



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

8X8 AĞIR TİCARİ TAŞITIN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Kahraman KÜÇÜK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Temmuz-2014
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

8X8 AĞIR TİCARİ TAŞITIN SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN OPTİMİZASYONU

Kahraman KÜÇÜK

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hüseyin İMREK

2014, 119 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Ziya ŞAKA
Doç. Dr. Hüseyin İMREK
Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKIR

Bu tez kapsamında, 8x8 mobil vinç aracının süspansiyon sistemi modellenmiş, sürüş konforuna olan etkileri farklı dinamik modeller ile incelenmiştir. TÜBİTAK Projesi kapsamında geliştirilen araç, hidropnömatik süspansiyon sistemlerine sahiptir. Sönümleyici etkisinin hidrolik piston ve yay etkisinin de akümülatör marifetiyle sağlandığı bu sistemler genellikle askeri araçlar ve ağır iş makinalarında kullanılmaktadır. Binek araçlar arasında Citroen en önemli tasarımcı konumundadır. Tez çalışmasında hidropnömatik süspansiyon sisteminin doğrusal olmayan modeli, sönümleyici ve yay etkilerinin ayrı ayrı modellenmesi ile kurulmuştur. Sürüş konforuna etkileri öncelikle 1/8 taşıt modeli üzerinde, sonrasında tüm aracın çoklu gövde dinamiği modeli üzerinde irdelenmiştir.

Doğrusal olmayan model 1/8 taşıt modeli ve çoklu gövde dinamiği modeline uygulanırken, proje kapsamında tasarlanan taşıta ait parametre kümesi kullanılmıştır. Lastiğe ait parametre değerleri üretici firmadan temin edilmiştir. Bu değerler ile benzetimler gerçekleştirilmiştir. Ancak, aracın ilerleyen dönemlerde geliştirilmesi düşünülerek, süspansiyon sisteminin optimizasyonu da çalışılmıştır. 1/8 taşıt modeli kullanılarak farklı hedef fonksiyonlarının en az indirgenmesi üzerinde durulmuştur. Bu şekilde süspansiyon parametrelerin en iyi değerleri elde edilmiş ve bu değerler kullanılarak benzetimler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Genetik algoritma kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon sürecinde, literatürde yer alan hedef fonksiyonlar irdelenmiş, kullanılan kısıtlar ile gerçekçi süspansiyon parametrelerine ulaşılması hedeflenmiştir.

Tez kapsamında yapılan çalışmalar ile, farklı yol şartlarında çalışması gereken proje konusu 48 tonluk taşıt için büyük öneme sahip süspansiyon sisteminin detaylı modeli kurulmuş, 1/8 taşıt modeli ve tüm araç çoklu gövde dinamiği modeli üzerinde benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda mevcut sistemin tepkilerinin araç için uygun olduğu gözlenmiştir. Süspansiyon sisteminin ileriki dönemde optimizasyonu için gerekli matematiksel alt yapı da kurulmuş, farklı tasarımlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mobil vinç, hidropnömatik süspansiyon, genetik algoritma, optimizasyon

ABSTRACT

MS THESIS

MODELLING OF THE SUSPENSION SYSTEM OF AN 8X8 HEAVY DUTY VEHICLE AND OPTIMIZATION OF ITS EFFECTS ON VEHICLE DYNAMICS

Kahraman KÜÇÜK

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hüseyin İMREK

Year, 119 Pages

Jury
Prof. Dr. Ziya ŞAKA
Assoc. Prof. Dr. Hüseyin İMREK
Assist. Prof. Dr. Mustafa TINKIR

Suspension system of 8x8 mobile crane has been modelled and its effects on driving comfort have been examined with different dynamic models within the scope of project. Vehicle developed within the scope of TÜBITAK (Scientific and Technological Research Council of Turkey) Project has hydropneumatic suspension systems. These systems whose absorbing effect is provided by the means of hydraulic piston and spring effect by the means of accumulator are generally used in military vehicles and heavy duty vehicles. Citroen among automobiles is in the best designer position. In the thesis study, non-linear model of hydropneumatic suspension system was established with separate modelling of absorbing and spring effects. Effects on driving comfort has been studied firstly on 1/8 vehicle model and then on multibody dynamic model of the whole vehicle.

While non-linear model was applied on 1/8 vehicle model and multi-body dynamic model, parameter set of vehicle designed within the scope of project was used. Parameter values of tyre has been supplied from producing company. Simulations have been realized with these values. However, it was considered to develop vehicle in the upcoming periods and optimization for suspension system was also studied. It was emphasized on minimization of different target functions by using 1/8 vehicle model. The best values of suspension parameters were obtained in this way and simulations were made and results were compared by using these values. In the optimization proces performed by using genetic algorithm, target functions in literature were studied and realistic suspension parameters were aimed to be achieved with the constraints used.

With the studies conducted within the scope of thesis, detailed model of suspension system having a great importance for 48 ton vehicle that is the project topic required to be studied into two different conditions of way has been established and simulations on 1/8 vehicle model and whole the vehicle's multibody dynamic model have been realized. It was observed in obtained results that reactions of available system is suitable for vehicle. Mathematical basis required for the optimization of suspension system in the upcoming periods was established and different designs were obtained.

Key Words: Mobile crane, hydropneumatic suspension, genetic algorithm, optimization

ÖNSÖZ

Öncelikle, hayatın her anında bana gösterdiği anlayış, verdiği destek ve cesaret için, eşim Melis SUNGUR KÜÇÜK'e;

Bugüne kadar her zaman yanımda olup, benim için hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve bugünlere ulaşmamı sağlayan değerli aileme;

Çalışmalarım sırasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Hüseyin İMREK'e;

Bilgi ve tecrübesini üzerimden hiç eksik etmeyen, tez çalışmam sürecinde her daim motive eden, bana güven ve cesaret veren, zaman ayırıp sabır gösteren ve yardımlarını hiç esirgemeyen duyduğu güveni hissettirmesi ile her zaman daha iyiye teşvik eden sevgili hocam Yrd. Doç. Dr. Kutluk Bilge ARIKAN'a,

Özellikle, tezimin yürütülmesi aşamasında gösterdiği manevi desteği ve teknik anlamdaki yardımları için sevgili arkadaşım Hünkar Kemal YURT'a

Zengin tecrübe ve bilgi birikimine sahip olan, daha önemlisi üst düzey sevgi ve saygı çerçevesinde keyifli çalışma imkanı sunan HİDROKON ailesine;

HİDROKON ailesinde bulunduğum süre zarfında, her türlü konuda, teknik bilgisini, tecrübesini ve manevi desteğini esirgemeyen Sn. Seyit Ali ÖZDAĞ'a,

Yoğun çalışma dönemimde bana gösterdiği sabır ve yardımları için çalışma arkadaşlarım Yasin YAMAN ve Yunus GÜDER'e,

Destekleri esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma,

Ve tüm değerli dostlarıma;

Saygı ve sevgilerimle, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma, 1501 Sanayi Arge Projeleri Destekleme Programı çerçevesinde TÜBİTAK tarafından desteklenen 3110764 No.'lu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi sunarız.

Kahraman KÜÇÜK
KONYA-2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **v**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**

3. MATERYAL VE METOD **25**

4. 1/8 TAŞIT MODELİ **28**

4.1. Newton'un İkinci Yasası 28
4.1.1. Newton'un ikinci yasasının 1/8 araç modeline uygulanışı 29
4.2. 1/8 Taşıt Modelinin MATLAB Ortamında Kurulması 32
4.3. 1/8 Hidropnömatik Süspansiyon Sisteminin Matematiksel Modellenmesi 34
4.4. HPS Sistemi ve 1/8 Taşıt Modeli 42
4.5. Mekanik Süspansiyon ile HP Süspansiyonun Karşılaştırılması. 45
4.5.1. ISO yol girdisiyle mekanik ve HPS modellerinin kıyaslanması 46

5. ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI **49**

5.1. Araç Parametrelerinin Belirlenmesi 50
5.1.1. Modelin MSC ADAMS/Car ortamına entegrasyonu ve mekanik süspansiyon modelinin kurulumu 53
5.1.2. MSC ADAMS/View ortamında kurulan 1/8 ÇTM ve bütünleşik benzetim 55
5.1.3. MSC ADAMS/Car ortamına HPS sisteminin entegrasyonu 58
5.2. Şablonların ve Alt Sistemlerin Oluşturulması 60
5.3. MSC ADAMS/Car Ortamında Yapılan Benzetim Sonuçları 62
5.3.1. ISO yol girdisiyle yapılan benzetim 63

6. HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONUN OPTİMİZASYONU **74**

6.1. Genetik Algoritmalar 75
6.1.1. Genetik algoritmaların çalışma prensibi 76
6.1.2. Genetik algoritmalarda gerçekleştirilen işlemler 78
6.1.3. Genetik algoritmaların performansını etkileyen parametreler 79
6.1.4. Genetik algoritmaların diğer metotlardan farkı 80
6.1.5. Literatürde süspansiyon sistemleri üzerine GA kullanarak yapılan optimizasyon çalışmaları 81
6.2. 1/8 Taşıt Modelinin Genetik Algoritmayla Optimizasyonu 88
6.3. GA ile Yapılan Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Tasarım Parametreleri Kullanarak ÇCD Modeline Uygulanışı 103

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **111**

7.1. Sonuçlar 111
7.2. Öneriler 112

KAYNAKLAR 114

ÖZGEÇMİŞ 118

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A_{aka}: Akümülatördeki dar kısmın alanı (m^2)

A_{bka}: Hidrolik borunun kesit alanı (m^2)

A_{orifis}: Silindir üzerindeki orifisin alanı (m^2)

A_p: Piston alanı (m^2)

a_s: Yaylanan kütlenin ivmesi (m/s^2)

a_w: Frekans ağırlıklı ivme (m/s^2)

C_d: Boşaltma katsayısı

c_s: Süspansiyon sisteminin sönüm katsayısı (N.s/m)

D_p: Hidrolik boru çapı (m)

F_{damper}: Damper kuvvetlerinin toplamı (N)

F_s: Tüm kuvvet bileşenlerinin toplamı (N)

F_{yay}: HPS pozisyona bağlı değişen yay kuvveti (N)

g: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

J: GA'da kullanılan amaç fonksiyonu

J_{rms}: Düşey yöndeki ivmenin ortalama karekök değeri (m/s^2)

k_{gaz}: Konuma bağlı değişen etkin yay katsayısı (N/m)

k_s: Süspansiyon sisteminin yay katsayısı (N/m)

k_u: Tekerleğin yay katsayısı (N/m)

l_p: Hidrolik boru boyu (m)

m_s: Yaylanan kütle (kg)

m_u: Yaylanmayan kütle (kg)

n: Politropik üs

N: Popülasyon boyutu

P_{atm}: Atmosfer basıncı (Pa)

$P_ç$: Çaprazlama oranı

P_m: Mutasyon oranı

P_{30}: Statik denge konumunda akümülatördeki havanın basıncı (Pa)

P_3: Akümülatördeki havanın basınç değişimi (Pa)

Q: Hidrolik akışkanın debisi (m^3/s)

T: Zaman (s)

V_{30}: Statik denge konumunda akümülatördeki havanın hacmi (m^3)

V_3: Akümülatördeki havanın hacim değişimi (m^3)

x_s: Yaylanan kütlenin düşey yöndeki deplasmanı (m)

x_u: Yaylanmayan kütlenin düşey yöndeki deplasmanı (m)

x_r: Yol girdisi

$\dot{z}$: Pistonun yönelimine bağlı değişen işaret fonksiyonu

$\Delta P_{akümülatör}$: Akümülatör girişindeki basınç kaybı (Pa)

ΔP_{damper}: Silindir girişindeki basınç kaybı (Pa)

$\Delta P_{hidrolikboru}$: Hidrolik borudaki basınç kaybı (Pa)

ζ: Yerel direnç katsayısı

θ: Tasarım vektörü

λ: Hidrolik boru hattındaki sürtünme

ρ: Hidrolik akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

Kısaltmalar

abs: Absolute Value

ADAMS: Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems

BDT: Bilgisayar Destekli Tasarım

ÇCD: Çoklu Cisimler Dinamiği

ÇTM: Çeyrek Taşıt Modeli

DADS: Dynamic Analysis and Design System

DEBVs: Diferansiyel Gelişim Algoritması

FFT: Fast Fourier Transform

GA: Genetik Algoritma

HP: Hidropnömatik

HPS: Hidropnömatik Süspansiyon

ISO: International Organization for Standardization (Uluslararası Standart Teşkilatı)

MATLAB: Matrix Laboratory

Max: Maksimum

PID: Oransal+Türev+İntegral

PLC: Programmable Logic Controller

PSA: Pattern Search Algorithms

RMS: Root Mean Square (Ortalama karekök değeri)

SQP: Sequential Quadratic Program

SUV:	Sports Utility Vehicle
TÜBİTAK:	Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
UV:	Morötesi Işınım
VDV:	Values or Vibration Dose Values (Titreşim dozu değeri)

1. GİRİŞ

Türkiye'de üretimi ilk kez gerçekleştirilmekte olan 8x8 çekişli araç, özel dümenleme sistemine ve hidropnömatik süspansiyonlara sahip 48 ton ağırlığında mobil bir vinçtir. 1501 Sanayi Arge Projeleri Destekleme Programı çerçevesinde TÜBİTAK tarafından desteklenen 3110764 No.'lu projenin, süspansiyon sistemi tez konusu olarak incelenmiştir. Dünyadaki vinç üreticileri arasında birkaç firma tarafından üretilen Teleskobik Bomlu Vinçlere ait taşıyıcı sistemler yine bu firmalar tarafından üretilmektedir. Şekil 1.1.'de gösterilen ve projeye konu olan 4 dingilli 48 ton kapasiteli hidrolik yengeç yürüyüşlü taşıyıcı sistem, vinçler ile birlikte dünyada birkaç firma tarafından üretilmektedir. Türkiye'de ise üretimi yoktur. Ülkemizde teleskobik bomlu vinçlere olan ihtiyacın her geçen gün artmasıyla bu sistemleri taşıyacak araçların temininde sıkıntı yaşanmaktadır. Teleskobik vinçleri taşıyacak araç sistemlerinin olmaması ve bu teknolojinin ülkemize kazandırılması amacıyla söz konusu proje başlatılmış ve TÜBİTAK destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında ise vincin kendine özgü olan hidropnömatik süspansiyon sitemi irdelenmiştir.



Şekil 1.1. 8x8 Mobil Vinç

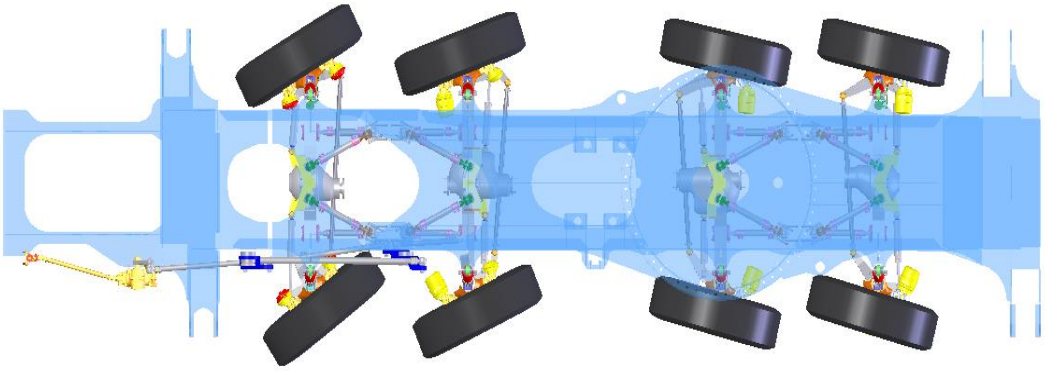


Şekil 1.2. Prototip aracın imalat görüntüsü

Mobil vincin dümenleme sistemi; arazi tipi, yol tipi ve yengeç tipi olmak üzere üç farklı davranışa sahiptir. Sürücü, taşıtın çalışma ortamı ve manevra ihtiyacına göre dümenleme tipini kabin içinden belirlemektedir. Birinci aksın dümenlenme girdisi direksiyondan tahrik edilmektedir. Bu birimin dönüş yönüne göre iç-dış tekerlek açılarını ve diğer birimlerdeki iç-dış tekerleklerin dönüş açılarını tayin eden dümenleme sistemi, ideal yuvarlanmayı gerçekleştirmek üzere tasarlanmıştır. Birinci aksın dümenlenme açılarına göre üçüncü ve dördüncü aks tekerleri hidrolik eyleyicilerin marifetiyle konumlandırılmaktadır. Birinci aks üzerinde bulunan enkoder yardımıyla ölçülmekte olan dönüş açısı PLC üzerinde (Programmable Logic Controller) değerlendirilmekte ve gerekli denetim işaretleri hidrolik eyleyicilere gönderilmektedir. Hidrolik eyleyiciler de üçüncü ve dördüncü aks tekerleri için seçilmiş olan dümenleme tipine göre hesaplanan dönüş açılarına getirmektedir. İkinci aks birinci aksa mekanik olarak bağlanmıştır. Farklı dümenleme tiplerine göre tekerlek dönüş açılarının nasıl değişeceği kinematik tasarım ile belirlenmiştir. Şekil 1.4.'te gösterilen vincin her bir aksının dümenlenmiş konumu verilmiştir.



Şekil 1.3. Prototip aracın imalat görüntüsü



Şekil 1.4. Dümenleme sistemi

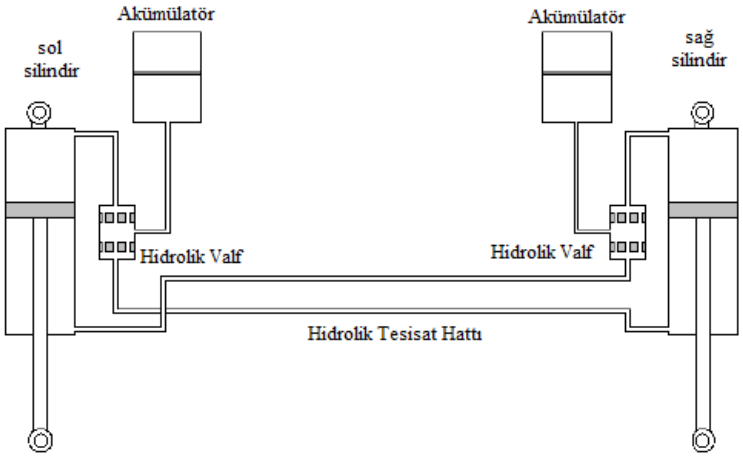
Hidro-pnömatik süspansiyonlar, son yıllarda askeri taşıtlarda ve ağır ticari vasıtalarda kullanımıyla dikkat çekmektedir. Platform yöneliminin ayarlanması gibi avantajları sebebiyle bundan sonra daha yoğun bir biçimde kullanılacağı öngörülmektedir. Bu tez kapsamında büyük öneme sahip olan hidropnömatik süspansiyonların modellenmesi, benzetimleri ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1.5. Prototip aracın yandan görünümü

Şekil 1.6.'da görüldüğü üzere, hidropnömatik süspansiyon sistemi, hidrolik silindirler, akümülatörler ve hidrolik valflerden oluşmaktadır. Klasik süspansiyon sitemlerindeki damper ve yay etkisini hidropnömatik süspansiyon sisteminde sırasıyla hidrolik silindir ve akümülatörler sağlamaktadır. Aynı aks üzerinde yer alan sağ ve sol süspansiyonlar arasında çapraz bağlantı mevcuttur. Kapalı çevrimdeki yağ miktarı azaltılıp artırılarak silindir seviyesi ayarlanabilmektedir. Süspansiyon sisteminde kullanılan silindirlerde bulunan mesafe duyucuları sayesinde süspansiyon seviyelerinin

eşit olması sağlanmaktadır. Her bir aks üzerindeki silindirler Şekil 1.6.'da görüldüğü üzere çapraz bağlanmış olup, diğer akslardaki sistemlerle paralel çalışmaktadır. Hidrolik yağın kontrolü hidrolik valflerle sağlanmaktadır. Bu valfler sayesinde vinç aktif durumda iken süspansiyon sisteminin kilitlenmesi mümkün olmakta, böylece yaylanan kütlenin hareketi kısıtlanmaktadır.



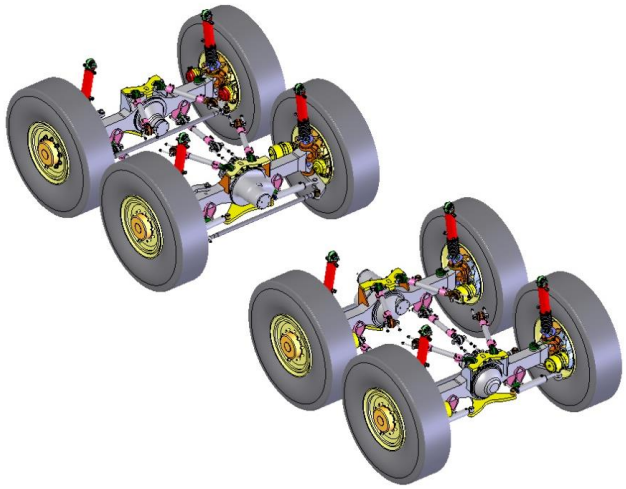
Şekil 1.6. Hidropnömatik süspansiyon sisteminin şematik gösterimi



Şekil 1.7. Prototip aracın süspansiyon sistemi

Tez kapsamında, tüm araç modeli çoklu gövde dinamiği esaslarına göre MSC ADAMS/Car yazılımı ortamında kurulmuştur. Hidropnömatik (HP) süspansiyon sisteminin oluşturduğu kuvvetler MSC ADAMS/Car modeli üzerinde uygulanmıştır. Sistem parametrelerinin taşıt dinamiğine etkileri bu matematiksel model yardımı ile

irdelenmiştir. Karmaşık ve detaylı modelin yanında, 1/8 taşıt modelleri de MATLAB/Simulink yazılımı ile gerçekleştirilmiş, doğrusal olmayan HP süspansiyon sistemi kuvvetleri bu model üzerinde de uygulanmıştır. MSC ADAMS/Car ortamında kurulan modelin süspansiyon sistemi Şekil 1.8.'de verilmiştir.



Şekil 1.8. Mobil vince ait süspansiyon sistemi

Kurulan bu iki model üzerinde farklı yol şartları için benzetimler gerçekleştirilmiş ve değerlendirmeler yapılmıştır. Son olarak HP süspansiyon sisteminin optimizasyonu, 1/8 taşıt modeli üzerinde Genetik Algoritma marifetiyle gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan optimal sistem, MSC ADAMS/Car modeli üzerinde de sınanmıştır.

Tezin ilerleyen bölümleri aşağıda sıralanmıştır.

Bölüm 1'de tezin amacı ve modellenecek araç ve alt sistemleri tanıtılmıştır.

Bölüm 2'de yapılan literatür araştırmasının özeti sunulmuştur.

Bölüm 3'te materyal ve yöntem aktarılmıştır.

Bölüm 4'te 1/8 taşıt modeli yer almaktadır.

Bölüm 5'te aracın MSC ADAMS/Car modeli sunulmuştur.

Bölüm 6'da HP süspansiyonun optimizasyonunu içermektedir.

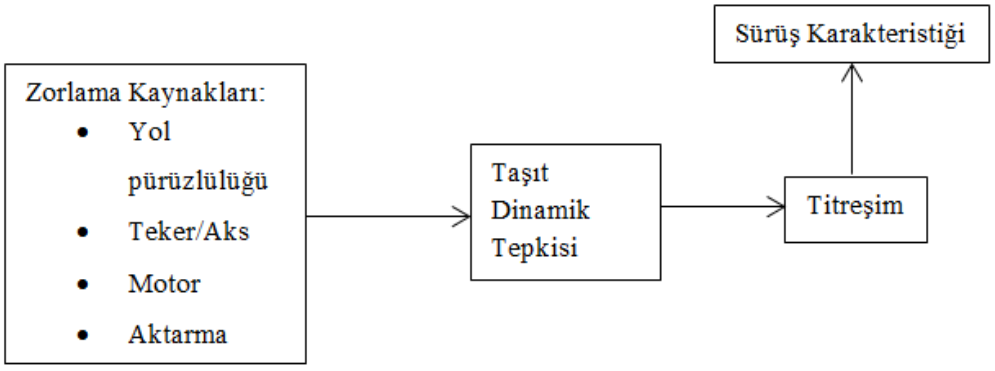
Bölüm 7'de de bu tez kapsamında yapılan çalışmalar ve model sonuçları değerlendirilmiş, gelecek çalışmalar özetlenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Taşıt dinamiği sürüş konforu, manevra ve performans olmak üzere üç ana başlıkta toplanabilir. Sürüş konforu, yoldaki bozucu girdiler sonucunda oluşan düzensizliklerin araca ve sürücüye olan etkileri ile ilgilenir. Manevra, aracın dönüş karakteristiği ile ilgilenir. Sürücünün verdiği dümenleme girdisi ile aracın kontrol edilebilirliği ve stabilitesi incelenir (Gillespie, 1992).

Otoyol ve yol dışı taşıt sürücülerinin güvenliği ve sağlığı ile ilgili yapılan bazı çalışmalar, düşük frekans ve büyük genlikli titreşimlerin ya zarar verici fiziksel semptomlara yol açtığı, ya da sürücünün belirli dış zorlamalara olan cevabını kötü yönde etkilediğini göstermiştir (Mansfield ve ark., 2000). Özellikle süspansiyon sistemi iyi ayarlanmamış veya böyle bir sisteme sahip olmayan traktör gibi taşıtlarda iç organların rezonans frekansı civarında zorlanmalarının tehlikeli olduğu ve bu tip taşıtları kullanan sürücülerde omurga ve bel problemleri ortaya çıktığı ispatlanmıştır (Mehta et al., 2000). Bu sonuçlar da baz alınarak yolcunun titreşim problemiyle ilgili standartlar geliştirilmiştir (ISO 2631, 1997).

Diğer taraftan titreşim ortamı insanların taşıtın tasarımı ve üretim kalitesi hakkında fikir beyan etmelerinde en önemli kriterlerden biridir (Gillespie, 1992). Taşıt titreşiminin birçok kaynağı olduğundan ve bu titreşim kaynakları ile yolcu arasında birçok parametre rol oynadığından, bu konuyu hedef alan çalışmalar yapmak oldukça zordur (Şekil 2.1). Buna rağmen düşük frekanslı titreşimler tüm lastik tekerlekli taşıtlarda ortak özellikler gösterdiğinden, sürüş karakteristiğini incelemek için bazı kabuller yapılabilir.

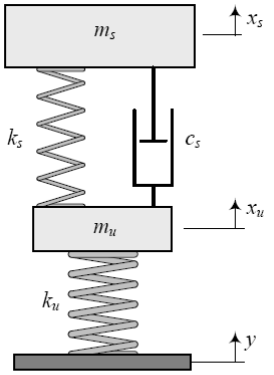


Şekil 2.1. Taşıt titreşim sistemi (Gillespie, 1992)

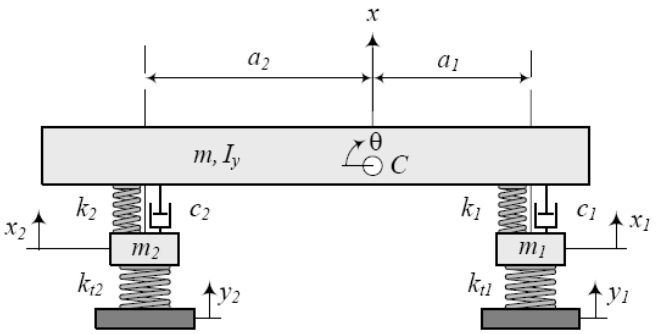
Süspansiyon sistemlerinin iki temel görevi vardır. En temel görevi, araç gövdesinin yolun bozucu etkisinden izole edilmesi ve bu sayede konfor özelliklerinin artırılması diğeri ise aracın lastiğiyle ile yol arasındaki teması sürekli kılmak yani iyi bir yol tutuş sağlamasıdır. Süspansiyon sistemleri tasarlarken bu iki özelliği göz önünde bulundurmak gerekmektedir (Sharp ve ark., 1987). Sürüş konforunu iyileştirmek için yapılan değişiklikler aracın yol tutuş özelliklerinde kayıplara neden olur. Aynı şekilde, araç yol tutuş özelliklerinin geliştirilmesi ile sürüş konforundan feragat edilmiş olur. Optimum noktanın yakalanarak hem hedef müşteri kitlesi için sürüş konforunun beğenilen düzeylerde olması hem de güvenli sürüş için gerekli yol tutuş özelliklerine sahip bir süspansiyon sistemi tasarlanmalıdır. Bu iki tasarımın birbiriyle veya diğer parametrelerle olan bağlantılarının iyi bilinmesi gereklidir. Böylece gerçek taşıt tasarımında ikisi arasında iyi bir denge kurulabilir.

Taşıt dinamiği modellerinde titreşim analizin, süspansiyon etkilerini inceleyen çalışmalarda, Şekil 2.2'de görülen çeyrek taşıt modeli büyük önem taşımaktadır (Jazar, 2008). Yoldan gelen girdilerin aracın asılı kütlesinde oluşan ivmelerin incelenmesinde kullanılan en temel modellerin başında gelmektedir. Benzer şekilde yalpa veya yunuslama dinamiklerini içeren iki serbestlik dereceli modeller ve tüm süspansiyon sistemini içeren titreşim modelleri de amaca yönelik olarak kullanılmaktadır (Şekil 2.3 ve Şekil 2.4). Şekil 2.2.'de m_s yaylanan kütleyi, m_u yaylanmayan kütleyi, k_s süspansiyonun direngenlik katsayısını, c_s süspansiyonun sönüm katsayısını, k_u lastiğin direngenliğini, x_s yaylanan kütlenin deplasmanını, x_u yaylanmayan kütlenin deplasmanını ve y yol girdisini ifade etmektedir. Yunuslama dinamiğini içeren şekilde m yarım aracın kütlesini, m_1 ön tekerin ağırlığını, m_2 arka tekerin ağırlığını, x gövdenin düşey eksendeki hareketini, x_1 ön tekerin düşey eksendeki hareketi, x_2 arka tekerin düşey eksendeki hareketini, θ gövdenin yunuslama açısını, y_1 ön lastik yol girdisini, y_2 arka lastik yol girdisini, I_y y eksenindeki ataleti, C yarım aracın ağırlık merkezini, a_1 arka tekerin ağırlık merkezine uzaklığını, a_2 ön tekerin ağırlık merkezine uzaklığını, k_1 arka süspansiyonun direngenlik katsayısını, c_1 arka süspansiyonun sönüm katsayısını, k_2 ön süspansiyonun direngenlik katsayısını, c_2 ön süspansiyonun sönüm katsayısını, k_{t1} ön lastiğin direngenlik katsayısını, k_{t2} arka lastiğin direngenlik katsayısını ifade etmektedir. Yalpa dinamiğini içeren şekilde m yarım aracın kütlesini, m_1 sol tekerin ağırlığını, m_2 sağ tekerin ağırlığını, x gövdenin düşey eksendeki hareketini, φ gövdenin yalpa açısını, y_1 sol lastiğin yol girdisini, y_2 sağ teker yol girdisini, I_x x eksenindeki ataleti, C yarım aracın ağırlık merkezini, b_1 ön sol tekerin ağırlık merkezine uzaklığını, b_2 ön sağ tekerin

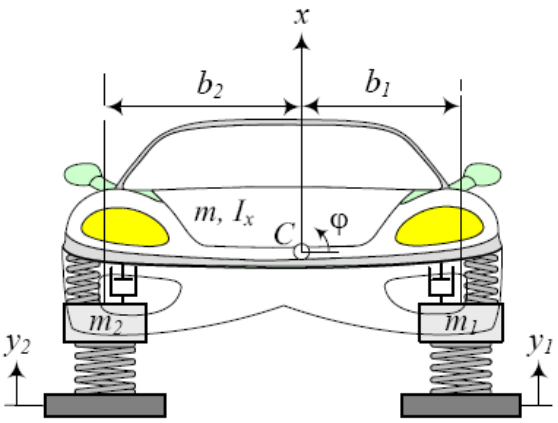
ağırlık merkezine uzaklığını ifade etmektedir. Modellemede aracın ilgilenilen dinamikleri içermesi ve yeterli detayda olması esastır (Pacejka, 2006). Bu modeller kullanılarak yoldan gelen girdilerin yaylanan kütleye olan aktarımlarını minimize edecek şekilde süspansiyon elemanlarının optimize edildiği çalışmalar mevcuttur.



Şekil 2.2. Çeyrek taşıt modeli (Jazar, 2008)



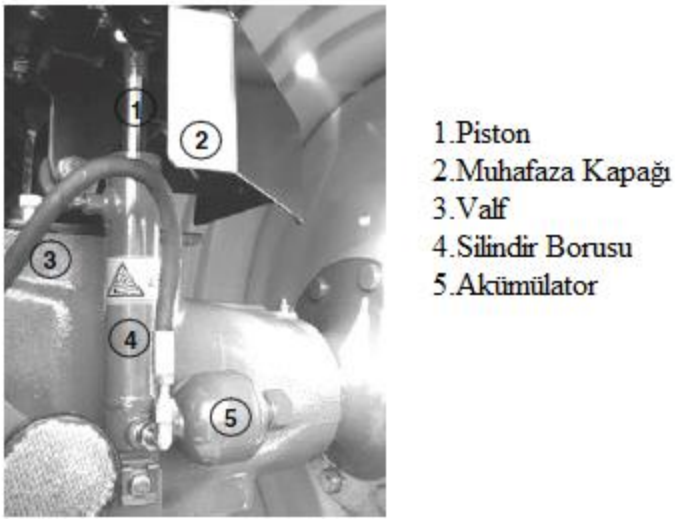
Şekil 2.3. Yunuslama dinamiğini içeren iki serbestlik dereceli araç modeli (Jazar, 2008)



Şekil 2.4. Yalpa dinamiğini içeren iki serbestlik dereceli araç modeli (Jazar, 2008)

Çoklu gövde dinamiği esasıyla kurulan modeller, yukarıda bahsi geçen model yapılarından daha çok detay içerir (Blundell ve ark., 2004). ADAMS ve MATLAB Simmechanics bu amaçla kullanılan popüler yazılımlardır. Son yıllarda ADAMS ve Simulink yazılımlarının birlikte kullanarak bütünleşik benzetimlerin yapıldığı çalışmalarda artış olmaktadır (Sughosh, 2009, Shengqin Li ve ark., 2011). Denetimci yapısının Simulink ortamında modellendiği, araç dinamiğinin ADAMS ortamında yer aldığı, iki yazılım arasında durum değişkenlerinin ve denetim sinyallerinin karşılıklı iletildiği çalışmalar literatürde görülmektedir (Blundell ve ark., 2004).

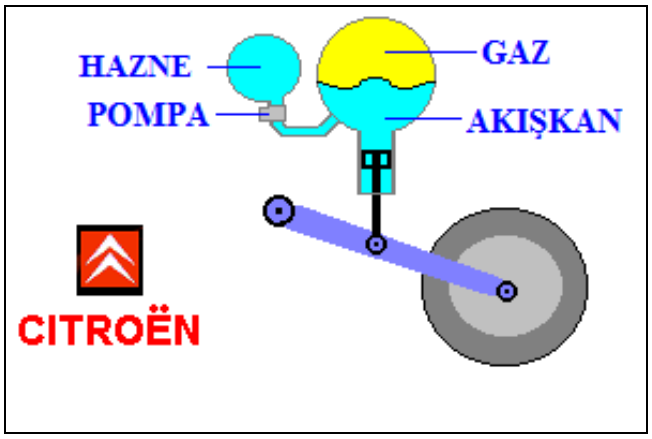
Hidropnömatik silindirler, tez kapsamında incelenen taşıtın süspansiyon sisteminin temel unsurlarıdır (Bauer, 2011). Sıkıştırılmış havanın yay etkisi gösterdiği hidrolik silindir yapısının sönümleyici görevini üstlendiği bu yapılar askeri ve ağır taşıtlarda kullanılmakta olan güncel sistemlerdir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Hidropnömatik süspansiyonun temel bileşenleri (Bauer, 2011)

Binek otomobillerde Citroen firması yıllardır HPS sistemini kullanmaktadır (Şekil 2.6). Hidropnömatik süspansiyonlar yay sabitinin değişken olabilmesi, frekans cevabının istenen şekilde ayarlanabilmesi gibi özellikleri ile mekanik ve pnömatik süspansiyonlara göre avantajlar sağlar. Zorlu yol şartlarında yüksek konfor sunması bu tip süspansiyonları askeri ve ağır ticari taşıtlarda tercih edilir kılmıştır. Hidropnömatik sistemlerde, yaylanan kütlenin artması ile süspansiyon sisteminin etkin yay rijitliği de artmaktadır. Bu sayede süspansiyon sisteminin doğal frekansı çok fazla değişmemektedir. Klasik süspansiyon yapılarında ise yaylanan kütlenin artışı ile doğal

frekansta kayma meydana gelmektedir. Bu durum sürüş konforunu olumsuz yönde etkilemektedir. Hidropnömatik süspansiyonlarda aracın yönelim denetimini yapma imkanı da bulunmaktadır. İlave unsurlar ile süspansiyon sertliğinin ve sönümleme katsayısının değişken hale getirilmesi de mümkündür. Bu özellikleri ile hidropnömatik süspansiyonlar, aktif süspansiyon sistemlerinde tercih edilir olmaktadır. Bu avantajları yanında mekanik süspansiyonlara göre daha karmaşık yapıda olmaları ilk maliyetlerinin çok olması gibi dezavantajları da beraberlerinde getirmektedir.



Şekil 2.6. Citroen firmasının hidropnömatik süspansiyon sistemi

Bauer'in (2011) HPS sistemi ile ilgili yazmış olduğu kitabında mekanik süspansiyon, pnömatik süspansiyon ve hidropnömatik süspansiyon sistemlerini; sönümleme, direngenlik, maliyet, seviye kontrolü, tasarım alanı, güvenilirlik ve servis gereksinimleri yönünden karşılaştırmıştır.

Sönümleme özellikleri işletim kolaylığı yönünden karşılaştırmış olup, klasik süspansiyonlu sistemlerde sistemin yay etkisinin arttırılması ancak farklı bir yay kullanılarak sağlanabilir. Pnömatik yaylarda bu durum ek hava hacimleriyle yay etkisi artırılabilir. Hidropnömatik yaylarda ise bu durum değişken ön dolum basıncı ve akümülatörlerle yay etkisi kolaylıkla sistemlerde artırılabilir bir özelliktir. Bu üç farklı sistemin sönümleme özelliklerine bakıldığında klasik sistemde yay oranı sabitken diğer iki sistemde bu özellik zamana göre değişkenlik göstermektedir.

Sönümleme ve sürtünme özellikleri yönünden bu üç sistem kıyaslandığında, klasik sistemlerde yay özelliği gösteren elemanda herhangi bir sürtünme söz konusu değildir, tüm deformasyonlar elastik olup geri dönüşümlüdür. Bu sistemlerde sadece sınır sürtünme vardır. Pnömatik süspansiyon sitemlerinde sınır sürtünme klasik

sitemlere göre biraz fazladır. Bunun sebebi, klasik sistemlere ek olarak süspansiyon hareketi sırasında deformasyondan kaynaklanan bir yuvarlanma sürtünmesi olmasıdır. Hidropnömatik sistemlerdeki sürtünme ve sönümleme etkisi, diğer iki sisteme göre karşılaştırıldığında çok daha yüksektir. Bunun sebebi de süspansiyon silindirinin giriş ve izole tarafında tek eleman olmasına rağmen çok yüksek diferansiyel basınçlar oluşmasıdır. Bu kısımlarda sızdırmazlıklar dikkate alınmalıdır.

Seviye kontrol özelliği, yüksek yük değişimine ve aracın normal konumuna hızla geri dönmesi gibi gerekli görülen süspansiyon sistemleri için özellikle önemlidir. Bu durum göz önüne alındığında, hidropnömatik süspansiyon tercih edilir. Bu uygulama pnömatik süspansiyonlarda kullanılabilir, klasik sistemlerde ise uygun bir özellik değildir.

Maliyet konusunda bu üç sistem kıyaslandığında, mekanik süspansiyonların yaygın olarak kullanılması ve yan ürünlerinin olması nedeniyle diğer iki sisteme göre yüksek bir üstünlük sağlamaktadır. Hidropnömatik süspansiyon ve pnömatik süspansiyon sistemleri, seviye kontrolü uygulaması ve akışkan için bir güç kaynağı ihtiyacının olması nedeniyle yüksek maliyete sahiptir.

Tasarım alanı gereksinimine göre bu üç sistem kıyaslanırsa, hidropnömatik süspansiyon sistemlerinin büyük bir avantajı vardır. Pnömatik süspansiyon sistemleri için hava hatları mevcuttur ve tasarım alanı fazla olması gerekmektedir. Klasik mekanik süspansiyonlarda ise tasarıma göre kullanılan alan değişmekte olup, pnömatik süspansiyon sitemlerine göre daha avantajlıdır.

Düzenli servis bakımları ve düzgün tasarımları yapıldıktan sonra bu üç tip süspansiyon sistemi için de güvenlik ve güvenilirlik bakımından herhangi bir sorunla karşılaşılmaz. Mekanik sistemlerde servis ihtiyacı oldukça düşük olup temelde hidrolik yağın değişimi ve yenilenmesi gerekir. Mekanik yaylarda sadece korozyona karşı önlem alınmalıdır. Diğer yandan istenildiği zaman burçlar ve yatakların da değişimi yapılabilir.

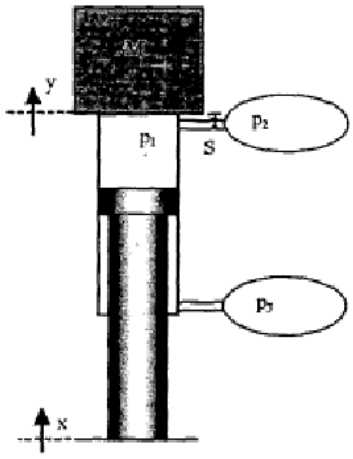
Pnömatik süspansiyon sistemlerinin mekanik süspansiyon sistemlerine kıyasla biraz daha fazla bakıma ihtiyacı vardır. Hava yastıklarını muhafaza etmek için ek bir önlem almak gerekmektedir. Özellikle arazi tipi araçlarda (off-road) körükleri keskin nesnelerden, pislikten, taşlardan vb. korumak gerekmektedir. Körük malzemelerinin, UV ışınlara ve kimyasal maddelere maruz kaldığından belirli bir çalışma saatinden sonra değiştirilmesi gerekir.

Tasarım parametrelerine bağlı olarak HPS bakım gerektirir. Sistemdeki yağda zamanla viskoz akışlardan dolayı bozulmalar olabilir bu yüzden değiştirmek gerekebilir. Zorlu arazi şartlarında ve ağır yükler altında HPS diğer sistemlere göre çok üstündür.

Tablo 2.1. Süspansiyon çeşitleri karşılaştırma tablosu (Bauer, 2011)

	Mekanik Yay ve Damper	Pnömatik Yay ve Damper	Hidropnömatik Sistem
Yay Karakteristiği	o	++	++
Damper ve Sürtünme Karakteristiği	++	++	+
Seviye Kontrolü	-	++	++
Maliyet	++	o	-
Tasarım Alanı	o	-	+
Güvenilirlik	+	o	+
Servis Gereksinimi	+	o	o

Deprez ve ark. (2002) yapmış oldukları çalışmada, pasif ve yarı aktif olarak kullanılan hidro-pnömatik süspansiyon sistemini sürüş konforunu arttırmak için arazi araçlarının kabin süspansiyonlarında kullanmışlardır. Maliyet fonksiyonu, istenilen frekans tepki fonksiyonu ve gerçek frekans tepki fonksiyonu arasındaki farkın karesi olarak kurulmuştur. HP süspansiyon sistemi MATLAB/Simulink ortamında modellenip şematik olarak Şekil 2.7.' de gösterilmiştir. Şekilde P_1 piston bölümünün basıncını, P_2 akışkanın valften geçtikten sonraki basıncını, P_3 rot kısmın basıncını, y yaylanan kütlenin düşey eksendeki hareketini, x süspansiyonun deplasmanını, S valfi ifade etmektedir.



Şekil 2.7. HPS sistemi (Deprez ve ark., 2002)

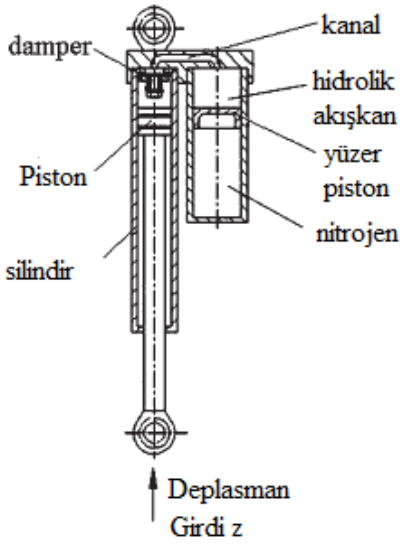
Pasif modelde optimize edilmiş parametreler; iç basınç, iki nitrojen borusu, valf açıklığı, silindir ve piston ölçüleridir. HP süspansiyon sisteminde sönüm kuvveti, giriş ve çıkış hızı arasında ki bağıl hız ile orantılıdır. Kurulmuş olan modelde Effective Root Mean Square (effRMS) and Vibration Dose Value (VDV) amaç fonksiyonlarına göre optimize edilmiştir. Özellikle arazi tipi yol şartlarında yarı aktif süspansiyonun pasif süspansiyona göre daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Pasif süspansiyon sistemi kullanılan araçta farklı amaç fonksiyonlarıyla düşey yöndeki ivme değerleri azaltılmıştır. RMS amaç fonksiyonu için %60 ve VDV amaç fonksiyonu için de %80' den fazla ivme değeri azalttıklarını belirmişlerdir. Kullanılan denklemler;

$$RMS = \left[\frac{1}{N} \int_{n=1}^{n=N} a^2 \right]^{1/2} \tag{2.1}$$

$$VDV = \left[\frac{T_s}{N} \int_{n=1}^{n=N} a^4 \right]^{\frac{1}{4}} \tag{2.2}$$

Buradaki T_s ölçülen zamanı, N noktaların sayısını, a frekans ağırlıklı ivmeyi ifade etmektedir.

Shi ve ark. (2009) bu çalışmasında, doğrusal olmayan HP süspansiyon modelini geri besleme yöntemini kullanarak doğrusallaştırmıştır. Kayan Kirpi Denetim yöntemi ile doğrusallaştırılan HPS sistemi, aktif süspansiyon haline dönüştürmüşlerdir.



Şekil 2.8. Hidropnömatik yay yapısı (Shi ve ark., 2009)

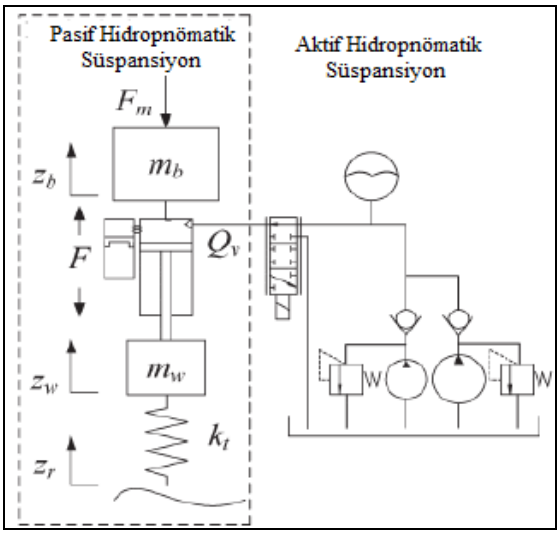
Bu çalışmada HP süspansiyon sistemini modellerken, yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edilip ve sıkıştırılamaz olarak kabul edilmiştir. Bu modeli doğrulamak için şekil 2.9.'da gösterildiği gibi deney düzeneği kurulmuştur.



