İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONLU BİR ARAZİ TAŞITININ YANAL VE DÜŞEY DİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Yahya YEŞİLYURT

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONLU BİR ARAZİ TAŞITININ YANAL VE DÜŞEY DİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Yahya YEŞİLYURT
(503151711)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151711 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Halil Yahya YEŞİLYURT, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONLU BİR ARAZİ TAŞITININ YANAL VE DÜŞEY DİNAMİK ANALİZİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Doç. Dr. Özgen AKALIN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Ahmet GÜNEY** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç. Dr. Tarkan SANDALCI Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2017
Savunma Tarihi : 13 Aralık 2017

Aileme,

ÖNSÖZ

Taşıt dinamiği simülasyonları otomotiv mühendisliği AR-GE faaliyetlerinde önemli bir yer tutmaktadır. Piyasada bu konuda çalışma yapan birçok yazılım firması mevcuttur. Bu tez kapsamında yapılan çalışmada, taşıt dinamiği konusunda söz sahibi olan IPG TruckMaker yazılımı ve hidrolik devrelerin simülasyonu konusunda piyasada geçerliliği olan MATLAB-Simulink yazılımlarının güçlerinin birleştirilmesiyle, bir arazi taşıtı için hidropnömatik süspansiyon sistemi modellenmesi yapılmış ve bazı NATO standartlarına göre bu taşıtın düşey ve yanal dinamik analizleri yapılmıştır.

Bu tezin hazırlanmasında bana verdiği destek ve katkılarından dolayı tez danışmanım Doç. Dr. Özgen Akalın'a, MATLAB programı kullanımı ve mekanik titreşimler konusunda verdiği desteklerden dolayı Öğr. Gör. Dr. Osman Taha Şen'e, IPG TruckMaker yazılımının kullanımıyla ilgili katkılarından dolayı CarMaker destek takımından Yüksek Müh. Zhou Huang'a ve iş arkadaşım Arş. Gör. Hasan Şahin'e, tez hazırlama süreci boyunca benden desteklerini esirgemeyen diğer tüm İTÜ Makine Fakültesi Otomotiv Birimi ailesine, hayatım boyunca bana sürekli destek veren sevgili aileme ve emeği geçen herkese teşekkür ederim.

Aralık 2017

Halil Yahya Yeşilyurt

(Araştırma Görevlisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Literatür Özeti 3
1.3 HPS ile Diğer Süspansiyon Tiplerinin Karşılaştırılması 5
1.3.1 Yaylanma özellikleri 5
1.3.2 Sönümleme özellikleri 7
1.3.3 Yalpa ve kafa vurma kontrolü 7
1.3.4 Seviye ayarı 8
1.4 HPS Sisteminin Uygulama Alanları 8
2. HPS SİSTEMİNİN MODELLENMESİ **9**
2.1 Genel Konstrüksiyon 9
2.2 HPS Sistemi Parametrelerinin Hesabı 11
2.3 Simulink-Simscape Araç Kutusu Yardımıyla HPS Sistemi Modelinin Kurulması 15
2.3.1 Temel bağımsız HPS sistemi modeli 19
2.3.2 Çapraz bağlantılı HPS sistemi modeli 29
2.3.3 Seviye ayarlı HPS sistemi modeli 32
2.4 HPS Sistemi Modelinin Ipg Truck Maker Simulink Modeli İle Bütünleştirilmesi 36
2.4.1 IPG Truck Maker Simulink modeli ve HPS 37
2.4.2 IPG Truck Maker süspansiyon modeli parametreleri 38
2.4.3 Simulink'te hazırlanan koltuk modeli ve süspansiyon sistemiyle bütünleştirilmesi 41
2.4.4 IPG Truck Maker yol ve manevra parametreleri 43
3. SİMÜLASYONLAR VE SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ **47**
3.1 Düşey Dinamik Simülasyonları 47
3.1.1 NATO yarım silindir şeklindeki engelden geçme testi 48
3.1.2 NATO absorbe edilen güç tekniği testi 53
3.2 Yanal Dinamik Simülasyonları 59
3.3 Seviye Ayarı Simülasyonları 64
4. SONUÇ VE ÖNERİLER **73**
4.1 Çalışmanın Uygulama Alanı 73
4.2 İleride Yapılabilecekler 73
KAYNAKLAR **75**

EKLER 77
ÖZGEÇMİŞ 85

KISALTMALAR

AR-GE **:** Araştırma ve Geliştirme
BWR -EE **:** Benedict Webb Rubin Gas Model with Energy Equation
ÇŞD **:** Çift Şerit Değiştirme
FFT **:** Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)
HPS **:** Hidropnömatik Süspansiyon Sistemi
ISO **:** International Organization for Standardization
Kon **:** Konvansiyonel
NATO **:** North Atlantic Treaty Organization (Kuzey Atlantik Savunma Paktı)
RMS **:** Root Mean Square (Karekök Ortalama Değer)
ÜR-GE **:** Ürün Geliştirme

SEMBOLLER

A_i : i. spektral banttaki RMS ivme değeri

$A_{K,aks}$: Aksa ait hidrolik silindir piston alanı

$A_{R,aks}$: Aksa ait hidrolik silindir piston kolu çapı

$c_{aks,j}$: Aksa ait süspansiyon sönüm katsayısı (jounce/sıkışma)

$c_{aks,r}$: Aksa ait süspansiyon sönüm katsayısı (rebound/gevşeme)

C_i : i. spektral banttaki absorbe edilen güç sabitleri işlem sonucu

c_{lastik} : Lastik radyal sönüm katsayısı

$d_{K,aks}$: Aksa ait hidrolik silindir piston çapı

$d_{R,AKS}$: Aksa ait hidrolik silindir piston kolu çapı

F_1, F_2, F_3, F_4 : Absorbe edilen güç ağırlıklandırılmış frekansa bağlı katsayılar

$F_{F1,aks}$: Aks statik yükü

$F_{F1,aks,maks}$: Maksimum aks statik yükü

$f_{s,aks}$: Aks yaylanmış kütle doğal frekansı

$f_{us,aks}$: Aks yaylanmamış kütle doğal frekansı

$F_{V,aks}$: Aks önyükleme kuvveti

h : Ağırlık merkezi yüksekliği

h_s : Hidrolik silindir strok mesafesi

K_1, K_0 : Absorbe edilen güç sabit katsayıları

k_{aks} : Aksa ait süspansiyon yay katsayısı

k_{lastik} : Lastik radyal yay katsayısı

l : Aks mesafesi

$l_ö$: Ağırlık merkezi ile ön aks arası mesafe

m_s : Gövde kütlesi

$m_{us,aks}$: Aks kütlesi

P : Absorbe edilen güç

$p_{0K,aks}$: Aksa ait piston tarafı akümülatör dolum basıncı

$p_{0R,aks}$: Aksa ait piston kolu tarafı akümülatör dolum basıncı

$p_{1,aks}$: Aksa ait piston tarafı önyükleme basıncı

p_K : Sistem basınç kaybı

p_P : Pompa basıncı

p_{sis} : Sistem kullanılabilir basıncı

$p_{V,aks}$: Aks akümülatör önyükleme basıncı

s_{aks} : Aks iz genişliği

$V_{0K,aks}$: Aksa piston tarafı akümülatör hacmi

$V_{0R,aks}$: Aksa ait piston kolu tarafı akümülatör hacmi

W_i : Absorbe edilen güç ağırlıklandırılmış frekanslar

β : Taşıt gövdesi yüzme açısı

δ : Direksiyon simidi açısı

$\zeta_{aks,j}$: Aksa ait süspansiyon sönüm oranı (jounce/sıkışma)

$\zeta_{aks,r}$: Aksa ait süspansiyon sönüm oranı (rebound/gevşeme)

φ : Yalpa açısı

ψ : Dönme açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Konvansiyonel, pnömatik ve HPS sistemlerinin genel karşılaştırılması (Bauer, 2011). 8
Çizelge 2.1 : Baz askeri taşıtın temel özellikleri. 11
Çizelge 2.2 : Baz taşıta ait aks kütleleri, yay katsayıları ve doğal frekansları. 12
Çizelge 2.3 : Baz taşıta ait sönüm özellikleri. 13
Çizelge 2.4 : HPS sistemi başlangıç parametreleri. 13
Çizelge 2.5 : Temel HPS sistemi parametreleri. 15
Çizelge 2.6 : Modellemede kullanılan blokların simgeleri ve açıklamaları (Simscape blocks in simscape, t.y.). 17
Çizelge 2.7 : Sönüm alt sistemi parametreleri. 22
Çizelge 2.8 : 4/3 Sürgülü valf parametreleri (Maksimum akış alanı ve açıklık modeline göre). 33
Çizelge 2.9 : 3 pozisyonlu valf eyleyici parametreleri. 34
Çizelge 2.10 : Süspansiyon kinematiği parametreleri (t_h : tekerlek hareketi, d_k : direksiyon kremayeri hareketi). 40
Çizelge 2.11 : Koltuk modeli parametreleri 42
Çizelge 3.1 : Simulink çözücü ayarları. 47
Çizelge 3.2 : Çift şerit değiştirme manevrası genel sonuçları. 63

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Süspansiyonun görevleri ve fonksiyonel gereklilikleri (Bauer, 2011)..... 1
Şekil 1.2 : Mekanik ve gaz yaylanmalı sistemlerin kuvvet-deplasman eğrileri (Bauer, 2011) 6
Şekil 1.3 : Mekanik ve gaz yaylanmalı sistemlerin yüke bağlı doğal frekanslarının değişimi (Bauer, 2011) 6
Şekil 2.1 : HPS sisteminin şematik gösterimi (Bauer, 2011). 9
Şekil 2.2 : Sönüm oranı, yol tutuş kalitesi ve titreşim konforu kalitesi arasındaki ilişki (Dixon, 2007)..... 12
Şekil 2.3 : Simulink yazılımı ana penceresi ve araç kutuları..... 16
Şekil 2.4 : HPS 0 durumu (Precharge)..... 20
Şekil 2.5 : HPS 1 durumu (Preload) 20
Şekil 2.6 : HPS 2 durumu (Dinamik) 20
Şekil 2.7 : Piston kolu tarafındaki sönümün hesaplandığı alt sistem. 21
Şekil 2.8 : Çekvalflerle hazırlanmış sönüm alt sistemi. 22
Şekil 2.9 : Temel HPS sistemi sol ön süspansiyon blok diyagramı..... 24
Şekil 2.10 : Temel HPS modeli. 25
Şekil 2.11 : HPS sistemi tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli. 26
Şekil 2.12 : Tek serbestlik dereceli HPS sistemi silindirine uygulanan rampa fonksiyonu. 26
Şekil 2.13 : Tek serbestlik dereceli HPS sistemi rampa girdisi frekans tabanı düşey ivme sonuçları..... 27
Şekil 2.14 : Düz yolda ivmelenme manevrası frekans tabanında düşey ivme sonuçları..... 27
Şekil 2.15 : Basamak üzerinden geçen taşıtın ağırlık merkezi konumunun zamana bağlı değişimi..... 28
Şekil 2.16 : Yüksek yalpa sertliği için silindirlerin çapraz bağlanması..... 30
Şekil 2.17 : Çapraz bağlantılı HPS modeli. 31
Şekil 2.18 : 3 pozisyonlu valf eyleyici sürgüsü hareket profili (3-Position valve actuator, t.y.). 33
Şekil 2.19 : Seviye ayarlı HPS modeli şematik gösterimi. 34
Şekil 2.20 : Seviye ayarlı HPS sistemi modeli. 35
Şekil 2.21 : Seviye kontrol valf ve valf eyleyici grubu alt sistemi. 35
Şekil 2.22 : IPG Truck Maker-Simulink HPS modeli etkileşimi. 36
Şekil 2.23 : Simülasyonlarda kullanılan model etkileşimi. 36
Şekil 2.24 : IPG Truck Maker "Harici Süspansiyon Kuvvetleri" alt sistemi. 37
Şekil 2.25 : Kullanıcı tanımlı HPS modeli için kullanıcı arayüzünden başlangıç parametrelerinin ayarlanması..... 38
Şekil 2.26 : Bumpstop/reboundstop parametreleri. 39
Şekil 2.27 : Sürücü koltuğu modeli. 41
Şekil 2.28 : IPG Truck Maker koltuk sensörü konumu. 42
Şekil 2.29 : APG-IV yol profili. 43
Şekil 2.30 : APG-11 yol profili. 43
Şekil 2.31 : Yarım silindir şeklindeki engel geometrisi. 44
Şekil 2.32 : Çift şerit değiştirme manevrası sınırları. 44

Şekil 2.33 : ÇŞD manevrası için IPG Road modülünde trafik konilerinin konumlarının belirlenmesi. 45
Şekil 2.34 : IPG Driver ayar penceresi 45
Şekil 3.1 : 8 inç yarıçaplı yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçiş testi animasyonundan bir kesit (Sarı araç HPS'li, soluk renkli araç konvansiyonel süspansiyonlu taşıtı temsil etmektedir). 49
Şekil 3.2 : 20 km/sa (8 inçlik engel) testinde frekans tabanlı koltuk ivmeleri. 49
Şekil 3.3 : 5 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi. 50
Şekil 3.4 : 10 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi. 50
Şekil 3.5 : 20 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi. 51
Şekil 3.6 : 30 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi. 51
Şekil 3.7 : 50 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi. 52
Şekil 3.8 : Yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçme testi genel sonuçları. .. 52
Şekil 3.9 : APG-11 yol profili testi animasyonundan bir kesit (Sarı araç HPS'li, soluk renkli araç konvansiyonel süspansiyonlu taşıtı temsil etmektedir). 53
Şekil 3.10 : APG-11 yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları. 54
Şekil 3.11 : APG-11 yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın absorbe edilen güç sonuçları. 54
Şekil 3.12 : APG-11 yol profili için HPS'li taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları... 55
Şekil 3.13 : APG-11 yol profili için HPS'li taşıtın absorbe edilen güç sonuçları. 56
Şekil 3.14 : APG-IV yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları. 56
Şekil 3.15 : APG-IV yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın absorbe edilen güç sonuçları. 57
Şekil 3.16 : APG-IV yol profili için HPS'li taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları. . 57
Şekil 3.17 : APG-IV yol profili için HPS'li taşıtın absorbe edilen güç sonuçları. 58
Şekil 3.18 : APG-11 yol profili absorbe edilen güç testi genel sonuçları. 59
Şekil 3.19 : APG-IV yol profili absorbe edilen güç testi genel sonuçları. 59
Şekil 3.20 : 35 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları. 60
Şekil 3.21 : 40 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları. 61
Şekil 3.22 : 45 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları. 61
Şekil 3.23 : 50 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları. 62
Şekil 3.24 : ÇŞD manevraları esnasındaki sınır ihlalleri. 64
Şekil 3.25 : 10 cm yükseltilmiş taşıt (üstte) ve 10 cm alçaltılmış taşıt (altta). 65
Şekil 3.26 : Seviye düşürme simülasyonu piston pozisyonu sonuçları. 66
Şekil 3.27 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi akümülatörlerindeki basınç değişimi. 66
Şekil 3.28 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi valf sürgüsü konumu ve hidrolik silindir akış değerleri. 67
Şekil 3.29 : Seviye yükseltme simülasyonu piston pozisyonu sonuçları. 67
Şekil 3.30 : Taşıta yüklenen 2 tonluk yükün koordinatları. 68
Şekil 3.31 : Seviye yükseltme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi akümülatörlerindeki basınç değişimi. 69
Şekil 3.32 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi valf sürgüsü konumu ve hidrolik silindir akış değerleri. 70
Şekil 3.33 : Yük kompanzasyonu testi hidrolik silindir piston konumları. 70
Şekil 3.34 : Yükseltilmiş ve alçaltılmış taşıtların 5 cm yüksekliğinde bir rampa profilinden geçirilerek elde edilen gövde ivmelerinin FFT değerleri. .. 71

HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYONLU BİR ARAZİ TAŞITININ YANAL VE DÜŞEY DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Süspansiyon sistemleri askeri taşıtlarda ve arazi taşıtlarında, taşıtın kullanım performansını etkileyen en önemli alt sistemlerdendir. Taşıtların konfor özelliğinden yol tutuşuna birçok karakteristiğini belirleyen süspansiyon sistemlerinin modellenmesi ve simülasyonu konuları, otomotiv sanayii AR-GE ve ÜR-GE çalışmalarında önemli pay sahibidir.

Bu çalışmanın temelini 10 ton sınıfı bir zırhlı askeri araç için HPS sistemi modellenmesi ve oluşturulan modelin çeşitli senaryolarla test edilmesi oluşturmaktadır. HPS sisteminin modellenmesine geçilmeden önce, konvansiyonel sistemli bir baz taşıtın süspansiyon parametreleri belirlenmiştir. Bundan sonra da, önce konvansiyonel sisteme ikame olacak temel bir bağımsız HPS sistemi, ardından bu HPS sistemini temel alan ileri HPS sistemi fonksiyonlarına sahip çapraz bağlantılı ve seviye ayarlı sistemlerin modellemeleri yapılmıştır.

HPS sistemi modelleri MATLAB-Simulink araç kutusu ve "Simscape" alt araç kutusu blokları kullanılarak oluşturulmuştur. Bu sayede yalın ve görsel olarak kolay algılanabilen bir blok diyagram elde edilmiştir. Düşey dinamik testleri, koltuk dinamiğiyle doğrudan ilişkili olduğundan, daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için konvansiyonel yay ve sönümlü bir koltuk modeli oluşturulup, IPG TruckMaker arayüzünde ve HPS modeli üzerinde gerekli ayarlamalar yapılarak sisteme entegre edilmiştir. Taşıt, yol, manevra ve sürücü modeli tarafı ise IPG TruckMaker yazılımı arayüzü ile sağlanmaktadır. Böylece test senaryoları IPG Truck Maker-Simulink eş-simülasyonu ile yapılmıştır.

IPG TruckMaker – Simulink eş-simülasyonunda kullanıcı tanımlı süspansiyon modelinin kullanılabilmesi için CarMaker destek takımından Yüksek Müh. Zhou Huang'dan yardım alınmış ve kullanıcı arayüzünde gerekli başlangıç parametreleri ayarlanarak, hazırlanan HPS modeli çalışır hale getirilmiştir.

Yapılan ilk simülasyonlarda, hem konvansiyonel süspansiyon, hem de HPS için gövde doğal frekansı ve sönüm oranı gibi süspansiyon sisteminin önceden belirlenmiş parametrelerinin doğruluğu test edilmiş ve bu iki sistemin ileri senaryolarda karşılaştırılabilir oldukları tespit edilmiştir.

Düşey dinamik simülasyonlarında, NATO absorbe edilen güç tekniği testleri ile 2 adet yol profili üzerinde konvansiyonel ve HPS sistemli taşıtlar belirli hızlarda geçirilerek 6W kriterine göre performansları incelenmiştir. Yapılan testler sonucunda iki yol profili için de HPS sistemli taşıtın maksimum güvenli seyir hızı daha yüksek çıkmıştır. İkincil olarak; yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçme testlerinde, 4 inç yarıçaplı engelden geçirilen her iki taşıtın da bütün hızlarda 2.5 g maks koltuk ivmesi kriterini karşıladığı, 8 inç yarıçaplı engel testinde ise bazı hızlarda bu kriterin karşılanmadığı ortaya çıkmıştır.

Yanal dinamik testlerinde ise konvansiyonel sistem ve bu sistemden türetilen stabilizatörlü bir konvansiyonel system ile HPS sistemi ile bu sistemden türetilen çapraz bağlantılı HPS sistemleri ISO çift şerit değiştirme manevrasına tabii tutulmuştur. Bu manevra için yörünge sınırları, taşıtın boyutlarını esas alan standartlara göre hesaplanarak IPG TruckMaker "Road" modülünde trafik konilerinin

konumlarının belirlenmesiyle ortaya çıkmıştır. Hazırlanan 4 süspansiyon modeli, 35 km/sa hızdan başlamak üzere 5 km/sa'lik artımlarla test edilmiş, bir hız adımında manevrayı başarıyla tamamlayamayan model, bir üst hız değerinde test edilmemiştir. Bu testlerde konvansiyonel ve stabilizatörlü konvansiyonel modeller manevrayı 50km/sa'lik hızlarda tamamlayabilirken, temel HPS modeli 40 km/sa hızda, çapraz bağlantılı HPS modeli ise ancak 35 km/sa hızda tamamlayabilmiştir.

Seviye ayarı testlerinde taşıtın 10 cm seviye arttırma ve düşürme ile yükleme durumunda taşıtı tasarım konumuna geri getirme simülasyonları yapılmış ve bu durumlarda taşıtın yaylanma karakteristiğinin değişimi irdelenmiştir. Aynı zamanda taşıtın seviye ayarı hassasiyeti ve seviye ayarı için gereken sürenin kısaltılması için, seviye kontrolü parametreleri optimize edilmiştir.

Son kısımda ise, oluşturulan süspansiyon modellerinin, yapılan testlere göre karşılaştırılması özetlenmiş ve ileride yapılabilecek çalışma konuları hakkında ilgili araştırmacılara tavsiyeler verilmiştir.

LATERAL AND LONGITUDINAL DYNAMICS OF AN OFF ROAD VEHICLE WITH HYDROPNEUMATIC SUSPENSION SYSTEM

SUMMARY

Suspension system is one of the most important vehicle subsystem that affects the ride and handling performance of on and off-road or a military vehicle. Modelling and simulation of the suspension systems which define the ride comfort and road holding characteristics of a vehicle, has a key role in research and product development studies in automotive industry.

This study mainly focuses on modelling a HPS system for a 10 tonness class armoured vehicle and simulating that model with different scenarios about lateral and longitudinal dynamics of that vehicle. Before modelling the HPS system, a base vehicle with conventional suspension system which consists of helical springs with constant stiffnes and dampers with different constant damping coefficients for jounce and rebound motion is generated. After that, a base HPS system which can be replaced with the conventional one that shows similar springing and damping characteristics with respect to that, is modeled. This base HPS system is further developed for advanced suspension functions such as cross plumbing of the suspension accumulators for improved roll and pitch stiffness and a system with leveling capability.

HPS system models are created using MATLAB-Simulink toolbox and “Simscape” sub-toolboxes.Thus, a simple and an understandably visualized block diagram of the suspension system is utilized for further developments. Since the comfort dynamics of the vehicles is directly related to the seat dynamics, a seat model with constant springing and damping coefficients is created using “Simscape” toolbox blocks. This model is integrated to the vehicle model by making necessary adjustments in both IPG TruckMaker graphical user interface and the Simulink model of the suspension model. All testing scenarios are carried out by IPG TruckMaker-Simulink co-simulation.

In order to use the user defined suspension model in co-simulations, technical support is received from M.Sc. Zhou Huang, from CarMaker Service Team. By his guidance, some initial parameters for suspension system are adjusted and the base model have been made functional for test simulations.

In preliminary simulations, predefined parameters such as sprung mass natural frequency and damping ratio of both conventional and HPS systems are tested for validation and confirmed for being comparable for further scenarios. This confirmation is made by running the vehicles with those systems on a road that includes a step type disturbance. FFT’s of the vehicle bodies’ vertical accelerations have shown that the natural frequency of the both systems are overlapped with the design parameters. To compare and approximate the damping characteristics, damping ratios of the vehicles are calculated by graphical methods using the vertical displacements of the vehicle bodies.

For vertical dynamics simulations, two NATO standart test procedures are applied to to the vehicles with conventional and HPS systems. The first one is called the absorbed power technique, which regards the power absorbed by a human subjected to ride vibration as ride quality. The two vehicles are run over two predefined road profiles which are designated by APG-11 and APG-IV with different speeds in order to define the cruising speed at which the absorbed power on the driver is reached to 6 W. To

calculate the absorbed power, FFT of the seat acceleration signals are calculated to get the RMS accelerations of the seat for each spectral band and used in the absorbed power calculation formulae that is given by "Aberdeen TOP 1-1-014 Ride Dynamics" procedure. Constants used in that formulae is also given by the procedure. Results of the absorbed power tests have shown that; for both road profiles, vehicle with the HPS system provides higher cruising speed without violating 6 Watts of maximum absorbed power criterion.

The second simulation type for vertical dynamics is the half round obstacle technique, that is done by running the vehicle on a half round cylinder geometry at different speeds and control if the vertical seat acceleration reaches 2.5 g. Interesting results are obtained from these simulations that are further examined in the simulation results section of this study. Vehicles with both suspension systems performed well at higher speeds such as 20, 30, 50 kmh in terms of maximum seat vertical accelerations however at lower speeds, vehicles with both suspension systems violated the 2.5 g of maximum seat acceleration criterion for half round obstacle with 8 inch radius. For 4 inch radius half round obstacle tests, vehicles with both suspension systems have passed the tests succesfully for all speeds, again they have shown better results at higher speeds.

For lateral dynamics simulations, ISO Lane Change or double lane change procedure adapted for off-road vehicles is performed for 4 vehicles with different suspension systems which are the conventional system, another conventional system with stabilizers on the front and rear axle derived from the former, base HPS system and the HPS system with cross-plumbing derived from the former.

Trajectory limits for the maneuver are defined with the pylons in the IPG TruckMaker Road module and the simulation log files provided the data of the pylon hits which includes the identification code, the location where and the time when the pylon hit occurs. 4 vehicles with different suspension models have been run at speeds increased 5 kmh gradually starting from 35 kmh. The suspension model which couldn't have past the maneuver at the current speed, haven't been tested at upper speeds. The vehicles with conventional system and the conventional system with the front and rear stabilizers could make the maneuver at 50 kmh while the vehicle with the HPS system could only made the maneuver at 40 kmh. The worst performance has been shown by the vehicle with HPS system with cross plumbing which could only make the maneuver at 35 kmh speed.

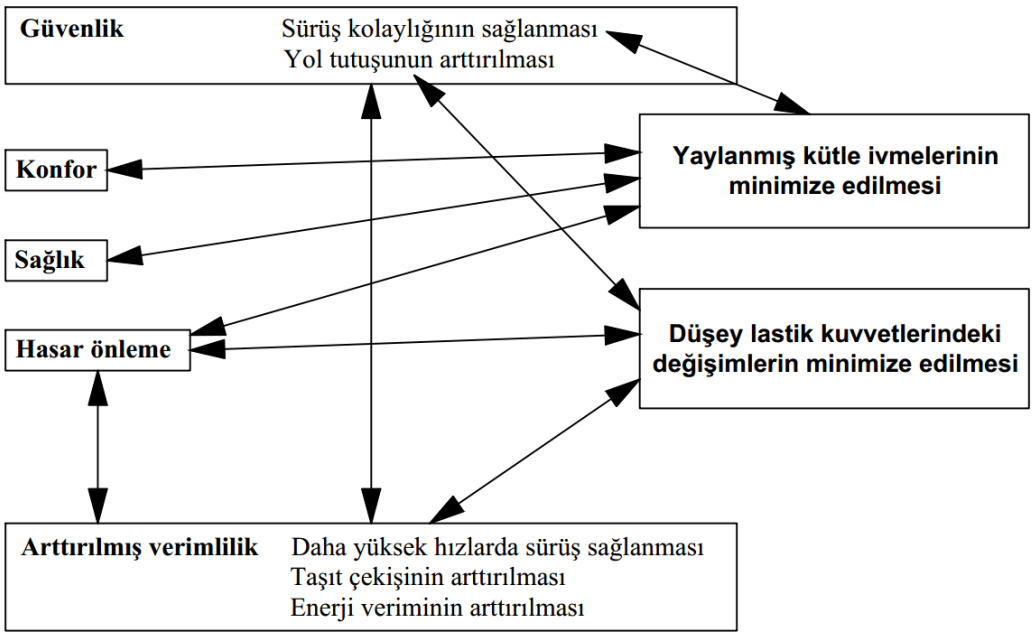
For suspension leveling simulations, increasing and decreasing the piston positions 10 cm and returning the piston position to the design position after a loading case are investigated. To get the final results of the leveling function for more sensitive, steady and faster action, parameters of the leveling device elements such as the control algorithm, the valve actuator dynamics and the spool valve configuration is tried to be optimized.

In the conclusion and the recommendation section of the thesis, a general comparison of the created suspension models is summarized and further studies that can be derived from this work are suggested to the researchers studying on this field.

1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemi, bir taşıtın dinamik karakteriyle ilgili bütün durumlarda en başat aktörler arasındadır. Sürücü ve yolcuların konforundan seyir emniyetine, taşıt ömründen yol eskimesine kadar birçok konuda etkili en önemli taşıt alt sistemi olarak süspansiyon sistemi sayılabilir (Yavuz, 2017)

Bir taşıtın süspansiyon sisteminden beklenen özellikler; sürücü ve yolcuların yoldan gelen uyarılardan izole edilerek konforlu bir seyir sağlanması, yaylanmış ve yaylanmamış kütleyi oluşturan taşıt komponentlerinin korunması ve taşıtın dinamik hareketlerinden kaynaklanan yanal ve boyuna yük transferinin azaltılması veya manipülasyonu yardımıyla taşıtın seyir emniyetinin sağlanması olarak sıralanabilir. Bu özellik ve beklentilerin, taşıtın kimi dinamik durumları için birbirleriyle çelişmekte olduğu da göz önüne alınmalıdır. Şekil 1.1'de süspansiyon sisteminin görevleri ile fonksiyonel özellikleri izah edilmektedir (Bauer, 2011).



Şekil 1.1 : Süspansiyonun görevleri ve fonksiyonel gereklilikleri (Bauer, 2011)

1.1 Tezin Amacı

Bütün mühendislik alanlarında olduğu gibi otomotiv alanında da mühendislik simülasyonlarının önemi gittikçe artmaktadır. Mühendislik simülasyonu yazılımları nitelikli insan kaynağıyla birlikte, AR-GE veya ÜR-GE konusunda hem süreçleri kısaltmak hem de maliyetleri azaltmak için en önemli araçlardır. Günümüzde taşıt dinamiği konusunda geçerliliği onaylanmış ve piyasada uzmanlaştıkları alanlarda standart olarak kullanılan birçok yazılım mevcuttur. Bu yazılımların birçoğu, kendi kullanıcı arayüzleri aracılığıyla taşıtın boyuna, yanal ve düşey dinamiği ile ilgili standart testleri hazır prosedürlerle yapabilme kabiliyetindedirler. Yine aynı yazılımlar, taşıtın süspansiyon, direksiyon, güç grubu gibi alt sistemlerinin ve bu sistemlerin kontrolünün kullanıcı tanımlı matematik modellerle modellenmesini sağlayan altyapıyı da sunmaktadır. Literatüre eş-simülasyon olarak geçen, kendi disiplininde uzmanlaşmış mühendislik yazılımlarının aynı anda çalıştırılıp modellerin girdi ve çıktılarının karşılıklı olarak beslenmesi yöntemiyle çalışan bu yazılımlar, mühendisler tarafından kullanıldıkları sürece doğal bir geliştirme sürecine tabii olmaktadırlar.

Hidropnömatik süspansiyon (HPS) sistemleri, CITROEN firmasının öncülüğünde uzun yıllardır binek taşıtlarda kullanılmakla birlikte (Bauer, 2011), günümüzde daha çok tank ve zırhlı personel taşıyıcılar gibi paletli ya da taktik tekerlekli askeri araçlarda ve bazı özel maksatlı tarım araçlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Buradan anlaşılabileceği gibi, bu süspansiyon sistemlerinden binek araçlarda elzem olmayan birçok özel kabiliyete sahip olmaları ve bu sistemlerin nispeten ağır çalışma şartlarında görevlerini yerine getirmeleri beklenmektedir. Yukarıda bahsedilen simülasyon yazılımları halihazırda kullanılabilir bir HPS modeli içermemekle birlikte yine yukarıda belirtildiği gibi, kullanıcı tanımlı herhangi bir süspansiyon modeli için gerekli altyapıyı sunmaktadır.

