

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

**ALTI TAKTİK TEKERLEĞİ TAHRİKLİ (6X6) ZIRHLI ASKERİ ARACIN TİTREŞİM
ANALİZİ**

BEGÜM BAYSAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNA TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. RAHİMİ GÜÇLÜ**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ALTI TAKTİK TEKERLEĞİ TAHRİKLİ (6X6) ZIRHLI ASKERİ ARACIN TİTREŞİM
ANALİZİ**

Begüm BAYSAL tarafından hazırlanan tez çalışması 27.01.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Rahmi Güçlü
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Meral BAYRAKTAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, NMS tarafından desteklenmiş ve tez çalışması sırasında yapılan testlerin maliyetleri ve testlerde kullanılan 6x6 lastik tekerlekli zırhlı taşıt, NMS'ne aittir.

Bu tezin konusu, tasarımı NMS'ne ait altı taktik tekerleği tahrikli zırhlı askeri taşıt üzerinde titreşim analizi yapmaktır. Bu amaçla taşıt iki aşamada; yarım taşıt ve tam taşıt olarak modellenmiştir. Modelde kullanılan ağırlık, ağırlık merkezi ve süspansiyon yay katsayısı verileri çeşitli kaynaklar referans alınarak yapılan ölçümlerle bulunmuştur. Modellerden sistemin frekans cevapları elde edilmiş ve sistem dinamik analizi yapılmıştır.

Tezin hazırlanması aşamasında destek veren Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Makina Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı Araştırma Görevlisi Muzaffer METİN, NMS Ar-Ge Müdürü Fikret ÇINAR, Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcısı Y. Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY ve NMS çalışanlarına ve tez çalışmam boyunca, bilgi, tecrübe ve sabırlarını eksik etmeyen değerli hocam Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2012

Begüm BAYSAL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	4
BÖLÜM 2	
DİNAMİK SİSTEMİN MODELLENMESİ.....	6
2.1 Altı Taktik Tekerleği Tahrikli (6x6) Zırhlı Askeri Aracın Genel Özellikleri	6
2.1.1 Altı Taktik Tekerleği Tahrikli (6x6) Zırhlı Askeri Aracının Konfigürasyonu	8
2.2 Model Değişkenlerinin Belirlenmesi İçin Yapılan Ölçümler ve Hesaplar	9
2.2.1 Ağırlık Merkezi Ölçümü ve Hesabı	9
2.2.2 Yay Katsayısı.....	16
2.2.3 Damper Sönüm Katsayısı	23
2.2.4 Lastik Yay Karakteristiği	25
2.2.5 Kütlesel Atalet Momentlerinin Hesaplanması.....	26
2.3 Taşıtların Matematik Modellenmesi	28
2.3.1 Hareket Denklemlerinin Durum Uzak Şekline Dönüştürülmesi	29
2.3.2 Yol Fonksiyonlarının Tanımlanması	31

2.3.3	Dinamik Modeller	32
2.3.3.1	Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli Hareket Denklemleri.....	32
2.3.3.2	Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıtın Kritik Frekansları	37
2.3.3.3	Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modelinin Simülasyonu	37
2.3.3.4	Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıt Modeli Hareket Denklemleri	43
2.3.3.5	Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıtın Kritik Frekansları	51
2.3.3.6	Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıt Modelinin Simülasyonu	52
BÖLÜM 3		
SONUÇ VE ÖNERİLER		60
KAYNAKLAR		62
EK-A		
YARIM TAŞIT MATLAB/SİMULİNK MODELİ		64
A-1 Yarım Taşıt Modeli mfile Dosyası		64
A-2 Yarım Taşıt Modeli - Simulink.....		65
EK-B		
TAM TAŞIT MATLAB/SİMULİNK MODELİ		66
B-1 Tam Taşıt Modeli mfile Dosyası.....		66
B-2 Tam Taşıt Modeli – Simulink		67
EK-C		
YOL FONKSİYONLARI SIMULINK MODELİ.....		68
ÖZGEÇMİŞ.....		69

SİMGE LİSTESİ

A, B, C, D, E, F	Gövde-Aks bağlantı noktaları
$C_1, C_2, C_3, C_7, C_8, C_9$	Süspansiyon sistemine ait sönüm katsayıları
$C_4, C_5, C_6, C_{10}, C_{11}, C_{12}$	Lastik tekerleklerle ait sönüm katsayıları
J_θ ya da J_{xx}	Kafa vurma (x) eksenindeki atalet momenti
J_α ya da J_{yy}	Yalpalama (y) eksenindeki atalet momenti
$k_1, k_2, k_3, k_7, k_8, k_9$	Süspansiyon sistemine ait yay katsayıları
$k_4, k_5, k_6, k_{10}, k_{11}, k_{12}$	Lastik tekerleklerle ait yay katsayısı
L_1	Arka aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
L_2	Taşıtın orta noktasının taşıtın önüne olan uzaklığı
L_3	Taşıtın (y) ekseninde ağırlık merkezinin taşıtın önüne olan uzaklığı
L_4	Orta aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
L_5	Ön aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
L_6	Taşıt ağırlık merkezinin (x) ekseninde sol aksa olan uzaklığı
L_7	Taşıt ağırlık merkezinin (x) ekseninde sağ aksa olan uzaklığı
m_1	Taşıt gövdesinin kütlesi
$m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7$	Aks-tekerlek kütleleri
x_1	Gövdenin titreşim genliği
$x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7$	Tekerleklerin titreşim genlikleri
θ	Kafa vurma titreşim genliği
α	Yalpalama titreşim genliği
$x_A, x_B, x_C, x_D, x_E, x_F$	Gövde-aks bağlantı noktalarının düşey hareketleri
$x_{y1}, x_{y2}, x_{y3}, x_{y4}, x_{y5}, x_{y6}$	Yol fonksiyonları
G	Taşıt ağırlık merkezi
B_0	Gövde ağırlık merkezi
U_f ve U_r	Aks ağırlık merkezi
h_G	Taşıt ağırlık merkezi yerden yüksekliği
$m_{G,f}$	Ön aks kütlesi
$m_{G,r}$	Arka aks kütlesi
$m_{G,t}$	Toplam aracın kütlesi
L_3-L_5	Ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi

L_1-L_3	Ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi
L_1-L_5	Taşıt uzunluğu
h	Tekerlek orta noktasının zemine olan uzaklığı
α	Aracın zemin ile yaptığı açı
h_G'	Ağırlık merkezinin tekerlek merkezine olan uzaklığı
r_{dyn}	Lastik yarı çapı
Δm	Taşıt yükseltilirken kantarda okunan ağırlıklar arasındaki fark
M_d	Atalet momenti

KISALTMA LİSTESİ

AVTP	Allied Vehicle Testing Publications (Askeri Taşıt Test Yayınları)
NMS	Nurol Makina ve Sanayi A.Ş.
ZPT	Zırhlı Personel Taşıyıcı
CAN-BUS	Controller Area Network Bus (Kontrol Alan Ağı Veri Yolu)

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1	Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç.....	7
Şekil 2. 2	Silah kulesi entegre edilmiş altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç	7
Şekil 2.3	Taşıt ağırlık merkezinde kullanılacak değişkenlerin gösterimi.....	10
Şekil 2. 4	Taşıt ağırlık merkezi yerden yüksekliğinin bulunmasında kullanılacak değişkenlerin gösterimi.....	11
Şekil 2. 5	Kaldırma açısına göre yapılan hesaplardaki hata miktarı [14].....	12
Şekil 2. 6	Test parkurundan hendek görüntüsü.....	13
Şekil 2. 7	Catia V5R19’da hesaplanan taşıt ağırlık merkezi.....	16
Şekil 2. 8	Tedarikçiden gelen yay kuvvet eğrisi....	17
Şekil 2. 9	Tedarikçiden gelen yay kuvvet eğrisine göre bulunan yay sabiti..	17
Şekil 2. 10	Yay sabiti ve lastik sönümü için ölçümlerden görüntü.	18
Şekil 2. 11	Yay katsayısı hesabı için alınan ölçümler.....	18
Şekil 2. 12	Ölçümlerle bulunan yay kuvvet eğrisine göre bulunan yay sabiti....	19
Şekil 2. 13	Ölçümlerle bulunan yay katsayısı ve tedarikçiden alınan yay katsayısının tam taşıt modelinde tekerleklerin yer değiştirmeleri üzerinden karşılaştırılması.	21
Şekil 2. 14	Ölçümlerle bulunan yay katsayısı ve tedarikçiden alınan yay katsayısının tam taşıt modelinde gövdenin yer değiştirmeleri üzerinden karşılaştırılması....	22
Şekil 2. 15	Ölçümlerle bulunan yay katsayısının, tam taşıt modelinde kullanılarak bulunan gövdenin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları.....	23
Şekil 2. 16	Tedarikçiden gelen damper basma ve geri tepme kuvvetlerinin hıza göre değişimi.....	23
Şekil 2. 17	Sönüm karakteristiği eğrisi.....	24
Şekil 2. 18	Lastik yay katsayısı için yapılan ölçümden görüntü... ..	25
Şekil 2. 19	Lastik yay katsayısı için yapılan ölçümden elde edilen eğri.. ..	26
Şekil 2. 20	Taşıt koordinat sistemi.....	27
Şekil 2. 21	AVTP 03-170’e uygun modelde kullanılacak düz basamak modeli.	32
Şekil 2. 22	Beş serbestlik dereceli taşıt modeli.....	33
Şekil 2. 23	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg).	38

Şekil 2. 24	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg).....	39
Şekil 2. 25	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg) ..	39
Şekil 2. 26	Beş serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=7850$ kg).....	40
Şekil 2. 27	Beş serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=7850$ kg).....	40
Şekil 2. 28	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg) ..	41
Şekil 2. 29	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg).....	41
Şekil 2. 30	Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg) ..	42
Şekil 2. 31	Beş serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=9170$ kg).....	42
Şekil 2. 32	Beş serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=9170$ kg).....	43
Şekil 2. 33	Dokuz serbestlik dereceli taşıt modeli	44
Şekil 2. 34	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 =17400$ kg)	53
Şekil 2. 35	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 =17400$ kg).....	54
Şekil 2. 36	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1 =17400$ kg)	54
Şekil 2. 37	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 =17400$ kg).....	55
Şekil 2. 38	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 =17400$ kg).....	56
Şekil 2. 39	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 =18340$ kg)	57
Şekil 2. 40	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 =18340$ kg).....	57
Şekil 2. 41	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1 =18340$ kg)	58
Şekil 2. 42	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 =18340$ kg).....	58
Şekil 2. 43	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 =18340$ kg).....	59

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın konfigürasyonu..... 8
Çizelge 2. 2	Ağırlık merkezi hesabında kullanılacak değişkenler ve değerleri..... 13
Çizelge 2. 3	Taşıtın kaldırıldığı yükseklikler ve aks kantarlarından okunan ağırlıklar . 15
Çizelge 2. 4	Taşıtın kaldırıldığı yükseklikler ve aks kantarlarından okunan ağırlıklar . 15
Çizelge 2. 5	Taşıt boş ve dolu iken her yükseklikteki ölçüm farkları 15
Çizelge 2. 6	Tedarikçiden gelen kuvvet hız eğrisine göre bulunan..... 24
Çizelge 2. 7	Beş serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1=7850$ kg)..... 37
Çizelge 2. 8	Beş serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1=9170$ kg)..... 37
Çizelge 2. 9	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1 =17400$ kg) 52
Çizelge 2. 10	Dokuz serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1 =18340$ kg) 52

ALTI TAKTİK TEKERLEĞİ TAHRİKLİ (6X6) ZIRHLI ASKERİ ARACIN TİTREŞİM ANALİZİ

Begüm BAYSAL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Taşıt titreşimlerinin araştırılması, taşıt tasarımında, gün geçtikçe önemi artan bir konu olmuştur. Artan hız ve konfor gereksinimleri bunu zorunlu kılmaktadır. Taşıt titreşimlerinin matematik modeller üzerinden gidilerek teorik olarak çözümlenmesi ise bilgisayar teknolojisine paralel bir biçimde gelişimini sürdürmektedir.

Bu çalışmada, Nurol Makina ve Sanayi A.Ş. (NMS), Sincan Organize Sanayi Bölgesi'ndeki tesislerinde imal edilen altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın dinamik davranışı ele alınmıştır. Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç beş serbestlik dereceli yarım taşıt ve dokuz serbestlik dereceli tam taşıt olarak modellenmiştir. Modellerin oluşturulmasında Lagrange denklemleri kullanılmış olup, denklemler Durum-Uzay (state-space) şeklinde verilmiştir. Analizler, bilgisayar ortamında, Mathworks firmasının Matlab ve Simulink yazılımları yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Modelleme yapılmadan önce modelde kullanılacak değişkenlerden ağırlık merkezi, ve süspansiyon yay katsayısı ölçümlerle bulunmuş ve hem ölçülen değerler hem de tedarikçiden alınan verilerle modeller ayrı ayrı çalıştırılmış ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak anlatılmıştır.

Yol fonksiyonları için askeri bir standart olan AVTP standardındaki rampa yol modeli anlatılmış, bu girdi kullanılarak yarım taşıt ve tam taşıt modelleri çalıştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dinamik analiz, taşıt titreşimleri, yarım taşıt modeli, tam taşıt modeli, durum-uzayı

ABSTRACT

VIBRATION ANALYSIS OF AN 6X6 TACTICAL WHEELED ARMORED VEHICLE

Begüm BAYSAL

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Researching of vehicle vibrations in vehicle design has become an important subject recently. Growing requests of speed and comfort make it a must. Analyzing vehicle vibrations via mathematical models has been improving consequently with the computer technologies.

In this work, the response of the 6x6 Ejder which is produced by NMS in Sincan Organize Sanayi Bölgesi was searched. The vehicle was modeled via the half car and full car model. The half car model was modeled in five degrees of freedom. The full vehicle model was modeled in nine degrees of freedom. During model settling process, Lagrange equations were used. The equations were presented in State-Space form. Analysis was made in computer environment by using Matlab and Simulink software which are belonging to Mathworks co.

The some parameters of the models, which were center of gravity and suspension stiffness coefficient, were measured and the measured parameters were used in half car and full car models.

Key words: Dynamic analysis, vehicle vibrations, half vehicle model, full vehicle model, state-space

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

1.1 Literatür Özeti

Bir dinamik sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması veya diğer adıyla frekans analizi, yapının dinamik karakteristiklerini ortaya koyması, dinamik yükler altında nasıl bir cevap vereceğinin belirlenmesi açısından önemlidir. Karmaşık dinamik bir sistem olan taşıtların, günlük hayatımızda ayrı bir önemi vardır.

Taşıt dinamiğinin temelini aracın yolda hareketi oluşturur. Burada kastedilen; ivmelenme, frenleme, sürüş ve dönme hareketleridir. Dinamik davranış, taşıt lastiğinden, yerçekiminden ve aracın aerodinamiğinden gelen kuvvetlerin araca etkisidir, dinamik davranış ile bu kaynaklardan gelen kuvvetlerin ve aracın bu kuvvetlere verecek cevabının ne olduğu bulunmaya çalışılır. Bu amaçla sistemin modellenmesi, taşıt dinamiğinin ortaya konmasında önemli bir araçtır [1].

Altı tekerleğinden tahrik edilen (6x6) taşıtların arazideki avantajlı performanslarından dolayı askeri amaçlı, hafif savaş aracı ve silahlı personel taşıyıcı olarak kullanılmaktadırlar. Taşıt özellikle askeri amaçlarla kullanılacaksa taşıt yapısı dinamik davranışlarının teorik ve deneysel olarak incelenmesi gerekmektedir. Taşıt dinamik analizinin yapılmasıyla elde edilecek yararlar aşağıdaki gibi verilebilir;

- Aracın yapısal zayıflıklarını belirlemek ve bunların giderilmesi yönünde çalışmalar yapmak
- Taşıt performansını artırmak
- Taşıt ömrünü gerçek işletme şartlarına göre hesaplamak

- Taşıtlarda oluşabilecek hasarları önlemek
- İhtiyaca uygun olarak taşıt kütlesini azaltmak
- Aracın tasarım ve geliştirme aşamalarına yardımcı olmak
- Taşıt bakım masraflarını azaltmak

6x6 taşıtların sahip oldukları avantajlara rağmen literatürde yapısal ve dinamik analizleri üzerine yayımlanmış çalışma azdır. Literatürde genel olarak dört tekerlekli taşıtların dinamik durumları analitik ve deneysel olarak incelenmektedir [2].

Taşıtların dinamik analizlerini yapmak için literatürde iki yaklaşım tipi vardır.

a) Analitik Yöntemler:

Sistemin matematik modelini elde etmek esasına dayanır ve iki yöntem kullanılır:

1. Taşıt, yay ve sönüm elemanlarıyla birbirlerine bağlı ayrık kütlelerden oluşmaktadır. Bu sistem adi diferansiyel denklemlerle ifade edilebilir.
2. Taşıt gövdesi elastik olarak kabul edilir ve sistem kısmi türevli diferansiyel denklemlerle veya sonlu elemanlarla gösterilebilir.

b) Deneysel Yöntemler:

1. Frekans analizi (Modal Analiz); sistemin dinamik karakteristiklerini deneysel olarak bulabilmek için çeşitli metotlar vardır. Yapıyı tahrik etmek için darbe ve elektromagnetik titreşim üretici kullanılabilir.

Birçok araştırmacı taşıtı; rijit gövde, aks, süspansiyon elemanları ve lastiklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır. Titreşime neden olan dış etkilerin de, yol düzgünlüğünden kaynaklandığını kabul etmişlerdir [3,4].

Taşıt tasarımı sırasında titreşim karakteristiğini etkileyen birçok faktör vardır. Ancak dikkat edilmesi gerekenler şunlardır:

- Süspansiyon yay elemanının özellikleri
- Sönüm elemanının özellikleri
- Stabilizatör çubuğunun yapısı ve elastik özellikleri

- Taşıt aksının genişliği
- Taşıt aksının ağırlığı
- Ön ve arka akslar arası mesafe
- Süspansiyon askı sistemi
- Tekerleklerin tipi ve özellikleri
- Motor ve iletim elemanlarının montajı [5]

Altı tekerleğinden tahrikli özel amaçlı taşıt için Hug ve Hong kullanım performansını incelemişlerdir. Taşıt ayırık kütlelerden oluşturulmuş ve 18 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Bu çalışmada taşıtın arazideki manevra karakteristikleri incelenmiştir. Tekerlek modelini oluşturmada nonlineer ve kinematik etkileri göz önüne almışlardır. Taşıtın simülasyonu Matlab/Simulink'te hazırlanarak giriş ve çıkış değişkenlerinin kolaylıkla kontrol edilmesi sağlanmıştır. Taşıtta manevra sırasında, orta tekerlek etkisinin ihmal edilemeyeceğini göstermişlerdir [6].

Miroslave, taşıt titreşimlerini parametrik olarak incelemiştir. Bu amaçla oluşturduğu yedi serbestlik dereceli rijit gövdeli taşıt modelinde, yer değiştirmeleri, kütle ve atalet momentlerini parametrik olarak kabul ederek pratikte de kullanılabilecek bir yöntem geliştirmişlerdir [7].

Güçlü, sekiz serbestlik dereceli tam taşıt modeli üzerinde kontrolcü uygulaması yaparak, üç senaryo için konforu incelemiştir. İlk senaryoda sadece şoför koltuğuna kontrolcü uygulamış, ikinci senaryoda sadece araç gövdesine kontrolcü uygulamış ve üçüncü senaryoda da hem araç gövdesine hem de şoför koltuğuna kontrolcü uygulamış ve çıkan sonuçları birbiriyle karşılaştırmıştır [8].

Sakman, Güçlü ve Yağız, araç süspansiyon sistemlerinin görevini, yol engebelerini aşarken sürüş konforunun kaybolmamasını sağlamak olarak tanımlamışlardır. Geleneksel araç süspansiyon sistemleri, birbirlerine paralel bağlı yaylar ve sönüm elemanlarından oluşur. Süspansiyon sistemi tasarımcıları yay katsayısı ve sönüm katsayısını hesaplamak durumundadırlar. Bu iki katsayının birbirleriyle çalışmaması gerekir. Bu katsayılar sürüş konforunu doğrudan etkilemektedir [9].

Güçlü, dört serbestlik dereceli aktif süspansiyon sistemine ait taşıt modeli üzerinde kontrolcü uygulaması yapmış ve sistemin frekans cevabı, sistemin yer değiştirmesi ve zaman cevabını incelemiştir [10].

1.2 Tezin Amacı

Tezin amacı, altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın AVTP 03-170 Süspansiyon Performansı [11] standardındaki rampa yol modelinde dinamik davranışını, Lagrange metoduyla diferansiyel denklemlerinin çıkarılarak Matlab/Simulink yazılımı ile beş serbestlik dereceli yarım taşıt modeli ve dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli ile izlemektir. Süspansiyon yay katsayısı yapılan ölçümle bulunmuş ve modelde, hem tedarikçiden gelen veriler hem de ölçüm sonucu bulunan yay katsayısı girdi olarak kullanılmıştır. Model değişkenlerinden süspansiyon yay katsayısının ölçüm ile bulunan değeri kullanılarak sistemin yer değiştirme ve ivme frekans cevabı verilmiş, sistemdeki kütlelerin yer değişimleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Kütlelerin yer değişimleri, frekans cevapları ve sistemin doğal frekansları modellerden elde edilerek, dinamik sistemin frekans analizi yapılmıştır.

Zaman alan cevapları üzerinde sistem değişken değerlerinin değişim etkilerini belirlemek çok zordur. Sistem değişkenlerinin değişimi frekans cevabı üzerinden izlenebilir. Bir sistemin frekans cevabı, sistemin sinusoidal uyarıya gösterdiği kalıcı durum cevabı olarak tanımlanır. Pasif süspansiyon sisteminde sinusoidal giriş sinyaline karşı gösterdiği çıkış cevabı, geçici durum hali ortadan kalktıktan sonra yine sinusoidal şekilde olup yalnızca genlik ve faz açısı açısından girişten farklıdır. Taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinde frekans alan incelemeleri modül üzerinden yapılır. Faz farkları üzerinde bir inceleme yapılması gereksizdir [12]. Sinusoidal girdi gibi tüm sistem girdileri için bu tanımın geçerli olduğu kabul edilebilir.

1.3 Hipotez

3110170 numaralı Yeni Nesil Fonksiyonel ve Ölçeklenebilir Amfibik Lastik Tekerlekli Zırhlı Taşıt Geliştirme, Prototip İmalat, Doğrulama ve Geçerli Kılma Testleri Teydeb Projesi kapsamında tasarımın doğrulanması amaçlı kullanılabilecek; değişkenleri, yapılan ölçümlerden ya da yaklaşımlardan elde edilmiş beş serbestlik dereceli yarım

taşıt ve dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli ortaya konmuştur. NMS'ye ait üzerine silah kulesi entegre edilmiş prototip taşıt üzerinden alınacak titreşim verileri ile model, silah kulesi de eklenerek doğrulanabilir durumdadır.

DİNAMİK SİSTEMİN MODELLENMESİ

2.1 Altı Taktik Tekerleği Tahrikli (6x6) Zırhlı Askeri Aracın Genel Özellikleri

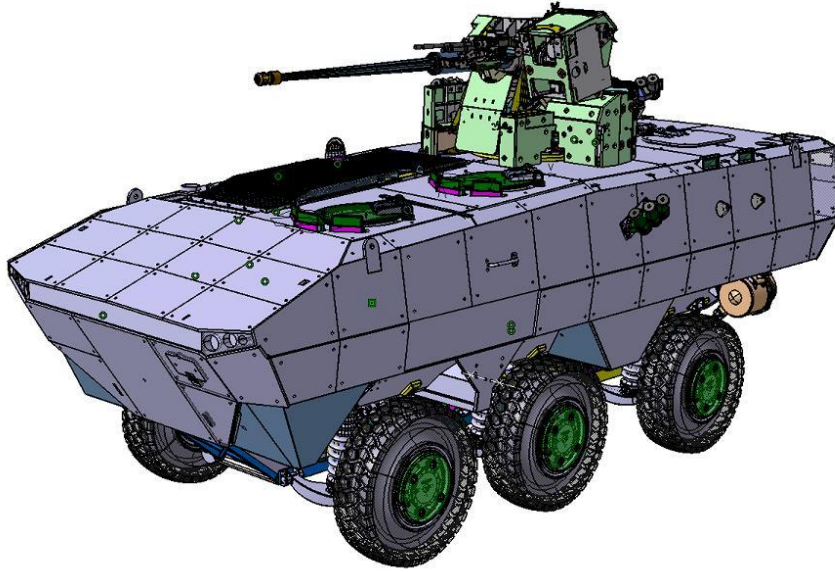
NMS, Ankara Organize Sanayi Bölgesinde yer alan 17000 m² kapalı, 50000 m² açık alana sahip tesislerinde, kendi özgün tasarımı ve imalatı olan personel taşıyıcı olarak kullanılan altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri taşıtını üretmektedir. Bu taşıt; günümüzün muharebe sahasının iki önemli ihtiyacını karşılayan bir tasarıma sahiptir. Bunlar, muharebe sahasında zırh altında yüksek seviyede korunan personelin taşınması ve el yapımı patlayıcılara karşı yüksek korumaya sahip personel bölmesidir. Taşıt, bir komutan, bir şoför sekiz kişi taşıyabilmektedir. Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri taşıtın özellikleri;

- 6x6 tüm tekerlekler müteharrik
- Run-flat lastikler
- Turbo şarjlı
- Tam bağımsız süspansiyon
- CAN-BUS sistemi
- Mükemmel arazi performansı
- Modüler zırh koruma
- Üst seviyedeki mayına ve el yapımı patlayıcıya karşı koruma,
- Ergonomik ve geniş iç tasarım

- Yüksek güç/ağırlık oranı,
- Tam bağımsız ve çekme gücü yüksek aktarma organları sayesinde üstün arazi performansı,
- C-130 ile taşınabilirlik,
- Hazırlıksız tam amfibik olması sonucunda, suda manevra kabiliyeti [13].



