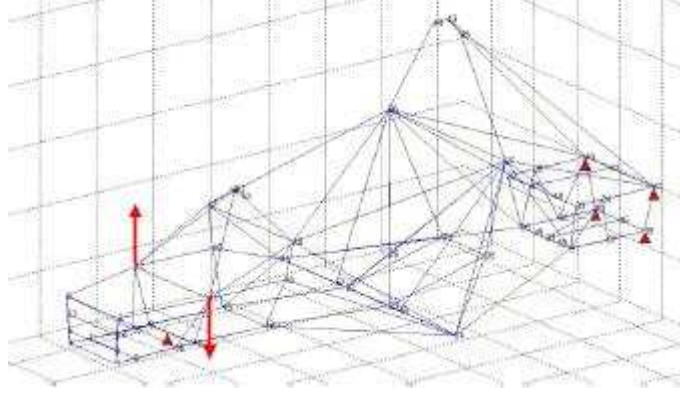
Brinkworth vd.'e göre [8] de şasiye, ön rocker bağlantısını temsil eden çubuktan eşit ve ters yönlü kuvvet uygulanmıştır. Arka rocker bağlantısını temsil eden iki nokta ise; x, y ve z düzlemlerinde yer değiştirmeye ve y ve z düzlemlerinde dönmeye karşı sabitlenmiş, sadece x düzleminde dönmeye karşı serbest bırakılmıştır[8].

Benzer yaklaşım Singh'e göre [15] da da uygulanmış, Şekil 3. 16'da görüldüğü gibi arka süspansiyon dört noktadan x, y ve z düzlemlerinde yer değiştirmeye ve y ve z düzlemlerinde dönüşe karşı sabitlenmiş, sadece x düzleminde dönüşe karşı serbest bırakılmıştır ve ön süspansiyon bağlantılarından moment uygulanmıştır[15].



Şekil 3. 16 Şasi FEM sınır şartları[15]

Riley W.B. ve George A.R.' ye göre [7] de, Cornell Üniversitesi'nde geçmiş yıllarda model Şekil 3. 45'de görüldüğü gibi arka süspansiyon bölümünden dört noktadan pimlenmiş veya tamamen sabitlenmiş ve ön süspansiyondan iki eşit ve ters yönlü kuvvet uygulanmıştır. Ayrıca model, ön süspansiyonda uygulanan kuvvet çiftinin ortasından da sabitlenmiştir. Bu sınır şartlarındaki problem; sonlu elemanlar yöntemi ile en iyi çözümün bulunduğu, ancak gerçekte aracın arka süspansiyon kısmında sadece yol ve tekerlek bağlantısı bulunduğundan dolayı şasinin tamamen sabitlenmesi yerine bazı noktalardan bağlanması daha gerçekçi bir çözüm olmasıdır[7].



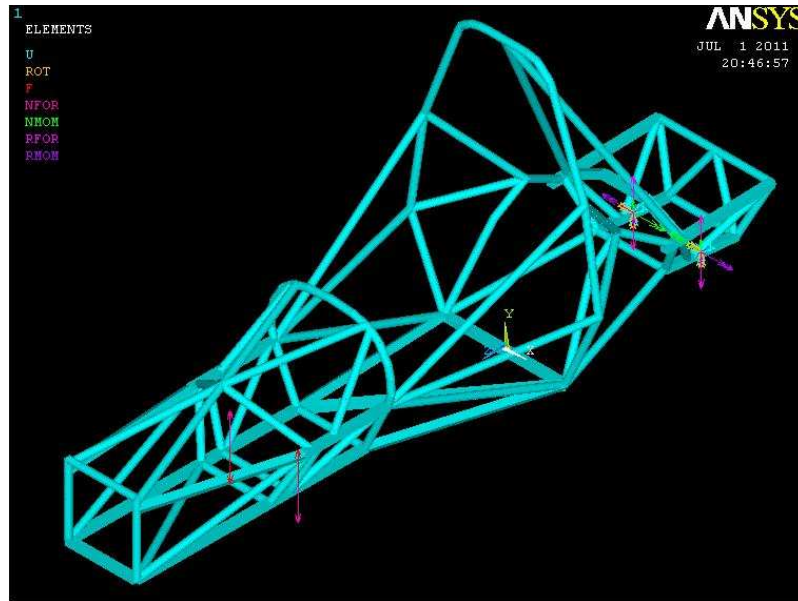
Şekil 3. 17 Şasi FEM sınır şartları[7]

Yapılan araştırmalara göre, çalışmalarda genel olarak iki farklı sınır şartı uygulanmıştır. Birinci ve yaygın olarak uygulanan sınır şartında arka süspansiyon bağlantı noktalarından şasi sabitlenmiş ve ön süspansiyon bağlantı noktalarından ters yönlü kuvvet çifti uygulanmıştır. İkinci sınır şartında ise birinci yaklaşımdan farklı olarak ön süspansiyon noktalarından ters yönlü kuvvet çifti uygulanmakla beraber şasi orta noktadan da sabitlenmiştir.

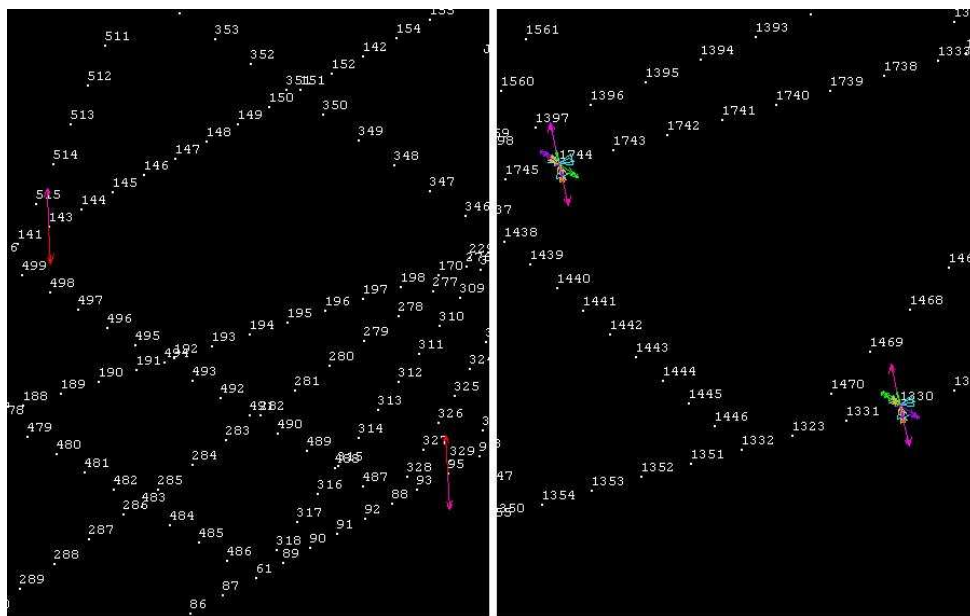
Her iki yaklaşımda elde edilen sertlik değerleri birbirinden farklı olduğundan dolayı, sadece benzer sınır koşullarında elde edilen değerler birbirleri ile karşılaştırılmalıdır. Aksi takdirde elde edilen değerlerin birbirinden farklı olması sebebi ile sonuçlar yanlış yorumlanabilir.

Literatür araştırmalarından elde edilen bilgilere göre şasi; arka süspansiyon bağlantı noktalarını temsilen 1330. ve 1744. düğüm noktalarından, x,y ve z eksenlerinde yer değiştirmeye ($U_x = U_y = U_z = 0$) ve x ve y eksenlerinde dönüşe ($\theta_x = \theta_y = 0$) karşı sabitlenmiştir. Sadece z ekseninde boyuna dönüş ($\theta_z = \text{serbest}$) serbest bırakılmıştır. Ön süspansiyon bağlantı noktalarını temsilen 95. ve 143. düğüm noktalarından da ters yönlü kuvvet çifti uygulanmıştır.

Analizler; dairesel, kare ve orjinal kesitli olmak üzere 3 farklı kesitteki şasiye 250 N' dan 2000 N' a kadar 5 farklı kuvvet çifti uygulanarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır.



Şekil 3. 18 Sınır şartları uygulanmış model



Şekil 3. 19 Düğüm noktalarına uygulanan sınır şartları

Bütün bu işlemler sonunda çözüm gerçekleştirilerek sonuçlar görüntülenir.

3.2.1.3 Sonuçlar

Daha önce de belirtildiği gibi analizler; dairesel, kare ve orjinal kesitli olmak üzere 3 farklı kesitteki şasiye 250 N' dan 2000 N' a kadar 5 farklı kuvvet çifti uygulanarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

Dairesel Kesit Analiz Sonuçları

Dairesel kesitli modele farklı kuvvet çiftleri altında uygulanan analiz neticesinde 95. ve 143. düğüm noktalarında ortaya çıkan yer değiştirmeler Çizelge 3. 3'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3. 3 Dairesel kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler

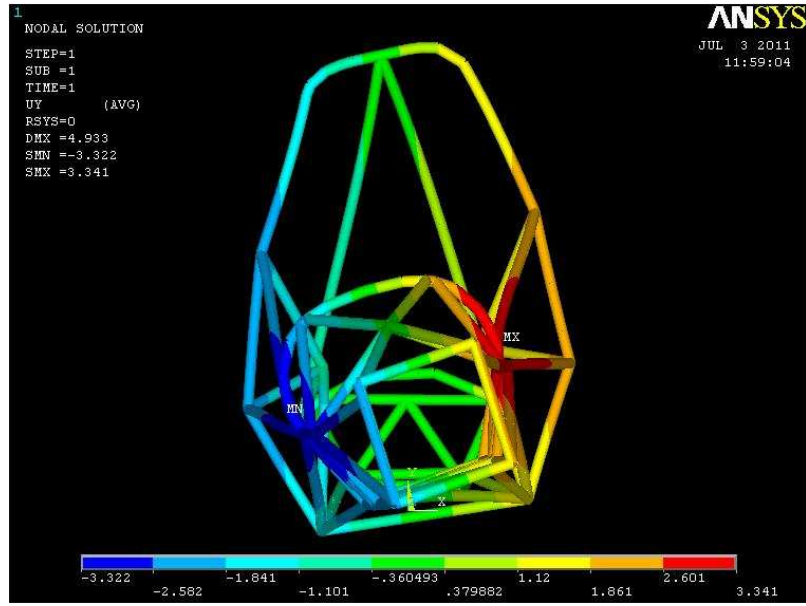
DAİRESEL KESİT		
Uygulanan Kuvvet Çifti	Yer Değiştirme (95. Node)	Yer Değiştirme (143. Node)
F(N)	Xsol (mm)	Xsağ (mm)
250	0,25591	0,25577
500	0,51181	0,51153
1000	1,0236	1,0231
1500	1,5354	1,5346
2000	2,0472	2,0461

Riley W.B. ve George A.R.' ye göre [7] burulma katılığı şasiye uygulanan torkun açısıl yer değiştirmeye bölünmesi ile hesaplanır. Hesaplama yöntemi aşağıdaki gibidir[7]:

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (3.1)$$

$$K = \frac{FL}{\tan^{-1} \left[\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L} \right]} \quad (3.2)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L} \right] \quad (3.3)$$



Şekil 3. 20 2000 N'luk kuvvet çifti altında dairesel kesitli şasi analiz sonuçları

Buna göre, elde edilen yer değiştirme ve tork değerlerinin denklemlerde yerine yerleştirilmesi sonucu hesaplanan burulma katılığı Çizelge 3. 4'teki gibidir.

Çizelge 3. 4 Dairesel kesitte burulma katılığı sonuçları

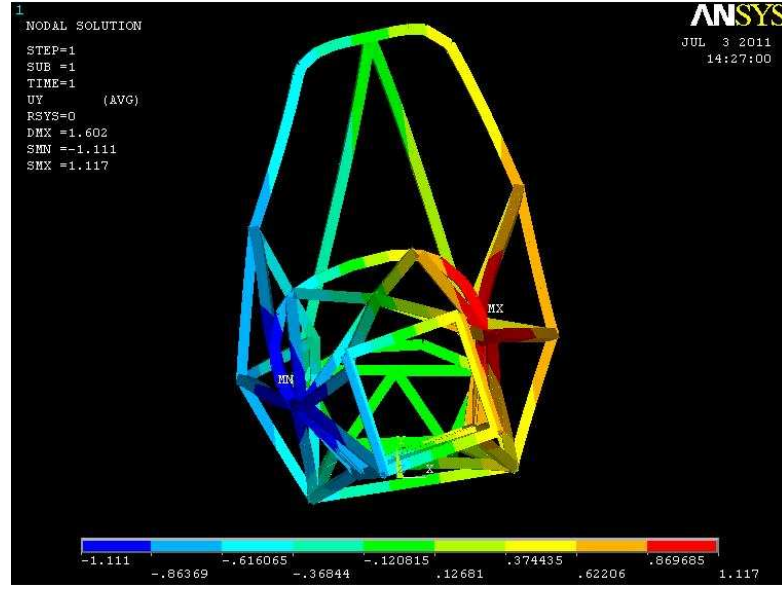
DAİRESEL KESİT							
Node	Kuvvet (N)	X (mm)	Uzaklık (mm)	Φ_{sol} (deg)	$\Phi_{sağ}$ (deg)	Φ_{ort} (deg)	Sertlik (Nm/deg)
95	250	0,25591	270	0,108611447		0,108581738	621,651495
143		0,25577	270		0,10855203		
95	500	0,51181	270	0,21721787		0,217158453	621,665877
143		0,51153	270		0,217099036		
95	1000	1,0236	270	0,434421008		0,434314911	621,6687325
143		1,0231	270		0,434208813		
95	1500	1,5354	270	0,651615904		0,651446161	621,6937401
143		1,5346	270		0,651276417		
95	2000	2,0472	270	0,868792073		0,8685587	621,7196375
143		2,0461	270		0,868325326		

Kare Kesit Analiz Sonuçları

Kare kesitli modele farklı kuvvet çiftleri altında uygulanan analiz neticesinde 95. ve 143. düğüm noktalarında ortaya çıkan yer değiştirmeler Çizelge 3. 5'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3. 5 Kare kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler

KARE KESİT		
Uygulanan Kuvvet Çifti	Yer Değiştirme (95. Node)	Yer Değiştirme (143. Node)
F(N)	Xsol (mm)	Xsağ (mm)
250	0,17127	0,17046
500	0,34255	0,34092
1000	0,6851	0,68184
1500	1,0276	1,0228
2000	1,3702	1,3637



Şekil 3. 21 1000 N’luk kuvvet çifti altında kare kesitli şasi analiz sonuçları

Uygulanan kuvvet çiftleri sonucunda oluşan yer değiştirmelere göre hesaplanan burulma katılığı Çizelge 3. 6’da gösterildiği gibidir.

Çizelge 3. 6 Kare kesitte burulma katılığı sonuçları

KARE KESİT							
Node	Kuvvet (N)	X (mm)	Uzaklık (mm)	Φ_{sol} (deg)	$\Phi_{sağ}$ (deg)	Φ_{ort} (deg)	Sertlik (Nm/deg)
95	250	0,17127	270	0,072689207		0,07251732	930,8121208
143		0,17046	270		0,072345432		
95	500	0,34255	270	0,145382423		0,145036529	930,7999993
143		0,34092	270		0,144690634		
95	1000	0,6851	270	0,290762975		0,290071199	930,8059574
143		0,68184	270		0,289379423		
95	1500	1,0276	270	0,436118563		0,43510003	930,8204375
143		1,0228	270		0,434081497		
95	2000	1,3702	270	0,581510974		0,580131772	930,8230056
143		1,3637	270		0,578752571		

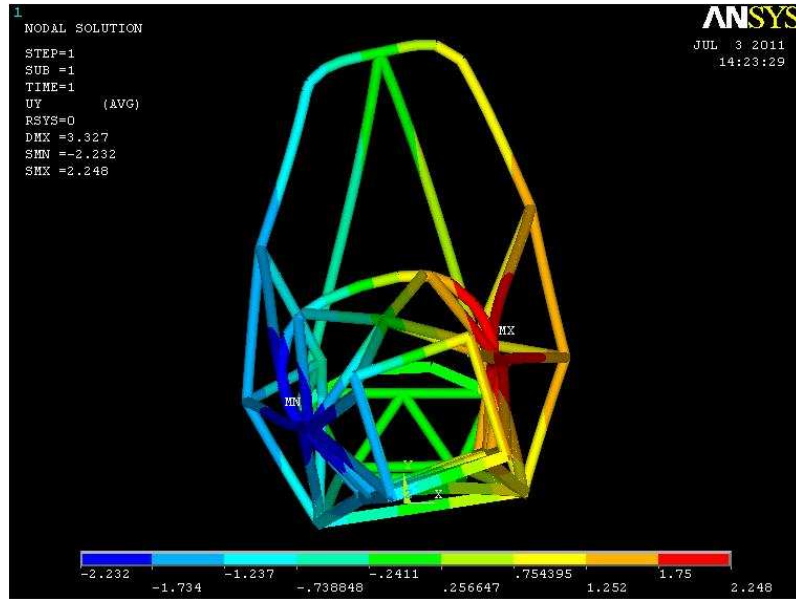
Orjinal Kesit Analiz Sonuçları

Orjinal kesitli modele farklı kuvvet çiftleri altında uygulanan analiz neticesinde 95. ve 143. düğüm noktalarında ortaya çıkan yer değiştirmeler Çizelge 3. 7’te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3. 7 Orjinal kesitte Y ekseninde oluşan yer değiştirmeler

ORJİNAL KESİT		
Uygulanan Kuvvet Çifti	Yer Değiştirme (95. Node)	Yer Değiştirme (143. Node)
F(N)	Xsol (mm)	Xsağ (mm)
250	0,23047	0,22977
500	0,46095	0,45955
1000	0,92189	0,9191
1500	1,3828	1,3786
2000	1,8438	1,8382

Uygulanan kuvvet çiftleri sonucunda oluşan yer değiştirmelere göre hesaplanan burulma katılığı Çizelge 3. 8’da gösterildiği gibidir.



Şekil 3. 22 1500 N’luk kuvvet çifti altında orjinal kesitli şasi analiz sonuçları

Çizelge 3. 8 Orjinal kesitte burulma katılığı sonuçları

ORJİNAL KESİT							
Node	Kuvvet (N)	X(mm)	Uzaklık (mm)	Φ_{sol} (deg)	$\Phi_{sağ}$ (deg)	Φ_{ort} (deg)	Sertlik (Nm/deg)
95	250	0,23047	270	0,097814411		0,097665867	691,1319404
143		0,22977	270		0,097517323		
95	500	0,46095	270	0,195632496		0,19533541	691,1189322
143		0,45955	270		0,195038324		
95	1000	0,92189	270	0,391256186		0,390664157	691,130719
143		0,9191	270		0,390072129		
95	1500	1,3828	270	0,586858024		0,58596685	691,1653796
143		1,3786	270		0,585075675		
95	2000	1,8438	270	0,782484373		0,781296237	691,1590948
143		1,8382	270		0,780108101		

Yapılan hesaplamalara göre dairesel kesitli şasinin burulma katılığı $K_d = 621$ Nm/deg, kare kesitli şasinin $K_k = 930$ Nm/deg ve orjinal kesitli şasinin burulma katılığı değeri $K_o = 691$ Nm/deg olarak bulunmuştur. Buna göre kare kesitli modelde burulma katılığının daha yüksek olması bundan sonraki tasarımlarda kullanılacak kesit tipinin seçimi açısından yol gösterici olacaktır. Tasarımlarda kare kesitin dairesel kesite oranla yüksek mukavemeti ve dairesel kesitin enerji soğurma özellikleri de göz önüne alınmalıdır.

Çizelge 3. 8’de görüldüğü gibi şasinin burulma katılığı değeri $K = 691$ Nm/deg olarak hesaplanmıştır. Deakin vd.’e göre [16] de, yol tutuşun iyi ayarlanabilmesi için, 500 – 1500 Nm/deg toplam süspansiyon yalpa katılığına sahip Formula SAE aracının 300 – 1000 Nm/deg burulma katılığına sahip olması gerekmektedir[16]. Bölüm 4. 6’da hesaplandığı gibi süspansiyon yalpa sertliği 610 Nm/deg olarak bulunmuştur.