Şekil 2.9. Test teçhizatı ve hidropnömatik yay (Shi ve ark., 2009)

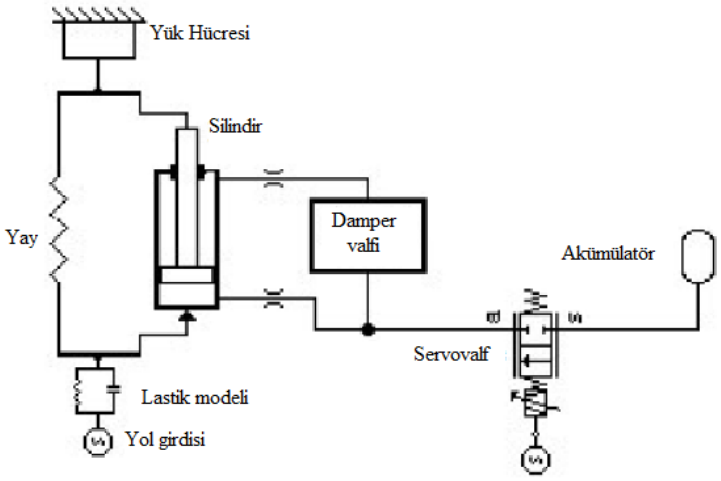
Bu çalışmada deney yöntemi, statik ve dinamik karakteristik testi içerir. Statik test ile HP süspansiyon sisteminin sertlik özelliklerini elde etmek için, HP süspansiyonun kuvvet ve yer değiştirme değerlerini sürekli olarak ölçmüşlerdir. Dinamik karakteristik testte, sinüzoidal yol girdisi kullanılır. Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki ölçülür. Matematiksel model doğrulandıktan sonra, aktif HP süspansiyon sistemi Şekil 2.10.'da gösterildiği gibi biri küçük diğeri büyük olan iki farklı pompa sisteme hidrolik akışkan pompalayacak veya çekecek şekilde sistem kurulmuştur. Bu sistemde piston ve silindir arasındaki sürtünme ihmal edilmiştir. Aktif HP süspansiyon sistemi modellendikten sonra geri beslemeli doğrusallaştırma yöntemi ile doğrusallaştırılmıştır. Aktif sisteminin kontrolü kayma modunda kontrol yöntemi ile sağlanmıştır. Benzetim sonuçları göstermiştir ki, aktif sistem ile pasif sistem karşılaştırıldığında, aktif sistem daha kesin sonuçlara ve dayanıklılığa sahiptir. Şekil

2.10.'da m_b yaylanan kütleyi, m_w yaylanmayan kütleyi, k_t lastik direngenlik katsayısını, F HP yay kuvvetini, Q_v hidrolik yağ tankından çıkan akışkanın debisini, F_m dikey darbe kuvvetini, z_r yol girdisini, z_b yaylanan kütlenin dikey eksendeki deplasmanını, z_w yaylanmayan kütlenin dikey eksendeki deplasmanını ifade etmektedir.



Şekil 2.10. Aktif hidropnömatik süspansiyon için dinamik çeyrek taşıt modeli (Shi ve ark., 2009)

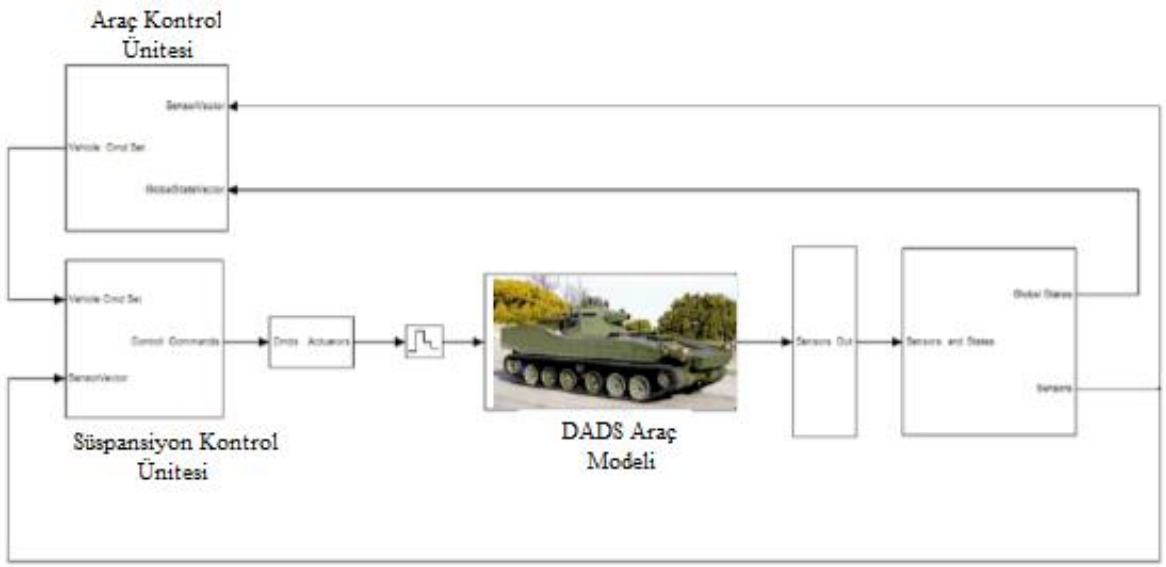
Gao ve ark. (2006) bu çalışmasında, pasif HPS sistemi geliştirerek yarı aktif süspansiyon sistemi tasarlamış ve incelemiştir. Bu süspansiyon modeli çeyrek araç modeli üzerinde uygulanmıştır. Burada iki farklı kontrol vardır: İlki iki aşamalı bir kontrol, diğeri ise sürekli olarak ayarlanabilir sönümleme denetleyicisidir. Bu süspansiyon sistemi Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.11. Yarı aktif hidropnömatik süspansiyon ünitesi (Gao ve ark., 2006)

Yapılan bu çalışmada hidrolik silindirin sönüm kuvveti, Coulomb sürtünmesine ve hıza bağımlı sönümleme olduğu varsayılmıştır. Piston kısmındaki sızıntı, akışkanın sıkıştırılabilirliği ve kavitasyon etkileri modellenmiştir. Sönümleyici valf, deneysel veriler kullanılarak modellenmiş ve tarama tablosu haline getirilmiştir. Bu çalışmadaki skyhook amortisör kontrolü, yarı aktif süspansiyon sistemini elde etmek için kullanılmıştır. Optimum kontrolcüyü bulmak için gövdenin ivmesi, lastik ve süspansiyon deplasman parametreleri kullanılarak optimize edilmiştir. Kontrolcü optimizasyonundan sonra benzetimler yapılmıştır. Benzetim sonuçlarına göre sürekli değişken valfin, iki kademeli valfe göre daha iyi performans gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada bazı pratik hususlara da değinilmiştir. Kullanılan sensörler sınırlı olduğundan, gövde ve süspansiyonun hızını ölçmek için filtreler kullanmıştır. Buna ek olarak, yeterli performans için valf bant genişliğinin 20-30 Hz olması gerektiği gösterilmiştir.

Beno ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada, bir benzetim tabanlı aktif süspansiyon kontrol sistemi geliştirilmiştir. Araç modeli Çoklu Cisimler Dinamiği (ÇCD) DADS yazılımıyla oluşturulmuş ve süspansiyon denetleyici MATLAB/Simulink üzerinde tasarlanmıştır. İki sistem daha sonra birleştirilmiş ve DADS'ta modellenen askeri tank süspansiyon birimi, Simulink'te kurulan kontrol birimi ile denetlenmiştir. Akuple sistem, Şekil 2.12.'de gösterilmiştir.

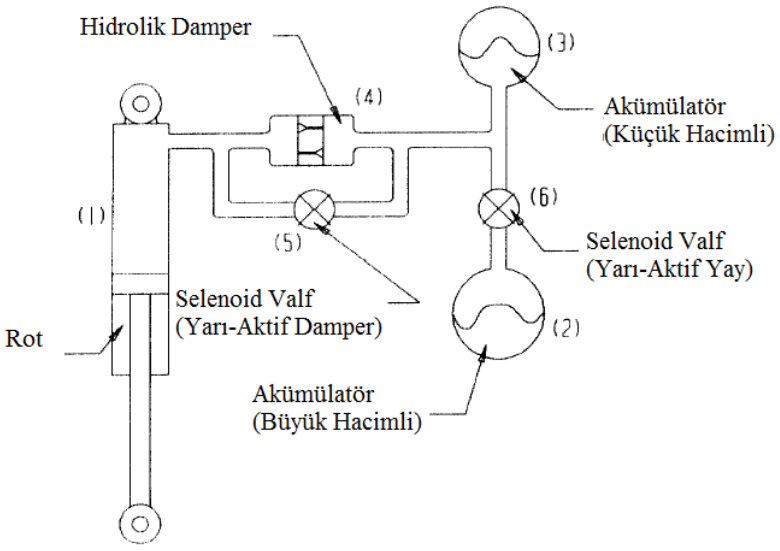


Şekil 2.12. Kontrol ve araç modeli (Beno ve ark., 2010)

Benzetim ortamında oluşturulan araçtan alınan çıktılar, araç kontrol ünitesine ve süspansiyon kontrol ünitesine geri beslenmiştir. Daha sonra aktif süspansiyon kontrolü elde etmek için, taşıt süspansiyon aktüatörüne kontrol girdisi gönderilmiştir. Bilgisayar ortamında kurmuş olduğu süspansiyon modellerinin doğruluğunu sınamak için testler gerçekleştirmiştir.

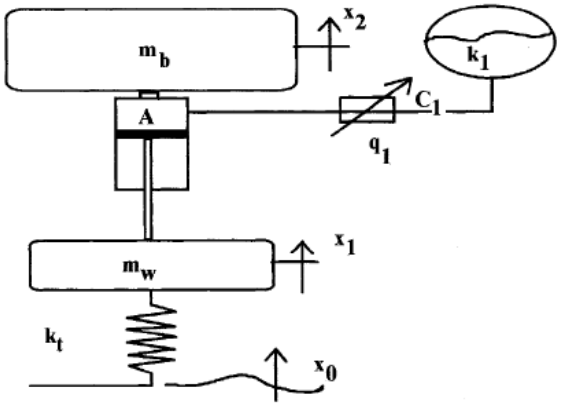
Giliomee ve ark. (1998)'nın yaptıkları çalışmada, yarı-aktif HPS sistemi tasarlanmıştır. HPS sistemi Şekil 2.13.'te görüldüğü üzere iki adet yay ve damperden oluşmaktadır. Sistemde bulunan iki farklı yay ile sürüş konforunun ve aracın yol tutuşunun arttığı gözlemlenmiştir. Aynı şekilde sistemdeki iki farklı sönüm elemanı da, aracın sürüş konforunu ve yol tutuşunun arttığını belirtmiştir. Bu nedenle bu çalışmada, sönüm ve yay elemanlarının durumu değiştirilerek, farklı yol ve sürüş şartlarında, aracın sürüş konforunun ve yol tutuşunun arttığı elde edilmiştir.

Farklı damper ve yay alanları arasındaki aktarma selonoid valf tarafından sağlanmaktadır. Sistem üzerinde damper etkisi veren elemanlar arasında bulunan selenoid valf açıkken düşük sönümleme, kapalı konumdayken ise yüksek sönümleme elde edilir. Benzer şekilde yay etkisi veren elemanlar arasında bulunan selenoid valf ve iki adet akümülatör kullanıldığında, sistemde daha yumuşak yay etkisi elde edilmektedir. Bu selenoid valf kapatıldığında sistemde tek bir akümülatör aktif durumda olacağından daha sert yay etkisi elde edilmiş olur. Ayrıca bu sistem ile aracın yüksekliği de ayarlanabilmektedir.

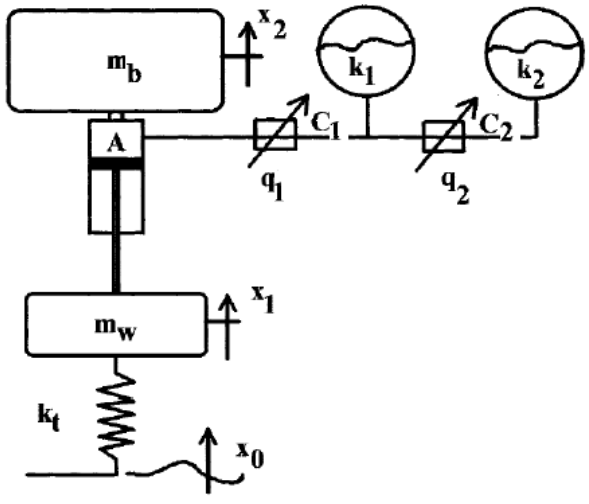


Şekil 2.13. İki duruma ayarlanabilir yarı aktif HPS sistemi

El-Tawwab (2001)'ın yapmış olduğu çalışmada, gelişmiş HPS sistemini değerlendirmiş olup, klasik HPS sitemi ile iki akümülatörlü HPS sistemini karşılaştırmıştır. Bunlara ait şekiller sırasıyla Şekil 2.14.'te ve Şekil 2.15.'te gösterilmiştir. Şekillerde m_b yaylanan kütleyi, m_w yaylanmayan kütleyi, A pistonun çapını, k_t lastik direngenlik katsayısını, q_1 birinci akümülatöre giden akışkanın debisi,q_2 ikinci akümülatöre giden akışkanın debisi, C_1 birinci akümülatörün sönüm katsayısını, C_2 ikinci akümülatörün sönüm katsayısını, k_1 birinci akümülatörün direngenlik katsayısını, k_2 ikinci akümülatörün direngenlik katsayısını, x_0 yol girdisini, x_1 yaylanmayan kütlenin düşey yöndeki hareketini, x_2 yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketini ifade etmektedir.

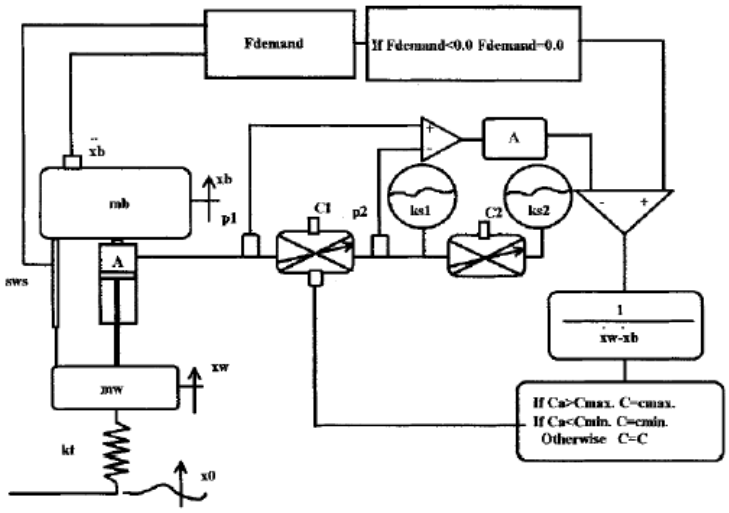


Şekil 2.14. Pasif HPS sisteminin çeyrek taşıt modeli (El-Tawwab, 2001)



Şekil 2.15. İki akümülatörlü HPS sisteminin çeyrek taşıt modeli (El-Tawwab, 2001)

Bu çalışmada yarı aktif HPS sistemi, iki akümülatörlü HPS sistemi üzerinde yapılan değişiklikler sonucu elde edilmiştir. Yarı aktif HPS sisteminin genel yapısı Şekil 2.16.'da gösterilmiştir.

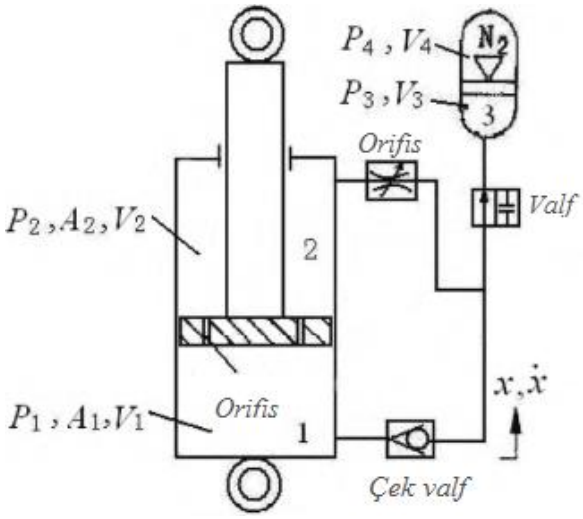


Şekil 2.16. Yarı aktif HPS sistemi (El-Tawwab, 2001)

İkiz akümülatörlü HP süspansiyon çeyrek taşıt modeli için rastgele yol profil girişi ile benzetimleri yapılmıştır. Gövdenin ivme değerinin ortalama karekökü, süspansiyon deplasmanı ve lastik yükleri hesaplanmıştır. Orifis valfi açıklıkları değiştirilerek farklı benzetimler tekrar edilmiş, gövde sıçraması ve teker zıplama frekansları yüksek direnç kuvvetlerinin gerekliliği belirtilmiştir. 1.5-8 Hz Frekans aralıklarında dinamik lastik yükleri ve gövdenin ivme sonuçları geliştirilmiştir. Ayrıca benzetim sonuçlarına göre, ilk damperin açıklıkları ayarlanarak en iyi sürüş konforu elde edilmiştir. Buna göre ikiz akümülatör süspansiyon sistemi, konvensiyonel HP süspansiyon sistemine göre daha iyi performans göstermiştir. Sonuç olarak yarı aktif HP süspansiyon sistemi, tüm süspansiyon sistemleri içinde en iyi sonuçları vermiştir.

Zhu (2009)'nun yapmış olduğu çalışmada, ayarlanabilir damper ile bir HP süspansiyon modeli geliştirilmiştir. Daha sonra HP süspansiyonun çıkış kuvvet karakteristiklerinin parametrelerindeki değişikliklerin etkileri incelenmiştir. HP süspansiyon sisteminin yapısı Şekil 2.16.'da gösterilmiştir. Bu çalışmada, piston ve silindir arasındaki sürtünme ve yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edilmiştir. P_1 piston odasının basıncını, A_1 pistonun alanını, V_1 piston odasının hacmini, P_2 rot kısmın basıncını, A_2 rotun alanını, V_2 rot kısmın hacmini, P_3 akümülatörün yağ odasının basıncını, V_3 akümülatörün yağ odasının hacmini, P_4 akümülatörün azot odasının

basıncını, V_3 akümülatörün azot odasının hacmini, x yaylanan kütlenin deplasmanını ifade etmektedir.



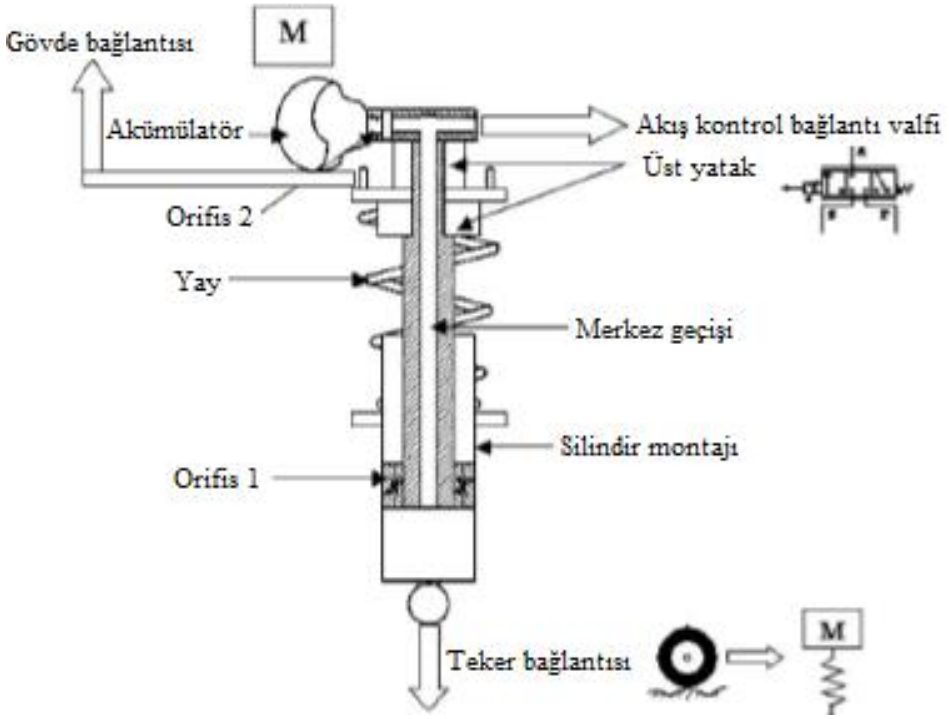
Şekil 2.17. HPS sistemi (Zhu, 2009)

İncelenen parametreler, akümülatörün başlangıç hacmi ve basıncı, valflerin sayısı ve alanı, kısıcı valfin çapı ve giriş değerleridir. Yapmış olduğu bu çalışmanın sonucunda, başlangıç basıncı artarken, deplasman ve çıkış hız eğrileri yukarı doğru yönelmiş ve eğrilerin şekillerinde değişme olmamıştır. Sıkışma durumunda başlangıç hacminin etkisi önemli bir parametredir. Ayrıca orifislerin sayısı ve çaplarındaki azalma, süspansiyon kuvvetlerini artırır. Ayarlanabilir valfin çapı küçük olduğunda, çıkış kuvvetindeki değişim büyük olur. Buna ek olarak, sinüsodial giriş çıkış kuvvetinin deplasman karakteristiğini ve hızını etkiler. Giriş frekansı ve genliğindeki artış, çıkış kuvvetinde önemli ölçüde artışa yol açtığını gözlemlemiştir.

Purdy ve ark. (2005)'nın yapmış olduğu çalışmada, HPS sisteminin matematiksel modeli türetilmiş ve benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği ve HPS sistemi bileşenlerinin uygunluğu modellenmiştir. Yaylı orifis valfler damper olarak kullanılmıştır. Ayrıca piston ve silindir arasındaki sürtünme ihmal edilmiş olup, sistemin benzetimlerinde sayısal sorunlar yaşanmaması için, sistemin hareket denklemleri türetilirken piston kütlesi de ihmal edilmiştir. Süspansiyon sistemi, sekiz serbestlik dereceli, altı tekerlekli araca dahil edilmiş ve son olarak farklı arazi girdileri için optimum orifis çapı bulunmuştur.

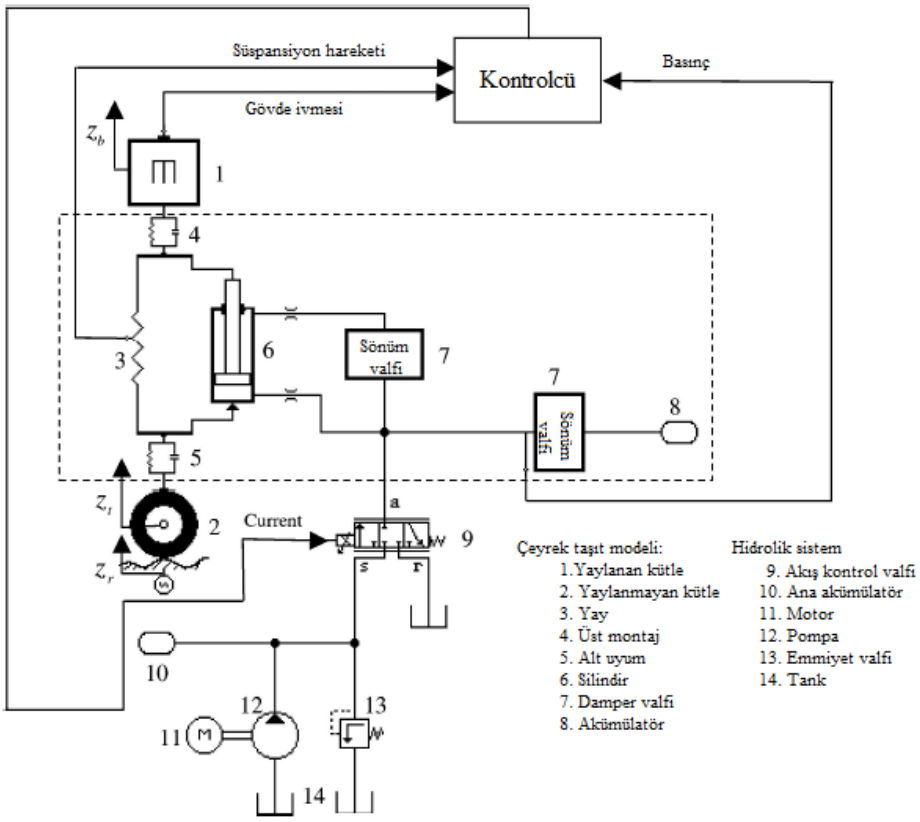
Gao ve ark. (2006)'nın yapmış olduğu çalışmada, HPS sisteminin kontrolü incelenmiştir. Sistem, HP süspansiyon ve doğrusal olmayan bir valften oluşmaktadır.

HPS sistemi ve üç yönlü akış kontrol valfi, güçlü akış benzetim yazılımı Bathfb ile modellenmiştir. HPS sistemi ve valf yapıları, Şekil 2.18.'de gösterilmiştir. Bu çalışmada, HPS modeli elde edilmiş ve HPS modelleme detayları içeriğinde verilmiştir.



Şekil 2.18. HPS sistemi ve akış kontrol valfi (Gao ve ark., 2005)

Oransal valf dinamikleri deneysel bir çalışma ile belirlenmiştir. Ayrıca aktif süspansiyon kontrolünde pompa, hidrolik depo, ana akümülatör ve basınç kontrol valfi kullanılmıştır (Şekil 2.19.). Model kurulduktan sonra taşıt testleri yapılmıştır. Harmonik sinüs ve rasgele yol profil girişleri uygulanmıştır. Sisteme ait model doğrusallaştırılıp, kontrol uygulamalarında kullanılacak hale getirilmiştir. Bu çalışmada oluşturulan kontrolcünün, bozucu girdilere karşı gövdeyi dengelemesi amaçlanmıştır. Maliyet fonksiyonu, süspansiyon ve lastik düşey hareketi, gövdenin ivmelenmesi ve sisteme verilen girdiler dikkate alınarak kurulmuştur. Modelde süspansiyonun düşey hareketini kontrol etmek için PID kontrolör tasarlanmıştır. Tasarlanan bu denetçiler, modelde kullanılmak için elde edilmiştir. Bu yayında valf bant genişliği, valf ölü bantı ve yakıt tüketimi gibi diğer pratik konular da incelenmiştir.

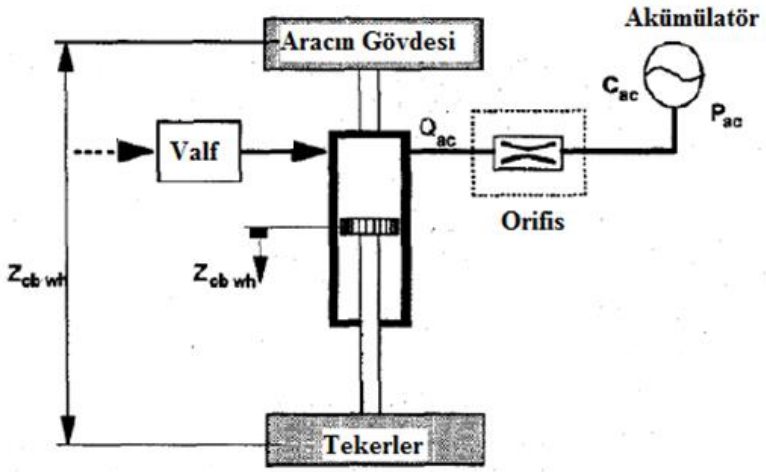


Şekil 2.19. Aktif süspansiyon sistemi (Gao ve ark., 2005)

Simisinki (2010)'nin yapmış olduğu çalışmasında, HP süspansiyon modelini 8 tekerlekli zırhlı aracın dinamik modeline entegre edilmiştir. Aracın dinamiklerini ve performansını incelemek için çeşitli benzetimler yapılmıştır. Benzer şekilde, Ryu ve ark. (2006)'da yapmış oldukları çalışmalarında, paletli askeri aracın çoklu gövde dinamiği esasına göre kurulan dinamik modeline, burulma çubuğu ve HP süspansiyon sistemi entegre edilmiş ve çeşitli benzetimler yapılmıştır.

Becker ve ark. (1996) bu çalışmasında kurmuş oldukları aktif HPS sistemi, otobüsün gövde hareketinin kontrolü için tasarlanmıştır. HPS modeli ile elde edilen yayın yer değiştirmesi ve kuvvet değerleri, deneysel olarak ölçülmüş ve doğruluğu ispatlanmıştır. Araçta kullanılan HP süspansiyon sistemi, Şekil 2.20.'de gösterilmiştir. Kontrolör, gövdenin yalpa hareketini, yunuslama hareketini ve yüksekliğini ölçmek için tasarlanmış olup, bu parametreler optimizasyonla elde edilmiştir. Otobüs çift şerit değiştirme manevrası ile test edilmiş ve kontrollü süspansiyon ile daha iyi bir sürüş güvenliği elde edilebilir olduğu gösterilmiştir. Bu nedenle aracın yol tutuş güvenliği, otobüse entegre aktif süspansiyon sistemi ile geliştirilmiştir. Şekilde Z_{cb} araç gövdesi ile teker gövdesinin arasındaki uzaklığı, Z_{cb} pistonun düşey eksendeki hareketini, Q_{ac}

akümülatöre giden akışkanın debisini, C_{ac} akümülatör sönüm katsayısını, P_{ac} akümülatörün basıncını ifade etmektedir.



Şekil 2.20. HPS sistemi (Becker ve ark., 1996)

Joo (1991)'nun yapmış olduğu tezde, HP süspansiyon sisteminin ayrıntılı bir modeli kurulmuştur. Daha sonra kurmuş olduğu matematiksel modellerle, darbe ve titreşim sönüm kabiliyetlerini incelenmiştir. HP süspansiyon modeli, yedi serbestlik dereceli paletli askeri araca entegre edilmiştir. Elde edilen modelde darbe ve titreşim kabiliyetleri ölçülmüştür. Joo yapmış olduğu bu çalışmasında, HP süspansiyon modelinin titreşim ve darbe yalıtımı konularında geleneksel süspansiyonlardan daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmiştir.

Cao (2008)'nun yapmış olduğu tez çalışmasında, tek ve çift akümülatörlü HPS sistemlerini, yalpa ve yunuslama dinamiklerini birbirine bağlantılı olarak gözlemlemek için modeller kurulmuştur. Aracın sıçrama, yalpa, yunuslama ve sapma hareketleri incelenmiştir. Bu çalışmada, HPS sistemine sahip araçlar da sürüş ve yol tutuş performansının artığını göstermiştir.

Sarami (2009)'nin yapmış olduğu tez çalışmasında, traktöre ait yarı aktif süspansiyon sisteminin geliştirilmesi hedeflenmiştir. Traktöre ait arka aks süspansiyon sistemi, HPS olup yarı aktif kontrol sistemi ile donatılmıştır. Sistemin matematiksel modeli çıkartılıp MATLAB/Simulink ortamında kurulmuştur. Ayrıca modele ait testler yapılmış, bu testle ile benzetim sonuçları karşılaştırılmış ve doğruluğu sınanmıştır. Model de arka aksa ait HPS sistemi, hem pasif hem de yarı-aktif durum için deneysel sonuçları alınmış olup sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda,

traktörün sürüş konforunda önemli gelişme gösterdiği, traktör gövde ivmelenmelerinde ortalama %13 kadar azalma olduğu görülmüştür. Buna ek olarak traktörün dinamik lastik kuvvetinin ortalama %6 azaldığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, traktöre ait süspansiyonunun genel performansı, geliştirilen yeni süspansiyon sistemi kullanılarak artmıştır.

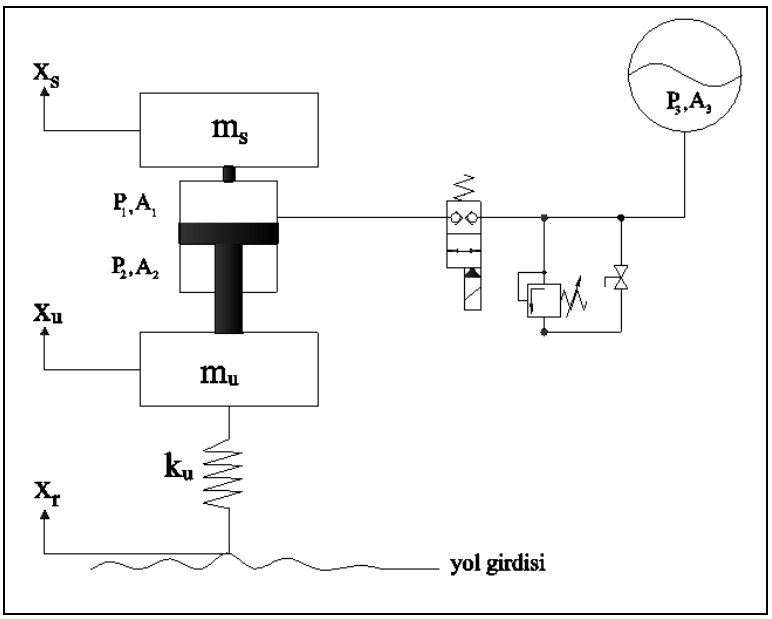
Ayman (2001)'ın yapmış olduğu tez çalışmasında, HPS sistemlerine sahip araçların teorik ve deneysel çalışmaları üzerinde durulmuştur. HPS sitemine ait ÇTM kurulmuş, belirlenen sınırlarda yol tutuş ve sürüş konforunu artırmak için çalışmalar yapılmıştır. ISO'ya bağlı kalarak gövdenin ivmelenmesi, dinamik lastik kuvvetleri ve süspansiyon çalışma alanını optimize etmek için çalışmalar yapılmıştır. Aktif HPS sistemi için Labview ortamında kontrolcüsü tasarlanmıştır. Sonuç olarak yapmış olduğu bu tezde kurulan matematiksel modeller ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar kıyaslanmış ve aktif HPS sisteminin makul çalışma sınırlarında olması için çalışmaları sürmektedir.

Literatürde HPS ve mekanik süspansiyon sistemleri optimizasyonu üzerine yapılan birçok çalışma mevcuttur. Genelde optimizasyon çalışmaları, yol tutuşu, sürüş güvenliği ve sürüş konforu göz önüne alınarak yapılmıştır. Literatürde optimizasyon işlemi için birçok yöntem mevcuttur. Likaj ve ark.'nın (2010) yapmış olduğu çalışmada farklı optimizasyon yöntemlerini kıyaslayarak performanslarını değerlendirmiştir. Yine Khot ve ark.'nın (2012) çalışmasında farklı optimizasyon yöntemlerinden faydalanılarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar ve literatürde incelenen birçok çalışma da Genetik Algoritmanın (GA) diğer optimizasyon yöntemlerine göre global optimum değerine daha yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Literatürde yapılan birçok çalışmada kullanılan amaç fonksiyonları farklılık göstermektedir. Li ve ark.'nin (2010) yapmış olduğu çalışmada amaç fonksiyonu olarak RMS kullanmış olup, sürüş konforunu ve yol tutuşu artıracak yönde çalışmalar yapmıştır. Segla ve ark.'nın (2007) yapmış olduğu ÇTM optimizasyonunda amaç fonksiyonu olarak ivme değerinin mutlak ifadesinin integrali alınmış ve bu değeri optimize etmişlerdir. Yapılan literatür taramasında genellikle ISO 2631'e bağlı kalarak ivme değeri hesaplatılmış ve optimize edildiği gözlenmiştir. Tez kapsamında gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasında sürüş konforunu arttırmak hedeflenmiştir. Bunun içinde fiziksel sisteme uygun olacak şekilde kısıtlar belirlenmiştir.

3. MATERYAL VE METOD

Titreşime dayalı bir araç modeli kurma işleminde, kurulması hedeflenen sistemin içerdiği komponentler ve sistemin serbestlik derecesinin belirlenmesi en önemli adımdır. Şayet taşıt modeli ile sadece zemin düzlemine dik yöndeki eksende titreşimler incelenecek ise, basit bir model seçimi tercih edilir. Literatürde bu tip çalışmalar için çeyrek araç modeli diye belirtilen modeller kullanılmaktadır.

Bu tez kapsamında incelenen hidropnömatik süspansiyon sistemi hidrolik silindirler, akümülatörler ve hidrolik valflerden oluşmaktadır (Şekil 3.1.). Klasik süspansiyon sitemlerindeki damper ve yay etkisi, hidropnömatik süspansiyon sisteminde sırasıyla hidrolik silindir ve akümülatörler tarafından sağlanmaktadır. Bu çalışmada, doğrusal olmayan elemanlarıyla birlikte HPS sisteminin matematiksel modeli çıkarılmış olup, MATLAB/Simulink ortamında 1/8 taşıt modeli kurulmuş ve benzetimleri gerçekleştirilmiştir.

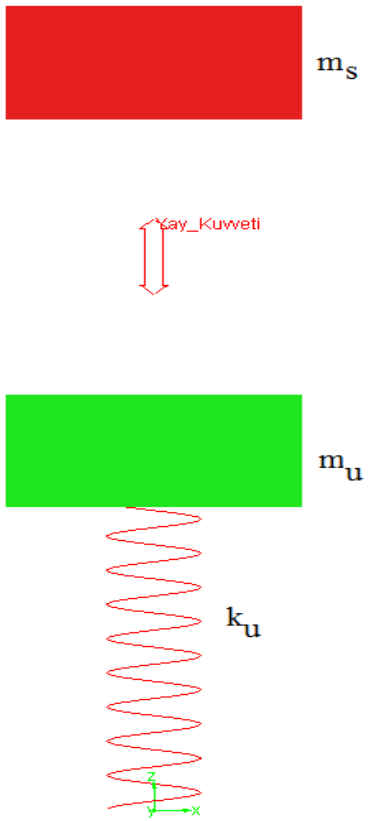


Şekil 3.1. Hidropnömatik süspansiyon sistemi ve 1/8 taşıt modeli

Araç-yol etkileşimini incelemek üzere yapılacak bilgisayar benzetimlerinde, literatürde yaygın olarak kullanılan ISO normunda belirtilen yol düzgünsüzlüğü kullanılmıştır.

Modelin dinamik hareketini gözlemlemek ve çoklu gövde dinamiği esaslarına göre MSC ADAMS/Car yazılımı ortamında kurulacak olan tüm araç modeline

geçmeden önce, kullanılan HPS Sistemine ilişkin serbest cisim diyagramları ile elde edilen denklemlerin uygulanabilirliği sınamak için MSC ADAMS/View ortamında 8x8 aracın 1/8 modeli kurulmuştur. Ayrıca Simulink ve MSC ADAMS/View modelleri birbirinden bağımsız olarak çözdürülerek sonuçlar irdelenmiştir. Sonuçların birebir örtüştüğü tespit edilerek modelin doğruluğu ve kullanılabilirliği pekiştirilmiştir. MSC ADAMS/View ortamında kurulan modele ilişkin görsel Şekil 3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. MSC ADAMS/View 1/8 Taşıt Modeli

Aracın Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) verileri referans alınarak, MSC ADAMS/Car ortamında hareketli uzuvlar ve aralarında tanımlanan uygun sınır şartları ile dinamik sistem benzetim modeli kurulmuştur (Şekil 3.3.). Hareketli uzuvlar, ilgili lokasyonlar arasında parametrik geometriler (link, silindir, üçgen kol, vs.) ile oluşturularak, ileride yapılacak olan optimizasyon çalışmalarına parametrik bir alt yapı hazırlanması amaçlanmıştır. BDT verisi üzerinden referans alınan kütle ve atalet bilgileri oluşturulan parametrik uzuvlar üzerine tanımlanarak, modelin benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan 8x8 araç modeli, standartlara uygun benzetimlerin gerçekleştirilmesiyle ilgili yerlerdeki hareketler incelenmiştir. Lastik üreticisinden

alınan parametrelerle birlikte, uygun boyutlarda Pacejka (PAC2002) lastik modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.3. MSC ADAMS/Car Modeli

Tez kapsamında son olarak, HPS sisteminin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon yöntemi olarak, MATLAB bilgisayar programından faydalanılarak genetik algoritma kullanılmıştır. Genetik algoritmalarla çözüm; seçim yönteminde, çaprazlama yönteminde ve popülasyon büyüklüğünde yapılan değişikliklerle test edilmiştir. Genetik algoritmaların optimum ya da optimuma yakın sonuçlar vermesinin yanında, karar vericiye farklı alternatif çözümler sunarak, bunlardan birini tercih etme esnekliği sağladığı görülmüştür. Genetik algoritma kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmasından elde edilen sonuçlar, prototip olarak üretilen aracın üzerinde yapılması planlanan iyileştirme sırasında kullanılacaktır.

4. 1/8 TAŞIT MODELİ

Bir araç genel olarak dört ayrı teker üzerine konumlandırıldığı için, diğer tekerleklerden gelecek olan yanal etkiler göz önüne alındığında, üç boyutlu bir modelleme gerekliliği düşünülebilir. Ancak, konfor parametreleri incelenmek istenildiğinde daha çok, yoldan gelebilecek düşey etkiler ön plandadır. Bundan dolayı aracın sadece dörtte birlik bir modelinin üzerinden yola çıkılması gerçeğe yakın sonuçlar verebilmektedir.

Bir çeyrek araç modeli, aracın dörtte birini ifade eder. Yoldan gelen bozucu girdilerle, asılı olan ve asılı olmayan kütlelerin düşey yöndeki dinamiğini içeren 2 serbestlik dereceli modellerdir. Literatürde 4 tekerlekli araçlar için yaygın olarak çalışma bulunmaktadır. 4 tekerlekli araçlarda sürüş karakteristiği hesapları yapılırken, aracın enine ve boyuna simetrik olmasından faydalanılarak 2 serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli yaygın olarak kullanılmaktadır (Demir, 2004). Çeyrek taşıt modelini kullanırken bazı kabuller ve serbestlik dereceleri ihmal edilmektedir. Bu tez çalışmasında, modeli kurulması hedeflenen araçta 4 dingil bulunmasından dolayı 1/8 taşıt modeli kurulmuş ve benzetimleri gerçekleştirilmiştir.

Bu bölümde, Newton'un ikinci yasası kullanılarak klasik kütle-yay-damper sistemi için hareket denklemleri elde edilmiştir. Kurulan modele özgü olan HPS sisteminin matematiksel modeli yine Newton'un ikinci yasasına göre hareket denklemleri çıkarılıp benzetimleri yapılmıştır.

4.1. Newton'un İkinci Yasası

Eylemsiz bir referans sisteminde, bir parçacık üzerindeki net kuvvet onun çizgisel momentumunun zaman değişimi ile orantılıdır.

$$F = \frac{d(mv)}{dt} \tag{4.1}$$

Momentum (mv), kütle ile hızın çarpımına eşittir.

Kuvvet ve momentum vektörel nicelikler olduğundan, net kuvvet cisim üzerine etki eden tüm kuvvetlerin vektörel toplamı ile bulunur.

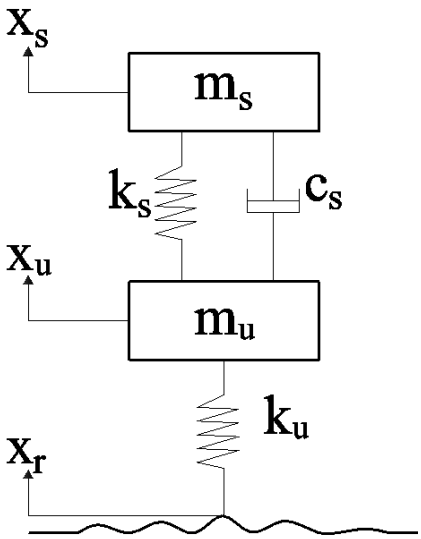
Bu yasa sıklıkla şu şekilde ifade edilir;

$$\sum \vec{F} = m.\vec{a} \qquad (4.2)$$

Bir cisme etki eden bileşke kuvvet, cisme kuvvet doğrultu ve yönünde kütlesiyle doğru orantılı bir ivme kazandırır.

4.1.1. Newton'un ikinci yasasının 1/8 araç modeline uygulanışı

Tez çalışmasına konu olan 8x8 araca Newton'un ikinci yasasını uygulayacak olursak;

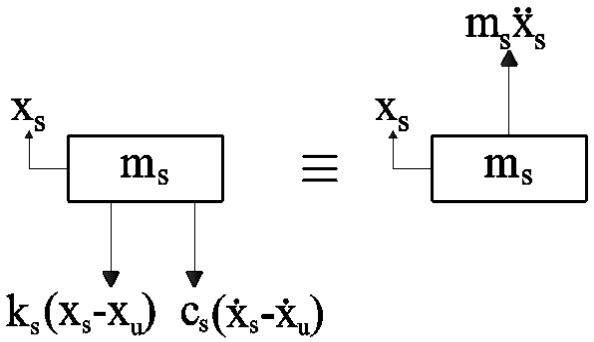


Şekil 4.1. Sistemin çeyrek taşıt modeli

Sistemin matematik modelli çıkartılırken, statik denge konumundan başlanılmıştır. Şekil 4.1.'de yer verilen pasif süspansiyonlu 1/8 araç modelinde, x ekseninde yukarı ve aşağı yönde etki eden F_s kuvvetini bu denklemlere dâhil edersek, denklem aşağıdaki gibi elde edilmiş olur. Burada x_s yaylanan kütlenin düşey eksendeki hareketini, x_u yaylanmayan kütlenin düşey eksendeki hareketini, x_r yol girdisini, m_s yaylanan kütleyi, m_u yaylanmayan kütleyi, k_s süspansiyonun direngenlik katsayısını, k_u lastiğin direngenlik katsayısını, c_s süspansiyonun sönüm katsayısını ifade etmektedir.

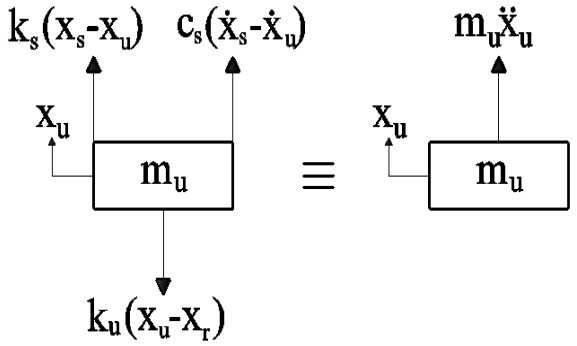
Bu bağlamda serbest cisim diyagramı oluşturulan modele, Newton'un ikinci kanunu uygulanarak diferansiyel hareket denklemleri elde edilebilir.

Yaylanan kütlenin serbest cisim diyagramı $x_s > x_u$ ifadesi göz önüne alınarak çizilirse;



Şekil 4.2. Yaylanan kütle için ait serbest cisim diyagramı

Yaylanmayan kütlenin serbest cisim diyagramı $x_u > x_r$ ifadesi göz önüne alınarak çizilirse;



Şekil 4.3. Yaylanmayan kütle için ait serbest cisim diyagramı

Serbest cisim diyagramındaki ifadeler düzenlenirse denklemlerin son hali aşağıdaki gibi olur.

$$\sum F = m \,.\, a \tag{4.3}$$

$$m_s\ddot{x}_s = k_s\left(x_u - x_s\right) + c_s\left(\dot{x}_u - \dot{x}_s\right) \tag{4.4}$$

$$m_u\ddot{x}_u = k_u\left(x_r - x_u\right) - k_s\left(x_u - x_s\right) - c_s\left(\dot{x}_u - \dot{x}_s\right) \tag{4.5}$$

1/8 araç modelinin parametreleri;

$m_u =$ Aks kütlesi

$m_s =$ 1/8 Gövde kütlesi

$k_u =$ Lastik sertlik katsayısı

$k_s =$ Yay sertlik katsayısı

Durum değişkenleri;

$$x_1 = x_s \tag{4.6}$$

$$x_2 = \dot{x}_s \tag{4.7}$$

$$x_3 = x_u \tag{4.8}$$

$$x_4 = \dot{x}_u \tag{4.9}$$

olarak yazılırsa, durum değişken denklemleri aşağıdaki gibi olur. Hareket denklemleri üzerinden yola çıkılarak, aşağıdaki durum denklemleri elde edilip durum uzayı matrisleri oluşturulabilir (Palm, 2010). Bu işlem sonucunda ikinci dereceden iki denklem, birinci dereceden dört farklı denkleme dönüştürülmüştür.