Şekil 2. 1 Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç



Şekil 2. 2 Silah kulesi entegre edilmiş altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç

2.1.1 Altı Taktik Tekerleği Tahrikli (6x6) Zırhlı Askeri Aracının Konfigürasyonu

NMS 'de üretilen altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın dinamik karakteristiğini gösteren performans özellikleri ve balistik özellikleri Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2. 1 Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın konfigürasyonu

Performans Özellikleri

Dik Meyil Tırmanma Kabiliyeti	60%
Yan Meyil Geçebilme Kabiliyeti	30%
Yaklaşma Açısı	40°
Uzaklaşma Açısı	40°
Hendek Geçebilme Kabiliyeti	1100 mm
Dik Engel Geçiş Kabiliyeti	500 mm
Frenleme Kabiliyeti	8 m @ 32 km/h
İvmelenme Kabiliyeti	0-30 km/h 5.5 sn'de
Dönüş Çapı	17 m
Maksimum Hız	110 km/h
Hareket Sığıası	750 km
Suda Yüzebilme Hızı	8 km/h
Karşı Akıntıya Karşı Yüzebilme Kabiliyeti	1.1 m/sn
Sudan Geçiş Yüksekliği	2 m

Balistik Özellikler

Mayın Koruma Seviyesi	STANAG 4569 Seviye 3
Kinetik Enerjili Mermilere Karşı Koruma Seviyesi	STANAG 4569 Seviye 3
Parçacık Tesirine Karşı Koruma Seviyesi	STANAG 4569 Seviye 3 Monoblok Gövde, V Yapı Karın Sacı, Yüzer Taban ve
Koruma Prensibi(mayın)	Askı Koltuk Sistemi

2.2 Model Değişkenlerinin Belirlenmesi İçin Yapılan Ölçümler ve Hesaplar

2.2.1 Ağırlık Merkezi Ölçümü ve Hesabı

Ağırlık merkezi ölçümü için Reimpell vd. [14] aşağıda anlatıldığı gibi ağırlık merkezinin ölçülüp hesaplanabileceğini ortaya koymuştur. 6x6 ZPTA, kaynaktaki taşıt modeline benzetilmiş, hesaplamalar ve ölçümler buna göre yapılmıştır (Şekil 2.3). Ölçümün doğrulaması için altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın prototip doğrulama testleri sırasında hazırlanan ve ağırlık merkezini gösteren doküman kullanılmıştır (Şekil 2.7).

(Reimpell vd. [14])'a göre;

Taşıt mühendisliğinde;

- Taşıt ağırlık merkezi (G),
- Gövde ağırlık merkezi (B_0)
- Aks ağırlık merkezi (U_f) veya (U_r)

önemli değişkenlerdir.

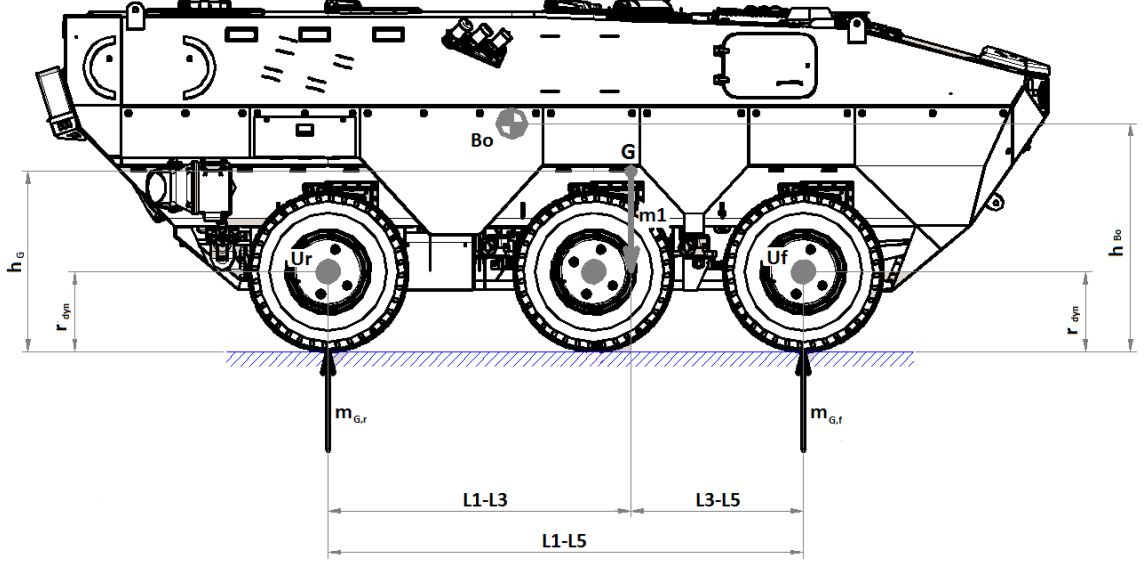
G ve B_0 in ön ve arka aksa olan mesafesi ve bu merkezlerin yerden olan yükseklikleri taşıtların;

- Frenleme ve ivmelenme kapasiteleri,
- Tırmanma yeteneklerinin hesabı,
- Fren sisteminin tasarımı,
- Titreşim stabilizasyonu ve gövde ağırlık merkezi tasarımı,
- Sürüş güvenliği,
- Atalet momenti hesabında,

önemlidir.

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin az olması her zaman için istenen bir durumdur. Böylece sürüş dinamiği problemleri azalır. Taşıt performansı frenleme sırasında artar. Fakat yerden yüksekliği azaltmak pratikte o kadar da kolay değildir.

Taşıt ağırlık merkezi G ve gövde ağırlık merkezi B₀ aracın yüküne bağlıdır. Yükün ya da araca binen insanların ağırlık merkezleri taşıt ağırlık merkezinden daha yüksekte olduğu için yüklü taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği artacaktır (h_G).



Şekil 2.3 Taşıt ağırlık merkezinde kullanılacak değişkenlerin gösterimi

Öncelikle ağırlık merkezinin ön ve arka aksa olan mesafesi hesabı anlatılacaktır.

Şekil 2.3'te ağırlık merkezinin hesabında kullanılacak olan değişkenler gösterilmiştir. Taşıt ağırlığı ölçülürken tekerlekler zemine tam basmalı ve zemin düz olmalıdır. Bunun yanında tekerlekler kantar üzerinde olmalı ve serbest olarak dönebilmelidirler.

Şekil 2.3'e göre, ön aks kütlesi m_{G,f}, arka aks kütlesi m_{G,r}' dir. Toplam aracın kütlesi ise m_{G,t} ' dir.

$$m_{G,t} = m_{G,f} + m_{G,r} \quad (\text{kg}) \quad (2.1)$$

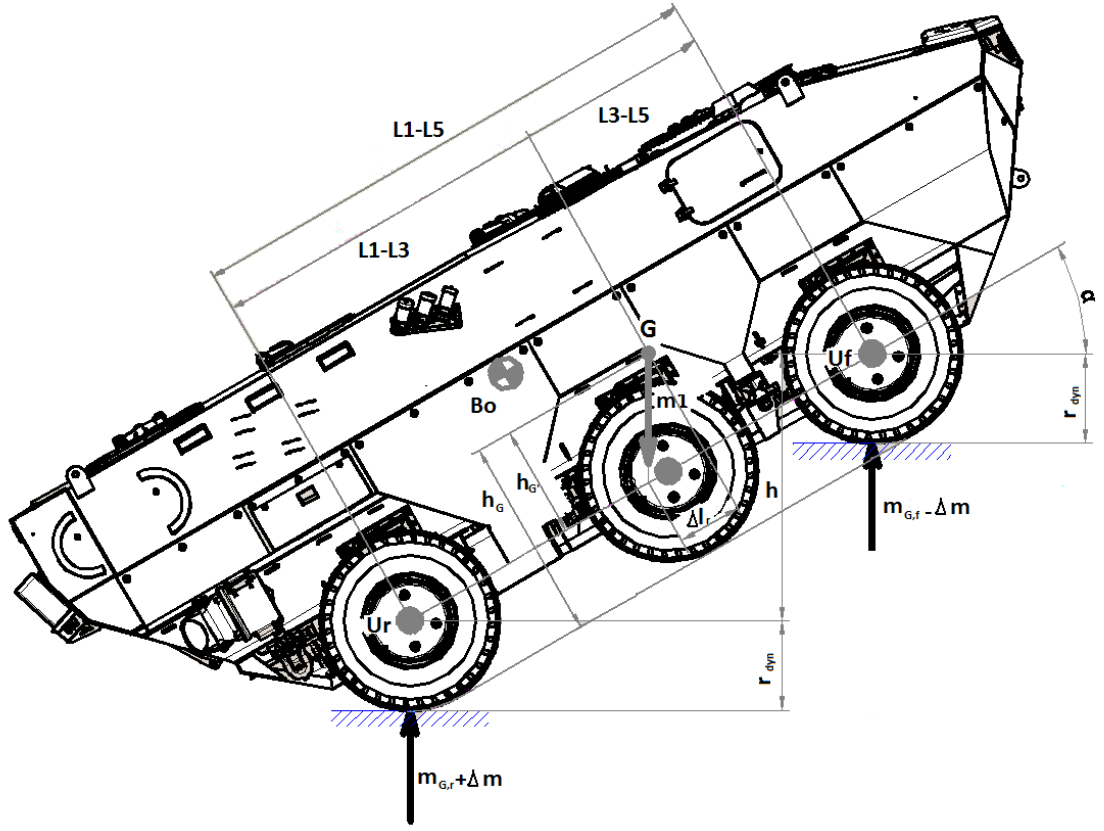
Ağırlık merkezinin ön ve arka akslara olan mesafesi toplam aks aralığı ile ilişkilidir.

$$(L_3-L_5) = (m_{G,r} / m_{G,t}) \cdot (L_1-L_5) ; L_1-L_3 = (m_{G,f} / m_{G,t}) \cdot (L_1-L_5) = (L_1-L_5) - (L_3-L_5) \quad (2.2)$$

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği h_v hesaplanırken öncelikle ön ve arka akslar asansör sistemi kullanılarak mümkün olduğu kadar yükseğe çıkarılmalıdır. Yükseğe çıkarılmayan akslar kantarın tam ortasına basmalıdır. Ölçüm sırasında aşağıdaki durumlara dikkat edilmelidir:

- Taşıt kaldırılırken düşmemesi için gerekli önlemler alınmalıdır. El freni çekili olmamalıdır. Tekerlekler rahatça dönebilmelidir.

- Tekerlekler platformun ortasında olmalıdırlar. Taşıt kaldırılırken tekerlekler ister istemez ileri hareket edecektir.
- Kaldırma esnasında aks yükünde bir değişiklik oluyorsa kaldırma yönünün dik olduğundan emin olunmalıdır.
- Taşıt tam donanımlı olmalıdır.
- Her iki aksın da basma ve geri tepmeleri aracı kaldırmadan önce önlenmelidir.
- Lastiğin sönümlleme etkisi ihmal edilmelidir.



Şekil 2. 4 Taşıt ağırlık merkezi yerden yüksekliğinin bulunmasında kullanılacak değişkenlerin gösterimi

Ölçümlerin matematiksel ifadesi;

$$h/(L_1-L_5) = \sin \alpha \quad (2.3)$$

α açısı biliniyor;

$$h_G = h_G' + r_{dyn} \quad (2.4)$$

$$h_G' = \Delta l_r / \tan \alpha \quad (2.5)$$

Δl_r aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$m_{G,t} \cdot ((L_3 - L_5) + \Delta l_r) \cdot \cos \alpha = (m_{G,r} + \Delta m) \cdot (L_1 - L_5) \cdot \cos \alpha \quad (2.6)$$

$\cos \alpha$ eşitlikten çıkarılırsa,

$$\Delta l_r = (((m_{G,r} + \Delta m) \cdot (L_1 - L_5) / m_{G,t}) - (L_3 - L_5)) \quad (2.7)$$

Oysaki,

$$(L_3 - L_5) = (m_{G,r} / m_{G,t}) \cdot (L_1 - L_5) \quad (2.8)$$

Bu nedenle,

$$\Delta l_r = (\Delta m / m_{G,t}) \cdot (L_1 - L_5) \quad (2.9)$$

Dolayısıyla,

$$h_G' = ((L_1 - L_5) \cdot \Delta m) / (m_{G,t} \cdot \tan \alpha) \quad (2.10)$$

$$h_G = ((L_1 - L_5) / m_{G,t}) \cdot (\Delta m / \tan \alpha) + r_{dyn} \quad (2.11)$$

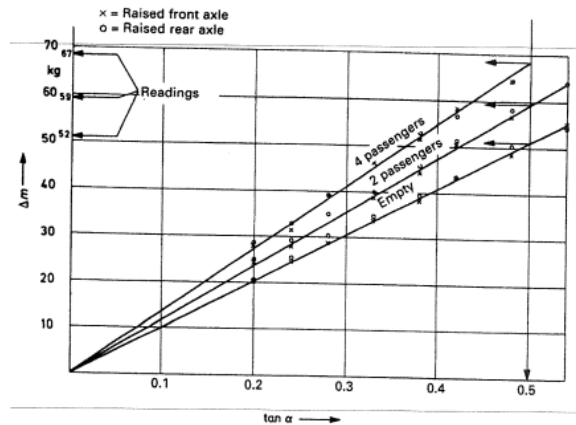
Ölçüm için kolaylık sağlaması açısından denklem şu şekilde yazılabilir;

$$h_G = ((L_1 - L_5) / m_{G,t}) \cdot (\Delta m / h) \cdot ((L_1 - L_5)^2 - h^2)^{1/2} + r_{dyn} \quad (2.12)$$

$\Delta m / h$ ya da $\Delta m / \tan \alpha$ eşitlikte sabittir. Taşıt tartıldığı zaman her yükseklikte taşıt yükseltirken ağırlıkta değişiklikler olabilir. Bu yüzden Δm ve h ayrıca ölçülmelidir. Diğer değerler; $(L_1 - L_5)$, $m_{G,t}$ ve r_{dyn} sabittir.

Şekil 2.5'de α 'nın küçük olduğu durumlarda hata hassasiyetindeki durum gösterilmektedir. Daha güvenilir sonuçlar yüksek kaldırmalarda sağlanabilir. Taşıt mümkün olduğu kadar çok yükseğe ve birkaç defa kaldırılmalı ve ölçümlenmelidir.

Şekil 2.5'deki grafik ölçüm belirsizliği hesabı yapılırken kullanılan verilerden biridir. Bunun ile beraber diğer belirsizlik yaratan unsurlar toplanmış ve toplam bir ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır.



Şekil 2. 5 Kaldırma açısına göre yapılan hesaplardaki hata miktarı [14]

Ağırlık merkezi hesabı için iki ölçüm anlatılmıştır, ağırlık merkezinin ön ve arka aks olan mesafesi hesabı ve ağırlık merkezinin yerden yüksekliğidir. Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın üzerinden yapılan ölçümler ve sonuçları aşağıdaki gibidir. Ölçümlerde önemli olan değişkenler;

Çizelge 2. 2 Ağırlık merkezi hesabında kullanılacak değişkenler ve değerleri

Uzunluk	7040 mm
Yükseklik	2380 mm
Genişlik	2770 mm
Aks Aralıkları	1500 mm/1900 mm
Karın Altı Yüksekliği	385 mm
Taşıt Ağırlığı	17,4 ton
Muharebe Ağırlığı	18,4 ton
Güç/Ağırlık Oranı	21,6 BG/ton
Mürettebat	2+6
Mürettebat Bölmesi İç Hacmi	12 m ³
Lastik	Michelin XZL 365/85 R20
Jant	Jantsa 10.00V-20
Runflat	Hutchinson VFI 365/85 R20x10

Taşıtın orta tekerleği boşa çıkarılarak boş ve dolu ağırlıklar ölçülmüştür. Tekerlekleri boşa çıkarmak için NMS tesislerindeki test parkurunda bulunan hendek kullanılmıştır.



Şekil 2. 6 Test parkurundan hendek görüntüsü

Ağırlık merkezinin ön ve arka aksa olan mesafesi için yapılan hesap, taşıt boşken;

$$m_{G,t} = m_{G,f} + m_{G,r} \quad (\text{kg}) \quad (2.13)$$

$$m_{G,t} = 9160 + 8240 = 17400 \text{ kg}$$

$$(L_1-L_3) = (9160 / 17400).3400$$

$$(L_1-L_3) = 1789,88 \text{ mm}$$

$$(L_3-L_5) = (8240 / 17400).3400$$

$$(L_3-L_5) = 1610,11 \text{ mm}$$

Ağırlık merkezinin ön ve arka aksa olan mesafesi için yapılan hesap, taşıt doluyken;

$$m_{G,t} = 9320 + 9020 = 18340 \text{ kg}$$

$$(L_1-L_3) = (9320 / 18340).3400$$

$$(L_1-L_3) = 1727,80 \text{ mm}$$

$$(L_3-L_5) = (9020 / 18340).3400$$

$$(L_3-L_5) = 1672,19 \text{ mm}$$

Aynı mantıkla araca önden bakıp ağırlık merkezini hesaplayacak olursak, taşıt boşken;

$$m_{G,t} = 9400 + 8000 = 17400 \text{ kg}$$

$$(L_1-L_3) = (8000 / 17400).2770$$

$$(L_1-L_3) = 1273,56 \text{ mm}$$

$$(L_3-L_5) = (9400 / 17400).2770$$

$$(L_3-L_5) = 1496,44 \text{ mm}$$

Aynı mantıkla araca önden bakıp ağırlık merkezini hesaplayacak olursak, taşıt doluyken;

$$m_{G,t} = 9860 + 8480 = 18340 \text{ kg}$$

$$(L_1-L_3) = (8480 / 18340).2770$$

$$(L_1-L_3) = 1280,78 \text{ mm}$$

$$(L_3-L_5) = (9860 / 18340).2770$$

$$(L_3-L_5) = 1489,21 \text{ mm}$$

Ağırlık merkezi yüksekliğini hesaplamak için ölçümler yapılırken;

- Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç 550, 1000 ve 1230 mm yüksekliklere kaldırılabilmiştir.
- Kaldırma işlemi bir kez yapılabilmiştir.

- Dolu ve boş ağırlıklar hem yükseltilem tekerleklerden hem de zemine temas eden tekerleklerden alınmıştır.
- Lastik basıncı 6,2-6,3 bar arasındadır.
- Şoförün olduğu taraf sağ taraf olarak kabul edilmiştir.
- Lastik yerden yüksekliği 508,7 mm ölçülmüştür.

Taşıt farklı üç yüksekliğe kaldırıldıktan sonra ön ve arka tekerleklerden alınan ağırlıklar (taşıt boşken ve doluyken) ve Şekil 2.5'te verilen hata oranlarını bulmak için gerekli olan $\tan \alpha$ değeri Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'te verilmiştir.

Çizelge 2. 3 Taşıtın kaldırıldığı yükseklikler ve aks kantarlarından okunan ağırlıklar

(taşıt boşken)

h (mm)	$\sin\alpha=h/(L_1-L_5)$	$\alpha (^{\circ})$	$\tan\alpha$	$m_{f\ sol}$ (kg)	$m_{f\ sağ}$ (kg)	$m_{r\ sol}$ (kg)	$m_{r\ sağ}$ (kg)
1230	0,36176471	21,20861227	0,388047374	4000	3480	4680	4620
1000	0,29411765	17,10463518	0,307728727	4060	3560	4520	4940
550	0,16176471	9,309340922	0,163923686	4460	4060	4380	4320
0	0	0	0	5060	4100	4340	3900

Çizelge 2. 4 Taşıtın kaldırıldığı yükseklikler ve aks kantarlarından okunan ağırlıklar

(taşıt doluyken)

h (mm)	$\sin\alpha=h/(L_1-L_5)$	$\alpha (^{\circ})$	$\tan\alpha$	$m_{f\ sol}$ (kg)	$m_{f\ sağ}$ (kg)	$m_{r\ sol}$ (kg)	$m_{r\ sağ}$ (kg)
1230	0,36176471	21,20861227	0,388047374	3980	3520	5100	5040
1000	0,29411765	17,10463518	0,307728727	4020	3600	4860	5420
550	0,16176471	9,309340922	0,163923686	4520	4060	4720	4700

Çizelge 2. 5 Taşıt boş iken ağırlık merkezi yerden yüksekliği

$\Delta m/h$ (Taşıt Boşken)	Taşıt Boşken hg (mm)
0,59	942,76

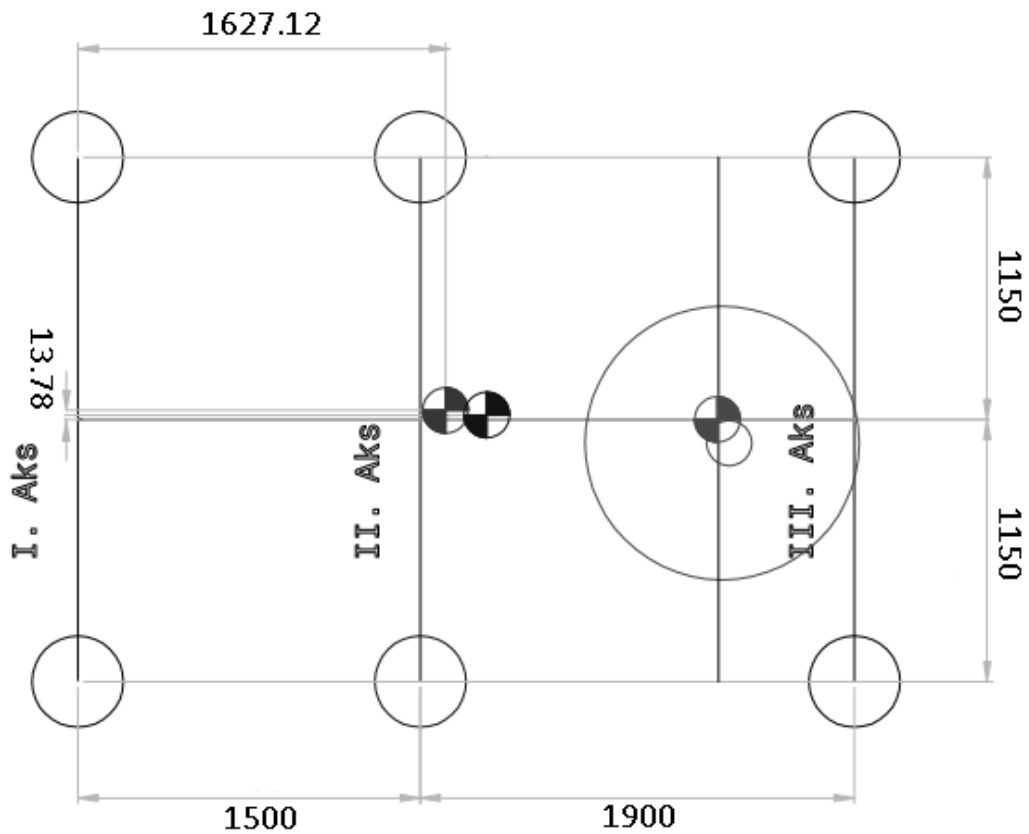
Bu ölçümler için belirsizlik değeri hesaplanmıştır. Belirsizlik değeri hesaplanırken; kullanılan ekipmanların kalibrasyon raporunda yer alan belirsizlik değeri, hesaplanan

varyasyon katsayısı değeri, açı ölçümünden kaynaklı belirsizlik değeri, lastik basıncı ölçümleri farkından kaynaklı belirsizlik değerleri toplanmıştır.

Toplam belirsizlik değeri= %4,9 dur.