Bu çalışmada, hidrolik devrelerin simülasyonu konusunda piyasada geçerliliği olan MATLAB-Simulink yazılımının Simscape araç kutusu yardımıyla kurulan temel bir HPS sitemi, IPG TruckMaker/Simulink eş-simülasyonuyla çeşitli testlere tabii tutulmuş ve bu testlerin sonuçları irdelenmiştir. Halihazırda geometrik ve dinamik özellikleri tam olarak bilinen bir araç bulunmadığından, IPG TruckMaker yazılımında 10 ton sınıfı askeri bir aracın özelliklerini yansıtan bir platform taşıt oluşturulmuş ve

HPS sistemi bu platforma entegre edilmiştir. Böylelikle hazırlanan bu temel modelin, ileride geçerliliği onaylanmış gerçek bir taşıt modeline adapte edilebilmesi ve bu modele HPS sistemlerine özel başka yetenekler kazandırılabilmesi için gerekli altyapıyı oluşturması amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Özeti

Hidropnömatik süspansiyon fikri ilk defa 1921 yılında Fransız mühendis George Meisler tarafından uygulamaya geçirilmiştir. 1950'li yıllardan beri Citroen firması tarafından binek araçlarda kullanılan sistem günümüzde de tarım makinaları ve çok çeşitli askeri araçlarda uygulama alanı bulmaktadır (Büyükördek, 2011)

Kullanım olarak 100 yıla yaklaşılmasına rağmen, yapılan literatür taramasında, HPS sistemleriyle ilgili simülasyon çalışmalarının tarihinin çok geriye gitmediği görülmektedir. Bunun sebebi olarak HPS sisteminin disiplinlerarası bir modelleme gerektirdiği ve piyasada mevcut olan simülasyon yazılımlarının, halihazırda bu imkanı sunmadığı düşünülebilir. Şimdiye kadar yapılan simülasyon çalışmalarının çoğunda, bir çeyrek taşıt modeli üzerinde genellikle kontrol ağırlıklı araştırmalar yapıldığı görülmüştür. Ancak son yıllarda, önceki bölümde bahsi geçen taşıt dinamiği simülasyon yazılımlarının kazandırdığı altyapı ve ivmeyle, tam taşıt modelleri üzerinde yapılan çalışmaların arttığı gözlenmektedir.

Becker ve arkadaşları (1996), Mercedes-Benz (O404) otobüsü için tasarladıkları HPS sistemi için yaptıkları simülasyonlarda, sistemin sönümünü belirleyen kelebek valfi kontrol ederek taşıtın konfor, kafa vurma ve yalpa dinamiklerini hem simülasyon ortamında hem de deneysel olarak iyileştirmeyi başarmışlardır.

Giliomee ve Els (1998), geliştirdikleri HPS sisteminde kullandıkları hidrolik devrede, hidrolik silindirden gelen akışkanın akışını çeşitli valf ve bypass hatları kullanarak, sistemin hem sönüm hem de yaylanma özelliklerini değiştirmişlerdir. Yumuşak ve sert sönüm ayarı için iki ayrı orifis, yumuşak ve sert yaylanma içinse iki farklı akümülatör kullanıp, bu elemanların arasında yer alan valfleri kumanda ederek sistemi çeşitli yol profilleriyle test etmişlerdir. Yaptıkları testlerin sonucunda, sistemin ivme ve deplasman çıktılarında pasif sisteme göre olumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Zanfang ve Junling (2011), bir off-road taşıtın ön aksına ait HPS sisteminin, akümülatör basınç ve hacimleri, piston çapları, sönüm orifisleri ve çekvalf

geometrileri gibi tasarım parametrelerini Genetik Algoritmalar yöntemiyle optimizasyona tabii tutmuş ve parametrelerin optimizasyonuyla HPS sisteminin konfor, yol tutuşu, yola verilen zarar gibi konularda meydana getirdiği olumlu ve olumsuz değişiklikleri incelemişlerdir.

Westhuzien ve Els (2013), MSC Adams Car yazılımında geçerliliği onaylanmış bir SUV tam taşıt modelini tasarladıkları HPS sistemi modeliyle eş çalıştırarak, taşıtın 60 km/sa hızda yaptığı çift şerit değiştirme hareketini incelemişler ve gerçek taşıt üzerinde yaptıkları deneysel verilerle örtüşen sonuçlar bulmuşlardır.

Kinagi vd. (2013), paletli bir zırhlı araç süspansiyonu simülasyonu için hazırladıkları Simulink modeliyle sinüzoidal ve birim basamak girdilerine karşı, tasarlanan HPS sistemi fiziksel parametrelerindeki değişimleri incelemişlerdir.

Reddy vd. (2014), bir çeyrek taşıt modeli üzerinde çift etkili akümülatörlü bir HPS sistemini PID kontrollü bir servo valf kullanarak modellemişlerdir. Belirli bir yol profili karşısında pasif ve HPS sistemlerini test ederek yaylanmış ve yaylanmamış kütle ivme ve deplasmanlarını karşılaştırmışlardır.

Westhuizen ve Els (2014), HPS sistemi akümülatörlerinin modellenmesinde kullanılan izotermal, izantropik ve bir gerçek gaz modeli olan BWR-EE (Enerji denklemiyle birlikte Benedic Webb Rubin gerçek gaz modeli) gaz modellerini çeşitli taşıt manevralarında deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Simülasyon çalışmasını, MSC ADAMS CAR-MATLAB eş-simülasyonuyla, daha önceden geçerliliği onaylanmış bir Land Rover Defender 110 taşıtı ADAMS/View modeli üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Çalışmayla birlikte, düşük hızlı titreşimlerde gerçeğe yakın sonuçlar veren izotermal modelin yüksek hızlarda deneysel sonuçlardan uzaklaştığı, deneysel verilerle en uygun örtüşen modelin BWR-EE modeli olduğu ortaya çıkmıştır.

Küçük vd. (2016), 8x8 ağır hizmet tipi bir araç için, bir Simulink çeyrek taşıt modeli üzerinde Genetik Algoritmalar yöntemiyle HPS parametrelerini optimize etmişlerdir. Optimize edilmiş parametrelerle modelledikleri HPS sistemini MSC Adams Car ile eş çalıştırarak, bu modelin optimize edilmemiş modele göre titreşim konforu açısından oldukça iyi olduğunu gözlemişlerdir.

Yapılan literatür araştırması sonucunda, HPS sistemi modelleme ve simülasyonlarında, tam taşıt modelleriyle yapılan çalışmaların sayıca az oluşu göze çarpmaktadır. Tam taşıt modelleriyle yapılan çalışmaların da, HPS sistemlerinin

halihazırda kullanılabilen birçok ileri fonksiyonlarının simülasyonlarını içermediği tespit edilmiştir. Bu nedenle bu tezde, HPS sistemlerinin ileri fonksiyonlarının uygulanabileceği esneklikte bir model altyapısı kurulması ve bu altyapının bazı temel ve ileri fonksiyonlarının test edilmesi amaçlanmıştır.

1.3 HPS ile Diğer Süspansiyon Tiplerinin Karşılaştırılması

Hidropnömatik süspansiyon sistemi, konvansiyonel sistemlerden farklı olarak mekanik bir yay yerine, poliüretan bir membran yardımıyla hacmi gaz ve sıvı olarak ikiye ayırılmış bir akümülatörden ve yine konvansiyonel sönümleyici yerine, akümülatör ile bağlantı halinde olan silindir arasındaki yerel kayıp elemanlarından oluşan bir sistemdir. Hidrolik silindirin pistonunun hareketiyle yer değiştiren yağın akümülatördeki gaz hacmini değiştirmesi sistemin yaylanma karakterini belirlerken, yer değiştiren yağın silindir ve akümülatör arasındaki hareketi esnasında maruz kaldığı akış dirençleri sistemin sönüm karakteristiğini belirlemektedir.

Günümüzde çeşitli tipte taşıtlarda kullanılan süspansiyon tipleri mekanik, pnömatik ve hidropnömatik olarak sınıflandırılabilir. Bu sistemler, taşıtın kullanım alanına göre, yaylanma ve sönüm özelliklerine ve sağladıkları çeşitli kontrol kolaylıklarına göre tercih edilmektedir.

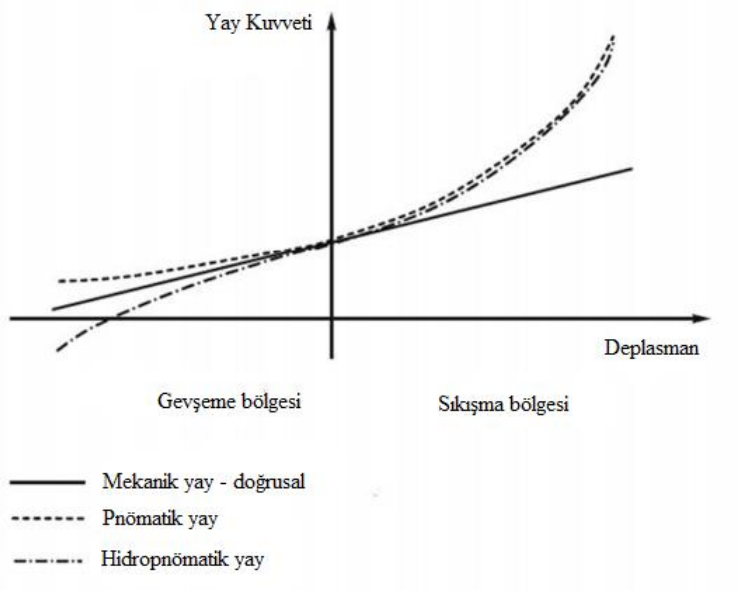
1.3.1 Yaylanma özellikleri

Yoldan gelen uyarılara karşı taşıtın yaylanmış kütlesinin nasıl bir tepki vereceği konusu, büyük oranda süspansiyonun yaylanma özelliklerinin belirlediği bir durumdur. Çeşitli yükleme durumlarında taşıtın yaylanma karakteristiği, başka bir deyişle yaylanmış kütle doğal frekansı, yukarıda belirtilen süspansiyon tiplerinde farklılık göstermektedir.

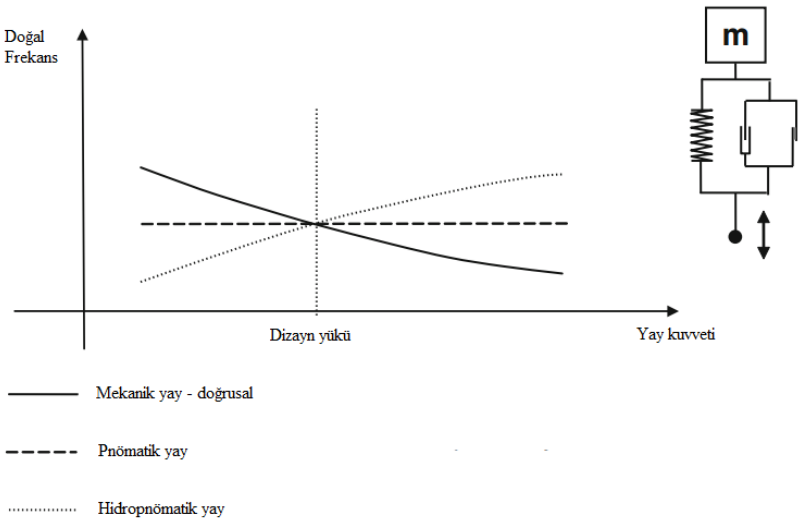
Genellikle sabit yay katsayılı helisel yaylara sahip konvansiyonel mekanik süspansiyon sistemlerinde, yaylanmış kütle doğal frekansı taşıtın yüklenmesiyle ters orantılı olarak değişmektedir. Bu nedenle bu sistemler genellikle çok değişken olmayan yükleme durumlarına sahip sistemlerde tercih edilmektedir. Bahsi geçen sistemlerde bu probleme çözüm olarak progresif yaylar kullanılabilmekle birlikte, süspansiyonun tasarım pozisyonu (Statik denge konumu pozisyonu) civarından uzak bir noktada çalışması problemine çözüm getirememektedir. Pnömatik süspansiyon sistemlerinde ise değişen yükleme durumlarında yaylanma özelliği, boşaltılan ve

doldurulan hava yardımıyla sabit tutulabilmektedir. Hidropnömatik sistemlerde ise, süspansiyon tasarımına göre genellikle artan yaylanmış kütleyle birlikte yaylanmış kütle doğal frekansı da artış göstermektedir (Bauer, 2011).

Şekil 1.2'de konvansiyonel mekanik, pnömatik ve hidropnömatik sistemlerin deplasmana bağlı yay kuvvetlerinin değişimi ile Şekil 1.3'te bahsi geçen süspansiyon tiplerinin yükleme durumuna göre sağladıkları gövde doğal frekansları görünmektedir.



Şekil 1.2 : Mekanik ve gaz yaylanmalı sistemlerin kuvvet-deplasman eğrileri (Bauer, 2011)



Şekil 1.3 : Mekanik ve gaz yaylanmalı sistemlerin yüke bağlı doğal frekanslarının değişimi (Bauer, 2011)

1.3.2 Sönümleme özellikleri

Önceki bölümlerde karşılaştırılan süspansiyon sistemi tipleri arasında sönümleme özellikleri açısından en belirgin fark, HPS sistemlerinde yaylanma ve sönüm karakteristiğinin aynı hidrolik devre üzerinde bir bütün olarak ortaya çıkmasıdır. Bir süspansiyon sisteminde sönümü sağlayan etmenler, sönüm elemanlarındaki viskoz akış, süspansion bağlantı burçlarında oluşan dinamik sürtünmeler ve sönümleyicideki sızdırmazlık elemanlarında oluşan sürtünme olarak sınıflandırılabilir. Bahsedilen sistemlerin tamamında süspansiyon elemanlarını aks çatalı ve süspansiyon traversine bağlayan burçlarda meydana gelen sönüm eşdeğer sayılabilir. Pnömatik ve konvansiyoenel süspansiyonda standart sönümleyici kullanılması durumunda sızdırmazlıktan kaynaklanan sürtünme bu iki sistem arasında ayırt edici derecede farklı değildir. Ancak HPS sisteminde, yaylanmış kütleyi destekleyen tek eleman hidrolik silindir olduğundan, silindir ile piston arasındaki sızdırmazlık, standart sönümleyiciye göre çok daha kritiktir. Bu durum için alınan önlemler, hidrolik silindir ile piston arasındaki sürtünme kuvvetini arttırmakta, böylece HPS sisteminin sönüm özelliğini daha fazla etkilemektedir (Bauer, 2011).

1.3.3 Yalpa ve kafa vurma kontrolü

Süspansiyon sistemlerinin kinematik tasarımı, araç aks mesafesi ve iz genişliğiyle birlikte taşıtın yalpa ve kafa vurma dinamiğini belirler. Bir aksın tasarımı sırasında, süspansiyon kontrol kollarının geometrik konumları o aksın yalpa merkezini belirlemekte, yalpa merkezinin taşıtın dinamik hareketleri sırasında değişimi ise taşıtın yalpa açısı, yanal yük transferi gibi parametrelerini etkilemektedir. Süspansiyon kinematiği, bahsedilen üç süspansiyon sisteminde de çeşitli şekillerde tasarlanabilir ancak pnömatik ve HPS sistemlerinde taşıtın aktif yalpa kontrolü, hem konstrüktif olarak hem de kontrol açısından daha kolay sağlanabilmektedir. Zira bu tip süspansiyonlara sahip araçlarda zaten halihazırda bulunan kompresör veya yağ pompası sistemleri, çeşitli valfler ve hidrolik devreler yardımıyla böyle bir altyapıyı sağlamaktadır. Yalpa özelliklerine benzer şekilde, her üç süspansiyon tipi için de, en uygun kafa vurma konforu süspansiyon sisteminin kinematik tasarımıyla belirlenebilir. Ancak yine, kafa vurma hareketinin aktif olarak kontrol edilebilmesi, pnömatik ve HPS sistemlerinde yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı daha kolaydır.

1.3.4 Seviye ayarı

Pnömatik ve HPS sistemlerinin konvansiyonel sistemlere üstünlük sağladığı konulardan biri de seviye kontrolüdür. Özellikle yol dışı ve askeri taşıtlarda, engebeli arazide süspansiyon sisteminin korunması açısından aracın yer seviyesinden yükseltilmesi gerekirken, düz yollarda taşıtın ağırlık merkezinin yere yaklaştırılarak yalpa ve kafa vurma hareketlerinin kısıtlanması ve aerodinamik direçlerin azaltılması için alçaltılması gerekmektedir. Bunun dışında, oldukça farklı yükleme koşullarında kullanılacak olan askeri araçlarda, aracın tasarım pozisyonuna getirilmesi için de seviye ayarı gerekmektedir. Bu fonksiyon, halihazırdaki pnömatik ve HPS sistemlerinin sunduğu altyapıyla oldukça kolay şekilde yapılabilmektedir.

1.4 HPS Sisteminin Uygulama Alanları

Süspansiyon tiplerinin karşılaştırılması özetle Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Çizelge 1.1 : Konvansiyonel, pnömatik ve HPS sistemlerinin genel karşılaştırılması (Bauer, 2011).

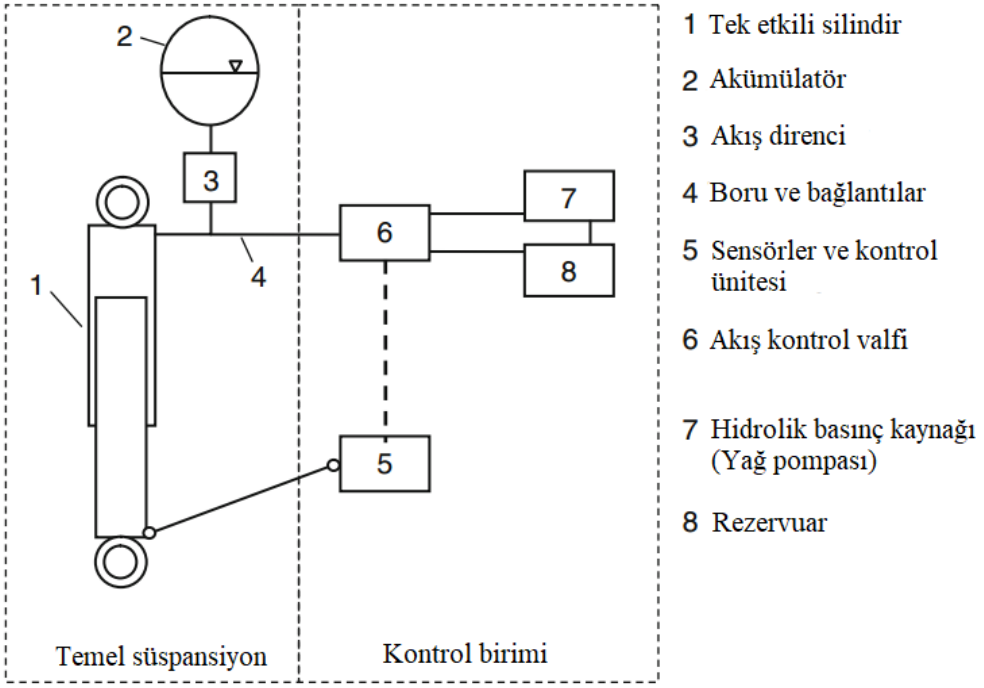
Karakteristik	Konvansiyonel Sistem	Pnömatik Yay + Sönümleyici	HPS Sistemi
Yaylanma	0	++	++
Sönüm ve sürtünme	++	++	+
Seviye ayarı	-	+	++
Maliyet	++	0	-
Tasarım alanı gerekliliği	0	-	+
Güvenilirlik/Robustlık	+	0	+
Servis gerekliliği	+	0	0

Çizelgede diğer süspansiyon tiplerine göre artı ve eksi yönleri yukarıda açıkça belirtilen HPS sistemleri, her türlü yol dışı taşıtlardan, paletli veya tekerlekli zırhlı araçlara, çeşitli fonksiyonları olan inşaat ve tarım araçlarından raylı taşıtlara, kar küreme araçlarından binek araçlara kadar birçok alanda kendine uygulama alanı bulmaktadır (Bauer, 2011).

2. HPS SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

2.1 Genel Konstrüksiyon

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere temel bir HPS sistemi, yaylanma elemanı olarak akümülatörlere, sönüm elemanları olarak orifis veya benzeri akış dirençlerine ve tekerlekler ile gövde arasındaki kuvvet iletimini sağlamak amacıyla da hidrolik silindirlere ve bu elemanların arasındaki akışın gerçekleştiği boru hattı ve bağlantı elemanlarına sahiptir. Bu temel elemanların dışında, daha gelişmiş fonksiyonları yerine getirmek üzere ise bir kontrol ünitesi, çeşitli sensörler, yağ pompası, yağ rezervuarı, çeşitli tiplerde elektronik veya hidrolik kumandalı valflere ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 2.1'de tek etkili silindirli tipte bir HPS sistemi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : HPS sisteminin şematik gösterimi (Bauer, 2011).

Çalışmanın kapsamı bakımından, bir HPS sistemini oluşturan bütün fiziksel elemanların matematiksel olarak modellenmesi bu aşamada gerekli görülmemiştir. Bu

çalışmada, HPS sistemi modelinin kurulması esnasında yapılan kabul ve ihmaller aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- **Akümülatör ve gaz modeli** : Akümülatör, içerisindeki kauçuk diyafram aracılığıyla gaz ve yağ hacimlerinin birbirinden ayıran, ve gaz hacmiyle orantılı olarak gaz basıncı değişimiyle sisteme yaylanma özelliği kazandıran bir elemandır. Dolayısıyla sistemin yaylanma karakteri, akümülatör içerisindeki gaz dinamiğiyle belirlenir. Akümülatör gazının davranışı, akümülatörün fabrikada dolumu esnasında (precharge/ön dolum) izotermal olarak kabul edilmektedir. Bunun sebebi, dolum işleminin nispeten yavaş şekilde gerçekleşmesi ve akümülatörle çevresi arasındaki ısı geçişi için yeteri kadar zaman olması sonucu sıcaklığın değişmediği kabulüdür. Taşıtın dinamik hareketleri sırasında ise bu durum geçerli olmadığından gazın bu durumlardaki davranışı politropik olarak kabul edilebilir. Bu çalışmada, Bauer'in önerdiği şekilde nitrojen akümülatör gazı için politropik üs 1,3 olarak kabul edilmiştir. Westhuizen ve Els'in (2014) yaptığı, çeşitli gaz modelleriyle yapılan simülasyon ve deneysel sonuçların karşılaştırmasında, süspansiyon sisteminin sakin hareketlerinde izotermal modelin, yüksek frekanslı uyarılarda ise enerji denklemiyle birlikte BWR – EE modelinin daha uygun sonuçlar verdiği görülmekte, süspansiyonun çoğu çalışma şartlarında BWR-EE ve politropik modellerin birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Sistemin yaylanmasında, gaz davranışının yanında hidrolik elemanların elastikiyeti de ihmal edilmiş, ancak yağın sıkıştırabilirliği Bölüm 2.3'te verildiği gibi Simscape araç kutusunun verdiği imkan sayesinde dikkate alınmıştır.
- **Sistemin sönümü :** Bölüm 1.3'te bir HPS sisteminin sönümünü oluşturan parametreler verilmiştir. Ancak sistemin modellenmesi sırasında, çalışmanın kapsamı bakımından öncelikle sönüm elemanı olarak orifis tipi elemanlar seçilmiştir. Bunun nedeni, orifiste oluşan akış direncinin sıvının akmazlığının veya sıcaklığının bir fonksiyonu olmamasıdır (Bauer, 2011) Ancak, süspansiyon sisteminin jounce (sıkışma) ve rebound (gevşeme) bölgesinde farklı sönüm karakteristiğine sahip olabilmesi için çekvalfler kullanılmıştır. Kullanılan çekvalfler parametrik olarak orifislerle benzerlik göstermektedir. Bununla birlikte hidrolik yağ hatları ve bağlantı elemanlarında oluşan akış dirençleri ve piston ile silindir arasındaki sınır bölgesi sürtünmeleri de ihmal edilmektedir.

- **Hidrolik basınç kaynağı :** HPS sistemlerinin kullanıldığı araçlarda genellikle hareketini motordan alan mekanik yağ pompaları ve pompanın sağladığı basıncı sabit tutmaya yönelik basınç regülatörleri yer almaktadır. Hazırlanan modelde, yağ pompasının her koşulda 200 bar (20 MPa)'lık sabit bir basınç sağlayabildiği varsayılmıştır.
- **Valfler ve valf eyleyicileri :** Seviye ayarı için kullanılan valflerin solenoid kontrollü olduğu ve valf dinamiğinin hattaki yağ basıncından etkilenmediği kabul edilmiştir.

2.2 HPS Sistemi Parametrelerinin Hesabı

Bu çalışmada oluşturulan HPS sisteminin tasarım parametreleri, konvansiyonel bir süspansiyonla benzer yaylanma ve sönüm özelliklerine sahip olacak şekilde belirlenmeye çalışılmıştır. Tasarım sonucunda hazırlanan modele, HPS sistemine has bazı fonksiyonlar kazandırılmış veya bunun için bir altyapı oluşturulmuştur. Bu nedenle, öncelikle 10 ton sınıfı bir zırhlı tekerlekli askeri aracın genel özellikleri türetilmiş, türetilen model için belirlenen kriterlere göre konvansiyonel bir sistem kurulmuş ve daha sonra bu sisteme ikame olacak HPS sistemi modeli hazırlanmıştır. Türetilen taşıtın temel geometrik özellikleri ve süspansiyon sisteminin tanımlanmasında kullanılacak özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Baz askeri taşıtın temel özellikleri.

Özellik	Kısaltma	Değer	Birim
Taşıt gövde kütlesi	m_s	9000	kg
Taşıt aks kütlesi (ön – arka)	$m_{us,ö}$-$m_{us,a}$	450-450	kg
Aks aralığı	l	4	m
Ağırlık merkezi – ön aks arası mesafe	$l_ö$	1,91	m
Ağırlık merkezi yüksekliği	h	1,1	m
İz genişliği (ön – arka aks)	s	1,956 – 1,92	m
Yaylanmış kütle doğal frekansı (ön – arka aks)	$f_{s,ö}$ – $f_{s,a}$	1,4 – 1,4	Hz
Lastik radyal yay katsayısı (her biri)	k_{lastik}	1000000	N/m

Yukarıdaki özellikler kullanılarak hesaplanan ön ve arka süspansiyon yüklerine, lastik radyal yay katsayısına ve tasarlanan aks doğal frekanslarına karşılık gelen sabit yay katsayıları yaklaşık olarak 2.1'e göre, yaylanmamış kütle doğal frekansı ise 2.2'ye göre hesaplanmıştır (Wong, 2001).

$$f_{s,aks} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\frac{k_{aks}}{2}k_{lastik}/(\frac{k_{aks}}{2}+k_{lastik})}{\frac{m_{s,aks}}{2}}} \quad (2.1)$$

$$f_{us,aks} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\frac{k_{aks}}{2}+k_{lastik}}{\frac{m_{us,aks}}{2}}} \quad (2.2)$$

2.1 düzenlendiğinde 2.3 elde edilir.

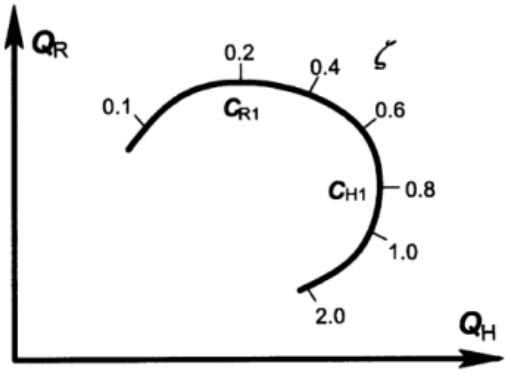
$$k_{aks} = \frac{2\pi^2 f_{s,aks}^2 m_{s,aks} k_{lastik}}{k_{lastik} - 2\pi^2 f_{s,aks}^2 m_{s,aks}} \quad (2.3)$$

Buna göre elde edilen sonuçlar Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.2 : Baz taşıta ait aks kütleleri, yay katsayıları ve doğal frekansları.

Özellik	Kısaltma	Değer	Birim
Ön aks yaylanmış kütlesi	$m_{s,ö}$	4702,5	kg
Arka aks yaylanmış kütlesi	$m_{s,a}$	4297,5	kg
Ön aks yay katsayıları (her biri)	$k_ö$	222000	N/m
Arka aks yay katsayıları (her biri)	k_a	200000	N/m
Ön aks yaylanmamış kütle doğal frekansı	$f_{us,ö}$	11,73	Hz
Arka aks yaylanmamış kütle doğal frekansı	$f_{us,a}$	11,62	Hz

Sönüm katsayılarının belirlenmesinde ise Şekil 2.2'deki yol tutuşu kalitesi ile titreşim kalitesi arasındaki ters ilişki göz önüne alınarak sönüm oranı ζ=0,5 olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.2 : Sönüm oranı, yol tutuş kalitesi ve titreşim konforu kalitesi arasındaki ilişki (Dixon, 2007)

Sönüm oranı ve sönüm katsayıları arasındaki ilişki 2.4'te verilmiştir. 2.4 düzenlenerek 2.5 elde edilmiş ve buna göre aksların rebound/gevşeme sönüm katsayıları belirlenmiştir. Jounce/sıkışma sönüm katsayıları ise pratikte olduğu gibi rebound/gevşeme sönüm katsayılarının 1/3'ü olacak şekilde ayarlanmıştır.

$$\zeta_{aks} = \frac{c_{aks}/2}{2\sqrt{\frac{m_{aks}}{2}\frac{k_{aks}}{2}}} \tag{2.4}$$

$$c_{aks} = 2\zeta_{aks}\sqrt{m_{aks}k_{aks}} \tag{2.5}$$

Yapılan hesaplamaların sonucunda ortaya çıkan ön ve arka aksların sönüm özellikleri Çizelge 2.3'ten incelenebilir.

Çizelge 2.3 : Baz taşıta ait sönüm özellikleri.

Özellik	Kısaltma	Değer	Birim
Yaylanmış kütle sönüm oranları (jounce için, ön – arka aks)	$\zeta_{ö} - \zeta_{a}$	0,5-0,5	-
Ön aks sönüm katsayıları (jounce-rebound, her biri)	$c_{ö,j} - c_{ö,r}$	23000-7650	Ns/m
Arka aks sönüm katsayıları (jounce-rebound, her biri)	$c_{a,j} - c_{a,r}$	20700-6900	Ns/m
Lastik radyal sönüm katsayıları (her biri)	c_{lastik}	7500	Ns/m

Baz taşıtın süspansiyon parametrelerinin belirlenmesiyle birlikte, statik denge konumu civarında benzer süspansiyon karakteri gösterecek bir HPS sisteminin parametreleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda Bauer'in kitabında belirttiği prosedür takip edilmiştir. Tasarım alanı problemini gidermek için en etkili yol, sistemde mekanik preload/önyükleme yerine hidrolik preload/önyükleme uygulamaktır. Bu nedenle her tekerlek için bir çift etkili hidrolik silindirle birlikte 2'şer adet akümülatör kullanılacaktır (Bauer, 2011). Hesaplamalara başlamadan önce bazı parametreler için yapılan kabuller Çizelge 2.4'te verilmiştir.

Çizelge 2.4 : HPS sistemi başlangıç parametreleri.