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{4.10}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_s}[-k_s x_1 - c_s x_2 + k_s x_3 + c_s x_4] \tag{4.11}$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \tag{4.12}$$

$$\dot{x}_4 = \frac{1}{m_u}[k_s x_1 + c_s x_2 + k_u x_r - x_3(k_s + k_u) - c_s x_4] \tag{4.13}$$

Durum uzay denklemlerini standart formunda yazarsak;

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu \tag{4.14}$$

denklemlerinden elde edilen durum uzay matrisleri aşağıdaki gibi olur.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_s + k_u}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix} \tag{4.15}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_u}{m_u} \end{bmatrix} \tag{4.16}$$

$$Y = Cx + Du \tag{4.17}$$

U, sistem girdisi aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

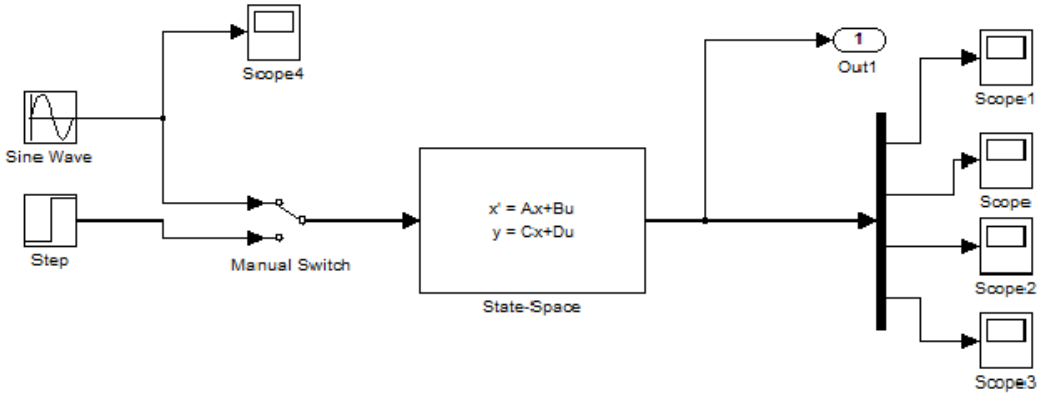
$$U = x_r \tag{4.18}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{4.19}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.20}$$

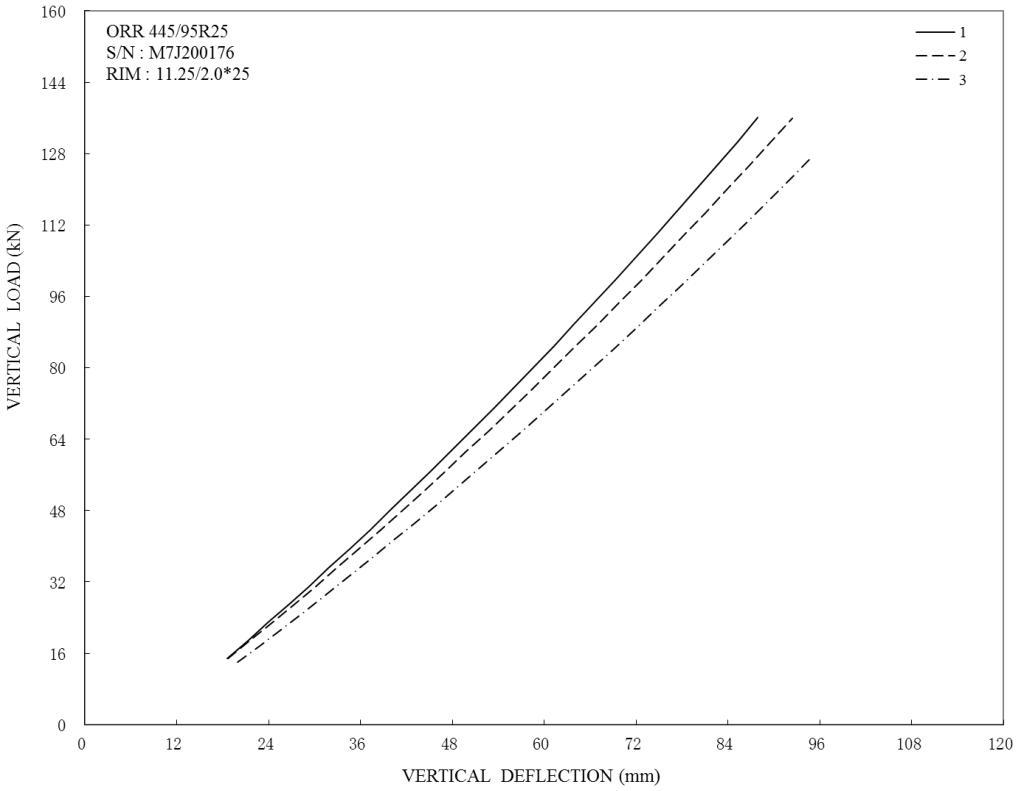
4.2. 1/8 Taşıt Modelinin MATLAB Ortamında Kurulması

1/8 araç modelinin matematiksel ifadesi MATLAB/Simulink ortamında kurulmuştur. Kurulan bu modelde benzetimler yapılmıştır.



Şekil 4.4. MATLAB ortamında kurulan klasik kütle yay damper modeli

Tablo 4.1'de görüldüğü üzere, MATLAB modelinde kullanılan kütleler sisteme ait fiziksel büyüklüklerden alınmıştır. Süspansiyon sistemine ait yay ve sönüm katsayıları, benzer çalışmalardan yararlanılarak alınmıştır. Bu projede kullanılacak lastiklerin üretici firmasından, araç dinamiğine etkisi bulunan lastik yay katsayısının hesaplanılması talep edilmiştir. Gönderilen deney sonuçları aşağıda sunulmuştur.



Şekil 4.5. Yay deplasman-yük grafiği

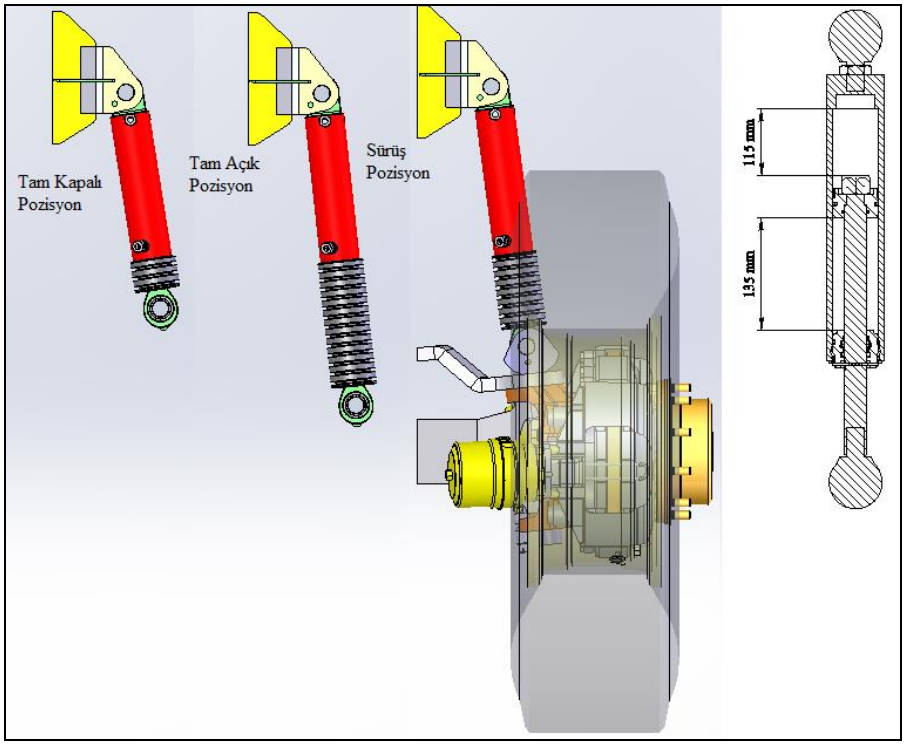
Tablo 4.1. Mekanik süspansiyon benzetimleri için kullanılan tipik parametreler

m_s	Yaylanan Kütle	5200 kg
m_u	Yaylanmayan Kütle	800 kg
k_s	Süspansiyon Sisteminin Yay Katsayısı	$430x10^3$ N/m
c_s	Süspansiyon Sisteminin Sönüm Katsayısı	$20x10^3$ Ns/m
k_t	Lastik Yay Katsayısı	$1.636x10^6$ N/m

4.3. 1/8 Hidropnömatik Süspansiyon Sisteminin Matematiksel Modellenmesi

HPS sisteminin kuvvetlere ait matematiksel ifadeleri sunulmuştur. Bu kuvvetler, yay ve sönümleyici olmak üzere iki farklı etkinin toplamı şeklinde modellenmiştir. Sonrasında 1/8 taşıt modeli üzerinde bu kuvvetler uygulanmıştır. Sunulan model ve benzetimlerde, aracın sağ-sol süspansiyonlarına aynı yol girdisi etki etmektedir.

Şekil 4.6.'da sunulan HPS silindirinin toplam hareket aralığı 0.25 m olup, statik denge konumda yine Şekil 4.6.'da gösterildiği haliyle yer almaktadır.



Şekil 4.6. HPS süspansiyon silindirinin pozisyonları ve statik denge konumu

Statik denge durumdaki süspansiyon silindirinin düşey yönde yukarıya doğru hareketi 115 mm, aşağı doğru 135 mm bir hareket imkânı bulunmaktadır.

Akümülatördeki hacim değişimi için;

$$V_3 = \left[V_{3_0} + A_p \left(x_s - x_u \right) \right]^n \tag{4.21}$$

Buradaki V_{30} statik denge konumundaki akümülatörün içindeki havanın hacmini, Ap piston alanını, n politropik gaz sabitini ifade etmektedir. Politropik üs çok yüksek çalışma basınçlarında ve çok düşük çalışma sıcaklıklarında genelde 1.4 ve daha fazlası alınabilir. Bundan dolayı yapılan çalışmada, yaygın olarak kullanılan ve doğru sonuçlara yaklaşan 1.3 kullanılmıştır (Bauer, 2011). x_s ve x_u süspansiyonun araç üzerinde bağlı olduğu noktaların (1/8 taşıt modelinde sırasıyla asılı ve asılı olmayan kütlelerin pozisyon değişkenleri) statik denge konumu etrafındaki pozisyonlarını ifade etmektedir. Akümülatördeki basınç değişimi için ilk olarak statik denge durumundaki basıncın hesaplanması gereklidir. Bu ifade aşağıda sunulmuştur.

$$P_{3_0} = P_{atm} + \frac{m_s g}{A_p} \tag{4.22}$$

Buradaki P_{atm} atmosfer basıncını, g yerçekimi ivmesini ifade etmektedir. Adyabatik gaz kanunu aşağıdaki ifadeler elde edilmektedir.

$$P_3 \; V_3^n = P_{3_0} \; V_{3_0}^n \tag{4.23}$$

$$P_3 \; = P_{3_0} \left(\frac{V_{3_0}}{V_3} \right)^n \tag{4.24}$$

Buradan V_3 ifadesi yerine yazılırsa;

$$P_3 = \frac{P_{3_0} V_{3_0}^n}{\left[V_{3_0} + A_p \left(x_s - x_u \right) \right]^n} \tag{4.25}$$

ifadesi elde edilir. Buradan P_{30} ifadesi yerine yazılırsa;

$$P_3 = \frac{\left[\frac{m_s g}{A_p} + P_{atm}\right] V_{3_0}^n}{\left[V_{3_0} + A_p\left(x_s - x_u\right)\right]^n} \tag{4.26}$$

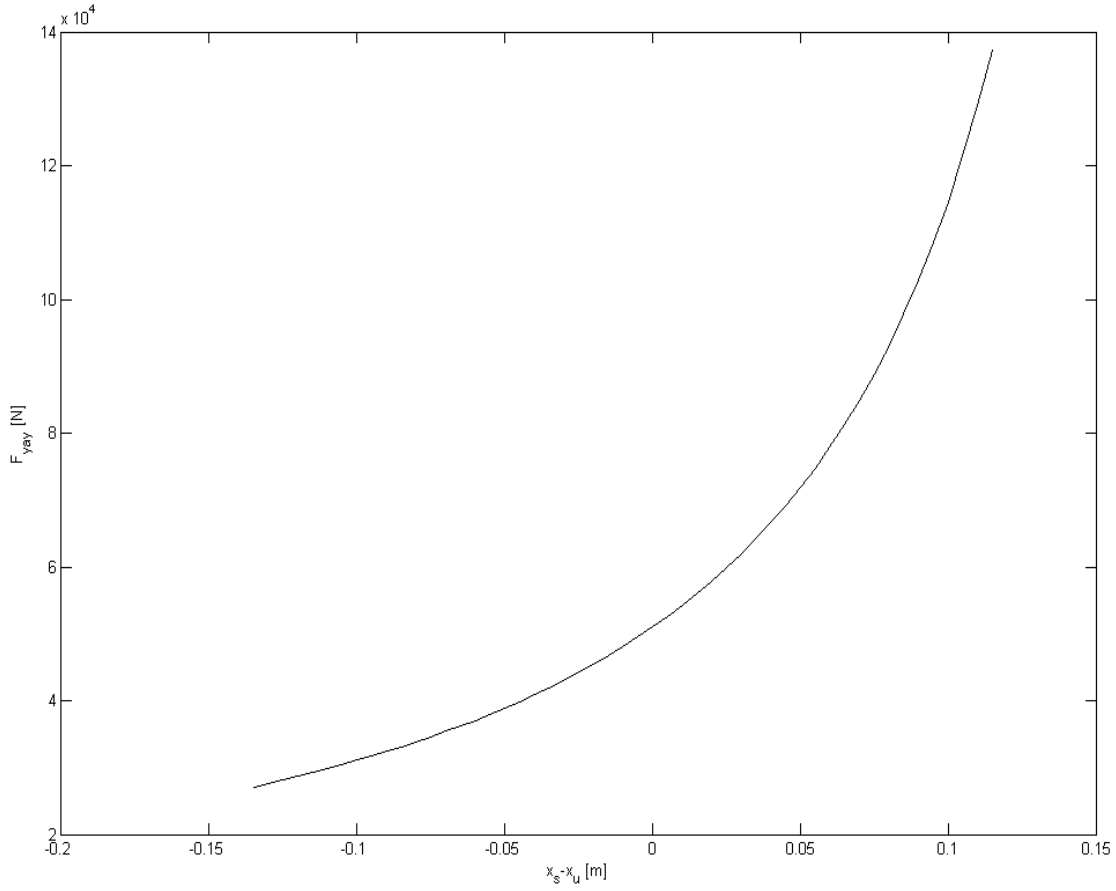
ifadesi elde edilir.

HPS'de piston pozisyonuna bağlı değişen kuvvet yay etkisi olarak belirtilmiş ve aşağıdaki ifade ile tanımlanmıştır.

$$F_{yay} = P_3 A_p \tag{4.27}$$

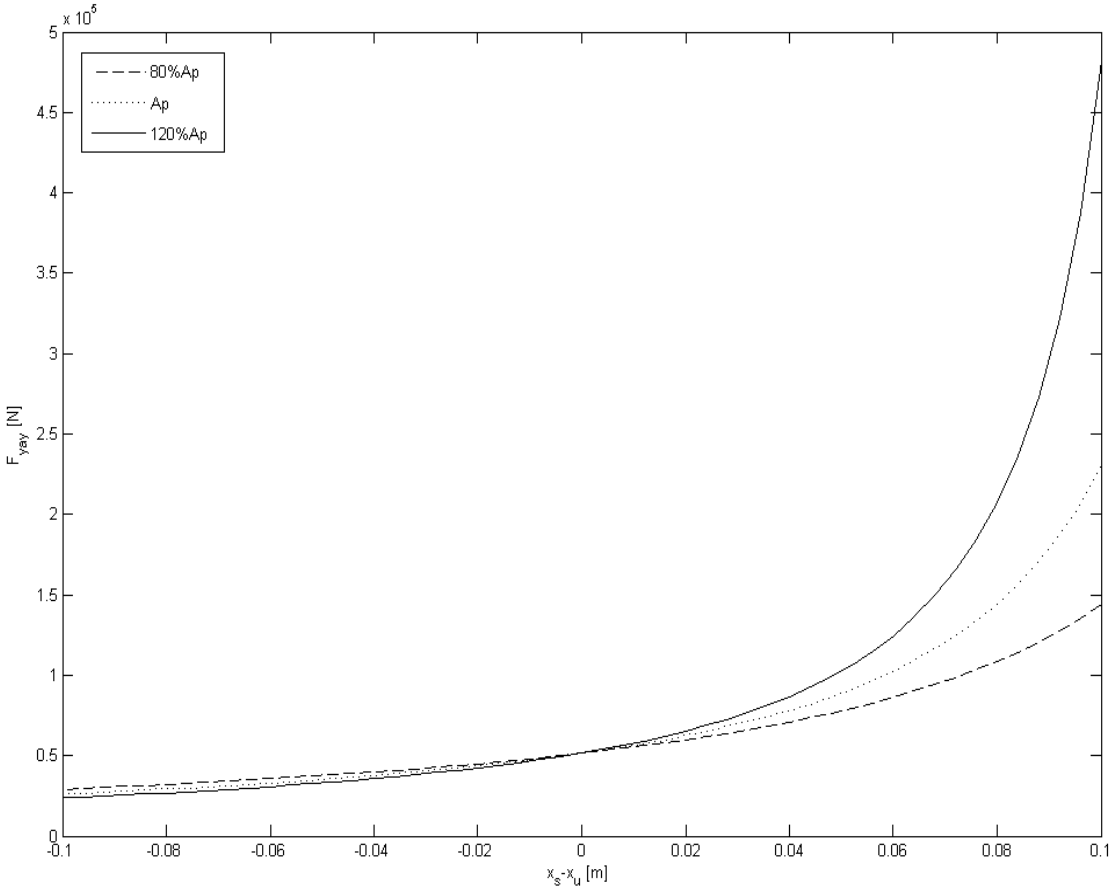
$$F_{yay} = \frac{\left[m_s g + P_{atm} A_p\right] V_{3_0}^n}{\left[V_{3_0} + A_p\left(x_s - x_u\right)\right]^n} \tag{4.28}$$

Elde edilen ifade kullanılarak F_{yay} kuvvetinin deplasmana bağlı grafiği aşağıda verilmiştir.

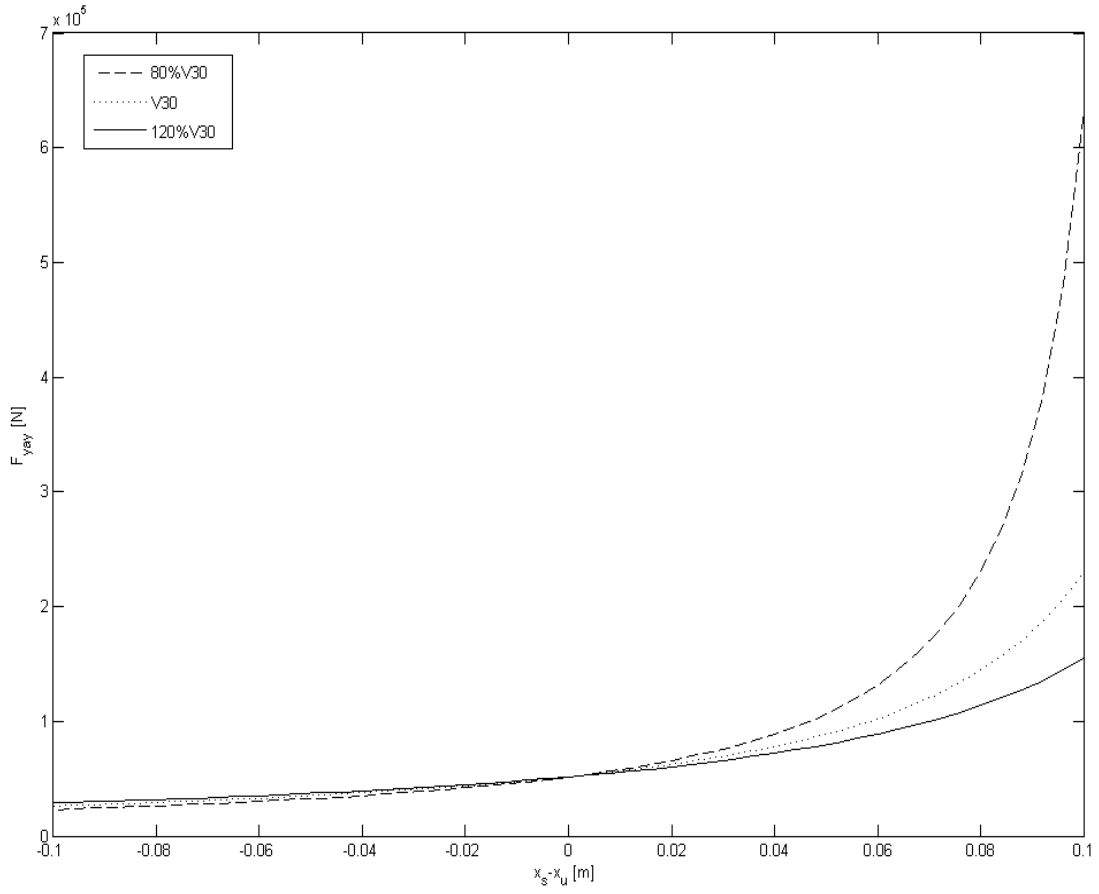


Şekil 4.7. Gaz kuvvetinin değişimi

Sistemin fiziksel parametreleri göz önüne alınarak F_{yay} kuvvetinde meydana gelen değişimler irdelenmiştir. Bu parametrelerin başında silindirin piston çapı ve akümülatördeki gazın statik durum hacmi gelmektedir. Farklı A_p ve V_{30} için F_{yay} kuvvetindeki değişimler incelenmiş ve grafikleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.8. Gaz kuvvetinin değişimi



Şekil 4.9. Gaz kuvvetinin değişimi

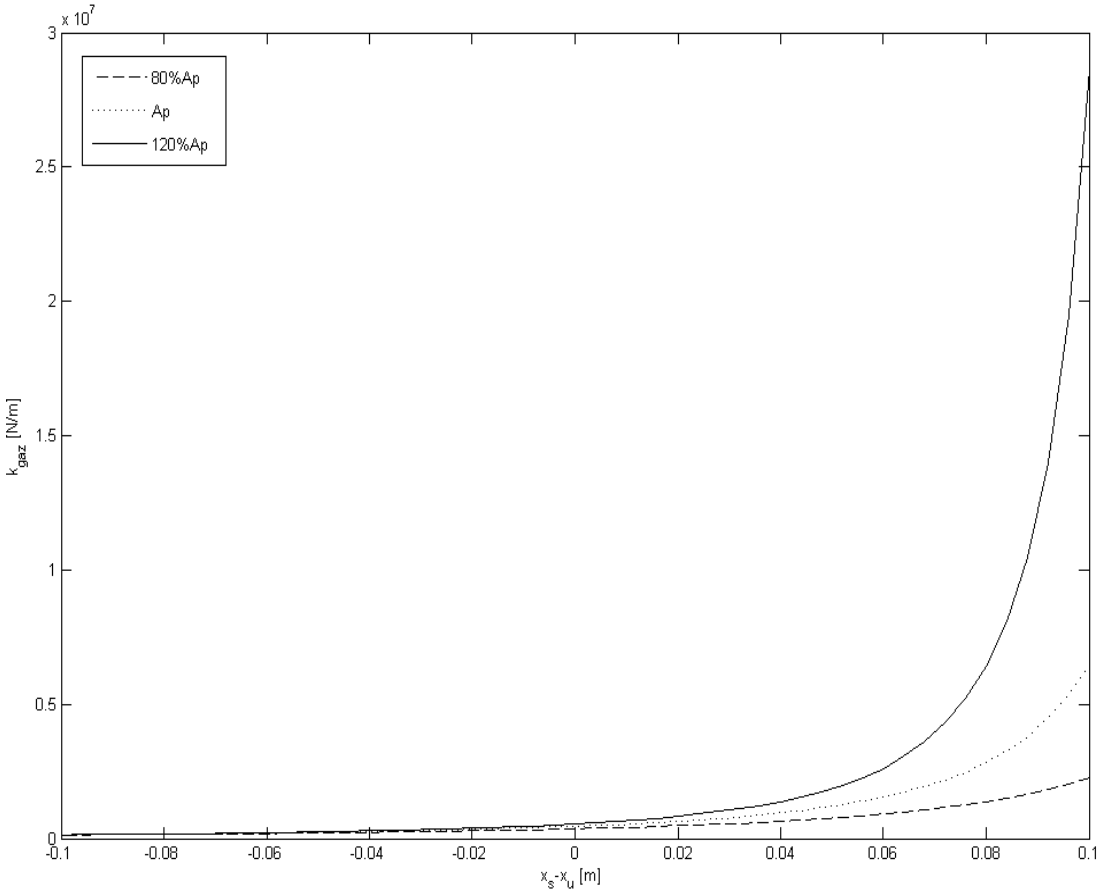
HPS gaz kuvveti, denge konumundan uzaklaştıkça artmaktadır. Piston alanının artmasıyla gaz kuvvetinin azaldığı, aynı şekilde statik durumda gazın hacminin artmasıyla da gaz kuvvetinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Sistemdeki gazın etkisi normal yay damper sistemlerindeki yayın etkisini vermesi için sisteme eklenmiş olup, konuma bağlı olarak değişen etkin yay katsayısı aşağıda verilmiştir.

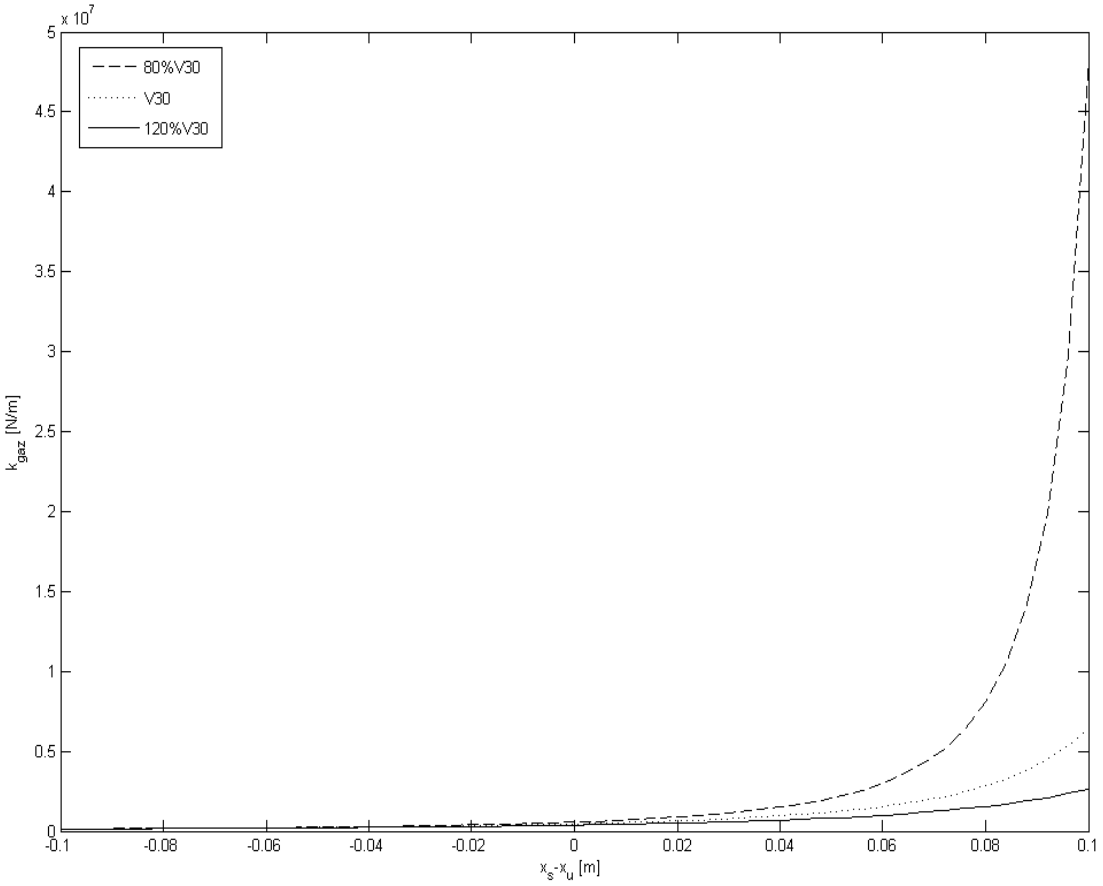
$$k_{gaz} = \frac{dF_{yay}}{d\left(x_s - x_u\right)} = \frac{-nV_{3_0}^{n} A_p \left[m_s g + P_{atm} A_p \right]}{\left[V_{3_0} + A_p \left(x_s - x_u \right) \right]^{n+1}} \tag{4.29}$$

Direngenlik katsayısının hareketli pistonun yer değiştirmesinin (silindire göre) fonksiyonları olarak, farklı piston alanı ve statik durumda gaz hacmi değişimi incelenmiştir. Şekil 4.10.'da görüldüğü gibi HP süspansiyonun direngenliği denge konumundan uzaklaşıldıkça artmaktadır. Piston alanı arttırıldıkça, direngenlik eğrisinin

eğimi de daha yüksek değerler almaktadır. Şekil 4.11.'de görüldüğü gibi HP süspansiyonun direngenliği denge konumundan uzaklaşıldıkça azalmaktadır. Statik durumda gaz hacmi arttırıldıkça, direngenlik eğrisinin eğimi de daha düşük değerler almaktadır.



Şekil 4.10. Gaz direngenlik katsayısının değişimi



Şekil 4.11. Gaz direngenlik katsayısının değişimi

Modelde pistonun yönelmesine bağımlı olarak işaret fonksiyonu kullanılmıştır.

$$\operatorname{sign}(\dot{z}) = \begin{cases} 1 & \dot{z}>1 \\ 0 & \dot{z}=0 \\ -1 & \dot{z}<1 \end{cases} \tag{4.30}$$

$$\dot{z} = \dot{x}_s - \dot{x}_u \tag{4.31}$$

ile ifade edilir.

HPS'nin enerji sönümleme, damper etkisi, sistem içerisinde basınç düşmesine sebep olan bileşenlerin etkileri ile modellenmiştir. Silindir girişindeki basınç kaybı aşağıda verilmiştir.

$$\Delta P_{damper} = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{Q}{C_d A_{orifis}}\right)^2 \operatorname{sign}(\dot{z}) \tag{4.32}$$

Bu eşitlikte, ρ hidrolik akışkanın yoğunluğunu, Q hidrolik akışkanın debisini, C_d boşaltma katsayısını, A_{orifis} silindir üzerindeki orifis alanını ifade etmektedir. Hidrolik borudaki basınç kayıp ifadesi;

$$\Delta P_{hidrolikboru} = \rho\lambda \frac{l_p}{2D_p}\left(\frac{Q}{A_{bka}}\right)^2 \text{sign}(\dot{z}) \tag{4.33}$$

eşitliğiyle verilmektedir. Bu eşitlikte, λ hidrolik boru hattındaki sürtünmeyi, l_p hidrolik borunun boyunu, D_p hidrolik borunun çapını, A_{bka} hidrolik borunun kesit alanını ifade etmektedir. Akümülatör girişindeki basınç kaybının ifadesi;

$$\Delta P_{akümulator} = \frac{1}{2}\rho\zeta\left(\frac{Q}{A_{aka}}\right)^2 \text{sign}(\dot{z}) \tag{4.34}$$

eşitliğiyle verilmektedir. Bu eşitlikte, ζ yerel direnç katsayısını, A_{aka} akümülatördeki dar kısmın kesit alanını ifade etmektedir. Bu üç eşitlikteki debi ifadesi yerine;

$$Q = A_p\dot{z} \tag{4.35}$$

yazılarak denklemler düzenlenmiş ve damper etkisi ile oluşan kuvvet ifadesi, F_{damper}, elde edilmiştir.

$$F_{damper} = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{A_p\dot{z}}{C_dA_{orifis}}\right)^2 A_p\text{sign}(\dot{z}) + \rho\lambda\frac{l_p}{2D_p}\left(\frac{A_p\dot{z}}{A_{bka}}\right)^2 A_p\text{sign}(\dot{z}) + \frac{1}{2}\rho\zeta\left(\frac{A_p\dot{z}}{A_{aka}}\right)^2 A_p\text{sign}(\dot{z}) \tag{4.36}$$

Yukarıda kısaca aktarılan kuvvet bileşenlerinin toplamı ile HPS'nin ürettiği kuvvet ortaya çıkmaktadır.

$$F_s = F_{yay} + F_{damper} \tag{4.37}$$

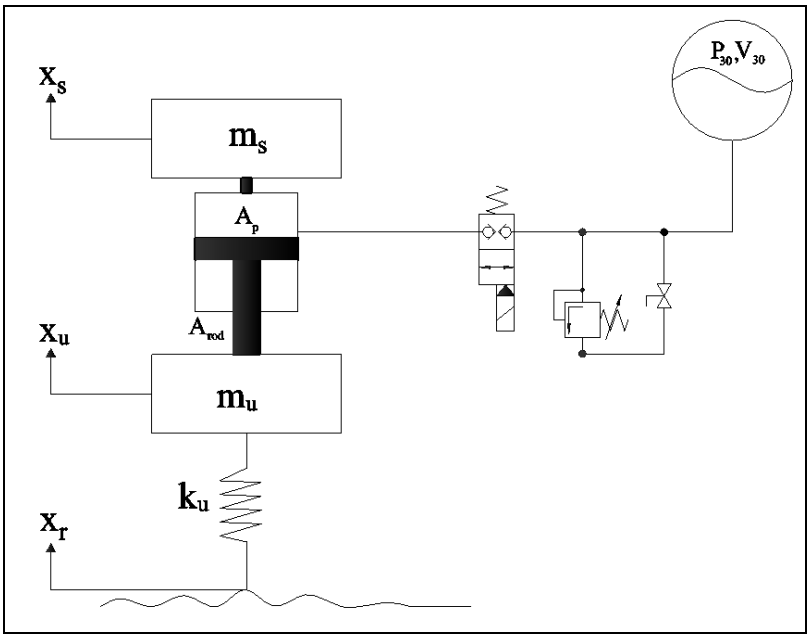
$$F_s = \frac{P_{3_0}V_{3_0}^n A_p}{\left[V_{3_0} + A_p\left(x_s - x_u\right)\right]^n} + \frac{1}{2}\rho\left[\left(\frac{A_p\dot{z}}{C_dA_{orifis}}\right)^2 + \lambda\frac{l_p}{D_p}\left(\frac{A_p\dot{z}}{A_{bka}}\right)^2 + \zeta\left(\frac{A_p\dot{z}}{A_{aka}}\right)^2\right]A_p\text{sign}(\dot{z}) \tag{4.38}$$

eşitliğiyle verilmektedir. Buradaki F_s toplam etki eden kuvveti ifade etmektedir.

Pistonla boru arasındaki sürtünme yok denebilecek kadar az olduğundan dolayı sürtünme kuvveti ihmal edilmiştir.

4.4. HPS Sistemi ve 1/8 Taşıt Modeli

Literatürde çeyrek taşıt modeli olarak yer alan modeller incelendiğinde, taşıt dinamiğinin hedeflenen frekans aralığına bağlı olarak farklı detaylarda matematiksel modeller yer almaktadır (Jazar 2008, Karen ve ark., 2012). Tez çalışmasında Şekil 4.12.'de yer alan taşıt modeli kullanılmıştır.

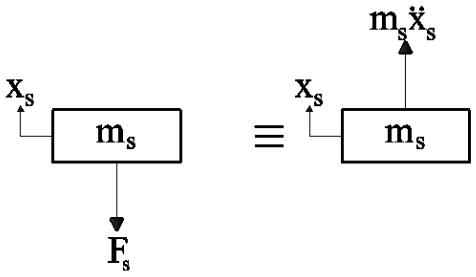


Şekil 4.12. 1/8 Taşıt modeli ve HPS sistemi

Şekil 4.12.'de, x_s yaylanan kütlenin düşey eksendeki hareketini, x_u yaylanmayan kütlenin düşey eksendeki hareketini, x_r yol girdisini, m_s yaylanan kütleyi, m_u yaylanmayan kütleyi, k_u lastiğin direngenlik katsayısını, P_{30} akümülatörde statik denge durumundaki azot gazının basıncını, V_{30} akümülatörde statik denge durumundaki azot gazının hacmini, A_p pistonun alanını, A_{rod} rotun alanını ifade etmektedir.

Bu bağlamda serbest cisim diyagramı oluşturulan modele, Newton'un ikinci kanunu uygulanarak diferansiyel hareket denklemleri elde edilebilir.

Yaylanan kütlenin Serbest Cisim Diyagramı (SCD) $x_s>x_u$ ifadesi göz önüne alınarak çizilirse;

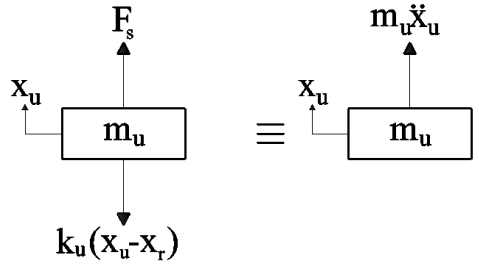


Şekil 4.13. Yaylanan kütle SCD

$$m_s\ddot{x}_s = -F_s \tag{4.39}$$

olarak tanımlanır. Burada F_s, HPS'nin ürettiği toplam kuvveti göstermektedir.

Yaylanmayan kütlenin serbest cisim diyagramı $x_u>x_r$ ifadesi göz önüne alınarak çizilirse;



Şekil 4.14. Yaylanmayan kütle SCD

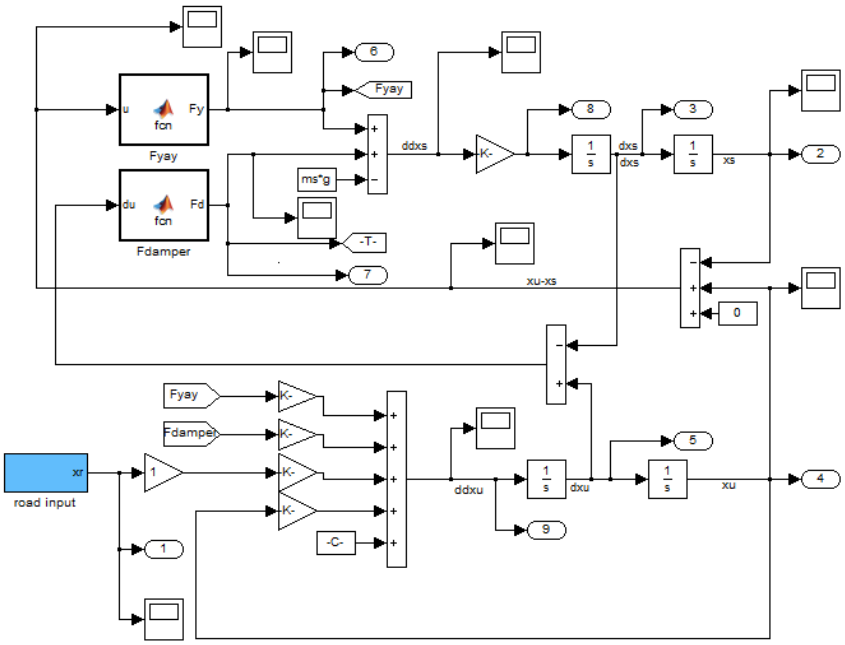
$$m_u\ddot{x}_u = F_s - k_u(x_u - x_r) \tag{4.40}$$

ifadesi elde edilir. Burada m_u süspansiyonun aktif olarak etkilenmediği yaylanmayan kütleyi, x_u bu kütlenin yere göre konumunu, k_u lastik modelinin direngenlik katsayısını, x_r yoldan gelen bozucu girdileri ifade etmektedir.

Doğrusal olmayan HPS kuvvetleri, Fs, ve 1/8 taşıt dinamiği modeli Simulink'te kurulmuştur (Şekil 4.15.).

Kurulan HPS sisteminde kullanılan parametreler aşağıda Tablo 4.2'de verilmiştir. Bu parametreler, prototip taşıtın tasarımı sırasında seçilen bileşenler

neticesinde ortaya çıkan değerlerdir. Bu model üzerinde farklı yol şartlarında analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan benzetimler ile süspansiyon deplasmanları ve yaylanan kütlenin maruz kaldığı ivmeler irdelenmiş, mevcut prototip HPS sisteminin uygunluğu model üzerinde sınanmıştır. Elde edilen değerler, literatürde gözlenen makul değerler arasında yer almaktadır.



Şekil 4.15. MATLAB/Simulink ortamında 1/8 taşıt modeli

Tablo 4.2. HPS modelinde kullanılan parametre kümesi

Tanım	Sembol	Değer	Birim
Yaylanan Kütle	m_s	5200	kg
Yaylanmayan Kütle	m_u	800	kg
Yerçekimi İvmesi	g	9.81	m/s^2
Statik Durum Basıncı	P_{30}	$55x10^5$	Pa
Statik Durum Havanın Hacmi	V_{30}	$830x10^{-6}$	m^3
Statik Durum Yağın Hacmi	V_{30}	$1170x10^{-6}$	m^3
Lastik Direngenlik Katsayısı	k_t	1633600	N/m
Piston Alanı	A_p	$56.75x10^{-4}$	m^2
Rot Alanı	A_{rot}	$38.48x10^{-4}$	m^2
Hidrolik Akışkanın Yoğunluğu	P	800	kg/m^3
Politropik Üs	n	1.3	
Boşaltma Katsayısı	C_d	0.7	
Orifis Alanı	A_{orifis}	$8.2x10^{-6}$	m^2
Boru hattındaki sürtünme	λ	0.006	
Yerel direnç katsayısı	ζ	0.5	
Boru boyu(Kanal boyu)*	l_p	0.45	m
Boru çapı(Kanal çapı)*	D_p	0.016	m
Boru kesit alanı	A_{bka}	$2.01062x10^{-4}$	m^2
Akümülatör dar kesit alanı	A_{aka}	$2.85023x10^{-4}$	m^2

Doğrusal olmayan HPS kuvvetlerinin etkin olduğu 1/8 taşıt model yapısı aynı zamanda optimizasyon amaçlı da kullanılmıştır.

4.5. Mekanik Süspansiyon ile HP Süspansiyonun Karşılaştırılması.

Hidropnömatik süspansiyon sistemi, geleneksel yay ve damperden oluşan süspansiyonlarla karşılaştırıldığında, belli üstünlüklerinin olmasına rağmen, özellikle otomobillerde yaygın kullanımını engelleyen önemli bir fiyat farkı da bulunmaktadır (Bauer, 2011). Hidropnömatik süspansiyon sisteminin en önemli üstünlüğü, sistemin doğal frekansı ile ilgilidir. Süspansiyon tarafından taşınan yük arttığında, mekanik süspansiyonların direngenliği değişmediği için sistemin doğal frekansı daha düşük değerler almaktadır. Araçların süspansiyonları belirli bir yüke göre tasarlandığı için, bu değerden farklı yüklerde tasarlanan doğal frekanstan uzaklaşılmakta, araçların sürüş konforu azalmaktadır. Mekanik süspansiyonlardan farklı olarak, HP süspansiyonların taşıdığı yük arttırıldığı zaman süspansiyonun direngenliği de artmakta ve doğal frekans ilk tasarlanan değere yakın bir değerde kalmaktadır. Bu nedenle araç, tasarım yükünden farklı yüklerde de yüksek sürüş konforuna sahip olabilmektedir (Sağlam ve ark., 2011). Mekanik süspansiyonlarla HP süspansiyonlar arasındaki diğer bir fark ise, HP süspansiyona sahip araçların yükseklik kontrolünün mekanik süspansiyonlu araçlara göre daha kolay bir şekilde yapılmasıdır. Araçta bulunan HP süspansiyonundaki yağ bölmesine yağ basılarak veya yağ dışarı alınarak aracın seviye kontrolü yapılabilmektedir. Buna benzer şekilde birden fazla hidrolik akümülatör kullanılarak süspansiyonun direngenliği de istenilen yönde değiştirilebilir. Ayrıca süspansiyon silindiri hareket ettikçe gaz direngenliği dolayısıyla gaz kuvveti artmakta ve bu da süspansiyonun mekanik limitine gelmesini engellemektedir (Bauer, 2011, Cao, 2008). Bunlara ek olarak hidropnömatik sistem, mükemmel bir denge kazandırır. Bu sayede araç ne kadar yüklü olursa olsun, yerden yüksekliği daima aynı kalır. Yol tutuşu daima optimumdadır. Herhangi bir durumda istenilirse araç yüksekliği değiştirilebilir. Yüksek bir kaldırıma çıkarken veya engebeli bir araziden geçerken aracın yüksekliği arttırılabilir. Böylece başka araçların geçemediği yüksekliklerden geçebilir.

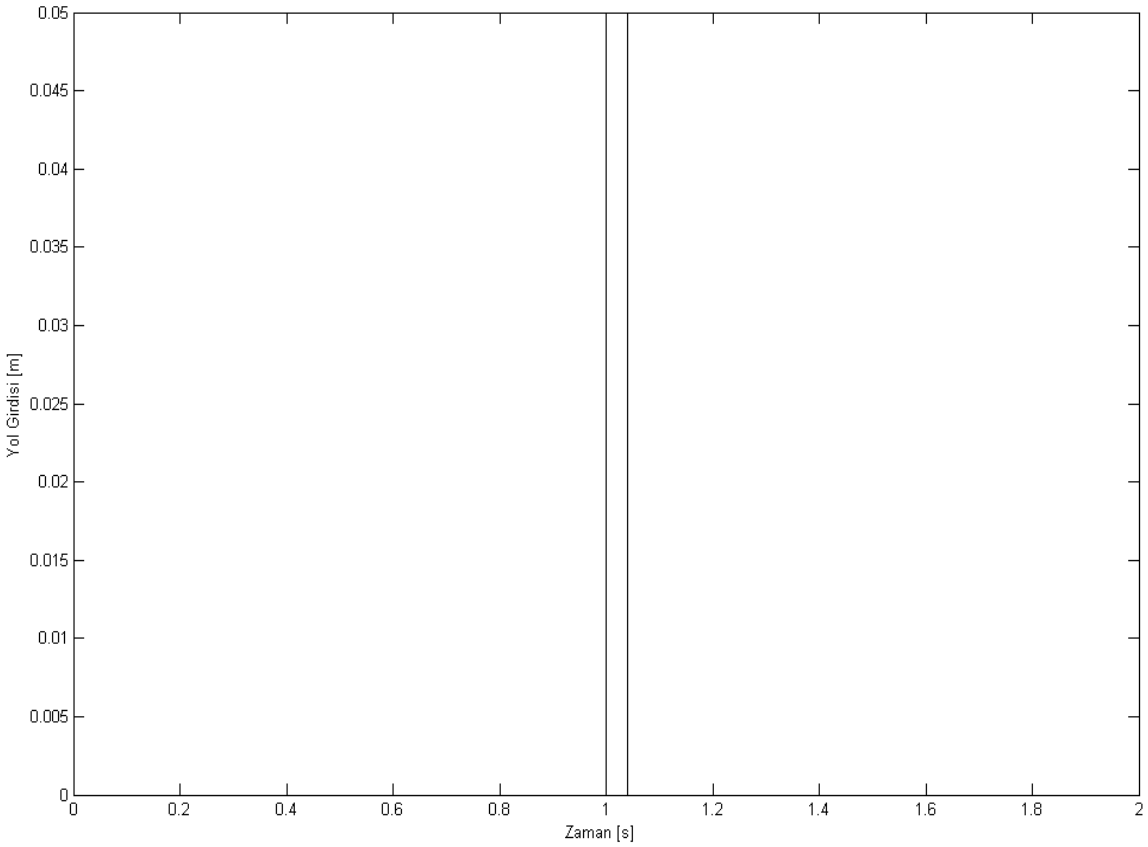
Mekanik süspansiyonlar için kullanılan süspansiyon parametreleri, literatürde yapılan benzer çalışmalardan faydalanılmıştır.

MATLAB/Simulink ortamında kurulan mekanik ve HP süspansiyon modelleri ISO yol girdileri ile sınanmıştır. Bu girdilere karşı modelde yaylanan kütlenin düşey

eksendeki deplasmanı ve ivmesi, yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki bağıl düşey hareket incelenmiştir.