Doğrulama için kullanılan doküman Şekil 2.7’de verilmiştir.

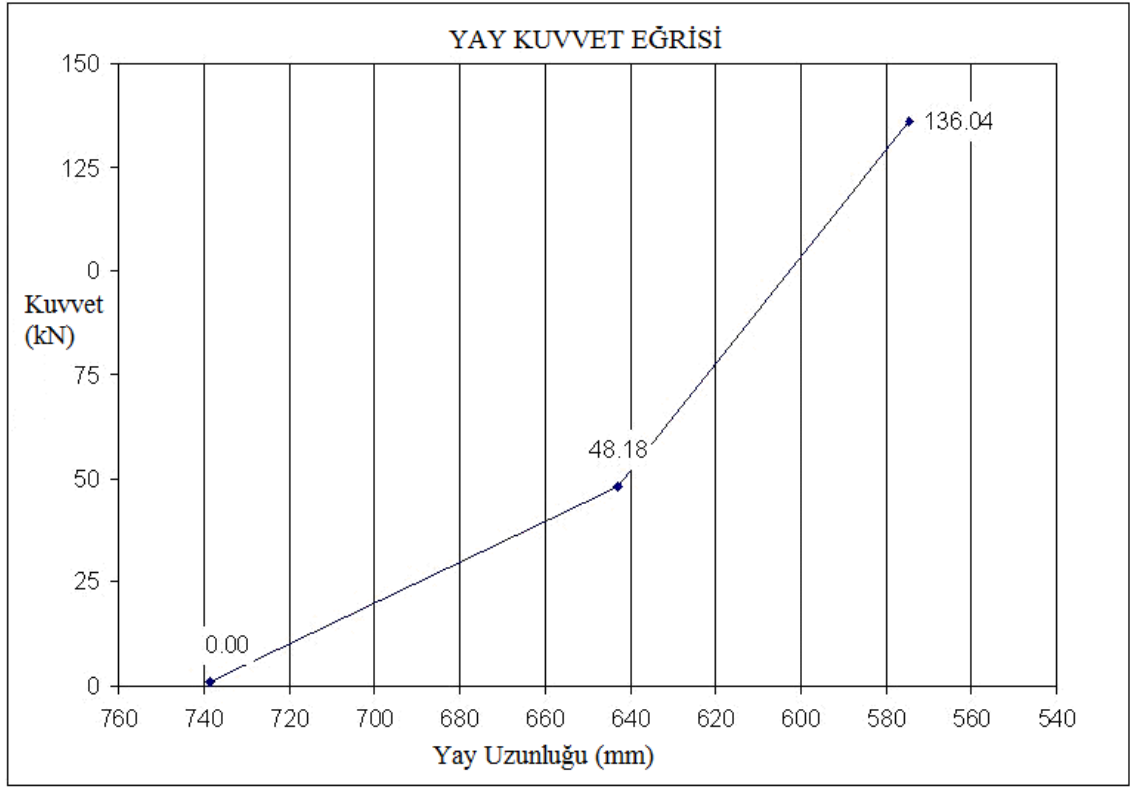
1610,11 mm ölçülen ağırlık merkezi, Catia V5R19 ile hesaplanan değer ile karşılaştırıldığında 17 mm sapma olduğu görülmüştür.



Şekil 2. 7 Catia V5R19’da hesaplanan taşıt ağırlık merkezi

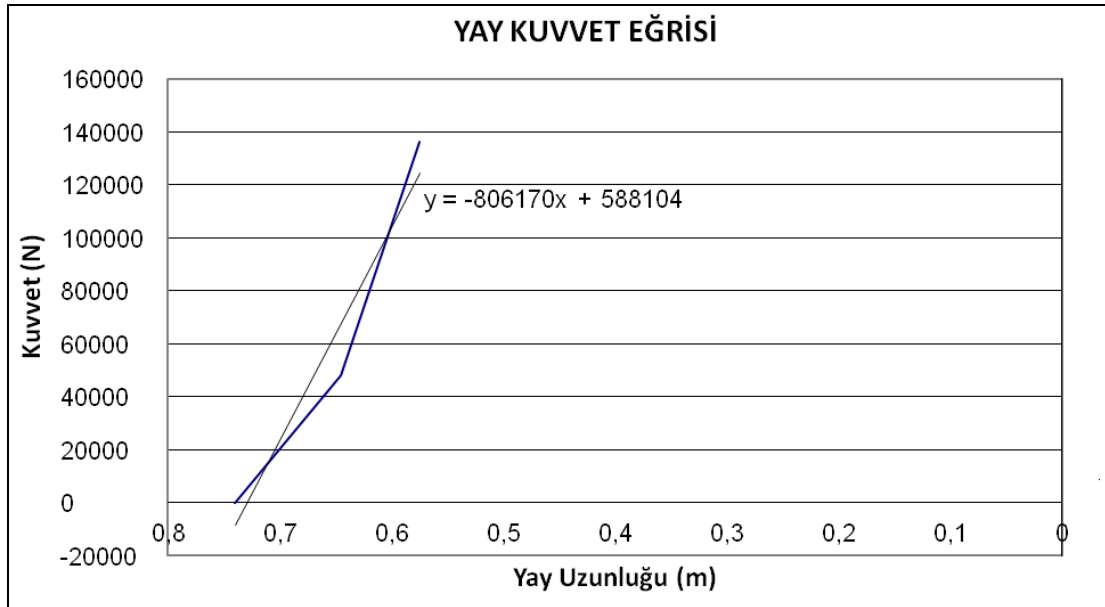
2.2.2 Yay Katsayısı

Süspansiyon yay katsayısını bulmak için tedarikçiden gönderilen eğri, Şekil 2.8’deki gibidir. 5 serbestlik dereceli yarım taşıt ve 9 serbestlik dereceli tam taşıt modellerinde, Şekil 2.8’deki değerler dikkate alınmıştır.



Şekil 2. 8 Tedarikçiden gelen yay kuvvet eğrisi

Grafikte verilen noktalar excel programına girilerek doğruların doğrusal ifadesi sağlanmış ve buradan doğrunun denklemine gidilerek; eğim, k katsayısı olarak modele girdi oluşturmuştur. Modelde girdi olarak kullanılan k değerinin fonksiyonu ise Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2. 9 Tedarikçiden gelen yay kuvvet eğrisine göre bulunan yay sabiti

Doğrunun eğimi, yani yay uzunluğunu ifade eden değişkenin (x) katsayısı, modelde k katsayısı olarak kullanılmıştır. Yani;

$$k_1 = k_2 = k_3 = 806170N / m \text{ dir.}$$

Yay katsayısını elde etmek için bir takım ölçümler de yapılmıştır. Ölçümlerde kullanılan ekipmanlar;

- 2 adet aks kantarı,
- Şerit metre,
- Dijital açıölçerdir.



Şekil 2. 10 Yay sabiti ve lastik sönümü için ölçümlerden görüntü



Şekil 2. 11 Yay katsayısı hesabı için alınan ölçümler

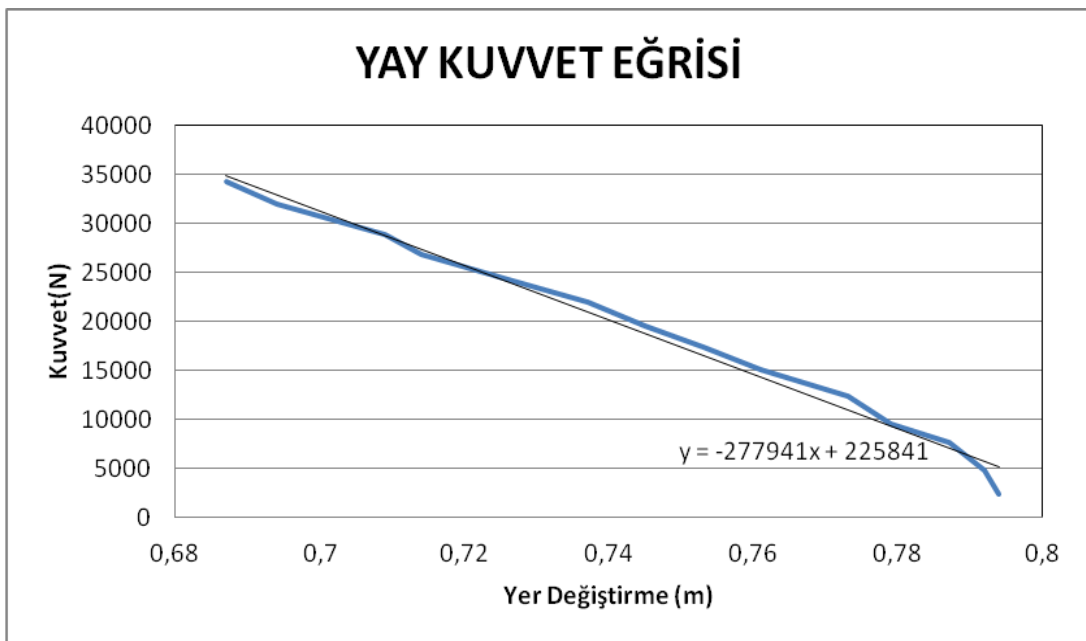
Şekil 2.10'da gösterildiği üzere, taşıt vinçlerle asılmıştır. Taşıtın, aks kantarlarına 0-4000 kg aralığında basması sağlanmış, her ölçümde 250 kg ağırlık artırılarak süspansiyon yayının Şekil 2.11'de gösterildiği gibi yer değiştirmesi ölçülmüştür. Bu yer değiştirme değerleri grafiğin x eksenini oluşturmaktadır. Ağırlıklar ise Newton (N) cinsinden ifade edilmiş ve y eksenini oluşturmuştur.

Ölçüm sonucuna göre çıkan yay katsayısı eğrisi Şekil 2.12'dedir .

Eğri denklemi;

$$y = -277941x + 225841$$

$$R^2 = 0,9886$$



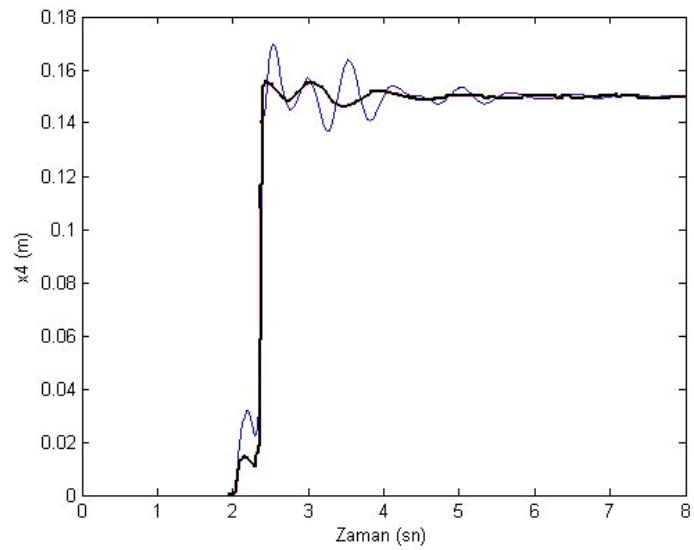
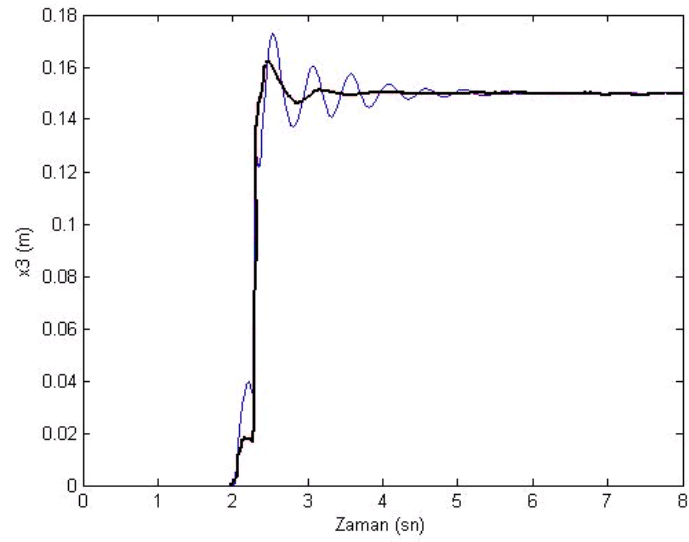
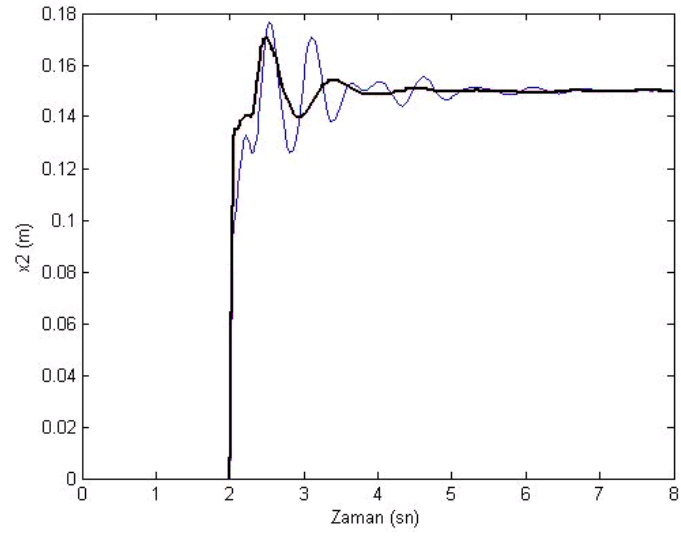
Şekil 2. 12 Ölçümlerle bulunan yay kuvvet eğrisine göre bulunan yay sabiti

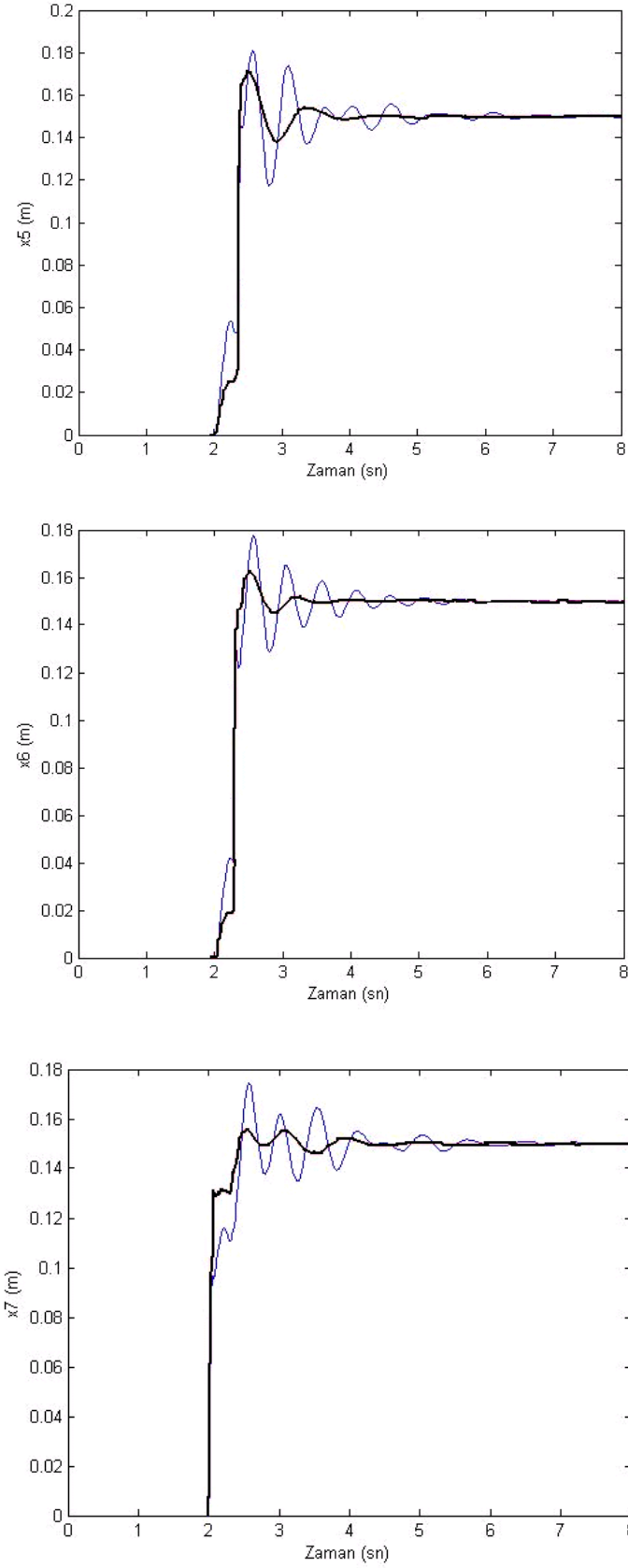
Bu testin belirsizlik değeri hesaplanmamıştır. Ancak, tedarikçiden gelen verilerle karşılaştırıldığında sapmanın,

$$sapma = \frac{(806170 - 277941)}{806170} = \% 65 \text{ olduğu hesaplanabilir.}$$

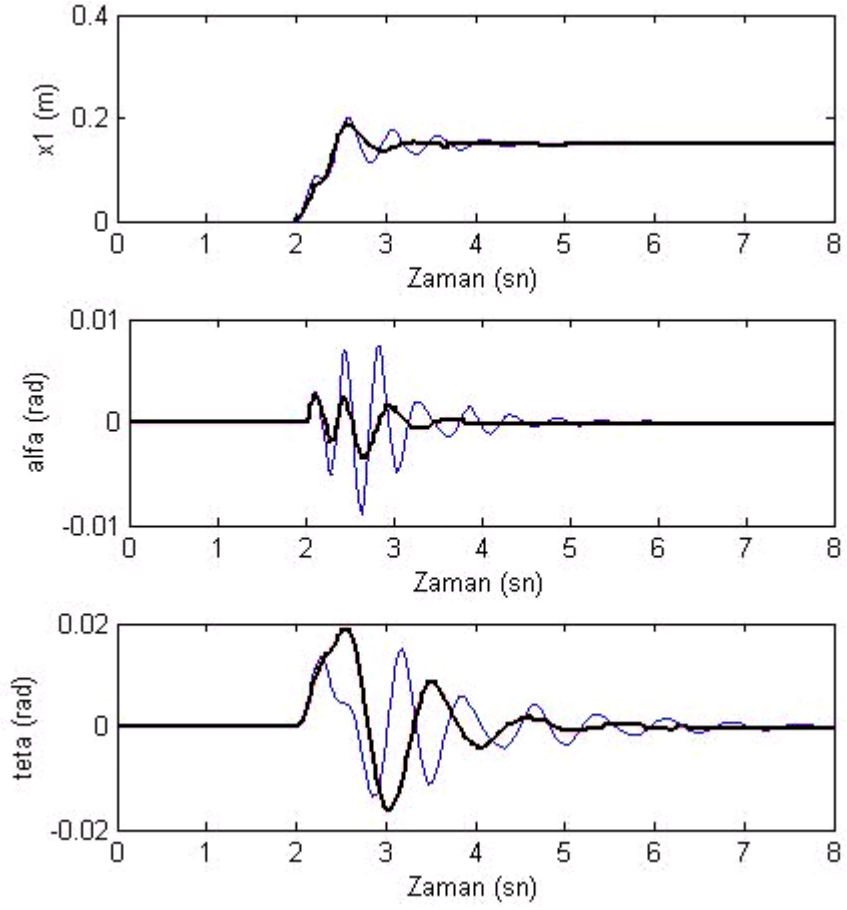
Sapmanın kabul edilemez bir değer olduğu görülmüştür. Ancak dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli hem firmadan gelen veriler hem de hesaplanan yay katsayısı kullanılarak, taşıt 2. saniyede 0,15 m'lik bir rampayı tırmanırken model çalıştırılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için tekerleklerin yer değiştirmeleri

kullanılmıştır. Çıkan sonuçlar, Şekil 2.13 ve Şekil 14'te gösterildiği gibi, kalın hat ölçülen yay katsayısına, ince hat ise firmadan gelen yay katsayısının sonuçlarına aittir.



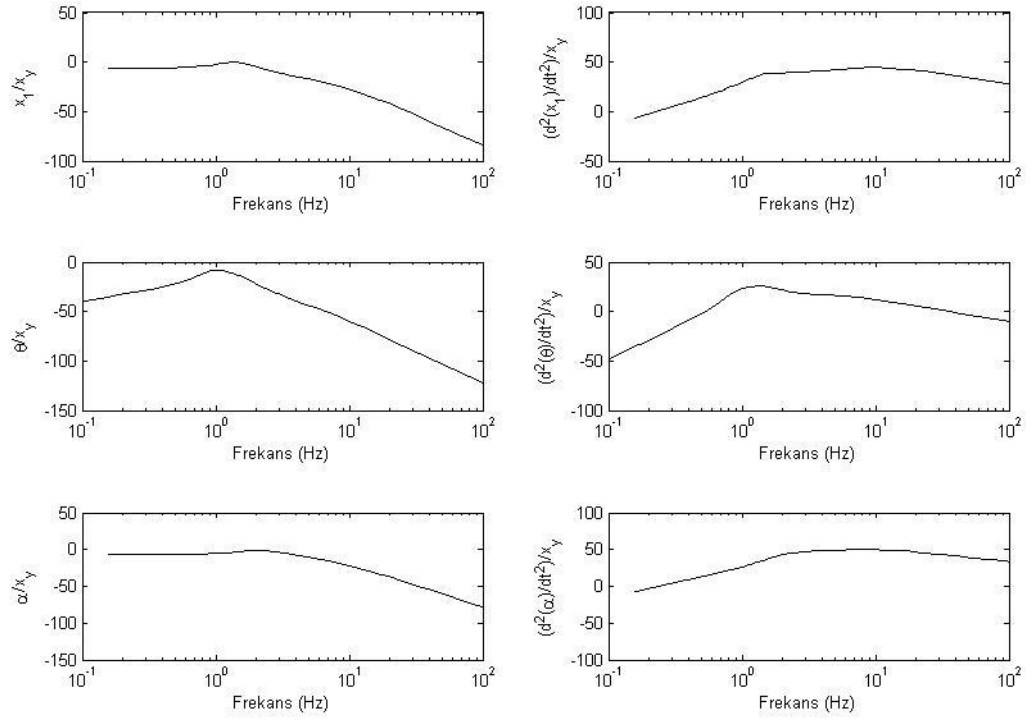


Şekil 2. 13 Ölçümlerle bulunan yay katsayısı ve tedarikçiden alınan yay katsayısının tam taşıt modelinde tekerleklerin yer değiştirmeleri üzerinden karşılaştırılması



Şekil 2. 14 Ölçümlerle bulunan yay katsayısı ve tedarikçiden alınan yay katsayısının tam taşıt modelinde gövdenin yer değiştirmeleri üzerinden karşılaştırılması

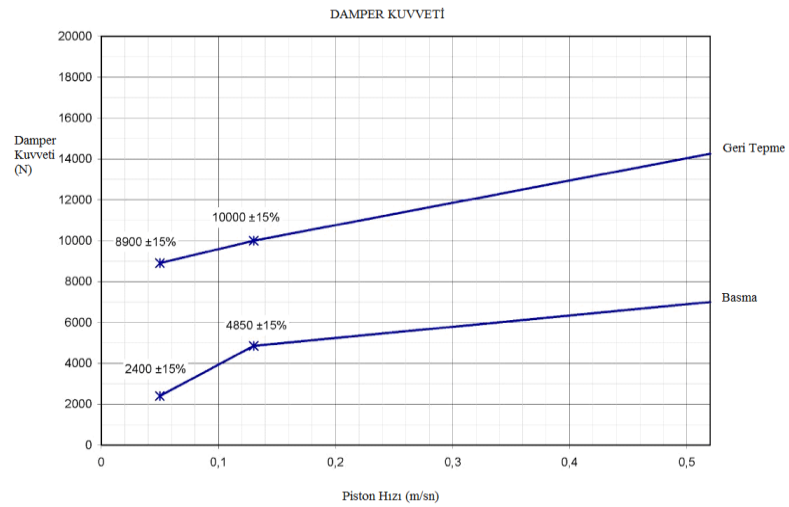
Ölçümler ile bulunan yay katsayısını ile tedarikçiden gelen yay katsayısı değerini karşılaştırmak için tam taşıt modelinde gövdenin ivme ve yer değiştirme frekans cevaplarına da bakılmıştır. Çıkan sonuçlar, Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2. 15 Ölçümlerle bulunan yay katsayısının, tam taşıt modelinde kullanılarak bulunan gövdenin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları

2.2.3 Damper Sönüm Katsayısı

Damper sönüm katsayısını bulmak için tedarikçi firmadan gönderilen aşağıdaki grafik kullanılmıştır.