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Pompa basıncı	p_p	20	MPa
Sistem basınç kaybı	p_k	1	MPa
Sistem kullanılabilir basıncı	p_{sis}	19	MPa
Hidrolik silindir strok mesafesi	h_s	0,3	m
Ön aks akümülatör önyükleme basınçları	$p_{V,ö}$	10	MPa
Arka aks akümülatör önyükleme basınçları	$p_{V,a}$	10	MPa

Öncelikle statik denge konumundaki aks yükleri ve 2.6 ve 2.7'ye göre hesaplanmıştır. Daha sonra aks yüklerinin maksimum değerleri, statik denge konumu değerlerinin 1.5 ile çarpılmasıyla elde edilmiştir. Tecrübi bilgilere dayanarak, süspansiyon önyükleme kuvvetleri, maksimum aks yüklerinin 1/3'ü olarak belirlenmiştir. 2.10, 2.11, 2.12 ve 2.13 denklemleri kullanılarak piston ve piston kolu geometrik özellikleri belirlenmiştir. 2.14 ve 2.15 kullanılarak piston kolu tarafı akümülatör hacimleri ve piston tarafı akümülatör dolum basınçları elde edilmiştir. 2.16 denklemi yardımıyla; statik denge konumunda piston konumunun silindir için yarım strok mesafesinde ve bütün akümülatörlerin yarı yarıya gaz ve yağla dolu olması sağlanacak şekilde, piston tarafı gaz kütleleri hesaplanmıştır. 2.17 ve 2.18 denklemleriyle, piston tarafı dolum ve preload/önyükleme basınçları hesaplanmıştır. 2.16'da hesaplanan gaz kütlelerinin ön dolum basınçlarına bölünmesiyle de, piston tarafı akümülatör hacimleri elde edilmiştir.

$$F_{F1,ö} = mg(l - l_{ö}) \tag{2.6}$$

$$F_{F1,a} = mg - F_{F1,ö} \tag{2.7}$$

$$F_{F1aks,maks} = 1{,}5\, F_{F1,aks} \tag{2.8}$$

$$F_{V,aks} = \frac{1}{3}\, F_{F1aks,maks} \tag{2.9}$$

$$d_{K,aks} = \sqrt{\frac{4(F_{F1aks,maks} + F_{V,aks})}{\pi p_{sis}}} \tag{2.10}$$

$$d_{R,aks} = \sqrt{\frac{d_{K,aks}^2 - 4F_{V,aks}}{\pi p_{V,aks}}} \tag{2.11}$$

$$A_{K,aks} = \frac{\pi d_{K,aks}^2}{4} \tag{2.12}$$

$$A_{R,aks} = \frac{\pi d_{R,aks}^2}{4} \tag{2.13}$$

$$V_{0R,aks} = 3h_s A_{R,aks} \tag{2.14}$$

$$p_{0R,aks} = 0.5\, p_{V,aks} \tag{2.15}$$

$$p_{0K,aks} V_{0K,aks} = \frac{n(F_{F1,aks} + p_{V,aks} A_{R,aks})^2}{\frac{F_{F1,aks}}{g}(2\pi f)^2 - \frac{n p_{V,aks}^2 A_{R,aks}^2}{p_{0R,aks} V_{0R,aks}}} \tag{2.16}$$

$$p_{1,aks} = \frac{F_{F1,aks} + F_{V,aks}}{A_{K,aks}} \tag{2.17}$$

$$p_{0K,aks} = 0.5\, p_{1,aks} \tag{2.18}$$

$$V_{0K,aks} = \frac{p_{0K,aks} V_{0K,aks}}{p_{0K,aks}} \tag{2.19}$$

Hesaplanan HPS sistemi parametreleri, Çizelge 2.5'te verilmiştir. HPS parametrelerinin daha detaylı incelenmesinde, akümülatörün ömrünün süspansiyonun tüm görev süresi boyunca yorulma ömrünü geçmemesi beklenmektir. Bu nedenle maksimum akümülatör basıncının akümülatörün katalog değerlerinin altında olması gerekmektedir. Bunu yanında akümülatör hacmini ikiye ayıran kauçuk diyafram için maksimum deformasyon kriteri (%10 kriteri) akümülatör hacminin limitleri olarak %10 gaz-%90 yağ veya %10 yağ - %90 gaz dışına çıkılmaması istenmektedir (Bauer, 2011). Bu değerlerin kontrolü, çeşitli simülasyon sonuçlarının değerlendirilmesiyle sağlanabilir.

Çizelge 2.5 : Temel HPS sistemi parametreleri.

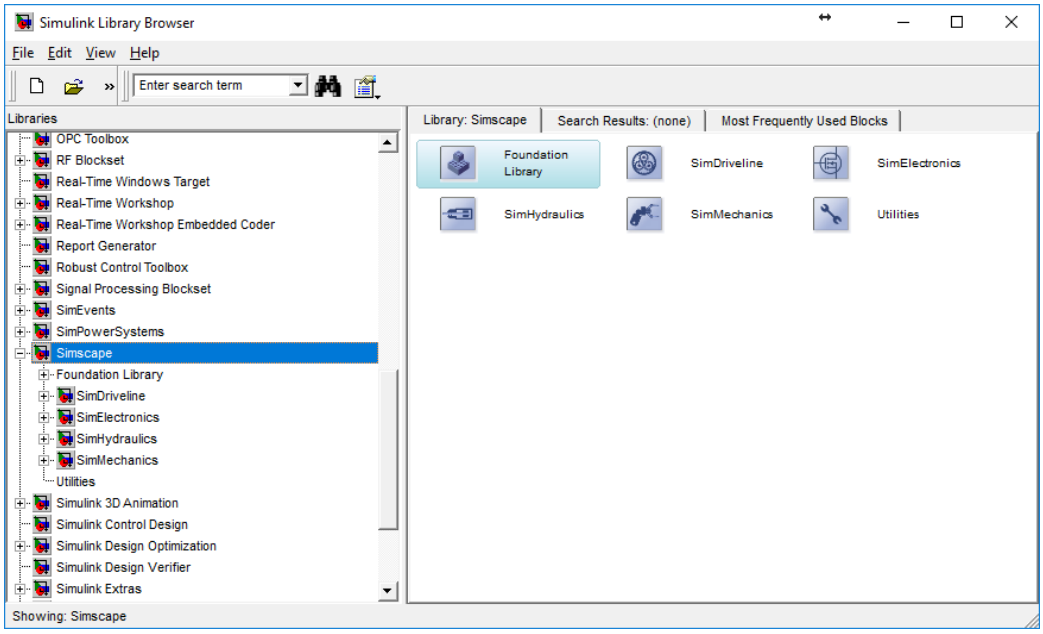
Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Ön aks piston kolu tarafı akümülatör hacmi	$V_{0R,ö}$	0,001	m^3
Arka aks piston kolu tarafı akümülatör hacmi	$V_{0R,a}$	0,00095	m^3
Ön aks piston kolu alanı	$A_{R,ö}$	0,0011	m^2
Arka aks piston kolu alanı	$A_{R,a}$	0,0011	m^2
Ön aks piston alanı	$A_{K,ö}$	0,0033	m^2
Arka aks piston alanı	$A_{K,a}$	0,0030	m^2
Ön aks piston tarafı akümülatör önyükleme basınçları	$p_{1K,ö}$	10,42	MPa
Arka aks piston tarafı akümülatör önyükleme basınçları	$p_{1K,a}$	10,47	MPa
Ön aks piston tarafı akümülatör hacimleri	$V_{0K,ö}$	0,0020	m^3
Arka aks piston tarafı akümülatör hacimleri	$V_{0K,a}$	0,0019	m^3

2.3 Simulink-Simscape Araç Kutusu Yardımıyla HPS Sistemi Modelinin Kurulması

Simulink, MATLAB yazılımıyla bütünleşik olarak çalışan bir dinamik simülasyon programıdır. Simulink programı, içerisinde birçok mühendislik alanını ilgilendiren

araç kutularını barındırmaktadır. Bu araç kutuları yardımıyla sadece tek bir araç kutusundaki modelleme bloklarından oluşan bir model kurulabileceği gibi, birden çok araç kutusu bloklarının entegre şekilde çalışabildiği karmaşık modeller de kurulabilmektedir. Yazılımın sağladığı bu imkan, Simulink'i çok disiplinli sistemlerin modellenmesi konusunda etkili bir enstrüman kılmaktadır.

Bu çalışmada, IPG Truck Maker 3.5.4 (32 Bit) sürümü ile eş çalışabilen MATLAB R2010a ve Simulink 7.5 (32 Bit) sürümleri kullanılmıştır. Şekil 2.3'te Simulink yazılımı ana penceresi ve araç kutuları gösterilmektedir. Klasik modelleme bloklarından farklı olarak, işlediği sinyalleri fiziksel büyüklükler olarak tanıyan fiziksel modelleme bloklarını içinde barındıran Simscape araç kutusu, modelin hem görsel olarak daha kolay anlaşılmasını sağlamakta hem de modelleme için gerekli blok sayısını ciddi şekilde düşürerek daha modüler bir modelleme imkanı sunmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada, HPS sistemlerinin modellenmesinde kullanılan pompa, rezervuar, hidrolik silindir, akümülatör, orifis, valf vb. birçok hidrolik elemanı içinde barındırması sebebiyle Simscape'in temel kütüphane bloklarıyla birlikte alt araç kutusunda bulunan SimHydraulics blokları kullanılmıştır.

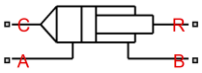
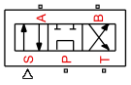
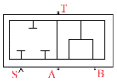
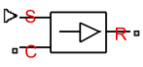


Şekil 2.3 : Simulink yazılımı ana penceresi ve araç kutuları.

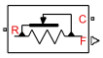
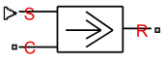
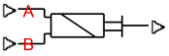
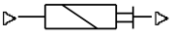
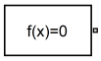
Modelleme esnasında kullanılan blokların simgeleri ve açıklamaları Çizelge 2.6'da verilmiştir. Fiziksel modellerde; blokların mekanik, hidrolik, pnömatik veya elektriksel bağlantı portları arasında taşınan fiziksel değişkenler, through (boyunca) ve across (arasında) olarak tanımlanmıştır. Hidrolik bağlantılarda debi "through"

değişkeniyken basınç ise “across” değişkenidir. Mekanik bağlantılarda ise kuvvet “through” değişkeniyken hız “across” değişkendir. Diğer tip bağlantılar da benzer bir analojiye sahiptirler (Physical modeling, t.y.). Hidrolik bloklarda A ve B harfleri ile tanımlanan portlar, bloğun hidrolik akış portlarıdır ve pozitif yönlü akış A’dan B’ye olarak tanımlanmıştır. Pompa, valf ve rezervuar bloklarında P portu yüksek basınç hattını, T portu ise düşük basınç hattını tanımlamaktadır. Bütün fiziksel bloklarda R ve C portları, mekanik doğrusal bağlantı portları olup; mekanik hareket ve kuvvet sensörleriyle hareket ve kuvvet kaynakları, bu bloklara bu portlardan bağlanmaktadır.

Çizelge 2.6 : Modellemede kullanılan blokların simgeleri ve açıklamaları (Simscape blocks in simscape, t.y.).

Blok Adı	Blok Simgesi	Blok Açıklaması
Çift etkili hidrolik silindir		İçinde bulundurduğu akışkanın enerjisini doğrusal hareket şeklinde mekanik enerjiye çevirir.
Gaz doldurulmuş akümülatör		Önceden doldurulmuş bir gaz hacmi, sıvı hacmi ve bu iki hacmi birbirinden ayıran diyaframdan oluşur.
Çekvalf		Tek yönlü akışı sağlar.
Hidrolik basınç kaynağı		Sistemin debi ihtiyacı ne olursa olsun, ideal olarak sabit basınçta akış enerjisi sağlar.
Rezervuar		Belirli bir basınçtaki akışkanı depolar.
4/3 yönlendirici valf		4 portlu, 3 pozisyonlu valf, S portuna gelen kontrol sinyali ile posiyonu ayarlanır.
3/2 yönlendirici valf (custom)		3 portlu, 2 pozisyonlu valf, S portuna gelen kontrol sinyali ile posiyonu ayarlanır. 2 adet değişken orifis bloğundan türetilmiştir.
İdeal doğrusal hareket sensörü		2 adet mekanik port arasındaki hareketin konumunu ve hızını ölçer.
İdeal doğrusal hareket kaynağı		S portuna verilen sinyale göre 2 adet mekanik bağlantı noktası arasındaki hareketi tanımlar.

Çizelge 2.6 (devamı) : Modellemede kullanılan blokların simgeleri ve açıklamaları (Simscape blocks in simscape, t.y.).

Blok Adı	Blok Simgesi	Blok Açıklaması
İdeal kuvvet sensörü		2 adet mekanik bağlantı noktası arasındaki kuvveti ölçer.
İdeal doğrusal kuvvet sensörü		S portuna verilen sinyale göre 2 adet mekanik bağlantı arasına kuvvet uygular.
3 pozisyonlu valf eyleyici		3 pozisyonlu valf sürgülerinin pozitif ve negatif yönlü hareketlerini sağlar.
2 pozisyonlu valf eyleyici		2 pozisyonlu valf sürgülerinin açma-kapama hareketini sağlar.
Girdi bloğu (klasik)		Sistem veya alt sistem için girdiyi tanımlar.
Çıktı bloğu (klasik)		Sistem veya alt sistem için çıktıyı tanımlar.
Fiziksel bağlantı bloğu (Simscape)		Fiziksel bloklarla kurulmuş sistem veya alt sistemin girdi ve çıktılarını tanımlar.
Çözücü bloğu		Fiziksel modelin çözücü ayarlarını içerir. Çözücü bloğa bağlı olmayan blokların varlığı durumunda simülasyon çalışmaz.
PS – S bloğu		Fiziksel sinyali sayısal sinyale çevirir. Klasik Simulink bloklarıyla Simscape blokları arasındaki haberleşmeyi sağlar.
S – PS bloğu		Sayısal sinyali fiziksel sinyale çevirir. Klasik Simulink bloklarıyla Simscape blokları arasındaki haberleşmeyi sağlar.

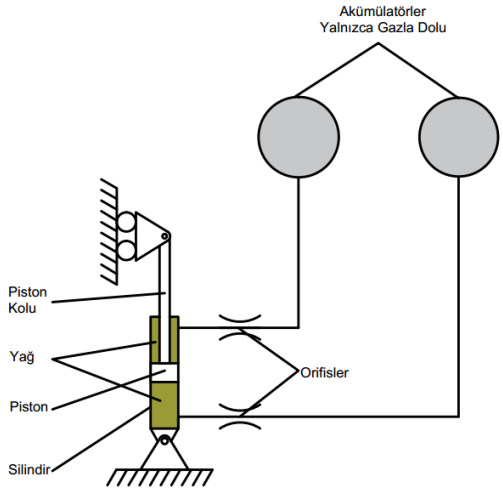
2.3.1 Temel bağımsız HPS sistemi modeli

Bu model, her iki aksı da konvansiyonel bağımsız süspansiyon olan baz taşıta ikame olacak şekilde tasarlanmıştır ve sonraki bölümlerde geliştirilen modellerin de temelini oluşturmaktadır. Modelde kullanılan bloklara ait tüm parametreler bölüm 2.2'deki hesaplarla elde edilen değerlere göre ayarlanmıştır. Simülasyonlarda statik denge konumu probleminin çözümü, hem Simulink modelindeki fiziksel elemanların başlangıç şartlarının hassas bir biçimde ayarlanmasıyla, hem de Bölüm 2.4'te belirtilmiş olan IPG Truck Maker arayüzünden bazı parametrelerin girilmesiyle sağlanmaktadır. Şekil 2.4, Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da bir HPS sisteminin 3 durumu olan sırasıyla precharge (dolum), preload (önyükleme ve denge konumu) ve dinamik denge durumları şematik olarak gösterilmiştir. 0. durum, akümülatörlerin fabrika çıkışı halini göstermektedir ve piston konumu bu durumda önemsizdir. 1. durum, statik denge durumudur. Araç süspansiyon sistemi üzerine bindirildiğinde, yani statik denge halinde pistonun strok mesafesinin ortasında olması, aynı zamanda hem piston hem de piston kolu tarafı akümülatörlerinin yarı yarıya gaz ve yağla dolu olması istenmektedir. Bu konumda piston kolu tarafı basıncı (önyükleme basıncı) ile piston kolu alanı çarpımı ve statik aks yükü toplandığında, piston tarafı akümülatör basıncı ile piston alanı çarpımının toplamına eşit olmaktadır. Bölüm 2.2'de yapılan hesaplar bunu sağlamaya yöneliktir. 2. durum ise simülasyonun herhangi bir anındaki dinamik denge durumunu (bu şekilde jounce/sıkışma anını) göstermektedir. 0. durumdan 1. duruma geçiş Bölüm 2.2'de anlatılan nedenlerden dolayı izotermal, 1. durumdan 2. duruma geçiş ise izantropik süreç olarak kabul edilmiştir.

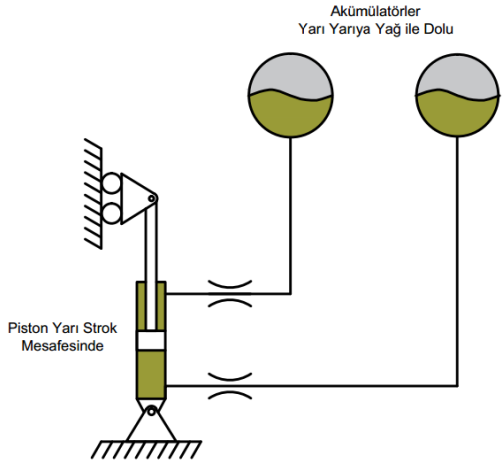
Simulink'te hazırlanan süspansiyon modelinin sol ön tekerleğe ait olan birimi Şekil 2.9'da, bütün tekerlekler için hazırlanmış model Şekil 2.10'da verilmiştir. Şekil 2.9 detaylı incelendiğinde, HPS sisteminin kuvvet çıktısının hidrolik silindir ile aks çatalı (McPherson ön düzeni için) bağlantısı arasından ölçüldüğü görülmektedir. Böylece süspansiyon sistemindeki hem yay hem de sönüm kuvvetlerinin toplamı elde edilmiş olmaktadır. IPG Truck Maker Simulink modelindeyse Bölüm 2.4.1'de daha detaylı olarak anlatıldığı gibi, kuvvetler yaylanma ve sönüm olarak ayrıştırılmış bir biçimde taşıt modeline beslenmektedir. Süspansiyon kinematiğinin McPherson olarak seçilmesi durumunda, yay ve sönüm kuvvetlerinin hem yaylanmış hem de yaylanmamış kütle üzerindeki etkime noktaları aynı olmaktadır. Dolayısıyla modelin kuvvet çıktısının, taşıt modeline hangi kuvvet (yay veya sönüm) adı altında

besleneceği önemini yitirmektedir. HPS sistemi, konstrüksiyonu gereği bir süspansiyon kulesi (McPherson veya Double Wishbone) ile benzeşmektedir. Mevcut modelde bunun doğrulanması için yapılan testlerde, simülasyon boyunca yay boylarının türevleri alınarak sönüm hızları ile karşılaştırılmış ve eşit oldukları görülmüştür. Dolayısıyla, mevcut kinematik modelin, süspansiyon kulesi şeklindeki konstrüksiyonu yansıttığı anlaşılmıştır. Buna rağmen, yay ve sönüm kuvvetlerini ayrı ayrı takip edebilmek için Şekil 2.9'da kırmızı işaret içerisine alınmış bloklar kullanılmıştır. İlk hazırlanan modelde, sönüm elemanı olarak orifisler kullanılmıştır, bir orifis üzerinde oluşan sürtünme kuvveti 2.20'deki gibidir.

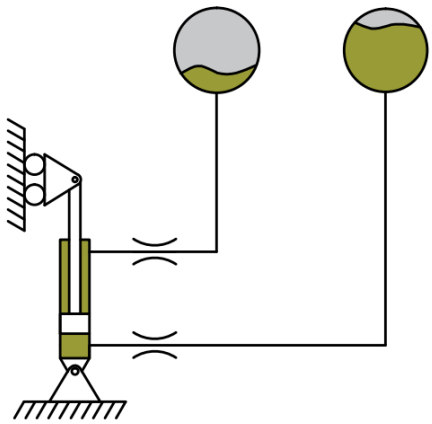
$$F_S = \Delta p \, A_{orifis} \tag{2.20}$$



Şekil 2.6 : HPS 0 durumu (Precharge)

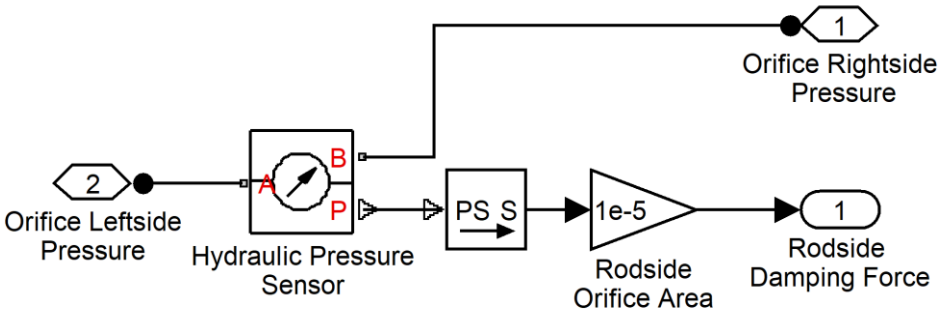


Şekil 2.5 : HPS 1 durumu (Preload)



Şekil 2.4 : HPS 2 durumu (Dinamik)

Burada Δp orifis üzerindeki basınç düşüşünü, A_{orifis} ise orifis alanını göstermektedir. Bunun için, hem piston tarafı orifisi hem de piston kolu tarafı orifisi üzerindeki basınç kayıpları ölçülmüş ve orifis alanlarıyla çarpılarak sönüm kuvvetleri hesaplanmıştır. Bu işlemin yapıldığı alt sistemlerden biri Şekil 2.7'de verilmiştir. Daha sonra, hidrolik silindir üzerinde bulunan kuvvet sensörüyle ölçülmüş toplam süspansiyon kuvvetlerinden çıkarılarak da yay kuvvetleri elde edilmiş ve böylece yay ve sönüm kuvvetleri taşıt modeline ayrı ayrı beslenerek simülasyon çalıştırılmıştır. Anlatılan işlem Şekil 2.9'da oklarla gösterilmiştir. Simülasyon sonucunda, beklenildiği gibi toplam süspansiyon kuvvetini "yay kuvveti" adı altına modele beslemekle, yay ve sönüm olarak ayırılmış şekilde sisteme beslemek arasında fark olmadığı ortaya çıkmıştır. Böylece ikinci olarak hazırlanan sönüm modelinde çekvalfli sistem kullanılmış ve sonraki bütün simülasyonlarda toplam süspansiyon kuvveti, Simulink taşıt modeline "yay kuvveti" adı altında beslenmiştir. Çekvalflerle oluşturmuş sönüm alt sistemi blok diyagramı Şekil 2.8'de verilmiştir. Burada, taşıtın jounce ve rebound sönüm karakteristiğinin farklı olması için, her iki çekvalf parametreleri ayarlanmıştır. Engebeli arazide, taşıt gövdesi ve koltuğa gelen ivmeleri düşük tutmak için, jounce çekvakfinin tam açık alanı rebound çekvakfinin 3 katı olarak alınmıştır. Çizelge 2.7'de sönüm alt sistemi parametreleri verilmiştir.



Şekil 2.7 : Piston kolu tarafındaki sönümün hesaplandığı alt sistem.

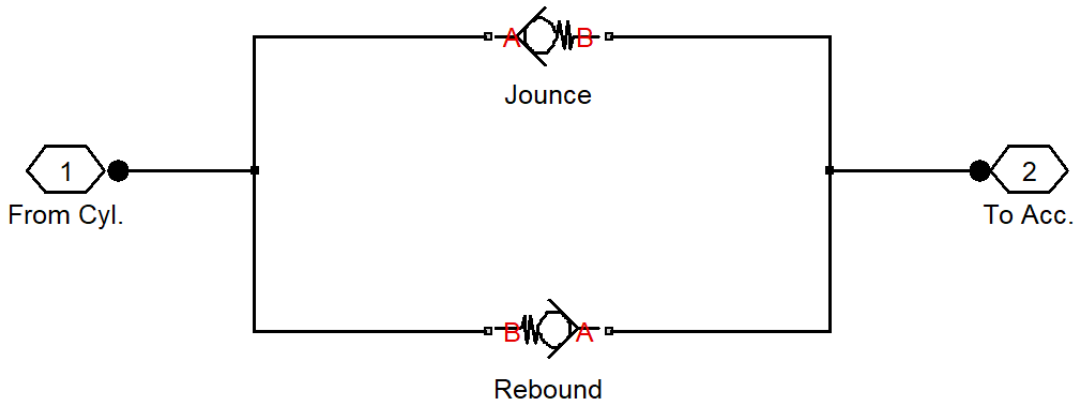
Simulink ile IPG Truck Maker eş simülasyonu esnasında, süspansiyona ait deplasman ve hız bilgileri, esas taşıt denklemlerinin çözüldüğü IPG Truck Maker'ın çözücüsü olan bir .c programında hesaplanmakta, daha sonra bu deplasman ve hız bilgileri, hazırlanan Simulink modeline girdi olarak alınıp, Simulink modelinin kuvvet çıktıları ise .c programına girdi olarak alınmaktadır. Simscape araç kutusu elemanlarındaki mekanik portlar, hareket verisini "hız" olarak almaktadırlar. Bu hareket girdisinin hazırlanan modele verilmesi için, hidrolik silindir bir tarafından sabitlenmiş

(kinematik modelin öngördüğü noktada) piston kolu tarafına ise ideal doğrusal hareket kaynağı bloğuyla, IPG Truck Maker'dan gelen sönüm hızı verisi (Aks_vD) beslenmiştir.

Çizelge 2.7 : Sönüm alt sistemi parametreleri.

Parametre	Jounce (Sıkışma)	Reboud (Gevşeme)
Maksimum akış alanı	$4{,}5\text{x}10^{-5}\ m^2$	$1{,}5\text{x}10^{-5}\ m^2$
Çekvalf açılma basınç farkı	1 Pa	1 Pa
Maksimum açıklığa ulaşma basınç farkı	$1{,}2\text{x}10^{5}$ Pa	$1{,}2\text{x}10^{5}$ Pa
Akış boşalma katsayısı	0,7	0,7
Kritik Reynold sayısı	12	12
Kaçak alanı	$1\text{x}10^{-12}\ m^2$	$1\text{x}10^{-12}\ m^2$

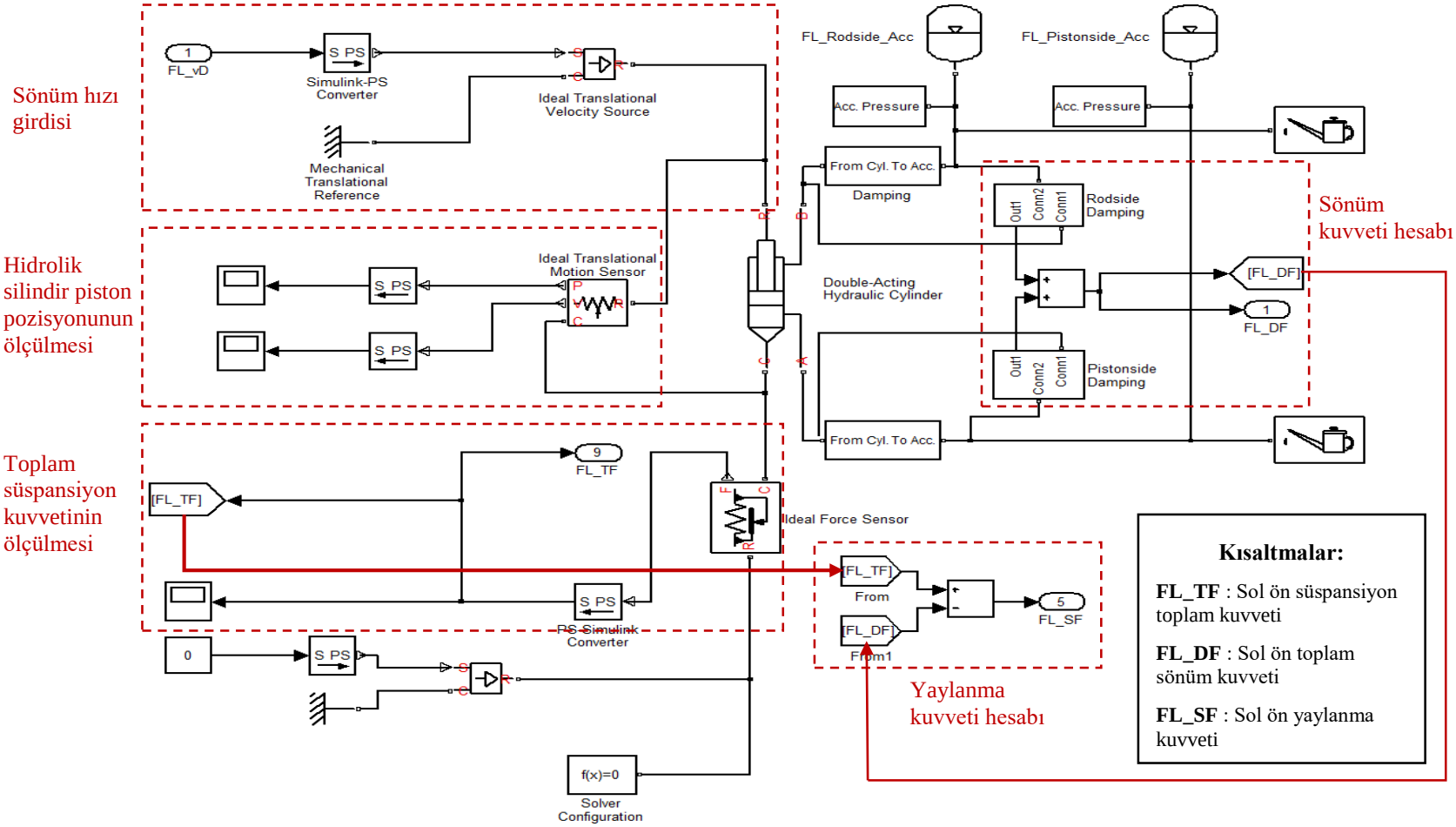
Sönüm alt sistemlerinin parametreleri, baz taşıt modelindeki konvansiyonel sistem ile benzer sönüm oranlarını verecek şekilde ayarlanmaya çalışılmıştır. Bunun için konvansiyonel sistem ile birlikte temel taşıt, 5 cm'lik bir basamak üzerinden geçirilerek grafik üzerinden sönüm oranları eşleştirilene kadar çekvalf parametreleri değiştirilmiştir.