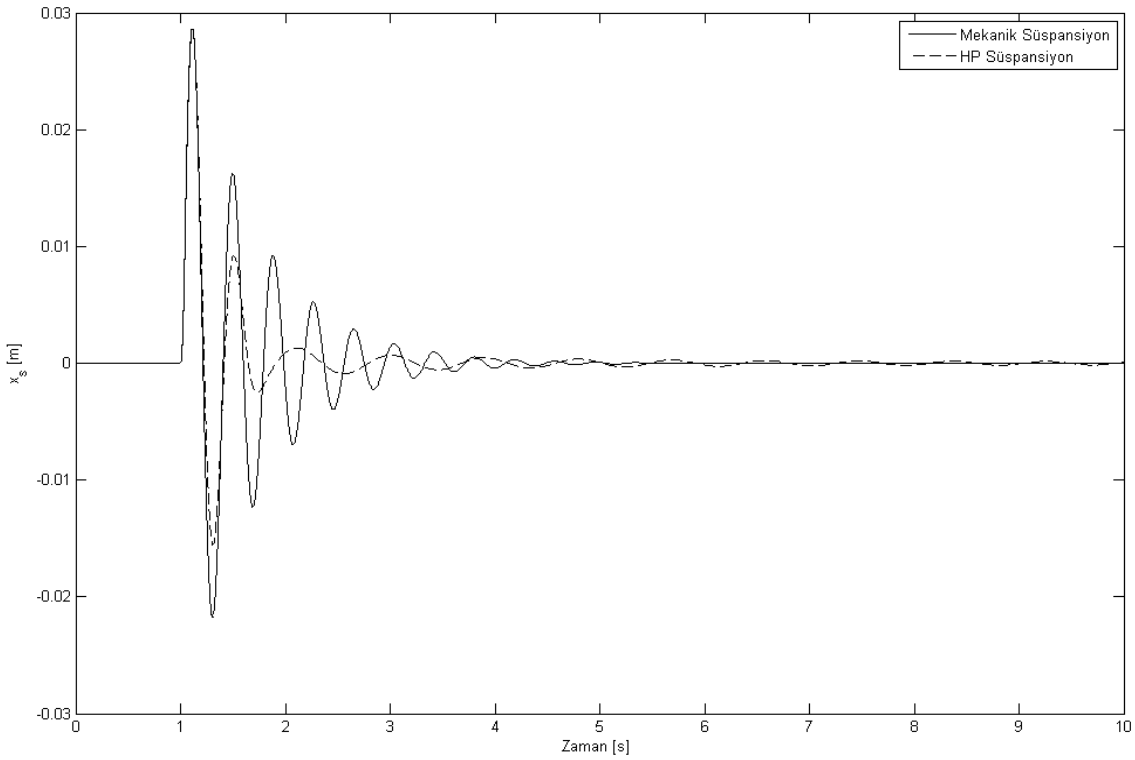
4.5.1. ISO yol girdisiyle mekanik ve HPS modellerinin kıyaslanması

ISO 2631:1997 standardına uygun tümsek geçiş simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyon süresi 20 saniye olarak verilmiştir. Alınan görsellerde sadece gerekli zaman aralığındaki bölümler gösterilmiştir.



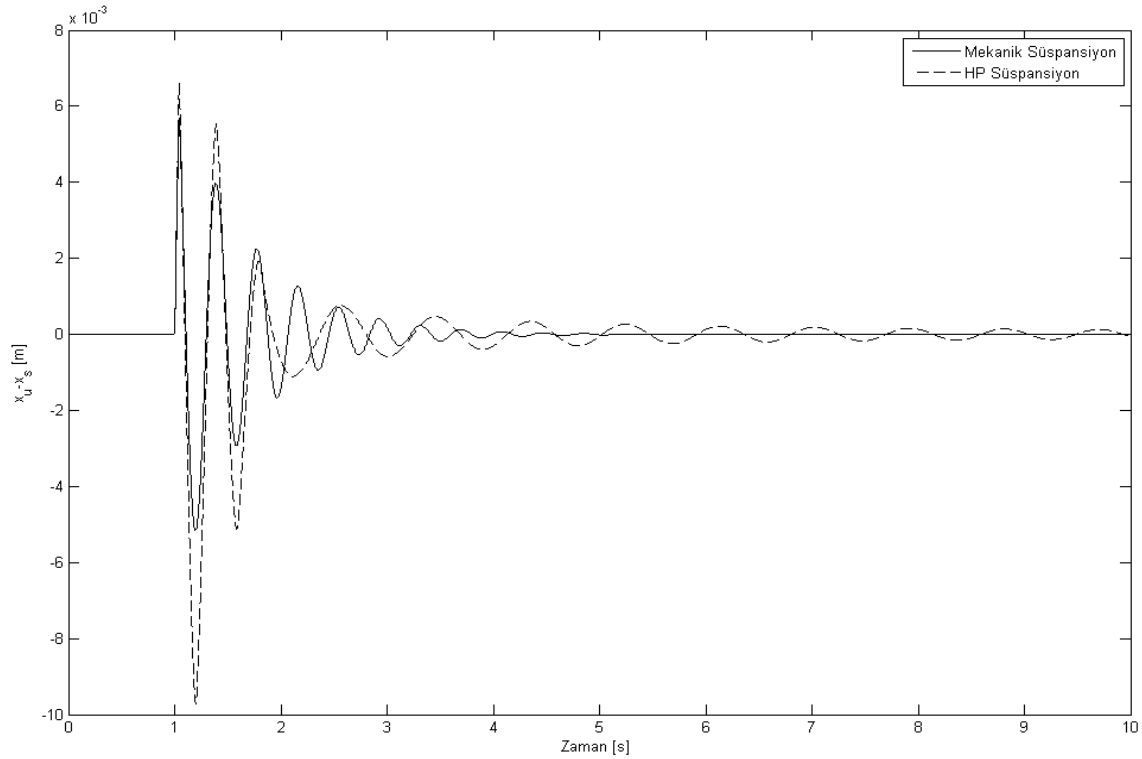
Şekil 4.16. ISO yol girdisi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareket Şekil 4.17'de verilmiştir.



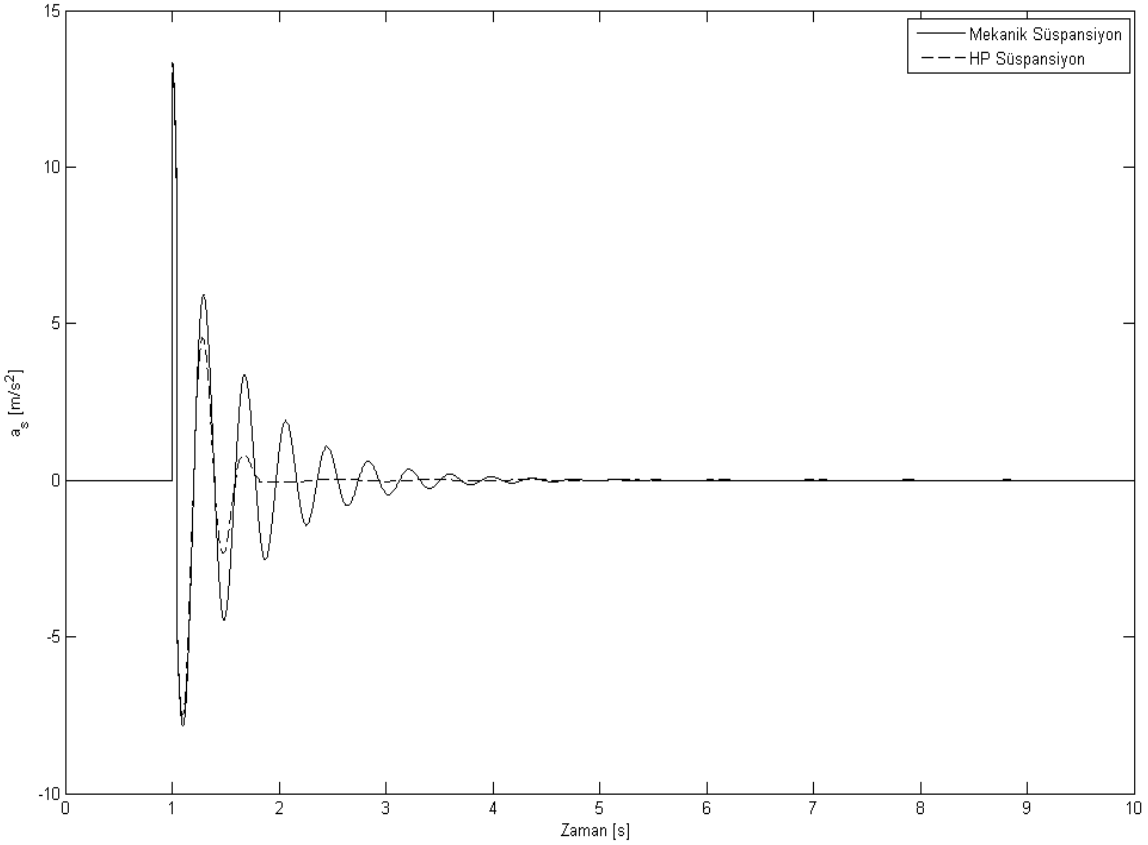
Şekil 4.17. Yaylanan kütle düşey hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareket Şekil 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.18. Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki bağıl düşey hareketi

Yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi Şekil 4.19'da verilmiştir.



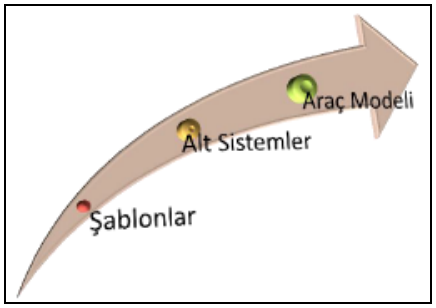
Şekil 4.19. Yaylanan kütle düşey ivme değişimi

5. ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde MSC ADAMS/Car yazılımı ortamında kurulan 8 tekerlekli aracın modelleme aşamaları verilmiştir. MSC ADAMS yazılımı, modelleme ve benzetim alanında yaygın olarak kullanılan ticari bir yazılımdır.

MSC ADAMS/Car yazılımı, ADAMS yazılımının altında bulunmaktadır. MSC ADAMS/Car yazılımının bünyesinde taşıt dinamiğinde yaygın olarak kullanılan alt sistemlerin kütüphanesi mevcuttur. Ayrıca kendine özgü benzetim paketleri bulunan bir yazılımdır. İçerisinde standartlara uygun olarak hazırlanmış manevra testleri ve yol şartları bulunmaktadır. Aracın alt sistemleri farklı şablonlar altında modellenip, benzetim altında birleştirilebilmektedir. Bu da aynı şablonun farklı araç modellerine uygulanabilirliğini sağlamaktadır.

Programın iki arayüzü mevcuttur. Bunların ilki, programın kütüphanesinde hali hazırda bulunan şablonlar kullanılıp alt sistemler oluşturulabilen "standart" arayüzüdür. Diğeri de "uzman (expert)" arayüzü kullanıcılar kendilerine özgün şablonlar oluşturabilmektedir ve bu şablonlarla alt sistemler geliştirilebilmektedir (Yazar, 2013).



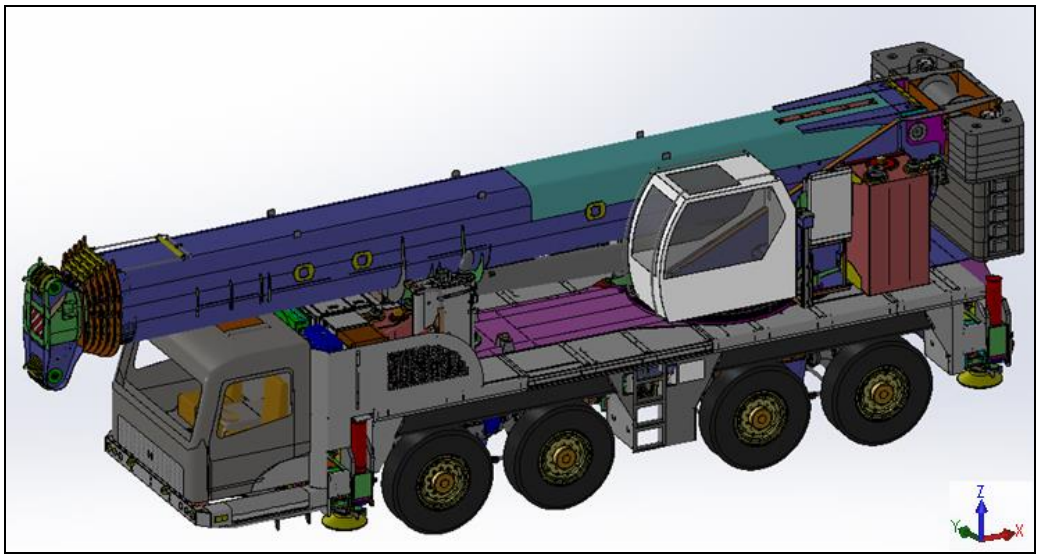
Şekil 5.1. MSC ADAMS/Car modelleme aşaması (Yazar, 2013)

Şekil 5.1'de MSC ADAMS/Car yazılımının modelleme aşamaları gösterilmiştir. Şablonlar; alt sistemlerin topolojisininin tanımlandığı kısımdır. Yani oluşturulan parçaların kinematik ilişkilerinin tanımlanmasıdır. Hazırlanan bir şablon farklı alt sistemler için kullanılabilir. Örneğin; ön süspansiyon hücresi için tanımlanan bir şablon arka süspansiyon hücresi içinde kullanılabilir. Alt sistemler ise hazırlanan şablonların veri paketleri ile birleşip rolünün tanımlandığı kısımdır. Parçaların kütle atalet parametreleri, yatak rijitlikleri, yay ve sönüm elemanlarının özellikleri veri paketlerini oluşturur. Alt sistemler "major" ve "minor" olmak üzere iki farklı role sahiptir. "Major"

role alt sistemin türünü belirtir. “Minor” rol ise süspansiyon sisteminin konumunu belirtir. Araç modelinde alt sistemler “iletişim parametresi (comminucator)” olarak isimlendirilen bir arabirim ile birbirlerine bağlanırlar. Bu “iletişim parametresi (comminucator)”lar major ve minor rollere göre birbirleri ile ilişkilendirilirler. Bu sebepten dolayı rollerin ve iletişim parametresi (comminucator)’ların doğru tanımlanması çok önemlidir. MSC ADAMS/Car ortamında üç adet “minor” rol vardır. Bunlar ön, arka ve çekicidir. Modelde ikiden çok aks olduğundan dolayı bunları modele eklemek gerekmektedir. MSC ADAMS/Car ortamında geliştirilen makro ile diğer iki aks sisteme eklenmiştir (Yazar, 2013).

5.1. Araç Parametrelerinin Belirlenmesi

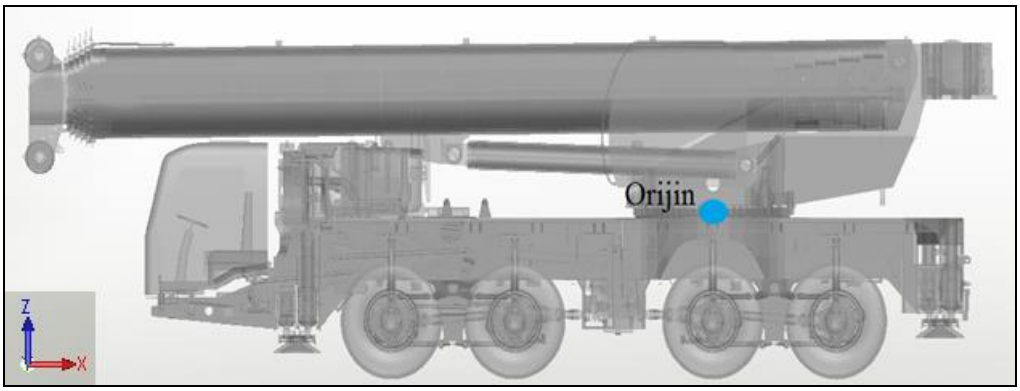
Aracın BDT verisi referans alınarak, MSC ADAMS/Car ortamında hareketli uzuvlar ve aralarında tanımlanan uygun sınır şartları ile dinamik sistem benzetim modeli kurulmuştur. Hareketli uzuvlar, MSC ADAMS/Car ortamında ilgili yerler arasında parametrik geometriler (link, silindir, üçgen kol, vs.) ile oluşturularak, ileride yapılacak olan optimizasyon çalışmalarına parametrik bir alt yapı hazırlanması amaçlanmıştır. Oluşturulan parametrik uzuvlar üzerine, BDT verisi referans alınarak kütle ve atalet bilgileri tanımlanmıştır. Aracın BDT’sinde yaygın olarak kullanılan ticari bir ürün olan SolidWorks kullanılmıştır. BDT’de yapılan modele ait görsel Şekil 5.2.’de verilmiştir.



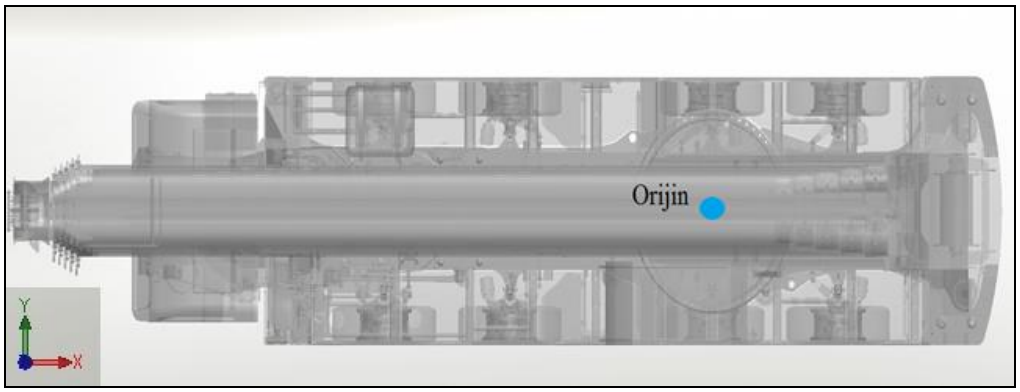
Şekil 5.2. BDT görüntüsü

Süspansiyon ve yönlendirme alt sistemlerinde bulunan tüm parçalar, MSC ADAMS/Car ortamında katı cisim olarak modellendiğinden her parçanın kütle, atalet ve ağırlık merkezi bilgileri BDT yazılımından alınmıştır.

Modelin orijin noktası, çember dişlinin oturduğu flanşın üst yüzeyinin tam orta noktasına denk gelmektedir.

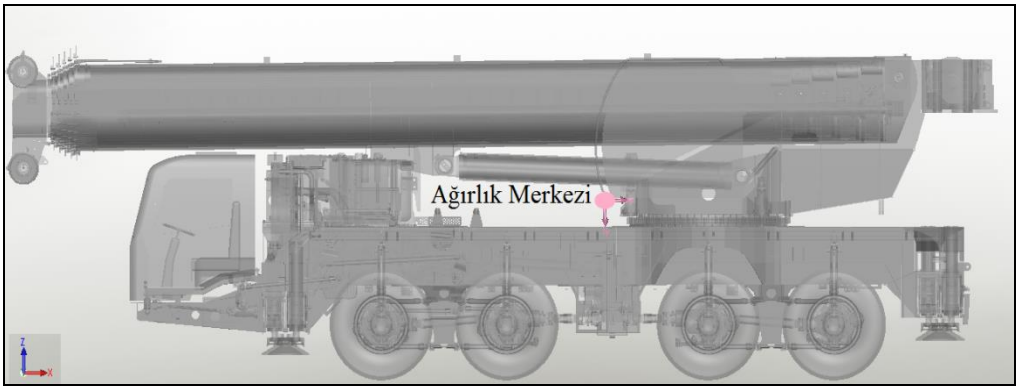


Şekil 5.3. Aracın orijin noktasının yandan görünümü

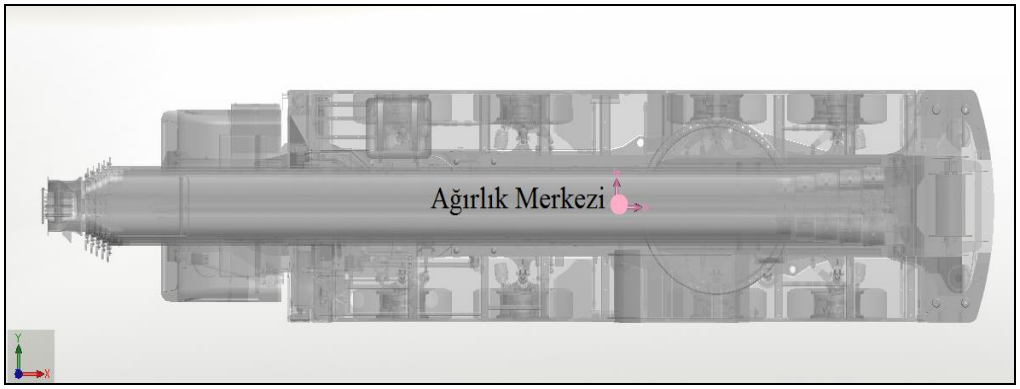


Şekil 5.4. Aracın orijin noktasının üstten görünümü

BDT yapılan modelin ağırlık merkezi aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Aracın ağırlık merkezinin yandan görünümü



Şekil 5.6. Aracın ağırlık merkezinin üstten görünümü

BDT ortamında modellenen araçtan alınan kütle ve atalet bilgileri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 5.1. BDT ortamında modellenen araca ait kütle ve atalet bilgileri

	Değer	Birim
Kütle	49610.66	kg
Hacim	10792366449.24	mm^3
Yüzey alanı	1473155088.37	mm^2
Kütle merkezi		
X ekseni	-1367.86	mm
Y ekseni	-5.38	mm
Z ekseni	279.23	mm
Atalet momentleri		

I_{xx}	62450395584.61	kg mm^2
I_{xy}	459898152.18	kg mm^2
I_{xz}	25060858304.45	kg mm^2
I_{yy}	570155077567.96	kg mm^2
I_{yz}	272086398.06	kg mm^2
I_{yy}	538813803452.78	kg mm^2

5.1.1. Modelin MSC ADAMS/Car ortamına entegrasyonu ve mekanik süspansiyon modelinin kurulumu

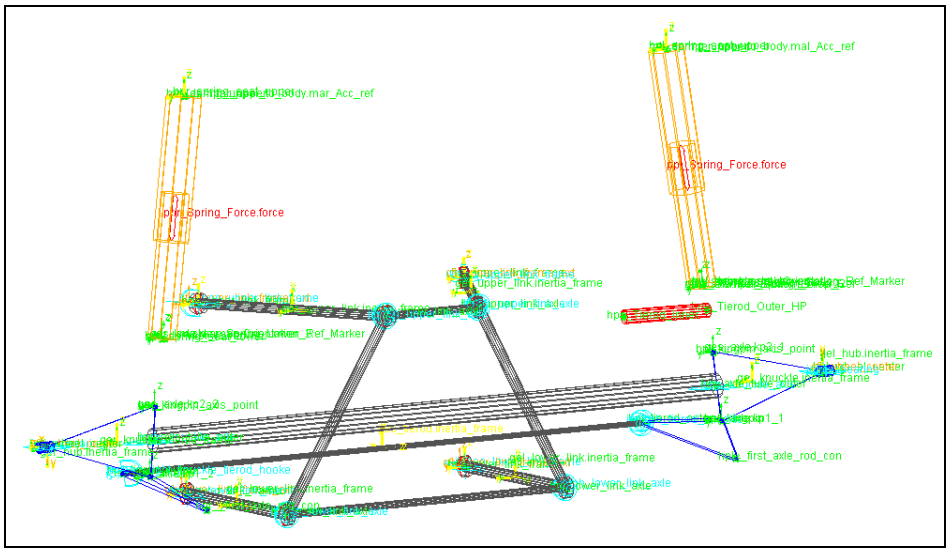
MSC ADAMS/Car ortamında modelleme geometriden bağımsızdır. 8x8 çekişe sahip ağır ticari taşıtın kinematiğinin MSC ADAMS/Car ortamında çözülmesinin çalışmaları yavaşlatacağı düşünülmüştür. Bu nedenle aracın dinamik modeli ilk olarak MSC ADAMS/Wiew ortamında kurulmuştur. MSC ADAMS/View ortamında kurulan model üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda modelin kinematiği çözülmüştür. Modelin kinematik çözüm bilgileri ışığında, MSC ADAMS/Car ortamında modellenen araca sorunsuz bir şekilde aktarılarak model hızlıca kurulmuştur. MSC ADAMS/View ortamında oluşturulan modele ait görsel Şekil 5.7.'de verilmiştir.



Şekil 5.7. MSC ADAMS/View ortamında kurulan model

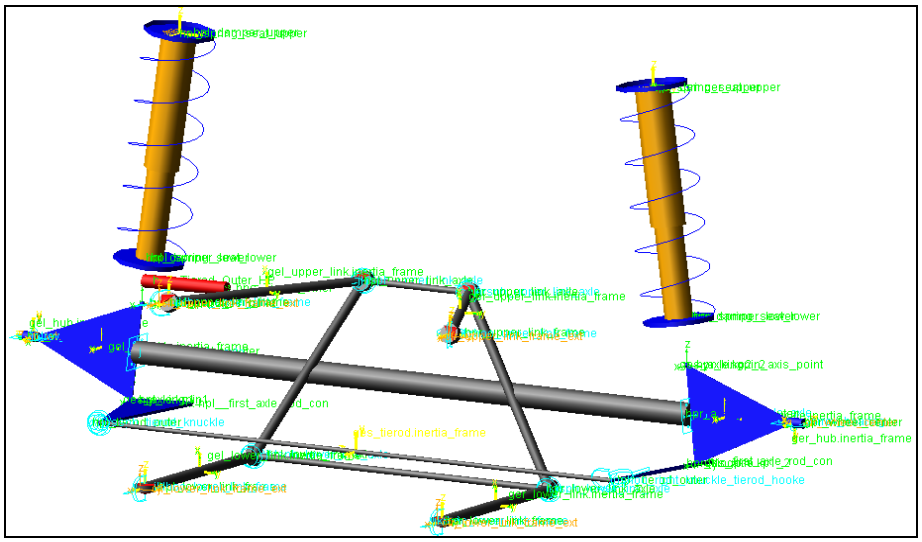
MSC ADAMS/Car ortamında modellenen 8x8 çekişe sahip ağır ticari taşıtın süspansiyon sitemleri; rijit gövde elemanlarının kinematik bağlantılar, yay, burç (bushing) ve devrilme önleyici çubuklar gibi elemanlarla ara bağlantılarının

gerçekleştirildiği sistemlerdir (Yelkencioğlu, 2009). Bu tezde modellenen süspansiyon sisteminin MCS ADAMS/Car ortamında tasarımı, ilk olarak düğüm noktalarının (hardpoint) belirlenmesiyle başlanılmıştır. Şekil 5.8.'de oluşturulan düğüm noktaları gösterilmiştir.



Şekil 5.8. Süspansiyon elemanlarının oluşturulması

Oluşturulan düğüm noktaları belirlendikten sonra bu noktalar referans alınarak süspansiyon sistemini oluşturan elemanların geometrisi ve fiziksel özellikleri tanımlanmıştır. MSC ADAMS/Car ortamında oluşturulan mekanik süspansiyon sistemi aşağıda verilmiştir.



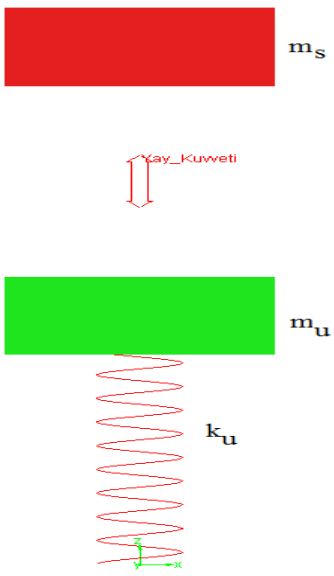
Şekil 5.9. MSC ADAMS/Car da oluşturulmuş birinci aksa ait mekanik süspansiyon siteminin modeli

Birinci aks için oluşturulan süspansiyon modeli, diğer üç aks için de aynı işlemler tekrarlanarak her aksa ait mekanik süspansiyon sistemi modellenmiştir. Mekanik süspansiyon sistemine ait parametreler, literatürde bulunan benzer çalışmalardan alınarak benzetimler yapılmıştır. Mekanik süspansiyonlu 8x8 çekişe sahip ağır ticari taşıtın MSC ADAMS/View ortamında oluşturulma nedeni, HPS sistemine geçmeden önce sistemin kinematiğini çözüp, modelin dinamik davranışı hakkında bilgi sahibi olmak amaçlanmıştır. Literatürde mekanik süspansiyonlar için kullanılan tipik parametrelerle, modelin benzetimleri yapılmış olup sonuçlar irdelenmiştir (Ayman, 2001, Jazar, 2008).

5.1.2. MSC ADAMS/View ortamında kurulan 1/8 ÇTM ve bütünleşik benzetim

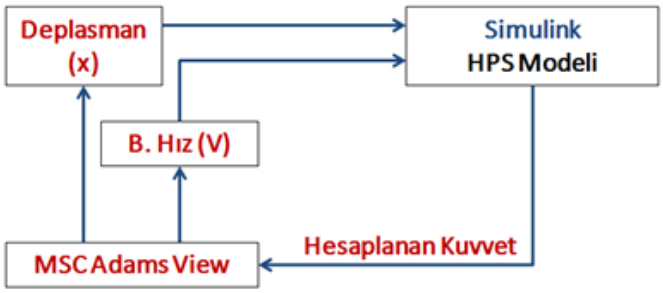
Bölüm 4'te detaylı olarak açıklamaları verilen hidropnömatik süspansiyon sistemi, MSC ADAMS/Car kütüphanesinde mevcut olarak bulunmayan spesifik bir süspansiyon modelidir. Bu nedenle, ilgili süspansiyon sisteminin analitik olarak MSC ADAMS/Car modeline entegrasyonu amaçlanmış ve gerçekleştirilmiştir.

MATLAB/Simulink ortamında matematik modeli kurulan HPS'nin MSC ADAMS/Car modeline uyarlanması için, basit bir çeyrek taşıt modeli ile aşağıdaki çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Simulink ortamında oluşturulan ve HPS sistemi içeren çeyrek taşıt modelinin benzeri MSC ADAMS/View ortamında kurularak sonuçların korelasyonu sağlanmıştır.



Şekil 5.10. MSC Adams 1/8 Taşıt Modeli

Tez kapsamında ayrıca MSC ADAMS/View-MATLAB/Simulik bütünleşik benzetimi (Co-Simulation) gerçekleştirilmiştir. MSC ADAMS/View modelinden yaylanan ve yaylanmayan kütleye ilişkin bağıl hız ve deplasman bilgileri, çözüm iterasyonları esnasında Simulink ortamına gönderilerek, oluşturulan matematik modele hidropnömatik süspansiyon kuvveti hesaplatılmıştır. Hesaplatılan kuvvet bilgisi MSC ADAMS/View modeline geri gönderilerek modele uygulatılmıştır.

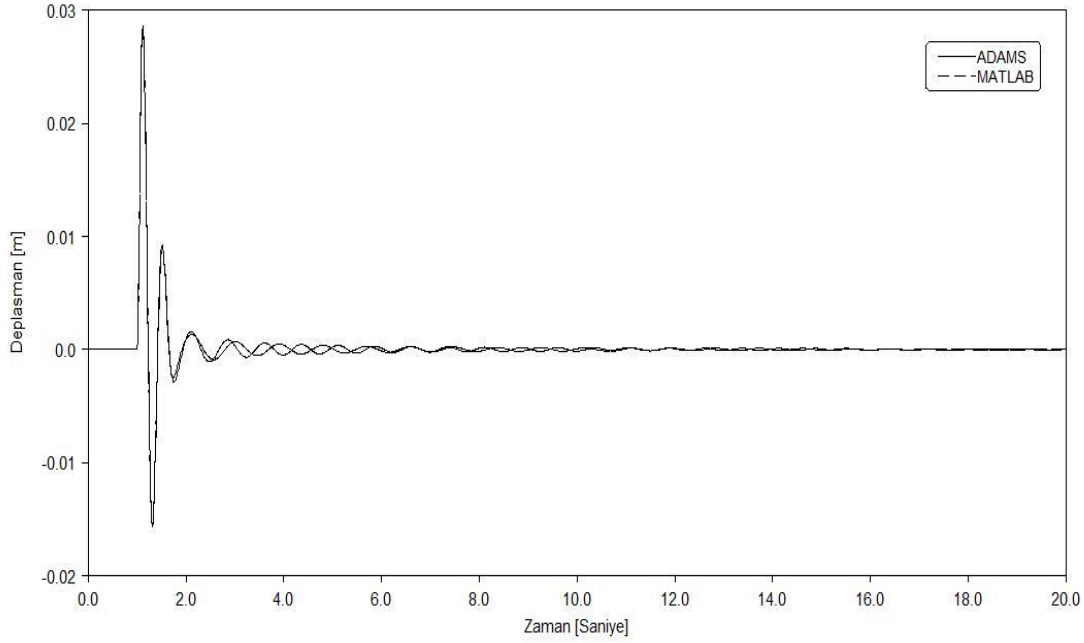


Şekil 5.11. Bütünleşik benzetim görev şeması

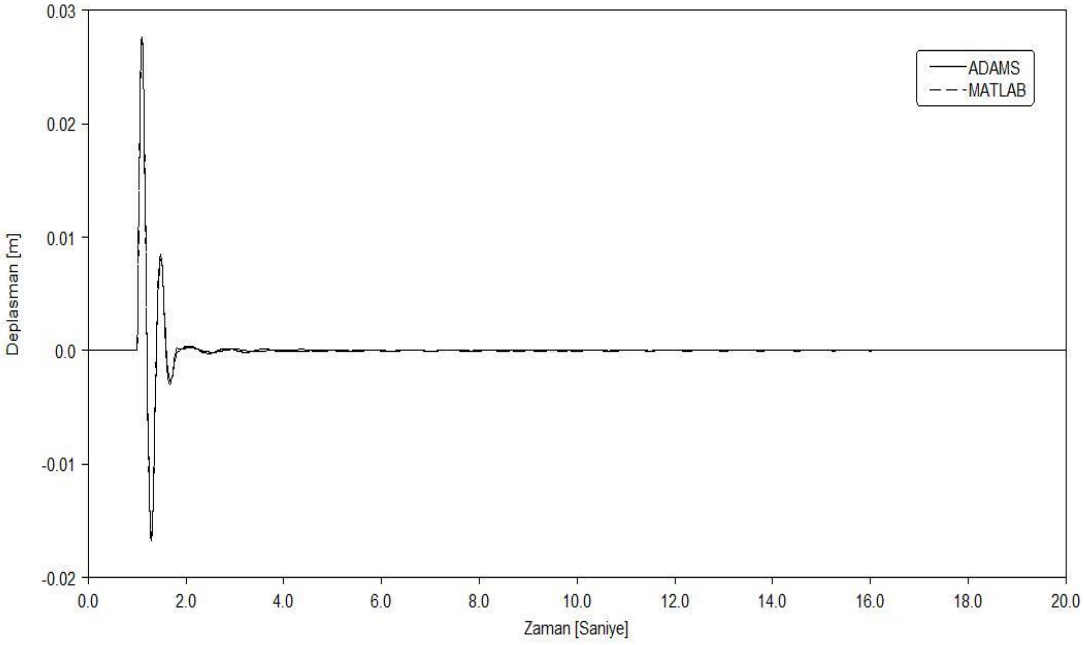
Gerçekleştirilen bütünleşik benzetim (Co-Simulation) yaklaşımı ile Simulink ve MSC ADAMS/View sonuçlarında korelasyon sağlanmıştır.

Ancak araçta 8 adet HPS bulunması nedeniyle, benzetim çözüm süreleri açısından çok efektif bir yöntem olmadığına karar verilmiştir.

HPS sistemine ilişkin çıkarılan serbest cisim diyagramları ile elde edilen denklemler, MSC ADAMS/View ortamında, kuvvet unsuru içerisine fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Simulink ve MSC ADAMS/View modelleri birbirinden bağımsız olarak çözdürülerek sonuçlar irdelenmiştir.



Şekil 5.12. Yaylanan kütle deplasman

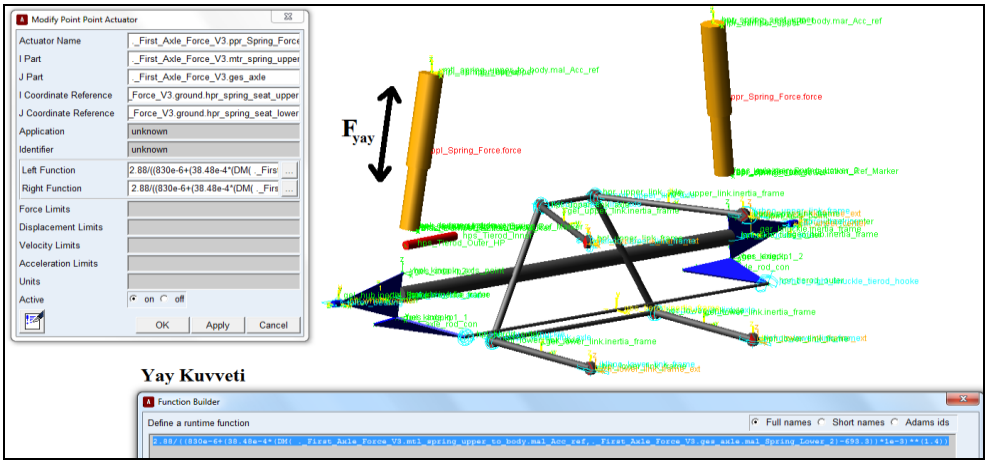


Şekil 5.13. Yaylanmayan kütle deplasman

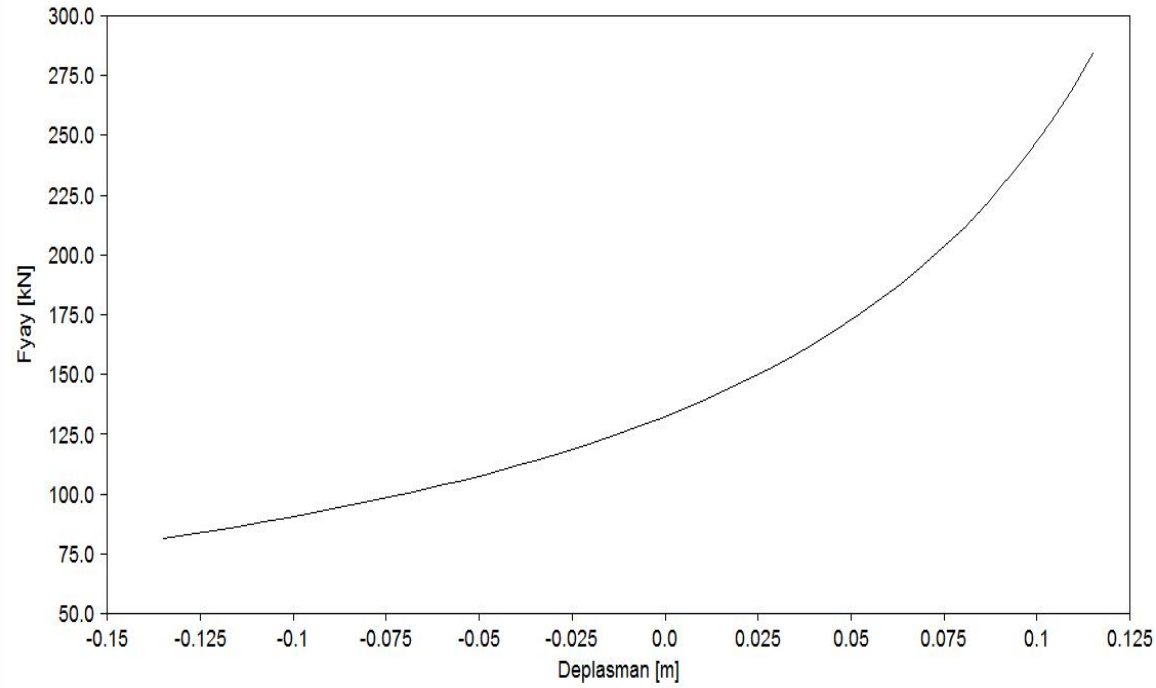
Sonuçların birebir örtüştüğü tespit edilerek, bu yaklaşımın MSC ADAMS/Car modeline uygulanmasına karar verilmiştir.

5.1.3. MSC ADAMS/Car ortamına HPS sisteminin entegrasyonu

Araçta kullanılan HPS sisteminde yay elemanının oluşturduğu kuvvet ile sisteme sönüm etkisi kazandıran elemanların oluşturduğu kuvvetin ayrı ayrı matematiksel ifadeleri çıkarılmıştır. Bölüm 4'te matematiksel ifadesi çıkarılan F_{yay} kuvveti, MSC ADAMS/Car ortamında gerekli yerler arasında tanımlanmıştır (Şekil 5.14.).

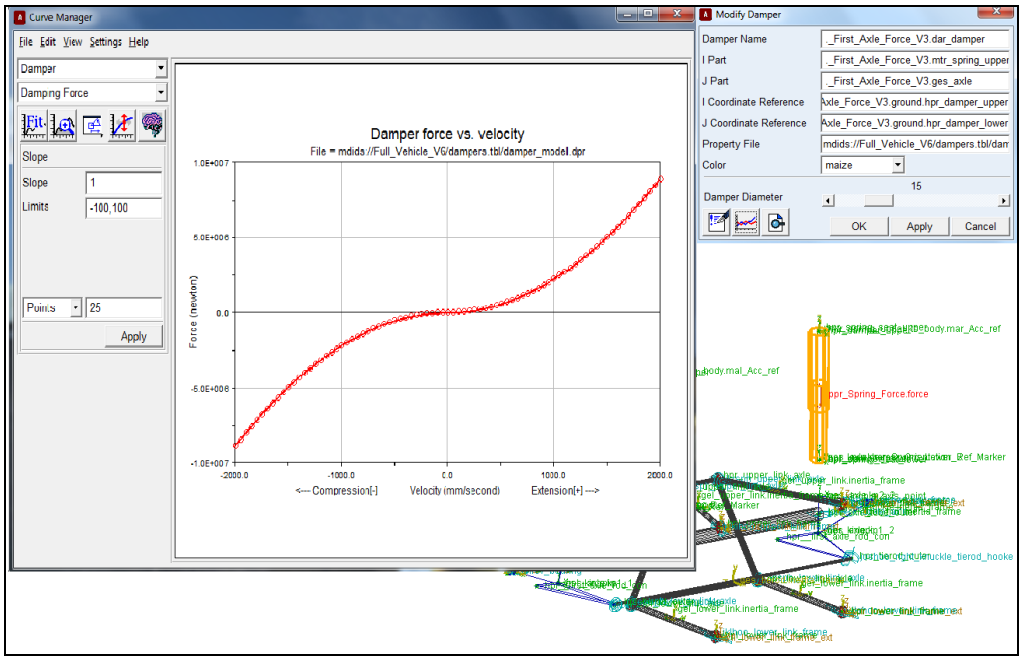


Şekil 5.14. HPS'nun yay kuvvetinin MSC ADAMS/Car ortamına uygulanışı

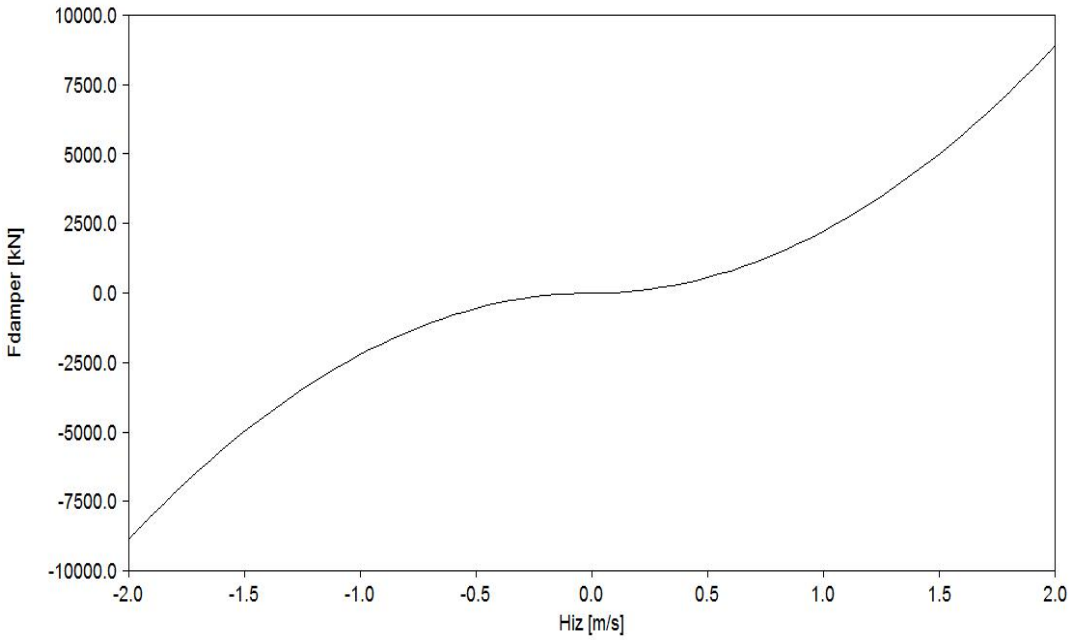


Şekil 5.15. Yay kuvvetinin süspansiyon silindirinin hareketine göre değişimi

HPS'nin enerji sönümleme damper etkisi, sistem içerisinde basınç düşmesine sebep olan bileşenlerin etkileri ile modellenmiştir. Modelin matematiksel ifadesi Bölüm 4'te elde edilmiştir. Sönüm etkisinin matematiksel ifadesini doğrudan MSC ADAMS/Car ortamına entegrasyonu yapılamamıştır. MSC ADAMS/Car ortamında sönüm etkisi, grafik olarak verilmiştir. Elde edilen ifade aşağıdaki gibidir.

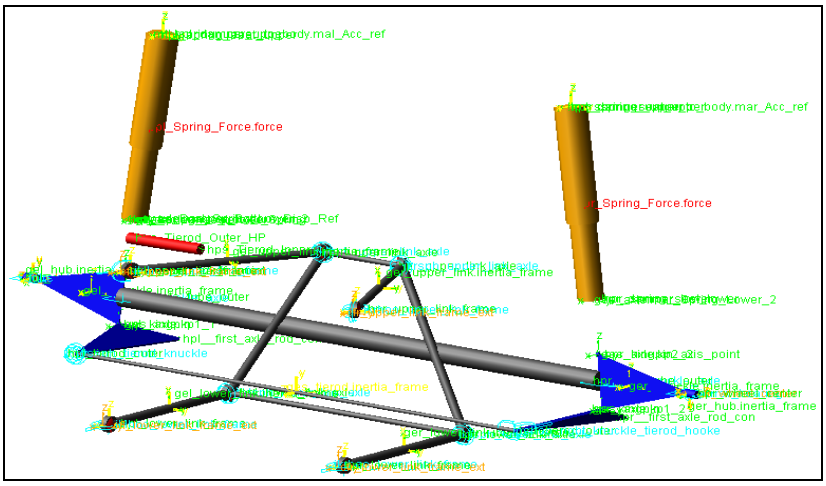


Şekil 5.16. HPS'nun sönüm etkisinin MSC ADAMS/Car ortamına uygulanış arayüzü



Şekil 5.17. HPS'nun sönüm kuvvet eğrisi

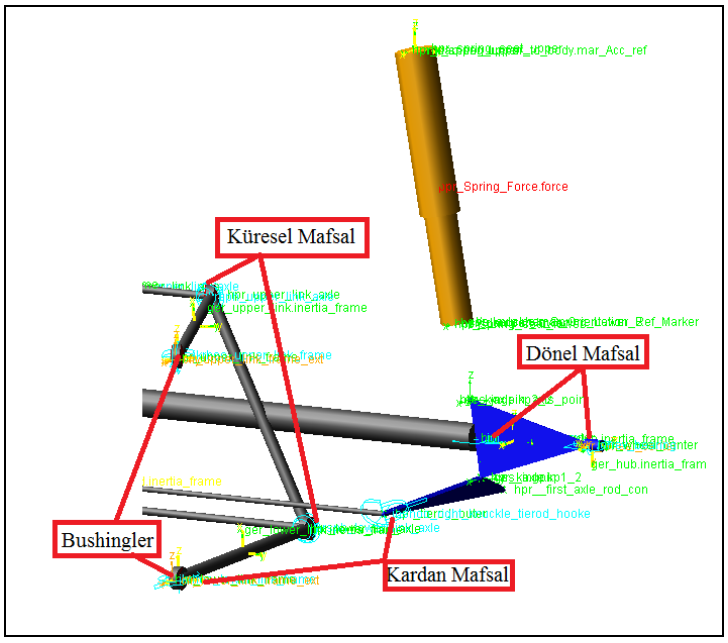
Birinci aks için oluşturulan süspansiyon modeli, diğer üç aks için de aynı işlemler tekrarlanarak her aksa ait süspansiyon sistemi modellenmiştir.