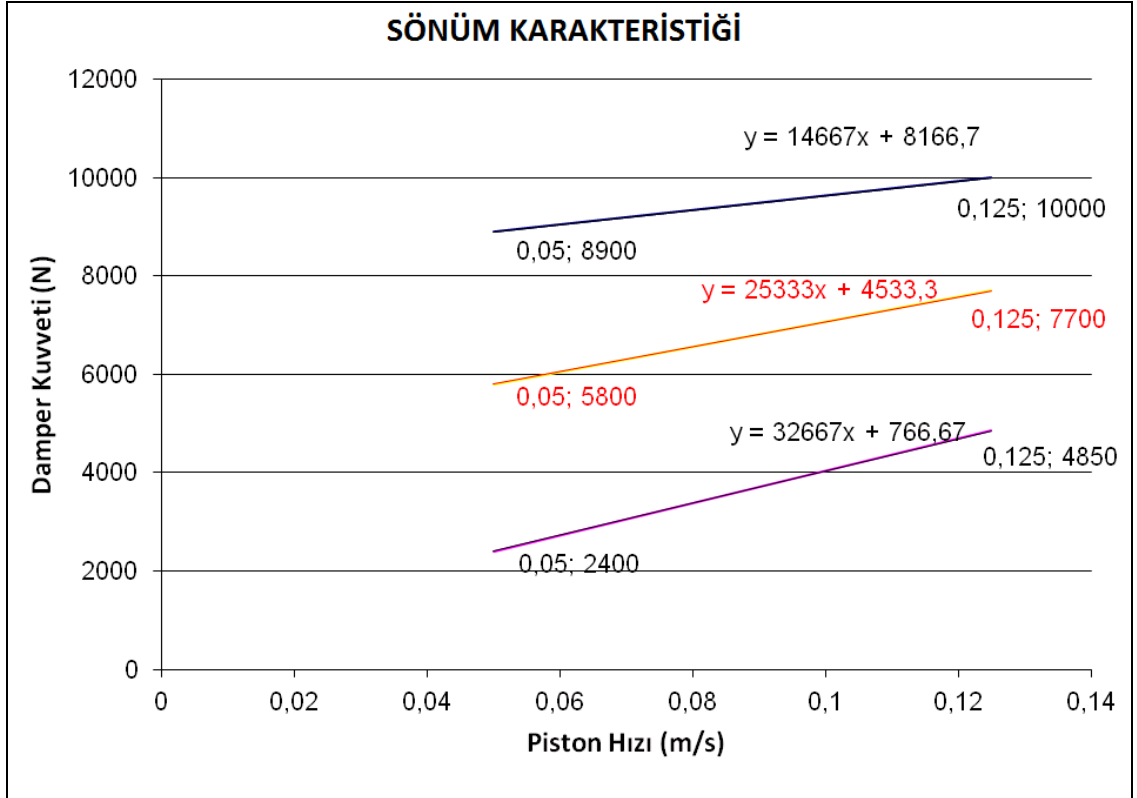


Şekil 2. 16 Tedarikçiden gelen damper basma ve geri tepme kuvvetlerinin hıza göre değişimi

Grafikte verilen noktalar excel programına girilerek eğrilerin doğrusal ifadesi sağlanmış ve buradan doğru denklemlerine gidilerek; eğim, c katsayısı olarak modele girdi oluşturmuştur. Modelde girdi olarak kullanılan değerlerin hesabı için kullanılacak noktalar, Çizelge 2.6’da verilmiştir. (x1,y1) geri tepme, (x2,y2) basma, (xm,ym) ise her iki doğruya da yakınsayan bir denkleme ait noktalardır.

Çizelge 2. 6 Tedarikçiden gelen kuvvet hız eğrisine göre bulunan noktaların (x,y) ifadesi

x1(m/sn)	y1(N)	x2(m/s)	y2(N)	xm(m/s)	ym(N)
0,05	8900	0,05	2400	0,05	5800
0,125	10000	0,125	4850	0,125	7700



Şekil 2. 17 Sönüm karakteristiği eğrisi

Şekil 2.17’de ortalamanın ifade edildiği kırmızı doğrunun eğimi, damperin sönüm katsayısını verecektir. Yani;

$$y = 25333x + 4533,3 \quad (2.14)$$

denkleminde;

$$c_1 = c_2 = c_3 = 25333Ns/m$$

elde edilir.

Damper sönüm katsayısının hesabı için herhangi bir ölçüm yapılmamıştır.

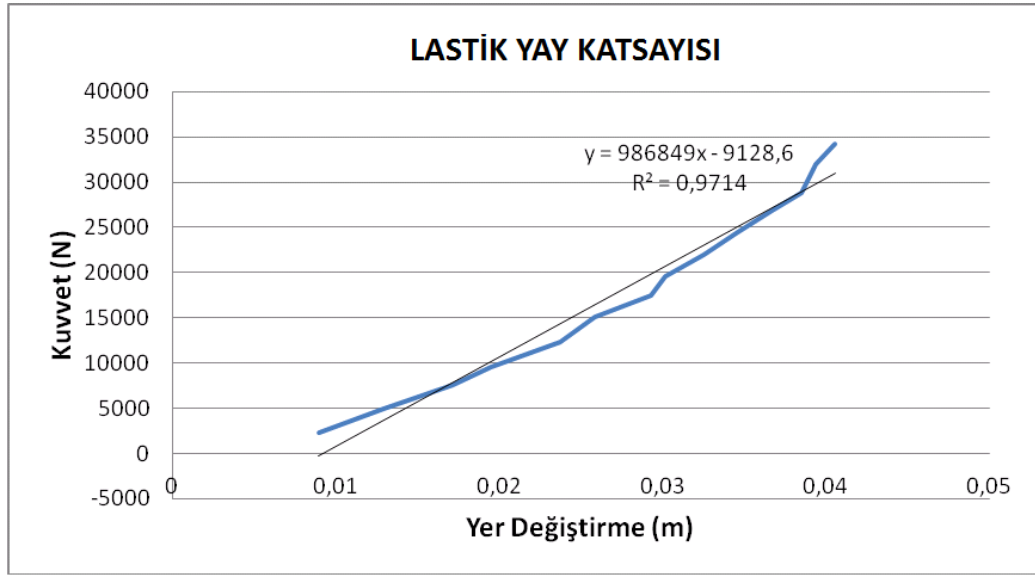
2.2.4 Lastik Yay Karakteristiği

Lastik yay katsayısının hesaplanması için üreticiden lastik genel özellikleri dışında herhangi bir bilgi alınmamıştır. Bu yüzden ölçümlerle hesaplama yapılmıştır.

Şekil 2.18’de gösterildiği üzere, taşıt vinçlerle asılmıştır. Taşıtın, aks kantarlarına 0-4000 kg aralığında basması sağlanmış, her ölçümde 250 kg ağırlık artırılarak lastiğin merkezinin yer değiştirmesi, Şekil 2.18’de gösterildiği gibi ölçülmüştür. Bu yer değiştirme değerleri grafiğin x eksenini oluşturmaktadır. Ağırlıklar ise Newton (N) cinsinden ifade edilmiş ve y eksenini oluşturmuştur. Yapılan ölçümler sonucunda çıkan eğri Şekil 2.19’dadır.



Şekil 2. 18 Lastik yay katsayısı için yapılan ölçümden görüntü



Şekil 2. 19 Lastik yay katsayısı için yapılan ölçümden elde edilen eğri

Doğrunun denklemine gidilerek; eğim, k katsayısı olarak modele girdi oluşturmuştur.

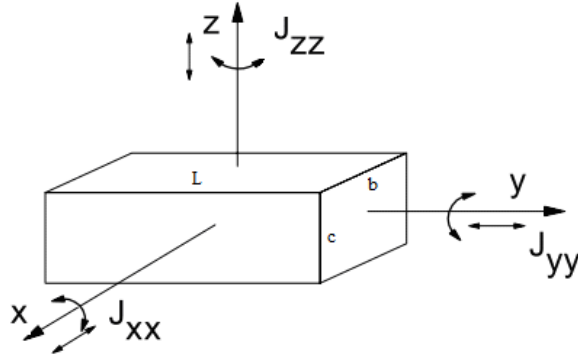
Modelde lastik tek serbestlik dereceli sönümlü bir sistem olarak düşünülmüştür.

Doğru denkleminde,

$$k_4 = k_5 = k_6 = 986849 \text{ N / m dir.}$$

2.2.5 Kütleli Atalet Momentlerinin Hesaplanması

Taşıt kütleli atalet momentlerini, ağırlık merkezinden geçen üç boyutlu koordinat sistemindeki eksenlere göre belirlemek gerekir. Üç boyutlu eksenlerdeki atalet momentlerinin değerleri birbirlerinden farklı olduğu gibi, etkileri de farklıdır. Aşağıdaki şekilde değişik eksenlerdeki kütleli atalet momentleri gösterilmektedir. Burada; J_{xx} ile gösterilen değer doğrusal ilerlemede kafa vurma, J_{zz} Z ekseninde dönme ve J_{yy} ise y ekseninde dönmeden (yalpalama) dolayı oluşan atalet momentlerini göstermektedir.



Şekil 2. 20 Taşıt koordinat sistemi

Atalet momentlerinin genel tanımı ise, bir eksen etrafında dönme hareketi yapan cismin atalet mukavemetinin bir ölçüsüdür. Bu tanımın matematiksel gösterimi;

$$M_d = J\ddot{\theta} \quad (2.15)$$

Bu formül kullanılarak taşıtın bütün parçalarının atalet momentleri tespit edilebilir. Bunun için her parçanın ağırlıkları tespit edilir, ağırlık merkezinden uzaklıkları ölçülür ve geometrik şekillere benzetilerek önce kendi, ardından da ağırlık merkezine göre atalet momentleri tespit edilebilir. Parçalar için elde edilen tüm atalet momentleri toplanarak, taşıtın atalet momentini hesaplamak mümkündür. Ancak bu işlemleri yapmak çok güçtür [15]. Taşıtın düzgün bir çubuk olduğu varsayımıyla atalet momentleri hesaplanmıştır [16]. Taşıtın ağırlık merkezinin tam orta noktada olduğu ve geometrisinin düzgün olduğu varsayımı altında kullanılacak formüller (2.16), (2.17) ve (2.18)'de verilmiştir.

$$J_x = \frac{1}{12}mL^2 \quad (2.16)$$

$$J_y = \frac{1}{12}mb^2 \quad (2.17)$$

$$J_z = \frac{1}{12}mc^2 \quad (2.18)$$

Tam taşıt ve yarım taşıt modellerinde, z eksenindeki dönmeden dolayı oluşan atalet momenti ihmal edilmiştir.

2.3 Taşıtların Matematik Modellenmesi

Literatürde dört tekerlekli taşıtların modellenmesinde; çeyrek taşıt modeli (taşıtın $\frac{1}{4}$ ü), yarım taşıt ve tam taşıt modelleri kullanılır. Bu tezde, yarım ve tam taşıt modelleri uygulanmıştır.

Tek boyutlu model, $\frac{1}{4}$ gövde, aks ve tekerleklerden meydana gelmektedir ve iki serbestlik derecelidir [2].

İki boyutlu model, taşıt boylamasına ikiye bölünerek elde edilir. Literatürde yarım taşıt modeli veya iki boyutlu model olarak adlandırılır. Beş serbestlik derecelidir.

Üç boyutlu model de, taşıt tam olarak ele alınır. Dokuz serbestlik derecelidir.

Taşıt matematik modellemesinde, literatürdeki genel kabuller göz önünde tutularak;

- Yay karakteristikleri lineer,
- Viskos sönümleyiciler lineer,
- Tekerleklerin yol ile temas halinde oldukları ve Hooke kanuna uydukları,
- Yoldan tekerleklerle gelen kuvvetlerin etkiye noktasının temas yüzeyinin ortasında olduğu ve temas yüzeyine dik olduğu kabul edilir.

Taşıt gövdesi üç doğrusal ve üç açısal olmak üzere toplam altı hareket yapar.

a. Öteleme Hareketleri;

- x eksenı boyunca titreşim hareketi (ileri geri frenleme esnasında kendisini gösterir)
- y eksenı boyunca titreşim hareketi (yana kayma, yandan çarpma ve yan etkilerde ortaya çıkar)
- z eksenı boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı)

b. Dönme Hareketleri;

- x eksenı etrafında dönme (kafa vurma)
- y eksenı etrafında dönme (yalpalama)
- z eksenı etrafında dönme (savrulma)

Gövde rijit, tekerlekler elastik ve sönümlü, zemin rijit kabulüyle modelleme yapılmıştır.

Altı tekerlekli taşıtın yarım ve tam taşıt modellerinin hareket denklemleri Lagrange

yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Zorlayıcı kuvvet olarak sadece yoldan gelen kuvvetler göz önüne alınmıştır.

Lagrange yönteminde, sistemin enerji toplamları (2.19) no lu denklemde yerine konulur ve genelleştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınarak hareket denklemleri elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (2.19)$$

E_k : Toplam Kinetik Enerji

E_p : Toplam Potansiyel Enerji

E_D : Toplam Sönüm Enerji

Q_j : Genelleştirilmiş Kuvvetler

x_j : Genelleştirilmiş Koordinatlar

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F_1]x_y + [F_2]\dot{x}_y \quad (2.20)$$

M : Kütle Katsayıları Matrisi

C : Sönüm Katsayıları Matrisi

K : Yay Katsayıları Matrisi

X : Yer Değiştirme Vektörü

F_1, F_2 : Kuvvet Katsayılar Matrisi

2.3.1 Hareket Denklemlerinin Durum Uzay Şekline Dönüştürülmesi

Yarım taşıt ve tam taşıt modellerinin analizinde çözüm yöntemi olarak Durum-Uzay (State-Space) denklemleri seçilmiştir.

Güçlü, sekiz serbestlik dereceli tam taşıt modeli kullanarak yolcu konforu üzerine çalışmalar yapmıştır. Modeli oluştururken nonlinear dinamik sistemi durum – uzay formunda ifade etmiştir [17].

Elde edilen hareket denklemleri durum değişkenleri tanımlamak suretiyle durum uzayı denklemlerine dönüştürülmüştür. Bir durum-uzay modeli aşağıdaki bağıntıda gösterildiği gibi kurulur.

$$\dot{y} = [A]y + [B]u \quad (2.21)$$

$$|x| = [C]|y| + [D] \quad (2.22)$$

Burada A (nxn) boyutlu Durum Matrisi, B (nrx) boyutlu Giriş Matrisi, C (mxn) boyutlu Çıkış Matrisi, D ise (mrx) boyutlu kontrol matrisi adını alır. Ayrıca x; durum vektörü (n elemanlı sütun vektörü), u; giriş vektörü (r elemanlı sütun vektörü), y; çıkış vektörü (m elemanlı satır vektörü)'dür [18].

Seçilen durum değişkenleri aşağıda verilmiştir:

$$\begin{aligned} x_1 &= y_1 & \dot{x}_1 &= y_{10} = \dot{y}_1 \\ x_2 &= y_2 & \dot{x}_2 &= y_{11} = \dot{y}_2 \\ x_3 &= y_3 & \dot{x}_3 &= y_{12} = \dot{y}_3 \\ x_4 &= y_4 & \dot{x}_4 &= y_{13} = \dot{y}_4 \\ x_5 &= y_5 & \dot{x}_5 &= y_{14} = \dot{y}_5 \\ x_6 &= y_6 & \dot{x}_6 &= y_{15} = \dot{y}_6 \\ x_7 &= y_7 & \dot{x}_7 &= y_{16} = \dot{y}_7 \\ x_8 &= y_8 & \dot{x}_8 &= y_{17} = \dot{y}_8 \\ x_9 &= y_9 & \dot{x}_9 &= y_{18} = \dot{y}_9 \end{aligned} \quad (2.23)$$

Buradan hareketle; i ve j satır ve sütun koordinatları olmak üzere aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$$\exists i, j \in C \text{ ve } i, j < n; \forall x_i, x_i = y_j \text{ ve } \forall \dot{x}_i = y_{j+n} = \dot{y}_j \quad (2.24)$$

$$\forall i, M_{ii} \ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n [C_{ij} \dot{x}_j + K_{ij} x_j] - F_i = 0 \quad (2.25)$$

$$\forall i, \ddot{x}_i = \frac{-1}{M_{ii}} \left[\sum_{j=1}^n [C_{ij} \dot{x}_j + K_{ij} x_j] - F_i \right] \quad (2.26)$$

$$\forall i, \dot{y}_{i+n} = \frac{-1}{M_{ii}} \left[\sum_{j=1}^n [C_{ij} y_{j+n} + K_{ij} y_j] - F_i \right] \quad (2.27)$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{[N]}{[I]} & -\frac{[I]}{[M]} \cdot [K] \\ -\frac{[I]}{[M]} \cdot [C] & \frac{[I]}{[M]} \cdot [F] \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} [N] \\ [I] \cdot [F] \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$C = \begin{bmatrix} I & N \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} N \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

Denklem 2.23'ün ışığında durum-uzay modeli matrisleri denklem 2.24'de gösterildiği şekilde kolayca oluşturulabilir. Burada; n serbestlik derecesini simgeleyecek şekilde:

[M] : nxn boyutlu küme matrisi

[C] : nxn boyutlu sönüm matrisi

[K] : nxn boyutlu katılık matrisi

[F] : n boyutlu kuvvet vektörü

[I] : nxn boyutlu asal matris

[N] : nxn boyutlu sıfır matris

olmaktadır.

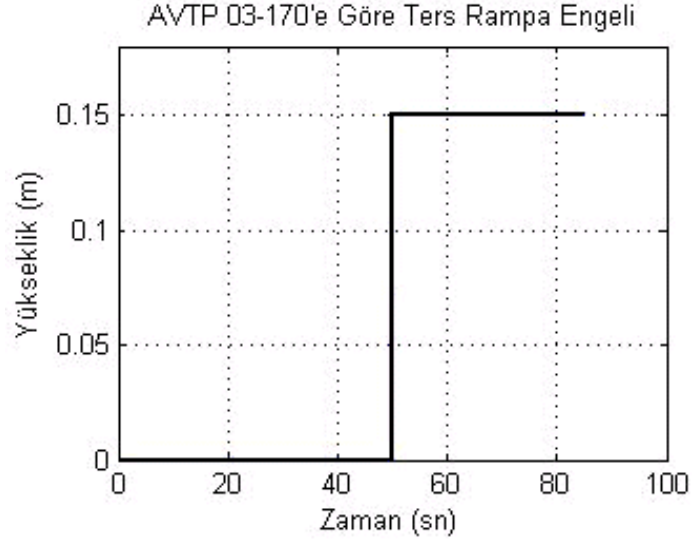
Durum değişkenlerini bu şekilde seçmek ve durum - uzay modelini bunun üzerine kurmak görüldüğü gibi hareket denklemlerinden durum uzayına geçişte büyük kolaylık sağlamaktadır. Elde edilen hareket denklemleri, matris formunda Matlab'da kullanıldığından, aynı şekilde durum – uzay modeli de bu matrisler kullanılarak tanımlanabilir.

2.3.2 Yol Fonksiyonlarının Tanımlanması

AVTP standardı NATO'nun yayımladığı, askeri taşıtların testleri için kullanılan bir standarttır. Modelde kullanılan yol girdisi, NATO AVTP standardının 03-170 no lu bölümünden seçilmiştir.

Bu standardın ilgili bölümü, askeri taşıtların süspansiyonlarının performanslarının ölçülmesi için test metotlarını içerir. Bilindiği üzere farklı taşıtların süspansiyon performansları karşılaştırılmak istendiği zaman aynı yol şartlarını ve koşulları sağlamak pek de mümkün olmamaktadır. Bu yüzden, standart yol şartları sağlamak standardın amacıdır [17].

Düz basamak engeli; yüksekliği 0,1-0,3 m arasında değişen, Şekil 2.21'de gösterilen engellerdir.

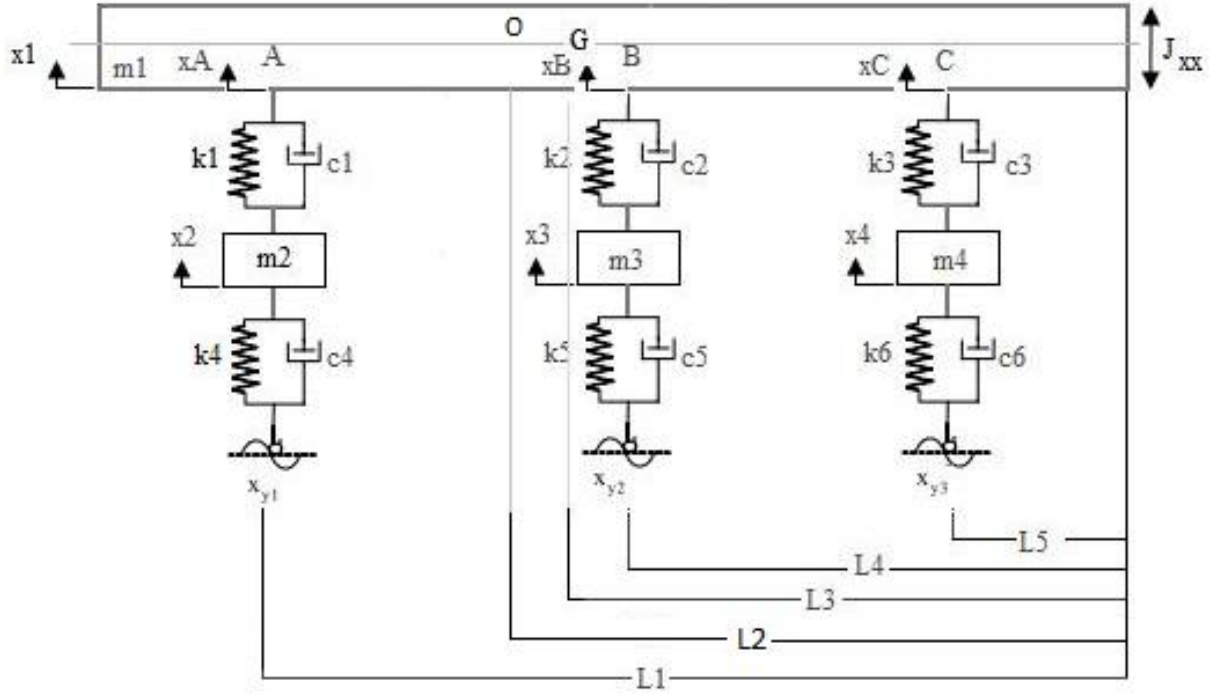


Şekil 2. 21 AVTP 03-170'e uygun modelde kullanılacak düz basamak modeli

2.3.3 Dinamik Modeller

2.3.3.1 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli Hareket Denklemleri

Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç, öncelikle beş serbestlik dereceli olarak modellendi (Şekil 2.22). Hareket denklemleri yazılıp denklem takımı matris formuna dönüştürüldü. Sistemin kritik frekansları hesaplandıktan sonra sistemin durum uzayı, birinci mertebeden durum değişkenleri kullanılarak tanımlandı. Denklemler durum-uzay şekline dönüştürüldü.



Şekil 2. 22 Beş serbestlik dereceli taşıt modeli

Simge anlamları aşağıda verilmiştir.

A, B, C	: Gövde-Aks bağlantı noktaları
c_1, c_2, c_3	: Süspansiyon sistemine ait sönüm katsayıları
c_4, c_5, c_6	: Lastik tekerleklerine ait sönüm katsayıları
J_θ ya da J_{xx}	: Kafa vurma (x) eksenindeki atalet momenti
k_1, k_2, k_3	: Süspansiyon sistemine ait yay katsayıları
k_4, k_5, k_6	: Lastik tekerleklerle ait yay katsayısı
L_1	: Arka aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
L_2	: Taşıtın orta noktasının taşıtın önüne olan uzaklığı
L_3	: Taşıtın (y) ekseninde ağırlık merkezinin taşıtın önüne olan uzaklığı
L_4	: Orta aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
L_5	: Ön aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
m_1	: Taşıt gövdesinin kütlesi
m_2, m_3, m_4	: Aks-tekerlek kütleleri
x_1	: Gövdenin titreşim genliği
x_2, x_3, x_4	: Tekerleklerin titreşim genlikleri

θ : Kafa vurma titreşim genliği
 x_A, x_B, x_C : Gövde-aks bağlantı noktalarının düşey hareketleri
 x_{y1}, x_{y2}, x_{y3} : Yol fonksiyonları

$$x_2 > x_A; x_3 > x_B; x_4 > x_C$$

$$x_2 > x_{y1}; x_3 > x_{y2}; x_4 > x_{y3};$$

kabulleri yapıldıktan sonra enerji denklemleri yazıldı.