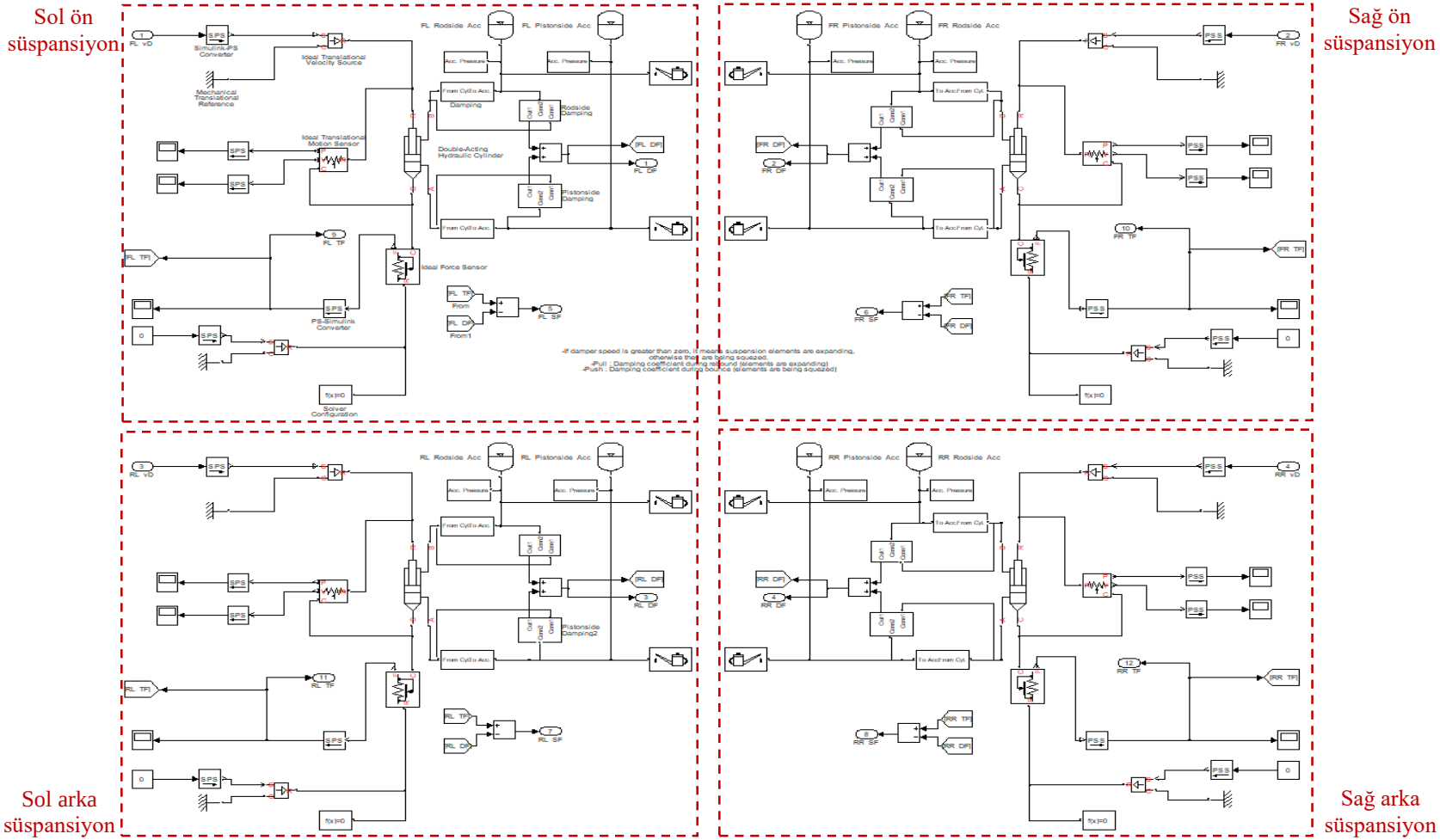
Şekil 2.8 : Çekvalflerle hazırlanmış sönüm alt sistemi.

Burada belirtilmesi gereken husus, hidrolik eleman bloklarının birçok parametresinin varsayılan olarak bırakılmış olduğudur. Gerçek bir sistem simüle edilmeye çalışıldığında, bu hidrolik elemanların katalog değerleri ile benzer akış özellikleri gösterene kadar parametrelerinin optimize edilmesi gerekmektedir. Bu işlem için

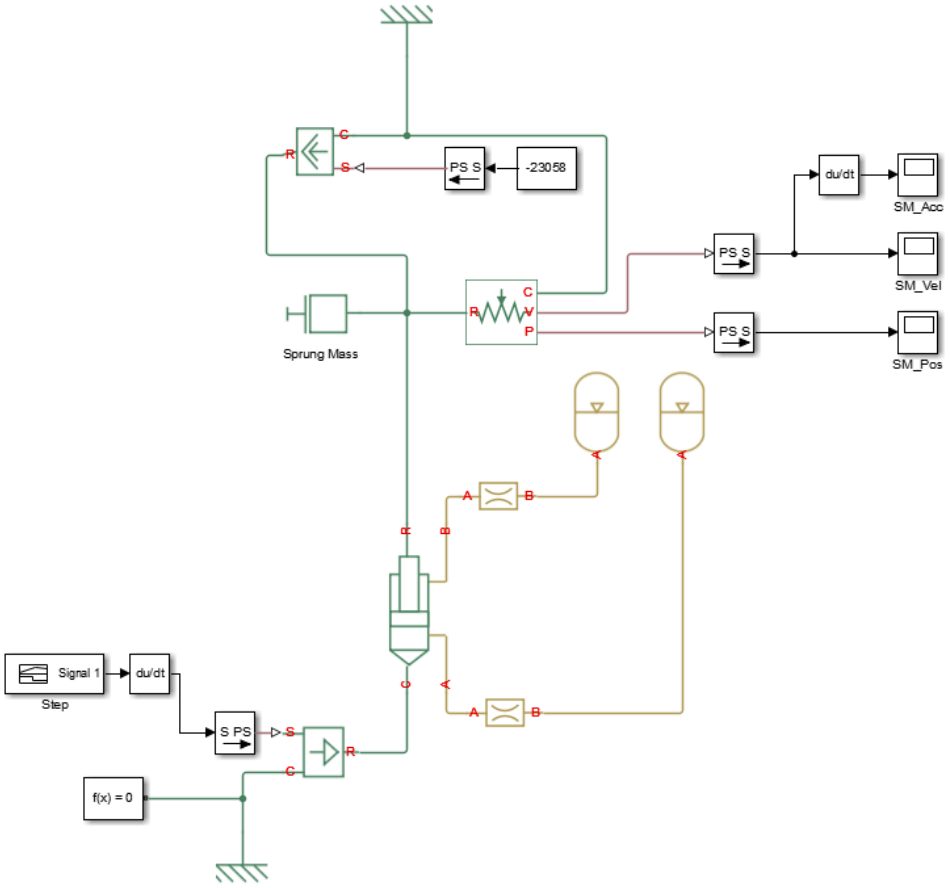
Mathworks firmasının sağladığı bir dökümantasyon mevcuttur. Çalışmanın bu bölümünde yapılan son iki işlemden birincisi, Tasarlanan HPS sistemi statik denge konumu civarındaki gövde doğal frekansının tasarım kriterine uygunluğunun testidir. Bunun için öncelikle Şekil 2.11'de verilen sistemin çeyrek taşıt modeli, Şekil 2.12'de verilen bir rampa fonksiyonu girdisine maruz bırakılarak yaylanmış kütle ivme çıktısı FFT yöntemiyle frekans tabanında incelenmiş ve Şekil 2.13'te verildiği gibi yaylanmış kütle doğal frekansı olarak 1,4 Hz elde edilmiştir. İkinci olarak ise konvansiyonel süspansiyonlu baz taşıt ile temel bağımsız HPS sistemli taşıta düz yolda 0-30 km/sa ivmelenme manevrası yaptırılıp, gövde doğal frekanslarının tutarlılığı irdelenmiştir. Şekil 2.14'te her iki taşıtın bu manevraya ait zamana bağlı düşey ivmelerinin (ağırlık merkezindeki) FFT dönüşümü yapılarak frekans tabanındaki grafiği verilmiş ve he iki sistemin doğal frekanslarının 1.4 Hz civarında örtüştüğü görülmüştür. İlgili grafiğin çıkartılmasında kullanılan MATLAB kodları Ek B'den incelenebilir.



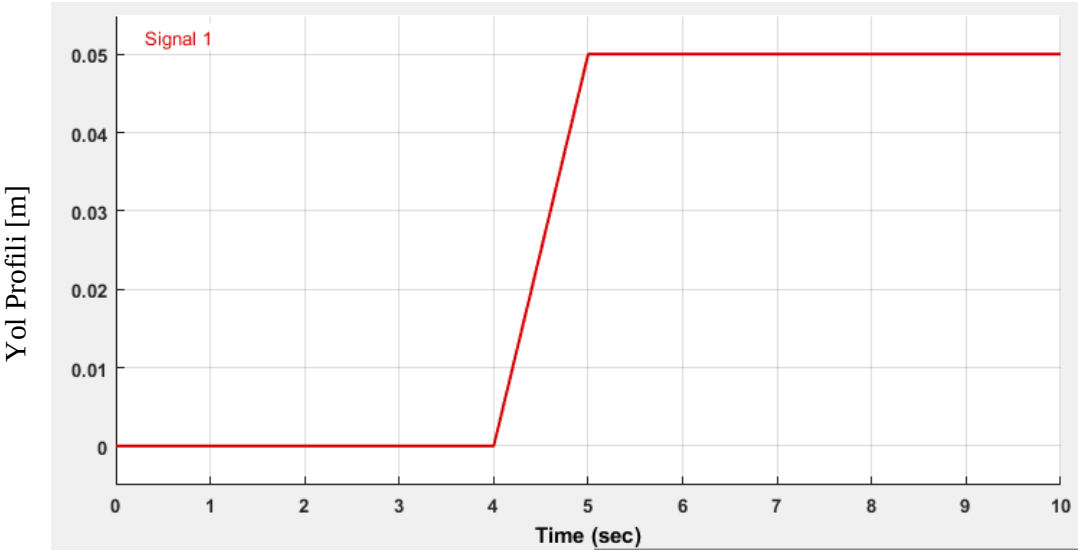
Şekil 2.9 : Temel HPS sistemi sol ön süspansiyon blok diyagramı.



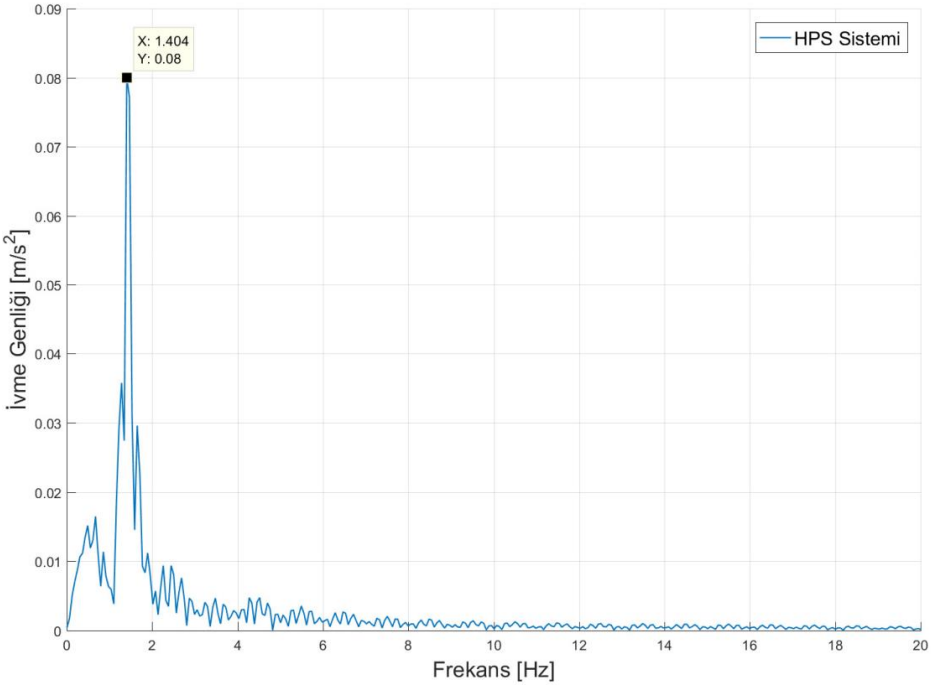
Şekil 2.10 : Temel HPS modeli.



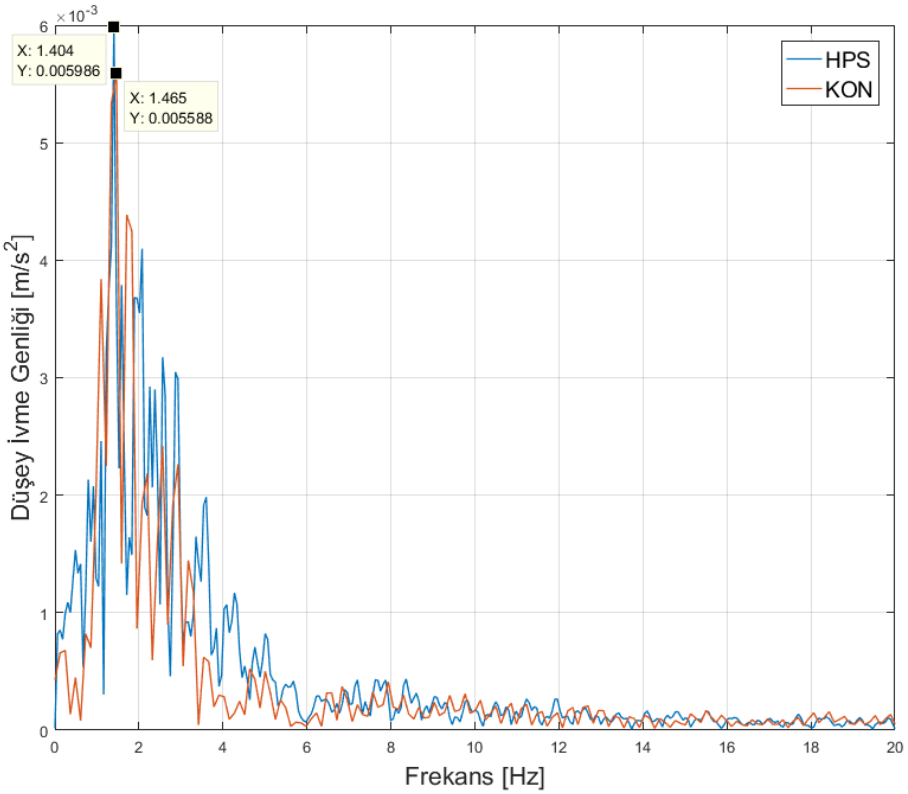
Şekil 2.11 : HPS sistemi tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli.



Şekil 2.12 : Tek serbestlik dereceli HPS sistemi silindirine uygulanan rampa fonksiyonu.



Şekil 2.13 : Tek serbestlik dereceli HPS sistemi rampa girdisi frekans tabanı düşey ivme sonuçları.



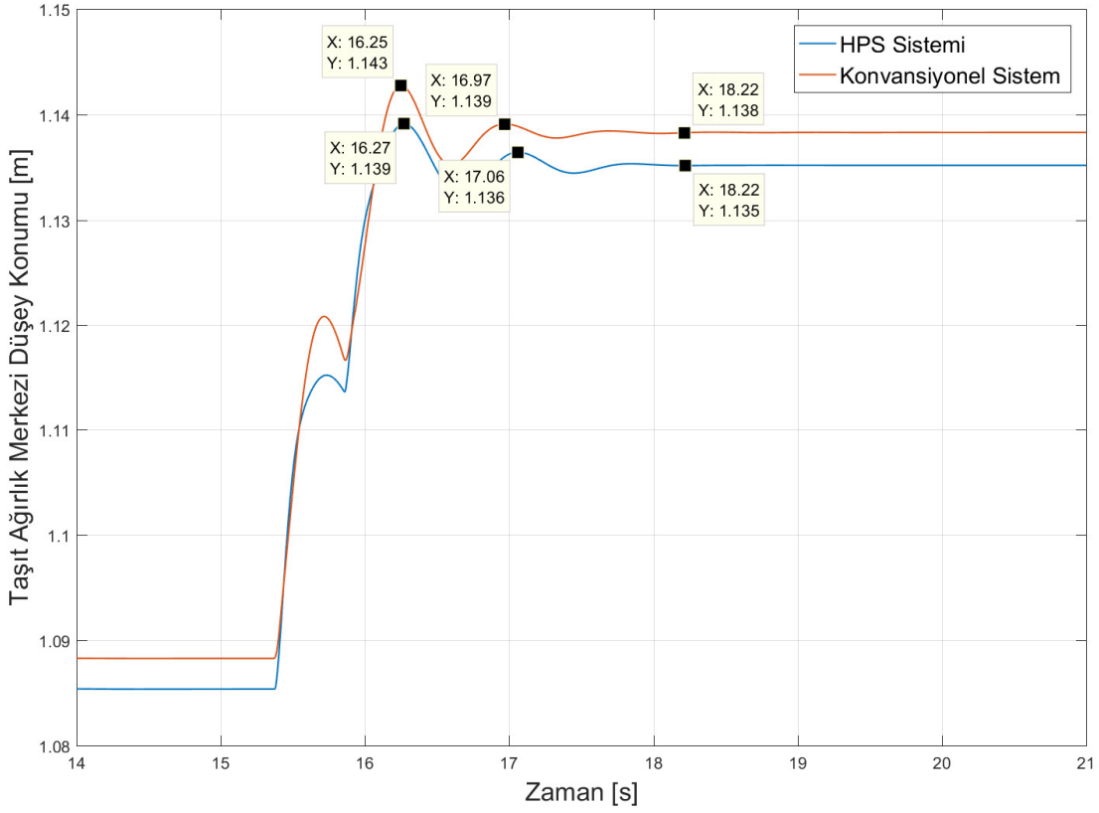
Şekil 2.14 : Düz yolda ivmelenme manevrası frekans tabanında düşey ivme sonuçları.

Konvansiyonel ve temel modellerin birbiriyle benzeşmesinin istendiği ikinci konu ise sönüm özellikleridir. Bunun için her iki taşıt modeli 30 km/sa hızla, 5 cm genlikli basamak üzerinden geçirilerek ağırlık merkezi konumları Şekil 2.15'teki gibi elde edilmiştir. Daha sonra ağırlık merkezi konumlarının grafiksel olarak incelenmesi metoduyla sistemlerin sönüm oranları çıkarılmıştır. Grafik üzerinden sönüm oranını inclenebilmesi için 2.21 ve 2.22 kullanılmıştır (Estimating damping ratio from waveform graph, 2013).

$$\sigma = \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \tag{2.21}$$

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\sigma}\right)^2}} \tag{2.22}$$

Burada p_1 ve p_2 birinci ve ikinci pik noktalarının denge durumuna göre genliklerini ifade etmektedir. $\boldsymbol{\sigma}$ terimi ise logaritmik azalma olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 2.15 : Basamak üzerinden geçen taşıtın ağırlık merkezi konumunun zamana bağlı değişimi.

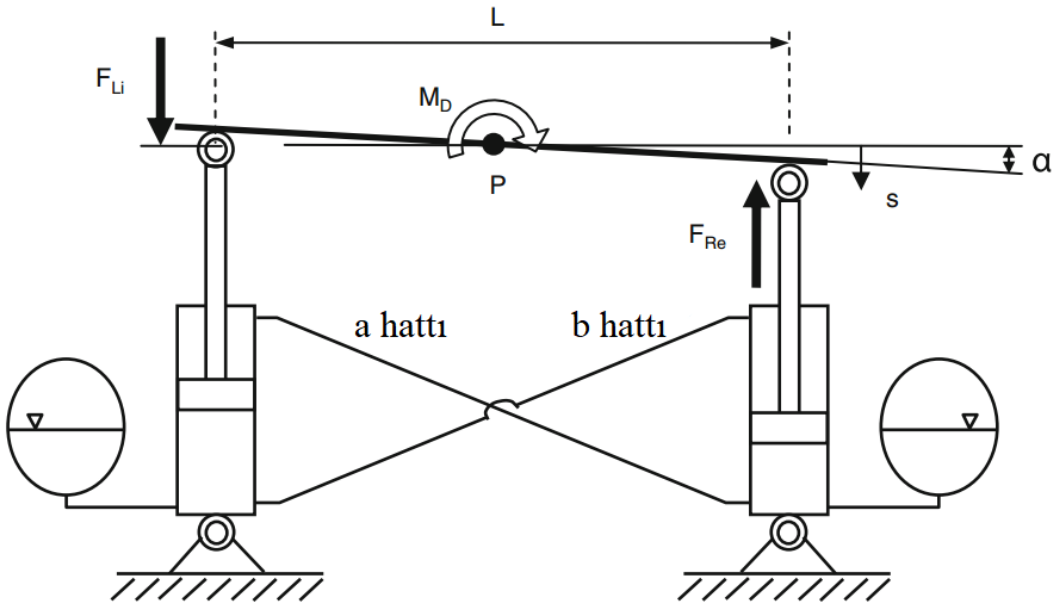
Şekil 2.15'te işaretlenmiş pik ve denge konumu noktaları, 2.21 ve 2.22 denklemlerinde yerlerine yerleştirildiklerinde kovansiyonel sistemin sönüm oranı 0,25, HPS

sisteminin sönüm oranı ise 0,22 olarak bulunmuştur. Dikkat edilirse konvansiyonel sistemin sönüm oranı Bölüm 2.2'de 0,5 olarak belirlenmiş ve bu oran rebound (gevşeme) hareketi için sönüm katsayısını belirlerken, jounce (sıkışma) için bu katsayının 1/3 ü alınmıştı. Dolayısıyla toplamdaki sönüm oranı, tasarım parametresi olan 0,5'in altında çıkmıştır. HPS sisteminin sönüm oranı ise, parametreleri değiştirilerek konvansiyonel sisteme yaklaştırılmıştır. Grafikle ilgili ikinci olarak bahsedilmesi gereken şey ise, her iki süspansiyon sisteminin denge konumlarının farklı olmasıdır. Bu durumun sebebi, HPS sistem parametrelerinden bazı başlangıç şartlarının çok yüksek hassasiyetle girilmemesi sonucu kuvvet dengesinin normalde olması gerekenden 1 cm'den daha az bir konum farkıyla sağlanmasıdır.

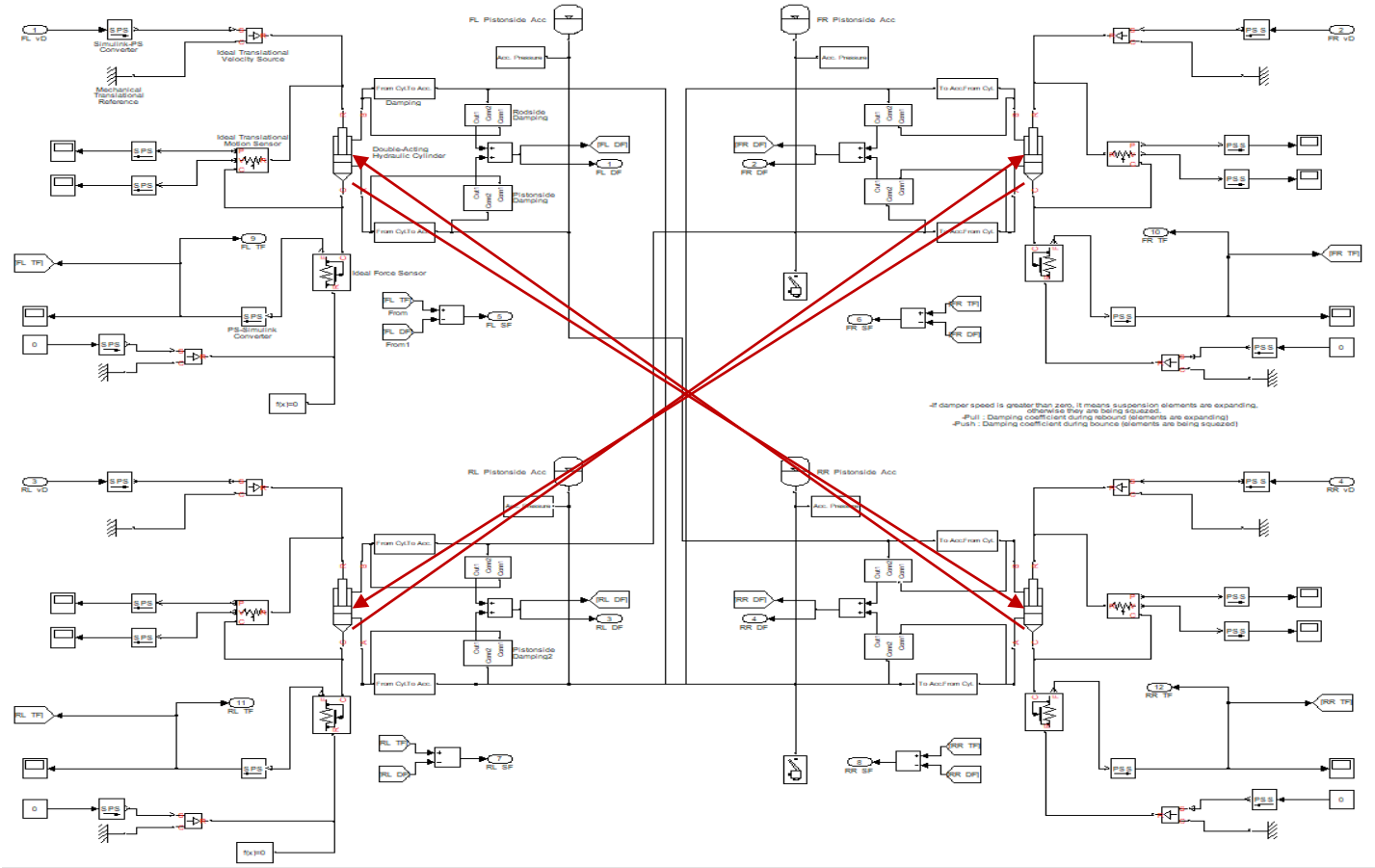
2.3.2 Çapraz bağlantılı HPS sistemi modeli

Çift etkili silindirlere sahip HPS sistemlerinde sağ ve sol süspansiyon akümülatörlerinin çapraz şekilde bağlanması; yani sağ piston kolu hattının sol piston tarafı akümülatörüne, sağ piston hattının da sol piston kolu tarafı akümülatörüne bağlanması yöntemiyle, ekstra bir mekanik stabilizatör kullanmadan süspansiyon sistemine bir yalpa sertliği kazandırılmaktadır. Şekil 2.16'da bu tekniğin bir aksta uygulanması şematik olarak gösterilmektedir. Bu sistem daha da ileriye götürülerek ön ve arka akslar arasında çaprazlama hatların uygulamasıyla taşıtın hem yalpa, hem de kafa vurma hareketleri aynı anda kısıtlanabilmektedir (Bauer, 2011). Ancak bu sistemin, bağımsız sistemden dönüştürülerek uygulanabilmesi için taşıtın uygun yük dağılımına sahip olması gerekmektedir. Önceki bölümlerde parametreleri belirlenen baz taşıtın ağırlık merkezi ön aksa yakın olmakla birlikte, $l_ö/l$ parametresi 0,475'tir. Bu nedenle temel HPS modelinden, parametreleri değiştirilmeden çapraz bağlantılı bir HPS modeli türetilmiş ve türetilen model Şekil 2.17'de verilmiştir.

Şekil 2.16 incelendiğinde, sağ süspansiyonun sıkışması durumunda hem sağ süspansiyonun piston tarafı piston tarafı akümülatörü sıkışmakta, hem de a hattı yardımıyla sol silindirin piston kolu aşağı yönde zorlanarak piston tarafı akümülatörü sıkıştırılmaya çalışılmaktadır, böylece sağ ve sol pistonlar arasında konum farkı oluşması durumunda sistem doğal olarak yalpa sertliğine kavuşmaktadır.



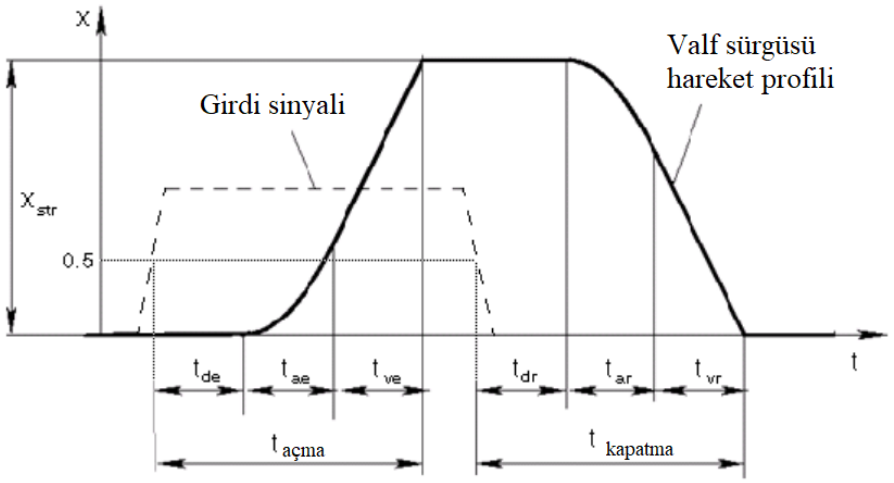
Şekil 2.16 : Yüksek yalpa sertliği için silindirlerin çapraz bağlanması.



Şekil 2.17 : Çapraz bağlantılı HPS modeli.

2.3.3 Seviye ayarlı HPS sistemi modeli

Bu kısımda, temel HPS modeline seviye ayar sistemi entegre edilmiş ve yeni bir HPS sistemi modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan bu alt sistem, taşıta seviyesini 10 cm alçaltma/düşürtme ve yükleme durumunda seviye kompanzasyonu sağlama kabiliyetlerini kazandırmaktadır. İhtiyaç olması durumunda bu model geliştirilerek yol deveri kompanzasyonu vb. kabiliyetlerin de sisteme kazandırılabileceği düşünülmektedir. Bu sistem temelde 3 ayrı üniteden oluşmaktadır. 1. ünite karar ünitesidir. Bu ünitede, tüm tekerlek süspansiyonlarının birbirinden bağımsız şekilde seviye ayarlarının yapılabilmesi için kontrol sinyalleri oluşturulmaktadır. 2. Ünite valf kontrol ünitesidir. Bu ünitede ise süspansiyon silindirlerine yağ pompalamak veya süspansiyon silindirlerinden yağ çekmek için kullanılan yağ hatları valflerle kontrol edilmektedir. 3. Ünite ise basınç kaynağı ünitesi olup, pompa ve rezervuardan oluşmaktadır. Şekil 2.19'da seviye ayarlı HPS sisteminin şematik gösterimi, Şekil 2.20'de ise Simulink'te hazırlanmış modeli verilmiştir. Seviye kontrol valf ve eyleyici grubu alt sistemlerinden birinin blok diyagramı Şekil 2.21'de verilmiştir. Seviye kontrolü modu (yükseltme, alçaltma veya yük kompanzasyonu), karar ünitesinin çıktısı olarak Şekil 2.21'de verilen valf grubu alt sistemine iletilmektedir. Valf grubunda ise, silindir pistonlarının sensör aracılığıyla konumları belirlenip karar ünitesinden gelen "istenen piston pozisyonu" verisiyle karşılaştırılması yapılmakta, ve Ek A'da verilen kodlama yardımıyla 3 pozisyonlu sürgülü valf eyleyici kumanda edilmektedir. Sürgülü valf eyleyicisine gelen pozitif sinyal, pompa çıkışıyla piston tarafını, rezervuar tarafıyla da silindirin piston kolu tarafıyla birbirine bağlayarak silindirin piston tarafına yağ pompalanmasını, piston kolu tarafından ise rezervuara yağ pompalanmasını temin etmekte, böylece ilgili silindirin bulunduğu tarafın seviye yükseltilmesi gerçekleştirilmektedir. Negatif sinyalde bu durumun tam tersi uygulanarak seviye alçaltma işlemi gerçekleştirilmektedir. Sinyal değerinin "0" olması durumunda ise valfin bütün portları kapalı vaziyette olup, tüm sistem temel bağımsız HPS sistemi gibi çalışmaktadır. Valf eyleyici, akış hattındaki basınçtan bağımsız olarak, elektromanyetik eyleyicilerin tipik hareket profilini yansıtan Şekil 2.18'deki gibi bir dinamiğe sahiptir (3-Position valve actuator, t.y.). Eyleyici sürgüsü, nominal kontrol sinyalinin %50'sine ulaşılması durumunda hareketine başlayıp, sırasıyla sabit konum (t_{de} ve t_{dr}), sabit ivme (t_{ae} ve t_{ar}) ve sabit hız (t_{ve} ve t_{vr}) şeklinde hareket etmektedir. Eyleyicinin hareketi, kontrol sinyalinin değişmesiyle kesilebilmektedir.