Brinkworth vd.’e göre [8] de 19,69 kg ağırlığındaki yapı için burulma katılığı 880 Nm/deg olarak hesaplanmıştır[8].

Ayrıca Singh ‘e göre [15] da burulma sertliği 615,98 Nm/deg olarak hesaplanmıştır[15].

Bunların dışında, Riley ve George’ye göre [7] de ön süspansiyon noktalarından ters yönlü kuvvet çifti ile beraber şasi orta noktasından da sabitlenerek yapılan analizlerde burulma katılığı 1073 ft-lbs/deg ≈ 1455 Nm/deg olarak hesaplanmıştır.

Ayrıca Cornell Üniversitesi'nin önceki yıllardaki otomobillerinde burulma sertliği 1600 ft-lbs/deg $\approx$ 2167 Nm/deg civarındadır ve bu otomobillerin iyi bir dinamik performansa sahip oldukları belirtilmektedir[7].

Bu sınır koşullarında şaside yapılan burulma katılığı analizinde, Çizelge 3. 9'da görüldüğü üzere burulma katılığı 1877 Nm/deg olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 3. 9 Farklı sınır koşulunda orjinal kesitte burulma katılığı sonucu

ORJİNAL KESİT							
Node	Kuvvet (N)	X(mm)	Uzaklık (mm)	Φ_{sol} (deg)	$\Phi_{sağ}$ (deg)	Φ_{ort} (deg)	Sertlik(Nm/deg)
95	2000	0,67962	270	0,28843725		0,287677569	1877,10151
143		0,67604	270		0,286917889		

Bu sonuçlara göre, 691 Nm/deg olarak hesaplanan burulma katılığı değeri; sürüş, araç performansı ve ayrıca istenen seviyede yalpa momenti dağılımının sağlanarak iyi bir sürüş dengesinin elde edilmesi için yeterli bulunmuştur. Ayrıca elde edilen burulma katılığı değeri, literatür sonuçlarına göre de FSAE yarış otomobilleri için öngörülen değer aralığındadır.

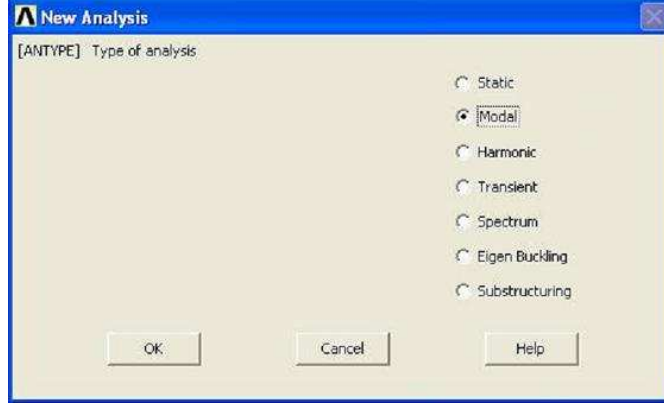
3.2.2 Modal Analiz

Şasinin sertlik ve dayanım gibi statik karakteristiklerinin yanı sıra dinamik karakteristikleri de sürüşü ilgilendirmektedir. Bu dinamik karakteristiklerden biri de doğal frekanstır. Yapının doğal frekansının, çeşitli yük girdilerinin doğal frekansından büyük olduğundan emin olunmalıdır[7].

Modal analiz, temel olarak bir sistemin titreşimi neticesinde ortaya çıkan karmaşık sistemin basit modlara ve ayrı frekanslara çözülmesi prensibine dayanır. Bu sayede sistemi taşıt gövdesi olarak kabul edersek hangi frekanslarda rezonansa girdiği, hangi frekans aralıklarında kararlı bölgede kalabildiği görülebilmektedir. Bu sayede taşıta seyir esnasında etkiyen kuvvetlerin frekanslarının etkisinin nasıl sonuçlar doğurabileceği hakkında fikir sahibi olmamız mümkün olacaktır[1].

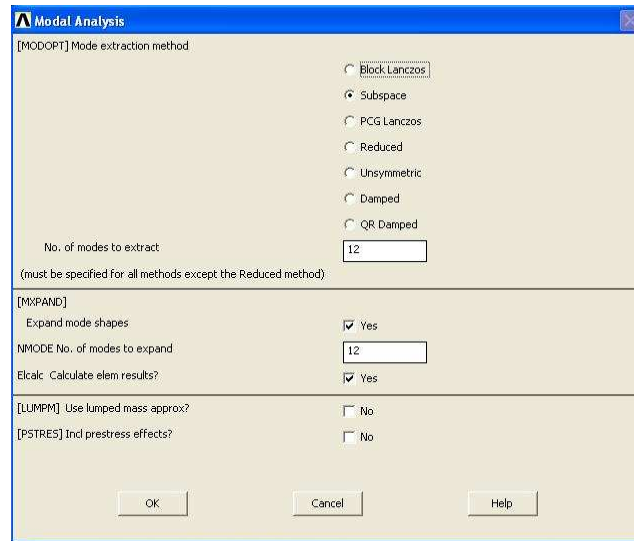
3.2.2.1 Uygulanacak Analiz Tipinin Belirlenmesi

Titreşim modlarının hesaplanması için modal analiz uygulanır. Bu sebepten dolayı, analize başlamadan önce analiz tipi tanımlanır.



Şekil 3. 23 Analiz tipinin belirlenmesi

Modal analiz seçildikten sonra metod seçimi yapılır. Literatürde daha çok *Subspace* veya *Block Lanczos* metodunun kullanıldığı görülmektedir. Birbirlerinin yerine de kullanılabilen bu iki metottan *Block Lanczos* metodu, basit katı modellerde veya kabuk eleman kullanımında yüksek sayıda mod hesapları için tavsiye edilmektedir. *Subspace* metoduna göre daha hızlı çalışmakta, fakat %50 daha fazla hafızaya ihtiyaç duymaktadır[17].



Şekil 3. 24 Çözüm metodunun seçilmesi

Subspace metodu daha az sayıda mod hesabının yapıldığı ve katı modellerde gerçeğe daha yakın sonuçlar veren metottur[17]. Bu sebeplerden dolayı Şekil 3. 24’de görüldüğü gibi *Subspace* metodu kullanılmıştır. Hesaplanacak ve görüntülenecek mod sayısı 12 olarak seçilmiştir. İşlem yapılacak frekans aralığı 0 – 250 Hz arasında seçilmiştir.

3.2.2.2 Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Çözüm

Analiz tipinin tanımlanmasından sonra sınır şartları tanımlanır. Ancak modele herhangi bir yük veya sabitleme uygulanmamıştır. Sadece yerçekimi ivmesi tanımlanmıştır.

Abrams’a göre [18] da, ilk 6 modun rijid gövde modları olmasından dolayı yapıya herhangi bir yük veya sabitleme uygulanmamıştır. Bu nedenle ilk 6 mod değerleri 0 Hz olarak hesaplanmıştır[18].

Silva vd.’e göre [19] de, ilk 6 rijid gövde modlarının hareketi ihmal edilmiştir. Rijid gövde modlarından sonraki 5 elastik gövde modu hesaplanmıştır[19].

Sınır şartlarının tanımlanmasından sonra çözüm gerçekleştirilerek sonuçlar görüntülenir.

3.2.2.3 Sonuçlar

Şekil 3. 25’de görüldüğü gibi ilk 6 mod sıfır olarak hesaplanmıştır. Bu modlar katı gövde modlarıdır ve 5 Hz’in altında olan çok düşük frekanslarda gerçekleşmektedir. Katı gövde modları, gövde zıplaması, gövde kafa vurması ve gövde yalpası hareketleridir.

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	0.0000	1	1	1
2	0.0000	1	2	2
3	0.0000	1	3	3
4	0.0000	1	4	4
5	0.0000	1	5	5
6	0.0000	1	6	6
7	47.550	1	7	7
8	67.508	1	8	8
9	94.319	1	9	9
10	101.89	1	10	10
11	106.46	1	11	11
12	125.22	1	12	12

Şekil 3. 25 Sonuçların görüntülenmesi

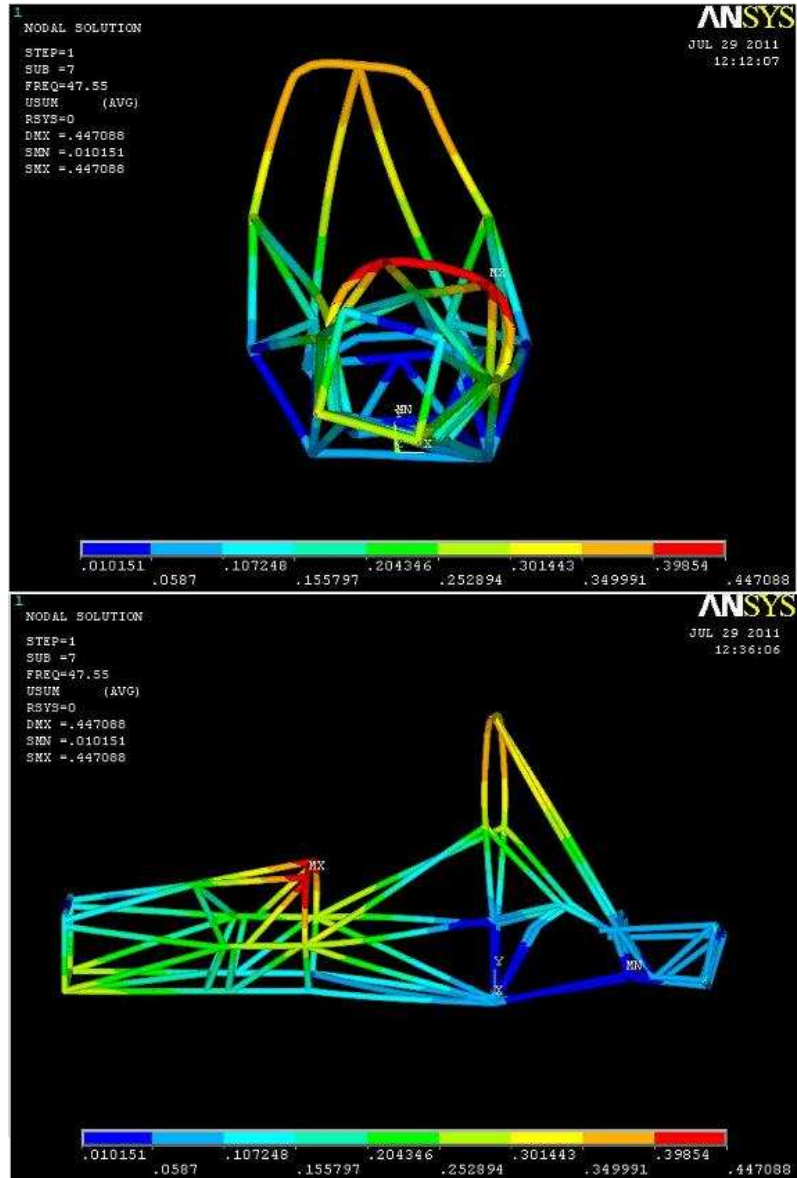
7. moddan itibaren hesaplanan modlar, gövdenin elastik modlarıdır. Bu modlar taşıt gövdesinin bükülme ve burulmada oluşan ilk esnek modlarıdır. 30 Hz'in ötesinde daha yüksek burulma ve bükülme modları gerçekleşmeye başlar ve modal yoğunluk aşırı derecede yüksek olabilir. Eğer bu modlar çok düşük frekanslarda gerçekleşecek olursa yine ciddi sorunlara yol açabilecek olan seyir (ikincil) modlarıyla çakışma olasılığı vardır.

Modelde oluşan elastik gövde modları Çizelge 3. 10'da görüldüğü gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 3. 10 Şaside oluşan elastik gövde modları

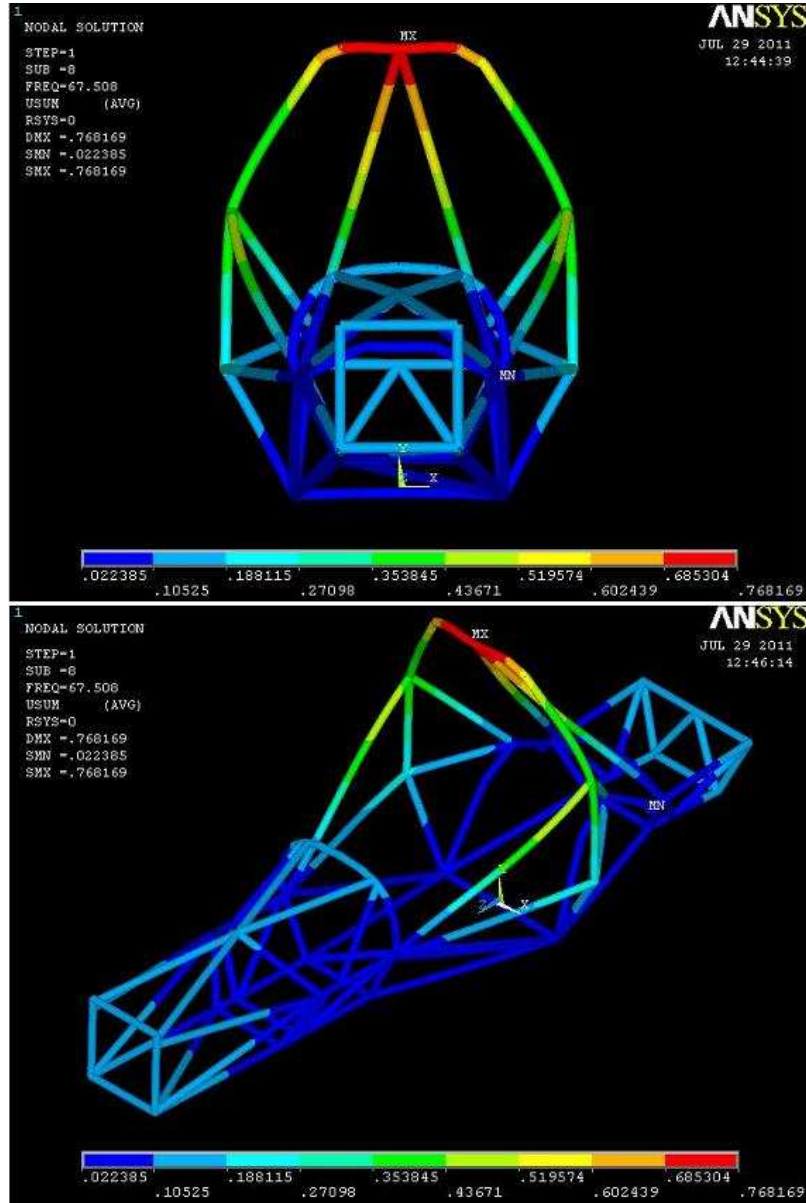
Mod	Frekans [Hz]	Şekil
7	47,550	Burulma
8	67,508	Düşey Eğilme
9	94,319	Burulma
10	101,891	Yanal Eğilme
11	106,463	Düşey Eğilme
12	125,224	Düşey Eğilme

Şekil 3. 26'da görüldüğü gibi 7. modda frekans 47,55 Hz ve en büyük yer değiştirme 0,447 mm olarak hesaplanmıştır. İlk elastik gövde modu olan bu modda, şasi burulmaya zorlanmaktadır ve en büyük yer değiştirme şasinin ön kısmında meydana gelmektedir. 7. mod, katı gövde modları ve seyir modlarının üzerinde bir frekansta gerçekleşmiştir ve şasi için herhangi bir sorun teşkil etmemektedir.



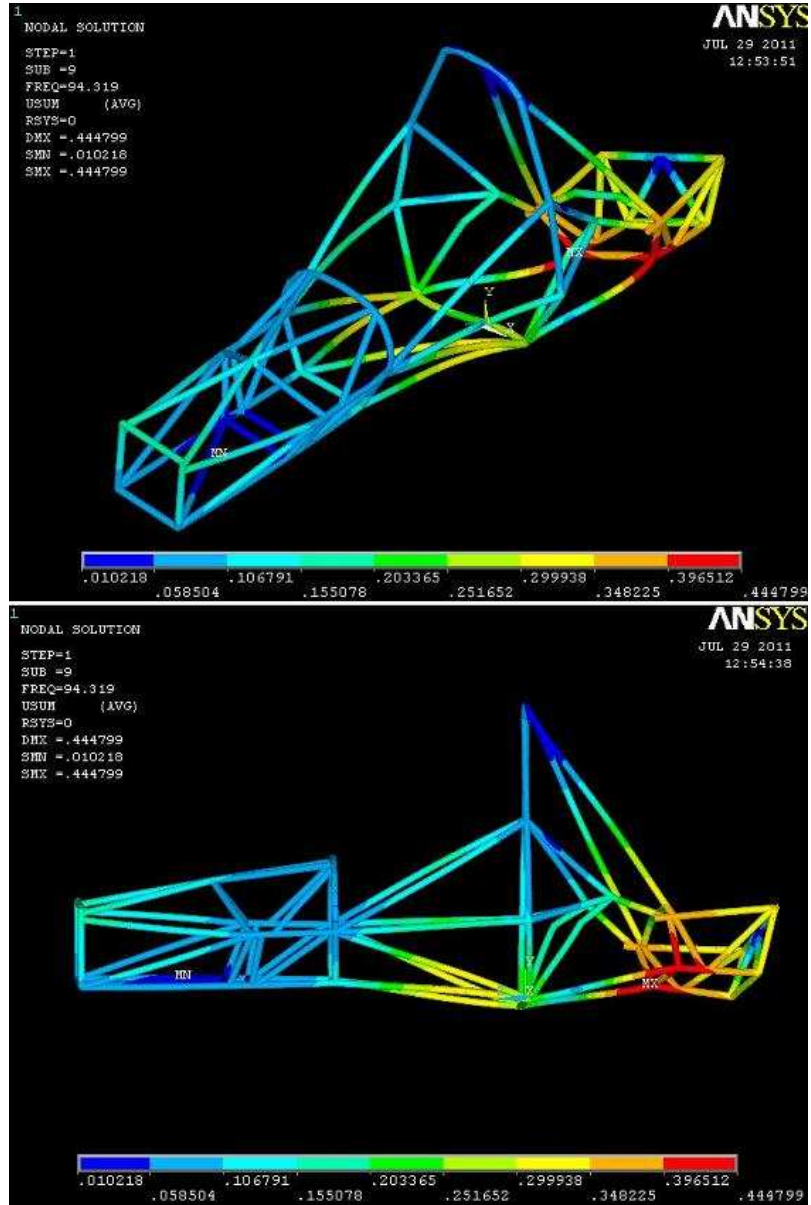
Şekil 3. 26 7. mod analiz sonuçları

8. modda şasi düşey yönde eğilmeye maruz kalmaktadır. Bu mod, 67,508 Hz'de gerçekleşmekte ve en büyük yer değiştirme 0,768 mm ile şasi orta bölümünde oluşmaktadır. Motor ve süspansiyon bağlantı noktalarında sorun oluşturmamakla beraber seyir konforunu etkileyebilir.