Sistemin toplam kinetik enerjisinin ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{x}_3^2 + \frac{1}{2}m_4\dot{x}_4^2 + \frac{1}{2}J_\theta\dot{\theta}^2 \quad (2.30)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisinin ifadesi;

$$E_p = \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_A)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_3 - x_B)^2 + \frac{1}{2}k_3(x_4 - x_C)^2 \\ + \frac{1}{2}k_4(x_2 - x_{y1})^2 + \frac{1}{2}k_5(x_3 - x_{y2})^2 + \frac{1}{2}k_6(x_4 - x_{y3})^2 \quad (2.31)$$

Sistemin toplam sönüm enerjisinin ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2}c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_A)^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_B)^2 + \frac{1}{2}c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_C)^2 \\ + \frac{1}{2}c_4(\dot{x}_2 - \dot{x}_{y1})^2 + \frac{1}{2}c_5(\dot{x}_3 - \dot{x}_{y2})^2 + \frac{1}{2}c_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_{y3})^2 \quad (2.32)$$

şeklindedir.

$$x_A = x_1 - \theta(L_1 - L_3) \quad (2.33)$$

$$x_B = x_1 + \theta(L_3 - L_4) \quad (2.34)$$

$$x_C = x_1 + \theta(L_3 - L_5) \quad (2.35)$$

Enerji denklemleri formülasyonda yerine konularak her bir genelleştirilmiş koordinat için işlem tekrar edilerek hareket denklemlerine ulaşılır. Aşağıda beş serbestlik dereceli yarım taşıt modelinin denklemleri gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 + \dot{x}_1(c_1 + c_2 + c_3) - \dot{x}_2 c_1 - \dot{x}_3 c_2 - \dot{x}_4 c_3 + \dot{\theta}(-c_1(L_1 - L_3) \\
& + c_2(L_3 - L_4) + c_3(L_3 - L_5)) \\
& + x_1(k_1 + k_2 + k_3) - x_2 k_1 - x_3 k_2 - x_4 k_3 \\
& + \theta(-k_1(L_1 - L_3) + k_2(L_3 - L_4) + k_3(L_3 - L_5)) = 0
\end{aligned} \tag{2.36}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - \dot{x}_1 c_1 + \dot{x}_2(c_1 + c_4) + \dot{\theta} c_1(L_1 - L_3) - x_1 k_1 \\
& + x_2(k_1 + k_4) + \theta k_1(L_1 - L_3) = \dot{x}_{y1} c_4 + x_{y1} k_4
\end{aligned} \tag{2.37}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - \dot{x}_1 c_2 + \dot{x}_3(c_2 + c_5) + \dot{\theta} c_2(L_3 - L_4) - x_1 k_2 \\
& + x_3(k_2 + k_5) + \theta k_2(L_3 - L_4) = \dot{x}_{y2} c_5 + x_{y2} k_5
\end{aligned} \tag{2.38}$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \ddot{x}_4 - \dot{x}_1 c_3 + \dot{x}_4(c_3 + c_6) + \dot{\theta} c_3(L_3 - L_5) - x_1 k_2 \\
& + x_4(k_3 + k_6) + \theta k_3(L_3 - L_5) = \dot{x}_{y3} c_6 + x_{y3} k_6
\end{aligned} \tag{2.39}$$

$$\begin{aligned}
& J \ddot{\theta} + \dot{x}_1(-c_1(L_1 - L_3) + c_2(L_3 - L_4) + c_3(L_3 - L_5)) + \dot{x}_2 c_1(L_1 - L_3) \\
& - \dot{x}_3 c_2(L_3 - L_4) - \dot{x}_4 c_3(L_3 - L_5) + \dot{\theta}(c_2(L_3 - L_4)^2 + c_3(L_3 - L_5)^2) \\
& + x_1(-k_1(L_1 - L_3) + k_2(L_3 - L_4) + k_3(L_3 - L_5)) + x_2 k_1(L_1 - L_3) \\
& - x_3 k_2(L_3 - L_4) - x_4 k_3(L_3 - L_5) + \theta(k_2(L_3 - L_4)^2 + k_3(L_3 - L_5)^2) = 0
\end{aligned} \tag{2.40}$$

Sistem matris formunda düzenlendi:

$$[M] \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + [C] \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + [K] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ \theta \end{bmatrix} = [F] \tag{2.41}$$

Kütle matrisi;

$$[M] = \begin{bmatrix} m1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{\theta} \end{bmatrix} \tag{2.42}$$

Sönüm matrisi;

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 + c_3 & -c_1 & -c_2 & -c_3 & \begin{Bmatrix} -c_1(L_1 - L_3) \\ +c_2(L_3 - L_4) \\ +c_3(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} \\ -c_1 & c_1 + c_4 & 0 & 0 & c_1(L_1 - L_3) \\ -c_2 & 0 & c_2 + c_5 & 0 & -c_2(L_3 - L_4) \\ -c_3 & 0 & 0 & c_3 + c_6 & -c_3(L_3 - L_5) \\ \begin{Bmatrix} -c_1(L_1 - L_3) \\ +c_2(L_3 - L_4) \\ +c_3(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} & c_1(L_1 - L_3) & -c_2(L_3 - L_4) & -c_3(L_3 - L_5) & \begin{Bmatrix} c_1(L_1 - L_3)^2 \\ +c_2(L_3 - L_4)^2 \\ +c_3(L_3 - L_5)^2 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

Katılık matrisi;

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & -k_1 & -k_2 & -k_3 & \begin{Bmatrix} -k_1(L_1 - L_3) \\ +k_2(L_3 - L_4) \\ +k_3(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} \\ -k_1 & k_1 + k_4 & 0 & 0 & k_1(L_1 - L_3) \\ -k_2 & 0 & k_2 + k_5 & 0 & -k_2(L_3 - L_4) \\ -k_3 & 0 & 0 & k_3 + k_6 & -k_3(L_3 - L_5) \\ \begin{Bmatrix} -k_1(L_1 - L_3) \\ +k_2(L_3 - L_4) \\ +k_3(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} & k_1(L_1 - L_3) & -k_2(L_3 - L_4) & -k_3(L_3 - L_5) & \begin{Bmatrix} k_1(L_1 - L_3)^2 \\ +k_2(L_3 - L_4)^2 \\ +k_3(L_3 - L_5)^2 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

2.3.3.2 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıtın Kritik Frekansları

Beş serbestlik dereceli sisteme ait matrisler, Matlab ortamında girilerek doğal frekanslar hesaplatıldı. $m_1 = 7850$ kg (taşıtın boş kütlesi) ve $m_1 = 9170$ kg (taşıtın dolu kütlesi) kullanılarak, Çizelge 2.7 ve Çizelge 2.8’de doğal frekanslar verildi.

Çizelge 2. 7 Beş serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1=7850$ kg)

Doğal Frekanslar (rad/sn)	
ω_{n1}	1,6092
ω_{n2}	2,053
ω_{n3}	12,9697
ω_{n4}	13,0534
ω_{n5}	13,1081

Çizelge 2. 8 Beş serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1=9170$ kg)

Doğal Frekanslar (rad/sn)	
ω_{n1}	1,3063
ω_{n2}	1,9015
ω_{n3}	12,9697
ω_{n4}	13,0244
ω_{n5}	13,0877

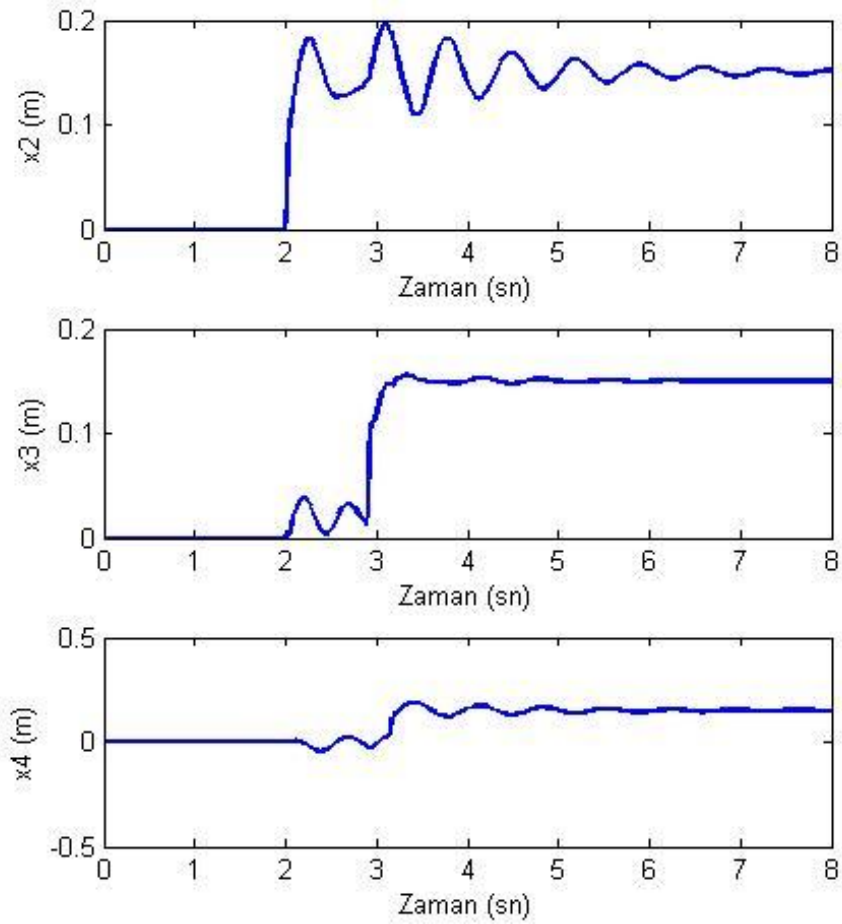
2.3.3.3 Beş Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modelinin Simülasyonu

Yarım taşıt modelinin simülasyonu, Simulink yazılımında oluşturulan blok diyagramları ve Matlab’da yazılan programlar kullanılarak gerçekleştirildi (Ek A). Simülasyonlarda

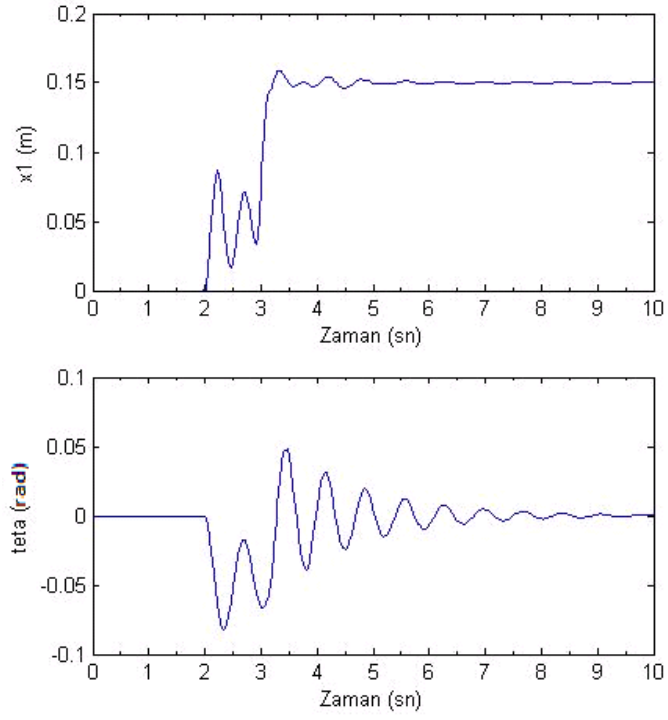
AVTP 03-170 standardında yer alan basamak modeli (Şekil 2.21) kullanıldı. Buna göre, sistemin zaman ve frekans cevapları çizdirildi.

Düz basamak yol fonksiyonunda model 8 sn çalıştırılmıştır. Basamak yüksekliği 0,15 m'dir ve taşıt 2. saniyede basamağa çıkmaktadır.

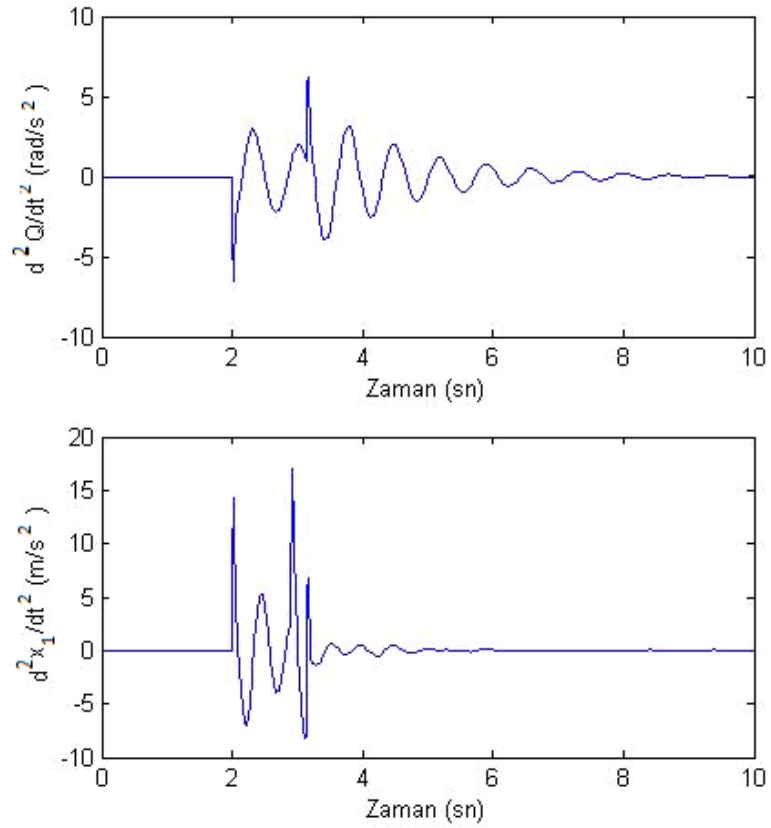
Beş serbestlik dereceli yarım taşıtın engelle düz girmesi durumunda aksların ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin zaman cevapları sırasıyla Şekil 2.23, 2.24 ve 2.25' de verilmiştir.



Şekil 2. 23 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg)

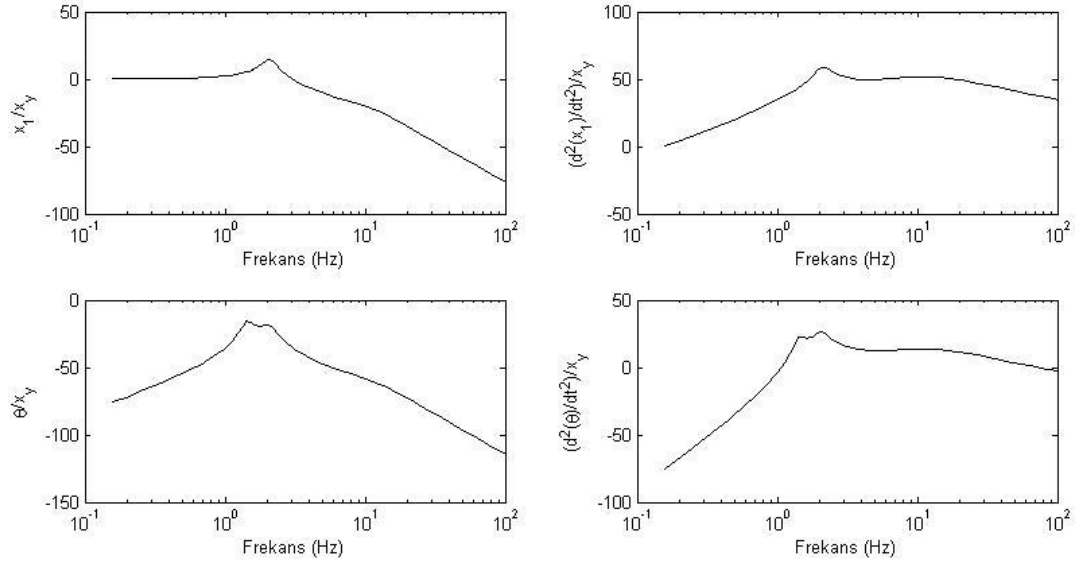


Şekil 2. 24 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg)

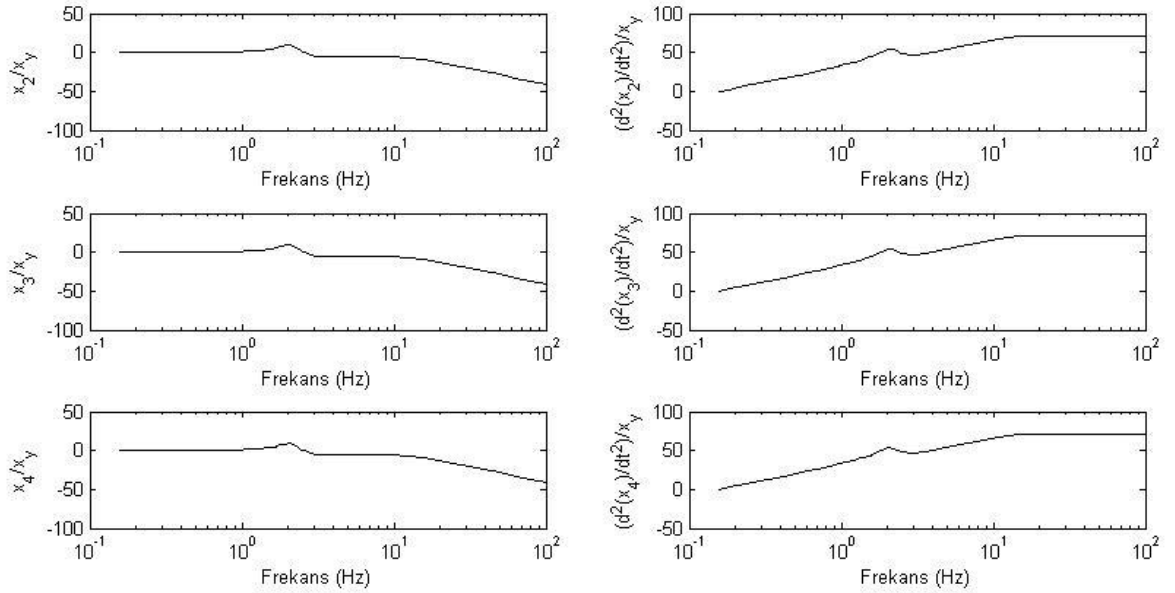


Şekil 2. 25 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1=7850$ kg)

Beş serbestlik dereceli yarım taşıtın engele düz girmesi durumunda aksların ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevapları sırasıyla Şekil 2.26 ve 2.27’de verilmiştir.

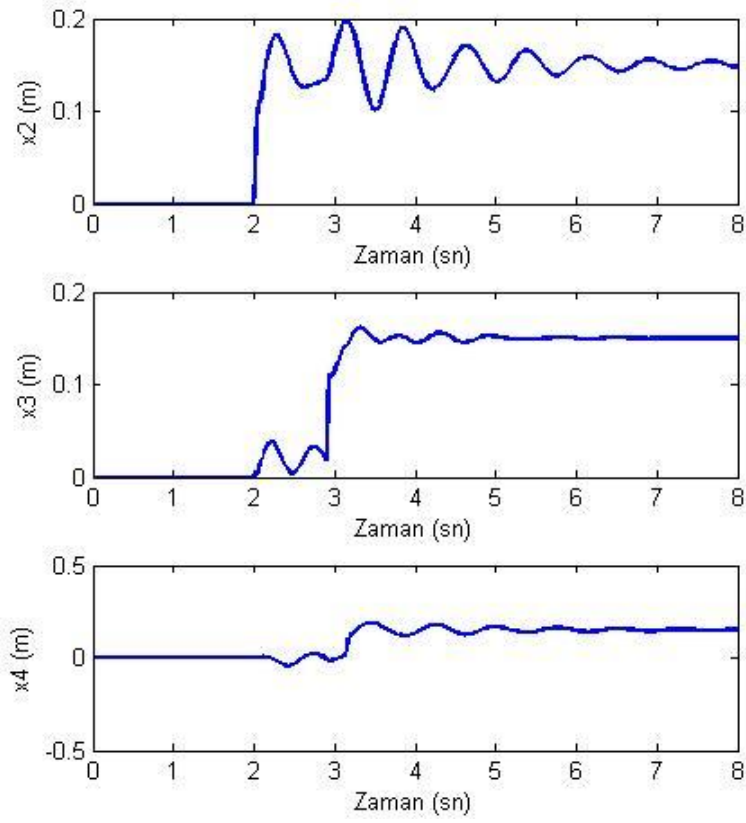


Şekil 2. 26 Beş serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=7850$ kg)

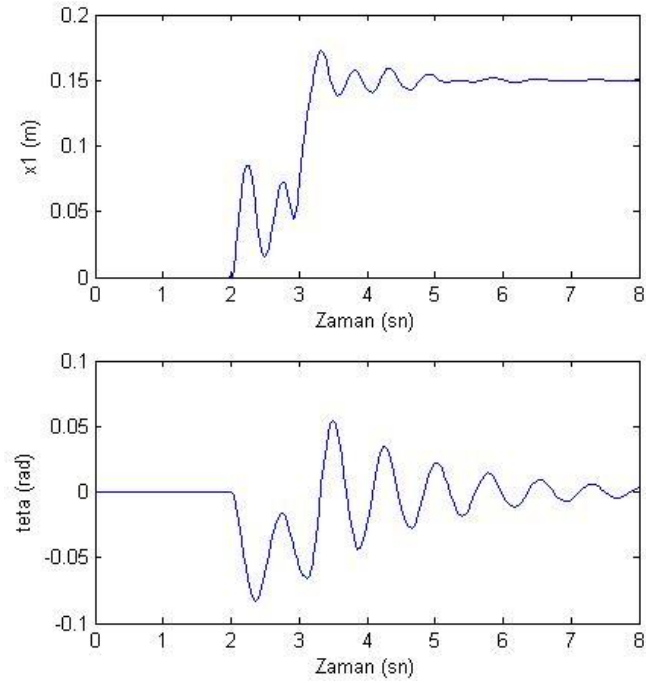


Şekil 2. 27 Beş serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=7850$ kg)

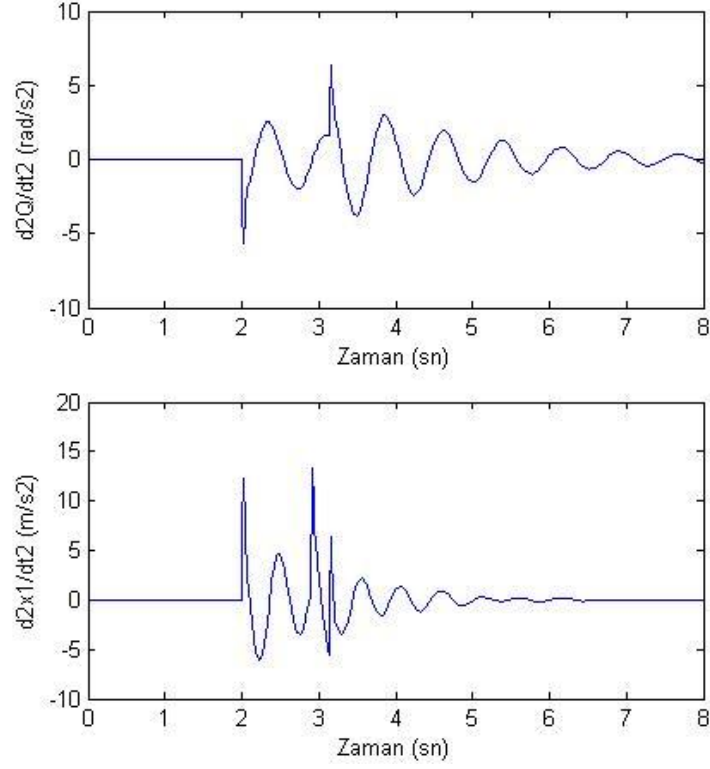
Beş serbestlik dereceli yarım taşıtın $m_1 = 9170$ kg iken engele düz girmesi durumunda aksların ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin zaman cevapları sırasıyla Şekil 2.28, 2.29 ve 2.30’da verilmiştir.