Şekil 2.18 : 3 pozisyonlu valf eyleyici sürgüsü hareket profili (3-Position valve actuator, t.y.).

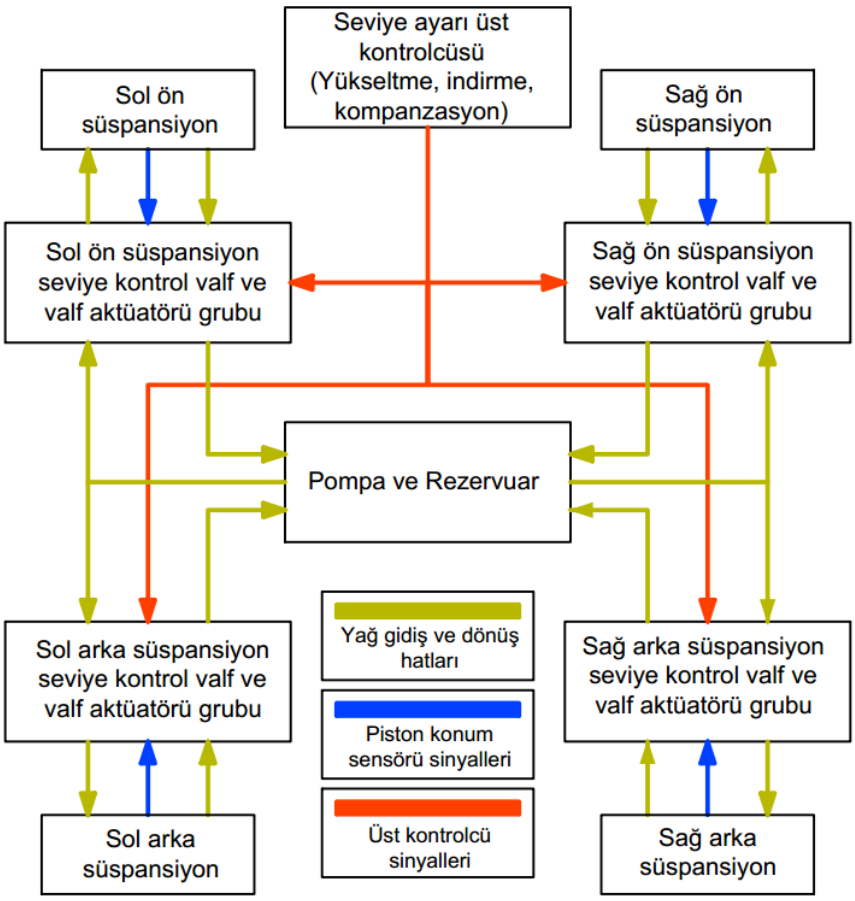
Çizelge 2.8 ve Çizelge 2.9'da sırasıyla seviye kontrolünde kullanılan valf ve valf eyleyici parametreleri verilmiştir. Parametrelerin belirlenmesinde, durağan pozisyon hatası ve oturma zamanı gibi kriterler göz önüne alınmıştır. Yapılan ilk testlerde, istenen pozisyon ile mevcut durumun yüksek hassasiyetle eşitlenememesinden dolayı, herhangi bir seviye modu uygulandığında taşıtın kararlı bir pozisyona ulaşma süresinin kabul edilebilir sürelerin dışında olduğu görülmüştür. Bu nedenle, kabul edilebilir piston pozisyonu için alt ve üst eşik değerleri belirlenmiştir. Böylece, bir miktar durağan durum hatası karşılığında daha kararlı çalışan bir seviye ayarı kontrol sistemi elde edilmiştir.

Çizelge 2.8 : 4/3 Sürgülü valf parametreleri (Maksimum akış alanı ve açıklık modeline göre).

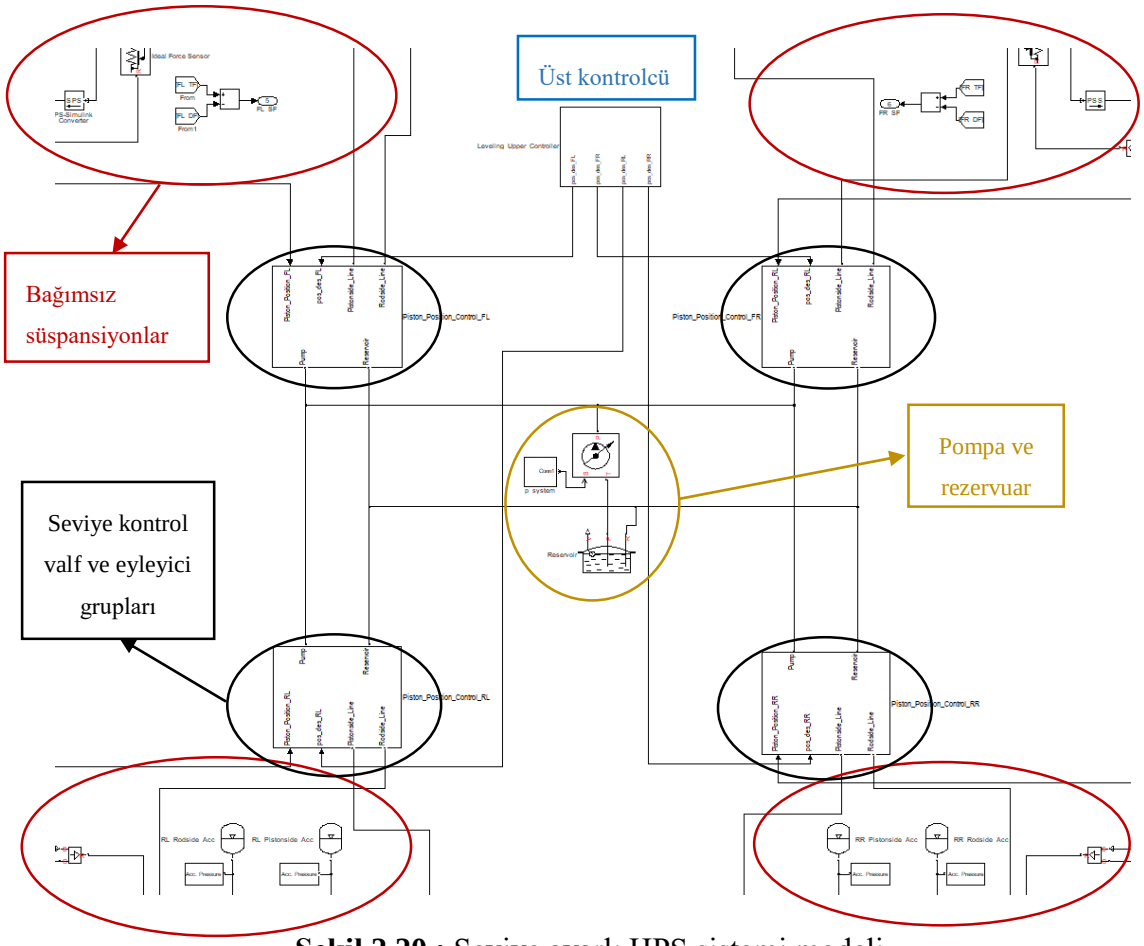
Parametre	Değer	Birim
Valf maksimum akış alanı	10^{-6}	m^2
Valf maksimum açıklığı	0,005	m
Kritik Reynold sayısı	12	-
Akış boşalma katsayısı	0,7	-
Kaçak akış alanı	10^{-9}	m^2

Çizelge 2.9 : 3 pozisyonlu valf eyleyici parametreleri.

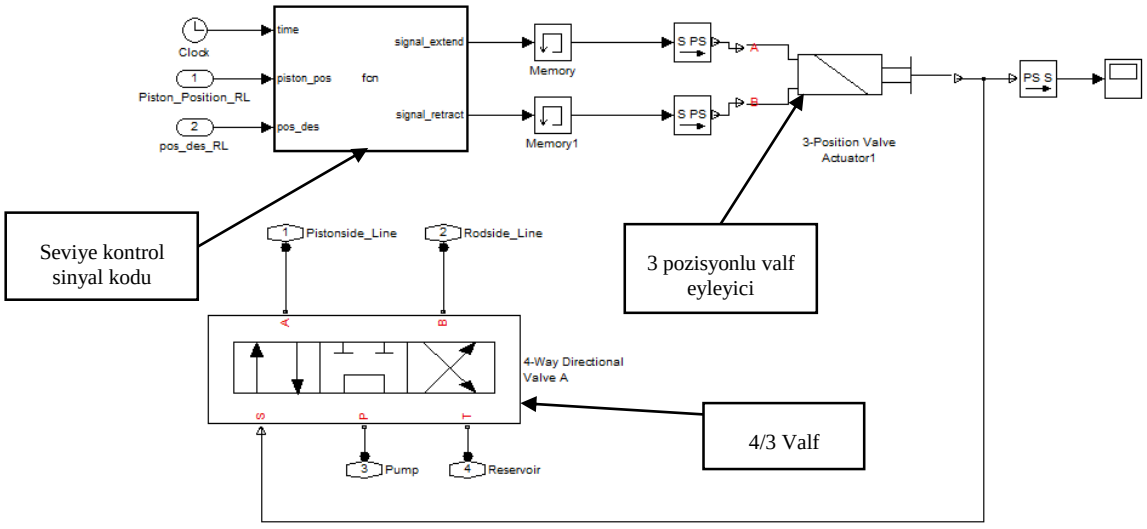
Parametre	Değer	Birim
Valf sürgüsü strok mesafesi	0,01	m^2
Valf tam açılma süresi	0,1	s
Valf tam kapanma süresi	0,1	s
Nominal sinyal değeri	24	-
Başlangıç pozisyonu	Tarafsız (Orta konumda)	-



Şekil 2.19 : Seviye ayarlı HPS modeli şematik gösterimi.



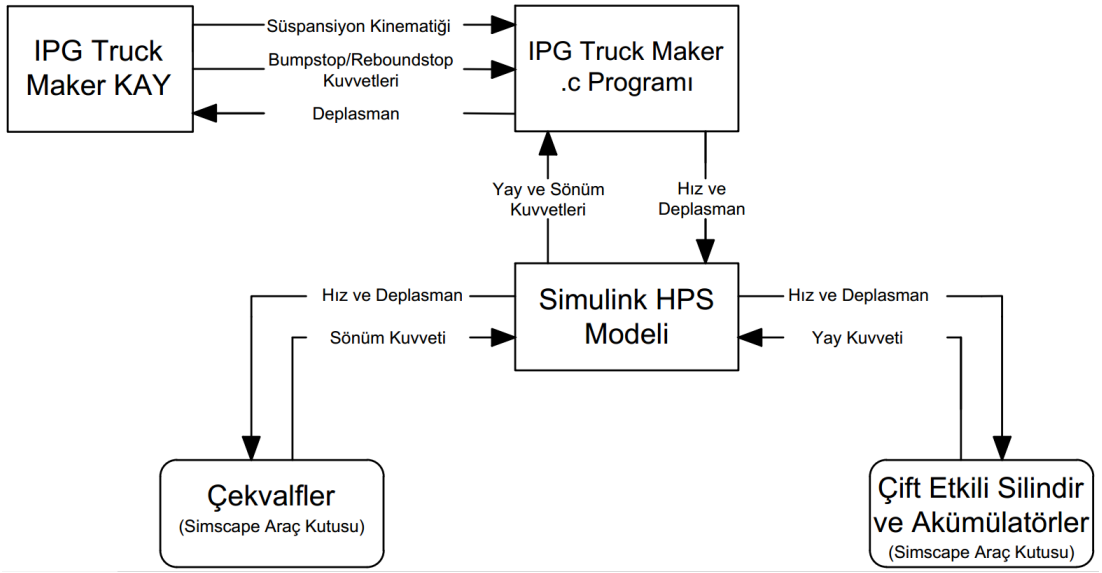
Şekil 2.20 : Seviye ayarlı HPS sistemi modeli.



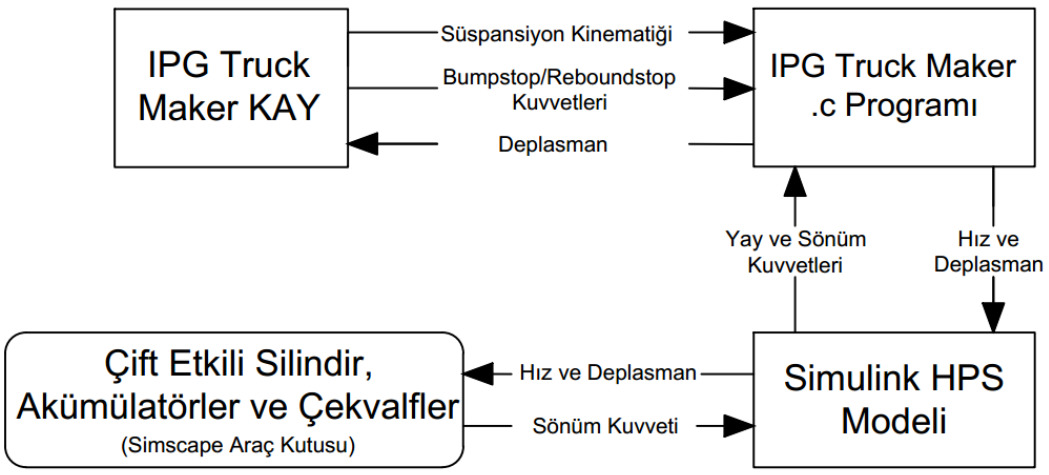
Şekil 2.21 : Seviye kontrol valf ve valf eyleyici grubu alt sistemi.

2.4 HPS Sistemi Modelinin Ipg Truck Maker Simulink Modeli İle Bütünleştirilmesi

Kullanıcı tanımlı HPS sistemi modelinin IPG Truck Maker ile Simulink yazılımları arasındaki eş-çalışma etkileşimi Şekil 2.22'de verilmiştir. Ancak Bölüm 2.3.1'de süspansiyon kuvvetlerinin yay ve sönüm olarak ayırılması konusunda detaylı şekilde açıklandığı gibi, model etkileşimi Şekil 2.23'teki gibi kurulmuş ve simülasyonlarda bu şekilde kullanılmıştır.



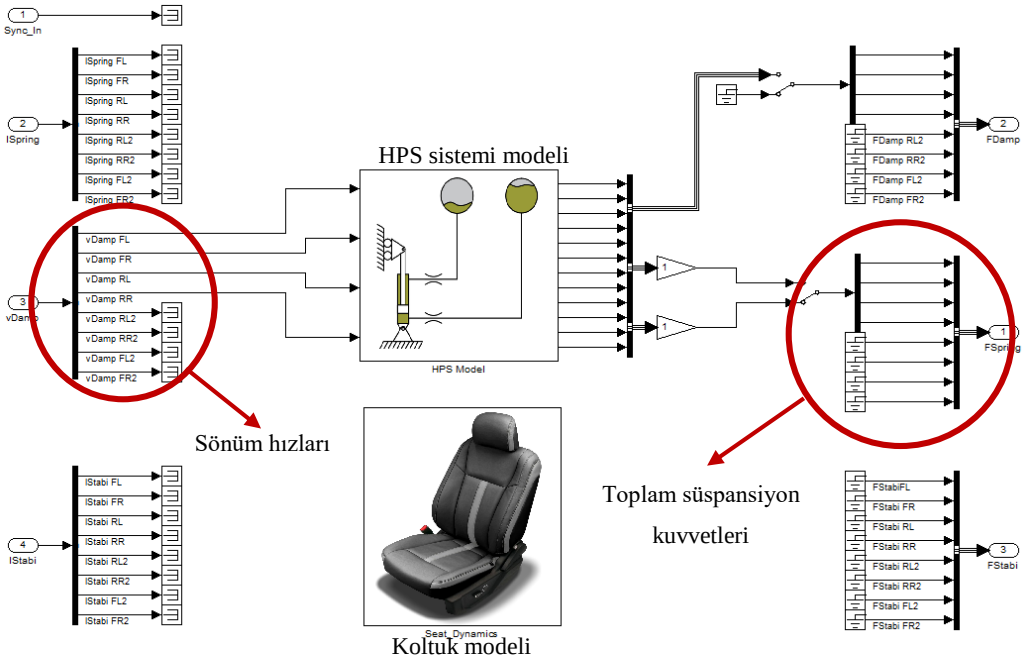
Şekil 2.22 : IPG Truck Maker-Simulink HPS modeli etkileşimi.



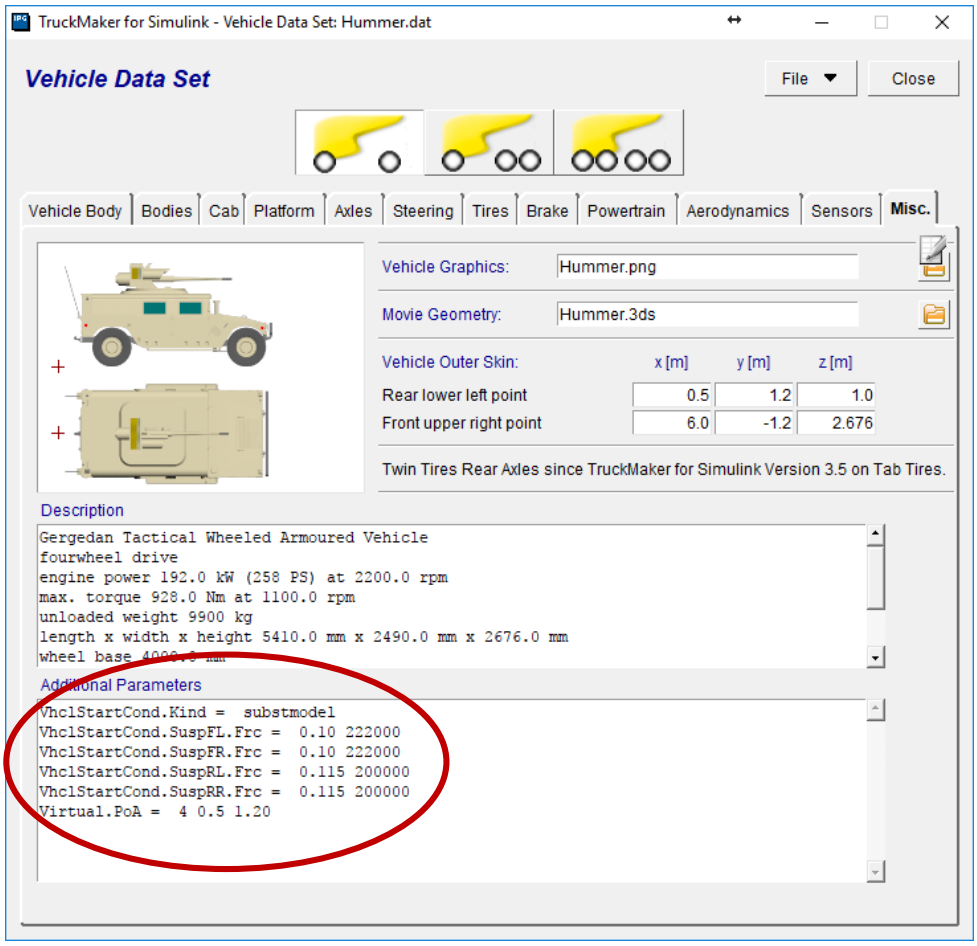
Şekil 2.23 : Simülasyonlarda kullanılan model etkileşimi.

2.4.1 IPG Truck Maker Simulink modeli ve HPS

Önceki bönümde tanımlanan etkileşimin, IPG Truck Maker Simulink modeli üzerine uygulanması Şekil 2.24'te verilmiştir. IPG Truck Maker Simulink modeli, kullanıcı tanımlı süspansiyon modellerinin kurulabilmesi için sırasıyla "TruckMaker/Vehicle/Car and Trailer/Forces/External Suspension Forces" alt sistemleri altında "Harici Süspansiyon Kuvvetleri" isimli bir alt sistem içermektedir. Simülasyonda yalnızca kullanıcı tanımlı modelin çalışmasının istenmesi durumunda, kullanıcı arayüzündeki süspansiyon bölümünde, konvansiyonel taşıta ait yay ve sönüm özelliklerine ait "Amplification" parametrelerinin "0" yapılması gerekmektedir. Ancak bu durum, simülasyonların başlangıcında "Statik Denge Konumu" hatasına sebep olmaktadır. Bu problemin nedeni, dinamik simülasyon başlamadan önceki statik denge konumu hesabı esnasında, IPG Truck Maker .c programının, kullanıcı arayüzündeki süspansiyon parametrelerini kullanmasıdır. Problemin çözümü için IPG Truck Maker firmasından Mr. Huang ile görüşülmüş ve onun direktifleriyle kullanıcı arayüzünde süspansiyon kuvvetleriyle ilgili Şekil 2.25'teki daire içinde görüldüğü gibi bazı başlangıç parametreleri ayarlanmıştır. Bu parametreler, süspansiyon kuvvetleri .c programına Simulink modelinden beslenmeden hemen önceki sanal yayların ilk boyunu ve yay katsayılarını temsil etmektedir. Bu parametlerin ayarlanmasıyla, süspansiyon deplasman parametreleri statik denge konumunda "0" a getirilmiştir. Bu sayede dinamik simülasyon başlangıcındaki geçici bölge hatalarının önüne geçilmiştir.



Şekil 2.24 : IPG Truck Maker "Harici Süspansiyon Kuvvetleri" alt sistemi.



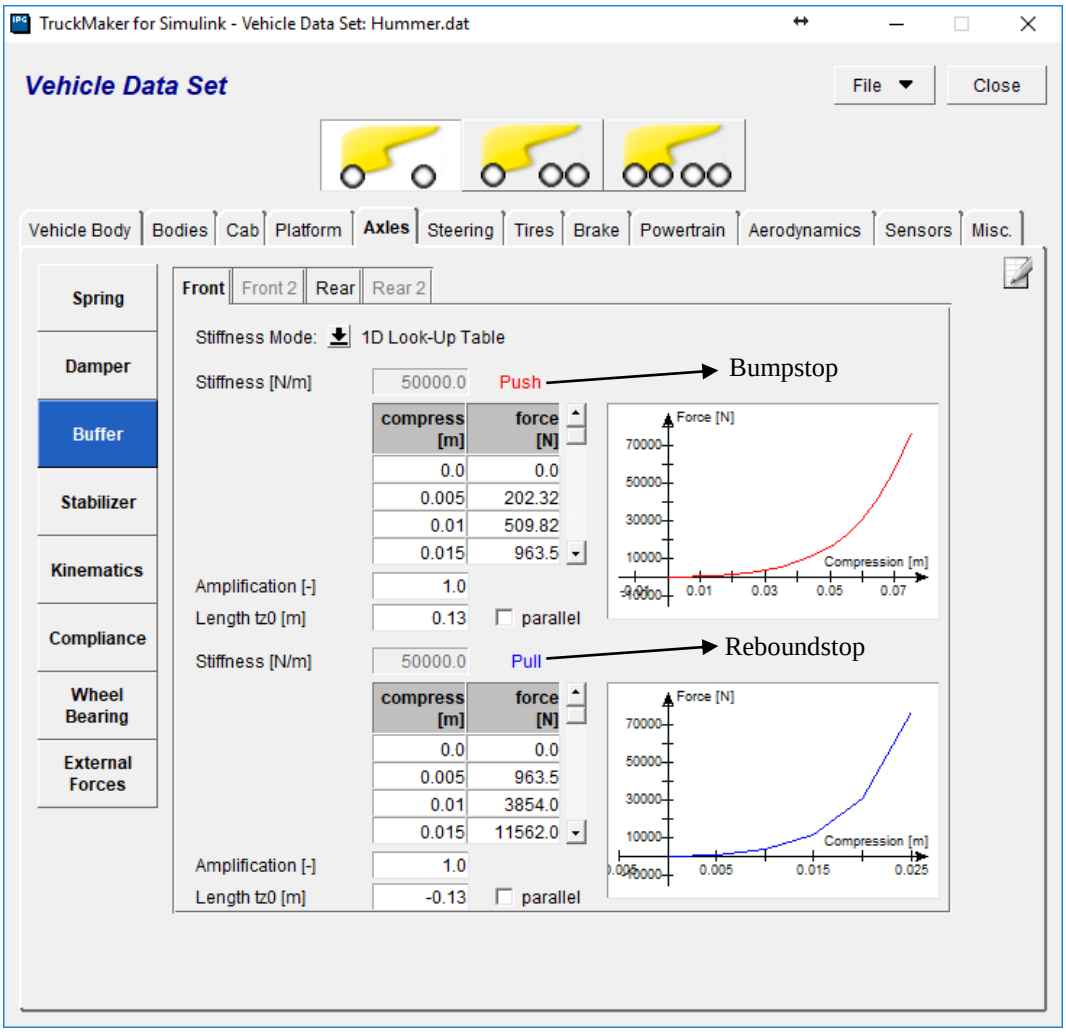
Şekil 2.25 : Kullanıcı tanımlı HPS modeli için kullanıcı arayüzünden başlangıç parametrelerinin ayarlanması.

2.4.2 IPG Truck Maker süspansiyon modeli parametreleri

IPG Truck Maker kullanıcı arayüzünden ayarlanan süspansiyon modeli parametreleri, süspansiyon takozları (bumpstop/reboundstop) ve süspansiyon kinematiği kısımlarıdır.

Süspansiyon kinematiği, IPG Kinematics yazılımı yardımıyla, süspansiyon uzuvlarına ait hardpoint/bağlantı noktalarının geometrik olarak belirlenmesiyle oluşturulabilmektedir. Ancak bu çalışmada, IPG Truck Maker yazılımında generic/genel bir süspansiyonu tanımlayan, süspansiyonun kinematik karakteristiğinin belirlenmesi; tekerleğin translational/doğrusal (süspansiyon sıkışması) ve rotational/dönel (direksiyon manevrası) hareketlerine karşılık gelen ikincil koordinatlarındaki değişimin, lineer olarak modellenmesiyle ve ilgili katsayıların, yazılımın arayüzüde verilen matrise girilmesiyle yapılmıştır. Süspansiyon modülünün kinematik sekmesinden ön aks için 2 serbestlik dereceli lineer model (sıkışma ve direksiyon) arka aks içinse tek serbestlik dereceli model (yalnızca sıkışma) seçilmiştir

(IPG Automotive GmbH, 2011). Bu matrsi oluşturan terimler ve değerleri Çizelge 2.10'da verilmiştir. Bu terimlerin fiziksel anlamları daha detaylı olarak "IPG Car Maker Reference Manual" adlı kılavuzda yer almaktadır. Gerçekte bu terimlerin belirlenebilmesi için gereken test düzeneği ve ölçüm prosedürü, belirtilen kılavuzda detaylı bir biçimde açıklanmıştır. Simülasyonlarda, hem konvansiyonel sistemlerde, hem de HPS tabanlı sistemlerde aynı süspansiyon kinematiği ile bumpstop/reboundstop parametreleri kullanılmıştır. Önceki bölümlerde süspansiyon silindirinin strok mesafesi 0.3 m olarak verilmişti. Bu nedenle sistemin korunması için, strok mesafesinin hareket yönünün her iki tarafının (sıkışma ve gevşeme) son 2 cm'lik kısmı, bumpstop ve reboundstop takozlarının çalışma bölgesinde bırakılmıştır.



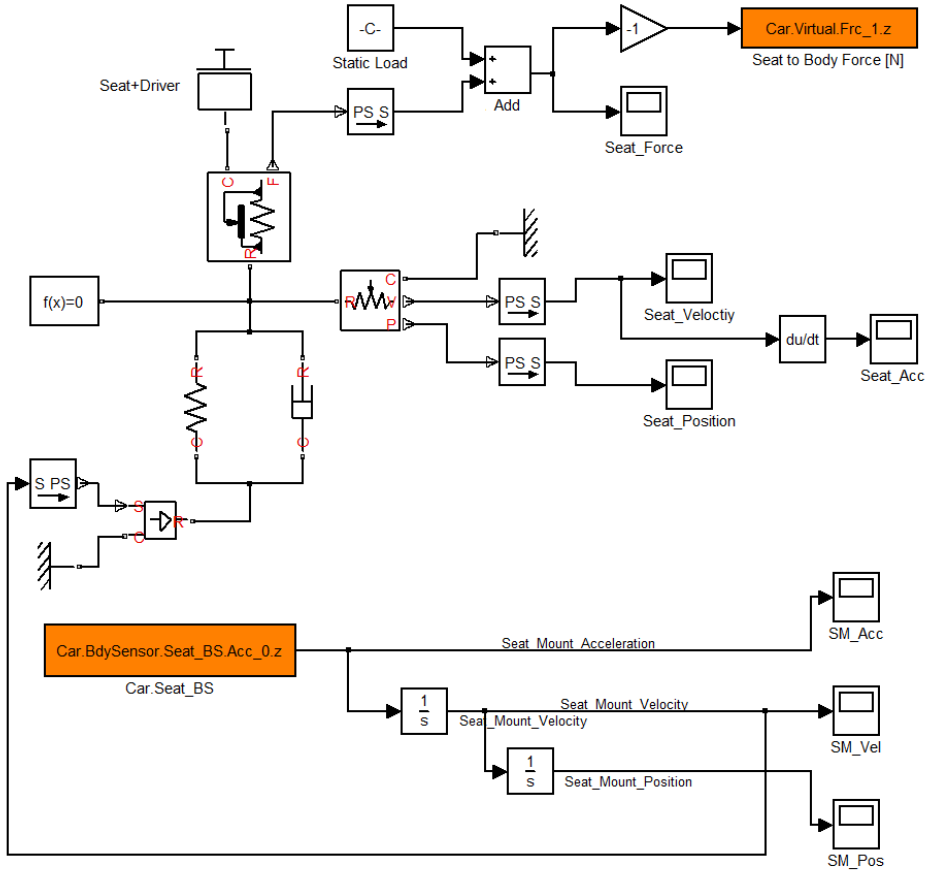
Şekil 2.26 : Bumpstop/reboundstop parametreleri.

Çizelge 2.10 : Süspansiyon kinematiği parametreleri (t_h : tekerlek hareketi, d_k : direksiyon kremayeri hareketi).