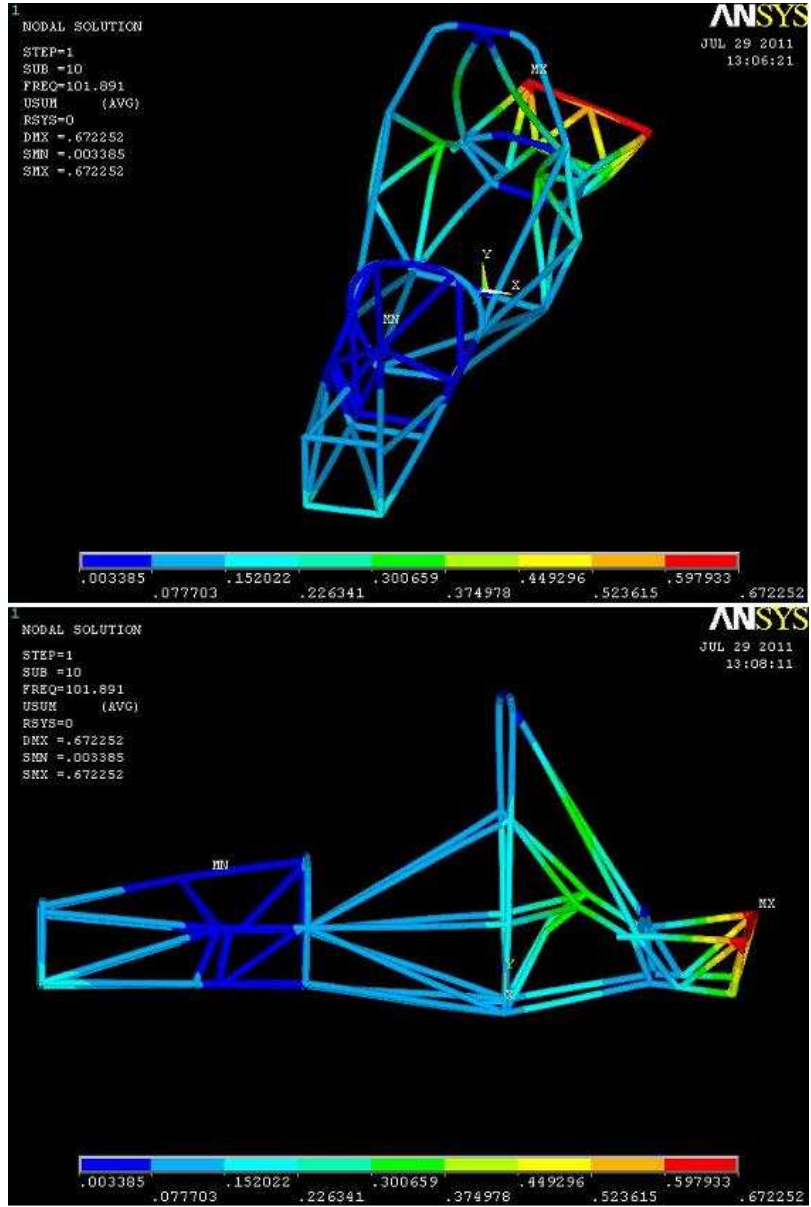
Şekil 3. 27 8. mod analiz sonuçları

9. modda şasi burulmaya zorlanmaktadır. Bu mod 94,319 Hz'de gerçekleşmekte ve en büyük yer değiştirme 0,444 mm ile arka bölümde oluşmaktadır. Motor ve arka süspansiyon bağlantıları açısından problem oluşturabilir. Bu sebeple, burulmayı en aza indirmek ve sürüşü iyileştirmek için iyileştirme çalışması yapılmalıdır.



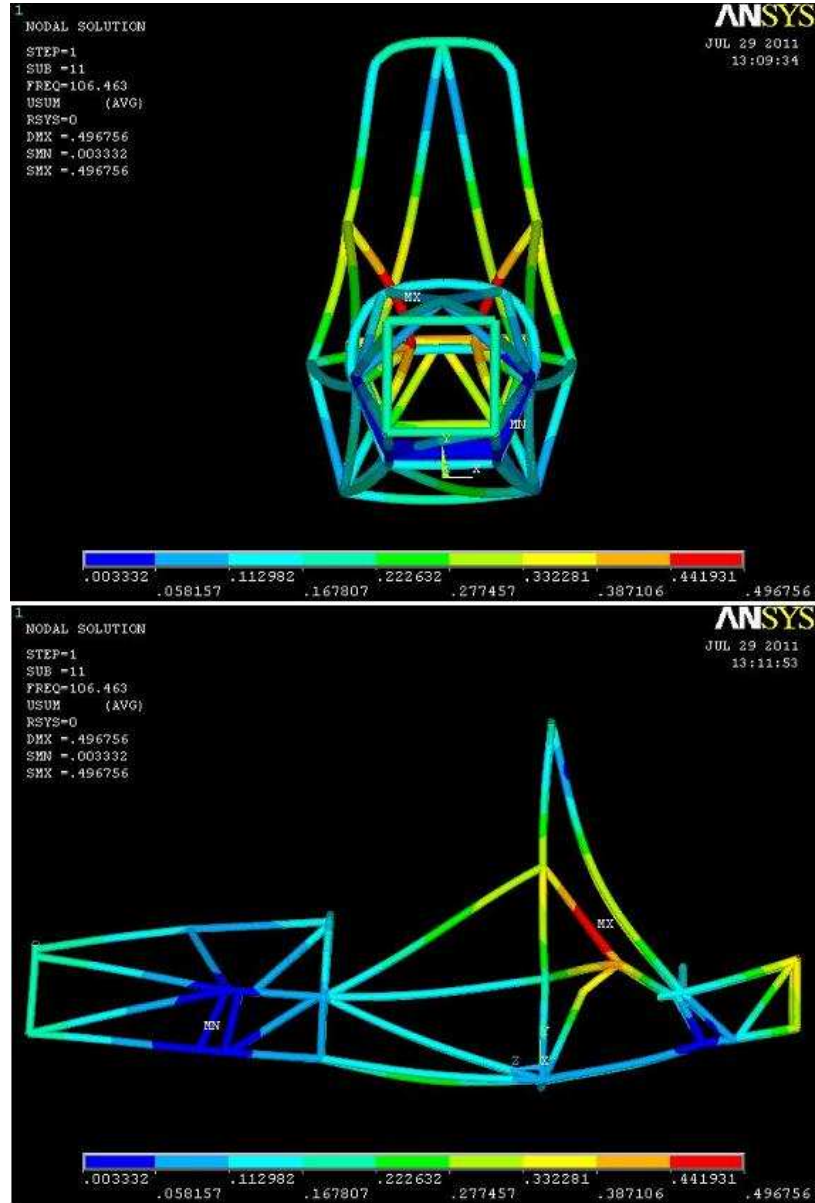
Şekil 3. 28 9. mod analiz sonuçları

Şekil 3. 29'da görüldüğü gibi 10. mod, 101,891 Hz'de gerçekleşmiş ve şasi arka bölümde yanal eğilmeye maruz kalmıştır. Bu nedenle 9. modda olduğu gibi, motor ve arka süspansiyon bağlantı noktalarında sorun oluşturmaktadır.



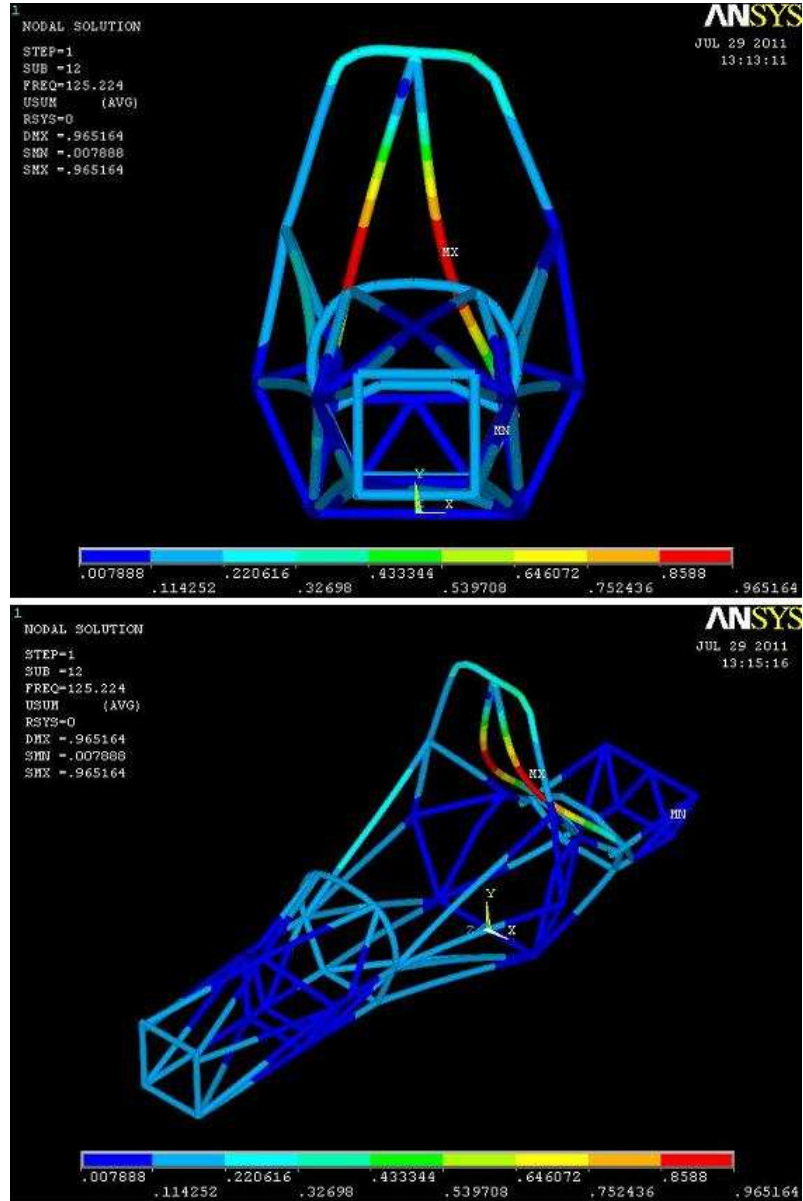
Şekil 3. 29 10. mod analiz sonuçları

11. mod 106,463 Hz'de gerçekleşmekte ve şasi düşey eğilmeye zorlanmaktadır. En büyük yer değiştirme 0,496 mm ile orta bölümde oluşmaktadır. Süspansiyon ve motor bağlantı noktaları açısından sorun teşkil etmemekle birlikte sürüş konforu etkilenmektedir.



Şekil 3. 30 11. mod analiz sonuçları

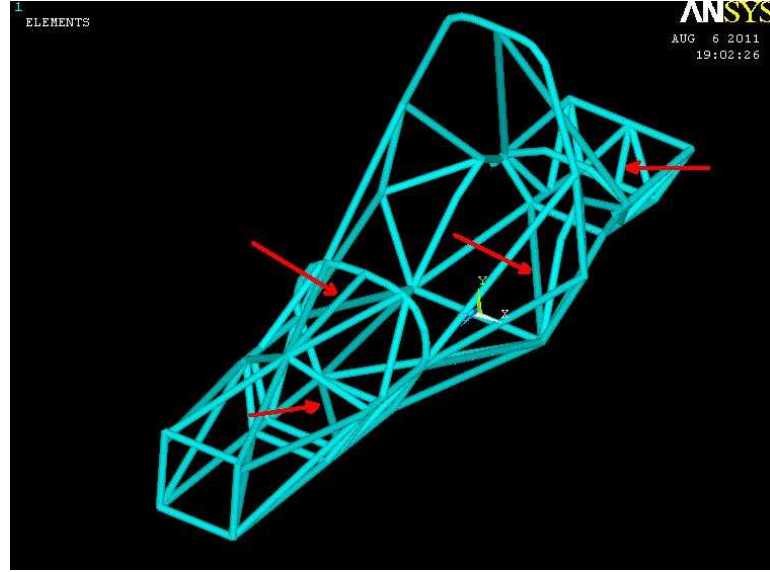
Şekil 3. 31’de görüldüğü gibi, 12. modda şasi düşey eğilmeye zorlanmakta ve en büyük yer değiştirme 0,965 mm ile orta bölümde oluşmaktadır. Bu mod 125,224 Hz’de gerçekleşmiştir ve bağlantılar için sorun teşkil etmemekte fakat sürüş konforunu etkilemektedir.



Şekil 3. 31 12. mod analiz sonuçları

3.2.3 İyileştirme Çalışması ve Sonuçları

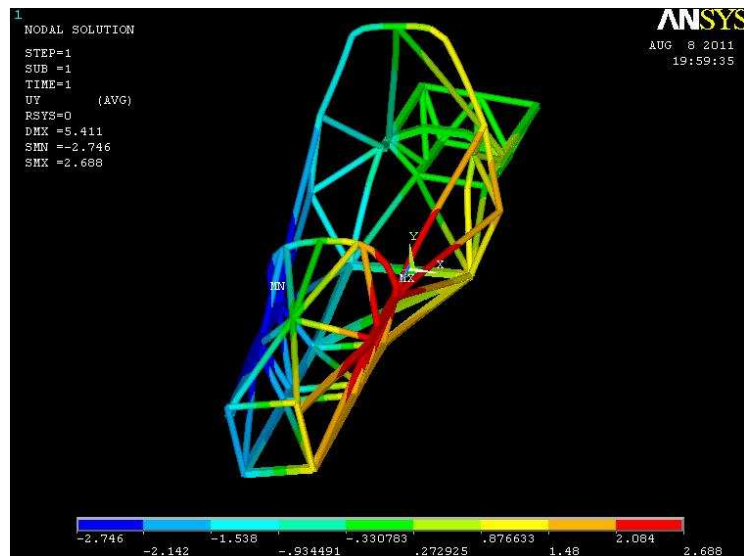
Uygulanan analizler sonrasında; şasinin burulma katılığını arttırmak, burulma katılığı / ağırlık oranını arttırmak ve modal analiz de 9. ve 10. modlarda, motor ve süspansiyon bağlantı noktalarında oluşan yer değiştirmeleri azaltmak için modelde iyileştirme çalışması yapılmıştır. Şekil 3. 32'de görüldüğü gibi şasiye eklemeler yapılmış ve sonrasında aynı analizler iyileştirme yapılmış şasiye de uygulanmıştır.



Şekil 3. 32 İyileştirme yapılmış şasi modeli

3.2.3.1 Burulma Katılığı Analizi

İyileştirme sonucunda şaside 1,25 kg ağırlık artışı meydana gelmiş ve toplam ağırlık 26,13 kg'a çıkmıştır. Uygulanan analiz sonucunda, burulma katılığı Çizelge 3. 11 'de görüldüğü gibi 750 Nm/deg olarak hesaplanmıştır. Buna göre iyileştirme yapılmadan önceki şasiye göre burulma katılığı 59 Nm/deg arttırılmıştır. Burulma katılığı / ağırlık oranı iyileştirmeden önce $691 / 24,88 = 27,77$ olarak hesaplanmıştır. İyileştirme sonucunda burulma katılığı / ağırlık oranı $750 / 26,13 = 28,70$ 'e çıkartılmıştır.



Şekil 3. 33 İyileştirme yapılan şaside burulma katılığı sonucu

Çizelge 3. 11 İyileştirme yapılan şaside burulma katılığı sonucu

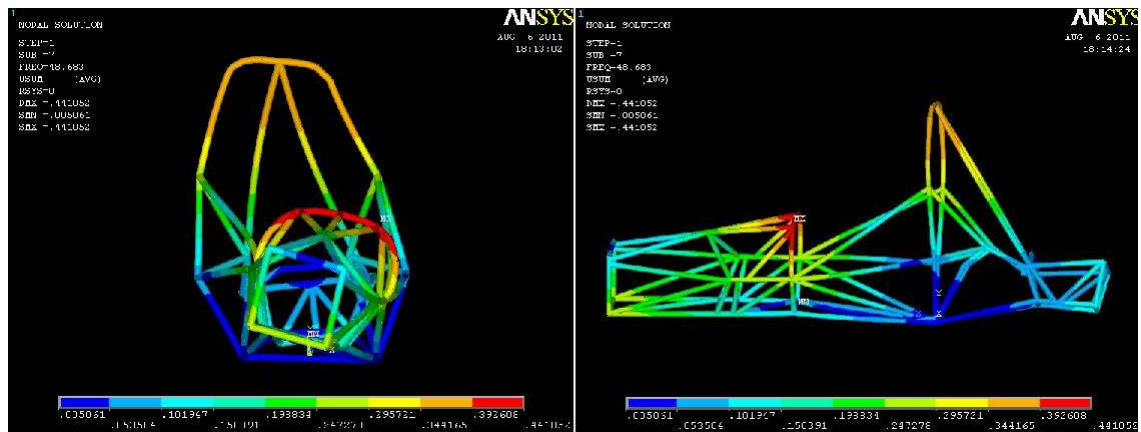
ORJİNAL KESİT							
Node	Kuvvet (N)	X(mm)	Uzaklık (mm)	$\Phi_{sol}(\text{deg})$	$\Phi_{sağ}(\text{deg})$	$\Phi_{ort}(\text{deg})$	Sertlik(Nm/deg)
95	2000	1,6404	270	0,696173121		0,71997894	750,0219383
143		1,7526	270		0,743784759		

3.2.3.2 Modal Analiz

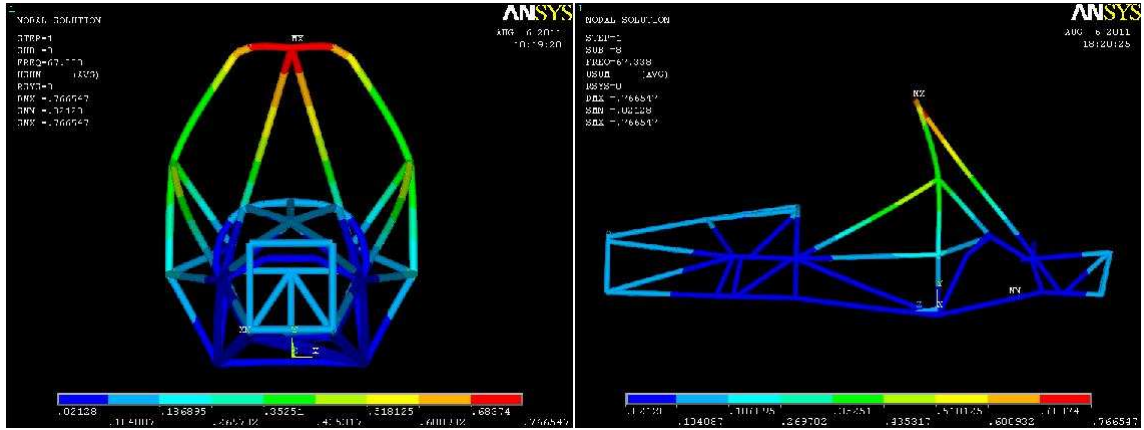
İyileştirme sonunda uygulanan analiz sonuçlarına göre oluşan elastik gövde modları Çizelge 3. 12'deki gibidir.