Şekil 2. 28 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg)

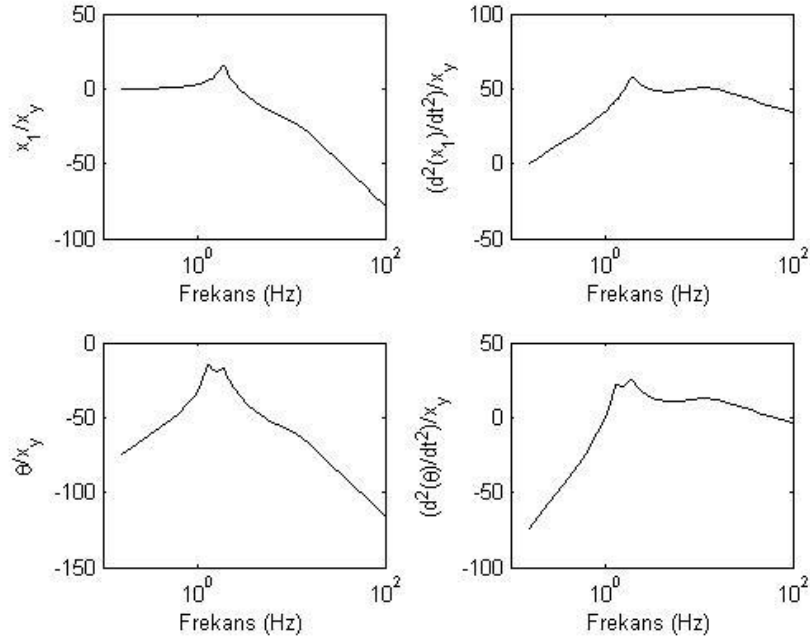


Şekil 2. 29 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg)

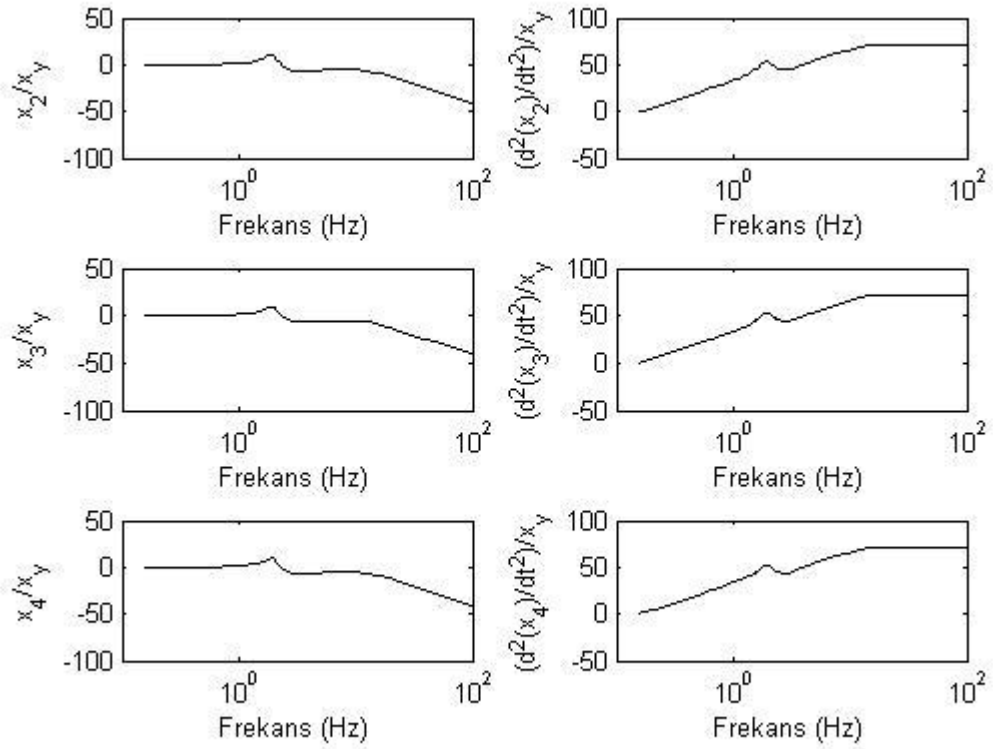


Şekil 2. 30 Beş serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1=9170$ kg)

Beş serbestlik dereceli yarım taşıtın engelle düz girmesi durumunda aksların ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevapları sırasıyla Şekil 2.31 ve 2.32’de verilmiştir.



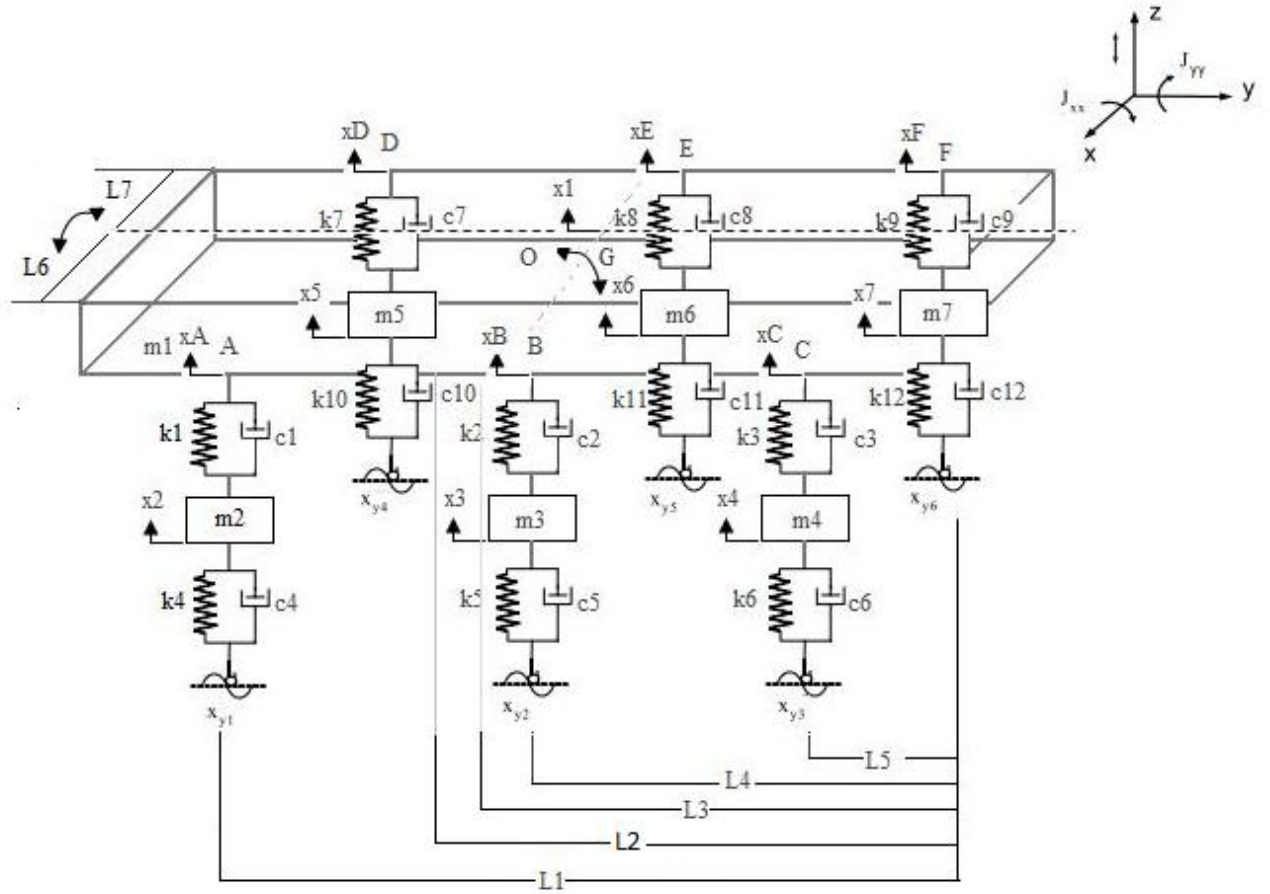
Şekil 2. 31 Beş serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=9170$ kg)



Şekil 2. 32 Beş serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin yer değiştirme ve ivme frekans cevapları ($m_1=9170$ kg)

2.3.3.4 Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıt Modeli Hareket Denklemleri

Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri araç, sistemin belli yol fonksiyonuna verdiği cevapların anlaşılması için dokuz serbestlik dereceli olarak modellendi (Şekil 2.33). Hareket denklemleri yazılıp denklem takımı matris formuna dönüştürüldü. Sistemin kritik frekansları hesaplandıktan sonra sistemin durum uzayı, birinci mertebede durum değişkenleri kullanılarak tanımlandı. Denklemler durum-uzay şekline dönüştürüldü.



Şekil 2. 33 Dokuz serbestlik dereceli taşıt modeli

Simge anlamları aşağıda verilmiştir.

- A, B, C, D, E, F : Gövde-Aks bağlantı noktaları
- $c_1, c_2, c_3, c_7, c_8, c_9$: Süspansiyon sistemine ait sönüm katsayıları
- $c_4, c_5, c_6, c_{10}, c_{11}, c_{12}$: Lastik tekerleklerine ait sönüm katsayıları
- J_θ ve J_{xx} : Kafa vurma (x) eksenindeki atalet momenti
- J_α ve J_{yy} : Yalpalama (y) eksenindeki atalet momenti
- $k_1, k_2, k_3, k_7, k_8, k_9$: Süspansiyon sistemine ait yay katsayıları
- $k_4, k_5, k_6, k_{10}, k_{11}, k_{12}$: Lastik tekerleklerle ait yay katsayısı
- L_1 : Arka aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
- L_2 : Taşıtın orta noktasının taşıtın önüne olan uzaklığı
- L_3 : Taşıtın (y) ekseninde ağırlık merkezinin taşıtın önüne olan uzaklığı
- L_4 : Orta aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı
- L_5 : Ön aksın (y) ekseninde taşıtın önüne olan uzaklığı

L_6 : Taşıt ağırlık merkezinin (x) ekseninde sol aksa olan uzaklığı
 L_7 : Taşıt ağırlık merkezinin (x) ekseninde sağ aksa olan uzaklığı
 m_1 : Taşıt gövdesinin kütlesi
 $m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7$: Aks-tekerlek kütleleri
 x_1 : Gövdenin titreşim genliği
 $x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7$: Tekerleklerin titreşim genlikleri
 θ : Kafa vurma titreşim genliği
 α : Yalpalama titreşim genliği
 $x_A, x_B, x_C, x_D, x_E, x_F$: Gövde-aks bağlantı noktalarının düşey hareketleri
 $x_{y1}, x_{y2}, x_{y3}, x_{y4}, x_{y5}, x_{y6}$: Yol fonksiyonları

$$x_2 < x_A; x_3 < x_B; x_4 < x_C; x_5 < x_D; x_6 < x_E; x_7 < x_F$$

$$x_C > x_F; x_B > x_E; x_A > x_D;$$

$$x_2 > x_{y1}; x_3 > x_{y2}; x_4 > x_{y3}; x_5 > x_{y4}; x_6 > x_{y5}; x_7 > x_{y6};$$

kabulleri yapıldıktan sonra enerji denklemleri yazıldı.

Sistemin toplam kinetik enerjisinin ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{x}_7^2 + \frac{1}{2} J_\theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_\alpha \dot{\alpha}^2 \quad (2.45)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisinin ifadesi;

$$\begin{aligned}
E_p = & \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_A)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_3 - x_B)^2 + \frac{1}{2}k_3(x_4 - x_C)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_7(x_5 - x_D)^2 + \frac{1}{2}k_8(x_6 - x_E)^2 + \frac{1}{2}k_9(x_7 - x_F)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_4(x_2 - x_{y1})^2 + \frac{1}{2}k_5(x_3 - x_{y2})^2 + \frac{1}{2}k_6(x_4 - x_{y3})^2 \\
& + \frac{1}{2}k_{10}(x_5 - x_{y4})^2 + \frac{1}{2}k_{11}(x_6 - x_{y5})^2 + \frac{1}{2}k_{12}(x_7 - x_{y6})^2
\end{aligned} \tag{2.46}$$

Sistemin toplam sönüm enerjisinin ifadesi;

$$\begin{aligned}
E_D = & \frac{1}{2}c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_A)^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_B)^2 + \frac{1}{2}c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_C)^2 \\
& + \frac{1}{2}c_7(\dot{x}_5 - \dot{x}_D)^2 + \frac{1}{2}c_8(\dot{x}_6 - \dot{x}_E)^2 + \frac{1}{2}c_9(\dot{x}_7 - \dot{x}_F)^2 \\
& + \frac{1}{2}c_4(\dot{x}_2 - \dot{x}_{y1})^2 + \frac{1}{2}c_5(\dot{x}_3 - \dot{x}_{y2})^2 + \frac{1}{2}c_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_{y3})^2 \\
& + \frac{1}{2}c_{10}(\dot{x}_5 - \dot{x}_{y4})^2 + \frac{1}{2}c_{11}(\dot{x}_6 - \dot{x}_{y5})^2 + \frac{1}{2}c_{12}(\dot{x}_7 - \dot{x}_{y6})^2
\end{aligned} \tag{2.47}$$

şeklindedir.

$$x_A = x_1 + \theta(L_1 - L_3) + L_6 \alpha \tag{2.48}$$

$$x_B = x_1 - \theta(L_3 - L_4) + L_6 \alpha \tag{2.49}$$

$$x_C = x_1 - \theta(L_3 - L_5) + L_6 \alpha \tag{2.50}$$

$$x_D = x_1 + \theta(L_1 - L_3) - L_7 \alpha \tag{2.51}$$

$$x_E = x_1 - \theta(L_3 - L_4) - L_7 \alpha \tag{2.52}$$

$$x_F = x_1 - \theta(L_3 - L_5) - L_7 \alpha \tag{2.53}$$

Enerji denklemleri formülasyonda yerine konularak her bir genelleştirilmiş koordinat için işlem tekrar edilerek hareket denklemlerine ulaşılır. Aşağıda dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modelinin denklemleri gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{x}_1 + \dot{x}_1 (c_1 + c_2 + c_3 + c_7 + c_8 + c_9) \\
& - \dot{x}_2 c_1 - \dot{x}_3 c_2 - \dot{x}_4 c_3 - \dot{x}_5 c_7 - \dot{x}_6 c_8 - \dot{x}_7 c_9 \\
& + \dot{\theta} \left[c_1 (L_1 - L_3) - c_2 (L_3 - L_4) - c_3 (L_3 - L_5) \right. \\
& \quad \left. + c_7 (L_1 - L_3) - c_8 (L_3 - L_4) - c_9 (L_3 - L_5) \right] \\
& + \dot{\alpha} [c_1 L_6 + c_2 L_6 + c_3 L_6 - c_7 L_7 - c_8 L_7 - c_9 L_7] \\
& + x_1 (k_1 + k_2 + k_3 + k_7 + k_8 + k_9) \\
& - x_2 k_1 - x_3 k_2 - x_4 k_3 - x_5 k_7 - x_6 k_8 - x_7 k_9 \\
& + \theta \left[k_1 (L_1 - L_3) - k_2 (L_3 - L_4) - k_3 (L_3 - L_5) \right. \\
& \quad \left. + k_7 (L_1 - L_3) - k_8 (L_3 - L_4) - k_9 (L_3 - L_5) \right] \\
& + \alpha [k_1 L_6 + k_2 L_6 + k_3 L_6 - k_7 L_7 - k_8 L_7 - k_9 L_7] = 0
\end{aligned} \tag{2.54}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 \ddot{x}_2 - \dot{x}_1 c_1 + \dot{x}_2 (c_1 + c_4) - \dot{\theta} c_1 (L_1 - L_3) - \dot{\alpha} c_1 L_6 - x_1 k_1 \\
& + x_2 (k_1 + k_4) + \theta k_1 (L_1 - L_3) - \alpha k_1 L_6 - \dot{x}_{y1} c_4 - x_{y1} k_4 = 0
\end{aligned} \tag{2.55}$$

$$\begin{aligned}
& m_3 \ddot{x}_3 - \dot{x}_1 c_2 + \dot{x}_3 (c_2 + c_5) + \dot{\theta} c_2 (L_3 - L_4) - \dot{\alpha} c_2 L_6 - x_1 k_2 \\
& + x_3 (k_2 + k_5) + \theta k_2 (L_3 - L_4) - \alpha k_2 L_6 - \dot{x}_{y2} c_5 - x_{y2} k_5 = 0
\end{aligned} \tag{2.56}$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \ddot{x}_4 - \dot{x}_1 c_3 + \dot{x}_4 (c_3 + c_6) + \dot{\theta} c_3 (L_3 - L_5) - \dot{\alpha} c_3 L_6 - x_1 k_2 \\
& + x_4 (k_3 + k_6) + \theta k_3 (L_3 - L_5) - \alpha k_3 L_6 - \dot{x}_{y3} c_6 - x_{y3} k_6 = 0
\end{aligned} \tag{2.57}$$

$$\begin{aligned}
& m_5 \ddot{x}_5 - \dot{x}_1 c_7 + \dot{x}_5 (c_7 + c_{10}) - \dot{\theta} c_7 (L_1 - L_3) + \dot{\alpha} c_7 L_7 - x_1 k_7 \\
& + x_5 (k_7 + k_{10}) - \theta k_7 (L_1 - L_3) + \alpha k_7 L_7 - \dot{x}_{y4} c_{10} - x_{y4} k_{10} = 0
\end{aligned} \tag{2.58}$$

$$\begin{aligned}
& m_6 \ddot{x}_6 - \dot{x}_1 c_8 + \dot{x}_6 (c_8 + c_{11}) + \dot{\theta} c_8 (L_3 - L_4) + \dot{\alpha} c_8 L_7 - x_1 k_8 \\
& + x_6 (k_8 + k_{11}) + \theta k_8 (L_3 - L_4) + \alpha k_8 L_7 - \dot{x}_{y5} c_{11} - x_{y5} k_{11} = 0
\end{aligned} \tag{2.59}$$

$$\begin{aligned}
& m_7 \ddot{x}_7 - \dot{x}_1 c_9 + \dot{x}_7 (c_9 + c_{12}) + \dot{\theta} c_9 (L_3 - L_5) + \dot{\alpha} c_9 L_7 - x_1 k_9 \\
& + x_7 (k_9 + k_{12}) + \theta k_9 (L_3 - L_5) + \alpha k_9 L_7 - \dot{x}_{y6} c_{12} - x_{y6} k_{12} = 0
\end{aligned} \tag{2.60}$$

$$\begin{aligned}
& J \ddot{\theta} + \dot{x}_1 \begin{bmatrix} c_1 (L_1 - L_3) - c_2 (L_3 - L_4) - c_3 (L_3 - L_5) + c_7 (L_1 - L_3) \\ -c_8 (L_3 - L_4) - c_9 (L_3 - L_5) \end{bmatrix} \\
& - \dot{x}_2 c_1 (L_1 - L_3) + \dot{x}_3 c_2 (L_3 - L_4) + \dot{x}_4 c_3 (L_3 - L_5) - \dot{x}_5 c_7 (L_1 - L_3) \\
& + \dot{x}_6 c_8 (L_3 - L_4) + \dot{x}_7 c_9 (L_3 - L_5) + \dot{\theta} \begin{bmatrix} c_1 (L_1 - L_3)^2 + c_2 (L_3 - L_4)^2 \\ + c_3 (L_3 - L_5)^2 + c_7 (L_1 - L_3)^2 \\ + c_8 (L_3 - L_4)^2 + c_9 (L_3 - L_5)^2 \end{bmatrix} \\
& + \dot{\alpha} \begin{bmatrix} c_1 L_6 (L_1 - L_3) - c_2 L_6 (L_3 - L_4) - c_3 L_6 (L_3 - L_5) - c_7 L_7 (L_1 - L_3) \\ + c_8 L_7 (L_3 - L_4) + c_9 L_7 (L_3 - L_5) \end{bmatrix} \\
& + x_1 \begin{bmatrix} k_1 (L_1 - L_3) - k_2 (L_3 - L_4) - k_3 (L_3 - L_5) + k_7 (L_1 - L_3) \\ -k_8 (L_3 - L_4) - k_9 (L_3 - L_5) \end{bmatrix} \\
& - x_2 k_1 (L_1 - L_3) + x_3 k_2 (L_3 - L_4) + x_4 k_3 (L_3 - L_5) - x_5 k_7 (L_1 - L_3) \\
& + x_6 k_8 (L_3 - L_4) + x_7 k_9 (L_3 - L_5) + \theta \begin{bmatrix} k_1 (L_1 - L_3)^2 + k_2 (L_3 - L_4)^2 \\ + k_3 (L_3 - L_5)^2 + k_7 (L_1 - L_3)^2 \\ + k_8 (L_3 - L_4)^2 + k_9 (L_3 - L_5)^2 \end{bmatrix} \\
& + \alpha \begin{bmatrix} k_1 L_6 (L_1 - L_3) - k_2 L_6 (L_3 - L_4) - k_3 L_6 (L_3 - L_5) - k_7 L_7 (L_1 - L_3) \\ + k_8 L_7 (L_3 - L_4) + k_9 L_7 (L_3 - L_5) \end{bmatrix} = 0
\end{aligned} \tag{2.61}$$

$$\begin{aligned}
& J\ddot{\alpha} + \dot{x}_1 \left[c_1 L_6 + c_2 L_6 + c_3 L_6 - c_7 L_7 - c_8 L_7 - c_9 L_7 \right] - \dot{x}_2 c_1 L_6 - \dot{x}_3 c_2 L_6 \\
& - \dot{x}_4 c_3 L_6 + \dot{x}_5 c_7 L_7 + \dot{x}_6 c_8 L_7 + \dot{x}_7 c_9 L_7 \\
& + \dot{\theta} \left[c_1 L_6 (L_1 - L_3) - c_2 L_6 (L_3 - L_4) - c_3 L_6 (L_3 - L_5) - c_7 L_7 (L_1 - L_3) \right. \\
& \quad \left. + c_8 L_7 (L_3 - L_4) + c_9 L_7 (L_3 - L_5) \right] \\
& + \dot{\alpha} \left[c_1 L_6^2 + c_2 L_6^2 + c_3 L_6^2 + c_7 L_7^2 + c_8 L_7^2 + c_9 L_7^2 \right] \\
& + x_1 \left[k_1 L_6 + k_2 L_6 + k_3 L_6 - k_7 L_7 - k_8 L_7 - k_9 L_7 \right] - x_2 k_1 L_6 - x_3 k_2 L_6 \\
& - x_4 k_3 L_6 + x_5 k_7 L_7 + x_6 k_8 L_7 + x_7 k_9 L_7 \\
& + \theta \left[k_1 L_6 (L_1 - L_3) - k_2 L_6 (L_3 - L_4) - k_3 L_6 (L_3 - L_5) - k_7 L_7 (L_1 - L_3) \right. \\
& \quad \left. + k_8 L_7 (L_3 - L_4) + k_9 L_7 (L_3 - L_5) \right] \\
& + \alpha \left[k_1 L_6^2 + k_2 L_6^2 + k_3 L_6^2 + k_7 L_7^2 + k_8 L_7^2 + k_9 L_7^2 \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.62}$$

Sistem matris formunda düzenlendi:

$$[M] \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{x}_5 \\ \ddot{x}_6 \\ \ddot{x}_7 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\alpha} \end{bmatrix} + [C] \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{\theta} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} + [K] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ \theta \\ \alpha \end{bmatrix} = [F] \tag{2.63}$$

Kütle matrisi;

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_\alpha \end{bmatrix} \quad (2.64)$$

Sönüm matrisi;

$$[C] = \begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} c_1 + c_2 \\ + c_3 + c_7 \\ + c_8 + c_9 \end{Bmatrix} & -c_1 & -c_2 & -c_3 & -c_7 & -c_8 & -c_9 & \begin{Bmatrix} c_1(L_1 - L_3) \\ -c_2(L_3 - L_4) \\ -c_3(L_3 - L_5) \\ + c_7(L_1 - L_3) \\ -c_8(L_3 - L_4) \\ -c_9(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} c_1 L_6 \\ + c_2 L_6 \\ + c_3 L_6 \\ -c_7 L_7 \\ -c_8 L_7 \\ -c_9 L_7 \end{Bmatrix} \\ -c_1 & \{c_1 + c_4\} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \{-c_1(L_1 - L_3)\} \\ -c_2 & 0 & \{c_2 + c_5\} & 0 & 0 & 0 & 0 & \{c_2(L_3 - L_4)\} \\ -c_3 & 0 & 0 & \{c_3 + c_6\} & 0 & 0 & 0 & \{c_3(L_3 - L_5)\} \\ -c_7 & 0 & 0 & 0 & \{c_7 + c_{10}\} & 0 & 0 & \{-c_7(L_1 - L_3)\} \\ -c_8 & 0 & 0 & 0 & 0 & \{c_8 + c_{11}\} & 0 & \{c_8(L_3 - L_4)\} \\ -c_9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \{c_9 + c_{12}\} & \{c_9(L_3 - L_5)\} \\ \begin{Bmatrix} c_1(L_1 - L_3) \\ -c_2(L_3 - L_4) \\ -c_3(L_3 - L_5) \\ + c_7(L_1 - L_3) \\ -c_8(L_3 - L_4) \\ -c_9(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} & \{-c_1(L_1 - L_3)\} & \{c_2(L_3 - L_4)\} & \{c_3(L_3 - L_5)\} & \{-c_7(L_1 - L_3)\} & \{c_8(L_3 - L_4)\} & \{c_9(L_3 - L_5)\} & \begin{Bmatrix} c_1(L_1 - L_3)^2 \\ + c_2(L_3 - L_4)^2 \\ + c_3(L_3 - L_5)^2 \\ + c_7(L_1 - L_3)^2 \\ + c_8(L_3 - L_4)^2 \\ + c_9(L_3 - L_5)^2 \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} c_1 L_6 \\ + c_2 L_6 \\ + c_3 L_6 \\ -c_7 L_7 \\ -c_8 L_7 \\ -c_9 L_7 \end{Bmatrix} & -c_1 L_6 & -c_2 L_6 & -c_3 L_6 & c_7 L_7 & c_8 L_7 & c_9 L_7 & \begin{Bmatrix} c_1 L_6(L_1 - L_3) \\ -c_2 L_6(L_3 - L_4) \\ -c_3 L_6(L_3 - L_5) \\ -c_7 L_7(L_1 - L_3) \\ + c_8 L_7(L_3 - L_4) \\ + c_9 L_7(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \quad (2.65)$$