Parametre	Açıklama	Ön Aks			Arka Aks	
		Statik	Sıkışma	Direksiyon	Statik	Sıkışma
Doğrusal t_x	Boyuna hareket	0,0 m	0,021 m/m_{th}	-0,312 m/m_{dk}	0,0 m	-0,021 m/m_{th}
Doğrusal t_y	Yanal hareket	0,0 m	-0,06 m/m_{th}	0,11 m/m_{dk}	0,0 m	-0,06 m/m_{th}
Doğrusal t_z	Sıkışma hareketi	0,0 m	0,95 m/m_{th}	-0,032 m/m_{dk}	0,0 m	0,95 m/m_{th}
Dönel r_x	Kamber açısı	0,0 rad	0,2 rad/m_{th}	-0,855 rad/m_{dk}	0,0 rad	0,2 rad/m_{th}
Dönel r_y	Spin açısı	0,0 rad	-0,15 rad/m_{th}	-0,972 rad/m_{dk}	0,0 rad	-0,015 rad/m_{th}
Dönel r_z	Toe-in açısı	0,05 rad	0,105 rad/m_{th}	5,0 rad/m_{dk}	0,0 rad	-0,105 rad/m_{th}

2.4.3 Simulink'te hazırlanan koltuk modeli ve süspansiyon sistemiyle bütünleştirilmesi

Çalışmanın simülasyon kısmında yapılmış olan absorbe edilen güç testi ve yarım silindir üzerindeki engel üzerinden geçme testlerinde, taşıtın koltuğuna gelen düşey ivmeler kullanılmaktadır. IPG Truck Maker yazılımı bu çalışmada kullanılan versiyonu, taşıt modelinde halihazırda esnek motor bağlantısı, esnek şasi, esnek platform gibi seçenekler barındırmasına rağmen, bir koltuk modeli içermemektedir. Dolayısıyla bu çalışmada, koltuk ivmelerinin hesaplanabilmesi için Simscape araç kutusu blokları kullanılarak Şekil 2.27'deki koltuk modeli oluşturulmuştur. Koltuk modeli, girdi olarak araçta koltuk bağlantısının yapılması öngörülen noktaya yerleştirilen bir ivmeölçerin çıktılarını almaktadır. Yay, sönümleyici ve kütleden oluşan koltuk modeli, bu çıktılarla beslenerek, koltukta oluşan düşey ivmeler toplanmaktadır. Çizelge 2.11'da koltuk modeli parametreleri verilmiştir. Şekil 2.28'de IPG Truck Maker arayüzünde koltuk bağlantı noktasına yerleştirilen sensör gösterilmektedir.

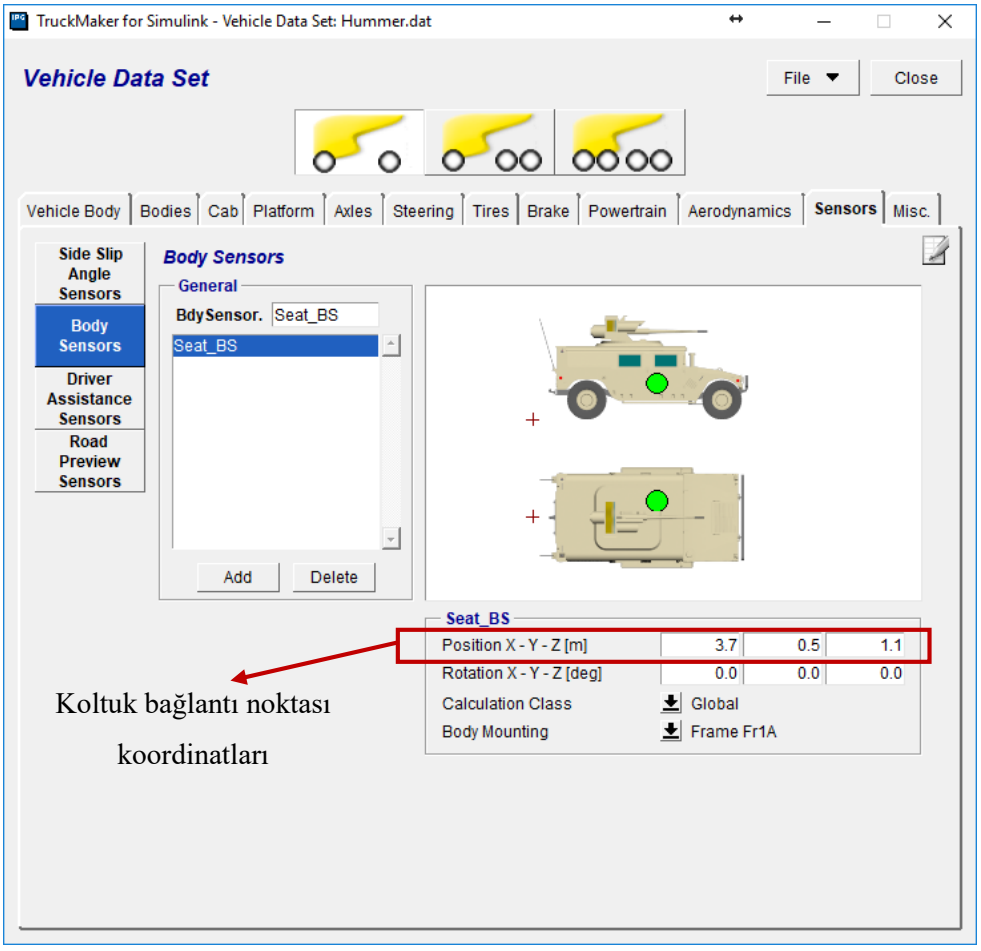


Şekil 2.27 : Sürücü koltuğu modeli.

Çizelge 2.11 : Koltuk modeli parametreleri

Parametre	Değer	Birim
Koltuk + sürücü kütlesi	100	kg
Koltuk yay katsayısı	10000	N/m
Koltuk sönüm katsayısı	1000	Ns/m

Koltuk modelinde kullanılan kuvvet sensörü yardımıyla, koltuğa gelen kuvvetler de ölçülmekte ve etki-tepki prensibi ile Şekil 2.27'teki modelde yer alan turuncu renkli "Car.Virtual.Frc_1.z" bloğu yardımıyla taşıta da etkitilebilmektedir. Bunun için IPG Truck Maker başlangıç parametrelerinde "Virtual Point of Attack/Sanal Kuvvet Etkime Noktası", ivme sensörünün konumu olarak belirlenmiştir.

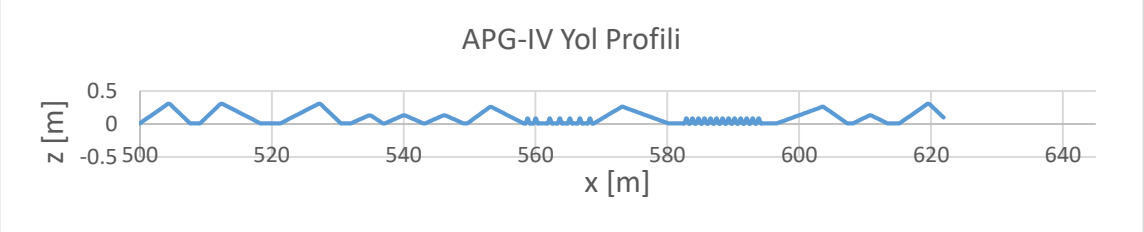


Şekil 2.28 : IPG Truck Maker koltuk sensörü konumu.

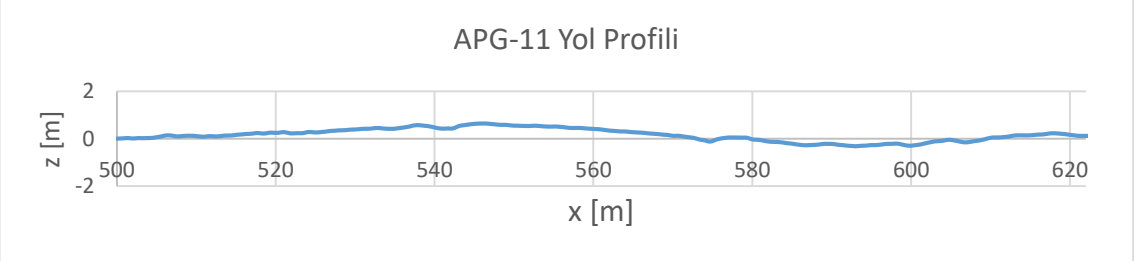
2.4.4 IPG Truck Maker yol ve manevra parametreleri

IPG Truck Maker yazılımı, yol geometrisini arayüz üzerinden tanımlanmasına olanak tanımaktadır. Bunun yanında, arayüzdeki "Road" sekmesinde "Digitized Road" seçeneği ile, kullanıcı tarafından koordinatları verilmiş yol geometrileri yazılıma ithal edilebilmektedir. Bu tez kapsamında yapılmış olan düşey dinamik çalışmalarında, yolun modellenmesinde "Digitized Road/Dijitalleştirilmiş Yol" seçeneği kullanılmıştır.

Bölüm 3.1.1'de verilen "Absorbe edilen güç tekniği" testinde NATO Reference Mobility Model kütüphanesinde yer alan yol profillerinden sırasıyla Şekil 2.29'da ve Şekil 2.30'da verilmiş olan APG-IV (RMS pürüzlülük : 3.43 inç) ve APG-11 (RMS pürüzlülük : 1.32 inç) kullanılmıştır.

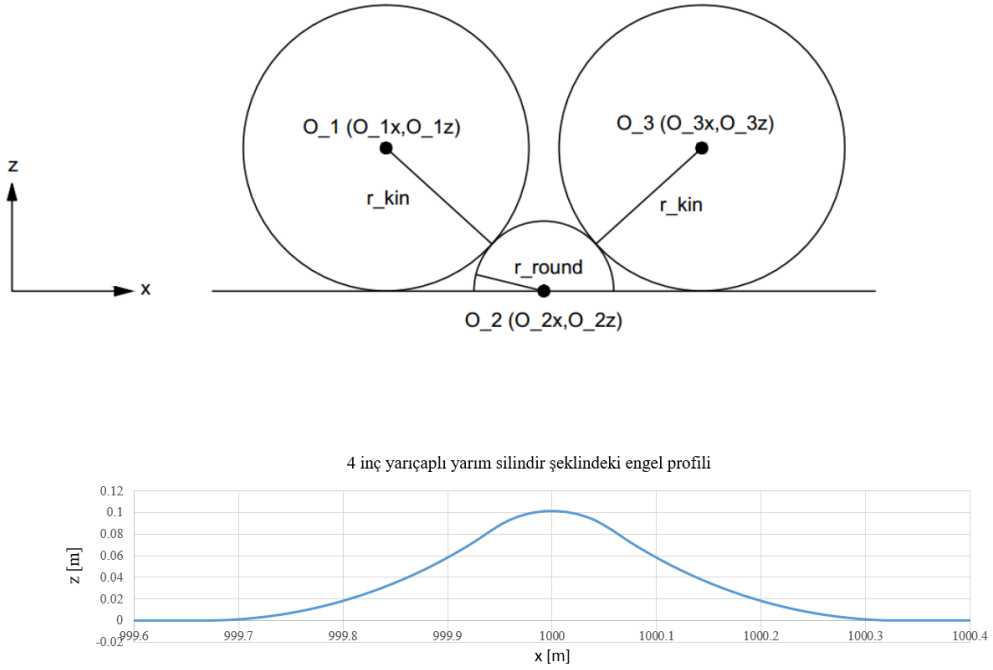


Şekil 2.29 : APG-IV yol profili.



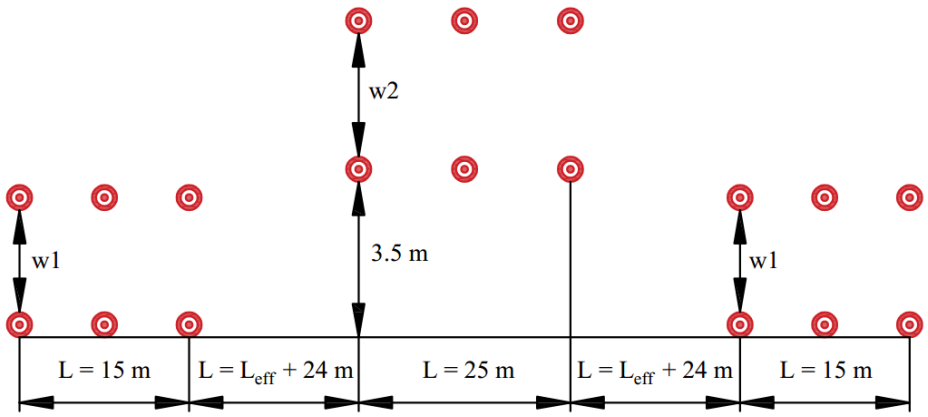
Şekil 2.30 : APG-11 yol profili.

Bölüm 3.1.1'de verilen "Yarım silindir şeklindeki engelin üzerinden geçme" testinde öncelikle yarım silindir şeklindeki engelin geometrisi hesaplanmıştır. Kullanılan lastik modelinde "Point follower/nokta takibi" tekniği kullanılmaktadır, yani lastik kuvvetleri bir temas bölgesinden ziyade tek bir noktaya etki etmektedir. Bu nedenle, sayısal olarak süreksizlik probleminden kaçınmak amacıyla, engelin geometrisi yalnızca bir silindirik profil yerine, Şekil 2.31'deki gibi önüne ve arkasına yarıçapı tekerlek yarıçapına eşit olan, radyus şeklinde rampalar verilerek belirlenmiştir.



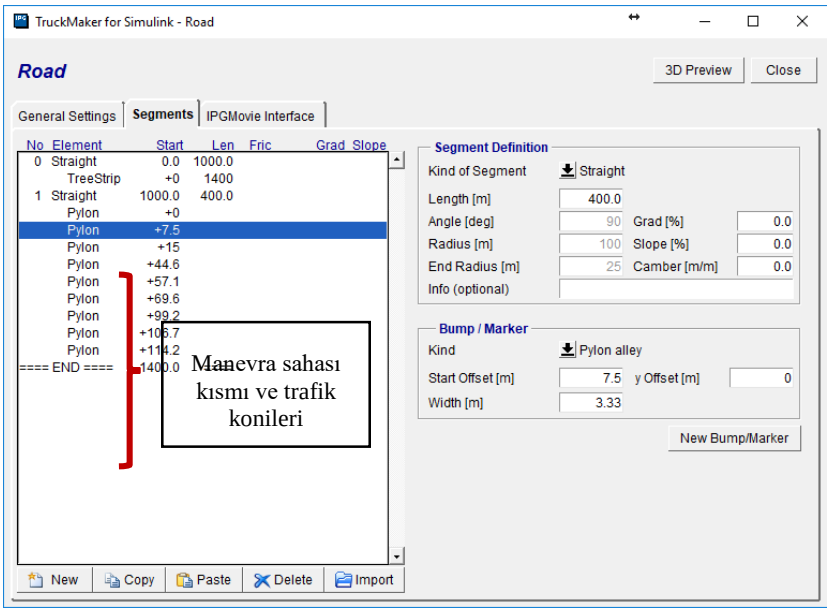
Şekil 2.31 : Yarım silindir şeklindeki engel geometrisi.

Çift şerit değiştirme manevrası için gereken yol ise IPG Truck Maker yazılımındaki örnek çift şerit değiştirme manevrası olan "ISO Lane Change" manevrasından türetilmiştir. Taşıtın manevra sırasındaki yörüngesini sınırlayan trafik konilerin konumları, Şekil 2.32'deki şemaya göre güncellenmiş ve IPG Truck Maker "Road" sekmesinde Şekil 2.33'teki gibi ayarlanmıştır.



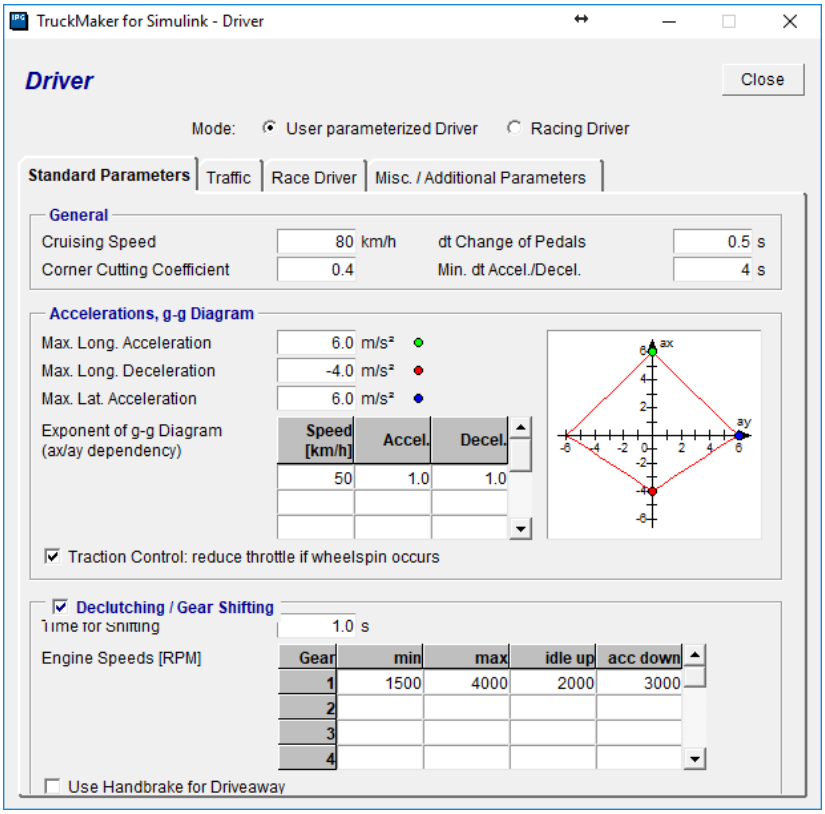
VW : Taşıt eni = 2.8 m
w1 = 1.1 (VW) + 0.25 m = 3.33 m
w2 = 1.2 (VW) + 0.25 m = 3.61 m
L_{eff} : Yerden 0.5 m yükseklikteki taşıtın toplam uzunluğu = 5.6 m

Şekil 2.32 : Çift şerit değiştirme manevrası sınırları.



Şekil 2.33 : ÇŞD manevrası için IPG Road modülünde trafik konilerinin konumlarının belirlenmesi.

Simülasyonlarda manevralar, yazılımın kendi sürücü modeli olan IPG Driver kullanılarak yapılmıştır. Kullanıcı arayüzünde sürücü modeliyle ilgili yapılan ayarlamalar Şekil 2.34'te verilmiştir.



Şekil 2.34 : IPG Driver ayar penceresi

.

3. SİMÜLASYONLAR VE SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Simülasyonların Simulink tarafında çalışan Çözücü/Solver ayarları Çizelge 3.1'de verilmiştir. Mathworks firması tarafından fiziksel model bloklarından oluşan sistemlerin çözümlenmesinde özellikle Ode23t çözücüsünün kullanılması tavsiye edilmektedir. Bu çalışmada incelenen, özellikle HPS tabanlı sistemlerin çözümlenmesinde diğer çözücü tipleri ile sonuç alınamamıştır.

Çizelge 3.1 : Simulink çözücü ayarları.

Ayar	Değer
Çözücü tipi	ode23t (mode.stiff /Trapezoidal)
Maksimum/minimum/başlangıç zaman adımları	Otomatik
Bağıl tolerans	10^{-3}
Mutlak tolerans	Otomatik
Minimum zaman adımının art arda maksimum görülmesi	1
Çözücü Jakobien metodu	Otomatik

3.1 Düşey Dinamik Simülasyonları

Düşey dinamik testlerinde NATO'nun zırhlı askeri araçlar için belirlediği test prosedürlerinden, yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçme ve insan vücudunda absorbe edilen güç testi uygulamaları yapılmıştır. Engel üzerinden geçme testinden geçme kriteri, sürücü koltuğunda oluşan düşey ivmenin maksimum değerinin 2,5 g (24,52 m/s^2) ivmesinden küçük olmasıdır. Taşıt çeşitli hızlarda, ilgili engel profilinin üzerinden geçirilerek sonuçlar kaydedilmiştir. Absorbe edilen güç tekniği testlerinde ise, belirli yol profillerinde koltukta oturan sürücünün vücudunda düşey titreşim kaynaklı absorbe edilen gücün hesabı yapılmıştır. Bu testlerde, konvansiyonel ve HPS sistemli iki araç, 2 yol profili üzerinden çeşitli hızlarda geçirilerek absorbe edilen gücün 6 W'ı geçtiği hızlar tespit edilmeye çalışılmıştır. Böylece bu taşıtların sürücü konforu açısından bu zeminlerde kullanılabilirliği irdelenmiştir. 6W testi hesaplama kısmında öncelikle taşıtın bozuk zemin üzerindeki zamana bağlı ivme değerlerinin hızlı Fourier dönüşümü yapılarak (FFT), frekans ağırlıklı ivmeleri elde edilmiş, daha

sonra bu ivmeler 3.1'e göre, Ek C'de verilen uygun katsayılarla (F ve K) çarpılıp toplanılarak toplam güç elde edilmiştir (Aberdeen Test Operations Procedure, 2007) . Güç hesabı için MATLAB'de yazılan program Ek B'den incelenebilir.

$$P = \sum_{1}^{n} (C_i) A_i^2 \tag{3.1}$$

Burada;

P : Absorbe edilen güç [W]

A_i : i. spektral banttaki RMS ivme değeri [ft/s]

C_i : $K_1K_0(F_1F_4-F_2F_3)/(F_3^2+W_iF_4)$

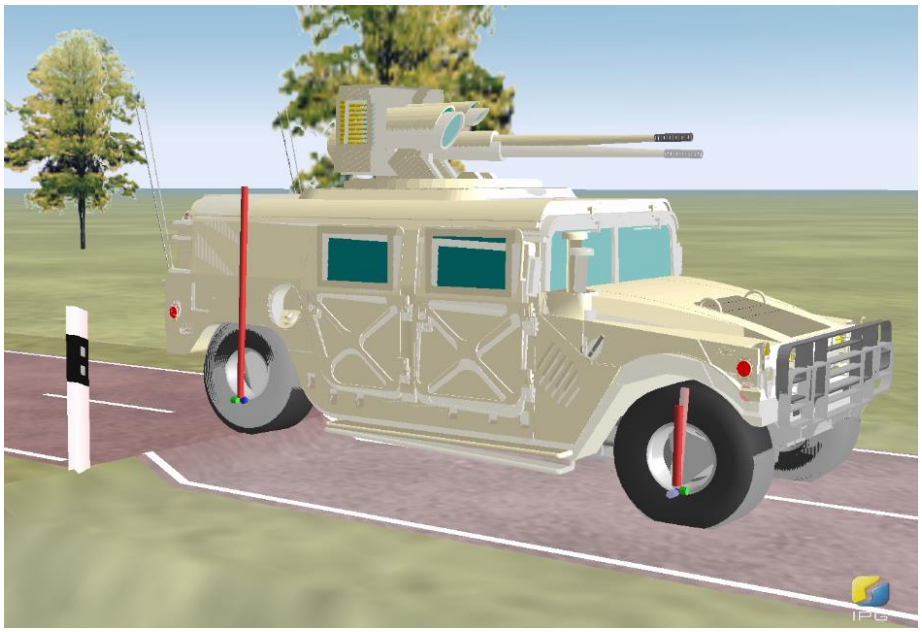
W_i : Frekans [rad/s]'dir.

3.1.1 NATO yarım silindir şeklindeki engelden geçme testi

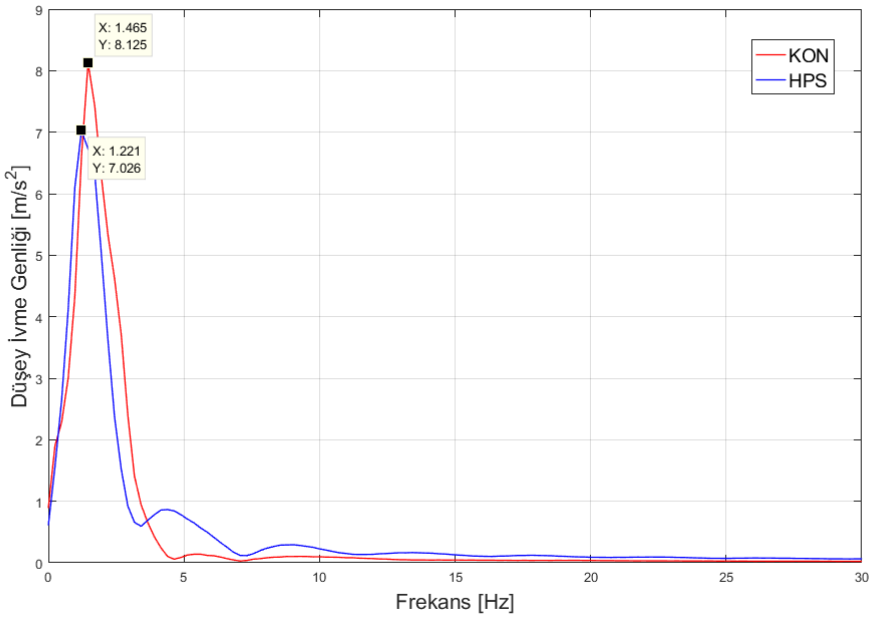
Bu test, konvansiyonel ve HPS sistemli taşıtların için sırasıyla 5, 10, 20, 30 ve 50 km/sa hızlarda 4 ve 8 inç yarıçaplı yarım silindirik engellerin üzerinden geçirilmesiyle yapılmıştır. Sonuçlar 5,10, 20 ve 30 km/sa'lik testler için sırasıyla, Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'te verilmiştir. Süspansiyon sistemlerinin bu test için genel olarak karşılaştırılması da Şekil 3.8'de verilmiştir. Testlerin yapıldığı hız aralığında, testi geçemeyen durumlar, konvansiyonel sisteme ait 10 km/sa (8 inç) ve HPS sistemine ait 20 km/sa (8 inç) testlerinde arka aksın engelin üzerinden geçtiği anlara karşılık gelen 2. piklerdir. Bunun sebebinin anlaşılması için aynı testlerdeki zamana bağlı koltuk düşey ivmelerinin FFT'si alınmıştır. Şekil 3.2 incelendiğinde HPS sistemli taşıtın koltuk doğal frekansı 1,22 Hz civarında görünürken konvansiyonel sistemin koltuk doğal frekansı 1,47 Hz civarında görünmektedir. HPS'li taşıt için basit bir hesapla, 4 m aks mesafeli bu aracın 20 km/sa hızla engelin üzerinden geçişi 0,7 saniyelik bir süreye ve taşıtın engele maruz kalma sıklığı (aks aralığının manevra hızına oranı) 1.4 Hz'lik bir frekansa denk gelmektedir. Dolayısıyla koltuk doğal frekansına yakın gelen bu frekans, koltuk ivmelerini 2.5g kriterinin üzerinde çıkarmıştır. Aynı zamanda artan hızla birlikte engele maruz kalma sıklığının artışının, koltuğun doğal frekansından uzaklaştıkça 2. pik ivmelerini de düşürdüğü görülmektedir.

Zamana bağlı düşey ivme grafiklerinde, 5, 10 ve 20 km/sa hızla yapılan testlerinde 1. pik noktalarının 2. pik noklarından daha düşük olduğu, 30 km/sa hızlı testte piklerin birbirine yaklaştığı, 50 km/sa hızlı testte ise 1. pik noktalarının 2. pik noktalarını

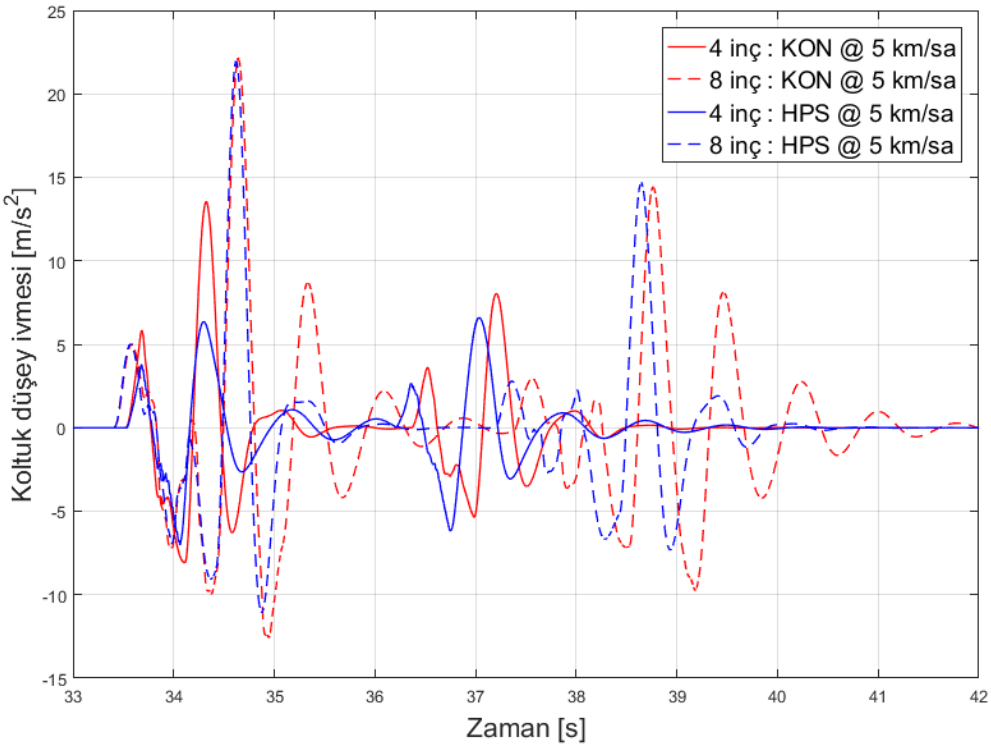
geçtiği görülmüştür. Buradan, artan hızla birlikte, ön tekerleğin engelin üzerinden geçişi sırasında yüksek sönüm hızlarının gövde ve koltuk düşey ivmelerini şiddetlendirdiği anlaşılmaktadır. Buradan, taşıtın daha ileri hızlarda bu engellerden geçirilmesi durumunda koltuklara ait 1. pik ivme değerlerinin 2,5g kriterini ihlal edebileceği değerlendirilmektedir.



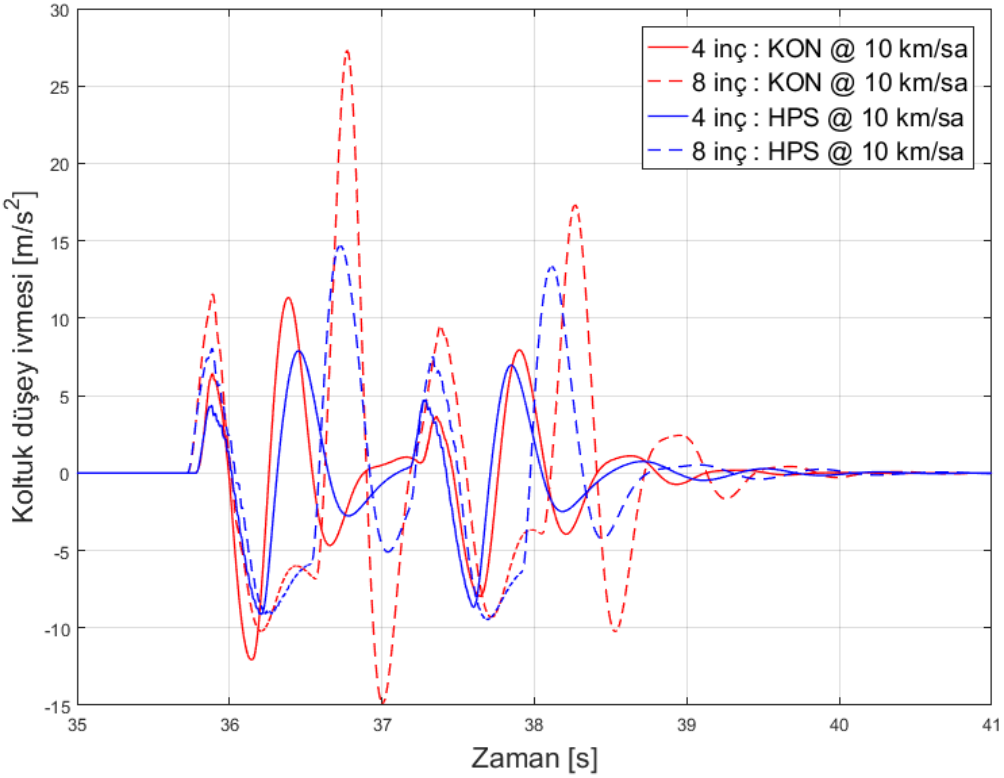
Şekil 3.1 : 8 inç yarıçaplı yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçiş testi animasyonundan bir kesit (Sarı araç HPS'li, soluk renkli araç konvansiyonel süspansiyonlu taşıtı temsil etmektedir).