Çizelge 3. 12 İyileştirme yapılan şaside oluşan elastik gövde modları

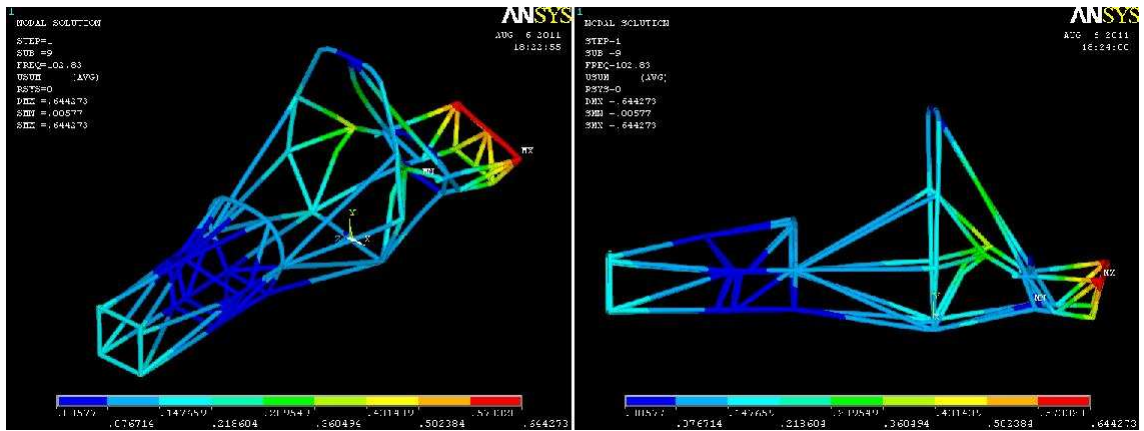
Mod	Frekans [Hz]	Şekil
7	48,683	Burulma
8	67,338	Düşey Eğilme
9	102,830	Yanal Eğilme
10	105,440	Düşey Eğilme
11	124,800	Düşey Eğilme
12	125,580	Burulma



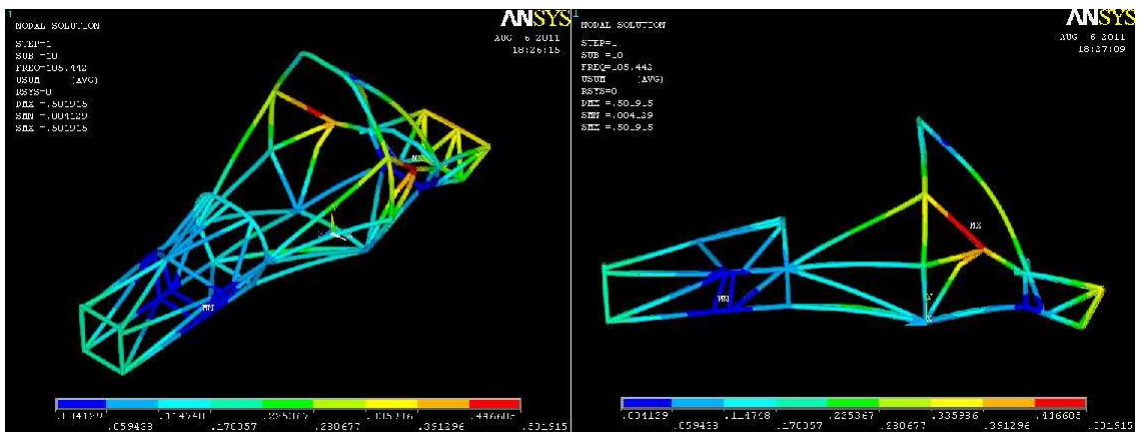
Şekil 3. 34 İyileştirme sonrası 7. mod analiz sonuçları



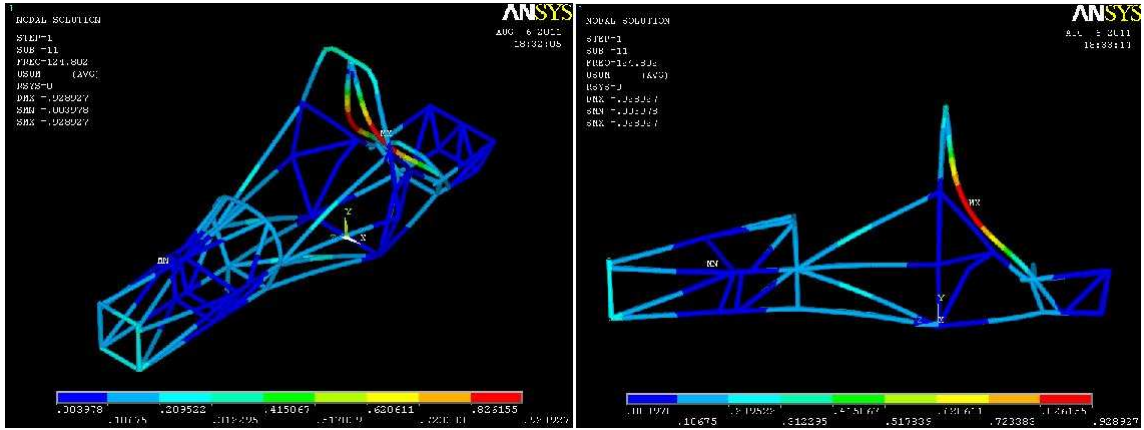
Şekil 3. 35 İyileştirme sonrası 8. mod analiz sonuçları



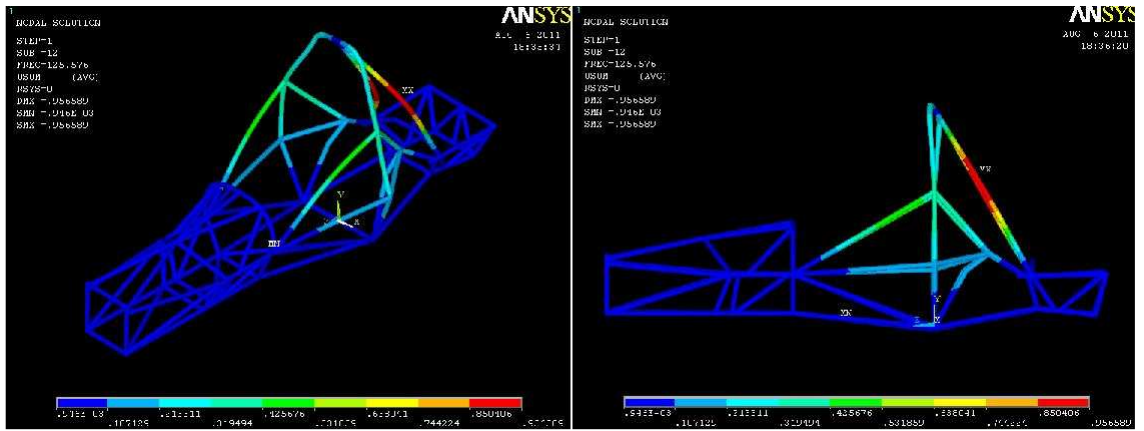
Şekil 3. 36 İyileştirme sonrası 9. mod analiz sonuçları



Şekil 3. 37 İyileştirme sonrası 10. mod analiz sonuçları



Şekil 3. 38 iyileştirme sonrası 11. mod analiz sonuçları



Şekil 3. 39 iyileştirme sonrası 12. mod analiz sonuçları

Şasiye uygulanan iyileştirme çalışması sonucunda 7. ve 8. modlarda oluşan yer değiştirmelerde azalma gözlenmiştir. Böylece 7. modda ön kısımda ve 8. modda orta kısımda şasinin katılığı artmıştır.

İyileştirme öncesinde 9. ve 10. modlarda arka kısımda motor ve süspansiyon bağlantı noktalarında oluşan yer değiştirmeler, iyileştirme çalışması sonucunda azaltılmıştır. 9. modda iyileştirme öncesinde arka kısımda gözlemlenen burulma ortadan kalkmıştır. Bunun yerine, iyileştirme öncesinde 10. modda oluşan yanal eğilme 9. modda oluşmuş ve gerçekleşen yer değiştirme azalmıştır. İyileştirme sonrasındaki 10. modda şasi orta bölümde düşey eğilmeye zorlanmaktadır. Orta bölümde oluşan yer değiştirme motor ve süspansiyon bağlantılarında sorun oluşturmamakta ancak sürüş konforunu etkilemektedir. Modlar iyileştirme öncesine göre daha yüksek frekanslarda, 102,83 Hz ve 105,44 Hz'de gerçekleşmiştir.

11. modda iyileştirme işlemi sonucunda orta bölümde düşey eğilme ve 12. modda burulma gözlenmekte ve modlar iyileştirme öncesine göre daha yüksek olan 124,8 Hz ve 125,58 Hz' de gerçekleşmektedir. Bu modlarda, motor ve süspansiyon bağlantı noktalarında sorun gözlenmemekte, fakat sürüş konforu olumsuz etkilenmektedir.

MSC. ADAMS/CAR 2005 r2 İLE SÜSPANSİYON SİSTEMİ ANALİZLERİ

Bu bölümde otomobilin ön ve arka süspansiyon sistemleri MSC. Adams/Car yazılımında oluşturularak, kinematik analizler uygulanmıştır.

Tasarımlar yazılım içerisinde bulunan şablon dosyaları üzerinde değişiklikler yapılması suretiyle hazırlanmış ve süspansiyon sistemleri elde edilmiştir. Elde edilen tasarımlarda kinematik analizler uygulanarak ön düzen açıları incelenmiştir.

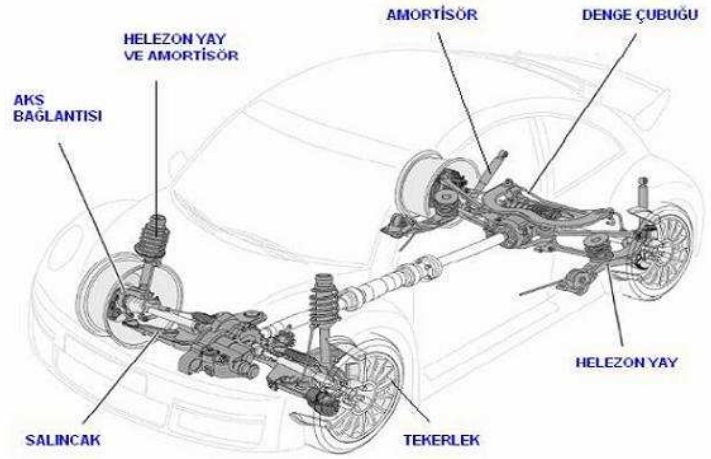
Ancak süspansiyon sisteminin analizlerinden önce süspansiyon sisteminin görevleri, önemi ve süspansiyon sistemini etkileyen faktörler incelenmelidir.

4.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri ve Önemi

Araç gövdesi ile tekerler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek üzere tasarlanmıştır. Süspansiyon sistemi sürüş konforu ve güvenliği açısından ihtiyaç duyulan bir sistemdir. Direksiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve tekerlerle bir bütönlük içerisinde çalışır[20].

Otomobilin yol tutuş ve yetenekleri, sürüş güvenliğinin sağlanmasında en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve lastikler. Tüm bu parçaların birbiri ile uyum içinde çalışması sonucunda otomobil sürücülerin ihtiyaçlarına cevap verebilecektir. Otomobillerde ön düzen açılarının kontrolü ve bakımı son derece önemlidir. Çünkü bu açıların tespiti çok uzun süren araştırma ve geliştirme çalışmaları sonucunda belirlenmiştir. Bu açıların bozulması araç

konforunu ve güvenliğini tehlikeye düşürecek kazalara neden olabilir. Lastiklerin otomobil güvenliğinde ne kadar önemli olduğunu anlamak için Formula-1 yarışlarına bakmak yeterlidir. Aynı özelliklere sahip araçlarda farklı lastik kullanılması yarışın kazanılmasına ya da kaybettirilmesiyle sonuçlanmaktadır. Araçların motor gücünü ve fren sistemlerinin gücünü yola aktaracak yine lastiklerdir[21].



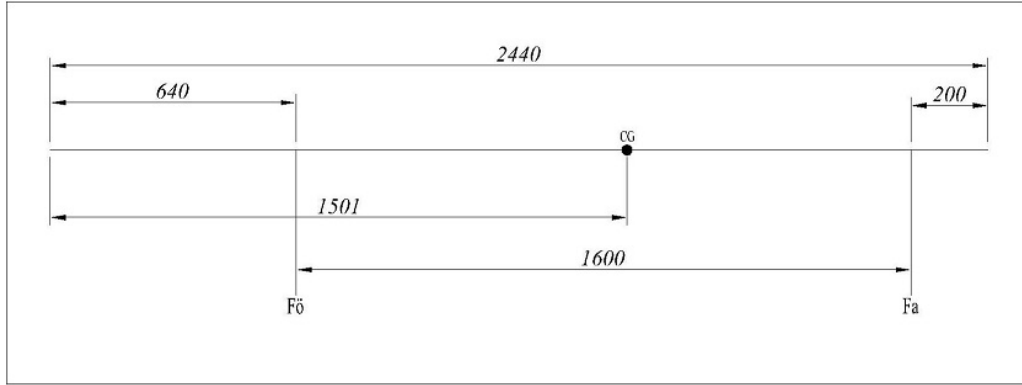
Şekil 4. 1 Araç üzerinde süspansiyon sistemi[20]

Süspansiyon sisteminin görevleri şunlardır:

- Sürüş esnasında lastiklerle birlikte çalışarak yolcuları ve taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönümleyerek yumuşatır. Aynı zamanda şasi ve kaportayı da korumuş olur.
- Yol yüzeyi ve tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır.
- Akslar üzerinde gövdeyi taşır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar.
- Yol ile tekerlekler arasında teması kaybetmeden güvenli dönüş yapmayı sağlar.
- Seyir halindeki bir araca yoldan ve havadan birçok kuvvet etki etmektedir. İşte bu kuvvetlerin oluşturduğu sallantı, yan yatma, zıplama ve gezme gibi salınımları azaltır[20].

4.2 Ağırlık Merkezi ve Ağırlık Dağılımının Belirlenmesi

ADAMS Car yazılımında oluşturulan taşıt modelinden elde edilen taşıt ağırlığı 188 kg'dır. Ağırlık merkezi koordinatları da $x= 51 \text{ mm}$ $y= 0,0 \text{ mm}$ $z= 205 \text{ mm}$ olarak hesaplanmıştır. Sürücü ağırlığı 68 kg ve ağırlık merkezi $x = -230 \text{ mm}$ $y= 0,0 \text{ mm}$ $z= 340 \text{ mm}$ olarak kabul edilmiştir. Bunların dışında, çalışma kapsamında yer almayan dış donanımların (fiber gövde, darbe sönümleyici petek, radyatör, sürücü koltuğu vb.) ağırlığı 35 kg ve ağırlık merkezi $x = -650 \text{ mm}$ $y= 0,0 \text{ mm}$ $z= 200 \text{ mm}$ olarak kabul edilmiştir. Bu değerlere göre, 68 kg sürücü dahil toplam ağırlık 291 kg ve ağırlık merkezi Şekil 4. 2'de gösterildiği gibi $x= -99 \text{ mm}$ $y= 0,0 \text{ mm}$ $z= 236 \text{ mm}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. 2 Ağırlık merkezi

$$51[mm].188[kg] - 230[mm].68[kg] - 650[mm].35[kg] = x.291[kg] \quad (4.1)$$
$$x = -99[mm]$$

$$205[mm].188[kg] + 340[mm].68[kg] + 200[mm].35[kg] = z.291[kg] \quad (4.2)$$
$$z = 236[mm]$$

Ağırlık dağılımının hesaplanması amacıyla arka tekerleğe göre moment alınırsa,

$$739 \times 291 = 1600.m_{\ddot{o}} \quad (4.3)$$
$$m_{\ddot{o}} = 134[kg]$$

$$m_a = 291 - 134 = 157[kg] \quad (4.4)$$

ön tekerlere etkiyen yük $m_{\ddot{o}} = 134 \text{ kg}$ ve arka tekerlere etkiyen yük $m_a = 157 \text{ kg}$ olarak bulunur. Buna göre ağırlık dağılımı %46 ön ve %54 arka olarak hesaplanmıştır.

4.3 Yay Sabitinin Belirlenmesi

Yapılan literatür araştırmaları sonucuna göre Formula SAE otomobillerinde otomobillerin doğal frekansı 2 ila 3 Hz arasında değişmektedir. Modern otomobillerde ise bu değer 1 – 1,3 Hz arasında tutulmaya çalışılmaktadır. Ancak FSAE otomobilinde konfordan daha çok sürüş ön planda tutulduğundan dolayı aracın doğal frekansı biraz daha yüksek seçilerek yay sabitinin yüksek bir değer alması sağlanmıştır. Bu sebeple doğal frekans ön için 2,8 Hz ve arka için 3,1 Hz olarak seçilmiştir.

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} [Hz] \quad (4.5)$$

$$2,8 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\dot{O}}}{m_{\dot{O}}}} [Hz] \quad (4.6)$$

$$17,6 = \sqrt{\frac{K_{\dot{O}}}{134[kg]}} \quad (4.7)$$

$$K_{\dot{O}} = 41507[N / m] \cong 42000[N / m] \quad (4.8)$$

$$3,1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_A}{m_A}} [Hz] \quad (4.9)$$

$$19,5 = \sqrt{\frac{K_A}{157[kg]}} \quad (4.10)$$

$$K_A = 59699[N / m] \cong 60000[N / m] \quad (4.11)$$

Seçilen frekans değerlerine göre taşıtın dingil başına yay sabiti değerleri yukarıdaki denklemlerde $K_{\dot{O}} = 42000$ N/m ve $K_A = 60000$ N/m olarak hesaplanmıştır. Buna göre toplam yay sabiti $K_T = K_{\dot{O}} + K_A = 42000 + 60000 = 102000$ N/m olarak bulunmuştur.

Bu değerlere göre tekerlek başına yay sabiti değerleri Denklem 4.12 ve 4.13’de görüldüğü gibi $K_{\dot{O}L} = K_{\dot{O}R} = 21000$ N/m ve $K_{AL} = K_{AR} = 30000$ N/m olarak hesaplanmıştır.

$$K_{\dot{O}L} = K_{\dot{O}R} = \frac{42000}{2} = 21000[N / m] \quad (4.12)$$

$$K_{AL} = K_{AR} = \frac{60000}{2} = 30000[N / m] \quad (4.13)$$

4.4 Süspansiyon Yalpa Sertliğinin Hesaplanması

Yalpa sertliği, taşıtta oluşan yalpa hareketinin sönümlenmesinde önemli bir faktördür. Bu sebeple yay sabitine ve iz genişliğine bağlı olarak değişen bu değer tasarımda dikkate alınmalı ve süspansiyon sistemi yeterli yalpa sertliğine sahip olmalıdır.

Süspansiyon yalpa sertliği aşağıdaki denkleme göre hesaplanır[22]. Sabit akslı süspansiyon sistemleri için uygulanan bu bağıntı, yaklaşık olarak benzer sonuçlar vereceği kabulü ile bağımsız süspansiyon şeklinde tasarlanan modelde de uygulanmıştır.

$$K_{\Phi} = \frac{0,5 \times K_y \times s^2}{57,3} [Nm / \text{deg}] \quad (4.14)$$

Buna göre ön süspansiyon yalpa sertliği;

$$K_{\dot{O}\Phi} = \frac{0,5 \times 21000 \times 1,2^2}{57,3} \quad (4.15)$$

$$K_{\dot{O}\Phi} = 264 [Nm / \text{deg}] \quad (4.16)$$

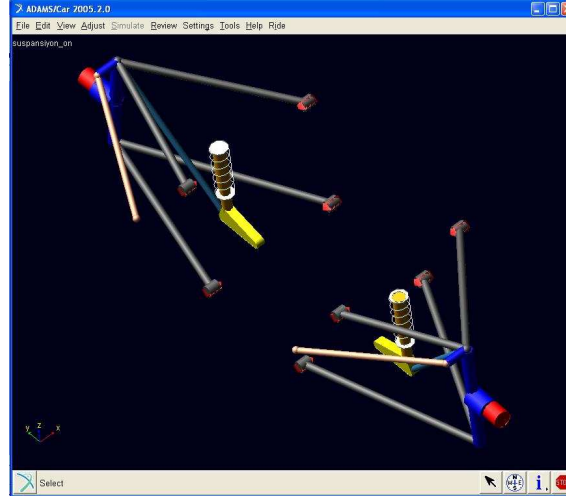
ve arka süspansiyon yalpa sertliği;

$$K_{A\Phi} = \frac{0,5 \times 30000 \times 1,15^2}{57,3} \quad (4.17)$$

$$K_{\dot{O}\Phi} = 346 [Nm / \text{deg}] \quad (4.18)$$

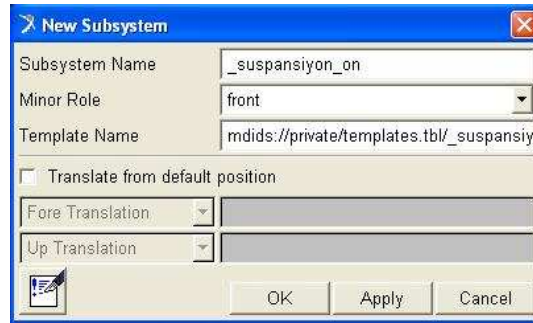
olarak hesaplanır. Toplam yalpa sertliği ise aşağıdaki gibi 610 Nm/deg olarak bulunmuştur.

$$K_{T\Phi} = K_{\dot{O}\Phi} + K_{A\Phi} = 264 + 346 = 610 [Nm / \text{deg}] \quad (4.19)$$

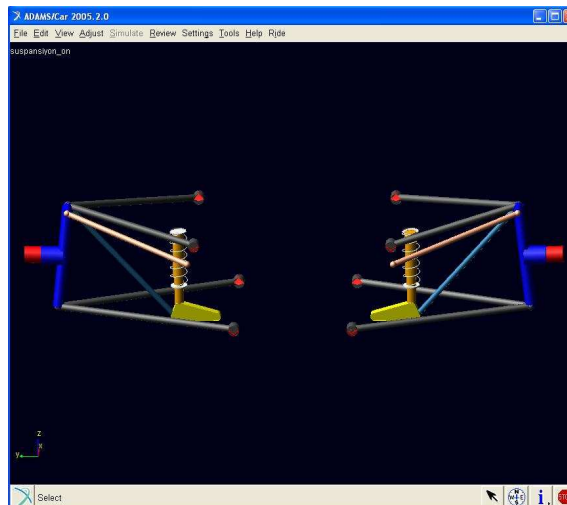


Şekil 4. 4 Ön süspansiyon şablonunun görünümü

Alt sistemin oluşturulması için standart ara yüze geçilir ve Şekil 4. 5'deki gibi isim verilip, daha önce oluşturulan şablon dosyası seçilerek alt sistem oluşturulur.