Şekil 5.18. MSC ADAMS/Car ortamında birinci aksa ait HPS modeli

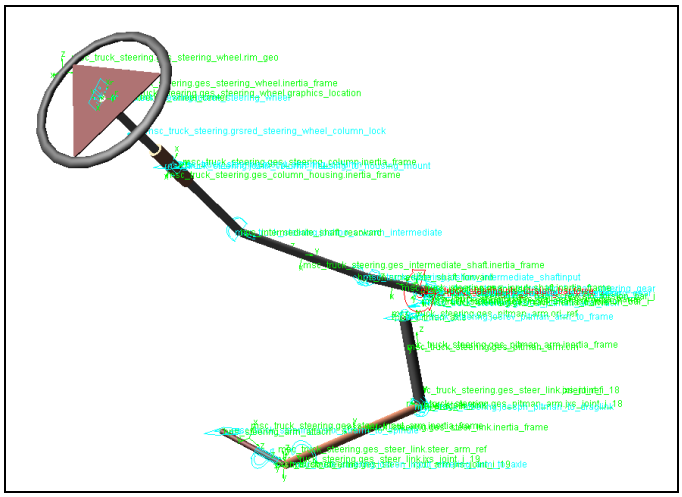
5.2. Şablonların ve Alt Sistemlerin Oluşturulması

Şekil 5.19'da süspansiyon sisteminin şablon modeli gösterilmiştir. Süspansiyon sistemine ait elemanların gövdeye ve diğer elemanlara bağlantıları şekilde açıkça gösterilmiştir.



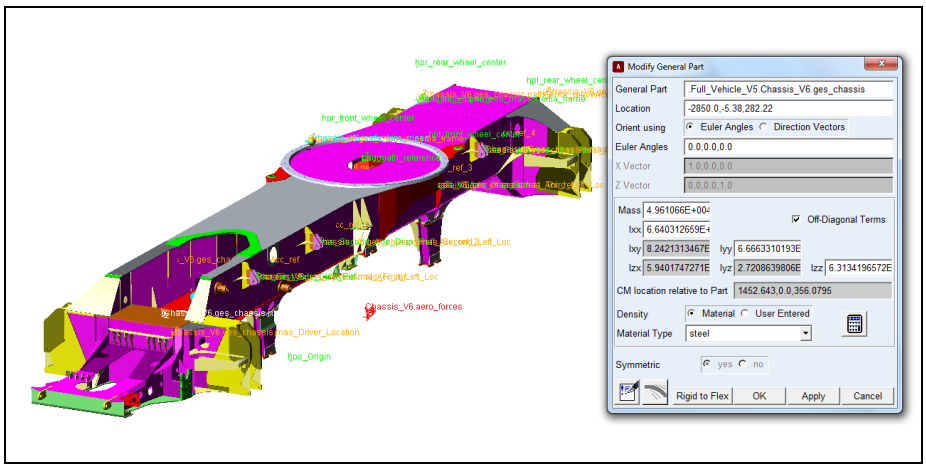
Şekil 5.19. Süspansiyon sistemi şablonu

Şekil 5.20'de yönlendirme sisteminin şablonu gösterilmiştir. Tez kapsamında manevra hesapları yapılmamıştır. Ancak benzetim yazılımının kontrol algoritmasından dolayı bir yönlendirme alt sistemine ihtiyaç vardır. Bu sebeple, aracın ön aks yönlendirme sistemi modellenmiştir.



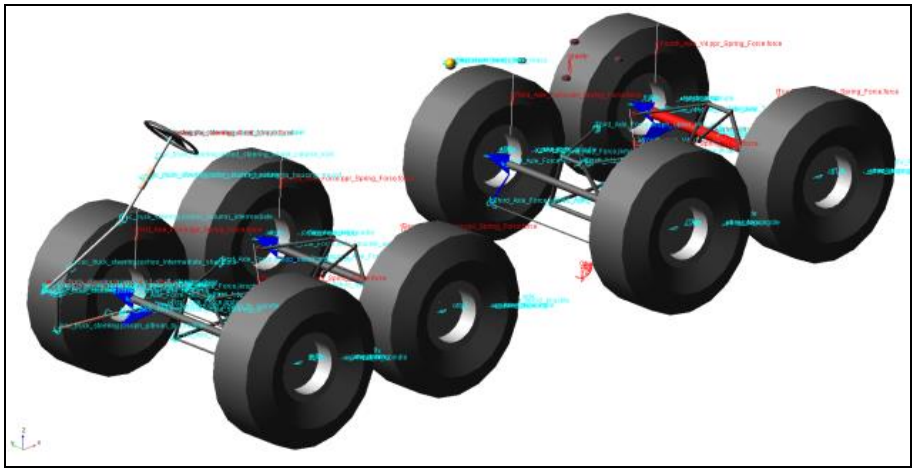
Şekil 5.20. Yönlendirme sisteminin şablonu

Şekil 5.21'de modellenen gövde alt sistemi gösterilmiştir. BDT ortamından alınan değerler referans alınarak ağırlık merkezi oluşturulmuştur. Sağ tarafta gövdenin kütle ve atalet parametrelerinin girildiği arayüz gösterilmiştir.



Şekil 5.21. MSC ADAMS/Car ortamında gövde alt sistemi

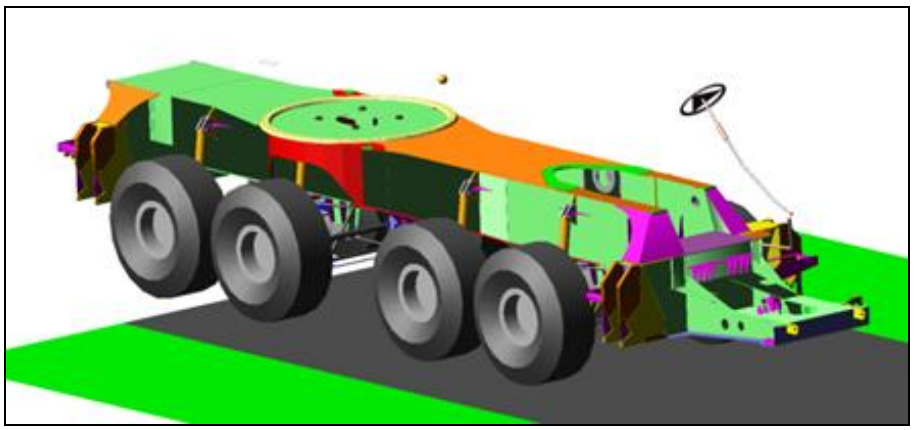
Lastikler, uygun boyutlarda Pacejka (PAC2002) lastik modeli ile modellenmiştir. Lastik üreticisinden temin edilen parametreler, lastik modelinin içerisine tanımlanmıştır.



Şekil 5.22. MSC ADAMS/Car ortamında lastik modeli

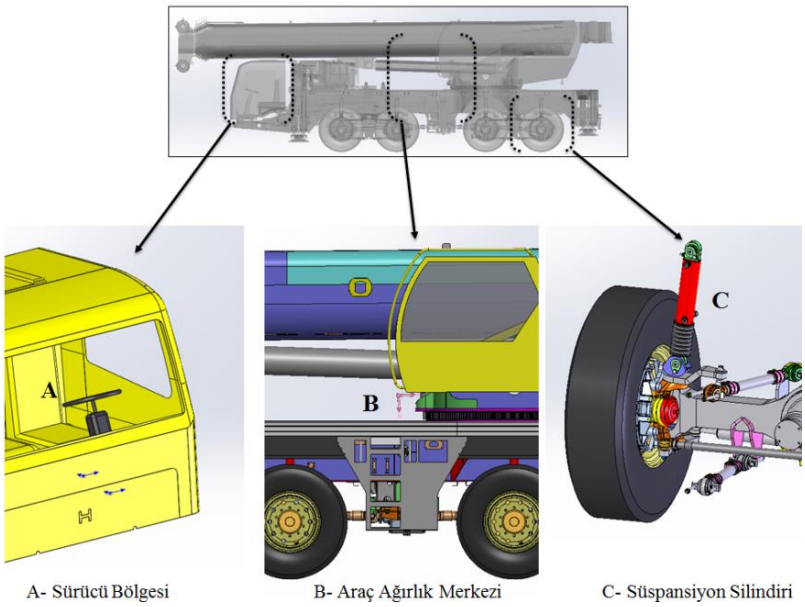
5.3. MSC ADAMS/Car Ortamında Yapılan Benzetim Sonuçları

MSC ADAMS/Car ortamında hazırlanan 8x8 araç modelinin farklı yol şartlarında benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Kurulan model aşağıdaki şekilde verilmiştir. "x" ekseni aracın boyuna yönünü, "y" ekseni aracın enine yönünü ve "z" ekseni aracın dikey yönünü temsil etmektedir.



Şekil 5.23. 8x8 MSC ADAMS/Car araç modeli

MSC ADAMS/Car ortamında oluşturulan model, farklı yol şartlarında testleri yapılarak belirlenen ölçüm noktalarından değerler alınmıştır. Ölçüm yapılan yerler; ağırlık merkezinin "z" eksenindeki ivme değeri, "z" eksenindeki deplasman değeri ve yunuslama açısı, tüm akslar için süspansiyon silindirlerinin "z" eksenindeki şase ve aks bağlantısının birbirlerine göre bağıl deplasmanları ve sürücü kabin koltuğundaki "z" eksenindeki ivme değeri incelenmiştir (Şekil 5.24.).



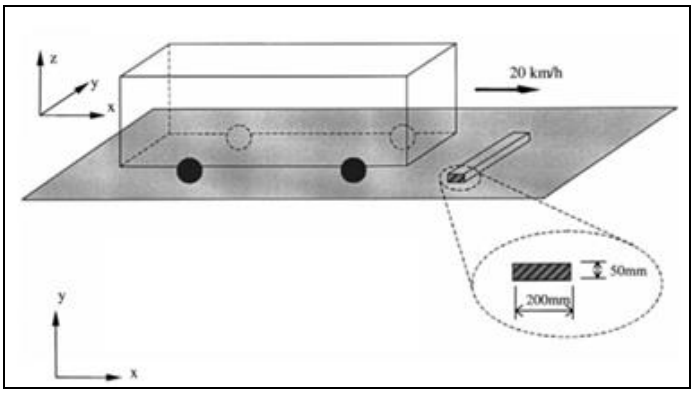
Şekil 5.24. MSC ADAMS/Car ölçüm bölgeleri

Gerçekleştirilen testlerde standarda uygun olarak oluşturulan engelli yollarda, araç 20 km/h sabit hız ile 20 saniye süresince hareket ettirilerek engelden geçişi sağlanmıştır.

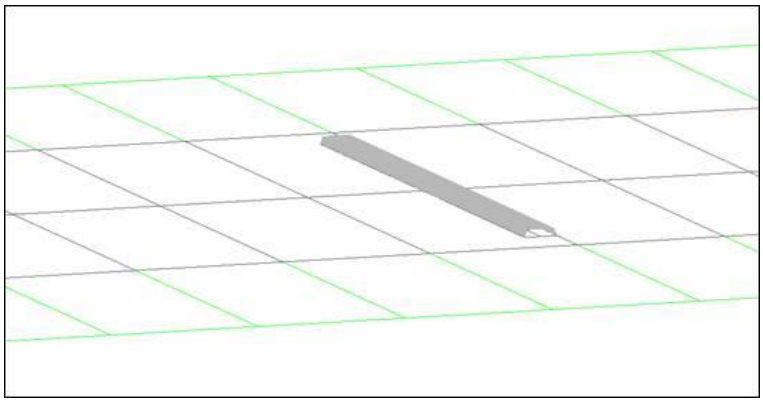
MSC ADAMS/Car yazılımında benzetimi yapılan tüm testlerin video kayıtları tutulmuştur.

5.3.1. ISO yol girdisiyle yapılan benzetim

Hazırlanan 8x8 araç modeli ile ISO 2631:1997 standardına uygun 20 km/h hız ile tümsek geçiş benzetimi gerçekleştirilerek, ilgili yerlerin düşey eksenindeki çizgisel ivmelenmeleri incelenmiştir.



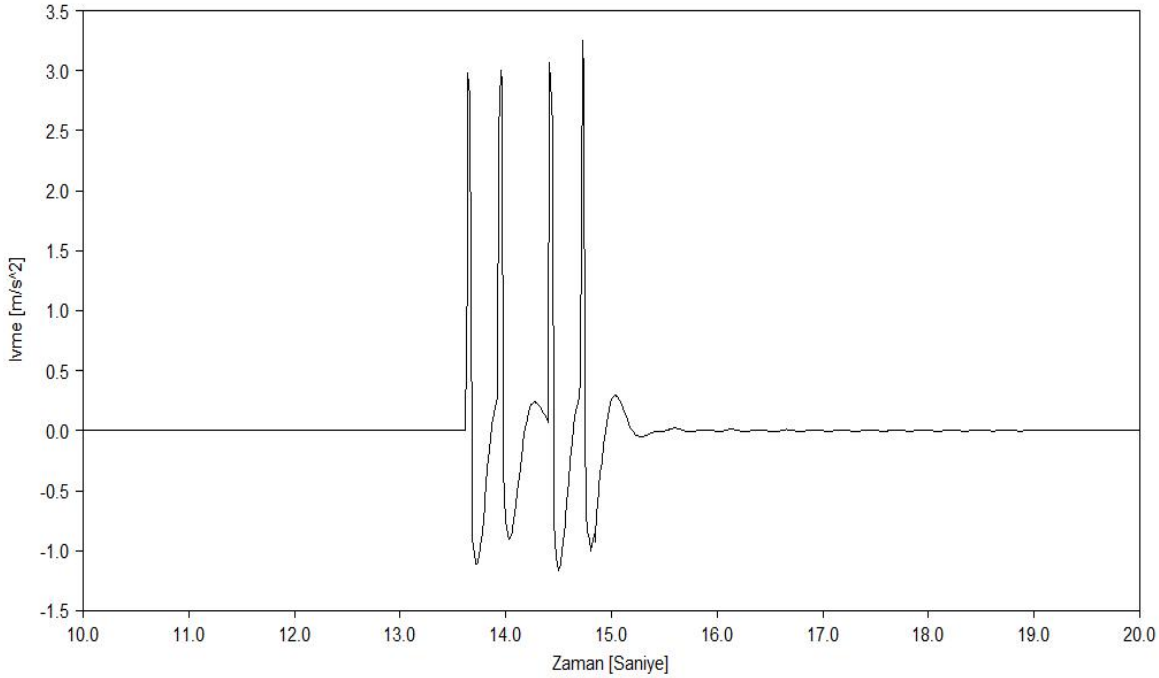
Şekil 5.25. ISO 2631:1997 Engel Boyutları (Friberg ve ark., 2004)



Şekil 5.26. MSC ADAMS/Car – Engel Modeli

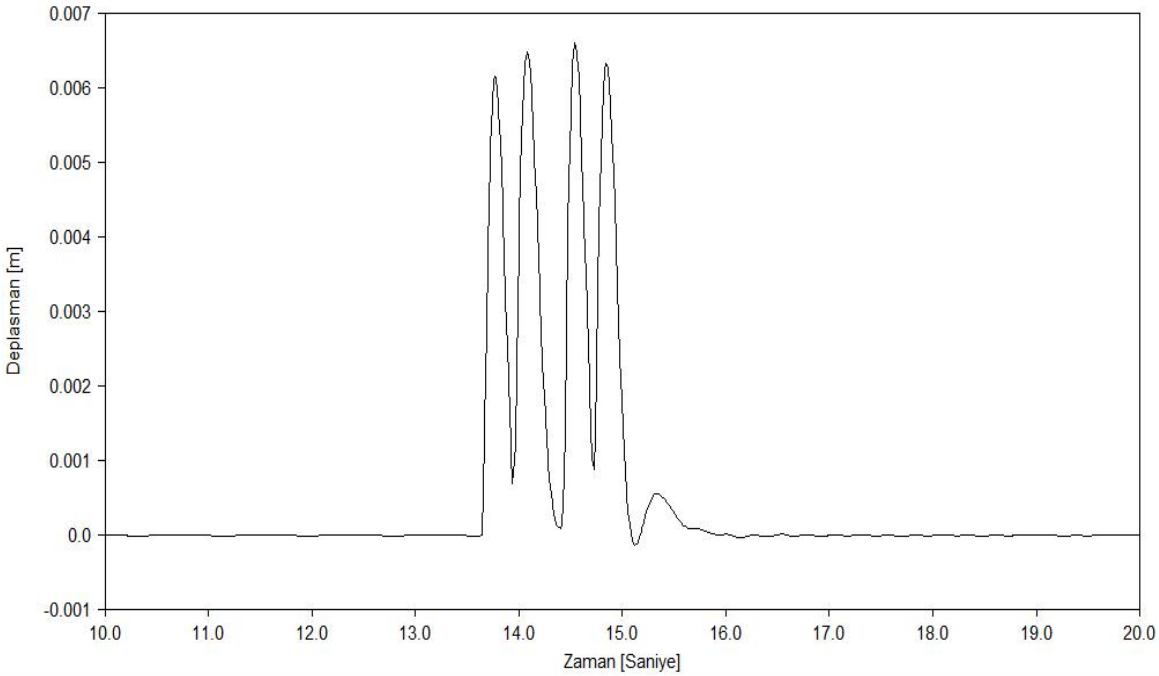
Gerçekleştirilen benzetim sonucunda, araç üzerinde Şekil 5.24.'te gösterilen yerlerden değerler ölçülmüştür. MSC ADAMS/Car ortamında kurulan araç modeli, Şekil 5.26.'da gösterilen engele birinci aks üzerindeki tekerler yaklaşık 13.5 saniyede varmaktadır. Araç modeli üzerinden alınan sonuçları daha yakından incelemek için 10 ile 20. saniyeler arasındaki değerlerin çıktısı alınmıştır.

Aracın ağırlık merkezinin “z” eksenindeki ivme değeri Şekil 5.27.’de verilmiştir.



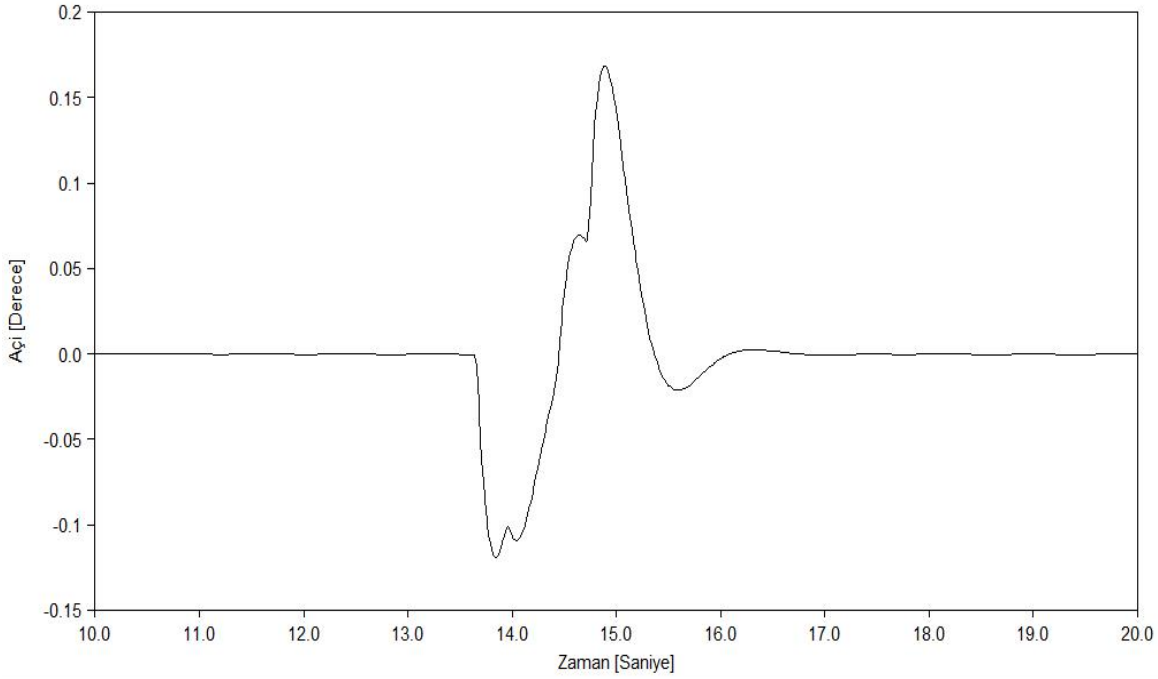
Şekil 5.27. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki ivmesi

Aracın ağırlık merkezinin “z” eksenindeki deplasman değeri Şekil 5.28.’de verilmiştir.



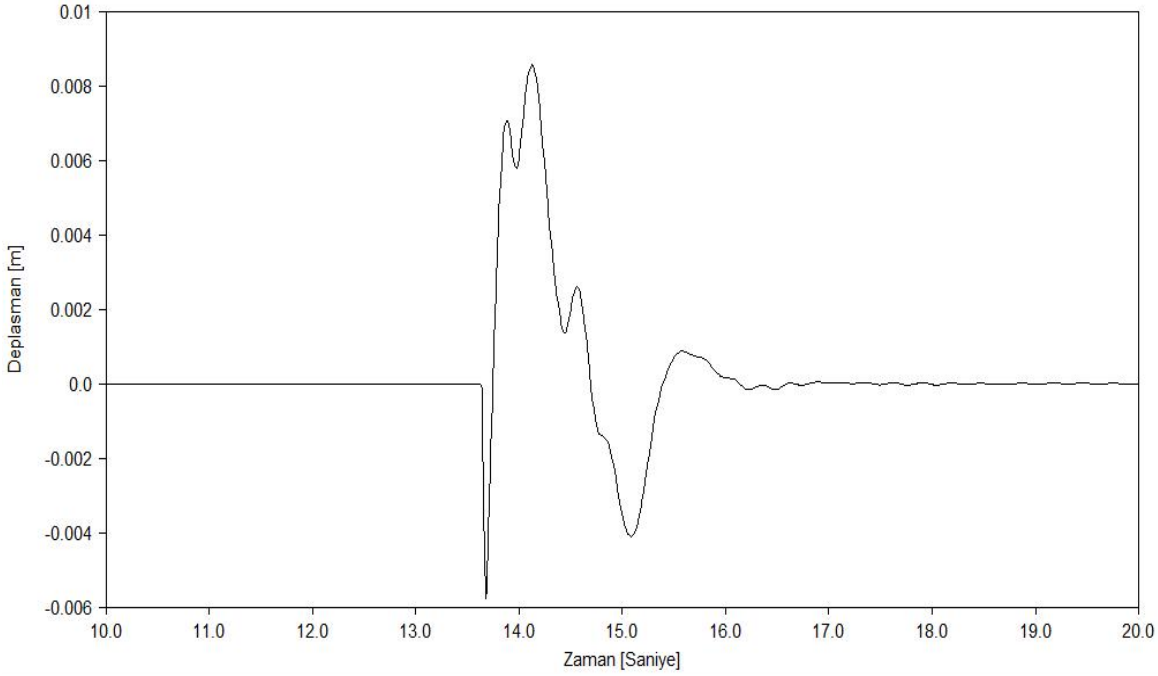
Şekil 5.28. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki deplasmanı

Aracın ağırlık merkezinin yunuslama açısı Şekil 5.29.'da verilmiştir.



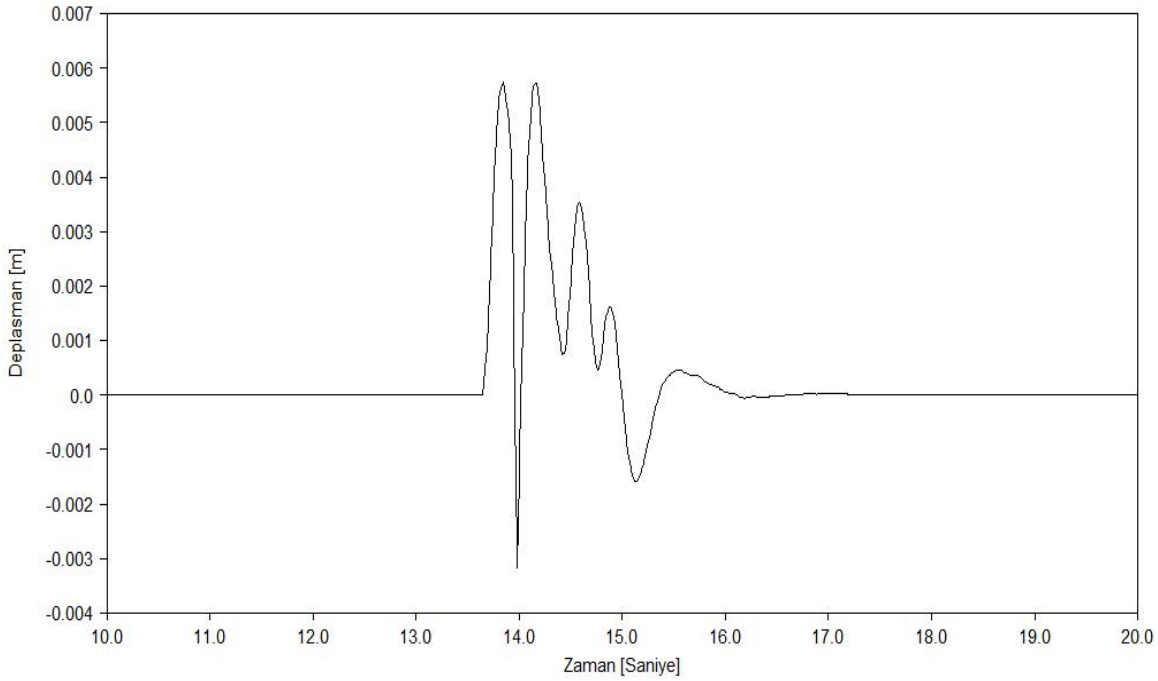
Şekil 5.29. Araç ağırlık merkezinin yunuslama açısı

Aracın birinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.30.'da verilmiştir.



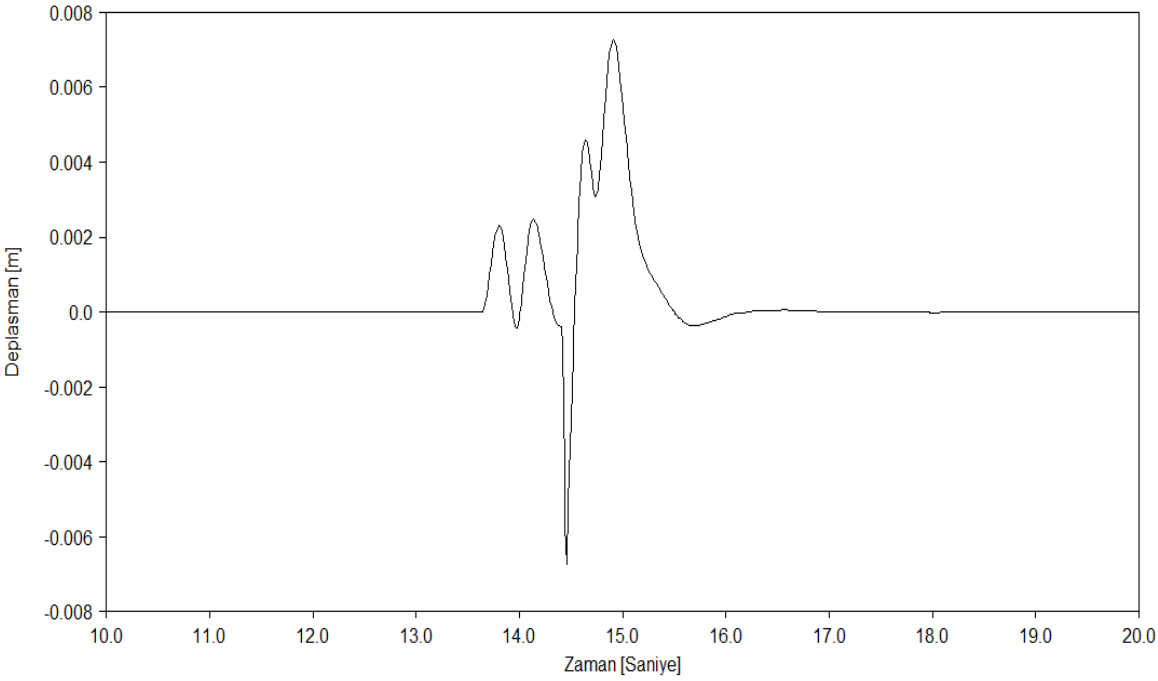
Şekil 5.30. Birinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın ikinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.31.'de verilmiştir.



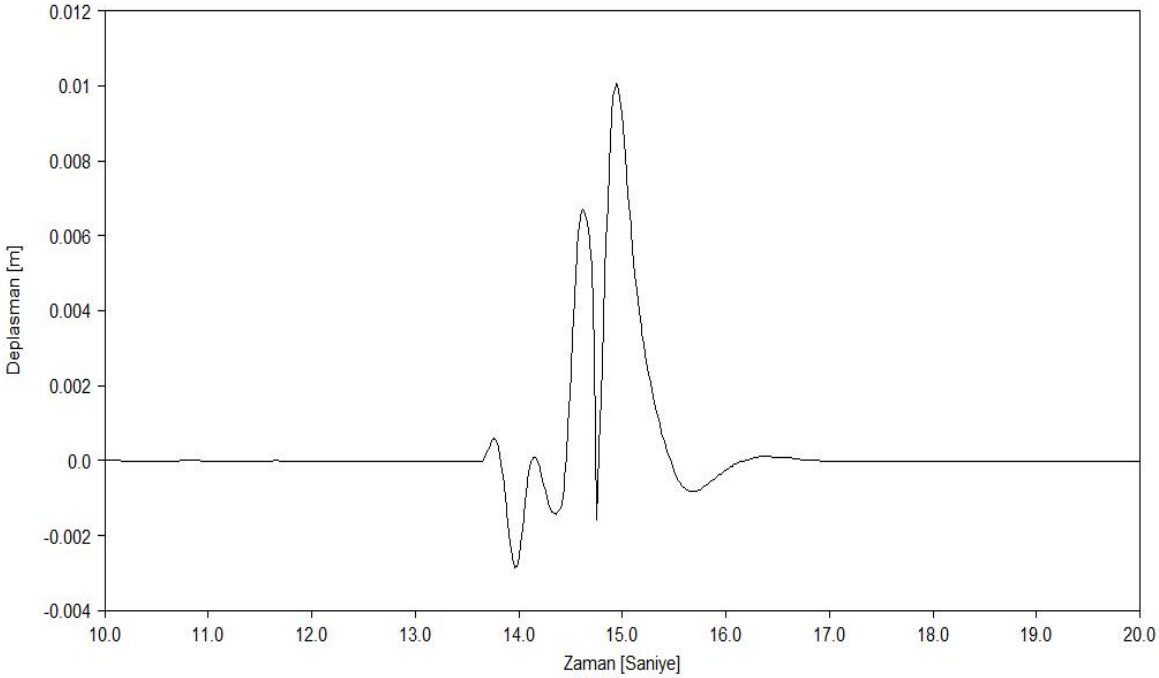
Şekil 5.31. İkinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın üçüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.32.'de verilmiştir.



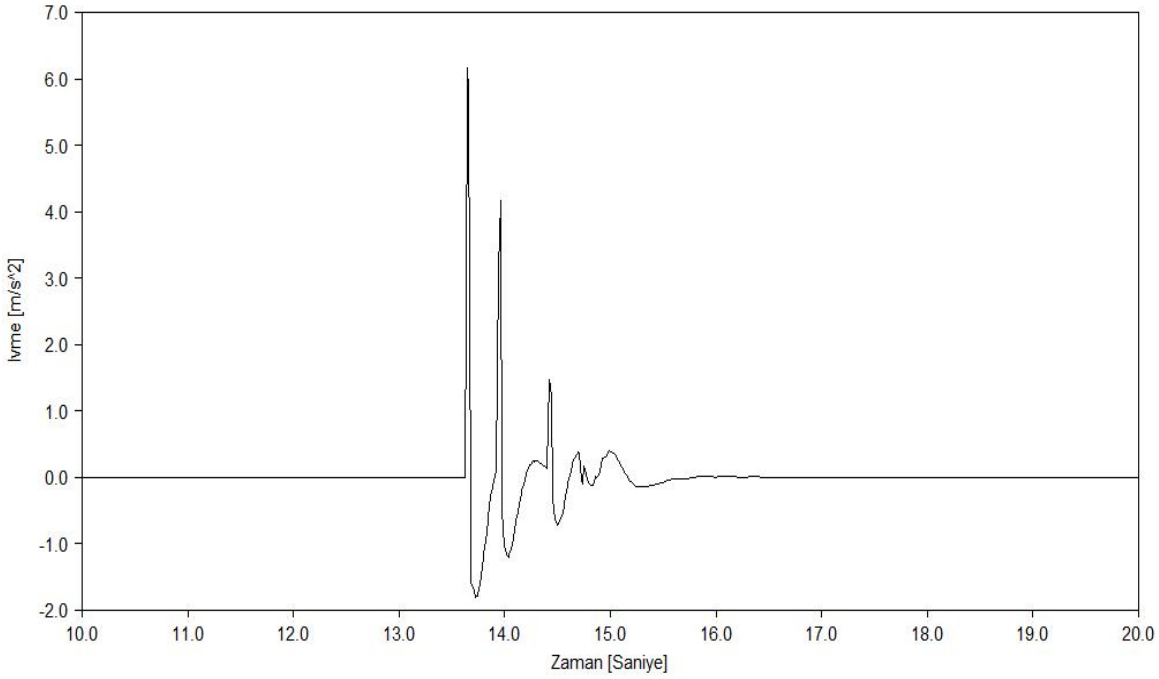
Şekil 5.32. Üçüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın dördüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.33.'te verilmiştir.



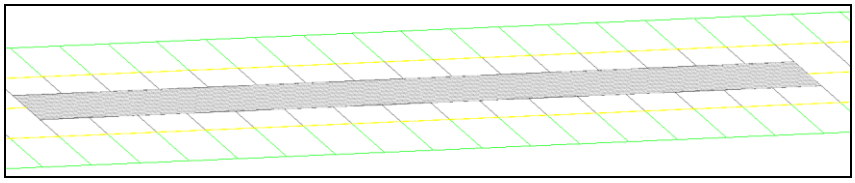
Şekil 5.33. Dördüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın sürücü bölgesinin "z" ekseninde ölçülen ivme değeri Şekil 5.34.'te verilmiştir.



Şekil 5.34. Kabin bölgesinin z eksenindeki ivmesi

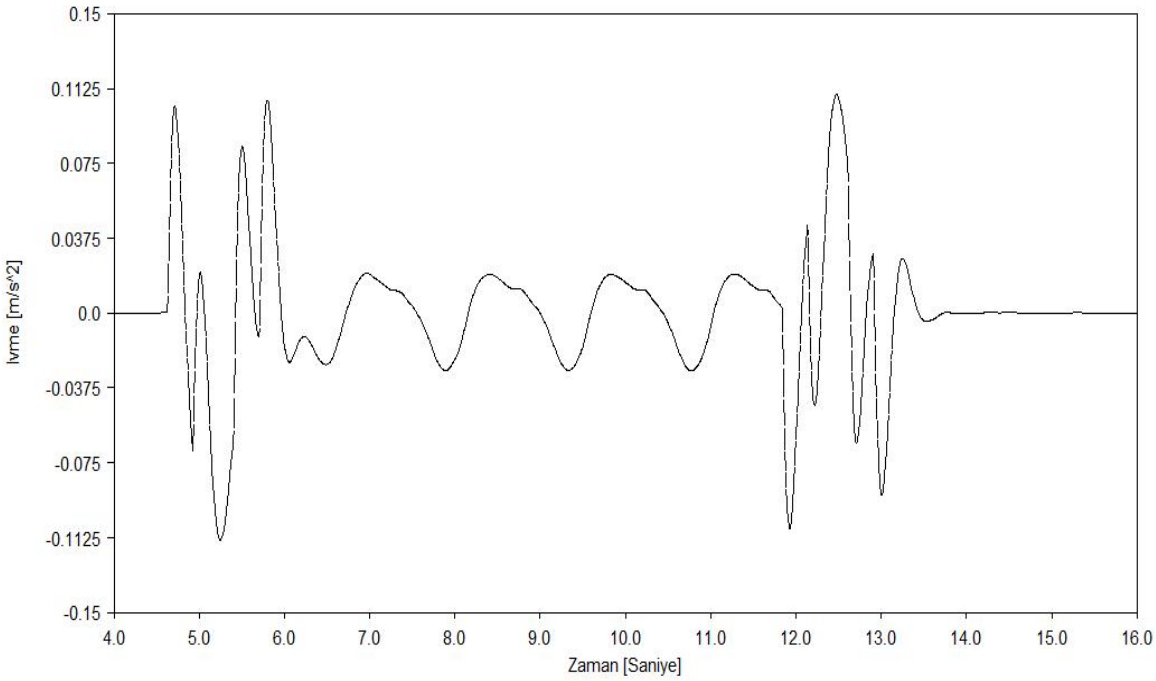
Hazırlanan 8x8 araç modeli ile MSC ADAMS/Car kütüphanesinde hazır olarak bulunan ve standartlar göz önüne alınarak oluşturulan sinüs profilli yolda 20 km/h hız ile geçiş benzetimi gerçekleştirilerek, ilgili yerlerin düşey eksenlerindeki çizgisel ivmelenmeleri incelenmiştir. MSC ADAMS/Car ortamında kurulan araç modeli, Şekil 5.35.'te gösterilen engele birinci aks üzerindeki tekerlekler yaklaşık 5. saniyede ulaşmaktadır. Araç modeli üzerinden alınan sonuçları daha yakından incelemek için 4 ile 16. saniyeler arasındaki değerlerin çıktısı alınmıştır. Yol girdisinin boyu 40m, genişliği 5m olup, sinüs yol girdisinin genliği 0.01m ve dalga boyu da 8m ve frekansı yaklaşık olarak 0.7 Hz olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.35. MSC ADAMS/Car – Engel Modeli

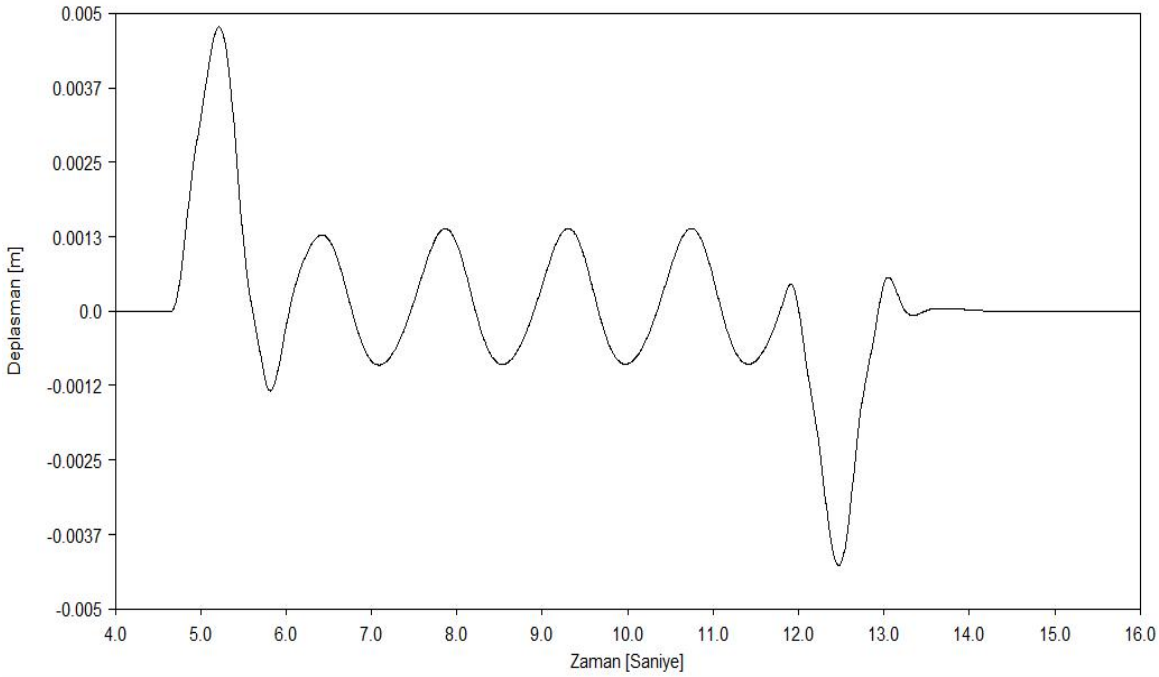
Gerçekleştirilen benzetim sonucunda, araç üzerinde Şekil 5.24.'te gösterilen yerlerden değerler ölçülmüştür.

Aracın ağırlık merkezinin "z" eksenindeki ivme değeri Şekil 5.36.'da verilmiştir.



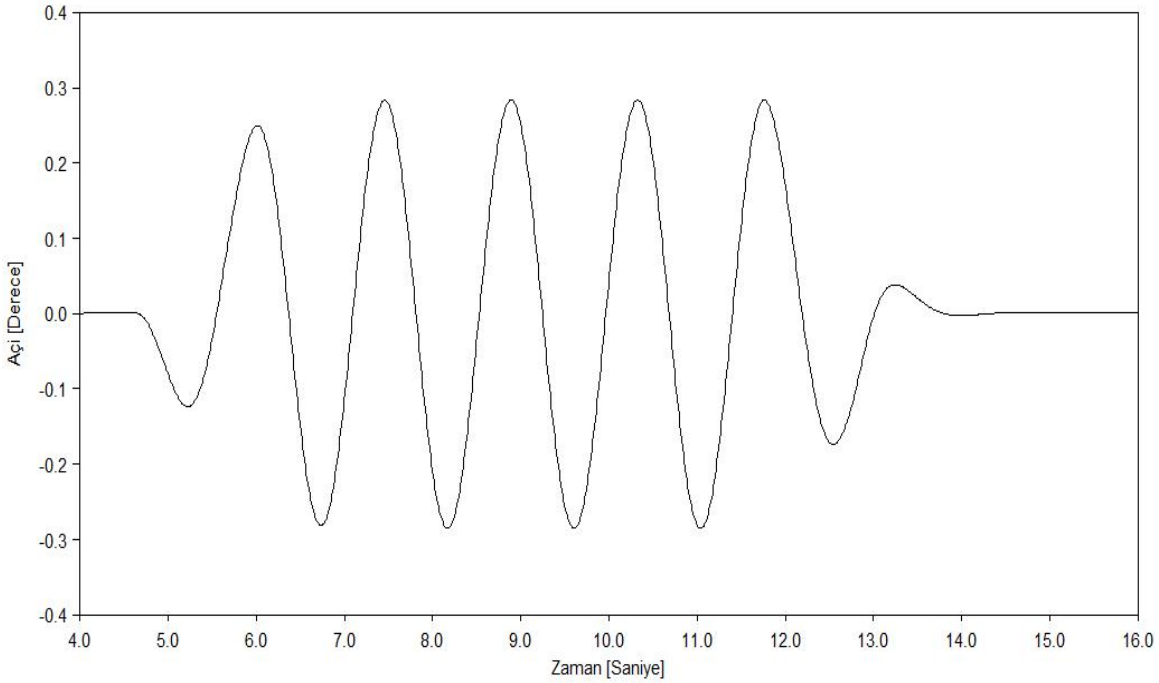
Şekil 5.36. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki ivmesi

Aracın ağırlık merkezinin “z” eksenindeki deplasman değeri Şekil 5.37.’de verilmiştir.



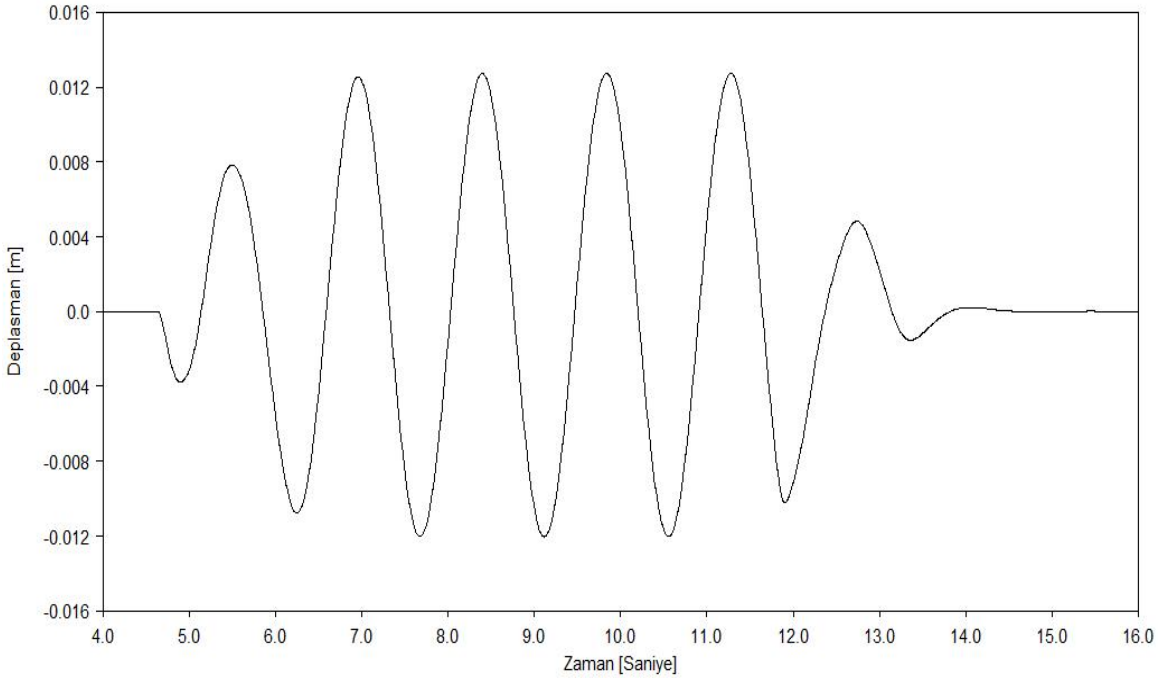
Şekil 5.37. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki deplasmanı

Aracın ağırlık merkezinin yunuslama açısı Şekil 5.38.’de verilmiştir.



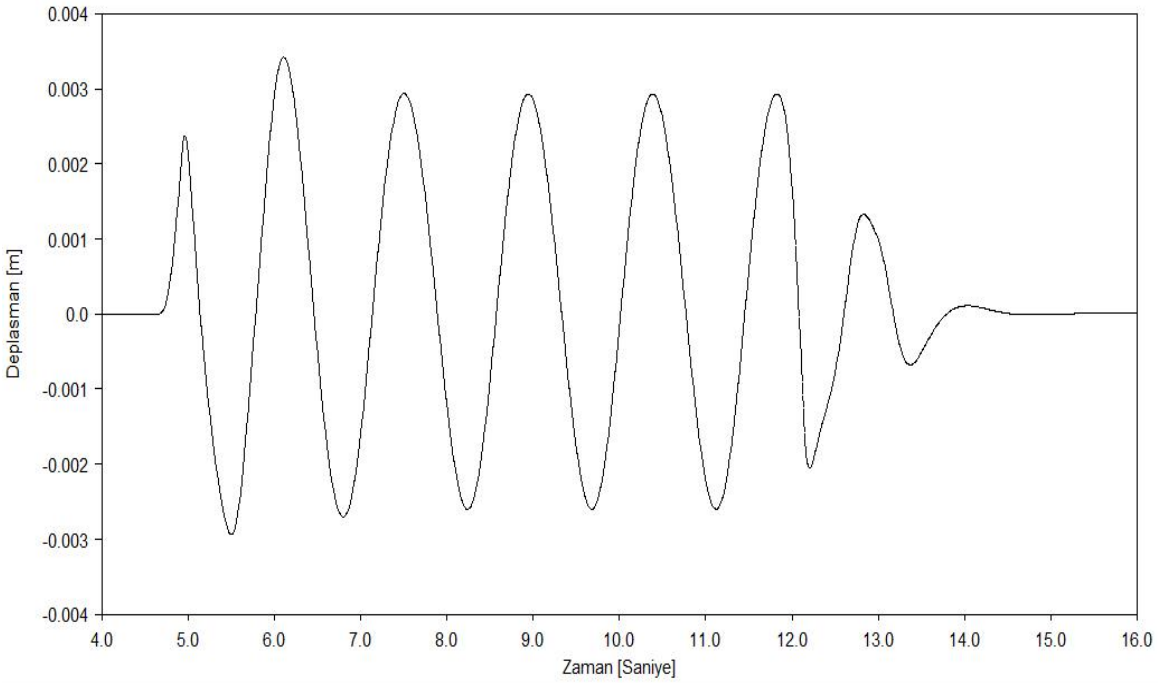
Şekil 5.38. Araç ağırlık merkezinin yunuslama açısı

Aracın birinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.39.'da verilmiştir.