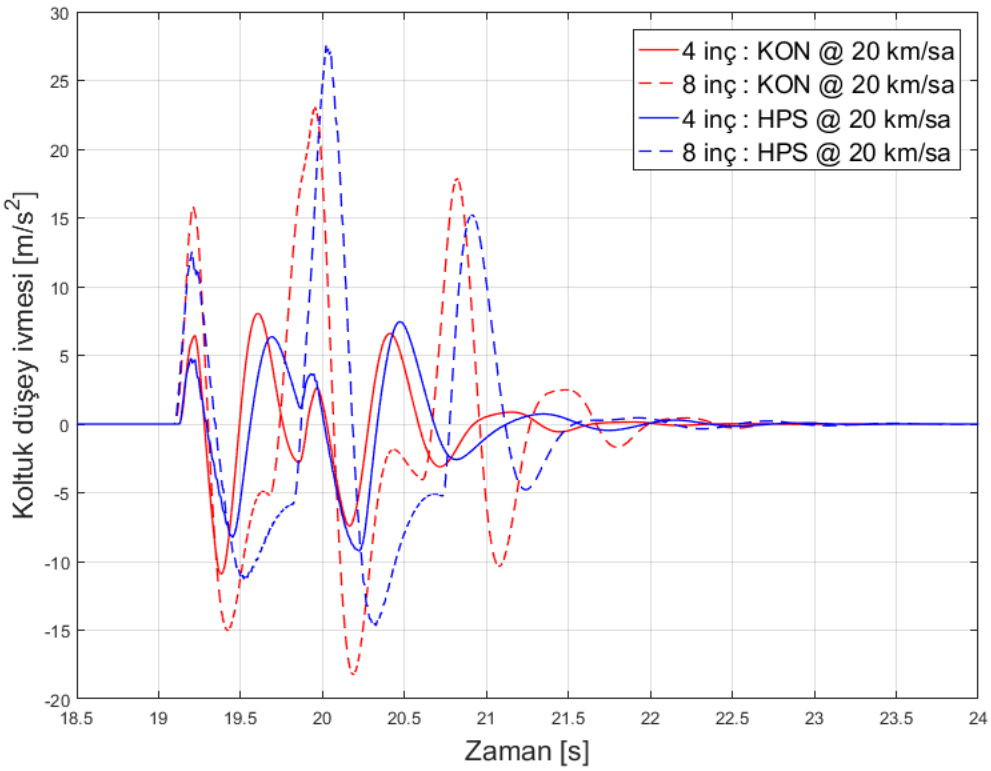
Şekil 3.2 : 20 km/sa (8 inçlik engel) testinde frekans tabanlı koltuk ivmeleri.



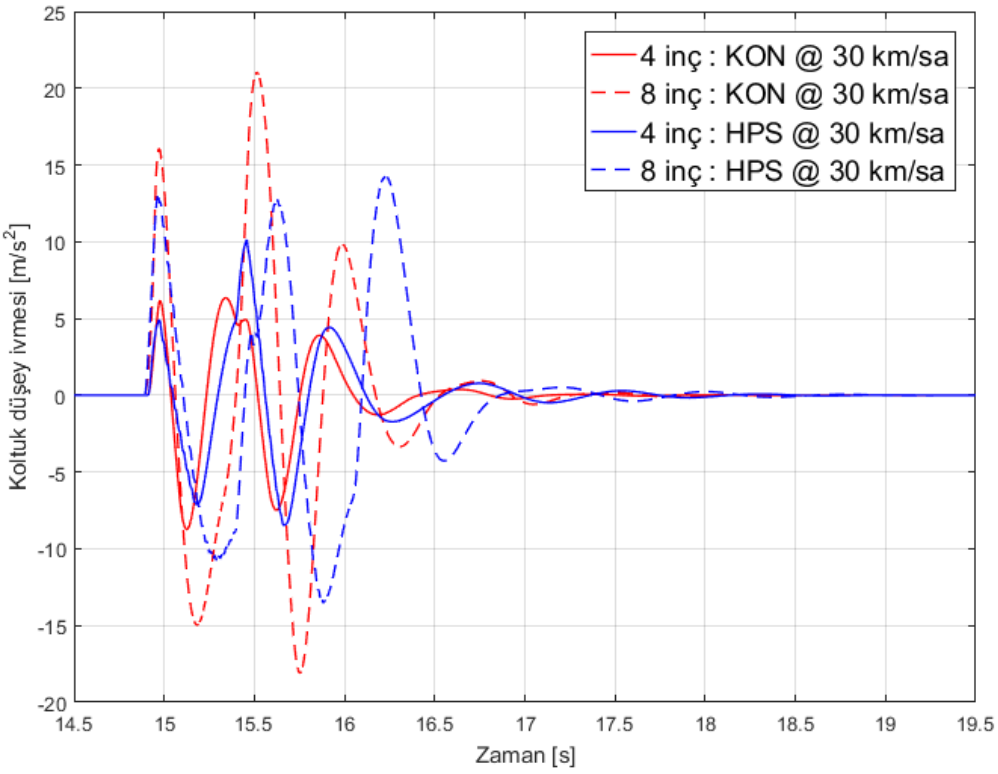
Şekil 3.3 : 5 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi.



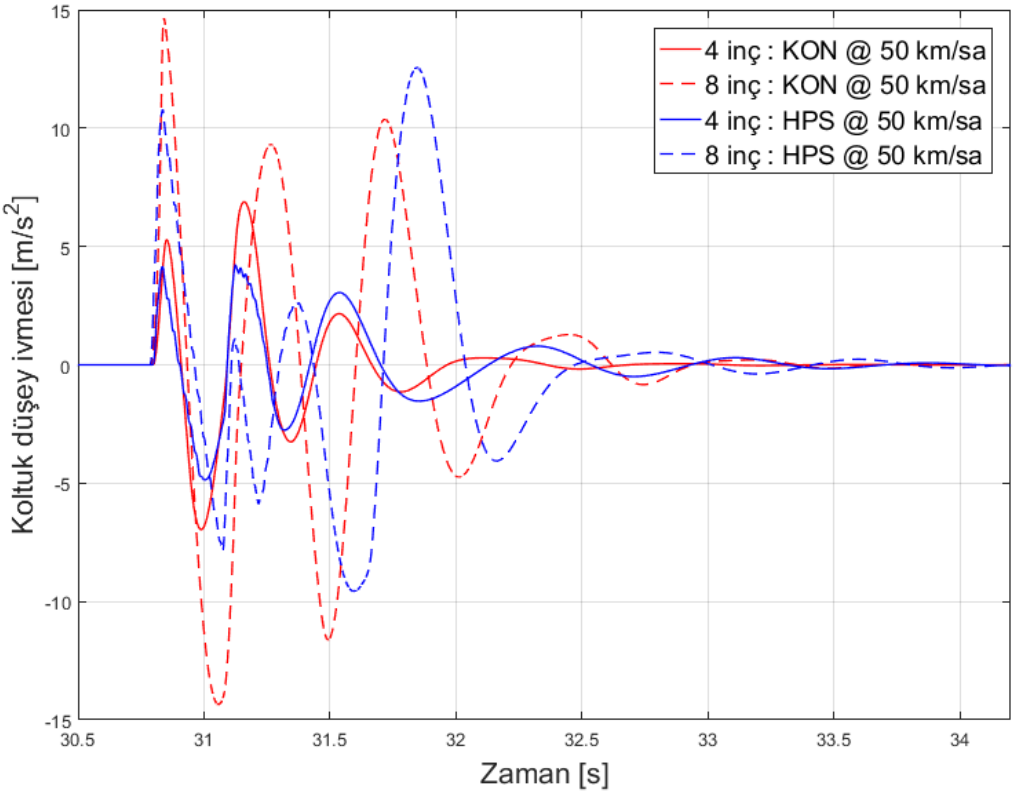
Şekil 3.4 : 10 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi.



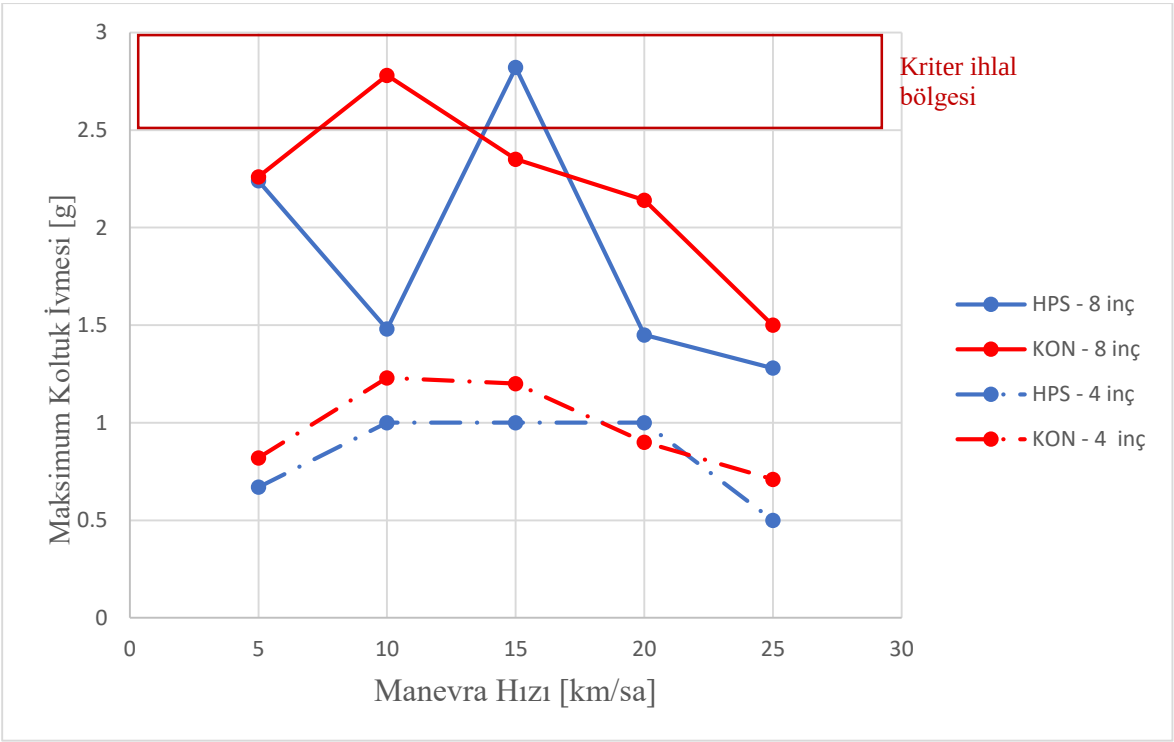
Şekil 3.5 : 20 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi.



Şekil 3.6 : 30 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi.



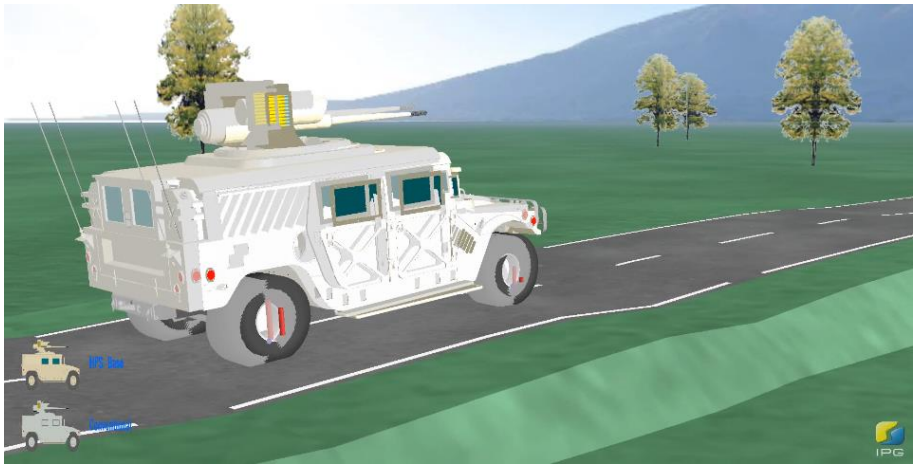
Şekil 3.7 : 50 km/sa hızla 4 ve 8 inçlik engeller üzerinden geçme testi.



Şekil 3.8 : Yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçme testi genel sonuçları.

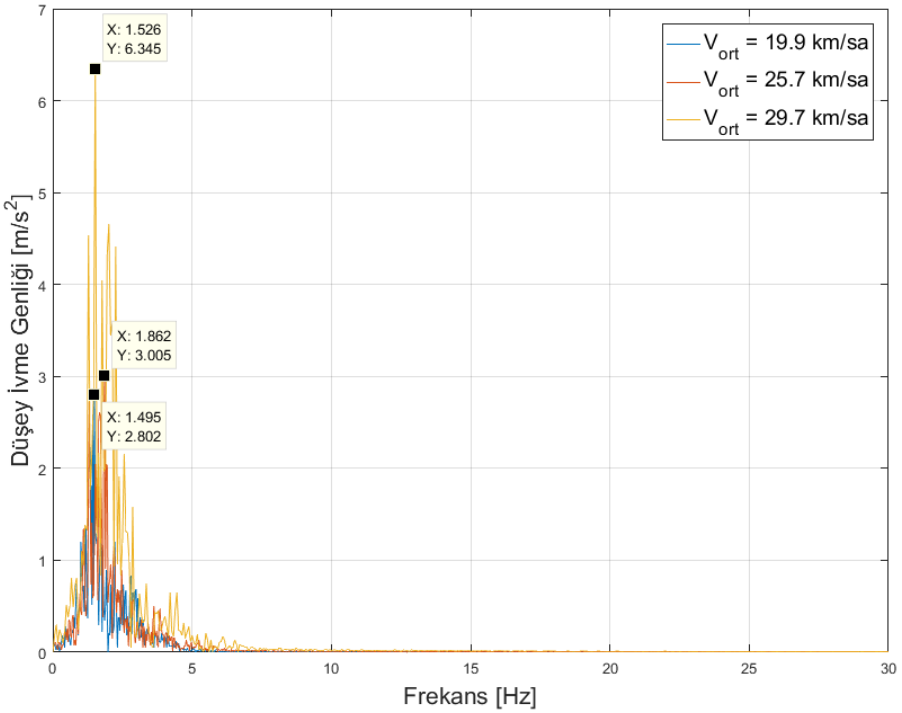
3.1.2 NATO absorbe edilen güç tekniği testi

Bu simülasyon, konvansiyonel ve HPS sistemli taşıtların 2 adet yol profili üzerinde, sürücü vücüdunda absorbe edilen gücün 6 W civarına eriştiği hızların tespit edilmeye çalışılması prensibiyle yapılmıştır. Simülasyonlar sırasında, zemin bozukluğundan ötürü taşıt hızında, IPG sürücü modelinden kaynaklı bazı sapmalar oluşmaktadır, bu nedenle test hızları, IPG sürücü modelinde girilen değer yerine, simülasyon esnasında ortaya çıkan ortalama hızlar olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.9'da APG-11 adlı tanımlanmış yol profili üzerinde seyreden taşıtların animasyonundan bir kesit verilmiştir.

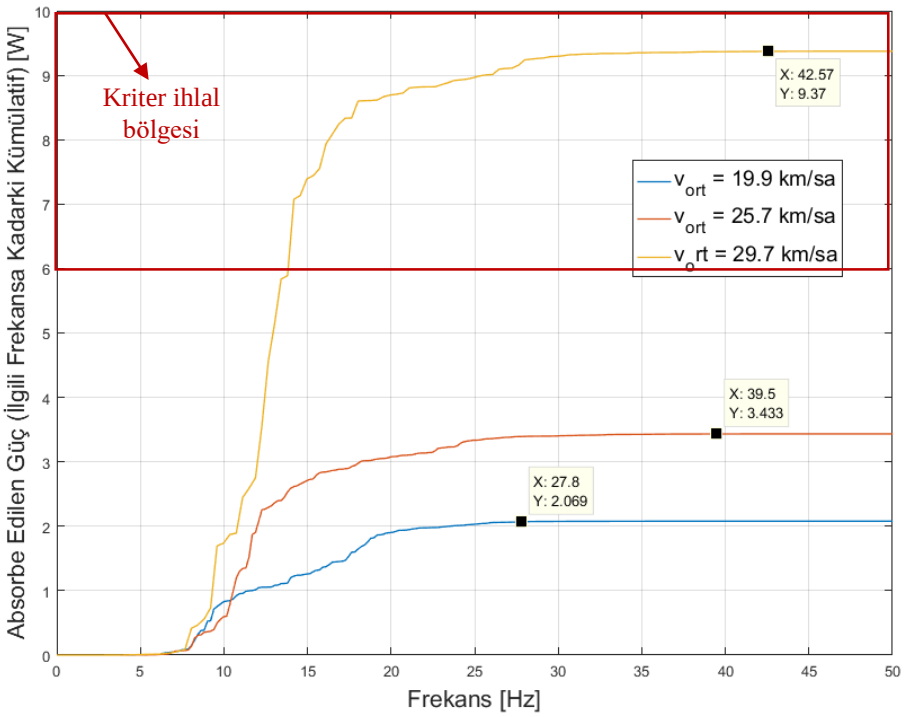


Şekil 3.9 : APG-11 yol profili testi animasyonundan bir kesit (Sarı araç HPS'li, soluk renkli araç konvansiyonel süspansiyonlu taşıtı temsil etmektedir).

Şekil 3.10 incelendiğinde; APG-11 yol profili üzerinde, konvansiyonel taşıt için artan seyir hızıyla birlikte ivme genliklerinin de yükseldiği görülmektedir. Bu nedenle ivme genliklerinin artışı da, hesaplanan absorbe edilen güç değerlerinde artışa neden olmaktadır. Bu taşıt ve yol profili için absorbe edilen güç sonuçları Şekil 3.11'de verilmiştir. Buna göre taşıtın 6W kriterini geçtiği hızın 25,7 ile 29,7 km/sa hız aralığında olduğu düşünülmektedir. Bu hızın tam olarak tespit edilememesinin nedeni, sürücü modelinden kaynaklı taşıt hızının sabit bir değerde tutulmasının zorluğudur. Bu nedenle taşıtın yol profilinin çeşitli bölgelerinde yaptığı hız sapmaları, hesaplanan güç sonuçlarında kararsız bir karakteristik sergilemiştir. Şekil 3.11'den çıkarılabilecek bir başka sonuç, artan hızla birlikte yüksek frekans bileşenlerinin absorbe edeilen güç hesabına katkısının azaldığıdır. 45 Hz ve üzeri frekansların, absorbe edilen güce hiçbir katkısının olmadığı görülmektedir.

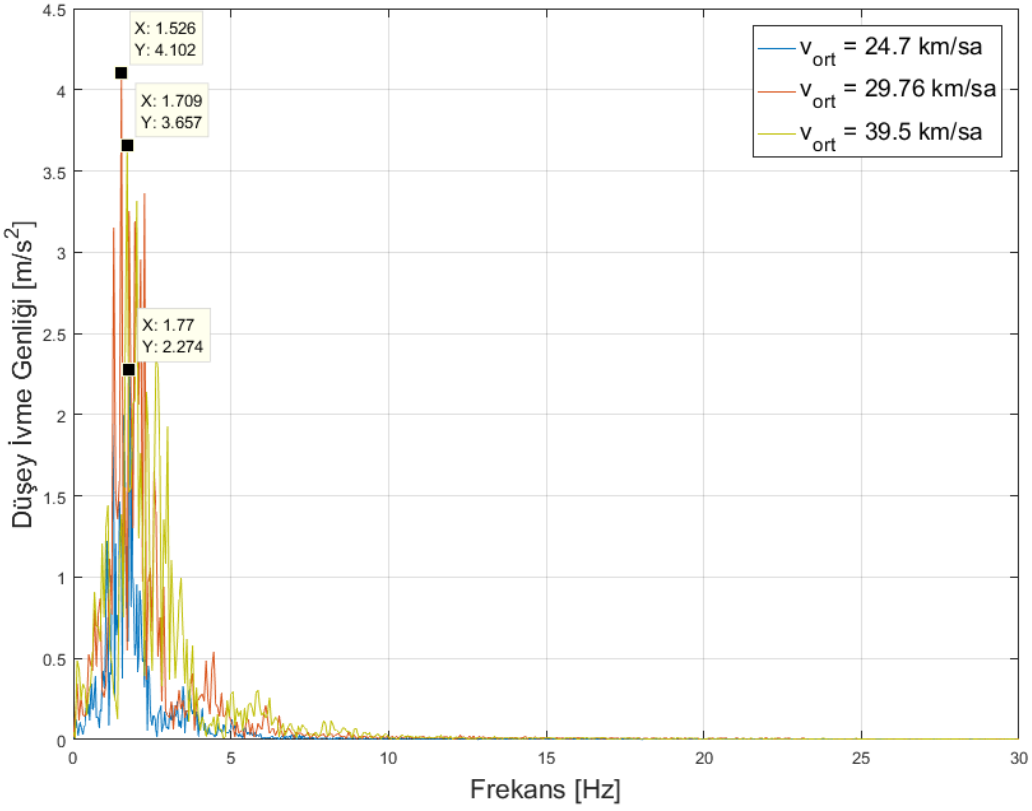


Şekil 3.10 : APG-11 yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları.



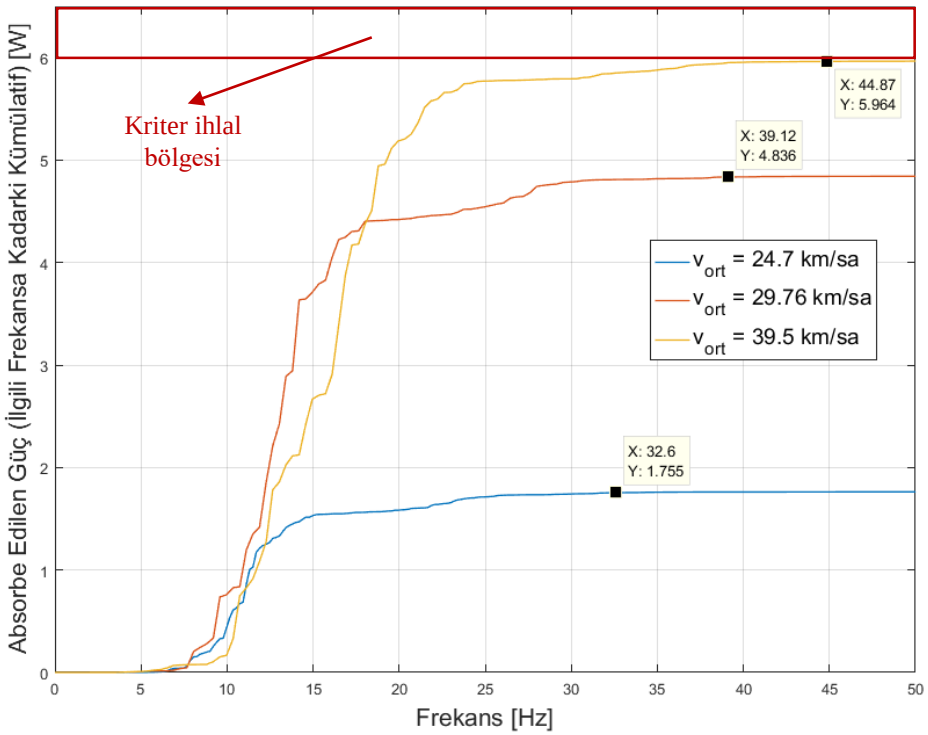
Şekil 3.11 : APG-11 yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın absorbe edilen güç sonuçları.

Şekil 3.12 incelendiğinde, APG-11 yol profili üzerinde HPS'li taşıta ait frekans tabanındaki ivmeler verilmiştir. Konvansiyonel sistemden farklı olarak 0-2.5 Hz bölgesinde 29.76 km/sa ortalama hızlı testin, 5 Hz ve sonrasında ise 39,5 km/sa'lik ortalama hızlı testin ivme genliklerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Tüm hızlardaki ivme genliklerinin aynı yol profili için konvansiyonel sisteminkinden daha düşük olduğu görülmüştür. Bu durumun bir sonucu olarak da, Şekil 3.13'te de görüldüğü gibi, bu yol profili üzerinde HPS'li sistemin 6 W kriterini ihlal etmeden çıkabileceği seyir hızı daha yüksektir. Konvansiyonel sisteme benzer şekilde 45 Hz ve üzeri frekansların absorbe edilen güce katkısı bulunmamaktadır.

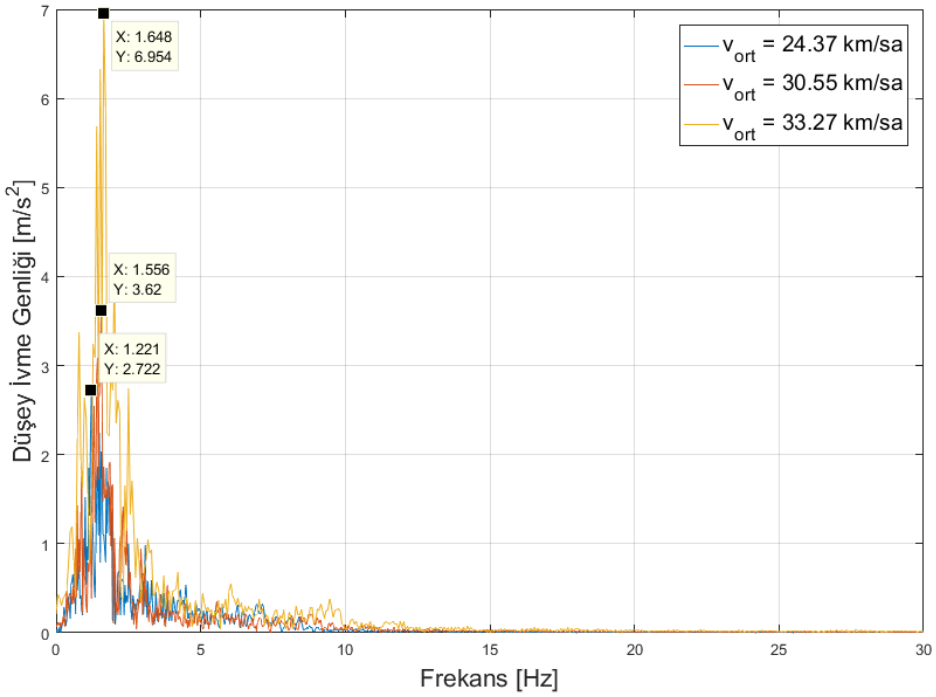


Şekil 3.12 : APG-11 yol profili için HPS'li taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları.

APG-11 yol profiline benzer şekilde, APG-IV yol profili üzerindeki konvansiyonel taşıtın koltuk ivmesi genliklerinin artan ortalama seyir hızıyla birlikte arttığı Şekil 3.14'te gözlenmektedir. Absorbe edilen güç kriterinin kontrolü için Şekil 3.15 incelendiğinde, taşıtın kriteri ihlal etmeden çıkabileceği ortalama seyir hızının 30 ile 33 km/sa aralığında olduğu görülmektedir.

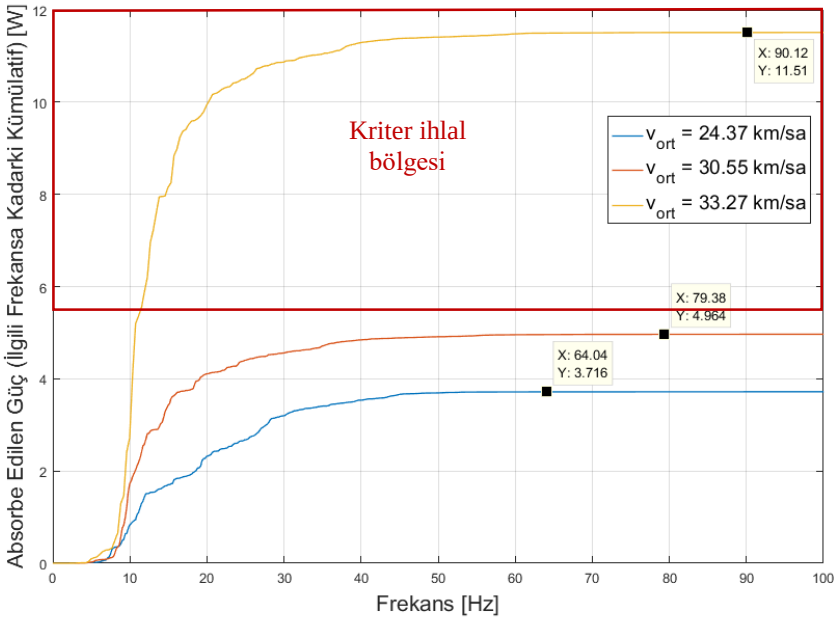


Şekil 3.13 : APG-11 yol profili için HPS'li taşıtın absorbe edilen güç sonuçları.

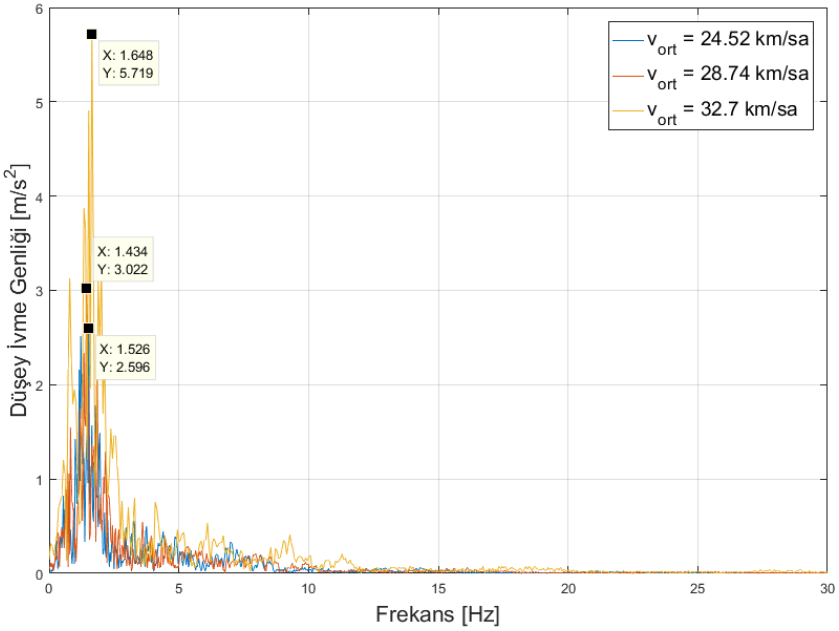


Şekil 3.14 : APG-IV yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları.