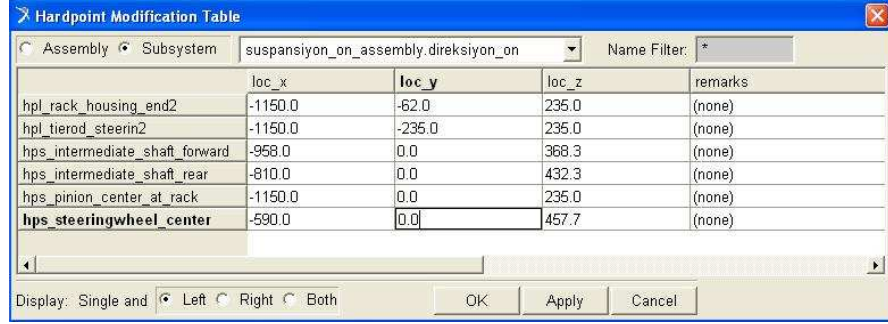
Şekil 4. 5 Alt sistemin oluşturulması



Şekil 4. 6 Ön süspansiyon alt sistemi

4.5.1.2 Direksiyon Alt Sistem Tasarımı

Direksiyon alt sistemi tasarımı için şablon tasarımı koordinat noktaları, şasi modelinden elde edilen koordinat noktaları ile değiştirilmiştir.

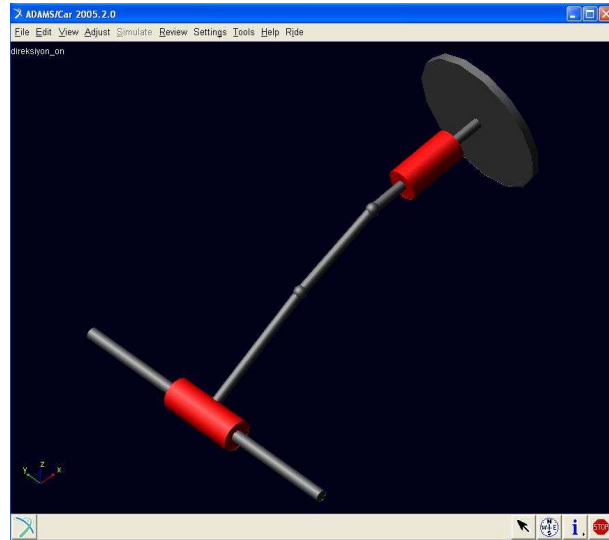


The image shows a 'Hardpoint Modification Table' dialog box. It has a tabbed interface with 'Assembly' and 'Subsystem' tabs. The 'Subsystem' tab is active, showing a table with columns: loc_x, loc_y, loc_z, and remarks. The table contains six rows of data. Below the table, there are radio buttons for 'Display: Single and' with options 'Left', 'Right', and 'Both'. At the bottom right are 'OK', 'Apply', and 'Cancel' buttons.

	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_rack_housing_end2	-1150.0	-62.0	235.0	(none)
hpl_tierod_steerin2	-1150.0	-235.0	235.0	(none)
hps_intermediate_shaft_forward	-958.0	0.0	368.3	(none)
hps_intermediate_shaft_rear	-810.0	0.0	432.3	(none)
hps_pinion_center_at_rack	-1150.0	0.0	235.0	(none)
hps_steeringwheel_center	-590.0	0.0	457.7	(none)

Şekil 4. 7 Koordinat noktalarının tanımlanması

Alt sistemin oluşturulması standart ara yüzde gerçekleştirilir. Oluşturulacak alt sisteme isim verilip, daha önce oluşturulan şablon dosyası seçilerek direksiyon alt sistemi Şekil 4. 8'deki gibi oluşturulur.



Şekil 4. 8 Direksiyon alt sistemi

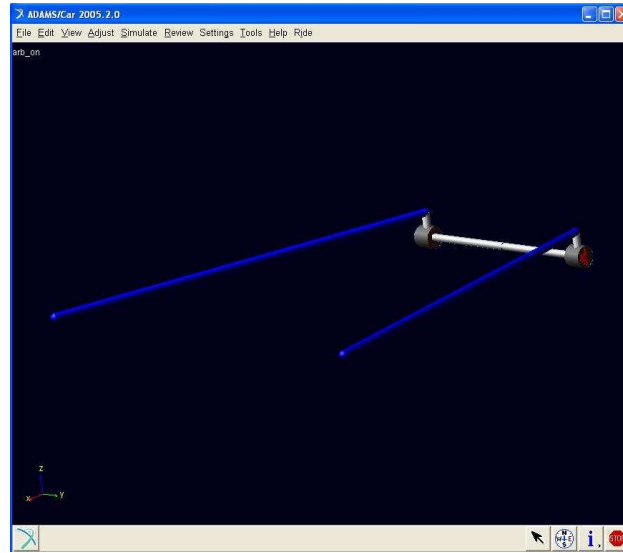
4.5.1.3 Viraj Denge Çubuğu Alt Sistem Tasarımı

Viraj denge çubuğu alt sistemi tasarımı için şablon tasarımı koordinat noktaları, şasi modelinden elde edilen koordinat noktaları ile değiştirilmiştir.

Hardpoint Modification Table			
	loc_x	loc_y	loc_z
hpl_arb_bend	-868.565	-225.0	39.5
hpl_arb_bushing	-868.565	-225.0	39.5
hpl_droplink_to_arb	-868.565	-225.0	94.5
hps_arb_middle	-868.565	0.0	39.5

Şekil 4. 9 Koordinat noktalarının tanımlanması

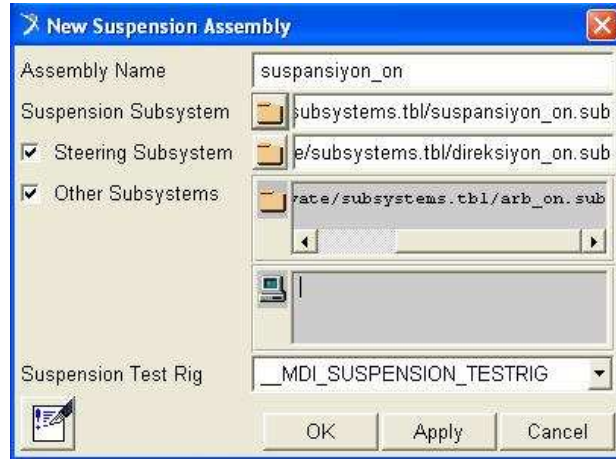
Benzer şekilde oluşturulacak alt sisteme isim verilip, daha önce oluşturulan şablon dosyası seçilerek viraj denge çubuğu alt sistemi Şekil 4. 10'daki gibi oluşturulur.



Şekil 4. 10 Viraj denge çubuğu alt sistemi

4.5.1.4 Ön Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması

Alt sistemlerin tasarlanmasından sonra, bu alt sistemler bir araya getirilerek ön süspansiyon sistemi oluşturulmuştur. Bu amaçla, Şekil 4. 11'de görüldüğü gibi sisteme isim verilmiş ve daha önce hazırlanan süspansiyon, direksiyon ve viraj denge çubuğu alt sistemleri tanımlanmıştır.



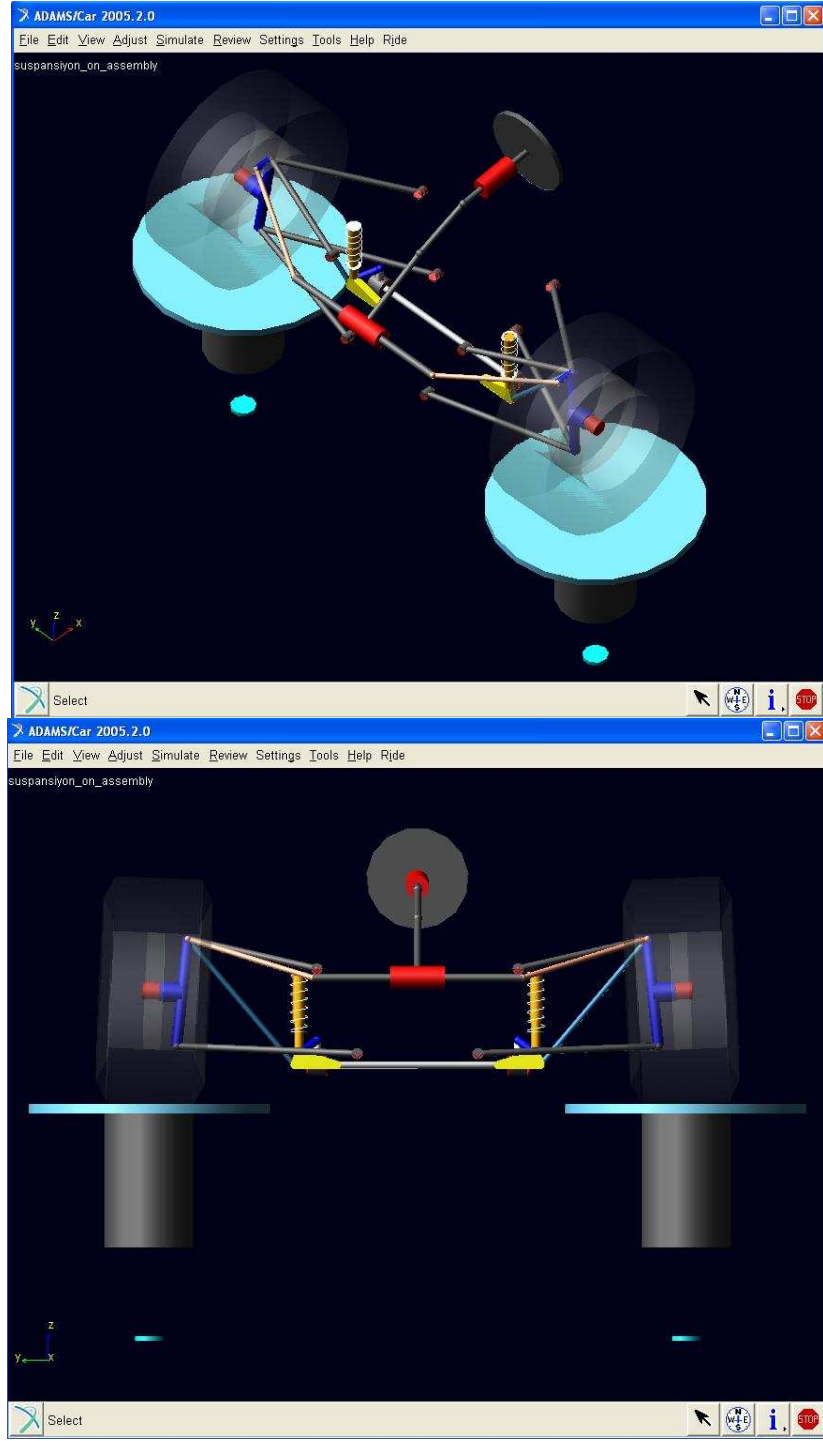
Şekil 4. 11 Süspansiyon sisteminin oluşturulması

Sitem oluşturulduktan sonra sisteme ait parametreler tanımlanmıştır. Parametreler Çizelge 4. 1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Ön süspansiyon özellikleri

Ön Süspansiyon Özellikleri	
Lastik Ebatları	20x7,5x13
Ağırlık Merkezi Yüksekliği	236 mm
Süspansiyon Hareket Mesafesi	28, -28 mm
Asılı Kütle Doğal Frekansı	2,8 Hz
Hareket Oranı	0,68:1
Statik Toe	3,1 mm (0,7°)toe in
Statik Kamber	(-) 2,5°
Statik Kaster	(+) 4°
Statik King-Pin	(+) 5,9°
Statik Yalpa Merkezi Yüksekliği	48,14 mm
Lastik Sertliği	200 Nm/deg
Viraj Denge Çubuğu Sertliği	250 Nm/deg
Yay Sertliği	21 N/mm
Yay Ön Yükleme	42 N

Elemanların ve boyutlarının tanımlanmasına ilişkin yapılan işlemlerin sonunda elde edilen ön süspansiyon sistemin görünümü Şekil 4. 12’de verilmektedir.

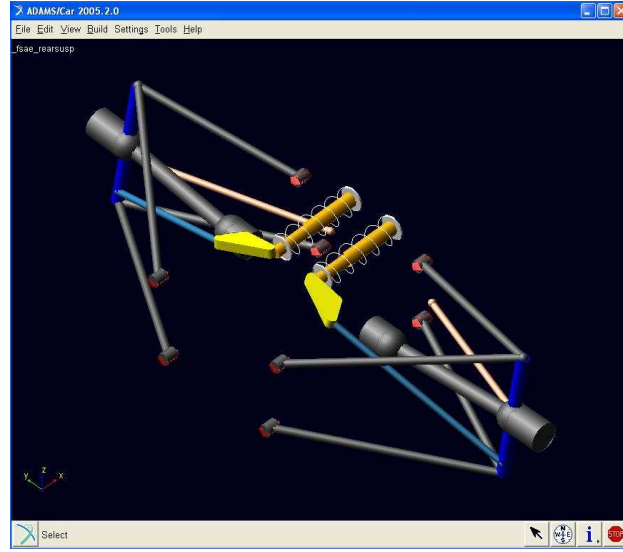


Şekil 4. 12 Ön süspansiyon sistemi

4.5.2 Arka Süspansiyon Sistemi Tasarımı

4.5.2.1 Arka Süspansiyon Alt Sistem Tasarımı

Ön süspansiyon alt sisteminin oluşturulmasından sonra, arka süspansiyon sistemi de benzer şekilde oluşturulmuştur. Hazır şablonun koordinat noktaları, Şekil 4. 14'te gösterildiği gibi değiştirilmiştir.

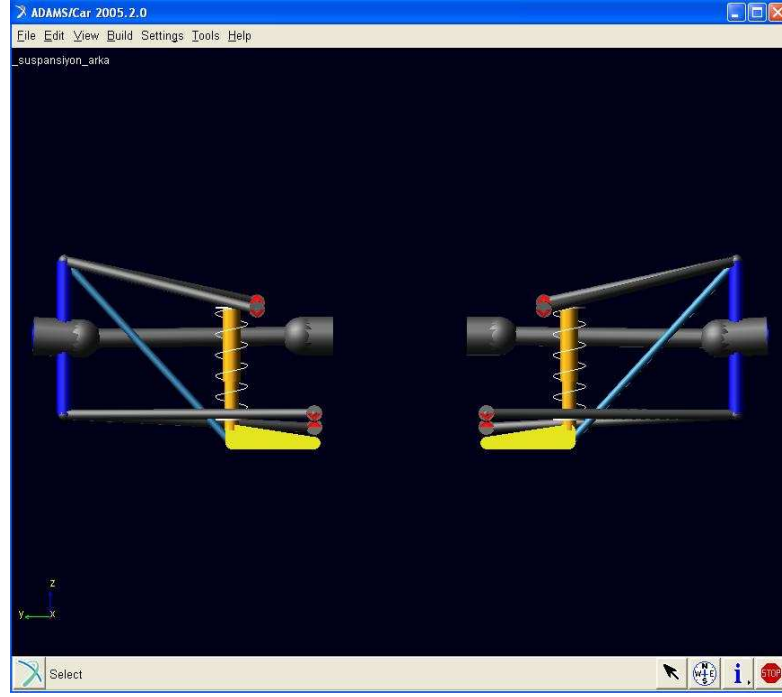


Şekil 4. 13 Kullanılan şablon tasarımı

	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_arb_bushing_mount	700.0	-203.2	77.11051969	(none)
hpl_arlink_to_bellcrank	605.33007237	-265.0	57.11051969	(none)
hpl_bellcrank_pivot	605.33007237	-180.0	32.11051969	(none)
hpl_bellcrank_pivot_orient	508.0	-180.0	32.11051969	(none)
hpl_drive_shaft_inr	670.33007237	-155.0	204.3626681	(none)
hpl_lca_front	520.46709834	-135.0	83.04763402	(none)
hpl_lca_outer	640.33007237	-527.4	81.8007237	(none)
hpl_lca_rear	760.19265448	-135.0	61.11761524	(none)
hpl_prod_outer	640.33007237	-527.4	321.8007237	(none)
hpl_prod_to_bellcrank	605.33007237	-275.0	32.11051969	(none)
hpl_shock_to_bellcrank	605.33007237	-265.0	57.11051969	(none)
hpl_shock_to_chassis	605.33007237	-265.0	237.11051969	(none)
hpl_tierod_inner	794.32577633	-225.0	256.76549864	(none)
hpl_tierod_outer	715.33007237	-527.4	321.8007237	(none)
hpl_uca_front	441.98001056	-225.0	245.9	(none)
hpl_uca_outer	640.33007237	-527.4	321.8007237	(none)
hpl_uca_rear	794.32577633	-225.0	256.76549864	(none)
hpl_wheel_center	640.33007237	-561.77	204.3626681	(none)
hps_global	0.0	0.0	0.0	(none)

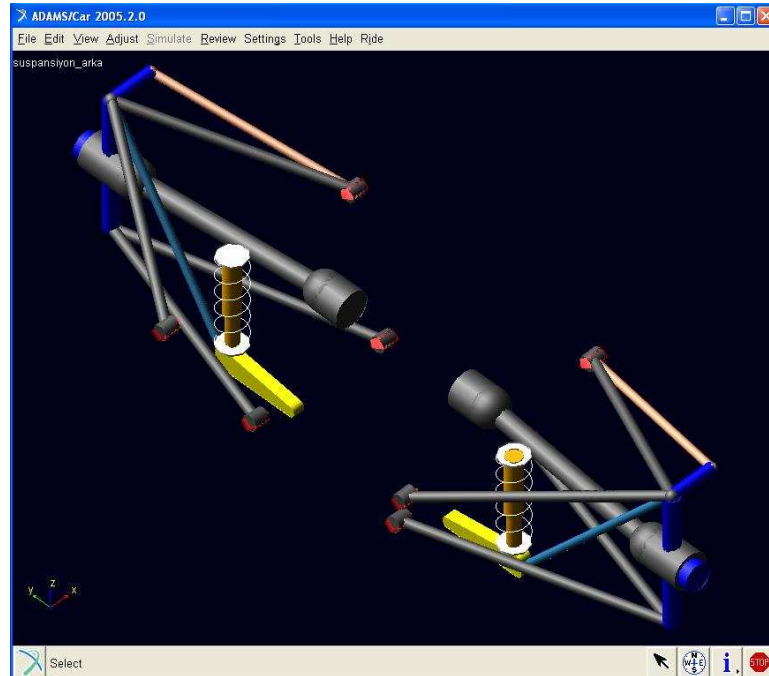
Şekil 4. 14 Koordinat noktalarının değiştirilmesi

Koordinat noktalarının değiştirilmesi sonucunda oluşturulan model Şekil 4. 15'de gösterildiği gibidir.



Şekil 4. 15 Arka süspansiyon şablonunun görünümü

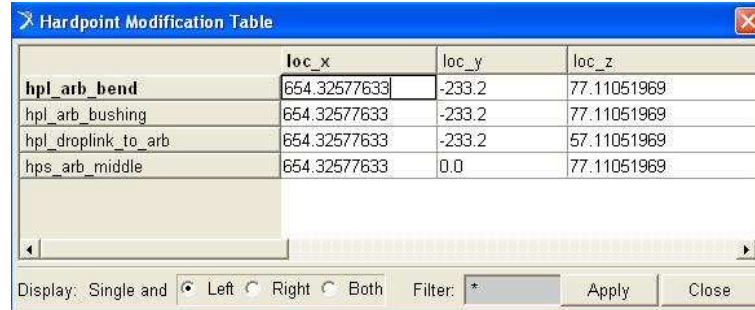
Alt sistemin oluşturulması için standart ara yüze geçilir ve Şekil 4. 16'daki gibi isim verilip, daha önce oluşturulan şablon dosyası seçilerek alt sistem oluşturulur.