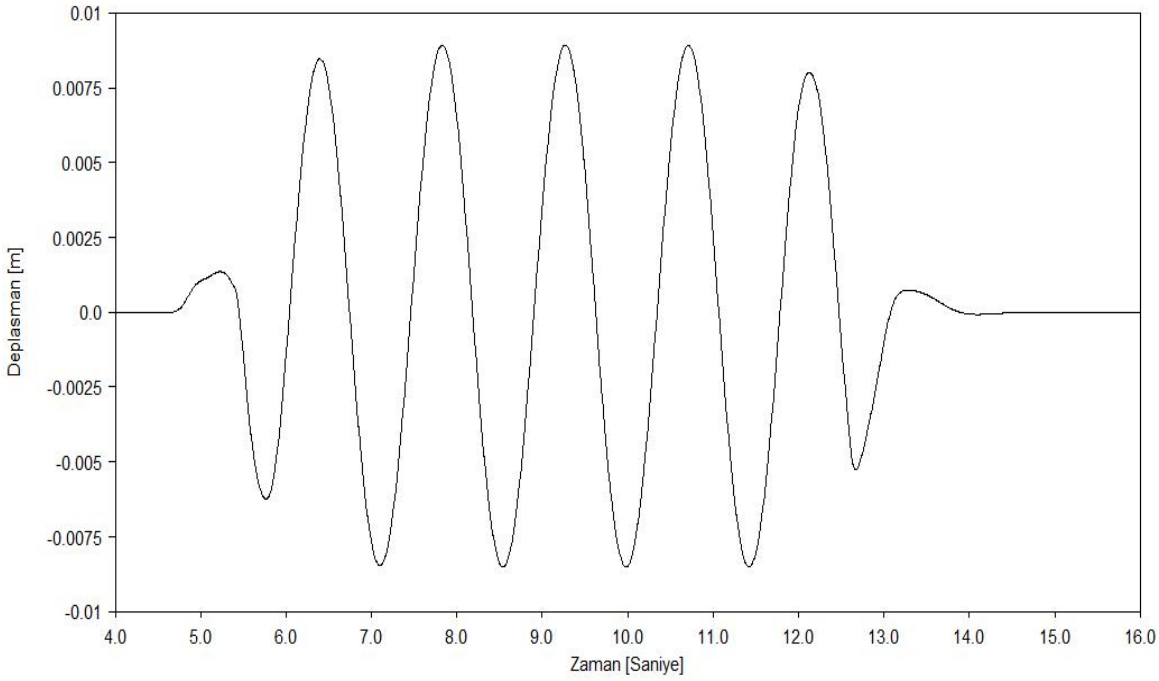
Şekil 5.39. Birinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın ikinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.40.'ta verilmiştir.



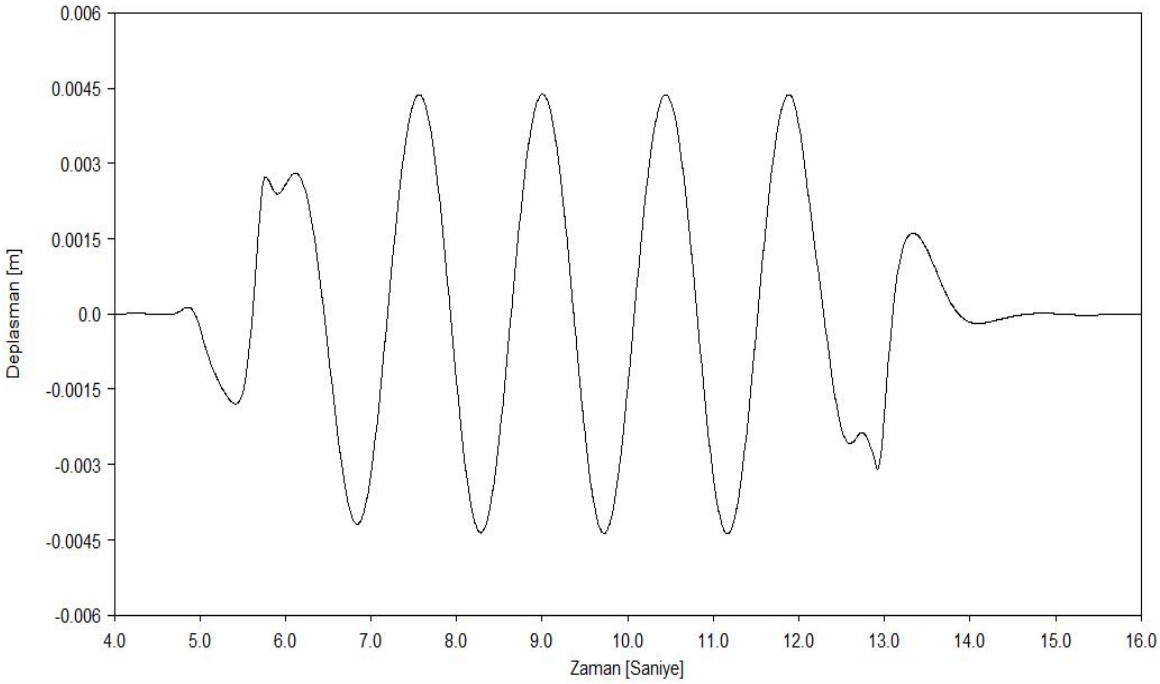
Şekil 5.40. İkinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın üçüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.41.'de verilmiştir.



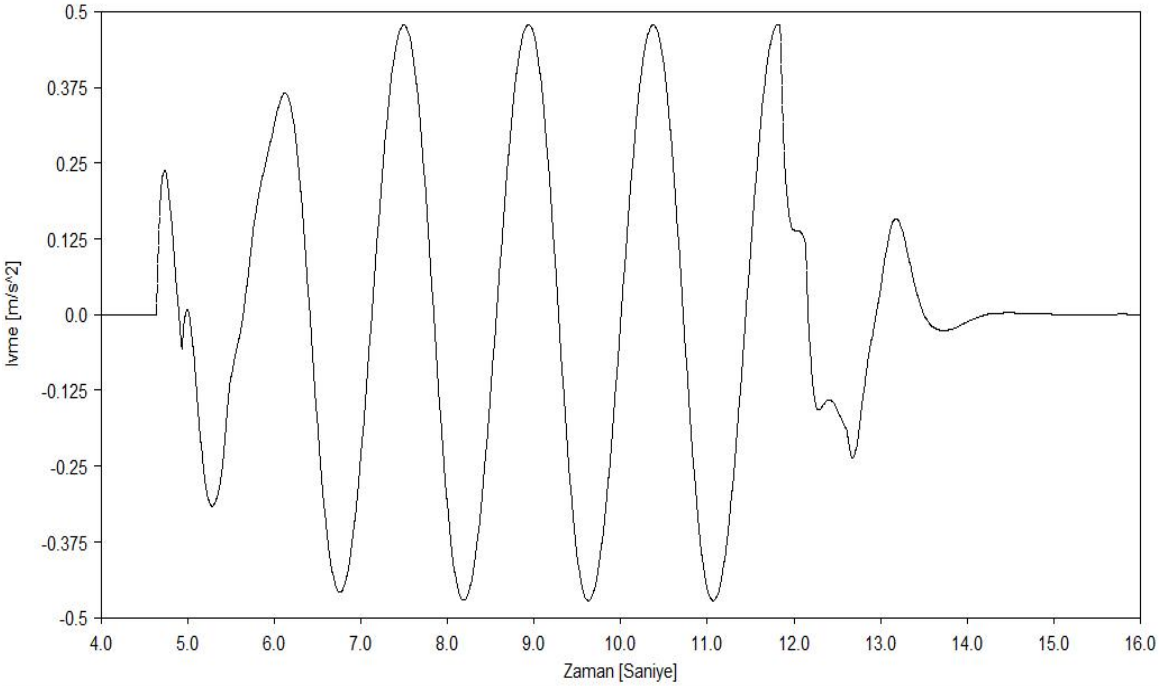
Şekil 5.41. Üçüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın dördüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değeri Şekil 5.42.'de verilmiştir.



Şekil 5.42. Dördüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın sürücü bölgesinin “z” ekseninde ölçülen ivme değeri Şekil 5.43.’te verilmiştir.



Şekil 5.43. Kabin bölgesinin z eksenindeki ivmesi

6. HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONUN OPTİMİZASYONU

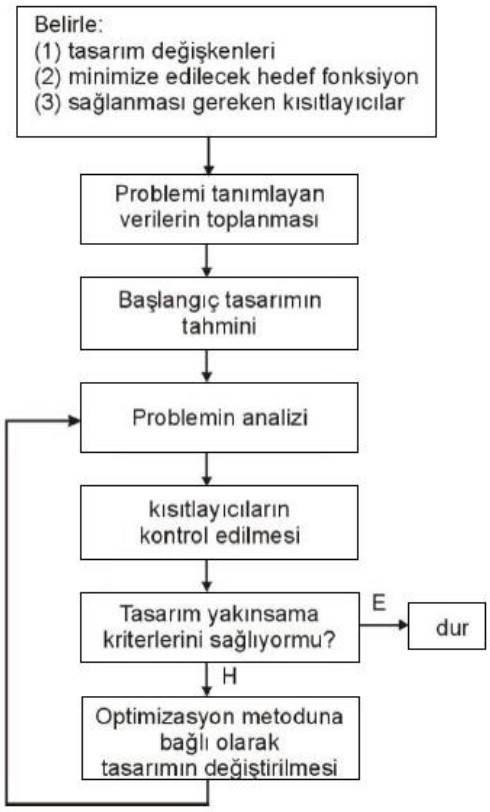
Optimizasyon, kısıtlar sağlanacak şekilde amaç fonksiyonunu/fonksiyonlarının minimum/maksimum değerlerini veren tasarım değişkenlerinin en ideal değerlerinin bulunmasıdır (Yıldız, 2006).

Şekil 6.1.'de görülen geleneksel tasarım süreci daha çok tasarımcının deneyimine bağlıdır. Geleneksel tasarım sürecinin en belirgin avantajı, tasarım sürecine ilave şartlar koymakla ilgilenmesidir. Fakat daha kompleks tasarımlarla karşılaşıldığında geleneksel tasarım sürecinin bazı zorlukları ortaya çıkmaktadır. Örneğin; yükleme şartlarının veya titreşim frekansındaki sınırlamaların değişken olması gibi durumlarda geleneksel tasarım süreci eksik kalmaktadır (Yıldız, 2006).



Şekil 6.1. Geleneksel tasarım (Kaymaz, 2013)

Optimum tasarım süreci Şekil 6.2.'de görülmektedir. Optimum tasarım süreci, tasarımcıyı sistemin kısıtlarını, amaç fonksiyonunu ve tasarım değişkenlerini tanımlamaya zorlar ve böylece tasarımcıya problemin daha iyi anlaşılmasında yardımcı olur (Yıldız, 2006).



Şekil 6.2. Optimum tasarım süreci (Kaymaz, 2013)

6.1. Genetik Algoritmalar

Genetik algoritma, doğal seleksiyon ve genetik bilimine dayanan bir optimizasyon tekniğidir. Algoritma, doğadan farklı olarak kuralları tanımlanmış olan seleksiyon ile evrilen sayılar popülasyonunu kullanarak optimizasyon yapar. Seleksiyon ve popülasyon ile optimizasyonda kullanılacak fonksiyonu minimum kılmaya çalışır.

Yapılan bu tez çalışmasında optimizasyon tekniği olarak genetik algoritma kullanılma nedeni, çözüm uzayında tek noktadan değil noktaların kümesinde optimumu arar. Böylece yerel en iyi çözümde sıkışıp kalmaz ve global arama yaparak sonuca gider. Aynı zamanda oluşturulan kodlamayla daha rahat çalışma sunar ve böylelikle ciddi bir zaman kazancı sağlar.

John Holland genetik algoritmalar konusunda ilk çalışmaları yapan kişi olup Michigan Üniversitesinde psikoloji ve bilgisayar bilimi uzmanıdır. Evrim kuramından etkilenen Holland, canlılarda yaşanan genetik sürecin bilgisayar ortamında gerçekleşebilirliğini araştırmıştır. Bu araştırma sonucunda tek bir mekanik yapının öğrenme yeteneğini geliştirmek yerine, çeşitli yöntemlerle (çaprazlama, çoğalma,

mutasyon, vb.) yeni başarılı bireylerin meydana gelebileceğini görmüştür. 1975'te, çalışma sonuçlarının açıklandığı kitapta Holland'ın geliştirdiği bu yönteme Genetik Algoritmalar adı verildi. Ancak genetik algoritmalar konusu Holland'ın öğrencisi David E. Goldberg'in çalışmalarına kadar yararı olmayan bir araştırma olduğu düşünülüyordu. Goldberg'in gaz boru hatlarının denetimi üzerine yaptığı doktora tezinde, genetik algoritmalar ile çalışmasını yürütmüş ve bu konunun pratik kullanımının da olduğunu kanıtlamıştır. Bu tez ile 1985 yılında National Science Foundation Genç Araştırmacı ödülünü kazanan Goldberg, daha sonra çıkardığı kitabında genetik algoritmalara dayalı tam 83 uygulamaya yer vermiştir.

Genetik algoritmalar, genetik bilimindeki evrim prensiplerini bilgisayar ortamında taklit ederek çalışan optimizasyon metodudur. Genetik Algoritmalar, üzerinde çalışılan problem için her zaman global optimumu bulmayı garanti etmez. Fakat klasik metotlara göre global optimuma çok yakın sonuçlar elde edilebilir.

Genetik algoritmalar, optimize edilecek problem için geçerli olan tüm çözümlerin kodlandığı dizilerin bir seti ile biyolojik özellikleri taklit eden operatörlerden oluşur.

Algoritma içindeki dizilerin oluşturduğu grup, literatürde popülasyon olarak nitelendirilir. Önce mümkün olan tüm çözümlerin bulunduğu popülasyon rastgele oluşturulur. "N" ifadesi ile gösterilen popülasyon sayısı, popülasyonun boyutunu verir. İşlem süresince popülasyon boyutu sabit kalır.

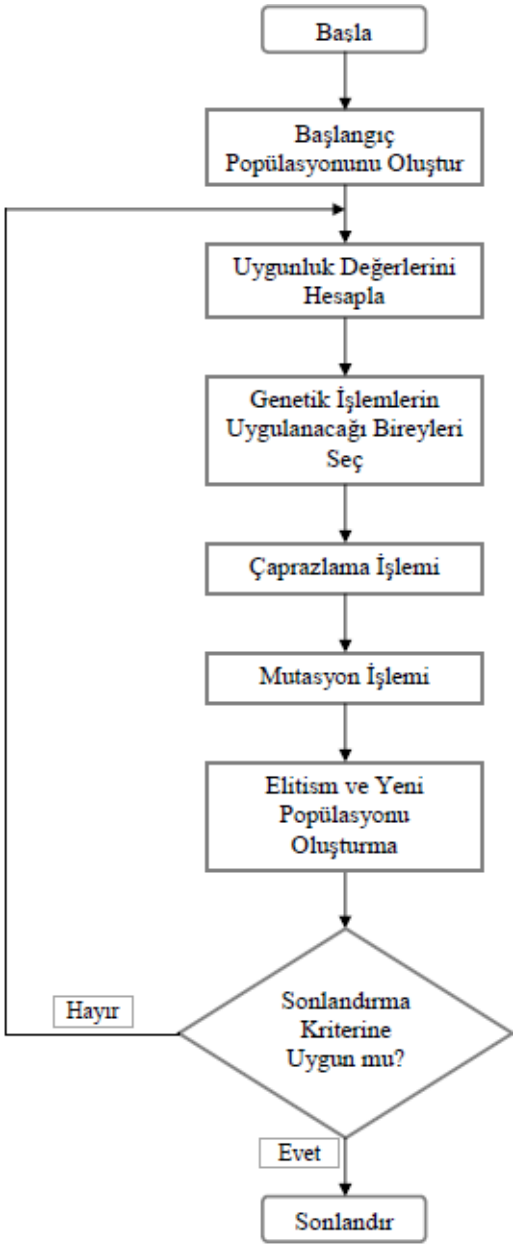
Popülasyondaki her dizi bir kromozoma karşılık gelir. Her dizinin özgü uygunluk değeri mevcuttur. Bu değer uygunluk fonksiyonu ile belirlenir. İyi bir dizi maksimizasyon problemi yüksek, minimizasyon problemi ise düşük uygunluk değerine sahiptir.

Optimize edilecek problem amaç fonksiyonu ile tanımlanan algoritmada, genellikle uygunluk fonksiyonu amaç fonksiyonudur ve bunlar minimize veya maksimize edilir (Goldberg, 1989).

6.1.1. Genetik algoritmaların çalışma prensibi

Genetik algoritmalar her bir işlemde tek bir çözüm yerine çeşitli çözümleri içeren bir popülasyon ile çalışan, iteratif optimizasyon metodudur. Genetik Algoritma'nın çalışma prensibi Şekil 6.3.'te gösterilmiştir.

GA, başlangıç popülasyonunu verilen tasarım parametre aralığından rastgele seçim yaparak oluşturur. Oluşturulan başlangıç popülasyonu içerisindeki her bir bireyin uygunluk değeri hesaplanır. Uygunluk değerlerine göre bireylerin üreme işlemi ile yeni nesile aktarılır. Bu aşamada bireylerin bir kısmı birbirleri ile rastgele eşleşirler. Bu işleme çaprazlama olarak adlandırılır. Çaprazlamadan sonra mutasyona uğrayan bireyler oluşur ve algoritmanın son işlemi gerçekleşmiş olur. Bu döngü kısıtlara en uygun sonucu elde edene kadar devam eder (Yıldız, 2006).



Şekil 6.3. Genetik algoritmaların çalışma prensibi akış şeması (Yapıcı, 2012)

6.1.2. Genetik algoritmalarda gerçekleştirilen işlemler

Genetik Algoritmalar 3 temel işlemden oluşmaktadır (Goldberg, 1989). Bu işlemler aşağıdaki gibidir.

1. Yeniden Üreme
2. Çaprazlama
3. Mutasyon

6.1.2.1. Yeniden üreme işlemi

Yeniden üreme işlemi, ilk olarak başlangıç popülasyonu referans alınarak ve daha sonra mevcut oluşan popülasyon baz alınarak yeni nesilde geniş sayıda kopyalarının üretilmesini sağlar. Uygunluk değeri yüksek olan bireyler daha sonraki popülasyona yeni bireyler aktarması ve bir sonraki nesilde daha fazla ürünün oluşma olasılığının yüksek olması demektir.

Goldberg ve ark. 1991'de yapmış oldukları çalışmada, literatürde en çok kullanılan yeniden üretim mekanizmaları aşağıda verilmiştir.

- Orantılı seçim mekanizmaları
- Sıralı seçim mekanizması
- Turnuva seçim mekanizması
- Denge durumu seçim mekanizması

6.1.2.2. Çaprazlama işlemi

GA uygulamalarında çaprazlama işlemi en önemli parametredir. Çaprazlama işlemi, iki bireyin bilgileri karşılıklı olarak iyi özellikleri alınarak daha iyi çözümler yaratması beklenir. Bu işlem, tercih edilmiş iyi dizilerin arasında daha iyi özellikleri birleştirir.

Çaprazlama işlemini gerçekleştirmek için ilk olarak, üreme işlemi ile oluşturulmuş eşleştirme havuzundaki yeni kopyalanmış bireyin elemanları rastgele eşlenir. İkinci olarak, seçilen bireylere ait dizilerin bitleri, rastgele seçilmiş çaprazlama noktasından itibaren karşılıklı olarak değiştirilirler.

İkili düzen kodlama için literatürde bilinen ve çok sık kullanılan 4 adet çaprazlama işlemi bulunmaktadır. Bunlar aşağıda verilmiştir.

- Tek noktalı çaprazlama işlemi
- Çift noktalı çaprazlama işlemi
- Çok noktalı çaprazlama işlemi
- Uniform çaprazlama işlemi

6.1.2.3. Mutasyon işlemi

Mutasyon**,** yeniden üreme ve çaprazlama işlemlerinin ardından gelen tamamlayıcı işlemdir. Mutasyon, GA'da küçük bir olasılıkla dizi içindeki bir veya birkaç noktada rastgele olarak değişim yapar ve yığında yeni dizilerin oluşmasını sağlar. Bu işlem oluşturulmuş dizilerin elverişli durumlarını birden bozabileceği için, olasılık değeri küçük verilir.

Genel olarak literatürde kullanılan 2 adet mutasyon operatörü mevcuttur. Bunlar;

- Düzenli mutasyon
- Düzenli olmayan mutasyon

6.1.3. Genetik algoritmaların performansını etkileyen parametreler

GA'larda parametrelerin belirlenmesi algoritmanın performansı üzerinde önemli etkiye sahiptir. GA optimal kontrol parametreleri bulabilmek için birçok çalışma yapılmıştır. Fakat tüm problemler için ortak kullanılabilecek parametreler bulunamamıştır. GA'ların performansını etkileyen kontrol parametreleri; popülasyon büyüklüğü (N), çaprazlama oranı ($P_ç$), mutasyon oranı (P_m), seçim stratejileri ve ölçeklendirme faktörüdür. Bu parametrelerin çok iyi belirlenmesi gerekmektedir (Yaman, 2007). Bu parametreler aşağıda açıklanmıştır.

Popülasyon Boyutu (N): Algoritmada kullanıcının ilk olarak belirlemesi gereken iş popülasyon boyutunun seçimidir. Popülasyon boyutu algoritmanın yakınsamasını etkileyen faktör olduğundan dolayı seçimi çok dikkatli yapılmalıdır. Popülasyonu oluşturan dizi sayısının küçük seçilirse performansta düşük ve yetersiz kalır. Çok küçük olan popülasyon sayısı, arama uzayı örneklenmesi yetersiz kalacağından zamansız yakınsamaya sebep olunmaktadır. Popülasyon boyutunun büyük

seçilmesi arama uzayının geniş olmasına ve arama etkinliğinin artmasına neden olur. Bu durumda da algoritmanın çözüm süresinin uzamasına neden olacaktır. Bu sebeplerden dolayı algoritmayı uygun bir popülasyon boyutuyla başlatılmalıdır.

Çaprazlama Oranı ($P_ç$): Çaprazlama işleminin amacı mevcut kromozomların iyi özelliklerini birleştirerek daha uygun kromozomlar oluşturmaktır. Her yeni yığında $P_ç$*N adet diziye çaprazlama işlemi uygulanır. Çaprazlama oranının az olarak seçilmesi, çok az sayıda yeni yapının girmesine sebep olur. Yüksek çaprazlama oranı popülasyon değişkenliğini hızlı bir şekilde gerçekleştirir ve kuvvetli yapılar çok hızlı olarak bozulacağından algoritmanın performansı düşecektir. Önerilen çaprazlama oranı 0.4 ile 0.8 arasında kullanmaktır.

Mutasyon Oranı (P_m): Mutasyon oranı genetik algoritmanın iyi sonuçlar elde edebilmesi için doğru belirlenmesi gerekmektedir. Yığın içerisindeki her elemen P_m mutasyon oranına eşit olasılıkla rastgele değişime uğrar ve sonuçta P_m*N*L adet mutasyon işlemi gerçekleşir. Mutasyon oranının yüksek seçilmesi algoritmaya rastgelelik katacağından sonuçlar ıraksar. Yani popülasyonun gelişimi söz konusu olmayacaktır. Düşük seçilme durumda arama uzayı tamamlamadan alt optimal çözüme gidecektir. Mutasyon oranının GA'nın performansı üzerinde etkisinin, çaprazlama oranına göre daha etkili olduğu literatürde görülmüştür. Mutasyon oranı genelde 0.001 ile 0.01 arasında seçilmesi tavsiye edilir.

Seçim stratejileri: Genetik algoritmada kullanılan seçim stratejileri, rulet çemberi, orantılı seçim, sıralı seçim, turnuva seçim ve denge durumu seçim mekanizmaları literatürde en çok kullanılan mekanizmalardır. Probleme göre en uygun seçim mekanizmasının seçilmesi genetik algoritmanın performansını etkileyen önemli parametrelerdendir.

Ölçeklendirme faktörü: GA çalışmalarında yığındaki değişkenliğin korunması önemlidir. Yığındaki uyum değerlerinin kullanılacak bir metot ile ölçeklendirilmesi gerekir. Doğrusal ölçekleme, standart sapma kadar azaltma ve üs yaklaşımı metotları mevcuttur. Probleme göre en uygun ölçekleme yönteminin seçilmesi genetik algoritmanın etkin işlemesi açısından önem taşımaktadır.

6.1.4. Genetik algoritmaların diğer metotlardan farkı

Genetik algoritmalar, diğer normal optimizasyon metotlarından dört açıdan farklılık göstermektedirler (Yıldız, 2006):

Genetik algoritmalar, doğrudan parametreler üzerinde çalışmaz. Parametrelerin kodlarıyla uğraşır ve bu kodlar üzerinde işlem yapar. Böylece diğer metotları sınırlayan birtakım özelliklerde büyük ölçüde serbestlik sağlanmış olmaktadır.

Genetik algoritmalar, çözüm uzayında tek noktadan değil noktaların kümesinde optimizasyonu araştırma yapar. Böylece yerel en iyi çözümde sıkışıp kalmaz ve global arama yaparak sonuca gider.

Genetik algoritmalar deterministtik değil olasılık kurallarını kullanarak hesaplama yapar. GA sonuca ulaşmak için ihtimal ilkelerinden yararlanır. Araştırma uzayının hangi bölgesinin doğru yöneleceğine karar vermek için rastgele seçim tekniğini kullanır.

GA sadece amaç fonksiyonu değerini kullandığından başka yardımcı bilgiye ihtiyaç duymaz. Diğer araştırma tekniklerinde ise bu durum sadece amaç fonksiyonuyla değil buna ek olarak yardımcı bilgiye ihtiyaç duymaktadır. Örneğin, gradient tekniğinde doğru yükselmenin olup olmadığını anlamak için nümerik olarak hesaplanan türevlere ihtiyaç duyarlar.

GA'lar yardımcı bilgiye ihtiyaç duymama, operatörlerin rastgele olması, doğrudan kodlama kullanılması ve popülasyon araştırmasından dolayısıyla oluşan bu dört farklılık, diğer optimizasyon tekniklerine göre üstünlükleri bulunmaktadır.

6.1.5. Literatürde süspansiyon sistemleri üzerine GA kullanarak yapılan optimizasyon çalışmaları

Proje kapsamında, 1/8 taşıt modeli üzerinde uygulanan HPS sistemi model yapısının genetik algoritma ile optimizasyonu sağlanmıştır. Kurulan optimizasyon alt yapısının, prototip aracın ilerleyen dönemlerde geliştirilmesi ve farklı araçlar için HPS tasarımı süreçlerinde kullanılması hedeflenmektedir.

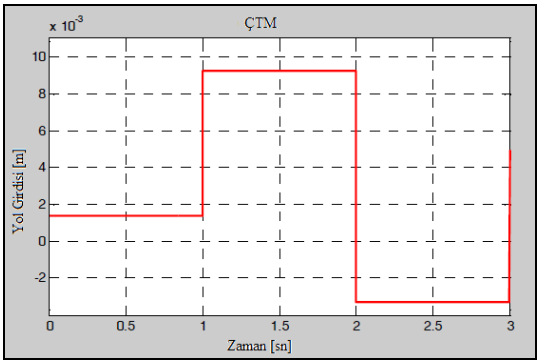
Literatürde süspansiyon sistemlerinin modellemesinde sıklıkla kullanılan ÇTM'nin, özellikle mekanik süspansiyonlar için, genetik algoritma kullanarak optimizasyonu ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Fakat HPS sistemine sahip araçlar için GA kullanarak yapılan optimizasyon çalışması oldukça azdır. Literatür taraması optimizasyon konseptleri ve kullanılan amaç fonksiyonları, tasarım kısıtları, tasarım değişkenleri vb. detaylıca incelenmiş ve bu bölümde açıklanmıştır. Elde edilen bilgiler ışığında 1/8 taşıt modeline uygulanmıştır.

Süspansiyon sitemleri üzerine yapılan optimizasyon çalışmalarda özellikle sürüş konforu, yol tutuş, sürüş güvenliği göz önüne alınarak yapılmaktadır. Literatürde özellikle süspansiyon sistemlerinin optimizasyon çalışmalarında kullanılan birçok optimizasyon yöntemi mevcuttur. Likaj ve ark. (2010) yapmış oldukları çalışmada mekanik süspansiyonlu araca ait ÇTM kurularak bu model üzerinde iki farklı optimizasyon algoritması sınanmıştır. Kullanılan optimizasyon algoritmaları, sıralı karesel programlama (SQP, Sequential Quadratic Program) ile genetik algoritma (GA, Genetic Algorithms) kullanmışlardır. Amaç fonksiyonu olarak;

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_{t_1}^{t_2}\left[a_w(t)\right]^2 dt} \tag{6.1}$$

kullanılmıştır. Burada T zaman aralığını a_w frekans ağırlıklı ivmeyi ifade etmektedir.

Tasarım kısıtları yaylanan kütlenin dikey yöndeki hareketini, lastiklerdeki dinamik yükü ve süspansiyonun çalışma alanını optimize etmek için belirlenmiştir. Tasarım kriteri beş ana kısıt göz önüne alarak modelini optimize etmiştir. Bunlar yaylanan ve yaylanmayan kütle, yaylanan ve yaylanmayan kütlelere ait yay ve damper değerleri ve lastik direngenliğidir. Uygulanan yol girdisi Şekil 6.4.'de verilmiştir.



Şekil 6.4. Yol girdisi (Likaj ve ark., 2010)

GA yönteminde gradyanlara ihtiyaç olmadan işlem yapılabildiğinden SQP yöntemine göre daha hızlı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. SQP 47 iterasyon, GA ise 19 iterasyon ile aynı değerlere ulaşmıştır. Bu çalışmasının sonucunda gövdenin deplasmanında %9, gövdenin ivmesi de %22'lik bir iyileştirme elde etmişlerdir.

Aynı şekilde Khot ve ark. (2012) yapmış oldukları çalışmada GA ile PSA (Pattern Search Algorithms) algoritmaları süspansiyon modeli olan ÇTM üzerine

uygulanmış ve karşılaştırmaları yapılmıştır. Kurulan ÇTM'li arazi tipi spor araca aittir (SUV, Sports Utility Vehicle). GA gradyan ve hessian matrisine ihtiyaç duymadan daha hızlı bir şekilde, 51 iterasyonda parametreleri optimize etmiş olup, aynı model PSA ile yapılan çalışmada 58 iterasyonla sonuçlar elde edilmiştir. Amaç fonksiyonu Likaj ve ark. yapmış olduğu çalışmadaki gibi ortalama karekök değer (RMS, Root Mean Square) ifadesi kullanılmıştır.

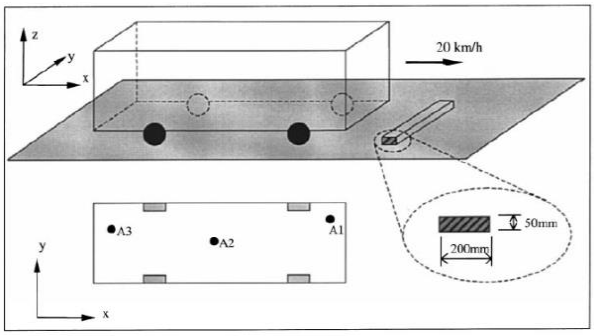
Yukarıda açıklandığı üzere sürüş konforunu optimize etmek için kullanılan birçok algoritma mevcuttur. Literatürde mevcut olan algoritmaların dışında geliştirilen ve geliştirilmekte olan algoritmalarda mevcuttur. Karen ve ark. (2012) sürüş konforunu değerlendirilmesi ve geliştirilmesinde yeni bir algoritma olan ve en iyi fark vektörlerini kullanan diferansiyel gelişim algoritmasını (DEBVs) kullanarak optimizasyon işlemini gerçekleştirmişlerdir. Bu algoritma ile optimizasyon problemi çözülmüş ve sürüş konfor parametrelerinin optimum değerleri elde etmişlerdir.

Friberg ve ark. (2004) yolcu otobüslerinde yoldan gelen düzensizliklerden dolayı oluşan ivmelerde, yolcu ve sürücü rahatsızlığını en aza indirmek için çalışmalar yapmıştır. Amaç fonksiyonları ISO 2631'e uygun olarak verilmiştir. Minimize edilmeye çalışılan fonksiyonlar ortalama karekök değeri (RMS, Root Mean Square) ve titreşim dozu değeri (VDV, ing. Values or Vibration Dose Values)'dır. VDV fonksiyonu;

$$f_{vdv} = \sqrt[4]{\frac{1}{T}\int_{t_1}^{t_2}\left[a_w(t)\right]^4 dt} \tag{6.2}$$

ile ifade edilir. Burada T zaman aralığını a_w frekans ağırlıklı ivmeyi ifade etmektedir.

Kullanılan yol girdisi Şekil 6.5.'te verilmiştir.



Şekil 6.5. Yol girdisi (Friberg ve ark., 2004)

Sonuçta bu iki farklı denklem minimize edilmiş ve gradyan temelli optimizasyon algoritmaları başlangıç tasarımına bağlı olarak farklı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

SaeedBadran ve ark. (2012) insanı rahatsız etmeyecek şekilde en iyi konforu sağlamak için çok amaçlı fonksiyonu GA kullanarak optimize etmişlerdir. Optimizasyonda sinüzoidal ve adım olmak üzere iki farklı yol girdisi uygulanmıştır. Kullanılan çok amaçlı fonksiyonu;

$$\text{Çok Amaçlı Fonksiyon} = w_1.(\ddot{x}_1) + w_2.(sws) + w_3.(\ddot{x}_{se}) \tag{6.3}$$

ile ifade etmiştir. w ağırlık faktörlerini, $\ddot{x}_1$ kurulan insan modelindeki kafa kısmının ivmesini, sws süspansiyonun bağıl hareketini, $\ddot{x}_{se}$ koltuğun ivmelenmesini ifade etmektedir.

GA parametreleri aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Genetik Algoritma Parametreleri	Değer
Popülasyon sayısı	50
Nesil	1000
Uygunluk oranlama fonksiyonu	Rank
Çaprazlama tekniği	Heuristic
Çaprazlama oranı	0.8
Mutasyon tekniği	Uniform
Nesil aralığı	0.9
Alt limit	900-10000
Üst limit	2500-20000
Amaç fonksiyon hassasiyeti	$1x10^{-15}$

Şekil 6.6. GA parametreleri (SaeedBadran ve ark., 2012)

Sonuçta sinüzoidal yol girdisi uygulandığında, sürücünün, koltuk süspansiyonlarının çalışma alanı ve yaylanan kütlenin RMS ivmesi sırasıyla % 21 , % 21,5 ve % 20,3 azaldığı gözlemlenmiştir. Basamak yol girdisi uygulandığında, sürücünün, koltuk süspansiyonlarının çalışma alanı ve yaylanan kütlenin RMS ivmesi sırasıyla % 24 , % 24,98 ve % 7,15 azaldığı gözlemlenmiştir.

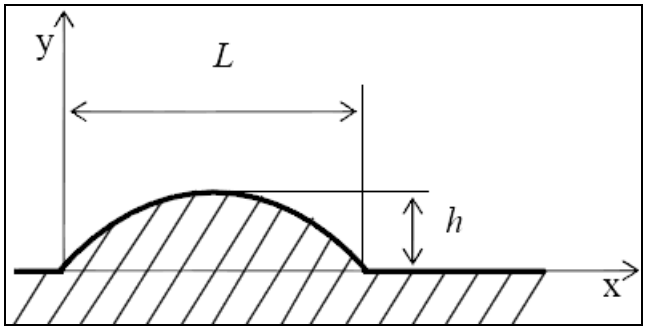
Segla ve ark. (2007) diğer çalışmalardan farklı bir amaç fonksiyonu üzerinde çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Klasik kütle yay damper etkilerinin yanı sıra motorun hareketi de göz önüne alınarak, pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyona ait

çeyrek taşıt modellerini kurmuştur. Oluşturulan modeller MATLAB ortamındaki optimizasyon araçları kullanılarak optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Sürüş konforu, yol ile lastik arasında oluşan dinamik yükleri azaltan ve yaylanan kütle ile yaylanmayan kütlenin bağıl hareketini azaltıcı yönde etkiler göz önüne alınarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak;

$$f_{opt} = \int_{t=0}^{t_{max}} \left|\ddot{z}_2(t)\right| dt \cong \sum_{i=1}^{N} \left|\ddot{z}_{2i}(t)\right| \Delta t_i \qquad (6.4)$$

ifadesi kullanılmıştır. Burada t zaman aralığını, $\ddot{z}_2$ yaylanan kütlenin ivmesini ifade etmektedir.

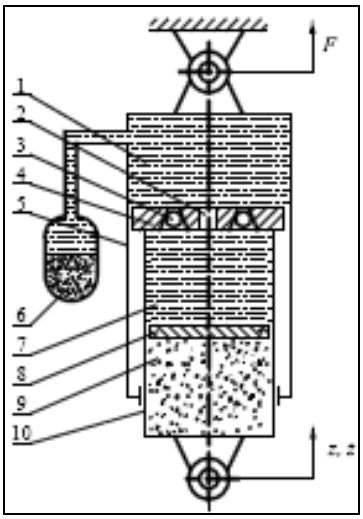
Kullanılan yol girdisi Şekil 6.7.'de verilmiştir. Şekildeki kasis L= 3m, h= 0.05m olarak boyutlandırılmıştır.



Şekil 6.7. Yol girdisi (Segla ve ark., 2007)

Kurulan modellerde optimizasyon kısıtları olarak; yaylanan ve yaylanmayan kütleler arası bağıl hareket, yaylanan kütle ile motor kütleleri arası bağıl hareket ve lastik-yol arasındaki dinamik kuvvet verilmiştir. Bu çalışmanın sonucunda yarı-aktif süspansiyon modeli pasif süspansiyon modeline göre daha iyi bir sürüş konforu sağladığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca motor ile asılı olmayan kütle arasındaki bağıl hareketi kısıt olarak sisteme katmak sürüş konforunda istenilen etkiyi göstermediğini gözlemlemişlerdir.

Li ve ark. (2011) yapmış olduğu çalışmada, hidropnömatik yayın çok amaçlı doğrusal olmayan optimizasyon işlemi, genetik algoritma kullanılarak gerçekleştirmiştir. Kullanılan model aşağıda verilmiştir.



1.Yağ odası, 2. Kısılma delikleri, 3. Çek Valf, 4. Piston, 5. Süspansiyon silindiri, 6. Akümülatör, 7. Destek yağ odası, 8. Yüzer piston, 9. Destek gaz odası, 10. Rot

Şekil 6.8. Hidropnömatik yay yapısı (Li ve ark., 2011)

Modele arazi tipi yol girdisi uygulanmıştır. Hidropnömatik yayın GA kullanılarak geliştirmesinde ağırlıklı olarak sürüş konforu, süspansiyon hareketi ve yol tutuşu gibi konuları temel alarak optimize etmişlerdir.

Kullanılan amaç fonksiyonları aşağıda sırasıyla verilmiştir.

a_w RMS ağırlıklı ivme ifadesi

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W_k^2(f) G_a(f) df \right]^{1/2} \tag{6.5}$$

Süspansiyonun hareket ifadesi

$$f_{drms} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T [z_2(t) - z_1(t)]^2 dt \right]^{1/2} \tag{6.6}$$

Tekerlek dinamik yük ifadesi

$$\xi = \frac{\left[\frac{1}{T} \int_0^T F_d^2(t) dt \right]^{1/2}}{G} \tag{6.7}$$

Dinamik yüklemedeki gerilme faktörü

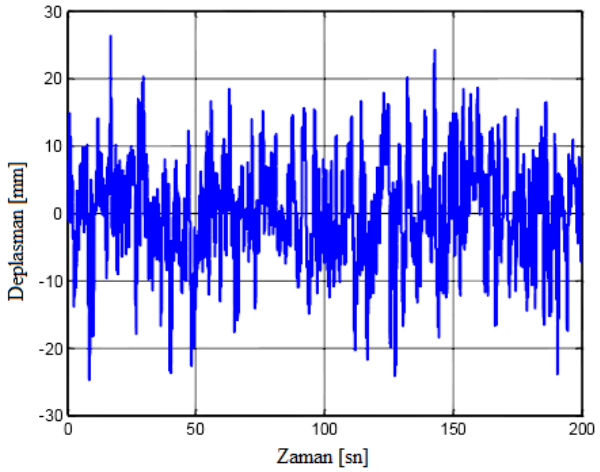
$$f_{DLS} = 1 + 6\xi^2 + 3\xi^4 \tag{6.8}$$

$G_a(f)$ Yayılı kütlenin ivme güç spektral yoğunluğu. $W_k(f)$ Dikey ağırlık titreşim frekansı, z_2 yaylanan kütle deplasmanı, z_1 yaylanmayan kütle deplasmanı, T titreşim analizinin zamanını ifade eder. F_d lastikteki dinamik yüklemeyi, G lastik statik yüklemeyi, d_c bilyeli çek valf çapını ifade etmektedir.

Li ve ark. (2011), yapmış olduğu optimizasyon çalışmasında 2 ve 5 tasarım değişkeni için uygulamıştır. Analiz ve simülasyona dayalı bu testlerle hidropnömatik süspansiyonun performansının değişken çeşitlerine bağlı olarak sırasıyla %50.6, %118.18 artığını görmüş ve kullandığı yöntemin geçerliliğini doğrulamışlardır.

HPS sisteminin optimizasyonu ile ilgili Sağlam ve ark.'da (2012) bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada HPS'nun sürüş konforu arttırmayı hedeflenmiştir.

HP süspansiyon sisteminin matematiksel modeli türetilmiş ve çeyrek araç modeline dahil edilmiştir. Başlangıçtaki gaz hacmi, piston alanı ve orifis alanı parametrelerini sürüş konforunu optimize etmek için kullanmıştır. Ayrıca istenilen gövde sıçrama frekansıda elde edebilmek için kısıt olarak eklenmiştir. Modele girdi olarak rastgele yol profili vererek yaylanan kütlenin ivme değerinin kareleri toplamı minimize edilmiştir. Yol girişi olarak aşağıdaki grafik verilmiştir.



Şekil 6.9. Yol girdisi (Sağlam ve ark., 2012)

Amaç fonksiyonu olarak yukarıda açıklanan ve birçok çalışmada da kullanılan ortalama karekök değeri ifadesi kullanılmıştır.

Tasarım parametreleri fiziksel sisteme uygun alt ve üst sınırlar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

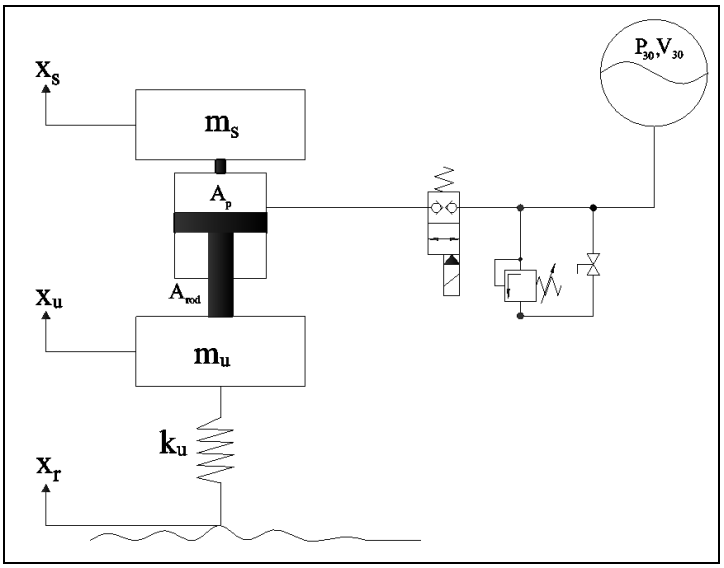
$$\text{Kısıtlar: } \begin{cases} V_{30_l} \le V_{30} \le V_{30_u} \\ A_{p_l} \le A_p \le A_{p_u} \\ A_{v_l} \le A_v \le A_{v_u} \\ f_{bb_l} \le f_{bb} \le f_{bb_u} \end{cases} \tag{6.9}$$

Çok amaçlı ve simülasyon tabanlı optimizasyon doğrusal olmayan kısıtlarla, GA ile çözülmüştür.

Proje kapsamında geliştirilen araç düşünüldüğünde, sürüş konforunun sağlanması ön plana çıkmaktadır. 48 tonluk bir aracın farklı yol şartlarında ilerlemesi ve dinamiği düşünüldüğünde, aracın içerisindeki sürücü ve personelin konforunun optimizasyon kapsamında düşünülmesi ve belirtilen kısıtlar ile süspansiyon deplasmanlarının makul limitler içinde yer alması hedeflenmiştir.

6.2. 1/8 Taşıt Modelinin Genetik Algoritmayla Optimizasyonu

Bu tezde 4 dingilli, 48 ton kapasiteli, 8x8 sürüş sistemine sahip ağır bir ticari vasıtanın süspansiyon sisteminin modellemesine ilişkin 1/8 taşıt modeli kurulmuştur. Kurulan 1/8 taşıt modeli üzerinden optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon işlemi taşıt sürüş konforunun değerlendirilmesi ve geliştirilmesi için yapılmıştır. GA'nın uygulandığı taşıt modeli aşağıda verilmiştir. Taşıtlarda sürüş konforunun artırılmasına ilişkin yapılan optimizasyonlar genellikle yaylanan kütlenin ivmesini azaltmaya yöneliktir.



Şekil 6.10. 1/8 taşıt modeli

Literatürde birçok optimizasyon yöntemi mevcuttur. Yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı MATLAB ortamında bulanan GA kullanılmıştır. GA çalışma prensibi kısaca yukarıda açıklanmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmalarında aracın fiziksel parametreleri göz önüne alınmıştır.

Optimizasyon işleminde yaylanan kütlenin ivmesi farklı amaç fonksiyonları kullanılarak optimize edilmiştir.

Tasarım vektörü içinde yer alıp optimizasyon değerleri bulunan parametreler dışındaki sistem parametreleri Tablo 4.2.'de verilmiştir. Tasarım vektörü aşağıda sunulmuştur.

$$\theta=\left[A_{rod}, A_{piston}, A_{orifis}, A_{bka}, A_{aka} \right] \tag{6.10}$$

Bu parametrelerin seçilmesinin nedeni, sistemin optimizasyon sürecinde değiştirilmesi mümkün olan fiziksel büyüklükler olmalarıdır.

Bu vektöre ilave olarak, lastik seçimini de tasarım sürecine katmak amacıyla lastik düşey direngenliğinin de optimizasyon algoritması ile belirlendiği tasarımlar üzerinde çalışılmıştır. Bu durumda tasarım vektörüne k_t de katılmıştır. Aksi durumda, prototip araçta tercih edilen lastiklerin sertlik değeri kullanılmıştır.

GA parametreleri Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1. GA parametreleri

Genetik Algoritma Parametreleri	Değer
Popülasyon sayısı	300
Mutasyon fonksiyonu	mutationadaptfeasible
Nesil	500
Durma zamanı limiti	Inf
Kısıt tolesansı	$1x10^{-20}$
Uygunluk oranlama fonksiyonu	fitscalingrank
Elit sayısı	2
Çaprazlama Oranı	0.8

Tablodaki GA parametreleri farklı değerleri alınarak her bir hedef fonksiyonu için bu işlemler yapılmış ve en uygun olan parametreler kullanılmıştır.

Optimizasyon işleminde kullanılan kısıtlar alt, üst limit, süspansiyonun fiziksel parametreleri ve sürüş konforu için kullanılan ivme ifadesidir. Bunların alt ve üst limit ifadeleri;

$$A_{rod_l} < A_{rod} < A_{rod_u} \tag{6.11}$$

$$A_{piston_l} < A_{piston} < A_{piston_u} \tag{6.12}$$

$$A_{orifis_l} < A_{orifis} < A_{orifis_u} \tag{6.13}$$

$$A_{bka_l} < A_{bka} < A_{bka_u} \tag{6.14}$$

$$A_{aka_l} < A_{aka} < A_{aka_u} \tag{6.15}$$

$$k_{t_l} < k_t < k_{t_u} \tag{6.16}$$

şeklindedir. Buradaki indisler l ve u olarak belirlenmiş olup l, alt limit indisini, u da üst limit indisi için tanımlanmıştır ve bunların sayısal değerleri Tablo 6.2'de verilmiştir.

Tablo 6.2. Alt ve üst limitler

	Alt Limit	Üst Limit
A_{rod} (m^2)	$20x10^{-4}$	$60x10^{-4}$
A_{piston} (m^2)	$40x10^{-4}$	$80x10^{-4}$
A_{orifis} (m^2)	$4x10^{-6}$	$12x10^{-6}$
A_{bka} (m^2)	$1x10^{-5}$	$5x10^{-4}$
A_{aka} (m^2)	$1x10^{-5}$	$5x10^{-4}$
k_t (N/m)	$8x10^5$	$3.2x10^6$

Aracın fiziksel büyüklükleri göz önüne alınarak bazı kısıtlar geliştirilmiştir. Süspansiyon silindirinin hareket miktarı 0.25m'dir. Bu kısıt aşağıda verilmiştir.

$$|x_u - x_s| - 0.25 < 0 \tag{6.17}$$

ifadesi elde edilmiş olur. Buradaki x_u yaylanmayan kütlenin düşey yöndeki deplasmanı, x_s yaylanan kütlenin düşey yöndeki yaptığı deplasmanı ifade etmektedir.