Katılık matrisi;

$$[K] = \begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_1 + k_2 \\ +k_3 + k_7 \\ +k_8 + k_9 \end{Bmatrix} & -k_1 & -k_2 & -k_3 & -k_7 & -k_8 & -k_9 & \begin{Bmatrix} k_1(L_1 - L_3) \\ -k_2(L_3 - L_4) \\ -k_3(L_3 - L_5) \\ +k_7(L_1 - L_3) \\ -k_8(L_3 - L_4) \\ -k_9(L_3 - L_5) \\ \{-k_1(L_1 - L_3)\} \\ \{k_2(L_3 - L_4)\} \\ \{k_3(L_3 - L_5)\} \\ \{-k_7(L_1 - L_3)\} \\ \{k_8(L_3 - L_4)\} \\ \{k_9(L_3 - L_5)\} \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} k_1 L_6 \\ +k_2 L_6 \\ +k_3 L_6 \\ -k_7 L_7 \\ -k_8 L_7 \\ -k_9 L_7 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{k_1 + k_4\} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \{k_2 + k_5\} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \{k_3 + k_6\} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \{k_7 + k_{10}\} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \{k_8 + k_{11}\} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \{k_9 + k_{12}\} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{-k_1(L_1 - L_3)\} & \{k_2(L_3 - L_4)\} & \{k_3(L_3 - L_5)\} & \{-k_7(L_1 - L_3)\} & \{k_8(L_3 - L_4)\} & \{k_9(L_3 - L_5)\} & \begin{Bmatrix} k_1(L_1 - L_3)^2 \\ +k_2(L_3 - L_4)^2 \\ +k_3(L_3 - L_5)^2 \\ +k_7(L_1 - L_3)^2 \\ +k_8(L_3 - L_4)^2 \\ +k_9(L_3 - L_5)^2 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_1 L_6(L_1 - L_3) \\ -k_2 L_6(L_3 - L_4) \\ -k_3 L_6(L_3 - L_5) \\ -k_7 L_7(L_1 - L_3) \\ -k_8 L_7(L_3 - L_4) \\ -k_9 L_7(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} k_1 L_6^2 \\ +k_2 L_6^2 \\ +k_3 L_6^2 \\ +k_7 L_7^2 \\ +k_8 L_7^2 \\ +k_9 L_7^2 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_1 L_6(L_1 - L_3) \\ -k_2 L_6(L_3 - L_4) \\ -k_3 L_6(L_3 - L_5) \\ -k_7 L_7(L_1 - L_3) \\ -k_8 L_7(L_3 - L_4) \\ -k_9 L_7(L_3 - L_5) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} k_1 L_6^2 \\ +k_2 L_6^2 \\ +k_3 L_6^2 \\ +k_7 L_7^2 \\ +k_8 L_7^2 \\ +k_9 L_7^2 \end{Bmatrix} \end{bmatrix} \quad (2.66)$$

2.3.3.5 Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıtın Kritik Frekansları

Dokuz serbestlik dereceli sisteme ait matrisler, Matlab ortamında girilerek doğal frekanslar hesaplatıldı. $m_1 = 17400$ kg (taşıtın boş kütlesi) ve $m_1 = 18340$ kg (taşıtın dolu kütlesi) kullanılarak, Çizelge 2.9 ve Çizelge 2.10'da doğal frekanslar verildi.

Çizelge 2. 9 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1 = 17400$ kg)

Doğal Frekanslar (rad/sn)	
ω_{n1}	1,3409
ω_{n2}	1,9435
ω_{n3}	2,7348
ω_{n4}	12,9697
ω_{n5}	12,9697
ω_{n6}	12,9697
ω_{n7}	13,0273
ω_{n8}	13,0931
ω_{n9}	13,2235

Çizelge 2. 10 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın doğal frekansları ($m_1 = 18340$ kg)

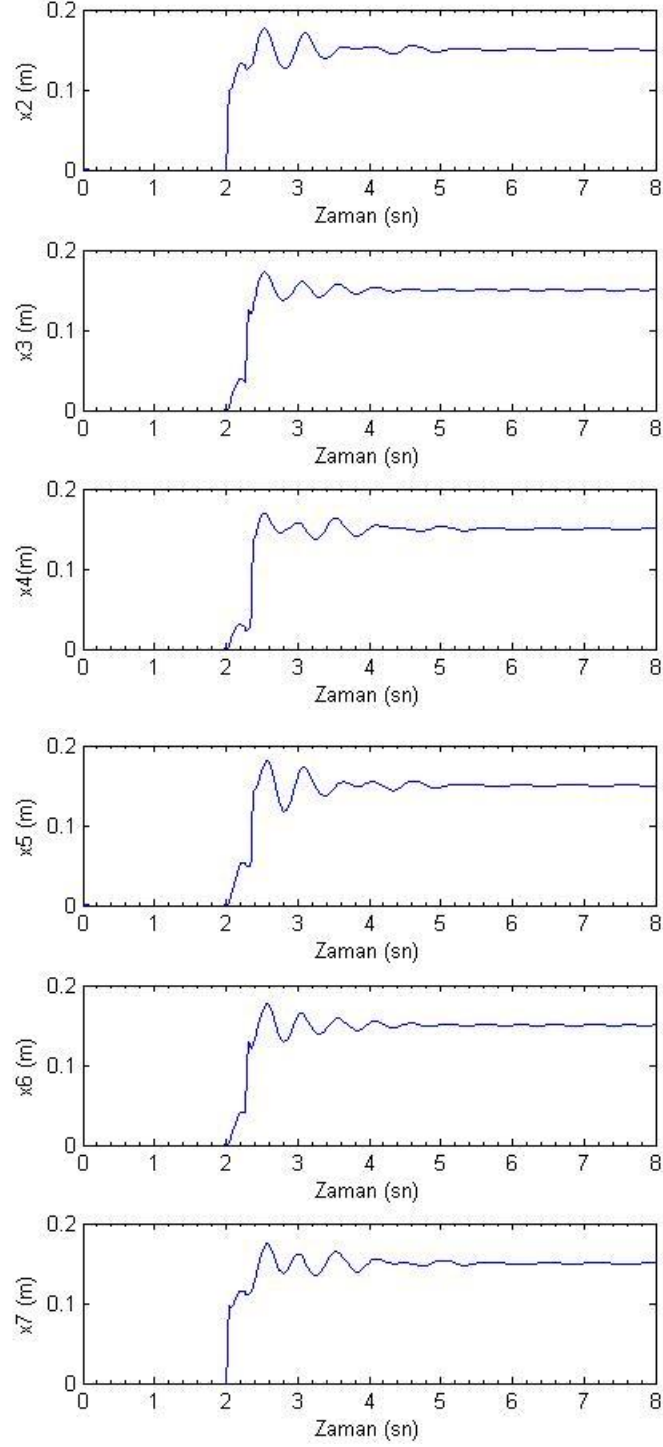
Doğal Frekanslar (rad/sn)	
ω_{n1}	1,2834
ω_{n2}	1,9272
ω_{n3}	2,6668
ω_{n4}	12,9697
ω_{n5}	12,9697
ω_{n6}	12,9697
ω_{n7}	13,0224
ω_{n8}	13,091
ω_{n9}	13,2101

2.3.3.6 Dokuz Serbestlik Dereceli Tam Taşıt Modelinin Simülasyonu

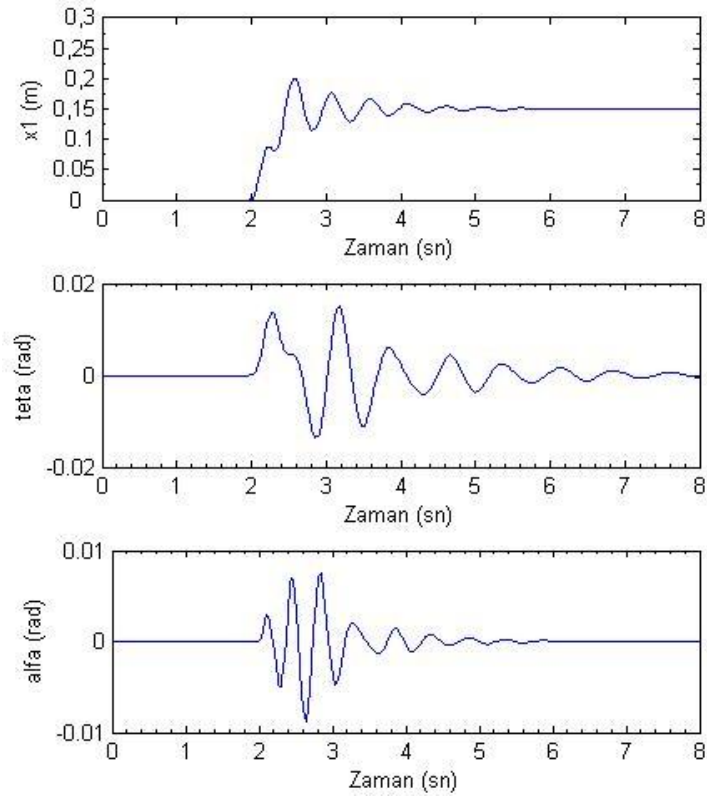
Tam taşıt modelinin simülasyonu, Simulink yazılımında oluşturulan blok diyagramları ve Matlab’da yazılan programlar kullanılarak gerçekleştirildi (Ek B). Simülasyonlarda AVTP 03-170 standardında yer alan yol fonksiyonlarından basamak (Şekil 2.21) modeli kullanıldı. Buna göre sistemin zaman ve frekans cevapları çizdirildi.

Düz basamak yol fonksiyonunda model 8 sn için çalıştırıldı. Fonksiyona göre basamak yüksekliği 0,15 m'dir ve taşıt 2. saniyede basamağa çıkmaktadır.

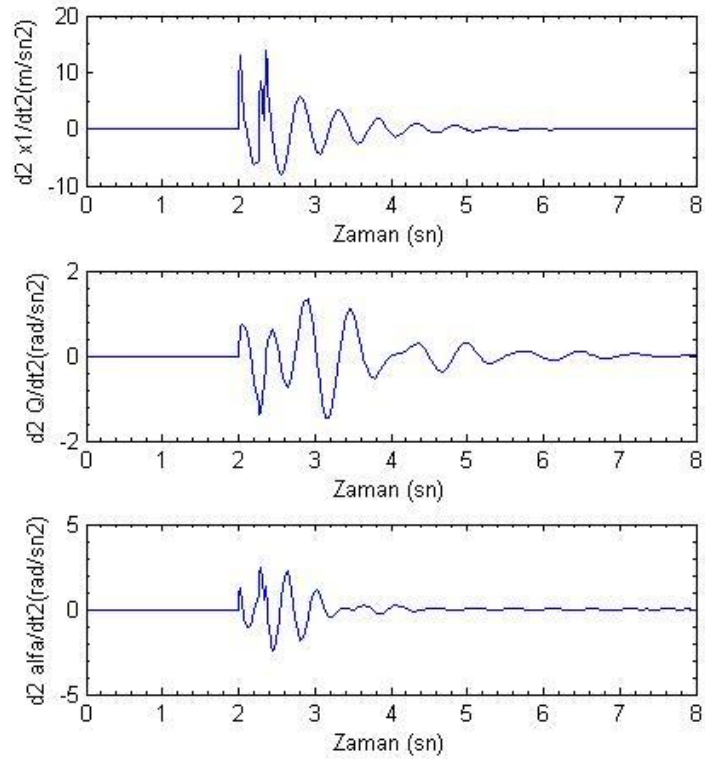
Dokuz serbestlik dereceli tam taşıtın ($m_1 = 17400$ kg) akslarının ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin zaman cevapları sırasıyla Şekil 2.34, 2.35 ve 2.36'da verilmiştir.



Şekil 2. 34 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değıştirme zaman cevapları ($m_1 = 17400$ kg)

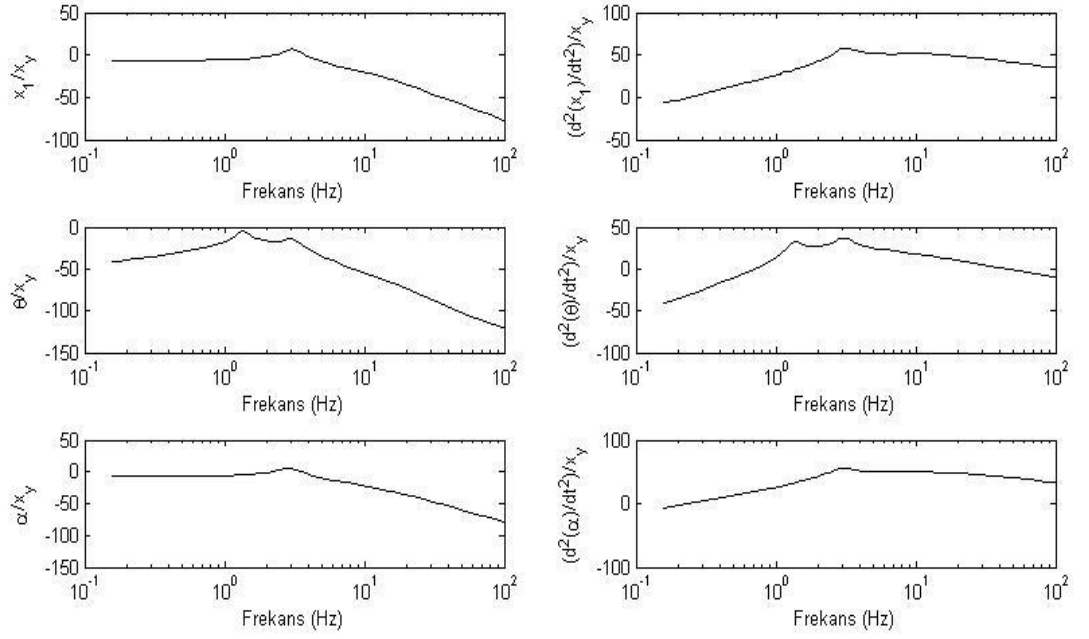


Şekil 2. 35 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 = 17400$ kg)

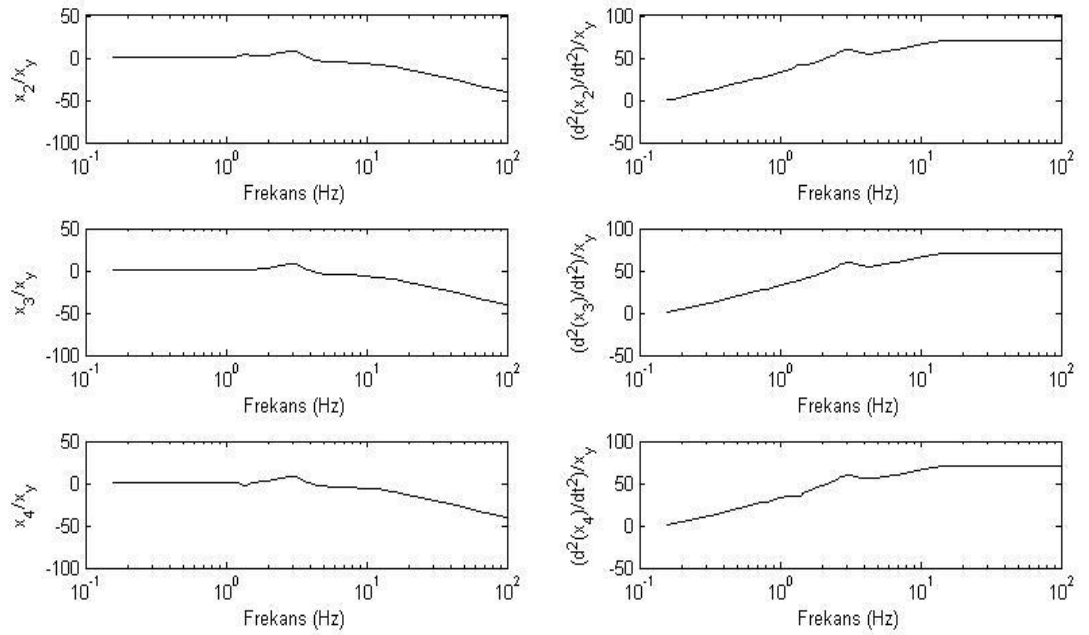


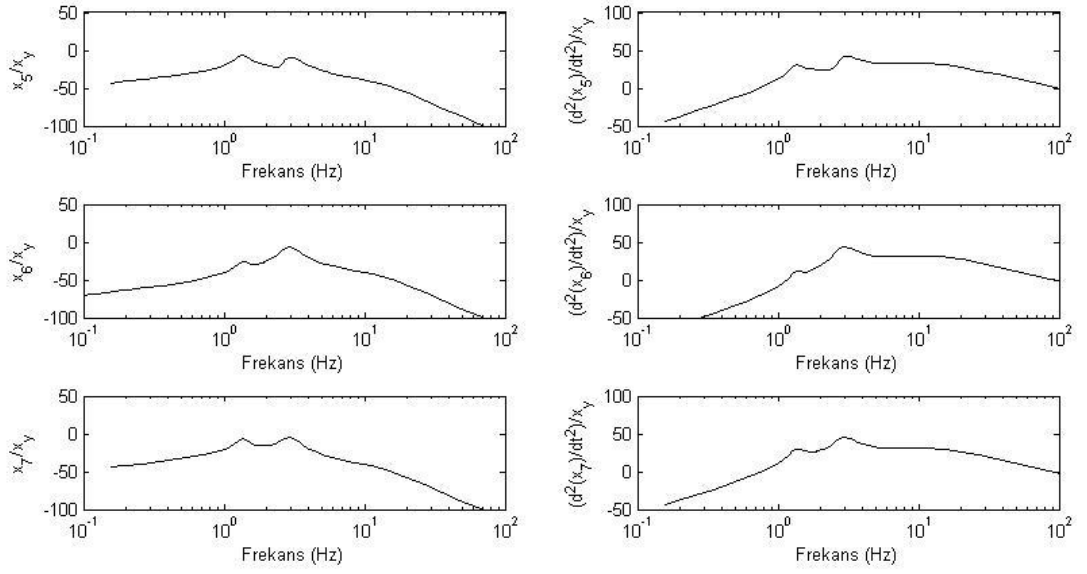
Şekil 2. 36 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1 = 17400$ kg)

Dokuz serbestlik dereceli tam taşıtın ($m_1 = 17400$ kg) akslarının ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevapları sırasıyla Şekil 2.37 ve 2.38’de verilmiştir.



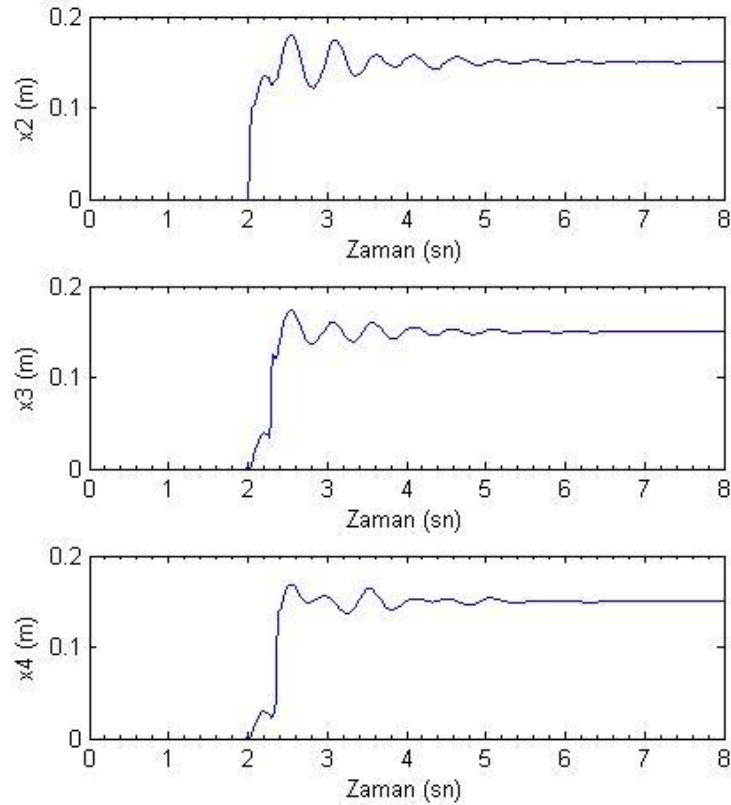
Şekil 2. 37 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin ivme ve yer değıştirme frekans cevapları ($m_1 = 17400$ kg)

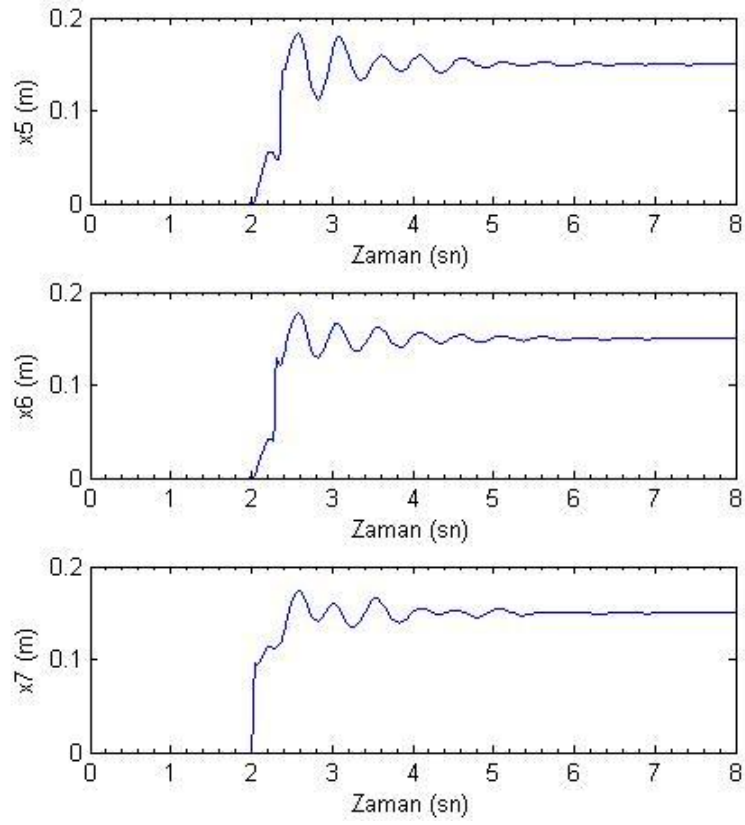




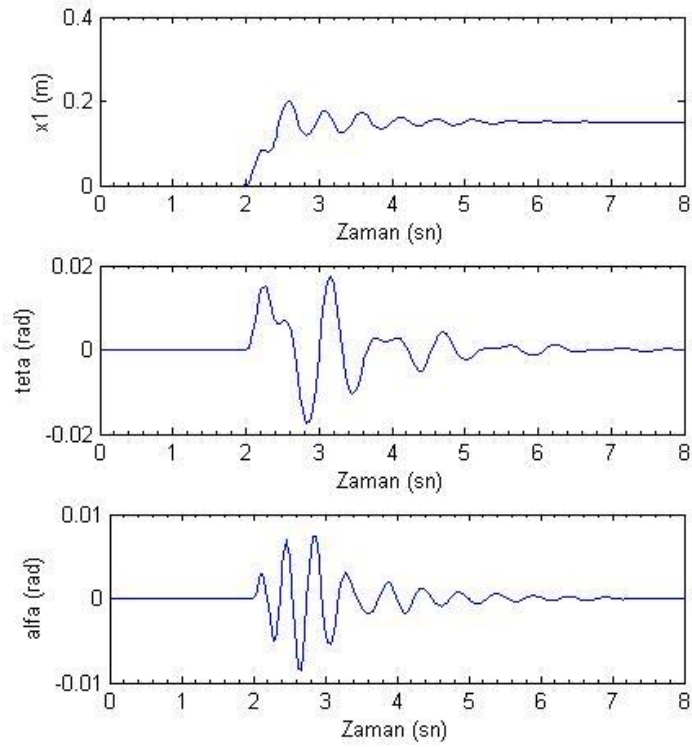
Şekil 2. 38 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 = 17400$ kg)

Dokuz serbestlik dereceli tam taşıtın $m_1 = 18340$ kg iken engele düz girmesi durumunda aksların ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin zaman cevapları sırasıyla Şekil 2.39, 2.40 ve 2.41’de verilmiştir.