Şekil 4. 16 Alt sistemin görünümü

4.5.2.2 Viraj Denge Çubuğu Alt Sistem Tasarımı

Viraj denge çubuğu alt sistemi tasarımı için şablon tasarımı koordinat noktaları, şasi modelinden elde edilen koordinat noktaları ile değiştirilmiştir.

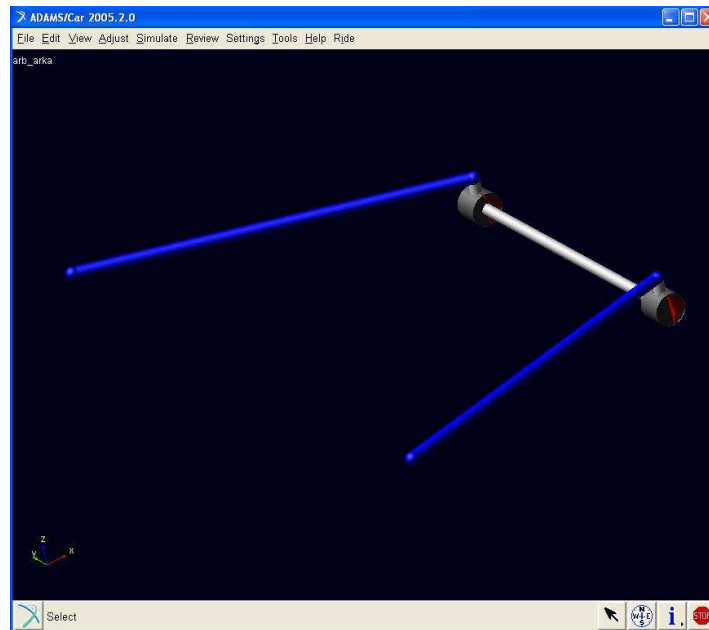


The image shows a 'Hardpoint Modification Table' dialog box. It contains a table with four columns: 'hpl_arb_bend', 'loc_x', 'loc_y', and 'loc_z'. The table has four rows of data. Below the table, there are radio buttons for 'Display: Single and' with options 'Left', 'Right', and 'Both'. There is also a 'Filter' field with an asterisk, and 'Apply' and 'Close' buttons.

	loc_x	loc_y	loc_z
hpl_arb_bend	654.32577633	-233.2	77.11051969
hpl_arb_bushing	654.32577633	-233.2	77.11051969
hpl_droplink_to_arb	654.32577633	-233.2	57.11051969
hps_arb_middle	654.32577633	0.0	77.11051969

Şekil 4. 17 Koordinat noktalarının değiştirilmesi

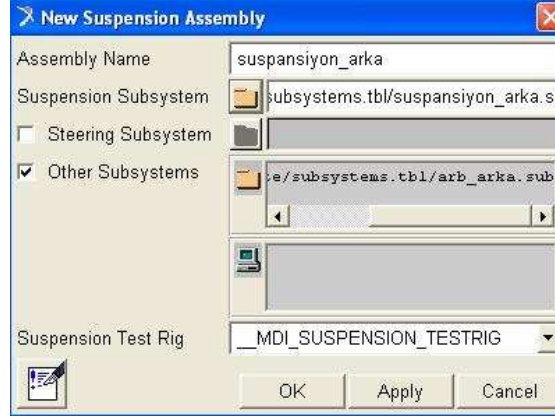
Alt sistemin oluşturulması standart ara yüze geçilir. Oluşturulacak alt sisteme isim verilip, daha önce oluşturulan şablon dosyası seçilerek viraj denge çubuğu alt sistemi Şekil 4. 18'deki gibi oluşturulur.



Şekil 4. 18 Viraj denge çubuğu alt sistemi

4.5.2.3 Arka Süspansiyon Sisteminin Oluşturulması

Alt sistemlerin tasarlanmasından sonra, bu alt sistemler bir araya getirilerek ön süspansiyon sistemi oluşturulmuştur. Bu amaçla, Şekil 4. 19'da görüldüğü gibi sisteme isim verilir. Diğer bölümlerde ise, olarak daha önce hazırlanan süspansiyon, direksiyon ve viraj denge çubuğu alt sistemi seçilmiştir.



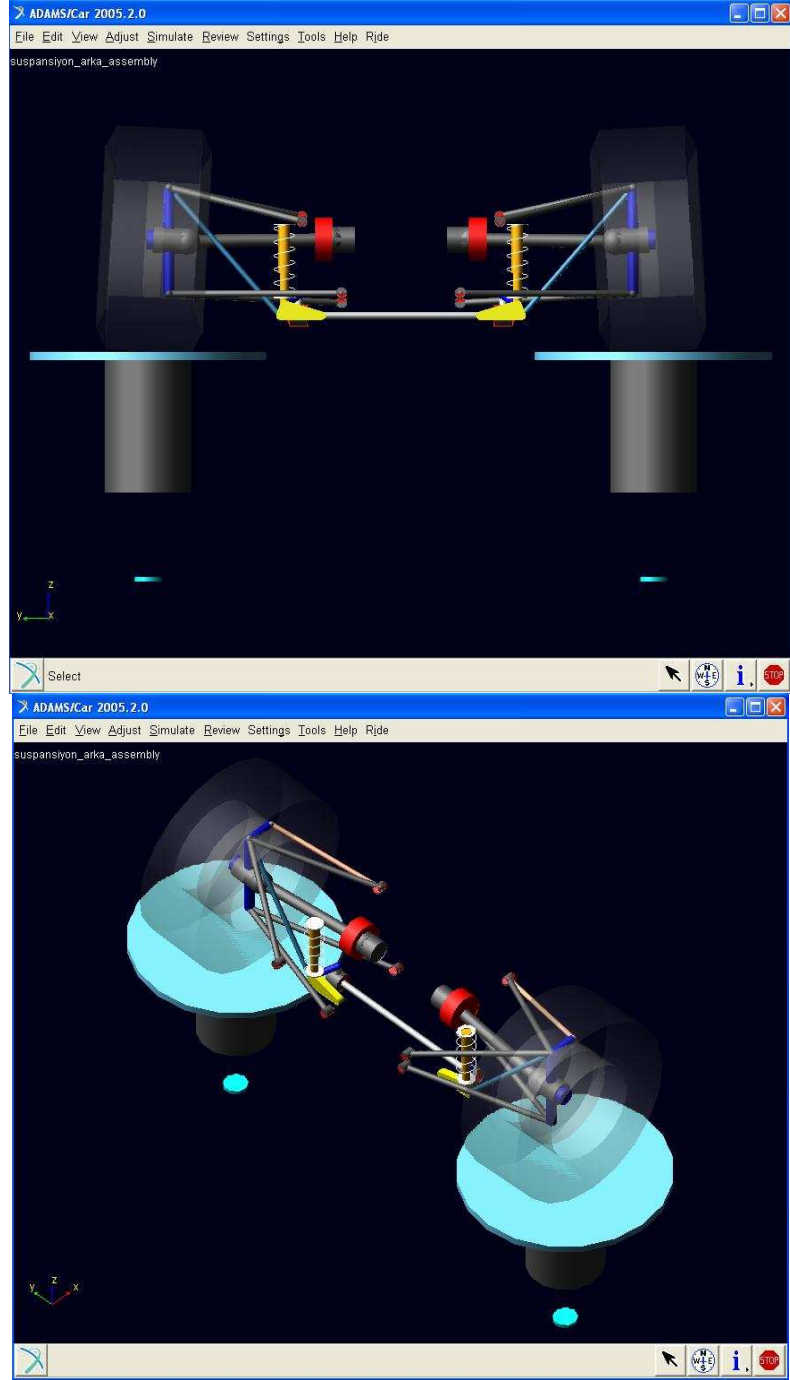
Şekil 4. 19 Süspansiyon sisteminin oluşturulması

Sistem oluşturulduktan sonra sisteme ait parametreler tanımlanmıştır. Parametreler Çizelge 4. 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 2 Arka süspansiyon özellikleri

Arka Süspansiyon Özellikleri	
Lastik Ebatları	20x7,5x13
Ağırlık Merkezi Yüksekliği	236 mm
Süspansiyon Hareket Mesafesi	28, -28 mm
Asılı Kütle Doğal Frekansı	3,1 Hz
Hareket Oranı	0,40:1
Statik Toe	2 mm (0,45°) toe in
Statik Kamber	(-) 3°
Statik Kaster	
Statik King-Pin	
Statik Yalpa Merkezi Yüksekliği	47,90 mm
Lastik Sertliği	200 Nm/deg
Viraj Denge Çubuğu Sertliği	300 Nm/deg
Yay Sertliği	30 N/mm
Yay Ön Yükleme	75 N

Yapılan işlemler sonunda arka süspansiyon sistemin görünümü Şekil 4. 20'deki gibidir.



Şekil 4. 20 Arka süspansiyon sistemi

4.6 Süspansiyon Sistemleri Analizi

Kinematik analizlerin amacı, tatmin edici kinematik davranışların elde edilebilmesi için süspansiyon geometrisinin ayarlanmasıdır. Analizler sonucunda; salıncak kollarının uzunluğu, yataklar, mafsallar vb. süspansiyon kinematiğine etki eden geometrik özellikler hakkında tasarım önerilerinde bulunulabilir[23].

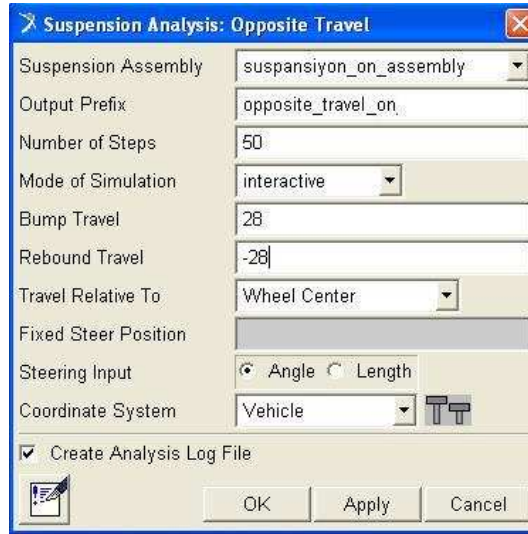
Ayrıca sürüş ve yalpa esnasında, taşıt gereksinimlerinin karşıladığından emin olmak için süspansiyon yay özellikleri incelenebilir. Viraj denge çubuğu gibi ek süspansiyon parçaları da incelenebilir ve tasarım önerilerinde bulunulabilir[23].

4.6.1 Ön Süspansiyon Analizi

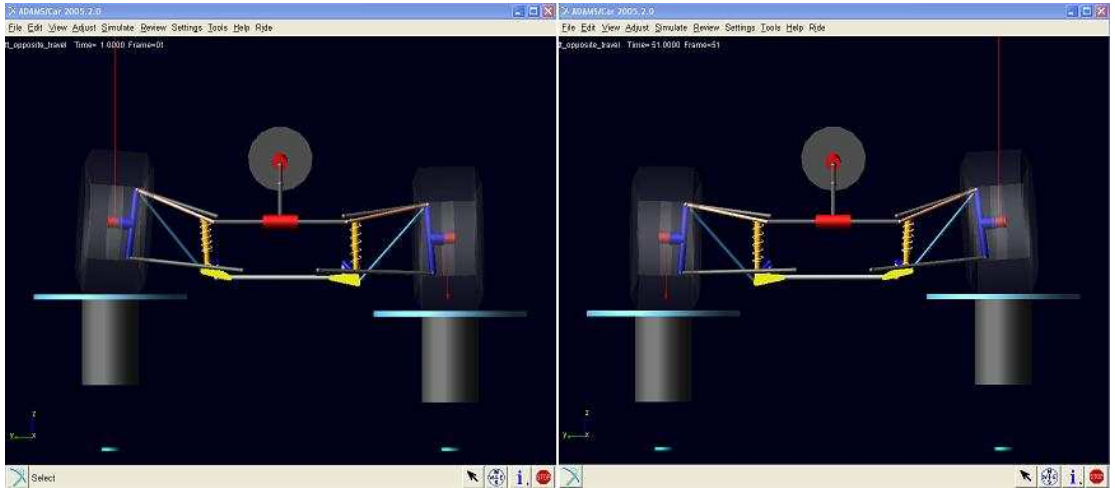
Yukarda belirtilen amaçlar doğrultusunda ön süspansiyon sistemine ters yönlü tekerlek hareketi ve direksiyon hareket analizleri uygulanarak bu hareketlerin ön düzen açılarına etkileri incelenmiştir.

4.6.1.1 Ters Yönlü Tekerlek Hareketi Analizi

Analizi gerçekleştirmek için Şekil 4. 21’de görüldüğü gibi analize isim verilir, analizin kaç adımda yapılacağı ve tekerleklerin düşey ekseninde aşağı ve yukarı ne kadar hareket edeceği tanımlanır. Hareket 50 adımda gerçekleştirilmiş ve tekerleklerin hareketi -28 mm ile 28 mm arasında sınırlandırılmıştır. Hareket Şekil 4. 22’de gösterildiği gibidir.



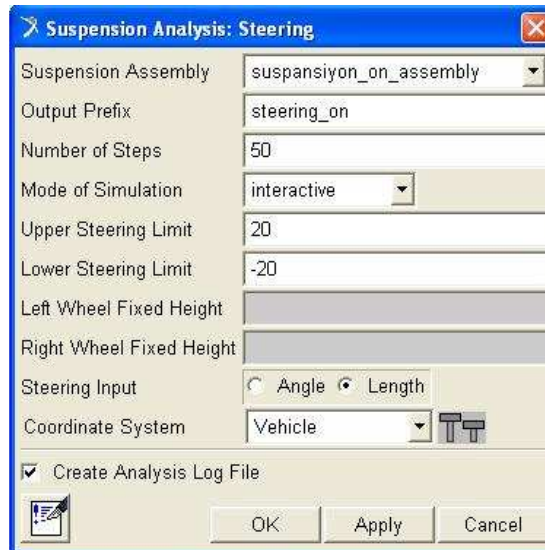
Şekil 4. 21 Analiz ayarları



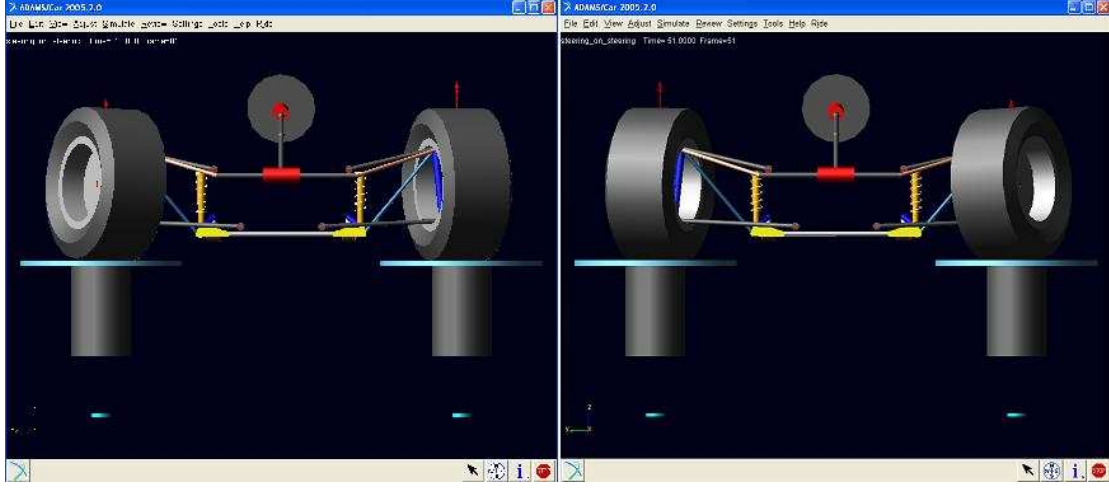
Şekil 4. 22 Ters yönlü tekerlek analizinde tekerleklerin hareketi

4.6.1.2 Direksiyon Hareket Analizi

Analizi gerçekleştirmek için Şekil 4. 23’de görüldüğü gibi analize isim verilir, analizin kaç adımda yapılacağı ve tekerleklerin sağa ve sola ne kadar hareket edeceği tanımlanır. Buna göre, analiz 50 adımda gerçekleştirilmiş ve tekerleklerin sağa-sola hareketi -20 mm ile 20 mm arasında gerçekleştirilmiştir.



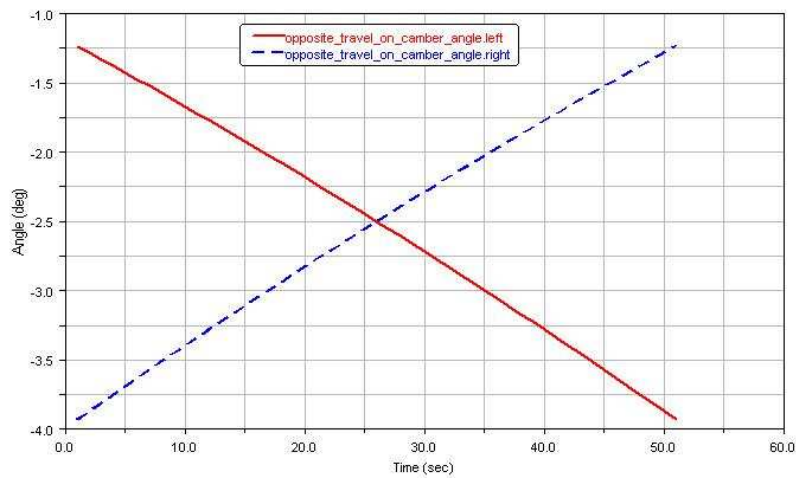
Şekil 4. 23 Analiz ayarları



Şekil 4. 24 Direksiyon hareket analizinde tekerleklerin hareketi

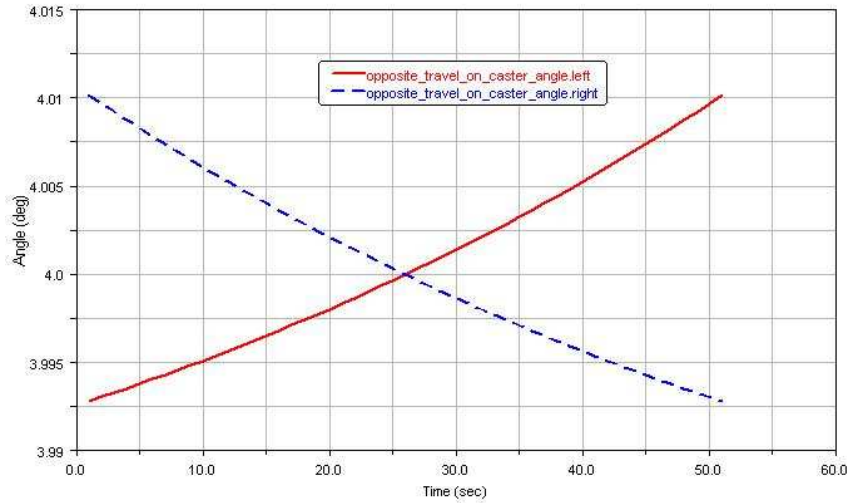
4.6.1.3 Sonuçlar

Şekil 4. 22'deki ters yönlü tekerlek hareketi analizinde, kamber açısının değişimi Şekil 4. 25'deki gibidir. Buna göre, sol tekerleğin $-28 \text{ mm}'$ den $+28 \text{ mm}'$ ye olan hareketinde kamber açısı $-1,24^\circ$ ile $-3,93^\circ$ arasında değişmektedir. Ayrıca hareket esnasında sağ ve sol tekerleklerin kamber açıları simetrik olarak değişmektedir. Değişim negatif aralıkta kalmakta ve yüksek oranda değişim gözlenmemektedir. Bu da lastiğin yol yüzeyi ile temasında problem oluşturmamakta ve viraj alma kabiliyetini arttırmaktadır. Gereğinden fazla negatif kamber gözlenmediğinden dolayı da lastikte dengesiz aşınma oluşmamaktadır.