Aracın fiziksel özelliklerinden yola çıkarak eklenen diğer kısıt, silindir alanı ile rot alanı arasındaki ifadedir. Üretici firmadan alınan bilgiler neticesinde belirli bir alan farkı belirtilmiştir. Bu oranın olmasının nedeni de silindirde bulunması gereken yağ miktarıyla ilgilidir. Buradaki alan farkı yaklaşık $20x10^{-4}$ m^2 olarak belirlenmiş olup, kısıt olarak yazılacak olursa;

$$A_{rod} - A_p + 20x10^{-4} < 0 \tag{6.18}$$

ifadesi elde edilir.

Yukarıda belirtilen tüm kısıtlar uygulanan optimizasyon çalışmalarında ortak olarak kullanılmıştır. Bazı kısıtlar amaç fonksiyonuna özgün olarak sürüş konforunu artırmak amacıyla eklemeler yapılmıştır.

Yol girdisi olarak tüm optimizasyon çalışmalarında ISO 2631:1997 standardına uygun tümsek geçişi uygulanmıştır. Simülasyon süresi 20 saniye olarak verilmiştir. Alınan çıktılarda gerekli görülen yerlerde kısaltmalar yapılmıştır.

Optimizasyon işlemlerinde kullanılan farklı hedef fonksiyonları için lastiğin düşey yöndeki sönüm karakteristiği içeren durum ve içermeyen durumlar ayrı ayrı optimize edilmiştir.

Bu optimizasyon işleminde amaç fonksiyonu olarak simulink ortamında hesaplanan yaylanan kütlenin ivme değerini kullanılmıştır. Bu değerin ilk olarak mutlak değeri hesaplanıp sonrasında içerisindeki en büyük ivme değeri alınıp, minimize etmek hedeflenmiştir. Kullanılan ifade;

$$J = \max(|a_s|) \tag{6.19}$$

şeklindedir. Burada J amaç fonksiyonunu temsil etmekte, a_s yaylanan kütlenin ivmesini ifade etmektedir.

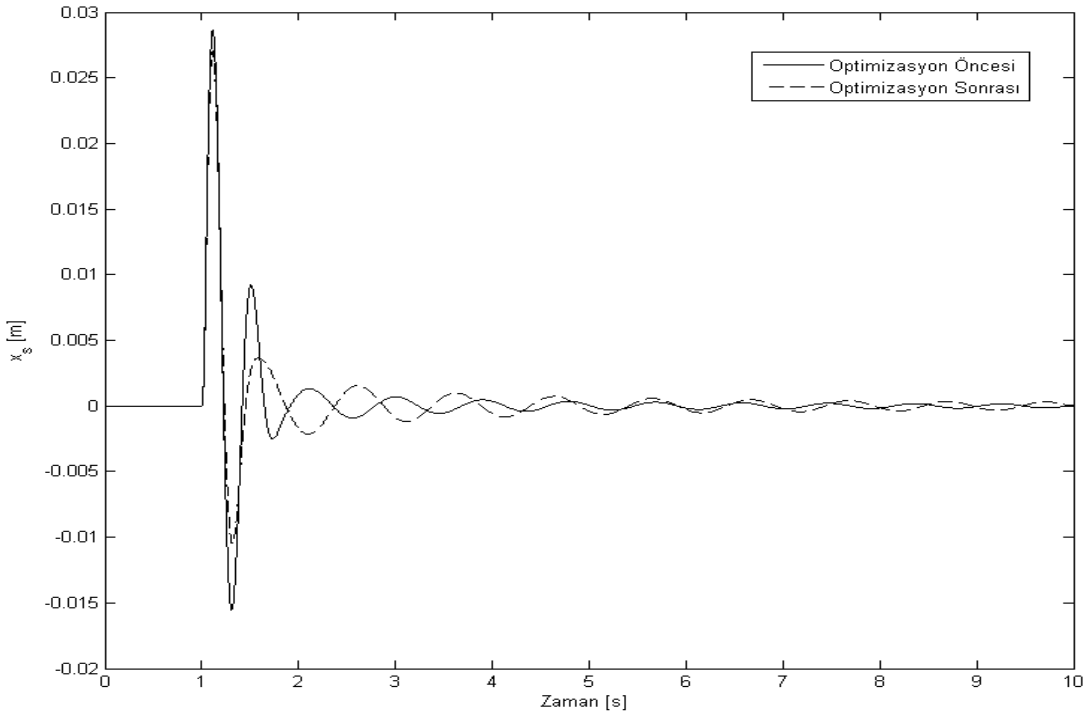
Lastik sönüm katsayısını tasarım vektöründe içermeyen durum için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar Tablo 6.3'te sunulmuştur.

Tablo 6.3. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki elde edilen parametreler

	A_{rod} (m^2)	A_p (m^2)	A_{orifis} (m^2)	A_{bka} (m^2)	A_{aka} (m^2)
Prototip Araç	$3.84x10^{-3}$	$5.67x10^{-3}$	$8.2x10^{-6}$	$2.01x10^{-4}$	$2.01x10^{-4}$
Optimizasyon Sonrası	$2.85x10^{-3}$	$4.99x10^{-3}$	$12x10^{-6}$	$0.1x10^{-4}$	$0.1x10^{-4}$

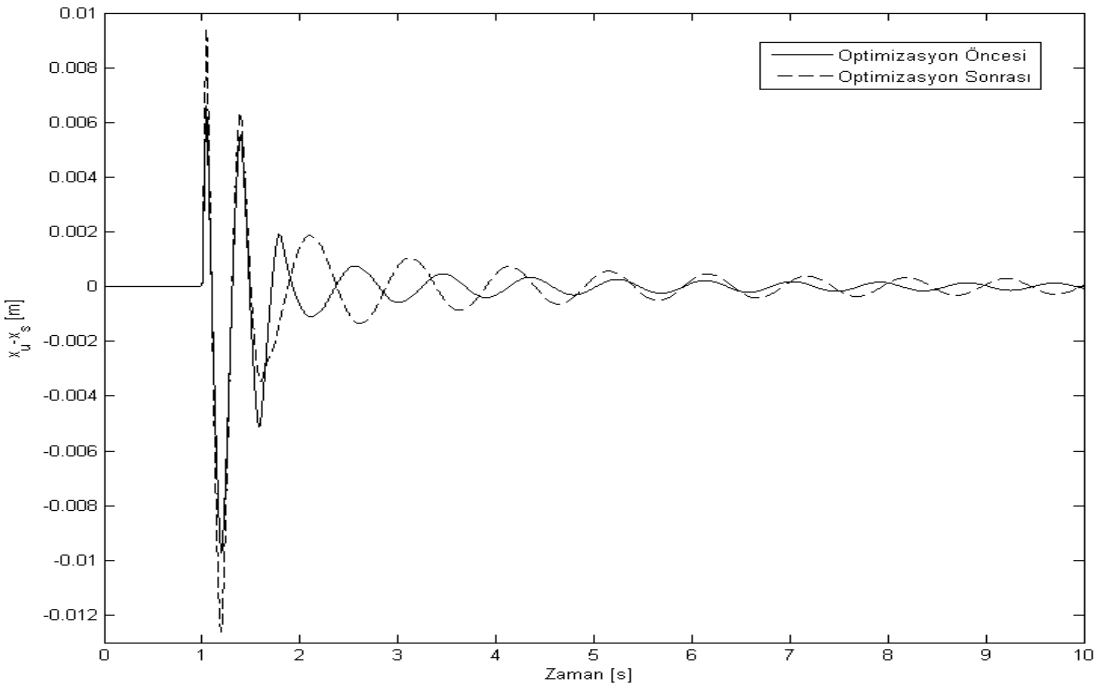
Optimizasyon işlemi yaklaşık 49 saat sürmüştür. Verilen kısıtların hepsi sağlanmış ve optimizasyon işlemi optimum noktaya ulaşmış ve sonuçlanmıştır. Yaylanan kütlenin düşey yöndeki deplasmanı ve ivme değerlerinde fark edilir bir şekilde azalma gözlenmemiştir. Optimizasyon parametreleri değiştirilerek farklı durumlar için optimizasyon işlemi yapılmıştır ve en uygun çıktılar alınmıştır. Optimizasyon işlemi sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki maksimum ivme değeri %1,49 oranında azalmıştır.

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareketin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.11'de verilmiştir. "Optimizasyon öncesi" ifadesi, prototip araç parametrelerinin kullanıldığına işaret etmektedir.



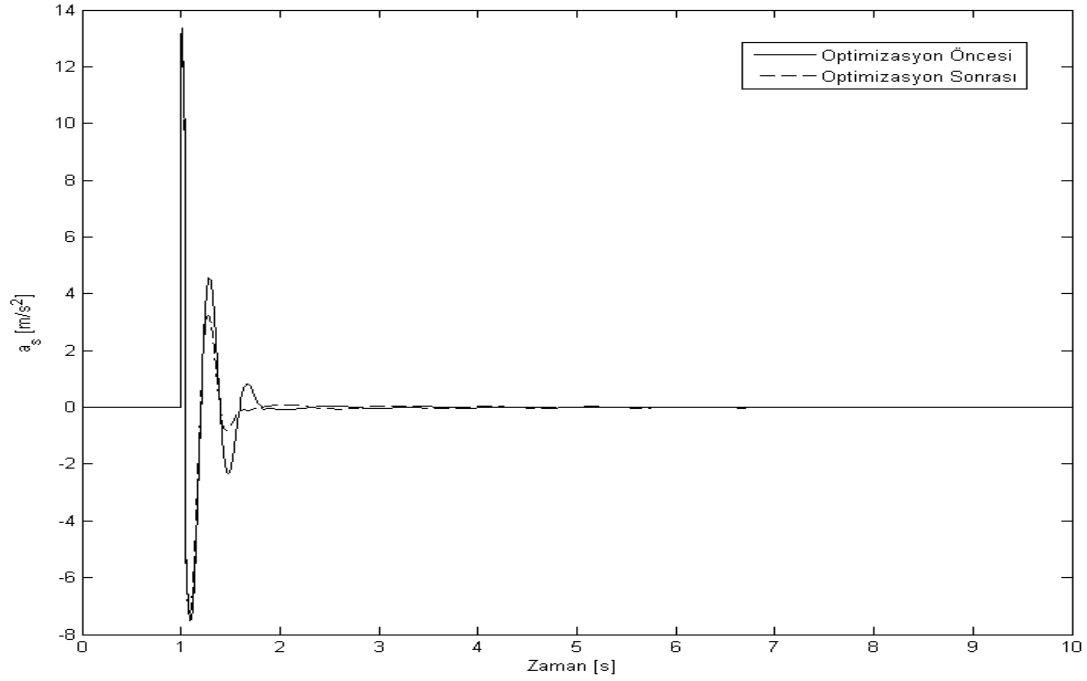
Şekil 6.11. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketin optimizasyon öncesinde ve sonrasındaki hali Şekil 6.12'de verilmiştir.



Şekil 6.12. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki ivme değişiminin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.13'te verilmiştir.



Şekil 6.13. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi

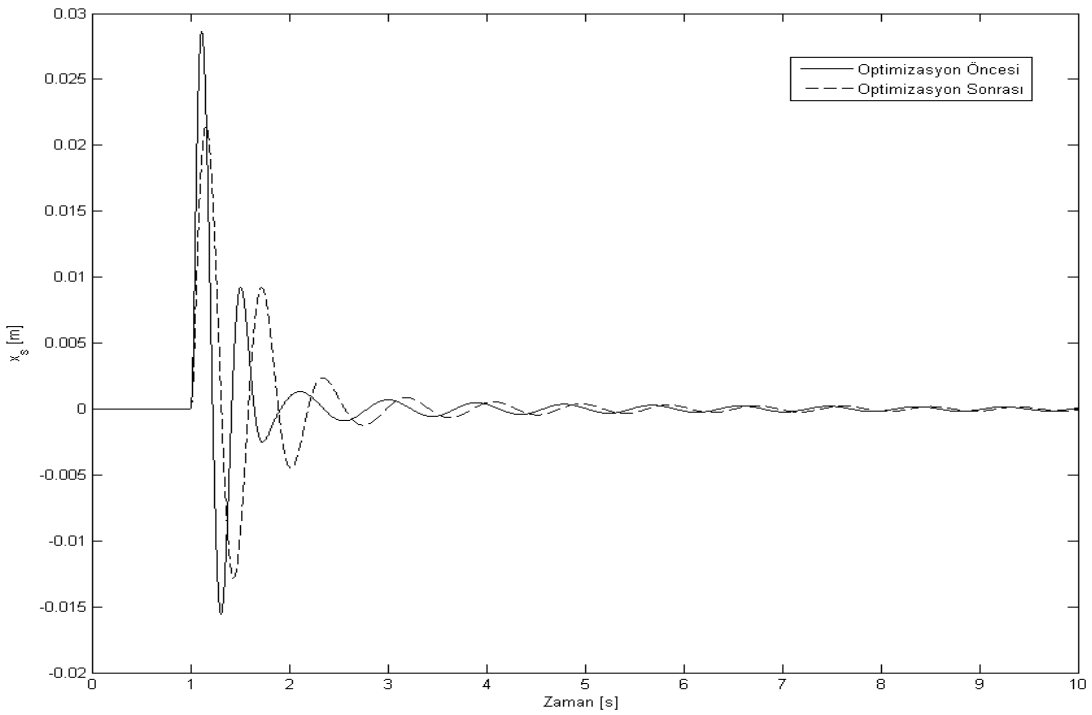
Lastik sönüm katsayısını içeren durum için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar Tablo 6.4'te sunulmuştur.

Tablo 6.4. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki elde edilen parametreler

	A_{rod} (m^2)	A_p (m^2)	A_{orifis} (m^2)	A_{bka} (m^2)	A_{aka} (m^2)	k_t (N/m)
Optimizasyon Öncesi	$3.84x10^{-3}$	$5.67x10^{-3}$	$8.2x10^{-6}$	$2.01x10^{-4}$	$2.01x10^{-4}$	$1.636x10^{6}$
Optimizasyon Sonrası	$4.95x10^{-3}$	$8x10^{-3}$	$9.31x10^{-6}$	$5x10^{-4}$	$5x10^{-4}$	$0.8x10^{6}$

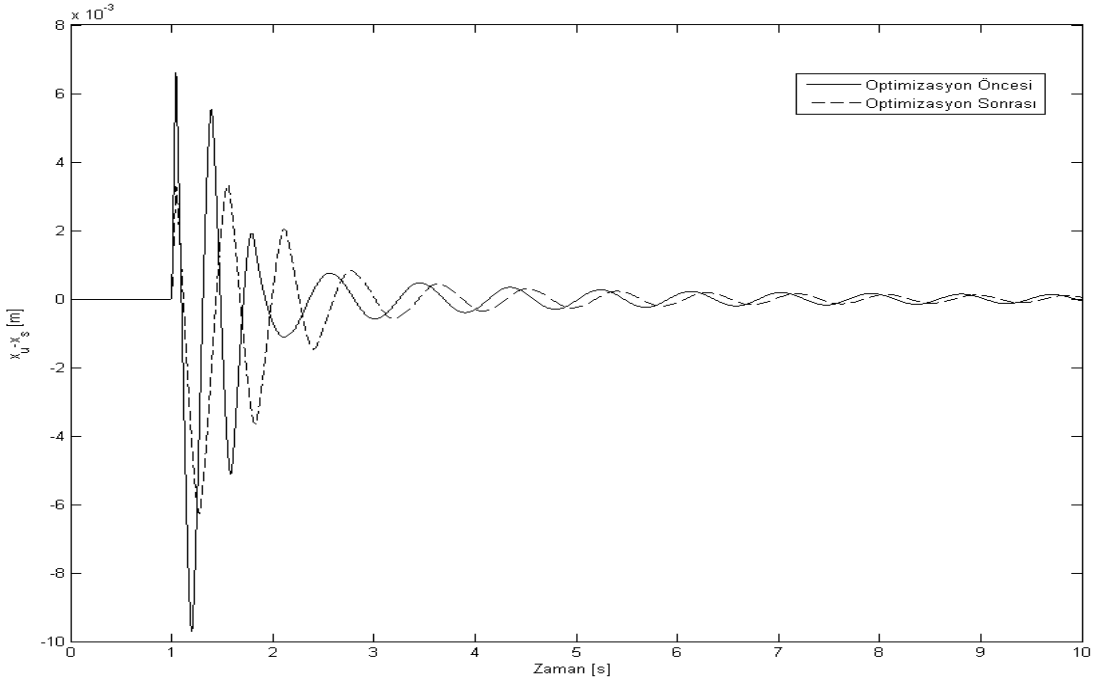
Optimizasyon işlemi 47 saat sürmüştür. Verilen kısıtların hepsi sağlanmış ve optimizasyon işlemi tamamlanmıştır. Yukarıdaki grafiklerden de anlaşılacağı üzere yaylanan kütleye ait ivme ve deplasman değerleri istenilen şekilde optimum değerleri elde edilmiştir. Optimizasyon işlemi sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki maksimum ivme değeri %50,55 oranında azalmıştır. Bu değer istenilen şekilde elde edilmiş olup ileride prototip araç üzerinde yapılacak olan iyileştirmelerde kullanılmak planlanmaktadır.

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareketin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.14'te verilmiştir.



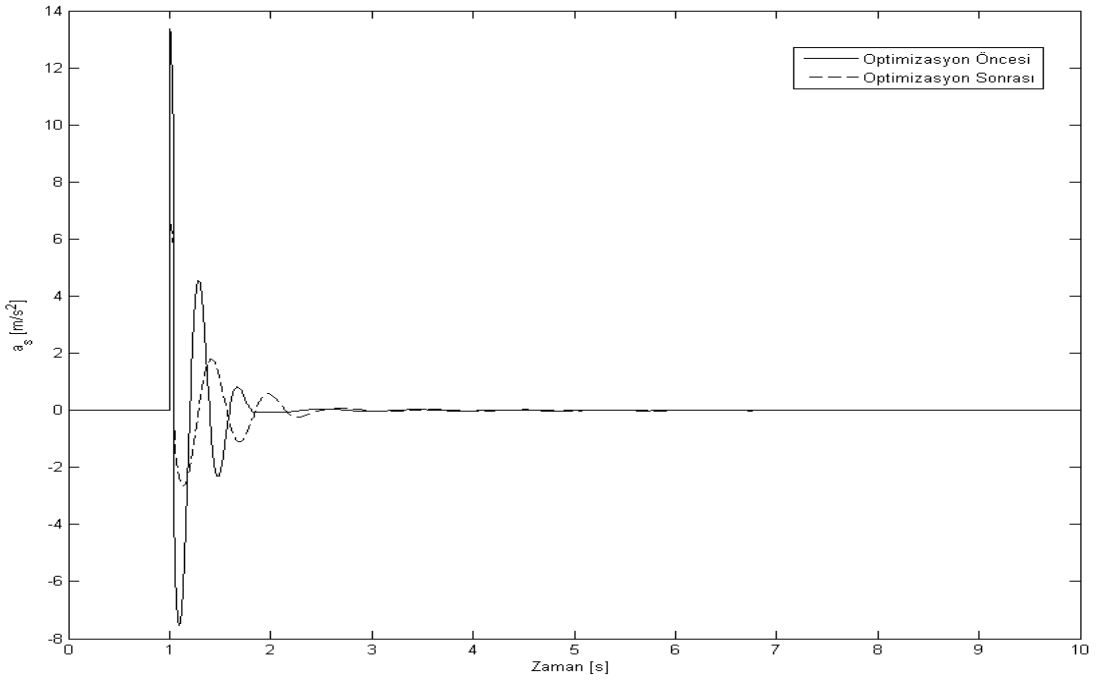
Şekil 6.14. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketin optimizasyon öncesinde ve sonrasındaki hali Şekil 6.15'te verilmiştir.



Şekil 6.15. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki ivme değişiminin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.16'da verilmiştir.



Şekil 6.16. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi

Tez çalışması kapsamında kullanılan diğer amaç fonksiyonlarına örnek olarak Segla ve ark. (2007) çalışmasında da yer alan aşağıdaki ifade gösterilebilir.

$$J = \int_{t=0}^{t_{max}} \left| a_s(t) \right| dt \tag{6.20}$$

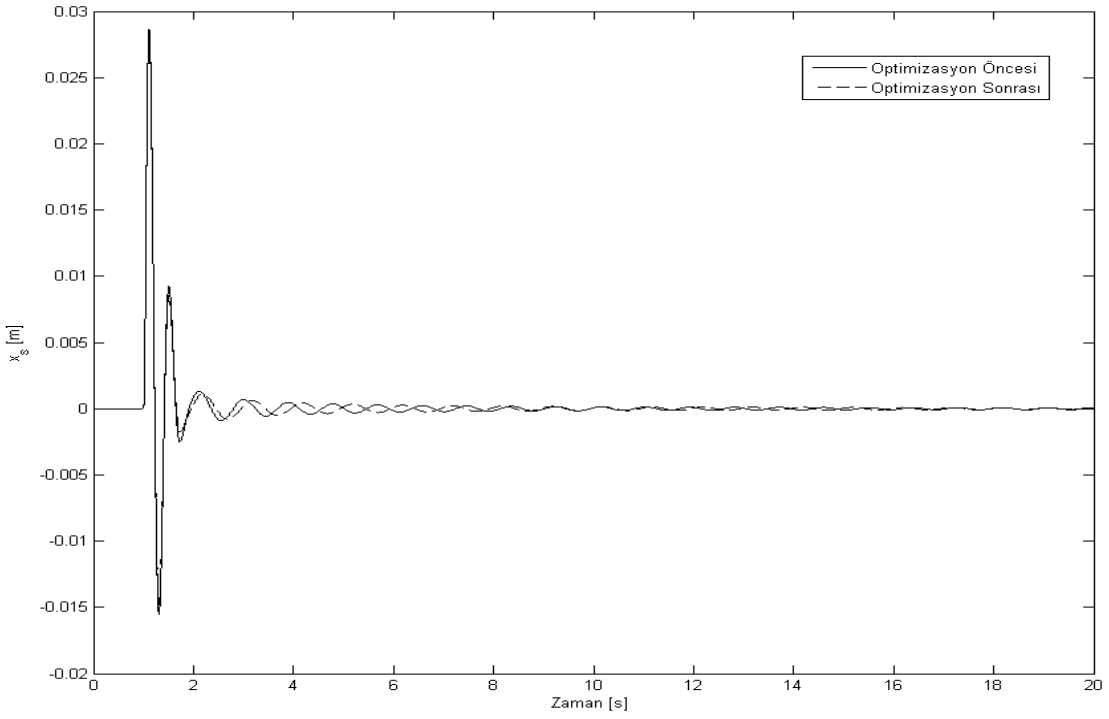
Lastik sönüm katsayısını tasarım vektöründe içermeyen durum için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar Tablo 6.5'te sunulmuştur.

Bu amaç fonksiyonu kullanılarak yapılan optimizasyon işlemi yaklaşık 126 saat sürmüştür. Verilen kısıtların hepsi sağlanmış ve optimizasyon işlemi optimum noktaya ulaşmış ve sonuçlanmıştır. Bu sonuçlar neticesinde mevcut sistemin bu hedef fonksiyonu ve kısıtlar için uygunluğu doğrulanmıştır.

Tablo 6.5. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki elde edilen parametreler

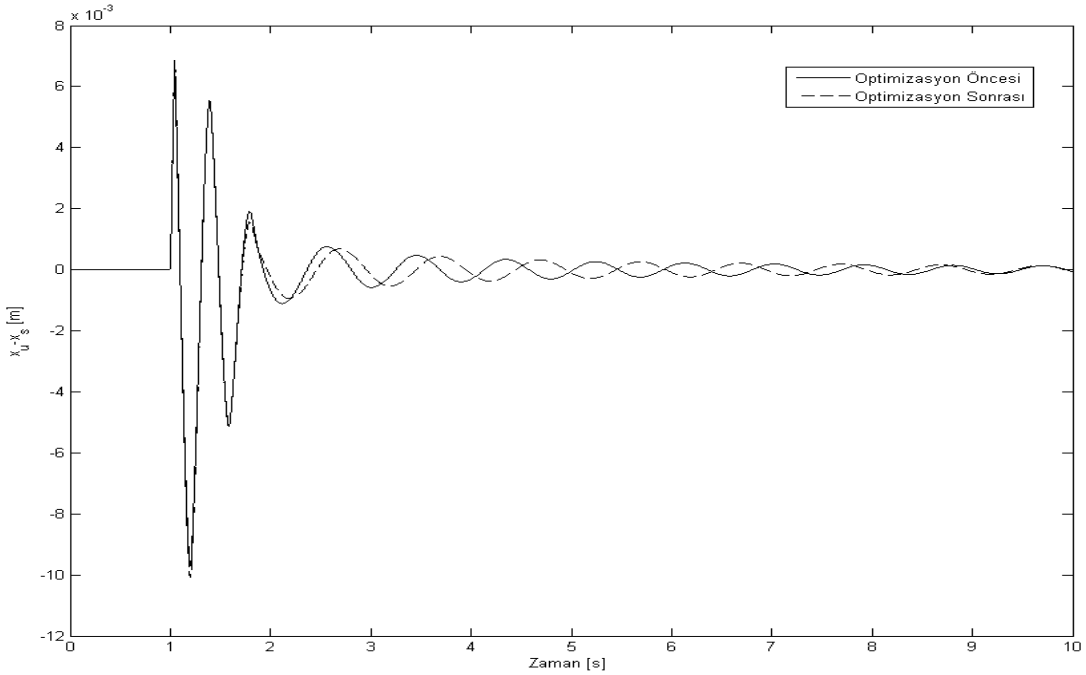
	A_{rod} (m^2)	A_p (m^2)	A_{orifis} (m^2)	A_{bka} (m^2)	A_{aka} (m^2)
Optimizasyon Öncesi	$3.84x10^{-3}$	$5.67x10^{-3}$	$8.2x10^{-6}$	$2.01x10^{-4}$	$2.01x10^{-4}$
Optimizasyon Sonrası	$2.95x10^{-3}$	$5.03x10^{-3}$	$7.16x10^{-6}$	$0.769x10^{-4}$	$5x10^{-4}$

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareketin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.17'de verilmiştir.



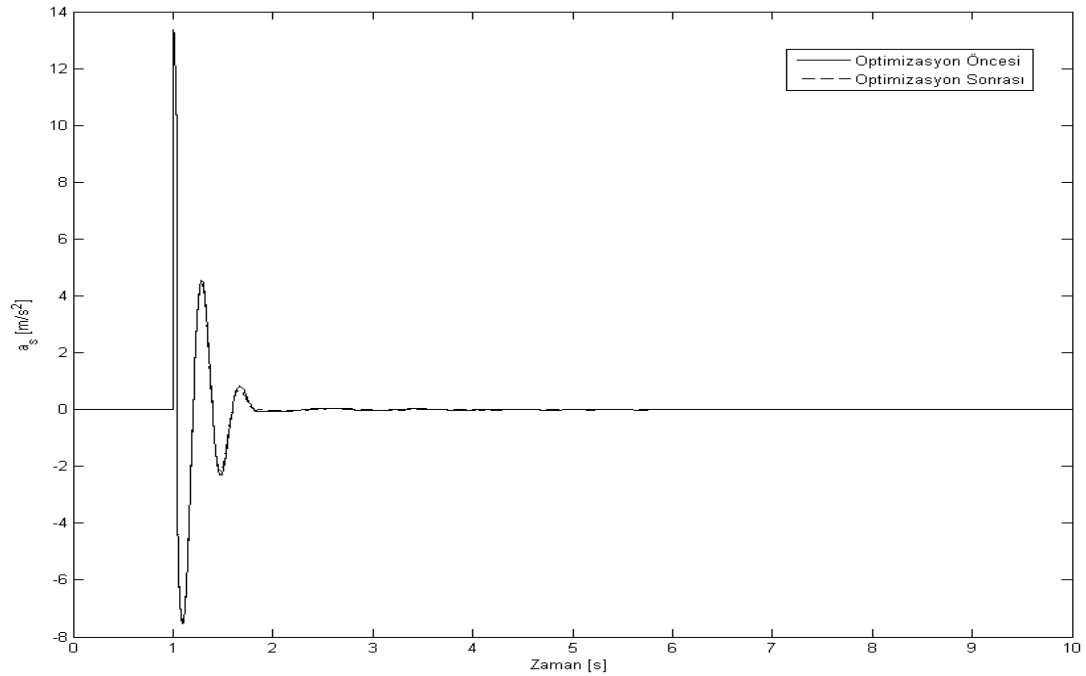
Şekil 6.17. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketin optimizasyon öncesinde ve sonrasındaki hali Şekil 6.18'de verilmiştir.



Şekil 6.18. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki ivme değişiminin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.19'da verilmiştir.



Şekil 6.19. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi

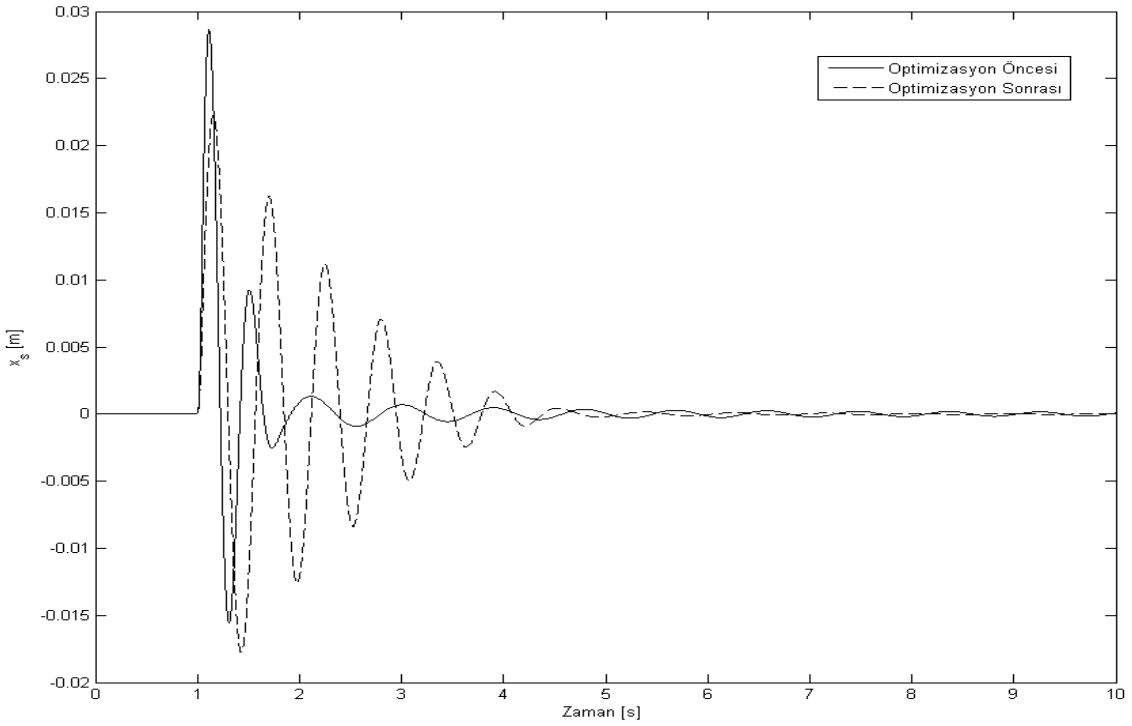
Lastik sönüm katsayısını içeren durum için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar Tablo 6.6'da sunulmuştur.

Tablo 6.6. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki elde edilen parametreler

	A_{rod} (m^2)	A_p (m^2)	A_{orifis} (m^2)	A_{bka} (m^2)	A_{aka} (m^2)	k_t (N/m)
Optimizasyon Öncesi	$3.84x10^{-3}$	$5.67x10^{-3}$	$8.2x10^{-6}$	$2.01x10^{-4}$	$2.01x10^{-4}$	$1.636x10^{6}$
Optimizasyon Sonrası	$4.9x10^{-3}$	$8x10^{-3}$	$4x10^{-6}$	$0.5x10^{-4}$	$3.73x10^{-4}$	$0.8x10^{6}$

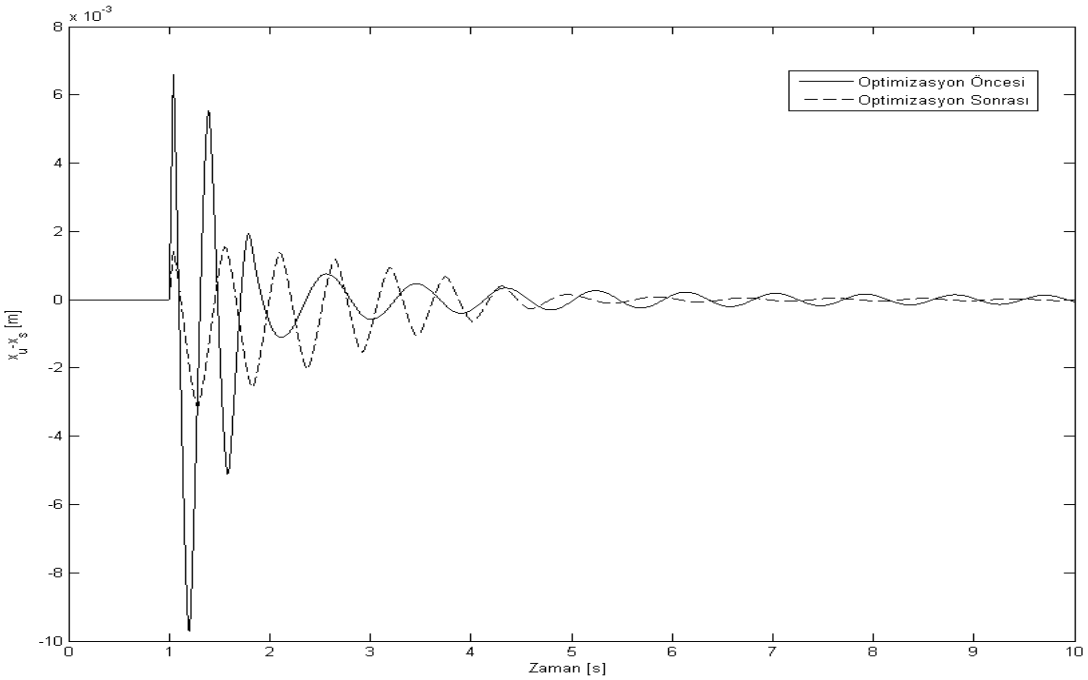
Optimizasyon işlemi 67 saat sürmüştür. Verilen kısıtların doğrultusunda optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiş ve tüm kısıtlar sağlanmıştır. Parametreler aracın fiziksel büyüklüklerine uygun bir şekilde elde edilmiştir. Optimizasyon işlemi sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki maksimum ivme değeri %50,18 oranında azalmıştır.

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareketin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.20'de verilmiştir.



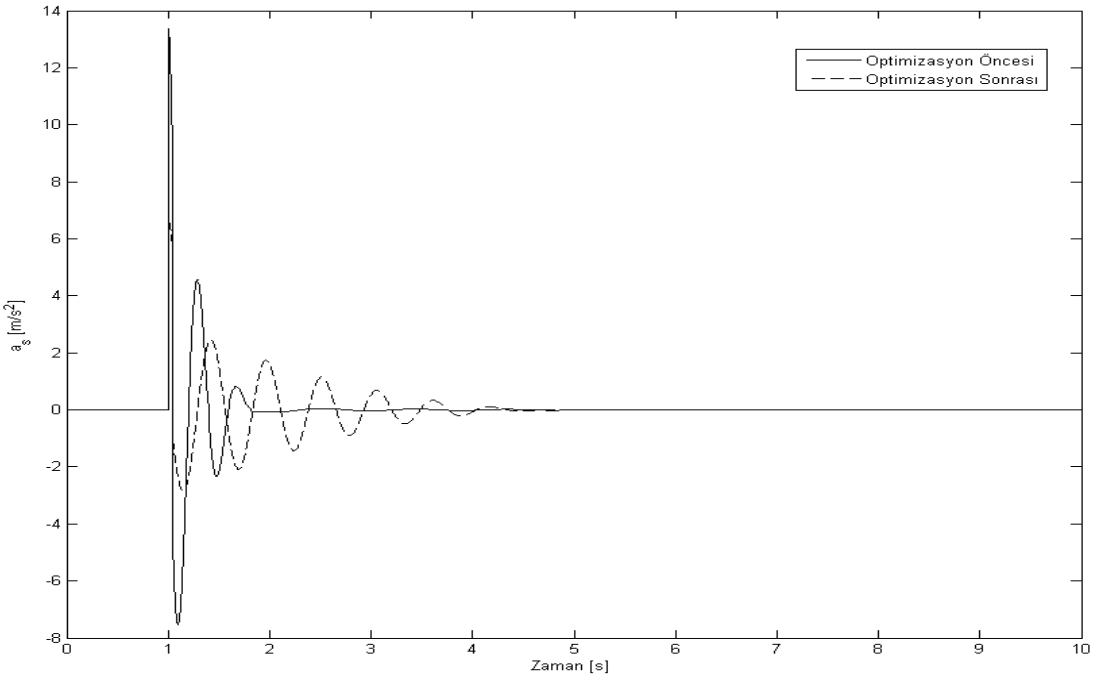
Şekil 6.20. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketin optimizasyon öncesinde ve sonrasındaki hali Şekil 6.21'de verilmiştir.



Şekil 6.21. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki ivme değişiminin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.22'de verilmiştir.



Şekil 6.22. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi

Son olarak literatürde en yaygın kullanılan hedef fonksiyonları arasında yer alan aşağıdaki ifade ağırlıklandırılmış ivme değerini içermektedir.

$$J_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_{t_1}^{t_2}\left[a_w(t)\right]^2 dt} \tag{6.21}$$

Burada $T= t_2-t_1$ ile bulunup süreyi ifade etmekte, a_w frekans ağırlıklı ivmeyi, J_{rms} düşey yöndeki ivmenin ortalama karekök değerini ifade etmektedir.

ISO 2631 normunda frekansça ağırlıklandırılmış ivme değerine göre belirlenen konfor sınıflandırılması Tablo 6.7'de verilmiştir.

Tablo 6.7. Konfor açısından frekansça ağırlıklandırılmış ivme ifadeleri (Koray, 2009)

Frekansça Ağırlıklandırılmış İvme(m/s^2)	Konfor
<0.315	Konforsuz değil
0.315-0.63	Biraz konforsuz
0.5-1	Oldukça konforsuz
0.8-1.6	Konforsuz
1.25-2.5	Çok konforsuz
>2	Aşırı derecede konforsuz

ISO 2631 standarttı kullanılan ortalama karekök ifadesindeki frekansça ağırlıklandırılmış ivme değeri ele alınarak konforsuz olmayan bir yolculuk sağlamak için kısıt olarak kullanılan ivme ifadesi (Li ve ark., 2011);

$$a_w - 0.315 < 0 \tag{6.22}$$

şeklinde yazılır.

Lastik sönüm katsayısını tasarım vektöründe içermeyen durum için yapılan optimizasyon çalışmasında, belirlenen fiziksel kısıtlar dahilinde bu amaç fonksiyonuna göre çözüm bulmada algoritma zorlanmıştır. Elde edilmesi düşünülen amaçlara hitap etmediğin bu amaç fonksiyonunun lastik sönüm katsayısını içermeyen durum için çözüm bulunamamıştır.

Bu hedef fonksiyonu için yapılan optimizasyon işlemi 92 saat sürmüştür. Verilen tüm kısıtlar sağlanmış ve optimizasyon işlemi uygun şekilde sonuçlanmıştır.

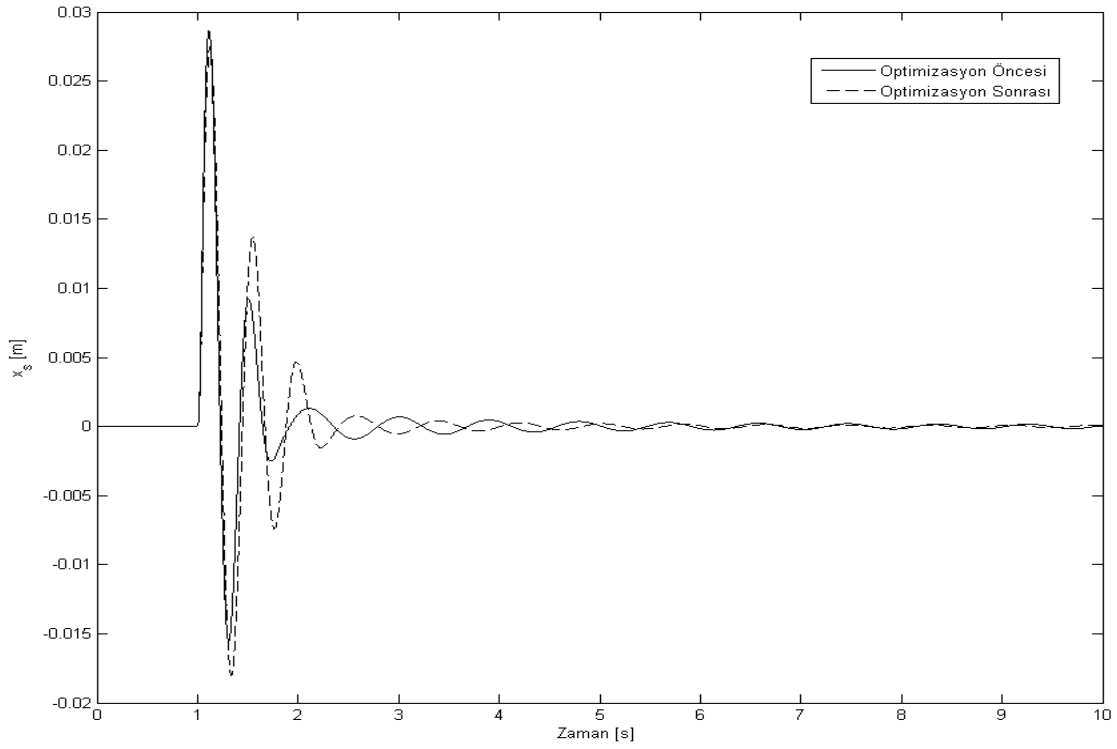
Parametreler aracın fiziksel büyüklüklerine uygun bir şekilde elde edilmiştir. Optimizasyon işlemi sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değeri %15,91 oranında azalmıştır.

Lastik sönüm katsayısını içeren durum için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen sonuçlar Tablo 6.8'de sunulmuştur.

Tablo 6.8. Optimizasyon öncesi ve sonrasındaki elde edilen parametreler

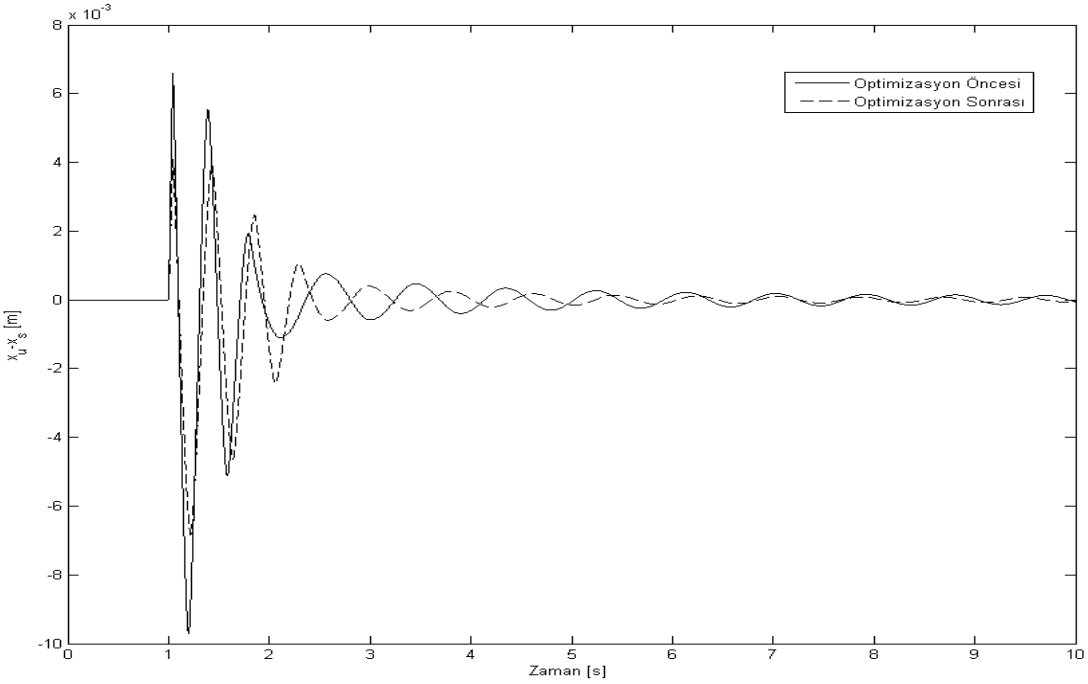
	A_{rod} (m^2)	A_p (m^2)	A_{orifis} (m^2)	A_{bka} (m^2)	A_{aka} (m^2)	k_t (N/m)
Optimizasyon Öncesi	$3.84x10^{-3}$	$5.67x10^{-3}$	$8.2x10^{-6}$	$2.01x10^{-4}$	$2.01x10^{-4}$	$1.636x10^{6}$
Optimizasyon Sonrası	$5.07x10^{-3}$	$7.68x10^{-3}$	$8.6x10^{-6}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-4}$	$1.360321x10^{6}$

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki hareketin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.23'te verilmiştir.



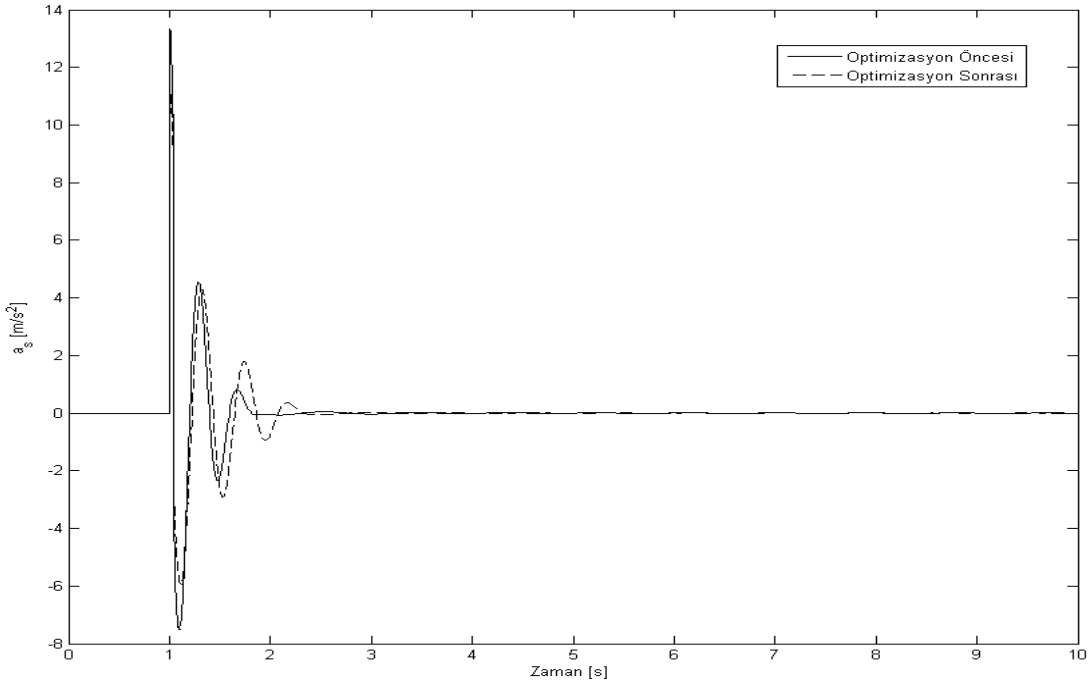
Şekil 6.23. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki hareketi

Yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketin optimizasyon öncesinde ve sonrasındaki hali Şekil 6.24'te verilmiştir.