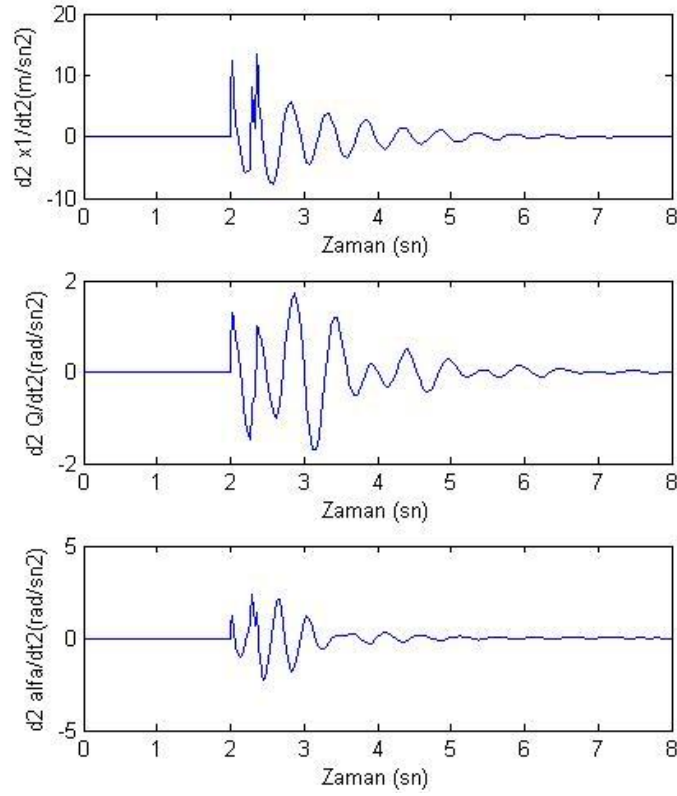




Şekil 2. 39 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda tekerleklerin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 = 18340$ kg)

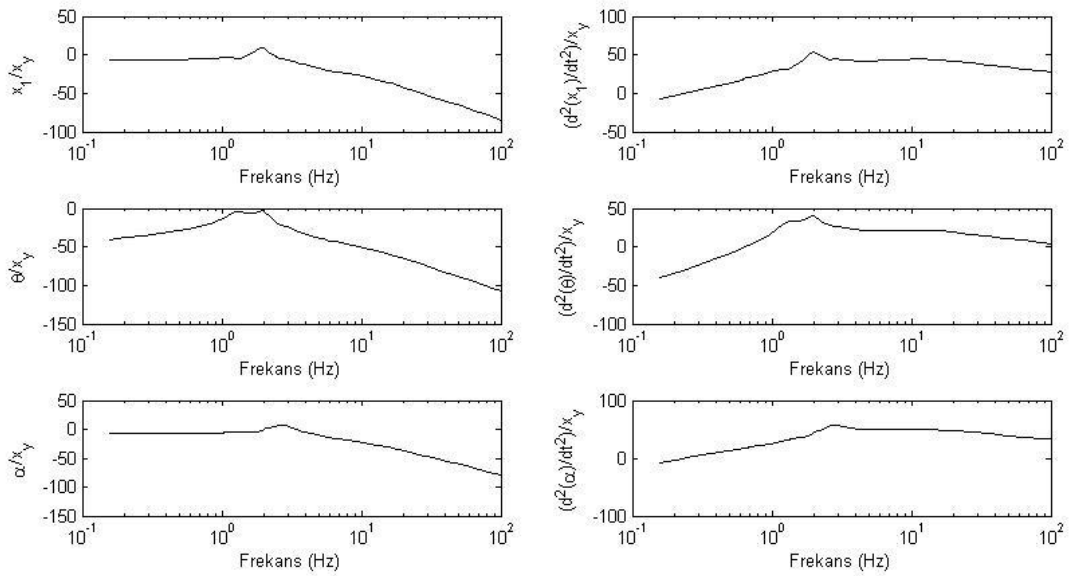


Şekil 2. 40 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin yer değiştirme zaman cevapları ($m_1 = 18340$ kg)

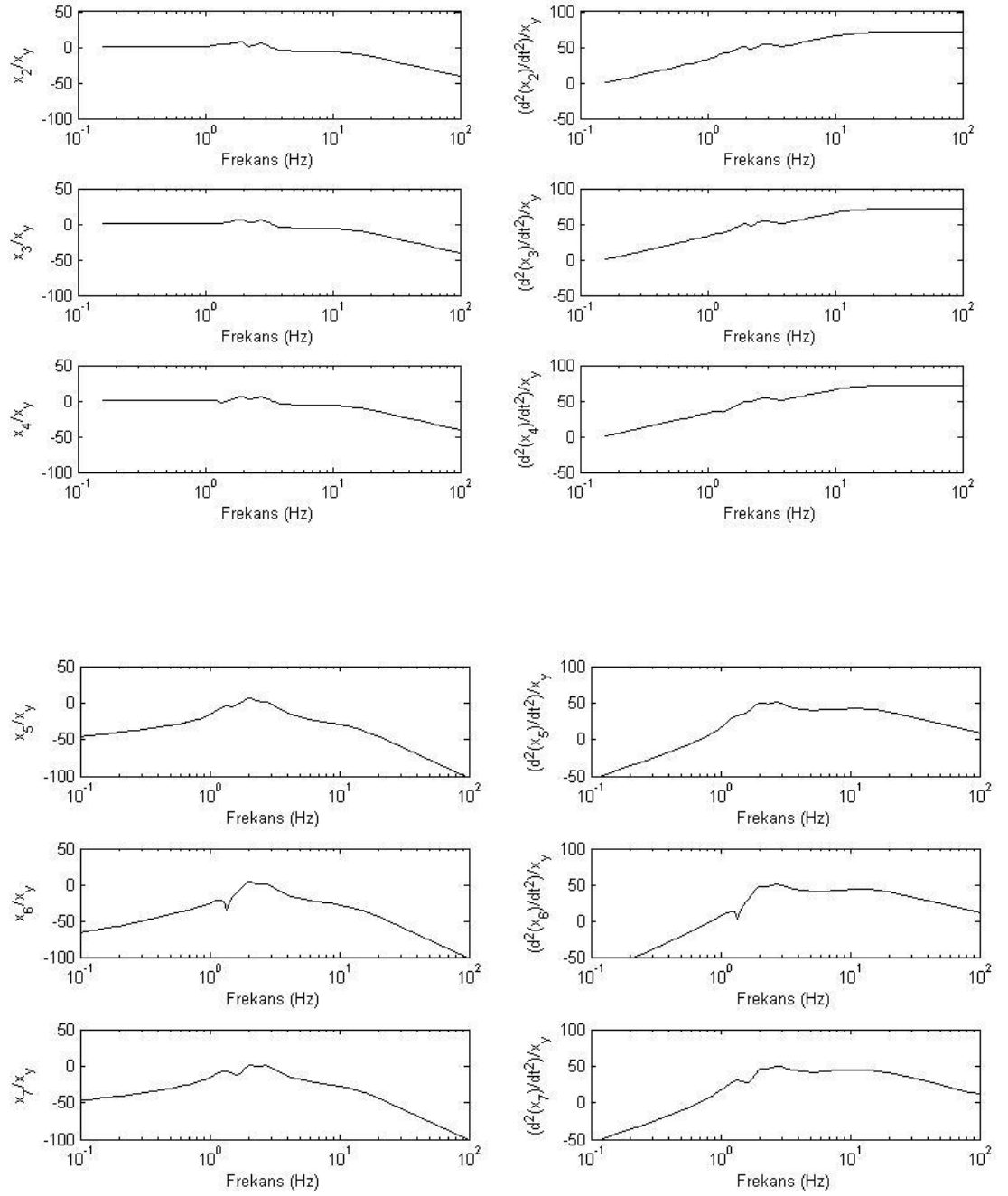


Şekil 2. 41 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın basamak engeline girmesi durumunda gövdenin ivme zaman cevapları ($m_1=18340$ kg)

Dokuz serbestlik dereceli tam taşıtın ($m_1=18340$ kg) akslarının ve gövdenin yer değiştirme ve ivmesinin frekans cevapları sırasıyla Şekil 2.42 ve 2.43’de verilmiştir.



Şekil 2. 42 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1=18340$ kg)



Şekil 2. 43 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın tekerleklerinin ivme ve yer değiştirme frekans cevapları ($m_1 = 18340$ kg)

BÖLÜM 3

SONUÇ VE ÖNERİLER

NMS, Ankara Organize Sanayi Bölgesi'ndeki tesislerinde üretilen altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın seyir halindeki dinamik davranışını incelemek amacıyla yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

Modelde kullanılan taşıt ağırlığı, ağırlık merkezi ve süspansiyon yay katsayısı yapılan ölçümlerle bulunmuştur. Ağırlık, taşıt hem boş hem dolu iken ölçülmüştür. Taşıt kapasitesi kadar personel taşıtın içindeyken dolu ağırlık ön ve arka tekerleklerin altına yerleştirilen aks kantarlarından alınmıştır.

Ağırlık merkezi hesaplanırken aracın orta tekerleği ihmal edilerek, hendeğe düşürülmüş ve ön, arka akslardan alınan ağırlık değerleri ile hesaplamalar yapılmıştır. Buna göre taşıtın ağırlık merkezinde Catia V5R19'da bulunan ağırlık merkezi ile sapma değerinin 17 mm olduğu görülmüştür.

Süspansiyon yay katsayısı için tedarikçiden gelen veriler ile yapılan ölçüm sonucu bulunan kuvvet-yay uzunluğu eğrisinin eğimi kullanılmış ve dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli üzerinde her iki parametrenin de sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Buna göre, $k=277941$ N/sn için sonuçlar (ölçüm ile bulunan değerdir); kütlelerin zamana göre yerdeğişimlerine bakıldığında hem daha kısa sürede sönümleme olduğu hem de yer değiştirmelerin genliklerinin daha az olduğu görülmüştür. Gövdenin yer değiştirmelerine bakıldığında ise θ (kafa vurma) hareketinin yer değişiminin daha fazla olduğu ancak sistemin yine de daha kısa sürede sönümlendiği görülmüştür. Özellikle α (yalpalama) hareketinin oldukça düşük olduğu ve çok kısa sürede sönümlendiği dikkat

çekmektedir. Gövdenin yer değiştirme ve ivme zaman ve frekans cevaplarına bakılacak olursa pik noktalarının neredeyse yok olduğu görülür.

Sistemin, beş serbestlik dereceli olarak yarım taşıt modeli hazırlanmıştır. Modele ait gövde ve tekerleklerin yer değiştirme ve ivmelerinin zaman ve frekans cevapları taşıtın boş ve dolu ağırlığı kullanılarak bulunmuştur.

Dokuz serbestlik dereceli olarak tam taşıt modeli hazırlanmıştır. Modele ait gövde ve aksların yer değiştirme ve ivme zaman cevapları ile yer değiştirme ve ivme frekans cevapları taşıtın boş ağırlığı ve dolu ağırlığı kullanılarak bulunmuştur. Yarım ve tam taşıt karşılaştırılırken her ikisinin de boş ağırlıkları kullanılmıştır.

Yarım taşıt ile tam taşıt modeli karşılaştırıldığında tam taşıt modelinin yer değiştirme zaman cevaplarının hem gövde için hem de akslar için daha iyi olduğu görülmüştür. Gövdenin ivme zaman cevapları her iki model için karşılaştırıldığında x_1 'in ivmelenmesinin aynı olduğu, θ nın ivmelenmesinin tam taşıtta daha iyi olduğu gözlenmiştir. Her iki model için de doğal frekanslar birbirlerine çok yakındır. Gövde ve akslar için ivme ve yer değiştirme frekans cevapları birbirlerine çok yakın çıkmışlardır.

Bu değerlendirmeler dikkate alındığında, TEYDEB projesi kapsamında doğrulanacak olan taşıt modeli, dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli olmalı ve kullanılacak süspansiyon yay katsayısı ölçümler sonucu bulunan ve tedarikçiden gelen $k=806170$ N/sn yay katsayısından %65 farklı olan $k=277941$ N/sn olmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] Gillespie, D. T., (1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics", 1, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
- [2] Demir C., (2004), "Altı Tekerlekli Taşıtın Deneysel ve Teorik Olarak Frekans Analizi, Dinamik Absorber Uygulaması", Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, 1(4): 27-40
- [3] Dodds, C.J. ve Robson, J.D. (1973), "The Description of Road Surface Roughness", Journal of Sound and Vibration, 31(2):175-183
- [4] Demic, M. (1997), "Identification of Vibration Parameters for Motor Vehicles" Vehicle System Dynamics, 27:68-88
- [5] Eren, A., (2005), 4 Tekerlek Tahrikli (4x4) ve Silah Platformlu Askeri Jipin Dinamik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [6] Huh, J.Kim, J. Hong(), "Handling and Driving Characteristics for Six Wheeled Vehicles"
- [7] Miroslave, Demic (1997), "Identification of Vibration Parameters for Motor Vehicles", Vehicle System Dynamics, 27:68-88
- [8] Güçlü, R., (2005), "Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model", Nonlinear Dynamics, 40:21-34
- [9] Sakman, L.E., Güçlü, R. ve Yağız, N., (2005), "Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspensions with Dry Friction Nonlinearity", Sadhana, 5:649-659
- [10] Güçlü, R., (2004), "The Fuzzy Logic Control of Active Suspensions without Suspension-Gap Degeneration", Journal of Mechanical Engineering, 10:462-468
- [11] NATO AVTP 03-170, (1984). Suspension Performance, NATO, 1, Germany
- [12] Şefkat, G., Yüksel, İ., Şengirgin, M. ve Şiren, M.N., (2000), "Pasif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Sistem Parametrelerinin Etkileri", Türkiye Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı (TOK 2000), Ankara
- [13] Nurol Makina ve Sanayi A.Ş. , Ejder 6x6 ZPT, www.nurolmakina.com.tr, 01 Temmuz 2011

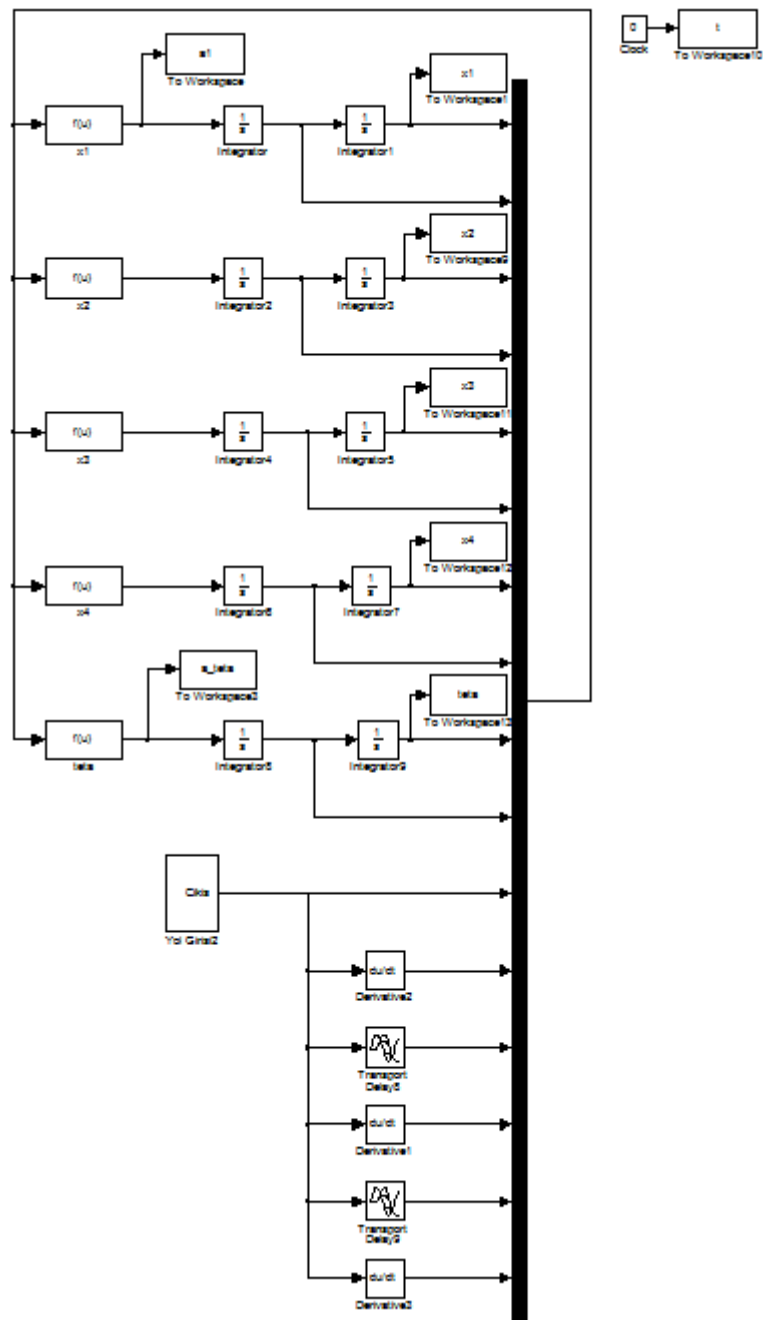
- [14] Riempell, J., Stoll, H. ve Betzler, J.W., (2001), "The Automotive Chassis Engineering Principles", 2, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
- [15] Yüksek, İ., (1995), Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [16] Motz, H.D., (1994), "Technische Mechanik im Nebenfach", 1, Verlag Harri Deutsch, Leipzig.
- [17] Güçlü, R., (2003), "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", Turkish J. Eng. Env. Sci., 24:361-373
- [18] Yüksel, İ., (2001), Otomatik Kontrol, Uludağ Üniversitesi Vakfı, Bursa

YARIM TAŞIT MATLAB/SIMULINK MODELİ

A-1 Yarım Taşıt Modeli mfile Dosyası

```
m1=7850;  
m2=270;  
m3=270;  
m4=270;  
k1=806170;  
k2=806170;  
k3=806170;  
k4=986849;  
k5=986849;  
k6=986849;  
c1=25333;  
c2=25333;  
c3=25333;  
c4=50;  
c5=50;  
c6=50;  
J=1/12*(m1*7.040*7.040);  
L1=5.160;  
L2=3.520;  
L3=3.340;  
L4=3.260;  
L5=1.760;  
a=0.08;  
y=0.3;  
V=20;  
T=6.8;
```

A-2 Yarım Taşıt Modeli - Simulink



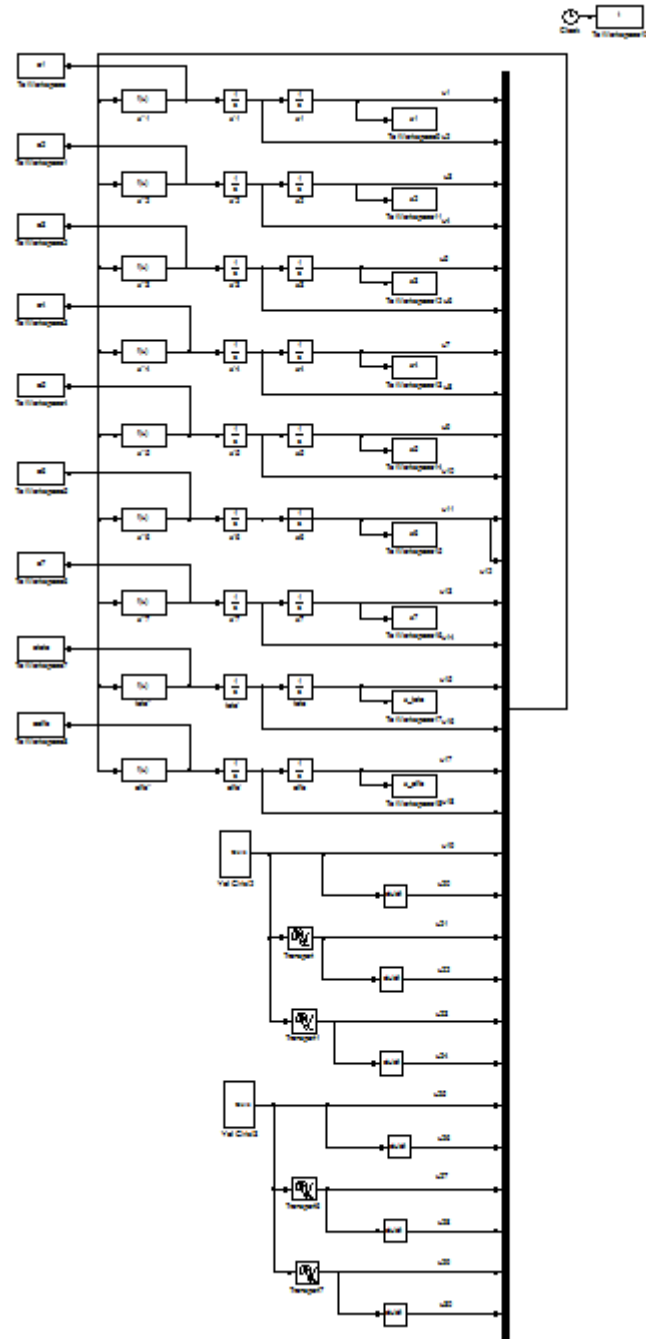
TAM TAŞIT MATLAB/SIMULINK MODELİ

B-1 Tam Taşıt Modeli mfile Dosyası

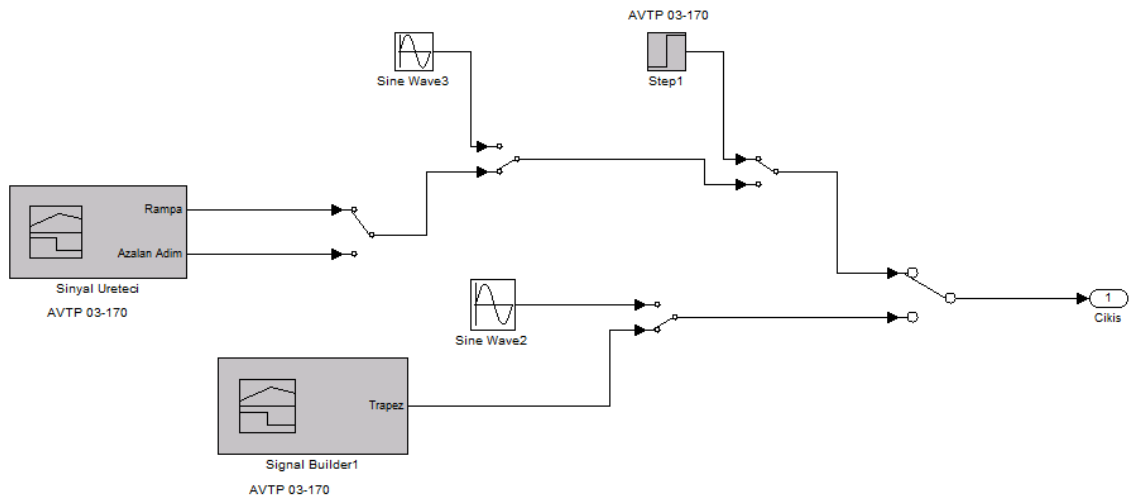
```
m1=17400;  
m2=270;  
m3=270;  
m4=270;  
m5=270;  
m6=270;  
m7=270;  
k1=806170;  
k2=806170;  
k3=806170;  
k7=806170;  
k8=806170;  
k9=806170;  
k4=986849;  
k5=986849;  
k6=986849;  
k10=986849;  
k11=986849;  
k12=986849;  
c1=25333;  
c2=25333;  
c3=25333;  
c7=25333;  
c8=25333;  
c9=25333;  
c4=50;  
c5=50;  
c6=50;  
c10=50;  
c11=50;  
c12=50;  
JQ=1/12*(m1*7.040*7.040);%aracın tam boyu kullanılmıştır.  
Jx=1/12*(m1*2.770*2.770);%aracın genişliği kullanılmıştır.  
L1=5.160;  
L2=3.520;  
L3=3.340;  
L4=3.260;
```

$L5=1.760;$
 $L6=1.200;$
 $L7=1.056;$
 $a=0.08;$
 $y=0.3;$
 $V=20;$

B-2 Tam Taşıt Modeli – Simulink



YOL FONKSİYONLARI SIMULINK MODELİ



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Begüm BAYSAL
Doğum Tarihi ve Yeri : 1983 Ankara
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : begbay@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Endüstri Mühendisliği	Gazi Üniversitesi	2006
Lise	Sayısal	Aydınlıkevler Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-	Gate Elektronik ve Sanayi A.Ş.	Kalite Güvence Mühendisi
2008-2011	Nurol Makina ve Sanayi A.Ş.	Kalite Güvence Mühendisi
2006-2008	Yavuz Mühendislik ve Sanayi A.Ş.	Üretim Planlama Mühendisi