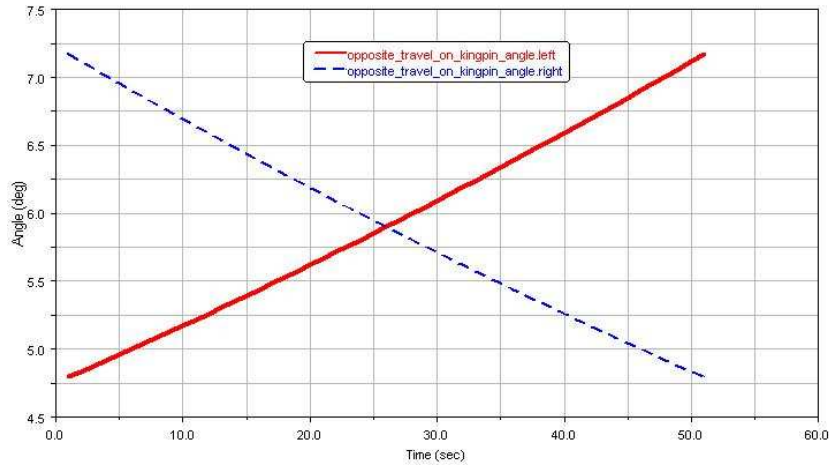


Şekil 4. 25 Ters yönlü tekerlek hareket analizi kamber açısı değişimi

Statik halde $+4,0^\circ$ olan kaster açısı Şekil 4. 26'de görüldüğü gibi çok az değişim göstermektedir. Pozitif kaster açısı taşıta hareket kararlılığı ve direksiyon kolaylığı sağlamaktadır. Bu sebeple fazla kaster açısının oluşmaması direksiyonu zorlaştırmamakla beraber kontrolü kolaylaştırmakta ve direksiyonun toparlanmasının sağlamaktadır.



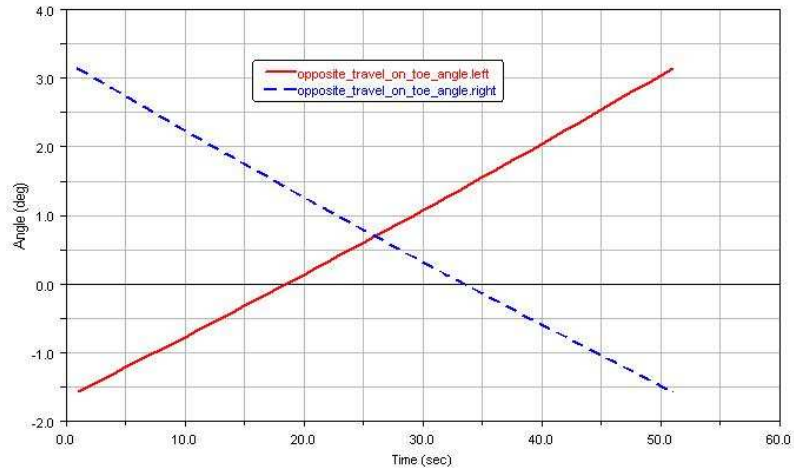
Şekil 4. 26 Ters yönlü tekerlek analizi kaster açısı değişimi



Şekil 4. 27 Ters yönlü tekerlek analizi king-pin açısı değişimi

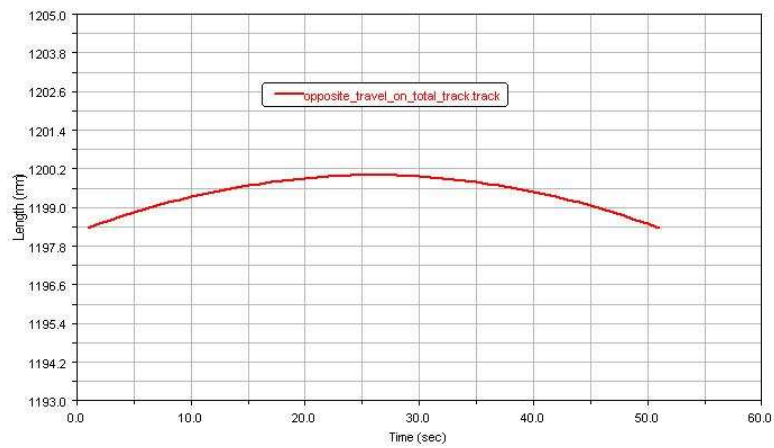
Şekil 4. 27'de king-pin açısının değişimi görülmektedir. Statik halde $+5,9^\circ$ olan king-pin açısı $+7,17^\circ$ ile $+4,79^\circ$ arasında değişmektedir. Pozitif king-pin açısı dönüşlerde momenti azaltarak direksiyon kolaylığı ve direksiyonun kendini toparlamasını

sağlamaktadır. Ayrıca pozitif king-pin açısı pozitif kamber üreterek gereğinden fazla negatif kamber oluşmasını ve yoldan kopmaları engellemektedir.



Şekil 4. 28 Ters yönlü tekerlek analizi toe açısı değişimi

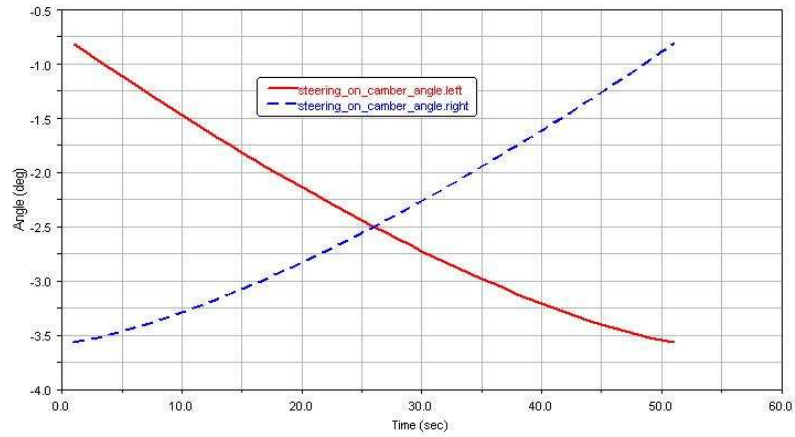
+0,7° olan toe-in açısının değişimi Şekil 4. 28'de gösterildiği gibidir. Arkadan itişli taşıtlarda tahrik tekerlerinin ve yükün etkisi ile ön tekerlekler dışa doğru açılmaya zorlanır. Bu nedenle taşıta toe-in açısı verilmiştir. Ancak grafikten de görüldüğü gibi bu etkiden dolayı tekerleklerin çukura düşmesi esnasında toe-out oluşmaktadır. Bu nedenle taşıta daha yüksek açıda toe-in uygulanabilir.



Şekil 4. 29 Ters yönlü tekerlek analizi iz genişliği değişimi

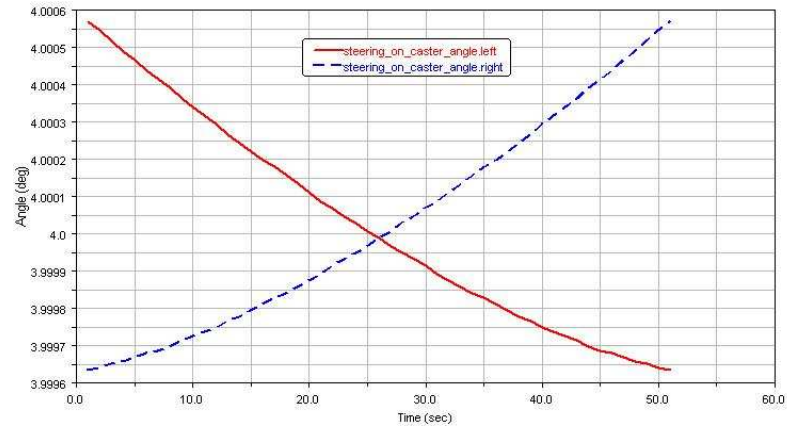
iz genişliği taşıt için önemli bir parametredir. Özellikle yarış otomobillerinin yüksek hızlarda viraj alma esnasında yalpa hareketinin ve devrilmelerin önlenmesi için yeterli iz genişliğine sahip olması gerekmektedir. Ayrıca seyir esnasında konforlu bir sürüş için

iz genişliğinin olabildiğince sabit kalması gerekmektedir. Şekil 4. 29’de görüldüğü gibi tekerleklerin düşey hareketinde iz genişliği büyük ölçüde sabit kalmaktadır.



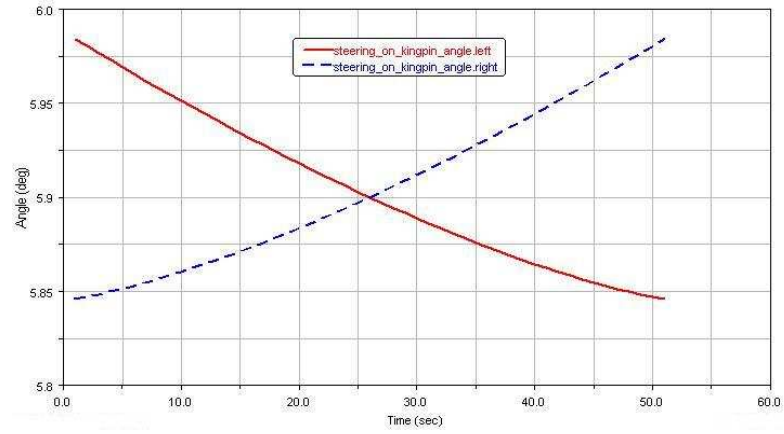
Şekil 4. 30 Direksiyon hareket analizi kamber açısı değişimi

Tekerleklerin sağa-sola 20 mm hareket ettirilmesi ile yapılan analizde elde edilen kamber açısı değişimi Şekil 4. 30’daki gibidir. Kamber açısı değişimi ters yönlü düşey hareket analizine benzer şekilde oluşmuştur. Değişim negatif aralıkta kalmıştır.



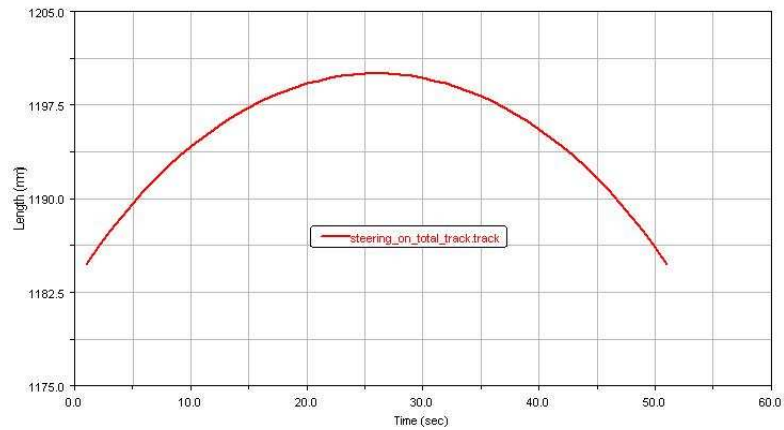
Şekil 4. 31 Direksiyon hareket analizi kaster açısı değişimi

Kaster açısının değişimi sabit kabul edilecek kadar az oranda gerçekleşmiştir. Kaster açısının sabit kalması direksiyon zorluğu oluşturmamakta ve kontrolü kolaylaştırmaktadır.



Şekil 4. 32 Direksiyon hareket analizi king-pin açısı değişimi

King-pin açısı değişimi de kaster açısı değişimi gibi küçük oranlarda gerçekleşmiştir. Tekerleğin yönlendirilmesi neticesinde üst tarafı dışa doğru yatmakta ve pozitif yönde king-pin açısı değişimi oluşmaktadır. Bunun sonucunda da pozitif yönde kamber açısı oluşmakta ve direksiyon kolaylığı sağlamaktadır.



Şekil 4. 33 Direksiyon hareket analizi iz genişliği değişimi

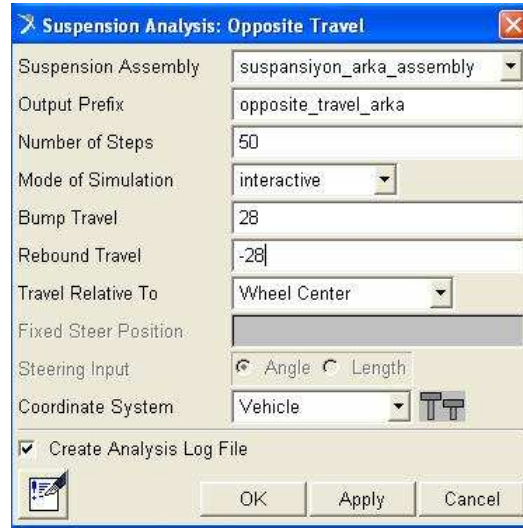
Tekerleklerin yönlendirilmesi sonucu oluşan ters akerman geometrisi sonucu dıştaki lastiğin daha fazla yana yatması ile düşey harekete oranla daha fazla iz genişliği değişimi oluşmaktadır. İz genişliği yaklaşık 15 mm değişim göstermekte ancak direksiyonun toplanması ile statik iz genişliğine tekrar ulaşmaktadır.

4.6.2 Arka Süspansiyon Sistemi Analizi

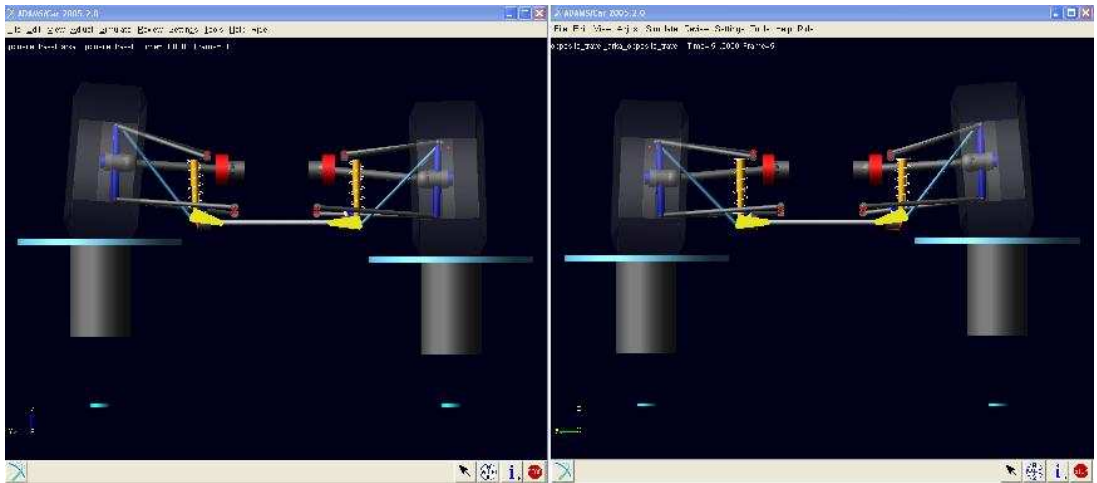
Arka süspansiyon sistemine tekerleklerin ters yönlü tekerlek hareketi analizi uygulanarak bu hareketin ön düzen açlarına etkisi incelenmiştir.

4.6.2.1 Ters Yönlü Tekerlek Hareketi Analizi

Analizi gerçekleştirmek için Şekil 4. 34’de görüldüğü gibi analize isim verilir, analizin kaç adımda yapılacağı ve tekerleklerin düşey ekseninde aşağı ve yukarı ne kadar hareket edeceği tanımlanır. Hareket 50 adımda gerçekleştirilmiş ve tekerleklerin hareketi -28 mm ile 28 mm arasında sınırlandırılmıştır. Hareket Şekil 4. 35’de gösterildiği gibidir.



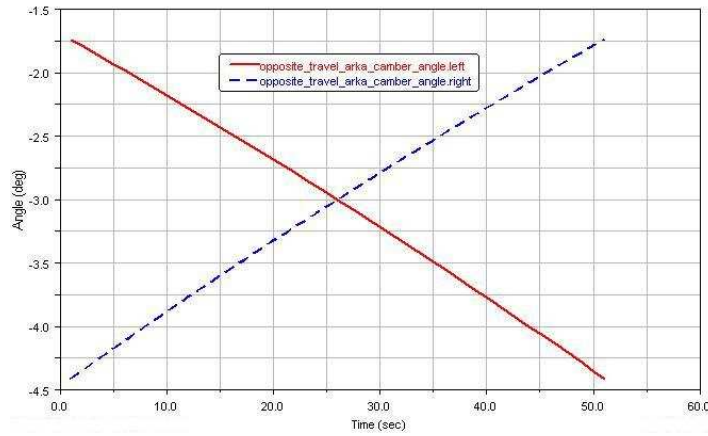
Şekil 4. 34 Analiz ayarları



Şekil 4. 35 Ters yönlü tekerlek analizinde tekerleklerin hareketi

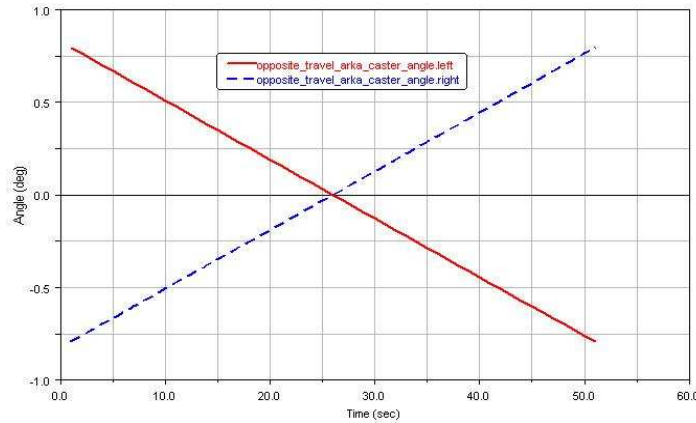
4.6.2.2 Sonuçlar

Kamber açısının değişimi Şekil 4. 36'daki gibidir. Buna göre, sol tekerleğin -28 mm' den + 28 mm' ye olan hareketinde kamber açısı $-1,74^\circ$ ile $-4,41^\circ$ arasında değişmektedir. Değişim negatif aralıkta kalmakta ve statik halde $-3,0^\circ$ olan kamber açısında yüksek oranda değişim gözlenmemektedir. Bu da lastiğin yol yüzeyi ile temasında problem oluşturmamakta ve viraj alma kabiliyetini arttırmaktadır. Gereğinden fazla negatif kamber gözlenmediğinden dolayı da lastikte dengesiz aşınma oluşmamaktadır.

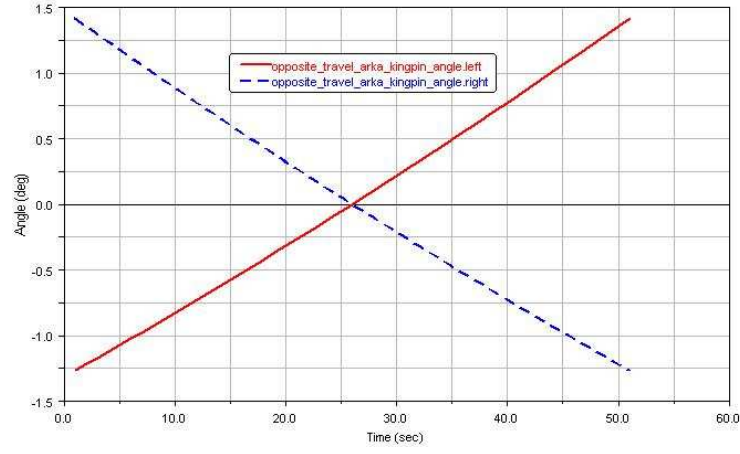


Şekil 4. 36 Ters yönlü tekerlek analizi kamber açısı değişimi

Statik halde sıfır olan kaster açısı Şekil 4. 37'de görüldüğü gibi $+0,79^\circ$ ile $-0,79^\circ$ arasında değişim göstermektedir. Bu sebeple fazla kaster açısının oluşmaması direksiyonu zorlaştırmamakla beraber kontrolü kolaylaştırmakta ve direksiyonun toparlanmasının sağlamaktadır.