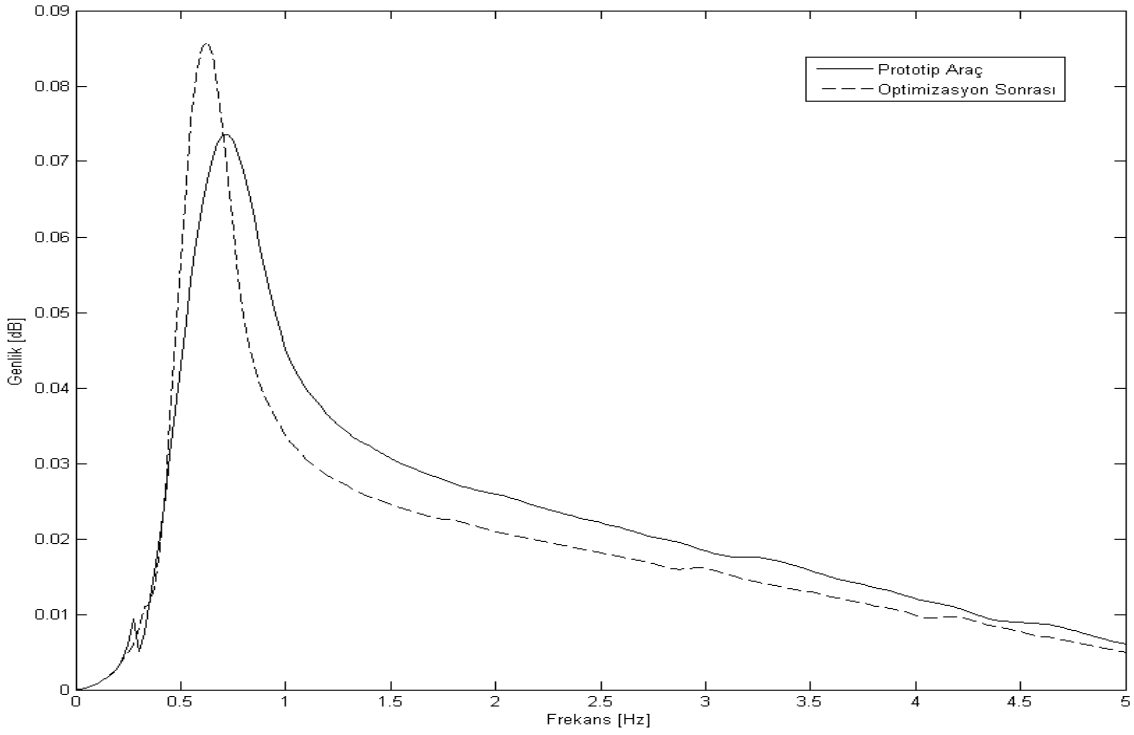
Şekil 6.24. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütle ile yaylanmayan kütle arasındaki düşey yöndeki bağıl hareketi

Yaylanan kütleye ait düşey yöndeki ivme değişiminin optimizasyon işleminden önceki ve sonraki hali Şekil 6.25'te verilmiştir.



Şekil 6.25. Optimizasyon öncesi ve sonrasında yaylanan kütlenin düşey yöndeki ivme değişimi

Prototip araç ve optimizasyon sonrası elde edilen ivme değerlerini kullanarak, MATLAB ortamında yazılan kodlar ile ivme değerleri zaman alanından frekans alanına dönüştürülmüştür. Hızlı Fourier dönüşüm (FFT) analizinden sonra dönüştürülen ivme değerlerinin grafiği aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.26. Prototip araç ve optimizasyon sonrası elde edilen ivme değerlerinin frekans alanına dönüştürülmüş hali

Literatürde sürüş konforunu artırmak için titreşim frekanslarını ya 15 – 20 Hz gibi yüksek tutulmaya çalışılmakta ya da 4 Hz'den düşük tutulmaya çalışılmaktadır (Karen ve ark., 2011). Yukarıdaki grafikten yola çıkarak prototip araç ve optimizasyon sonrası elde edilen sonuçlara göre frekans insanı rahatsız eden bölümden uzaklaştırılmıştır. Ayrıca optimizasyon sonrası elde edilen ivmenin frekans alanına bakıldığında az da olsa en yüksek frekansı düşürülmüş olduğu görülmektedir.

6.3. GA ile Yapılan Optimizasyon Sonrası Elde Edilen Tasarım Parametreleri Kullanarak ÇCD Modeline Uygulanışı

Prototip aracın belirlenen parametreleri GA kullanılarak optimize edilmiştir. Optimizasyon sonrası elde edilen tasarım parametreleri kullanılarak MSC ADAMS/Car ortamında kurulan model iyileştirilerek tekrardan benzetimleri gerçekleştirilmiştir.

Benzetimde değiştirilen parametreler aşağıdaki tabloda verilmiştir. Tablonun dışında bulunan sistem parametreleri Tablo 4.2.'de verilmiştir.

Tablo 6.9. Optimizasyon sonrası MSC ADAMS/Car parametreleri

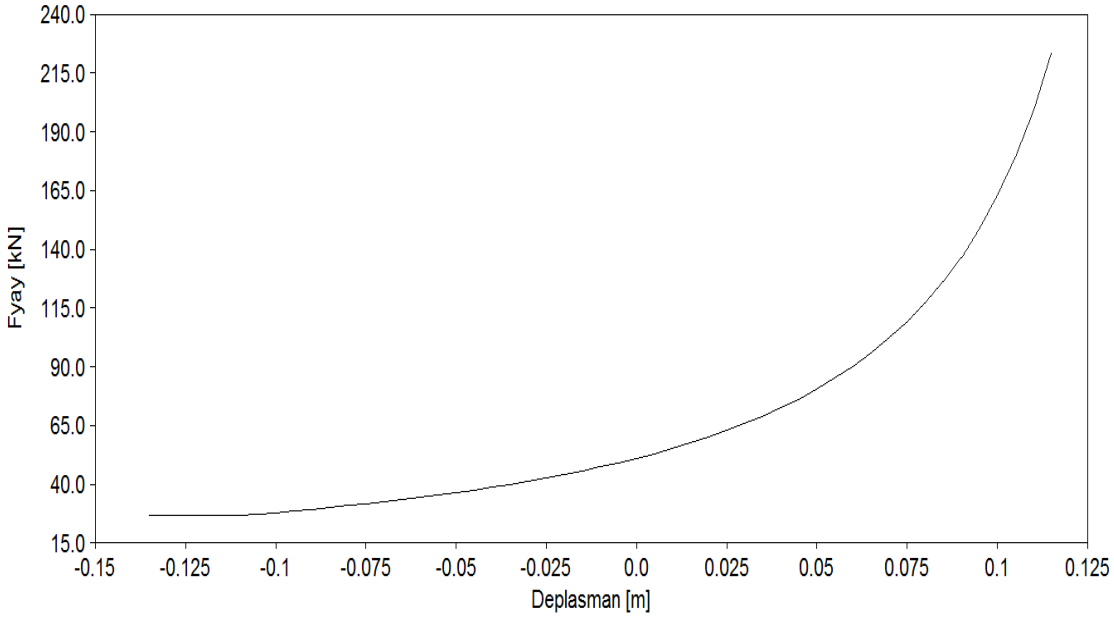
	Prototip Araç	Optimizasyon Sonrası
A_{rod} (m^2)	$3.84x10^{-3}$	$4.9x10^{-3}$
A_p (m^2)	$5.67x10^{-3}$	$8x10^{-3}$
A_{orifis} (m^2)	$8.2x10^{-6}$	$4x10^{-6}$
A_{bka} (m^2)	$2.01x10^{-4}$	$0.5x10^{-4}$
A_{aka} (m^2)	$2.01x10^{-4}$	$3.73x10^{-4}$
k_t (N/m)	$1.636x10^{6}$	$0.8x10^{6}$

Tüm hedef fonksiyonları için elde edilen optimize değerleri MSC ADAMS/Car ortamında kullanmak mümkündür. Tez kapsamında tipik bir uygulama göstermek amacıyla ikinci amaç fonksiyonu ve k_t içeren durum için elde edilen süspansiyon parametreleri kullanılmıştır. Süreci tamamladığımızı sunmak için ÇTM optimizasyon yapılıp, daha kapsamlı model olan MSC ADAMS/Car modeline de uygulanmış ve uygun sonuçlar elde edilmiştir. Lastik parametresi olan k_t'yi değiştirmek için doğrudan lastik değişimine gidilecektir.

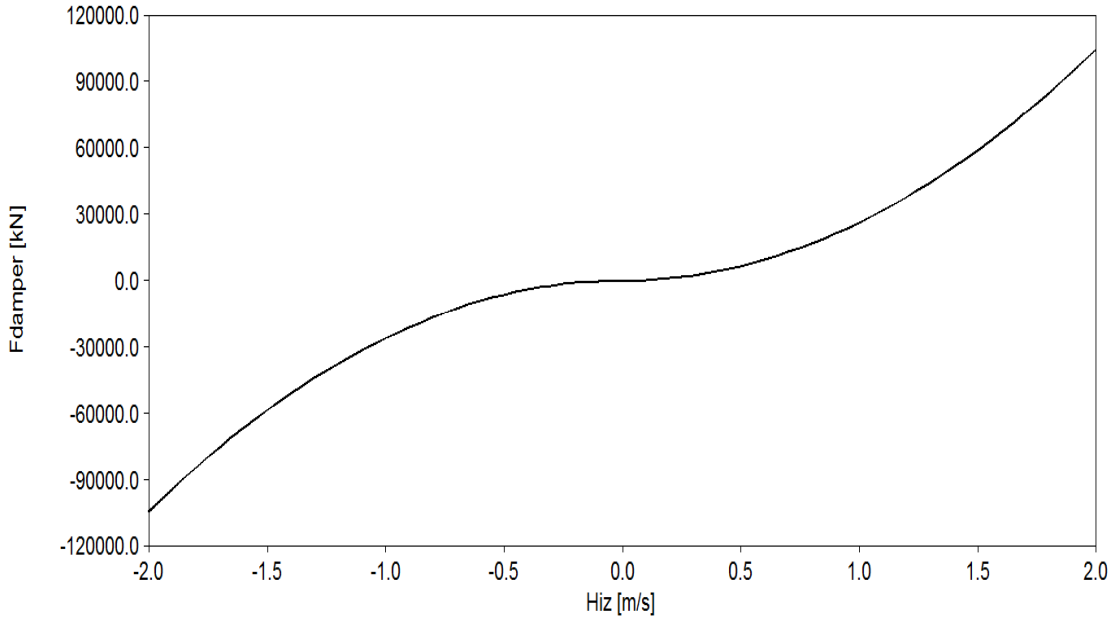
Bölüm 5'te detaylıca anlatılan MSC ADAMS/Car modeli üzerinde sadece optimizasyon sonrasında elde edilen tasarım parametreleri eklenmiş olup diğer tüm parametreler değiştirilmemiştir. Ayrıca benzetimler ISO standardına uygun 20 km/h hız ile tümsek geçiş benzetimi gerçekleştirilerek ilgili yerlerdeki düşey eksenindeki çizgisel ivmelenmeleri incelenmiştir. Gerçekleştirilen benzetim sonucunda, araç üzerinde Şekil 5.20.'de gösterilen lokasyonlardan değerler ölçülmüştür. Benzetim sonuçlarını daha iyi gözlemleyebilmek için 10 ile 20. saniyeler arasındaki değerlerin çıktısı alınmıştır.

Verilen tasarım parametreleri doğrudan HPS sisteminin yay ve damper kuvvetlerini etkilemektedir. Benzetimler sonrasında elde edilen sonuçlardan da anlaşılacağı üzere süspansiyon biraz daha yumuşamış olup araç gövdesinin ivme değerleri istenilen düzeyde azaltılmıştır. Optimizasyondaki ana hedef olan araç konforu, artırılmıştır.

MSC ADAMS/Car ortamında kullanılan yay ve damper kuvvetleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.

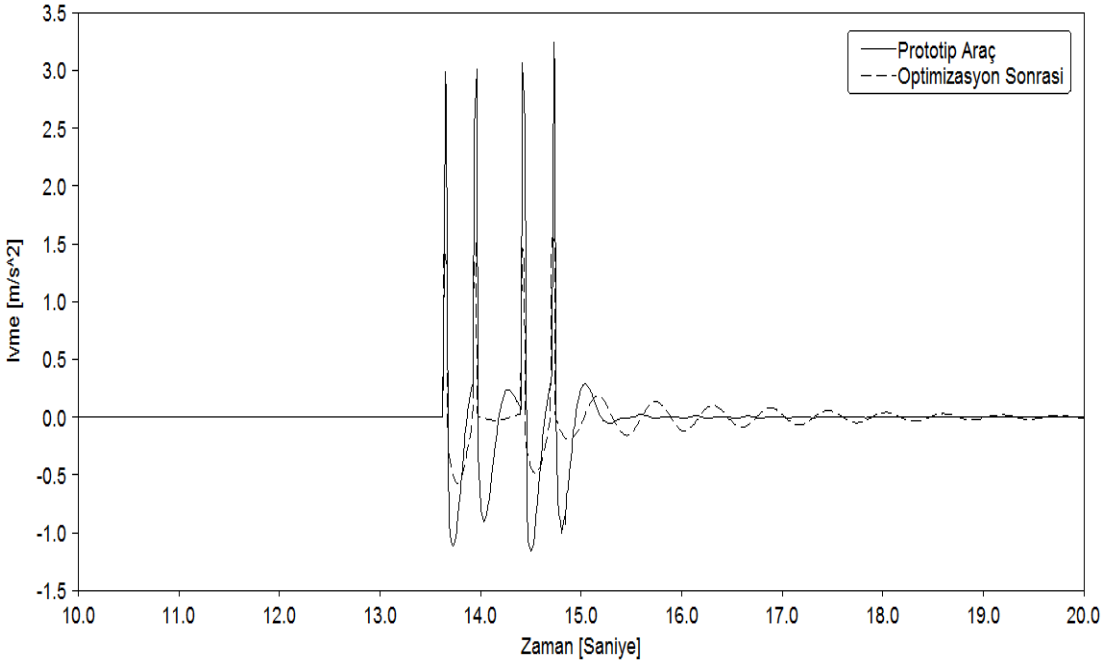


Şekil 6.27. HPS'nun yay kuvveti



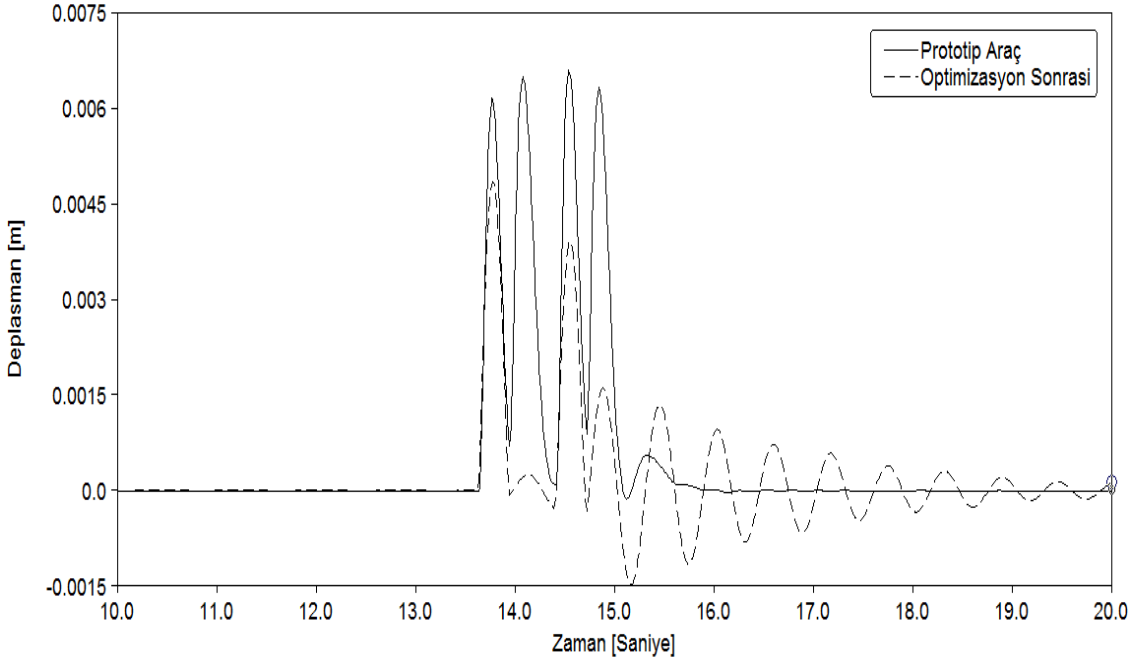
Şekil 6.28. HPS'nun damper kuvveti

Her iki durum için aracın ağırlık merkezinin "z" eksenindeki ivme eğrileri Şekil 6.29.'da verilmiştir. Maksimum ivme değeri %52.16 oranında azaltılmıştır.



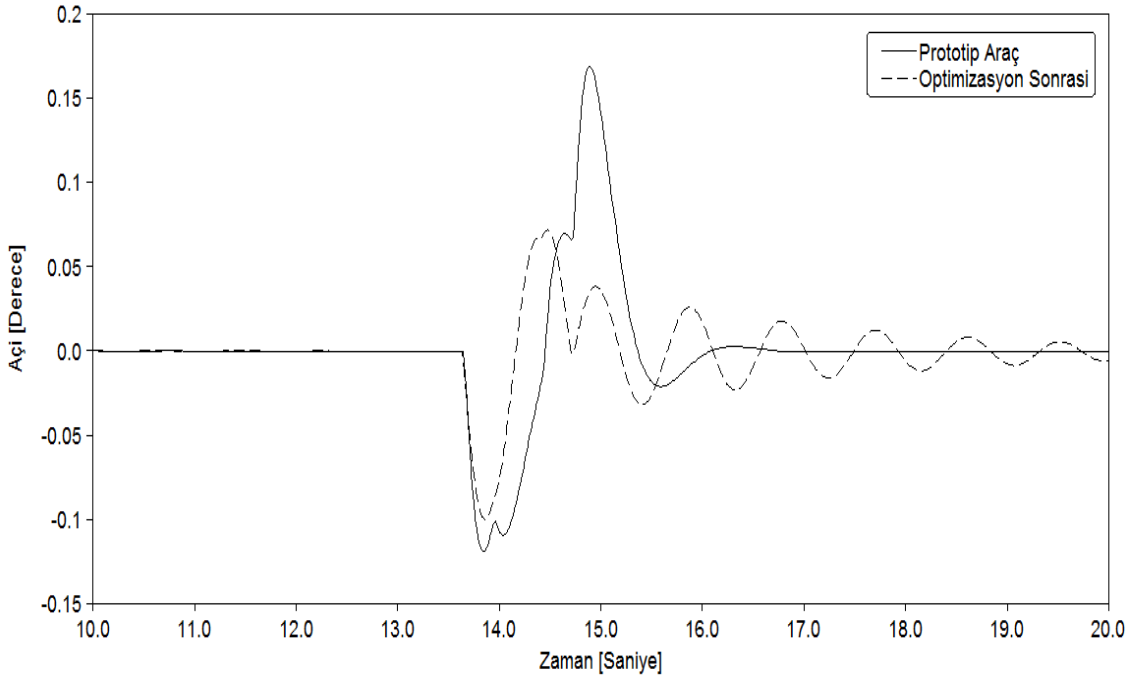
Şekil 6.29. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki ivmesi

Aracın ağırlık merkezinin "z" eksenindeki deplasman değerleri Şekil 6.30.'da verilmiştir. Araç süspansiyondaki yumuşamanın neticesinde araç gövdesi daha uzun sürede kararlı hale geliyor.



Şekil 6.30. Araç ağırlık merkezinin z eksenindeki deplasmanı

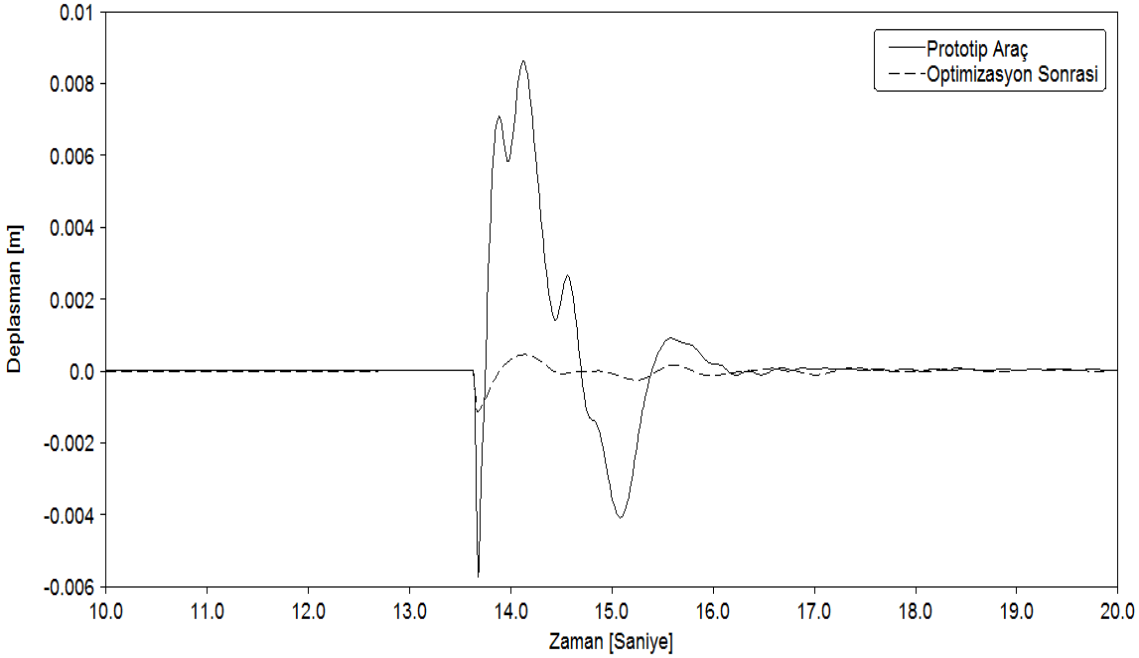
Aracın ağırlık merkezinin yunuslama açısı Şekil 6.31.'de verilmiştir. Optimizasyon sonrası elde edilen parametrelerle yunuslama açısı azaltılmış olup, daha uzun salınımlar sonucunda araç stabil hale gelmektedir.



Şekil 6.31. Araç ağırlık merkezinin yunuslama açısı

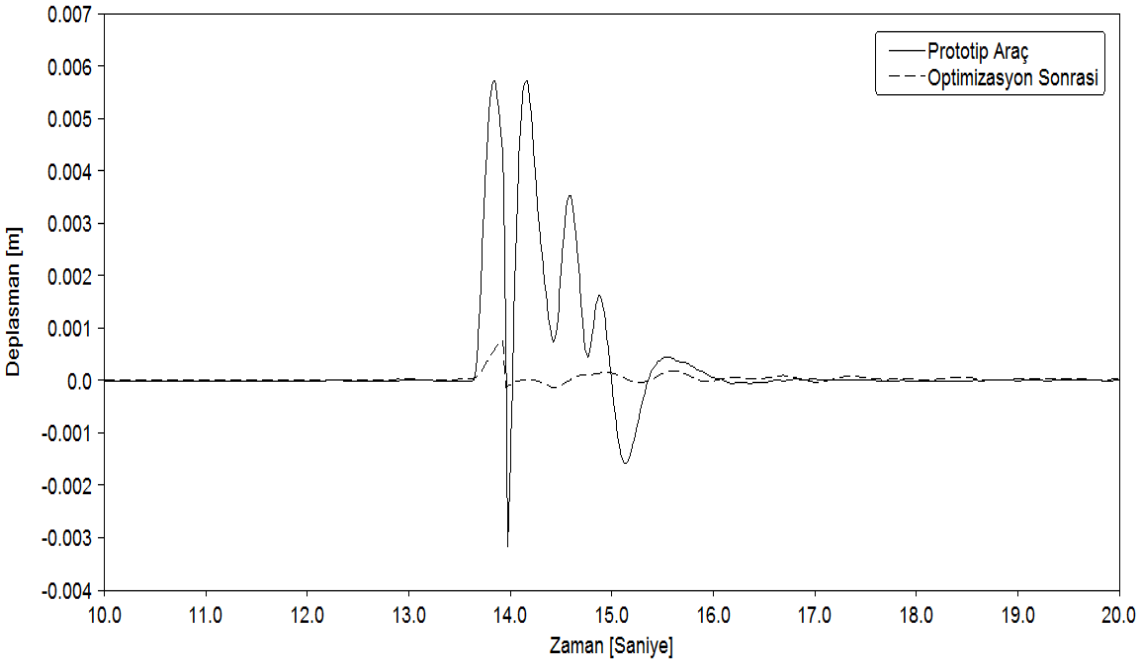
Aracın birinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değerleri Şekil 6.32.'de verilmiştir. Optimizasyon sonrasında elde edilen parametrelerle süspansiyon silindirlerindeki salınımlar grafikten de görüldüğü üzere büyük oranda bir azalma elde edilmiştir.

Aynı şekilde diğer akslar üzerinde bulunan süspansiyon silindirleri içinde geçerli olup grafikler sırasıyla verilmiştir.



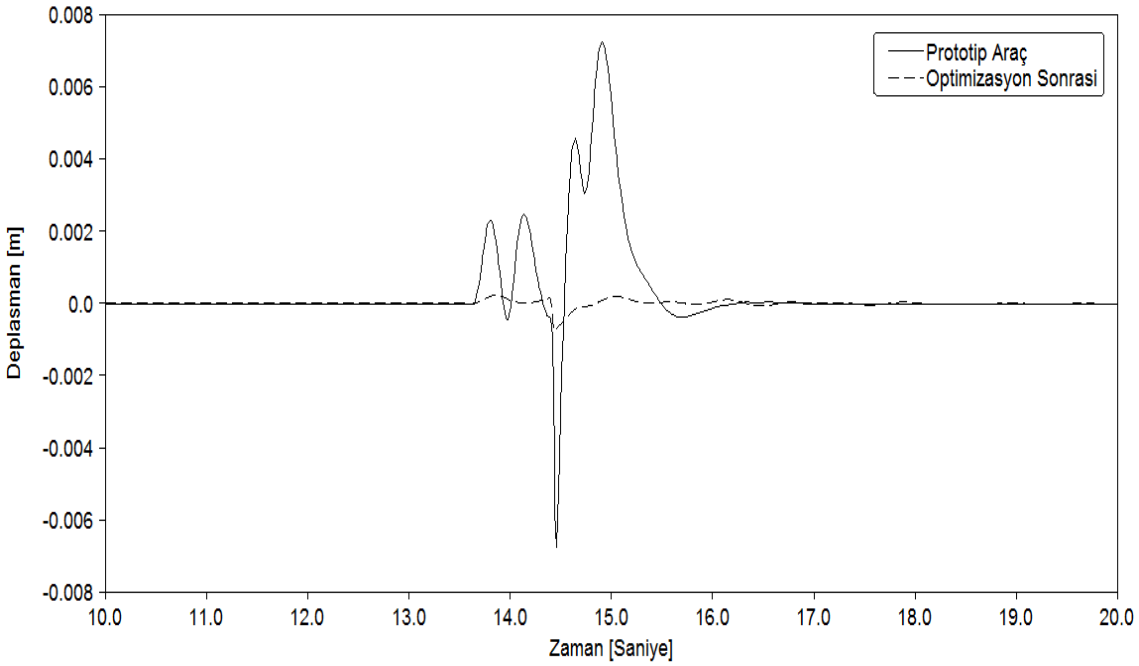
Şekil 6.32. Birinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın ikinci aksının üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değerleri Şekil 6.33.'de verilmiştir.



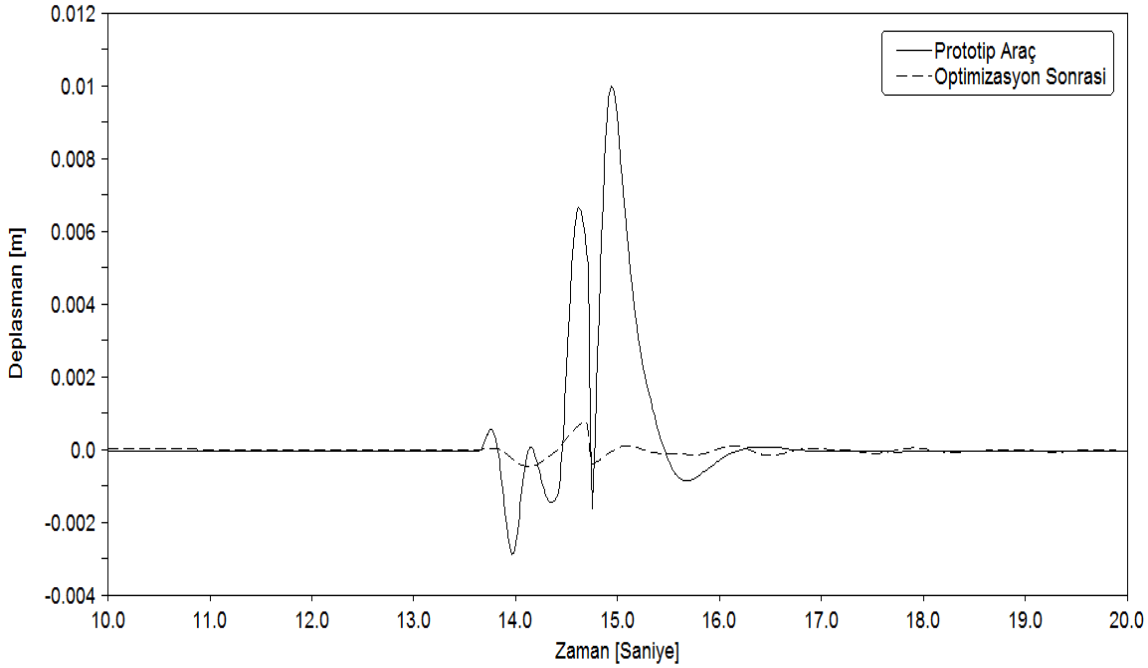
Şekil 6.33. İkinci aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın üçüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değerleri Şekil 6.34.'te verilmiştir.



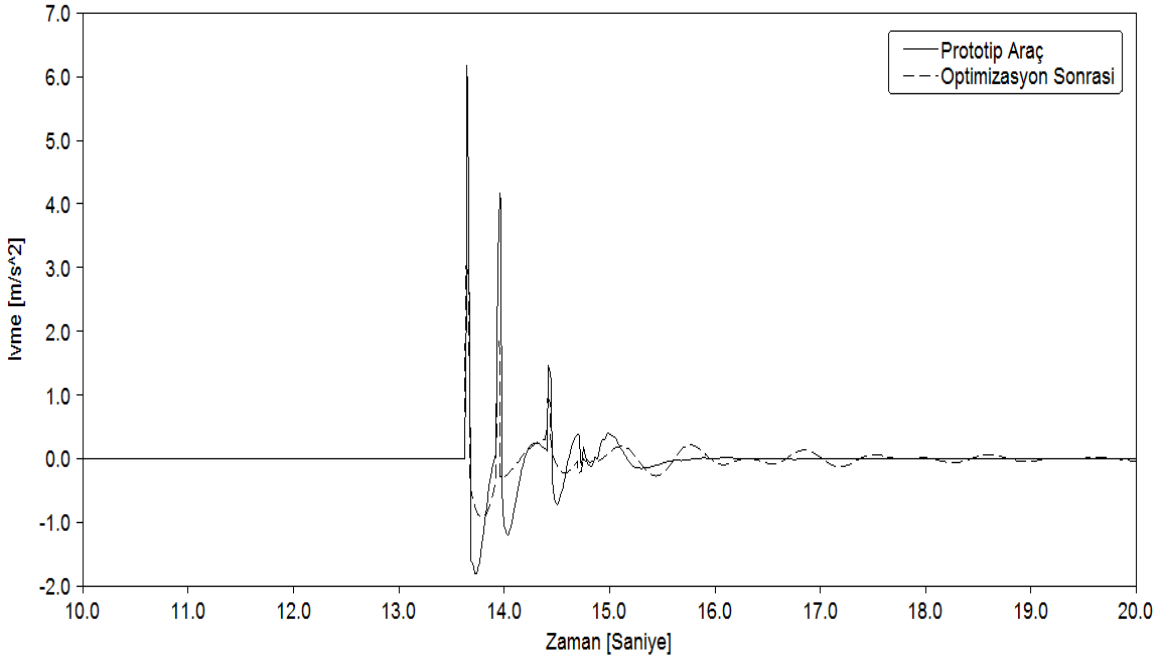
Şekil 6.34. Üçüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın dördüncü aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirinin bağıl deplasmanının "z" eksenindeki değerleri Şekil 6.35.'de verilmiştir.



Şekil 6.35. Dördüncü aks üzerindeki süspansiyon silindirinin z eksenindeki hareketi

Aracın sürücü bölgesinin “z” ekseninde ölçülen ivme değerleri Şekil 6.36.’da verilmiştir. Optimizasyon sonrasında elde edilen parametrelerle sürüş bölgesinde oluşan maksimum ivme değeri %50.8 oranında azaltılmıştır.



Şekil 6.36. Kabin bölgesinin z eksenindeki ivmesi

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Türkiye'de ilk kez üretilen 8x8 çekişli, özel dümenleme sistemine ve HP süspansiyonlara sahip 48 ton ağırlığında mobil bir vinçin sürüş dinamiğini ve sürüş konforunu incelemek amacıyla modeller kurulmuştur. Aracın kütle, atalet bilgileri ve ağırlık merkezi bilgisayar destekli tasarım ortamında modellenen araçtan alınmıştır. Lastik parametreleri ise üretici firmadan talep edilmiş ve bu parametreler Pajecka lastik modeli içerisine tanımlanmıştır. HPS'nun doğrusal olmayan yay ve damper etkisi, prototip üretimi gerçekleştirilen aracın fiziksel büyüklükleri göz önüne alınarak ayrı ayrı matematiksel modelleri çıkarılmıştır. Bu parametrelere bağlı kalınarak, aracın dinamik davranışını hızlı bir şekilde gözlemlemek için araca özgü olan 1/8 taşıt modeli kurulmuştur. Kurulan 1/8 taşıt modeli üzerinde tipik parametrelerle kurulan mekanik süspansiyon ve mevcut prototip aracın HPS karşılaştırmaları yapılmıştır. Diğer taraftan aracın doğrusal olmayan davranışını incelemek ve ileriye dönük aracın geliştirilmesi için MSC ADAMS/Car ortamında çoklu cisimler dinamik modeli kurulmuştur. MSC ADAMS/Car ortamında kurulan modelde HPS'nun yay ve damper etkisi matematiksel olarak tanımlanmıştır. Son olarak kurulan 1/8 taşıt modeli optimizasyon işlemlerinde de kullanılmıştır. Optimizasyon işlemi Matlab ortamında bulunan genetik algoritma kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması özellikle sürüş konforunu artırmak amacıyla süspansiyon parametrelerinin hesaplanmasını hedeflemiştir.

Matlab/simulink ortamında kurulan 1/8 taşıt modeli, mekanik süspansiyon ve HPS için tipik parametrelerden yola çıkarak benzetimleri yapılmıştır. Modellere uygulanan ISO yol girdisiyle benzetimleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre HPS'nun mekanik süspansiyon sistemlerine göre daha yüksek konfora sahip olduğu görülmüştür.

MSC ADAMS/Car ortamında kurulan ÇCD modelinde farklı yol şartlarında benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Kurulan model üzerinde belirlenen bölgelerden çeşitli çıktılar alınmıştır. Bu çıktılar ile tasalanan aracın uygun tepkiler verdiği görülmüştür. Örneğin 4 aks üzerinde bulunan süspansiyon silindirlerinin toplam hareket imkanını sağladığı görülmüştür.

Matlab/Simulink ortamında kurulan 1/8 taşıt modeli üzerinden süspansiyon sisteminin optimizasyon işlemi yine Matlab ortamında bulanan genetik algoritma

yeteneğiyle gerçekleştirilmiştir. Farklı amaç fonksiyonları ve farklı kısıtlar göz önüne alınarak süspansiyon sisteminin optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon işlemi özellikle sürüş konforunu artırmaya yöneliktir. Bunun için süspansiyon sisteminin parametreleri optimize edilmiştir. Optimizasyon işlemi ISO 2631-1 standardı kullanarak belirlenen sürüş konfor kısıtları göz önüne alınarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen optimizasyon işlemi prototipi gerçekleştirilen araç üzerinde yapılacak iyileştirmeler sırasında kullanılacaktır.

Optimizasyon sonucu elde edilen parametre değerleri ile kurulan model ve mevcut prototip aracın modeli benzetimler ile karşılaştırıldığında, prototip aracın ikinci hedef fonksiyonunun lastik sönüm katsayısını içermeyen durumuna göre optimal davranışa yakın bir cevap verdiği görülmektedir.

1/8 araç modeli kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarından elde edilen süspansiyon parametreleri, MSC ADAMS/Car ortamında kurulan araç modeline uygulanmış ve benzetimler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar prototip araca ait model benzetimleri ile karşılaştırılmış olup, optimal parametreler ile modellenmiş aracın konfor bakımından daha iyi sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Bu iyileşme, yaylanan kütlenin azalan ivme ve pozisyon değişimleri alınan çıktılarda sunulmuştur. Doğrusal olmayan HPS modeli yapısını barındıran 1/8 araç modelinin optimizasyon amaçlı kullanımı ve tasarlanan süspansiyon sisteminin daha karmaşık ve detaylı MSC ADAMS/Car modelinde sınanması ile tasarım döngüsünde önemli bir kısım gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonrası elde edilen parametreler prototip aracın geliştirme aşamalarında uygulanacaktır.

7.2. Öneriler

Yapılan tez çalışmasında 8x8 çekişe sahip ağır ticari taşıtın üzerinde yer alan süspansiyon sistemi üzerine matematiksel modeller ve ÇCD modelleri kurulmuştur. Kurulan modellerin benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Bu modellerden yola çıkılarak süspansiyon sisteminin optimizasyon işlemleri gerçekleştirilmiştir.

Tez kapsamını oluşturan konular ileriki çalışmalarda geliştirilerek sonraki çalışmalar için temel oluşturacaktır. İlk olarak aracın yarım araç modeli kurulup geliştirilecektir. Bu model üzerinden aracın yalpa dinamiği ve yunuslama dinamiklerini incelenecektir.

HPS sistemi aktif olarak denetlemek imkanı verdiğinden ve yaygın olarak kullanıldığı göz önüne alınırsa bir sonraki aşama olarak pasif durumda bulanan

süspansiyon mekanizması aktif hale getirilebilecektir. Literatürde bu işlemi yapmanın birçok yolu belirtilmiş olup bunların başında akışkanın debisini kontrol altına alınarak aktif süspansiyon elde edilmektedir.

Tez kapsamında geliştirilen matematiksel modeller ve ÇCD modelleri ile prototip araç üzerinden elde edilen deneysel veriler karşılaştırılarak, sanal ortamda kurulan modelin doğruluğu ispatlanmaya çalışılacaktır. Deneysel veriler kullanılarak araç üzerinde bulunan PLC vb. ürünlerin geliştirilmesi planlanmaktadır. Ayrıca Ar-Ge bünyesinde bir test sistemi kurulup yapılan çalışmaların deneysel doğrulanması mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

Abdelhaleem, A.M.M., 2001, Investigation of the performance of hydropneumatic slow active suspension systems for motor vehicles, PhD Thesis, *Zagazig University Mechanical Engineering Design and Production Department*, Zagazig, Egypt, 234.

Bauer, W., 2011, Hydropneumatic Suspension Systems, *Springer*, Heidelberg, 237.

Becker, M., Jaker, K., P., Fruhauf, F., Rutz, R., 1996, Development of an active suspension system for a mercedes-benz coach (O404), *Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design Dearborn*, 146-151.

Beno, J., H., Weeks, D., A., Mock, J., R., 2010, Simulation Based Design for Actively Controlled Suspension Systems.

Blundell M., and Harty, D., 2004, Multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, New York, USA, 541.

Cao, D., 2008, Theoretical analyses of roll-and pitch-coupled hydro-pneumatic strut suspension, PhD Thesis, *Concerdia University*, Montreal, Quebec, Canada, 358.

Demir, C., 2004, Altı tekerlekli taşıtın deneysel ve teorik olarak frekans analizi, dinamik absorber uygulaması, *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, Cilt 1 Sayı 4, 27-40.

Deprez, K., Maertens, K. Ramon, H., 2002, Comfort Improvement by Passive and Semi-active Hydropneumatic Suspension Using Global Optimization Technique, *Proceeding of the American Control Conference*, Anchorage.

El-Tawwab, A., M., Advanced Hydro-Pneumatic Semi-Active Suspension System, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 93 – 103.

Friberg, O., Eriksson, P., 2004, Optimization of ride comfort, *Multi-body Dynamics Monitoring and Simulation Techniques – II Professional Engineering Publishing Limited*, London-UK, 107-114.

Gao, B., Darling, J. and Tilley, D., 2006, Modelling and simulation of a semi-active suspension system, *In: 18th Int. Conf. on Systems Engineering*, ICSE-2006, Coventry University.

Gao, B., Darling, J., Tilley, D.,G., Williams, R., A., Bean, A., Donahue, J., 2006, Control of a Hydropneumatic Active Suspension Based on a Non-linear Quarter-Car Model, *Proc. IMechE Vol. 220 Part I: J. Systems and Control Engineering*, 15-31.

Gillespie, T.D., 1992, Fundamentals of vehicle dynamics, *Society of Automotive Engineers Publications*, Warrendale, PA, USA, 294.

Goldberg, D. E., 1989, Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, *Addison Wesley*, New York-ABD, 1-50.

Goldberg, D.E., Deb, K., 1991, A Comparative Analysis of Selection Schemes Used in Genetic Algorithms, *Morgan Kaufmann Pub.*, South Mathews, 69-93.

ISO Standard 2631 – 1, 1997, Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration. Part 1: General Requirements.

Jazar, R.N., 2008, Vehicle dynamics theory and application, *Springer Science+Business Media,* New York - USA, 595-677.

Joo, F. R., 1991, Dynamic analysis of a hydro-pneumatic suspension system, M.Sc. Thesis, *Concordia University Mechanical Engineering Department*, 232.

Karen, İ., Kaya, N., Öztürk, F. ve Korkmaz İ., 2011, Taşıt sürüş konfor özelliklerinin fiziksel testler ile belirlenmesi ve analizi, *Mühendis ve Makina*, Cilt 52 Sayı 615, 69-74.

Karen, İ., Kaya, N. ve Öztürk, F, 2012, Sürüş konfor optimizasyon probleminin yeni geliştirilen en iyi fark vektörlerini kullanan diferansiyel gelişim algoritması (debvs) ile çözümü, *6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa-Türkiye.

Kaymaz, İ., 2013, Optimizasyona giriş dersi, *Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Atatürk Üniversitesi*, Erzurum.

Khot, S.M., Aqleem Siddiqui, Darshan V. Dorugade M.R. Saraf and Prashant R. Pawar, 2012, Suspension Optimization of SUV using Genetic Algorithm and Pattern Search, *International Conference on Advanced Research in Mechanical Engineering, ICARME-2012,* Uttarakhand-INDIA.

Koray, Y., 2009, Süspansiyon Mekanizmalı Dörtte Bir Araç, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 71-99.

Li, S., He, L., 2011, Co-simulation Study of Vehicle ESP System Based on ADAMS and MATLAB, *Journal Of Software*, Vol. 6, No. 5, 866-872.

Li, Z., Junling, T., 2011, Study on the Optimization Design of Hydro-pneumatic Spring Based on Genetic Algorithm, *Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation- IEEE Xplore 2011*, Shangshai-China, 568-571.

Likaj, R., Ahmet Shala, Mirlind Bruqi, Mehmet Qelaj, 2010, Optimal Design Of Quarter Car Vehicle Suspension System, *Trends in the Development of Machinery and Associated Technology 14th International Research/Expert Conference TMT 2010*, Mediterranean Cruise, 417-420.

Mansfield, N.J. and Griffin, M.J., 2000, Difference thresholds for automobile- seat vibration, *Applied Ergonomics*, 255-261.

Mehta, C.R., Shyam, M., Singh, P., Verma, R.N., 2000, Ride vibration on tractor-implement system, *Applied Ergonomics*, 323-328.

Pacejka, H.B., 2006,Trye and vehicle dynamics, *Elsevier Linacre House*, London, England, 621.

Palm, W., J., 2010 System Dynamics Second Edition, *McGraw-Hill*, NewYork - USA, 807.

Purdy, D., J., Kumar, J., R., 2005, Mathematical Modeling of a Hydro-Gas Suspension Unit for Tracked Military Vehicles, *Journal of Battlefield Technology*, Vol. 8, No 3, 7-14.

Rao, S.J., 2009, Vehicle modeling and adams-simulink co-simulation with integrated continuously controlled electronic suspension (ces) and electronic stability control (esc) models, Master's Thesis, *The Ohio State University*, Columbus, Ohio, USA, 106.

SaeedBadran, Ashraf Salah, Wael Abbas Ossama, B. Abouelatta, 2012, Design of Optimal Linear Suspension for Quarter Car with Human Model using Genetic Algorithms, *The Research Bulletin of Jordan ACM*, Volume II (II), 42-51.

Sağlam, F., Ünlüsoy, Y.S., 2011, Hidro-Pnömatik Süspansiyon Sistemlerinin Modellenmesi, VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir- Türkiye.

Sağlam, F., Ünlüsoy, Y.S., 2012, Optimization of hydropneumatic suspension system parameters for ride comfort, *2nd International Scientific Conference on Engineering "Manufacturing and Advanced Technologies", MAT-2012***,** Antalya-Turkey.

Sarami, S., 2009, Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors, Der Dissertation, *Technischen Universität Berlin Von der Fakultät V –Verkehrs und Maschinensysteme*, Berlin, 230.

Segla, S., Reich, S., 2007, Optimization and comparison of passive, active, and semi active vehicle suspension systems, *12th IFToMM World Congress 2007*, Besançon-France.

Sharp, R.S. and Crolla, D.A., 1987, Road vehicle suspension system designa review, *Vehicle System Dynamics*,167-192.

Shi, J-W, Li, X-W, Zhang, J-W, 2009, Feedback Linearization and Sliding Mode Control for Active Hydropneumatic Suspension of a Special-purpose Vehicle, *Proc. ImechE Vol. 224 Part D: J. Automobile Engineering*, 41-53.

Sihong, Z., Baozhan, L., 2009, Simulation on Output Force Characteristics of Damping-Adjustable Hydro-pneumatic Suspension, *IEEE*, 1291 - 1296.

Siminski, P., 2010, Aspect of Simulation and Experimental Research Studies on Wheeled Armored Fighting Vehicles with Hydropneumatic Suspension, *SAE*

International, 2010-01-0651 Published.

Yaman, M., 2007, Genetik algoritma ile kardan mili tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 7-34.

Yazar, Ö., 2013, 6x6 Taktik tekerlekli askeri aracın taşıt dinamiği modellemesi ve testler ile modelin doğrulaması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi *Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 30-43.

Yelkencioğlu, E., 2009, Düzlemsel beş kollu süspansiyon sisteminde kamber açısının kontrol edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 101.

Yıldız, A.R., 2006, Tasarım optimizasyon problemlerinin çözümü için çok amaçlı arama tabanlı bir sistemin geliştirilmesi, Doktora Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 10-33.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Kahraman KÜÇÜK
Uyruğu	**:**	T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	PAZAR-1988
Telefon	**:**	0506 263 44 72
Faks	**:**	
e-mail	**:**	kahraman@hidrokon.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	**PAZAR ATATÜRK LİSESİ, PAZAR, RİZE**	**2005**
Üniversite	:	**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU, KONYA**	**2011**
Yüksek Lisans	:	**SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, SELÇUKLU, KONYA**	**2014**

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2011	**Hidrokon Konya Hidrolik Makine San. Tic. ve Ltd. Şti.**	**Arge Mühendisi**

UZMANLIK ALANI

Taşit Dinamiği, CAD, CAE, FEM, MBD, Makina Dinamiği, Makina Tasarımı, Optimizasyon, Numerik Analiz,

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

1. Küçük, K., Yurt, H.K., Arıkan, K.B., 2013, 8x8 Ağır Bir Ticari Aracın Adams ve Adams/Car Ortamında Modellenmesi, MSC Software Türkiye Konferansı, İstanbul-Türkiye, 27-28 Mayıs 2013.
2. Küçük, K., Arıkan K.B., 2013, 8x8 Ağır Bir Ticari Aracın Dümenleme Sisteminin Kinematik Tasarımı ve Tek İzli Araç Modeli Üzerinde Benzetimi, 8. Mekatronik Tasarım ve Modelleme Kongresi (MDM 2013), Ankara-Türkiye, 18-20 Eylül 2013.

3. Küçük K., Yurt, H.K., Arıkan K.B., İmrek H., 2014, 8x8 Ağır Ticari Taşıt Hidropnömatik Süspansiyon Sisteminin Modellenmesi, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (Otekon 14), Bursa-Türkiye, 26 – 27 Mayıs 2014.