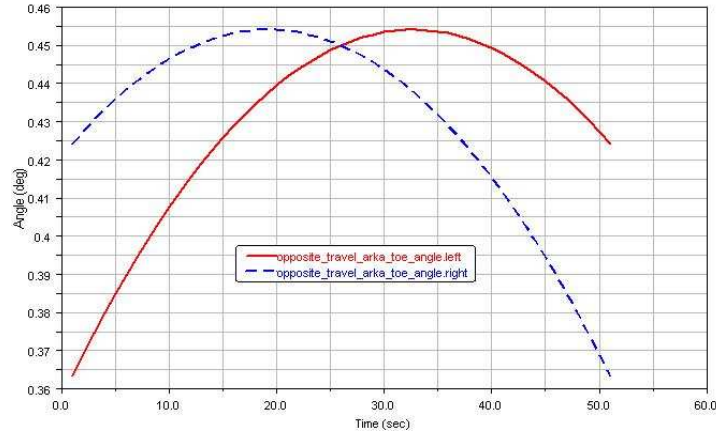


Şekil 4. 37 Ters yönlü tekerlek analizi kaster açısı değişimi



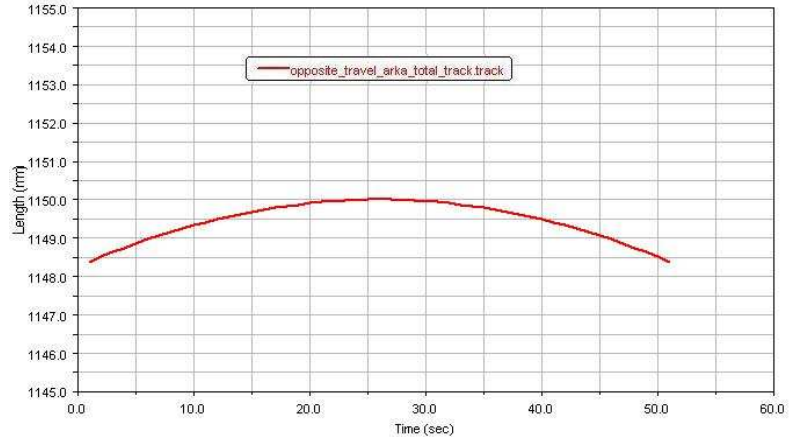
Şekil 4. 38 Ters yönlü tekerlek analizi king-pin açısı değişimi

Şekil 4. 38’de king-pin açısının değişimi görülmektedir. King-pin açısı $+1,41^{\circ}$ ile $-1,26^{\circ}$ arasında değişmektedir. Tekerleklerin ve salıncakların düşey hareketi sonucunda oluşan king-pin açısı direksiyon kolaylığı ve direksiyonun kendini toparlamasını sağlamaktadır.



Şekil 4. 39 Ters yönlü tekerlek analizi toe açısı değişimi

Statik halde $+0,45^{\circ}$ olan toe-in açısının değişimi Şekil 4. 39’da gösterildiği gibidir. Tahrik tekerlerinin ve yükün etkisi ile tekerlekler dışa doğru açılmaya zorlanır. Grafikten de görüldüğü gibi bu etkiden dolayı tekerleklerde dışa doğru açılma yani toe-out etkisi gözlenmektedir. Ancak bu etki yüksek oranlarda gerçekleşmemektedir.



Şekil 4. 40 Ters yönlü tekerlek analizi iz genişliği değişimi

Şekil 4. 40’da görüldüğü gibi ters yönlü tekerlek hareketinde iz genişliği büyük ölçüde sabit kalmaktadır. Yarış otomobillerinin yüksek hızlarda viraj alma esnasında yalpa hareketinin ve devrilmelerin önlenmesi için yeterli iz genişliğine sahip olması gerekmektedir. Ayrıca seyir esnasında konforlu bir sürüş için iz genişliğinin olabildiğince sabit kalması gerekmektedir.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan analizler çerçevesinde ilk olarak Formula SAE aracının şasi modelinin dayanıklılığı ve sürüş performansına etkilerinin belirlenmesi amacıyla burulma katılığı hesaplanmış ve titreşim modları bulunmuştur.

Burulmaya karşı dayanıklılık, hesaplanan burulma katılığı değeri ile tespit edilmektedir. Buna göre, yapılan literatür araştırmaları sonucunda diğer Formula SAE taşıtlarıyla yapılan karşılaştırmalar neticesinde modelin burulma katılığı yeterli bulunmuştur.

Şasinin dinamik davranışını belirlemek amacıyla da modal analiz uygulanarak yapının titreşim modları bulunmuştur. Elastik gövde modları incelenerek taşıtın modal davranışı hakkında bilgi edinilmiştir. Buna göre, elastik gövde modları katı gövde modlarının üzerindeki frekans aralığında gerçekleşmekte ve çakışma ihtimalleri bulunmamaktadır.

Ancak 9. ve 10. modlarda taşıtın arka bölümünde oluşan yer değiştirmeleri azaltmak ve yapının burulma katılığı/ağırlık oranını arttırmak amacıyla iyileştirme çalışması yapılmıştır. Şasiye yapılan eklemeler sonucunda şasinin burulma katılığı 59 Nm/deg arttırılmış ve burulma katılığı/ ağırlık oranı 27,77'den 28,70'e çıkarılmıştır. Bu esnada şaside 1,25 kg ağırlık artışı olmuştur. Taşıtın modal davranışında da değişimler gözlenmiş, elastik modları iyileştirme öncesine göre daha yüksek frekans aralığında gerçekleşmiş ve yer değiştirmeler azalmıştır. 9. modda gözlenen burulma ortadan kalkarak 10. modda gözlemlenen yanal eğilme 9. modda oluşmuştur ve oluşan yer

değiştirme azalmıştır. 10. modda ise şasinin arka bölümünde oluşan yanal eğilme yerine orta bölümde düşey eğilme oluşmuştur. En büyük yer değiştirme arka bölümden orta bölüme kaymış, motor ve süspansiyon bağlantı noktalarında oluşan yer değiştirmeler azalmıştır.

Bu sebeplerden dolayı, yeni otomobil imal edilirken iyi bir tasarım ve yarışmalarda daha başarılı bir otomobil imal edebilmek için bu etkenler göz önünde bulundurulmalı ve iyileştirme çalışmasına gidilmelidir.

İkinci aşamada, taşıtın ön ve arka süspansiyon sistemleri ADAMS/Car yazılımında tasarlanmıştır. Oluşturulan modellere kinematik analizler uygulanarak ön düzen açıları incelenmiştir.

Ön süspansiyon sistemine ters yönlü tekerlek hareket analizi ve direksiyon hareket analizi uygulanmak suretiyle kamber, kaster, king-pin ve toe açılarının ve iz genişliğinin değişimleri irdelenmiştir. Buna göre, ön düzen açılarında değişimler sonucunda genel olarak problemle karşılaşılmamıştır. Kamber açısı ve kaster açısı değişimleri yüksek oranlarda gerçekleşmemiştir. Kamber açısının negatif bölgede değişimi ile viraj alma kabiliyeti yüksek tutulmuş ve kaster açısının pozitif bölgedeki değişimi ile de taşıta hareket kararlılığı ve direksiyon kolaylığı sağlanmıştır. Sadece sürüş esnasında tekerleklerin dışa doğru açılmaya çalışması sonucunda toe açısının negatif bölgeye geçtiği ve toe-out'a zorlandığı gözlemlenmiştir. Bu amaçla daha yüksek açıda toe-in açısı verilmesi uygun görülebilir.

Arka süspansiyon sistemine de ters yönlü tekerlek hareket analizi uygulanarak ön düzen geometrisi incelenmiştir. Kamber açısının negatif bölgede kaldığı ve yüksek oranda değişim göstermediği görülmüştür. Bu da lastiğin yol yüzeyi ile temasında problem oluşturmamakta ve viraj alma kabiliyetini arttırmaktadır. Gereğinden fazla negatif kamber gözlenmediğinden dolayı da lastikte dengesiz aşınma oluşmamaktadır. İz genişliği de sabit sayılabilecek kadar az değişim göstermektedir. Ancak ön süspansiyonda olduğu gibi arka süspansiyon da toe-out'a zorlanmaktadır. Değişim yüksek oranda olmamasına rağmen negatif bölgeye yani toe-out'a geçiş olmaması için biraz daha yüksek toe-in açısı verilebilir.

Çalışmanın Türk üniversitelerinde yaygın bir araştırma konusu olmaması sebebiyle benzer konular üzerinde daha fazla araştırma yapılması, ilerleyen aşamalarda Formula SAE üzerine ilginin artması ve öğrencilerin öğrenim hayatları esnasında pratik anlamda bu deneyimi yaşaması açısından faydalı olacaktır. Bu sebeple bu ve benzeri çalışmaların geliştirilmesi ve yaygın hale getirilmesi gerekmektedir.

Bu amaçla, çalışmaların ileriye götürülebilmesi için taşıtın farklı yönleri de ele alınarak tam taşıt modeli oluşturulup dinamik davranışları incelenebilir. Ayrıca yarışmalara katılım için aracın imal edilmesi yönünde de çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Avcı, A., (2007). Yerli Üretim Bir Otobüs Gövdesinin Sanal Ve Gerçek Prototiplemeyle Karşılaştırmalı Mukavemet Analizleri, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [2] Wikipedia the Free Encyclopedia, SAE International, http://en.wikipedia.org/wiki/SAE_International, 14 Mayıs 2011.
- [3] ITU Formula SAE Team, Formula SAE, <http://www.formulasae.itu.edu.tr/>, 14 Mayıs 2011.
- [4] Wikipedia the Free Encyclopedia, Formula Student, http://en.wikipedia.org/wiki/Formula_Student, 14 Mayıs 2011.
- [5] Wikipedia the Free Encyclopedia, Institution of Mechanical Engineers, <http://en.wikipedia.org/wiki/IMechE>, 16 Mayıs 2011.
- [6] Institution of Mechanical Engineers, About the Institution, <http://www.imeche.org/about-us/about-the-institution>, 16 Mayıs 2011.
- [7] Riley, W.B. ve George A.R., (2002). "Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis", Proceedings of the 2002 SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition, 2002-01-3300-P382.
- [8] Brinkworth, E., Jaggard, D., Royds-Jones, Siegler, B., Barton, D., Deakin, A. ve Heppell, A., (2000). "Application of FEA Techniques to a Hybrid Racing Car Chassis Design", Proceedings of the 2000 SAE Motorsports Engineering Conference and Exposition, 2000-01-3538-P361.
- [9] Akal, A.C., (2009). ATV Şasi Tasarımı ve Analizi, Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [10] Allen, R.F., (2009). Design and Optimization of a Formula SAE Racecar Chassis and Suspension, Lisans Tezi, Massachusetts Institute of Technology, ABD.
- [11] Wikipedia the Free Encyclopedia, 41xx Steel, http://en.wikipedia.org/wiki/41xx_steel, 07 Mayıs 2011.
- [12] Milliken, W., (2002). Chassis Design: Principles and Analysis, Bentley Publishers, Cambridge, ABD.
- [13] Ereke, M. ve Yay, K., (2002). "Theoretical Analysis of Fatigue Strenght of a Double-Deck Bus Body Using FEM", ASME Engineering Technology Conference on Energy, 4-6 February 2002, Houston, Texas, ABD.

- [14] Thompson, L.L. ve Raju S., (1998). "Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness", 1998 Motorsports Engineering Conference Proceedings Volume 1: Vehicle Design and Safety, 1998-P340/1.
- [15] Singh; R.P. (2010). "Structural Performance Analysis of Formula SAE Car", Journal Mekanikal, December 2010, No:31, 46-61
- [16] Deakin, A., Crolla, D., Ramirez, J.P. ve Hanley, R., (2000). "The Effect of Chassis Stiffness on Race Car Handling Balance", Proceedings of the 2000 SAE Motorsports Engineering Conference and Exposition, 2000-01-3554-P361.
- [17] Ansys Tutorials, Comparing Mode-Extraction Methods, 24 Temmuz 2011.
- [18] Abrams, R., (2008). "Formula SAE Race Car Analysis: Simulation & Testing of the Engine as a Structural Member", University of Western Ontario, F2008-SC-005, Canada.
- [19] Silva, F.M.A., Valle, R.M., Faria, M.T.C. ve Duarte, F.P., (2004). "Modal Analysis of a Tubular Structure Vehicle Chassis", Proceedings of the 2004 SAE Motorsports Engineering Conference and Exposition, Sao Paulo, Brasil, 2004-01-3423.
- [20] Milli Eğitim Bakanlığı, (2007). Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri, Milli Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi, Ankara.
- [21] Milli Eğitim Bakanlığı, (2007). Motorlu Araçlar Teknolojisi Ön Düzen Ve Tekerlekler, Milli Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi, Ankara.
- [22] Gillespie, T. D., (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics, 1. Baskı, SAE International, Warrendale, PA, USA.
- [23] MSC Software Corporation, 2001. Adams/Car Training Guide, ABD.

FST03 DESIGN SHEET

Ekte, Lizbon Teknik Üniversitesi'nde imal edilen FST03 kodlu yarış otomobilinin tasarım değerleri verilmektedir.

Design Spec Sheet

Car No./Class	Car #50/Class 1	
University	Instituto Superior Técnico - Projecto FST	
Dimensions	Front	Rear
Overall Length, Width, Height	2500mm, 1390mm, 1250mm	
Wheelbase	1600mm	
Track	1200 mm	1150 mm
Weight with 68kg driver	125kg	153kg

Suspension Parameters	Front	Rear
Suspension Type	Unequal length A-Arms. Pull rod vertically actuated Marzocchi spring/damper units	Unequal length A-Arms. Pull rod vertically actuated Marzocchi spring/damper units
Tyre Size and Compound Type	20 x 7.5 - 13 Bridgestone Potenza	20 x 7.5 - 13 Bridgestone Potenza
Wheels	Carbon Fiber 13"x190mm -0.5" offset, 3mm	Carbon Fiber 13"x190mm -0.5" offset, 3mm
Design ride height (chassis to ground)	60	80
Centre of Gravity Design Height	240 mm above ground, with driver	
Suspension design travel	28 mm bump/ 28 mm droop	28 mm bump/ 28 mm droop
Wheel rate (chassis to wheel centre)	29.95=>38.66 N/mm	86.47=>110.05N/mm
Roll rate (chassis to wheel centre)	1.5° / g, without anti-roll bars	
Sprung mass natural frequency	2.7Hz	2.5 Hz
Jounce Damping	43% of critical damping at -140 mm/sec	40% of critical damping at -140 mm/sec
Rebound Damping	105% of critical damping at 140 mm/sec	100% of critical damping at 140 mm/sec
Motion ratio	2.23:1 => 2.53:1	1.82:1 => 2.05:1
Camber coefficient in bump (deg / cm)	0.54° / cm bump	0.40° / cm bump
Camber coefficient in roll (deg / deg)	0.43°/deg	0.6°/deg
Static Toe and adjustment method	3mm toe in adj. by tie rods	2mm toe in adj. by toe links
Static camber and adjustment method	2.5°- by upright	3°- by upright
Front Caster and adjustment method	4° + adjustable by chassis	
Front Kingpin Axis	5.9° + non-adjustable	
Kingpin offset and trail	47.6 mm offset, 17.6 mm trail	
Static Ackermann and adjustment method	150% Ackerman	Adjustment through upright
Anti dive / Anti Squat	80%, non-adjustable	47%, non-adjustable
Roll center position static	32.7 mm above ground, CL of car	35.5 mm above ground, CL of car
Roll center position at 1g lateral acc	32.7 mm above ground, moves 6.2 mm toward outside wheel	35.5 mm above ground, moves 5.5 mm toward inner wheel.
Steer location, Gear ratio, Steer Arm Length	Front wheel steer, above lower A-arm and forward axle line, 10:1, 62 mm	
Brake System / Hub & Axle	Front	Rear
Rotors	NINJA ZX6R rear disc, hub mounted, 220 mm dia.	CB 250 front disc, diff mounted, 240 mm dia.
Master Cylinder	Girling Masters 15.9 mm bore front and rear, Mechanical bias bar, for base balance, balance bar ratio 2.5	
Calipers	2 x Willwood Billet Dynalite single caliper	1 x Willwood Billet Dynalite single caliper
Hub Bearings	SKF 6006-RS1, 2 single row deep groove ball bearing.	SKF 61907-RS1, 4 single row deep groove ball bearing.
Upright Assembly	6061 Aluminium bended sheet metal, friction stir/ TIG welded, integral caliper mounts, bolt on clevises for adjustment.	6061 Aluminium bended sheet metal, friction stir/ TIG welded, integral caliper mounts, bolt on clevises for adjustment.
Axle type, size, and material	Rotary axle, fixed dia, 4130 steel normalized	

Ergonomics	
Driver Size Adjustments	Fixed seat and steering wheel. Pedal box adjust fore and aft 80mm
Seat (materials, padding)	1.5 mm aluminium sheet, custom made PU foam cover
Driver Visibility (angle of side view, mirrors?)	200° side visibility, 2"x4" side mirrors rigidly mounted to nose
Shift Actuator (type, location)	Manually actuated lever/ linkage, right side cockpit mount
Clutch Actuator (type, location)	Manually actuated lever/ cable actuated
Instrumentation	Honda CBR600 Instrumentation

Frame	
Frame Construction	Steel tube space frame with glued/rivet carbon fiber sheet side and floor panels.
Material	4130 alloy steel tube - cold drawn seamless
Joining method and material	TIG welded - rivets - glued - bolts
Targets (Torsional Stiffness or other)	2200 Nm/ deg torsion, 60Hz first body mode (non-rigid)
Torsional stiffness and validation method	FEA 2240 Nm/deg, 76Hz first body mode (torsion).
Bare frame weight with brackets and paint	35kg
Crush zone material	Honeycomb Sandwich Panel
Crush zone length	150mm

Powertrain	
Manufacture / Model	2003 Honda CBR600 F4 4 cyl.
Bore / Stroke / Cylinders / Displacement	67.0 mm bore / 42.5 mm stroke / 4 cylinder / 599 cc
Compression ratio	12.0 : 1
Induction	Aspirated
Fuel Type	Normal 98 Oc Unleaded Petrol
Max Power design RPM	11,000 rpm
Max Torque design RPM	8,000 rpm
Min RPM for 80% max torque	7,000 rpm
Fuel System (manf'r)	Student designed/built tank & fuel injection
Fuel System Sensors	Air Temp, Coolant Temp, Throttle Pos & Crank Pos.
Fuel Pressure	3.5 bar (static)
Injector location	70mm/3.1 inches before and pointing toward intake valve
Intake Plenum volume	2400 cc cylindrical body
Effective Intake Runner Length	aprox . 210mm/8.2 inches
Exhaust header design	4-2-1 equal length
Effective Exhaust runner length	520mm/20.4 inches header
Ignition Timing	3-D map, RPM and Throttle position
Oiling System (wet/dry sump, mods)	Honda forced pressure and wet sump
Coolant System and Radiator location	Single radiator mounted in the sidepod
Fuel Tank Location, Type	Floor mounted aluminium sheet tank behind seat
Muffler	High performance carbon fibre muffler for CBR600 (Laser)

Drivetrain	
Drive Type	Chain
Differential Type	Torsen Differential FSAE Special.
Final Drive Ratio	Adjustable between 3.08-3.33 by sprocket changes. Using 3.08
Vehicle Speed @ max power (design) rpm	Using maximum power at 11,000rpm and drive train ratio of 3.08
1st gear	58.6 km/h (13 teeth pignion)
2nd gear	101.8 km/h (13 teeth pignion)
3rd gear	128.9 km/h (13 teeth pignion)
4th gear	148.8 km/h (13 teeth pignion)
5th gear	168.2 km/h (13 teeth pignion)
6th gear	184.2 km/h (13 teeth pignion)
Half shaft size and material	Carbon Composite, Kevlar Reinforced Shaft 80x74mm diameter
Joint type	Aramid Fibres, Flexible CV Joint Disk

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : KADİR ŞAFAK ÜNAL
Doğum Tarihi ve Yeri : 27.06.1984 / Samsun
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : kadir_safak@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lise	Fen-Matematik	Şişli Yunus Emre Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010-	Putzmeister Mak. San. ve Tic. A.Ş.	Servis Mühendisi
2007-2008	Polat Isı Mühendislik Ltd.	Makine Mühendisi

YAYINLARI

Proje

1. Plastik Malzemeler, Şekillendirilmesi ve Farklı Plastik Malzemelerin Enjeksiyonla İmalatı
2. Köşebentlerin Haddelenmesinde Kalibrasyonlar ve Hadde Ayağının Projelendirilmesi
3. C Tipi Eksantrik Pres Gövdesi Tasarımı