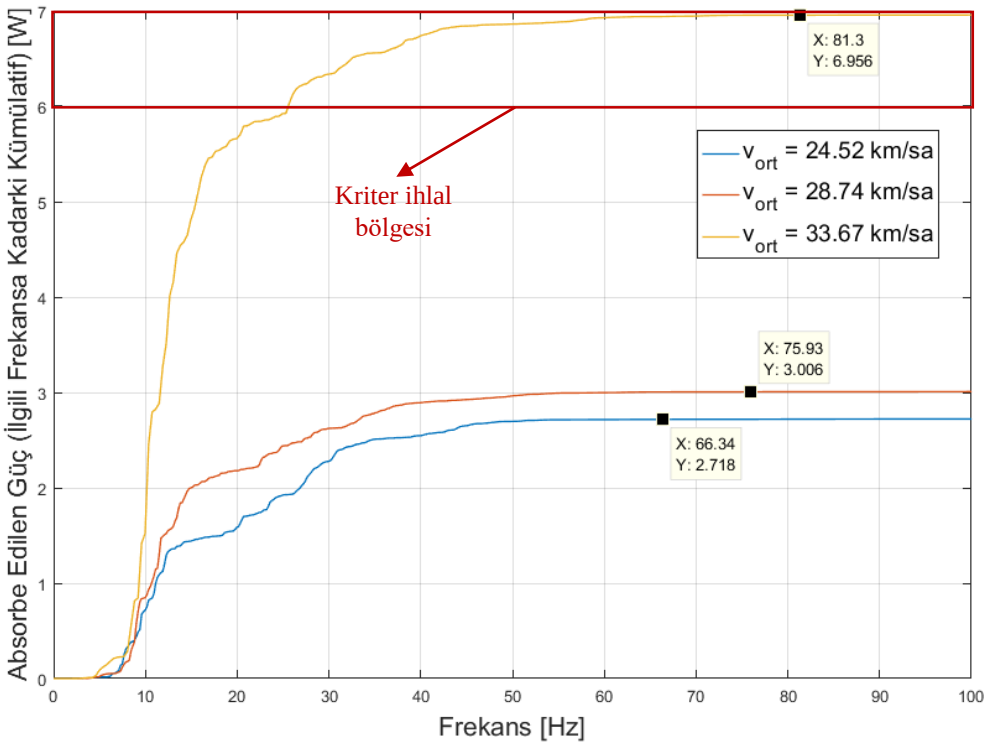
HPS'li taşıtın absorbe edilen güç testinde ise; Şekil 3.16'da verilen koltuk ivmesi genliklerinin, beklenildiği gibi artan seyir hızı ile birlikte artış gösterdiği görülmüştür. Absorbe edilen güç kriterini ihlal etmeden, HPS'li taşıtla çıkılabilecek ortalama hızın Şekil 3.17'de görüldüğü gibi 28 ile 33 km/sa aralığında olduğu görülmektedir.



Şekil 3.15 : APG-IV yol profili için konvansiyonel süspansiyonlu taşıtın absorbe edilen güç sonuçları.

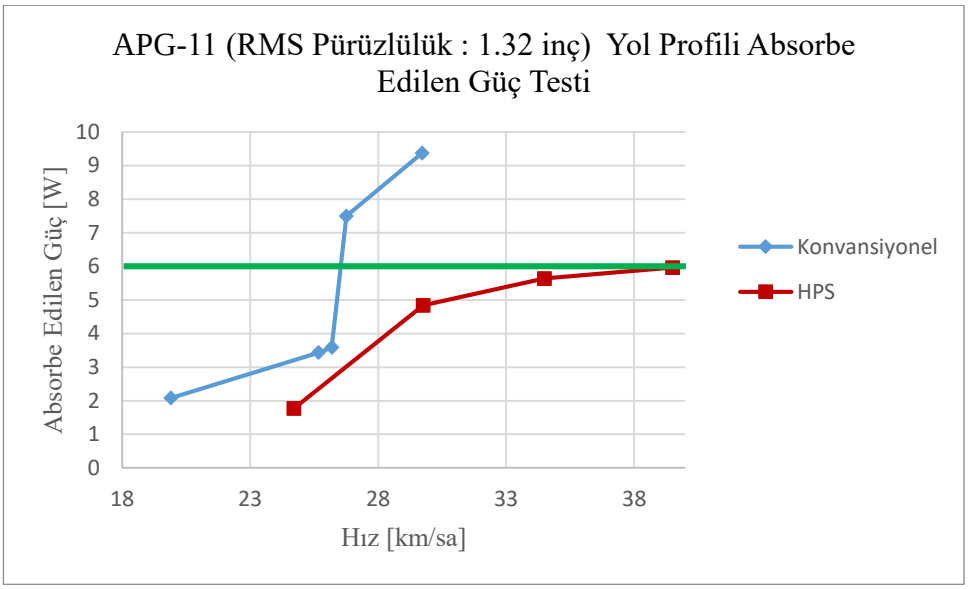


Şekil 3.16 : APG-IV yol profili için HPS'li taşıtın frekans tabanlı ivme sonuçları.

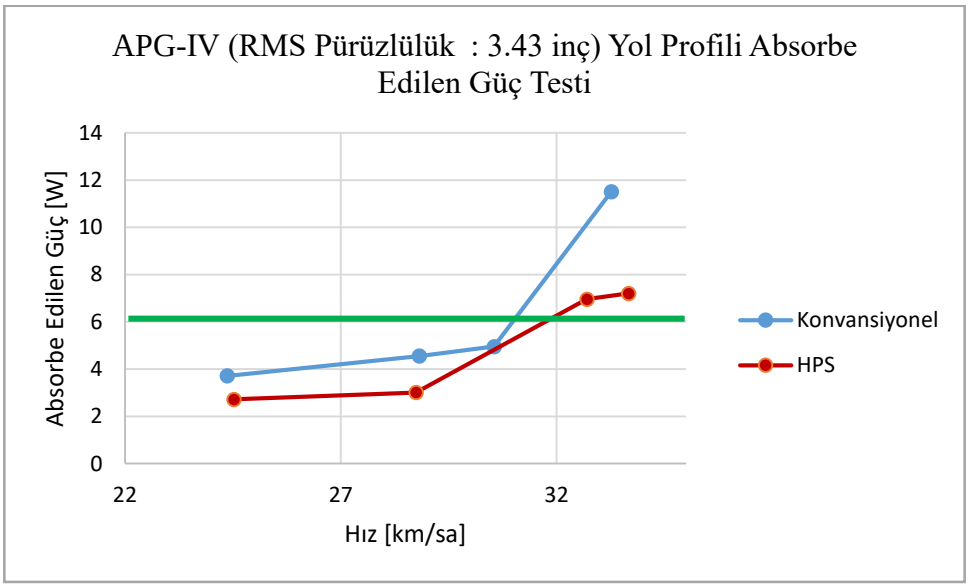


Şekil 3.17 : APG-IV yol profili için HPS'li taşıtın absorbe edilen güç sonuçları.

APG-11 ve APG-IV yol profilleri için genel sonuçlar sırasıyla Şekil 3.18 ve Şekil 3.19'da verilmiştir. 6 W kriteri sınırı grafik üzerinde yeşil çizgiyle gösterilmiş olup, bu sınırın kırık eğrileri kestiği noktalar, ilgili süspansiyonun söz konusu grafiğin ait olduğu yol profilinde çıkabileceği tahmini konforlu seyir hızını göstermektedir. Absorbe edilen güç testlerine genel olarak bakıldığında, HPS'li sistemin test edilen 2 yol profili için de konforlu seyir hızının daha yüksek olduğu görülmektedir. Diğer bir sonuç ise konvansiyonel sistemin konforlu seyir hızının daha düşük RMS pürüzlülük değeri olan APG-11 yol profili için daha düşük olduğudur. HPS sistemi içinse konforlu seyir hızı düşük RMS pürüzlülük değerli APG-11 yol profili için daha yüksek olarak belirlenmiştir. Bu durumun sebebinin, APG-11 yolunun güç spektrum yoğunluğunun, belirtilen hızlar civarındaki konvansiyonel taşıtın koltuk doğal frekansına yakın frekans komponentlerinin daha fazla olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 3.18 : APG-11 yol profili absorbe edilen güç testi genel sonuçları.



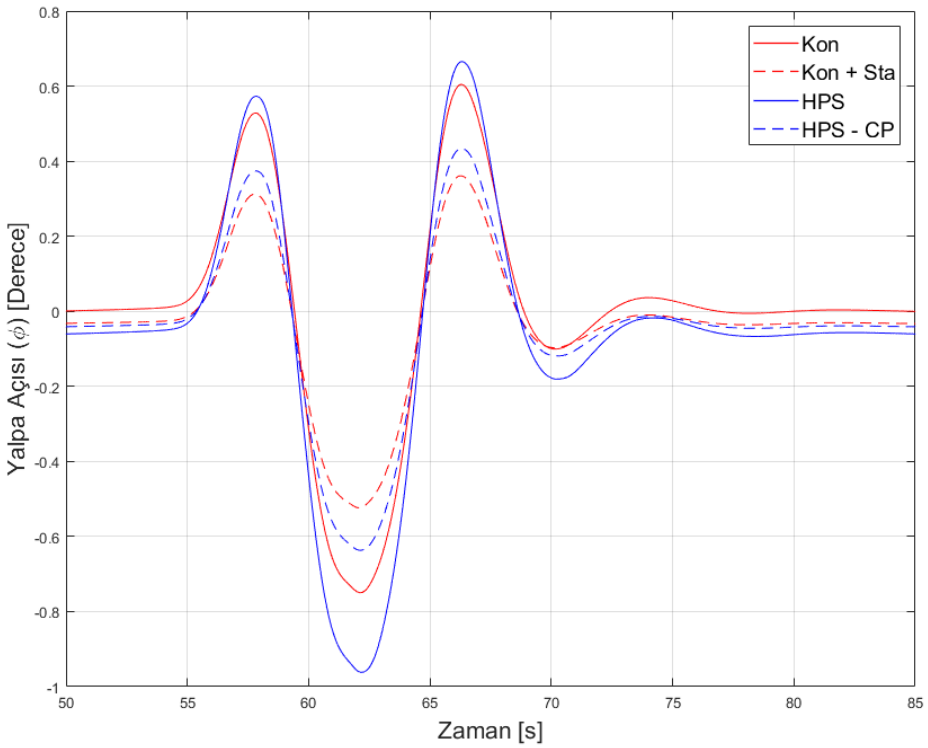
Şekil 3.19 : APG-IV yol profili absorbe edilen güç testi genel sonuçları.

3.2 Yanal Dinamik Simülasyonları

Yanak dinamik simülasyonu olarak, arazi taşıtlarına göre uyarlanmış ISO çift şerit değiştirme manevraları uygulanmıştır. Bu test STANAG 4357 ve 4358 standardıyla, taşıt geometrisine göre belirlenmiş Şekil 2.32'deki manevra sınırlarında yaptırılmıştır. Simülasyonlar 35 km/sa hızdan başlanarak 55 km/sa hıza kadar; konvansiyonel sistemli, ön ve arka aksına stabilizatör eklenmiş ($c_{ön}$ = 50000 Nm/rad, c_{arka} = 30000 Nm/rad) konvansiyonel sistemli, temel bağımsız HPS sistemli ve çapraz bağlantılı

HPS sistemli taşıtlarla gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar sırasında taşıtın trafik konilerine çarpması durumunda ilgili taşıt bir sonraki hız testine tabii tutulmamıştır.

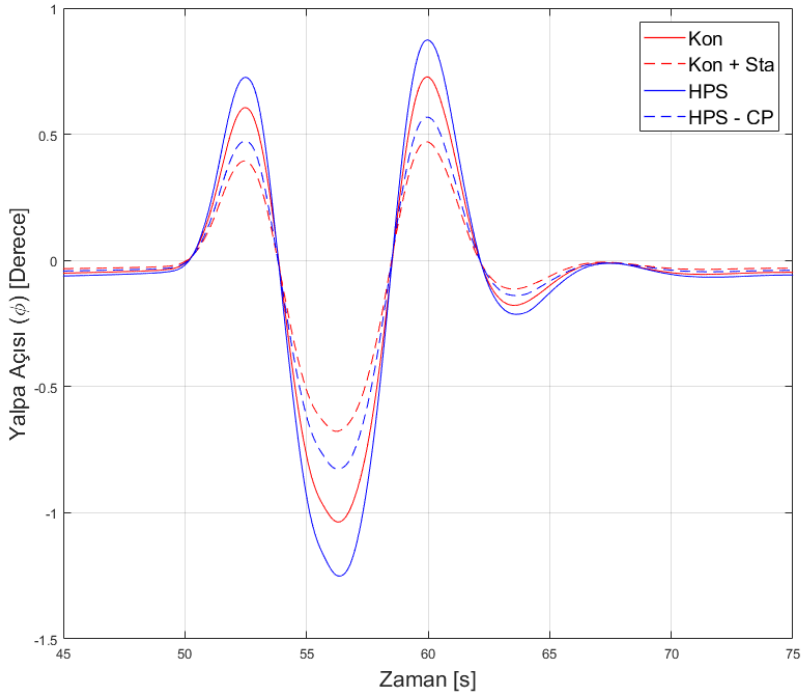
Çizelge 3.2'de simülasyonların genel sonuçları verilmiştir. Sonuçlara göre ÇŞD manevrasını, manevra sınırlarını ihlal etmeden en yüksek hızla (50 km/sa) konvansiyonel sistem ve ondan türetilmiş olan stabilizatörlü sistem bitirebilmiş, temel HPS'li sistem 40 km/sa ve çapraz bağlantılı HPS'li sistem ise en kötü performansla 35 km/sa'lik hızlarla tamamlamışlardır. Şekil 3.20, Şekil 3.21, Şekil 3.22 ve Şekil 3.23 incelendiğinde, en düşük yalpa açılarının stabilizatörlü konvansiyonel sisteme ait olduğu, en yüksek yalpa açılarının ise temel HPS'li sisteme ait olduğu görülmektedir. Beklenildiği gibi, stabilizatör kullanımıyla konvansiyonel sistemin; çapraz bağlantılı uygulamasıyla da temel HPS'li sistemin manevra boyunca yalpa açılarının iyileştirildiği görülmüştür.



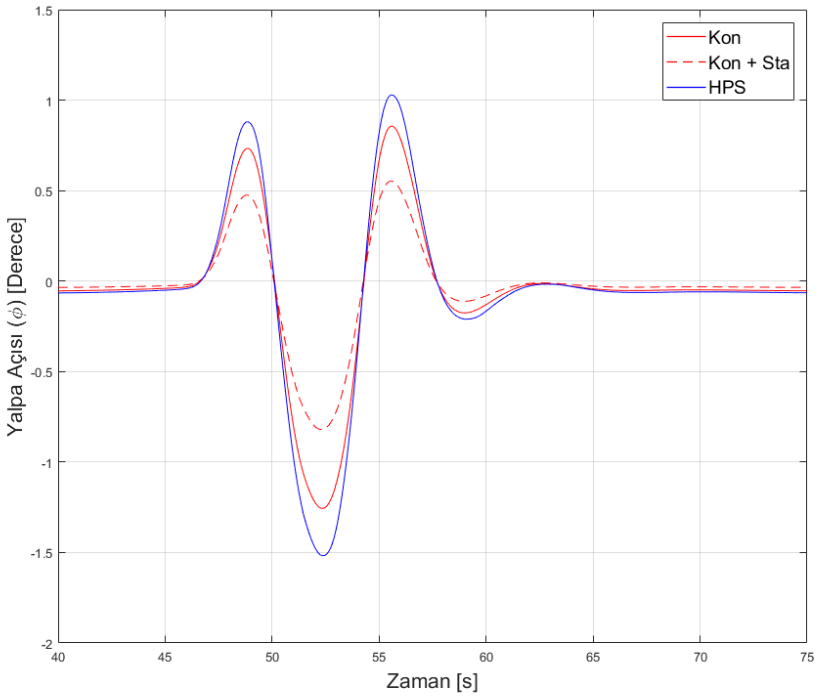
Şekil 3.20 : 35 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları.

Ancak, özellikle çapraz bağlantılı sistemin yalpa açılarını iyileştirirken, taşıtın yanal dinamiğini olumsuz etkilemesi sonucu, taşıtın azdöner direksiyon eğilimine girmesine ve böylece çok düşük hızlarda bile manevrayı başarılı bir şekilde tamamlayamamasına

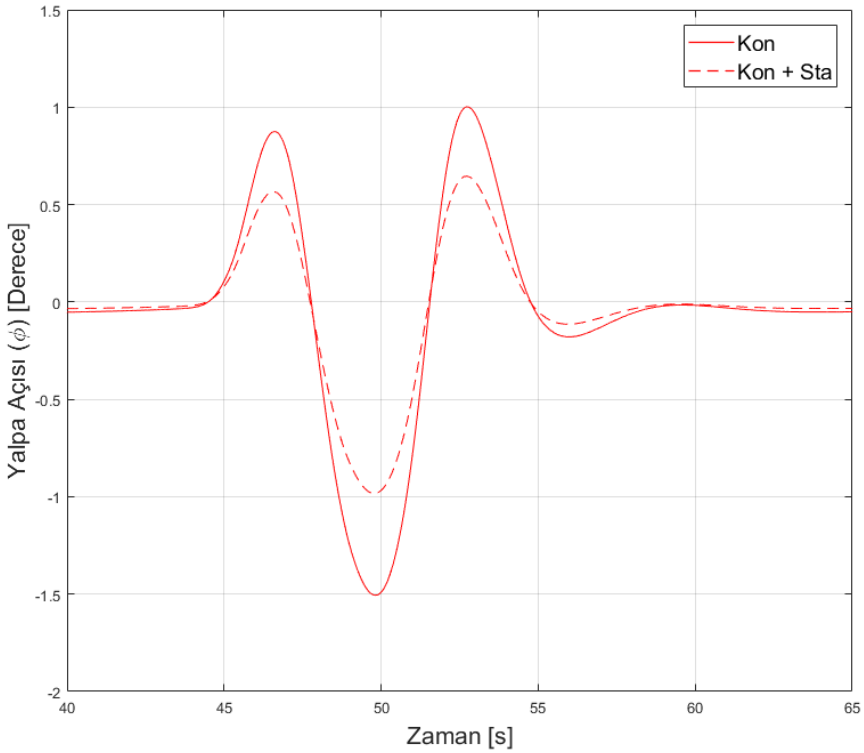
sebep olduğu düşünülmektedir. ÇŞD manevralarına ait direksiyon açısı ve taşıt gövdesi yüzme açısı grafikleri Ek D'de verilmiştir.



Şekil 3.21 : 40 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları.



Şekil 3.22 : 45 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları.

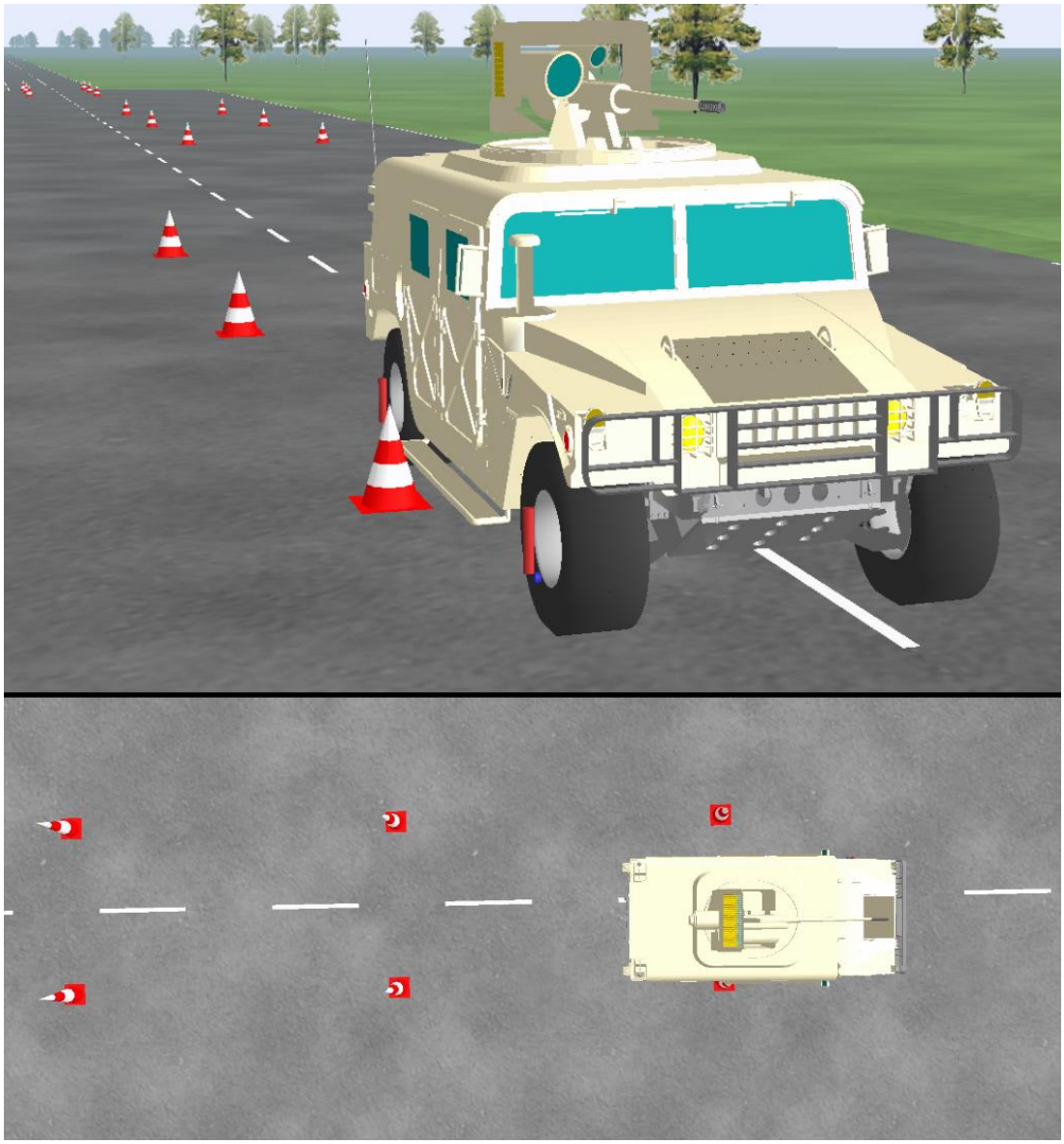


Şekil 3.23 : 50 km/sa hızda ÇŞD manevrası yalpa açıları.

Çizelge 3.2 : Çift şerit değiştirme manevrası genel sonuçları.

Hız [km/sa]	Konvansiyonel Sistem				Stabilizatörlü Konvansiyonel Sistem				HPS Sistemi				Çapraz Bağlantılı HPS Sistemi			
	Başarı	φ_{maks} [Derece]	$\delta_{d,maks}$ [Derece]	β_{maks} [rad]	Başarı	φ_{maks} [Derece]	$\delta_{d,maks}$ [Derece]	β_{maks} [rad]	Başarı	φ_{maks} [Derece]	$\delta_{d,maks}$ [Derece]	β_{maks} [rad]	Başarı	φ_{maks} [Derece]	$\delta_{d,maks}$ [Derece]	β_{maks} [rad]
35	✓	0,75	31,1	0,41	✓	0,52	30,3	0,40	✓	0,96	31,8	0,44	✓	0,64	30,8	0,41
40	✓	1	32,3	0,26	✓	0,68	31,1	0,23	✓	1,25	33	0,29	x	0,83	31,8	0,25
45	✓	1,26	32,3	0,08	✓	0,82	30,8	0,05	x	1,52	33,1	0,12	x	x	x	x
50	✓	1,5	32,6	0,11	✓	0,98	31	0,16	x	x	x	x	x	x	x	x
55	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

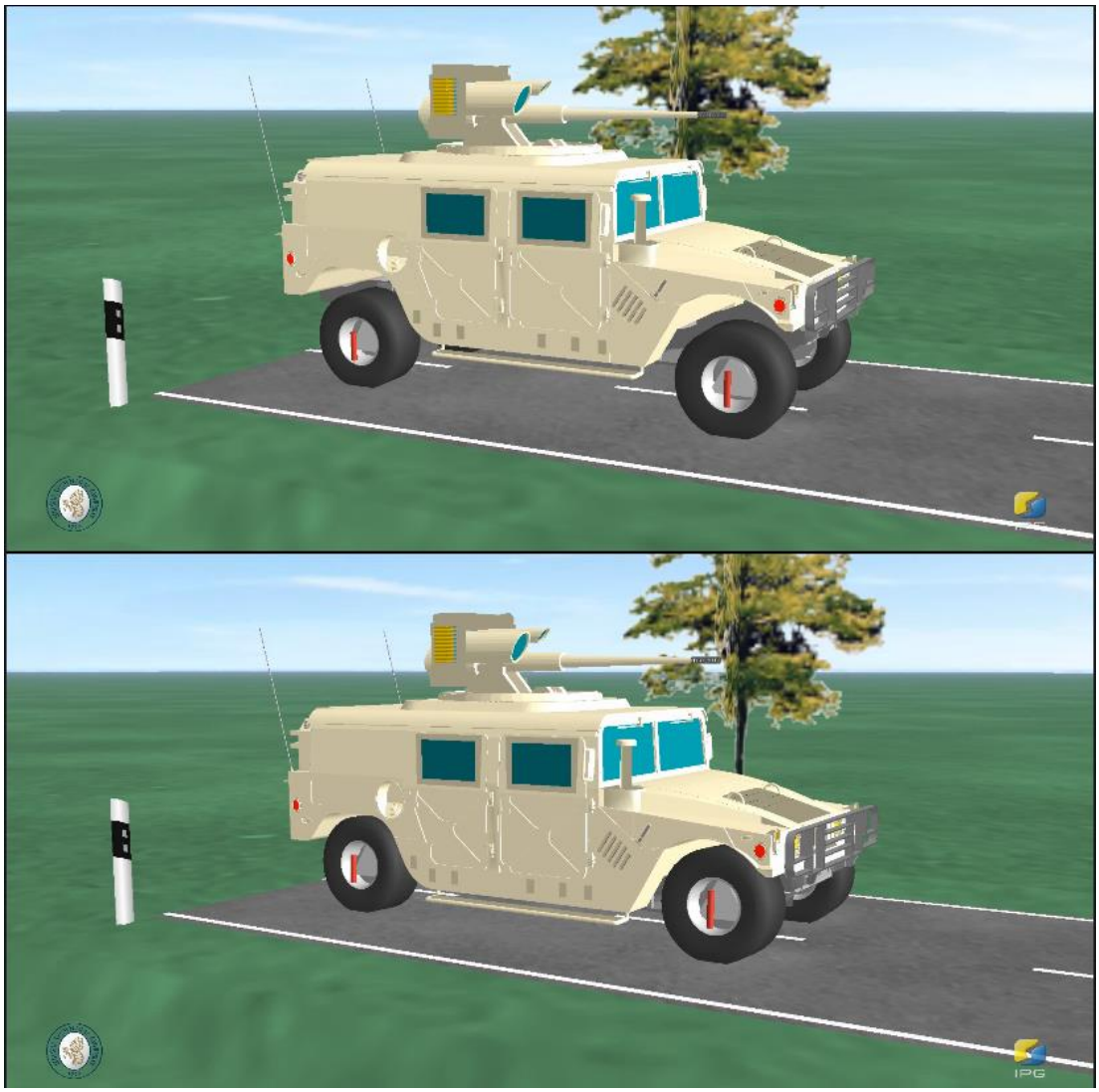
ÇŞD manevralarından geçemeyen taşıtların tamamı, manevranın bitiş kısmındaki koniye çarpmışlardır. Çarpma anlarından birinin animasyon görüntüleri Şekil 3.24'te verilmiştir. Dikkatle incelendiğinde, taşıtın az döner eğilimli şekildeki seyir esnasında koniye çarptığı görülmektedir.



Şekil 3.24 : ÇŞD manevraları esnasındaki sınır ihlalleri.

3.3 Seviye Ayarı Simülasyonları

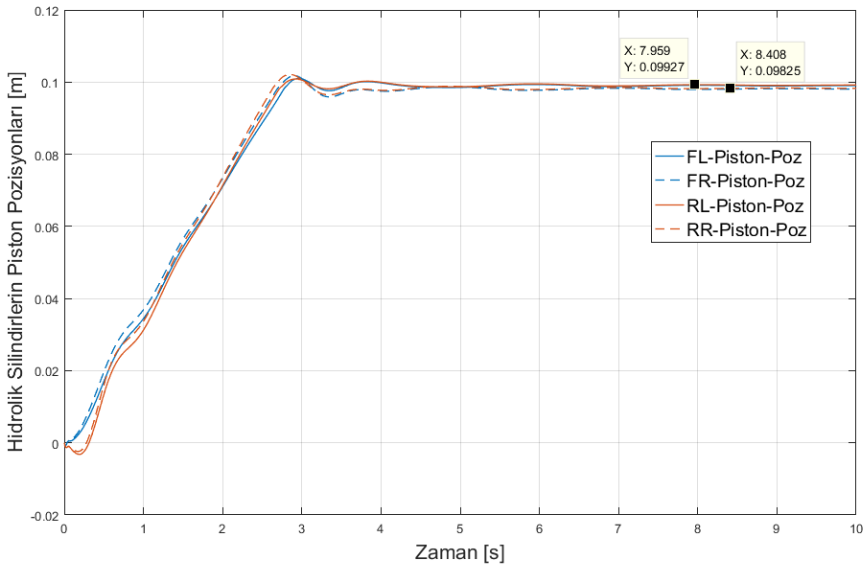
Seviye ayarı simülasyonlarında taşıtın durur pozisyondayken 10 cm yükseltme ve düşürme ile, taşıta 2 tonluk bir yükün yüklenmesi sonrası seviye kompanzasyonu sağlanması testleri yapılmıştır. Şekil 3.25'te yükseltilmiş ve alçaltılmış taşıtların animasyon görüntüleri verilmiştir.



Şekil 3.25 : 10 cm yükseltilmiş taşıt (üstte) ve 10 cm alçaltılmış taşıt (altta).

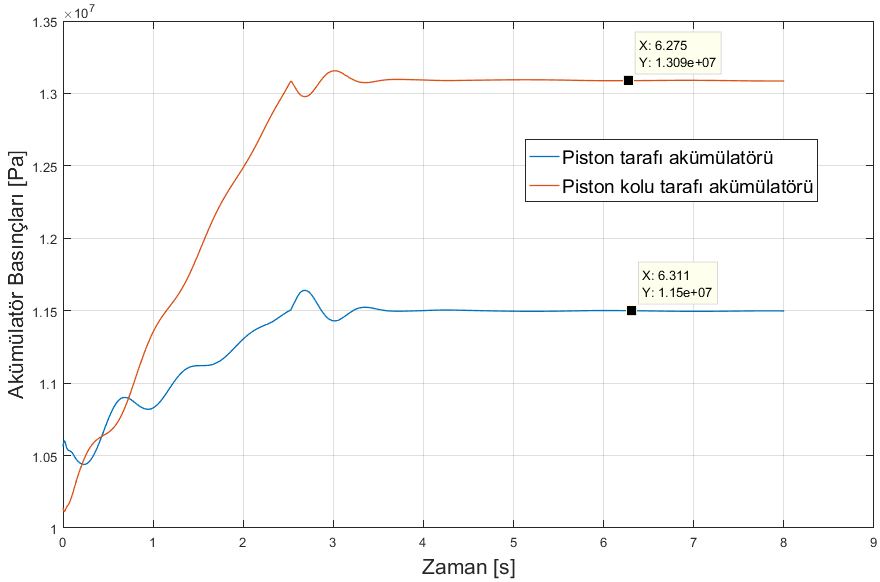
Aynı zamanda yükseltme ve düşürme fonksiyonlarının taşıtın gövde doğal frekansındaki etkileri incelenmiştir. Şekil 3.26'da seviye düşürme simülasyonunda piston pozisyonlarının zamana göre değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde oturma sürelerinin 3.5 saniye civarında olduğu ve durağan durum hatasının 2 mm den daha küçük seviyelerde kaldığı görülmektedir.

Şekil 3.27'de sol ön süspansiyon ünitesi piston ve piston kolu akümülatörlerinde seviye alçaltma esnasında meydana gelen basınç değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde, piston kolu tarafı basıncındaki artışın piston tarafındaki artışa göre daha yüksek olduğu görülmüştür, bunun sebebi pompa tarafından yağ basılan tarafın daha küçük hacimli akümülatöre sahip olan piston kolu tarafı olmasıdır. Basınçların dengeye ulaştığı andaki piston ve piston kolu tarafı üzerindeki basınç kuvvetlerinin farkı, o süspansiyon ünitesinin statik yükünü vermektedir.

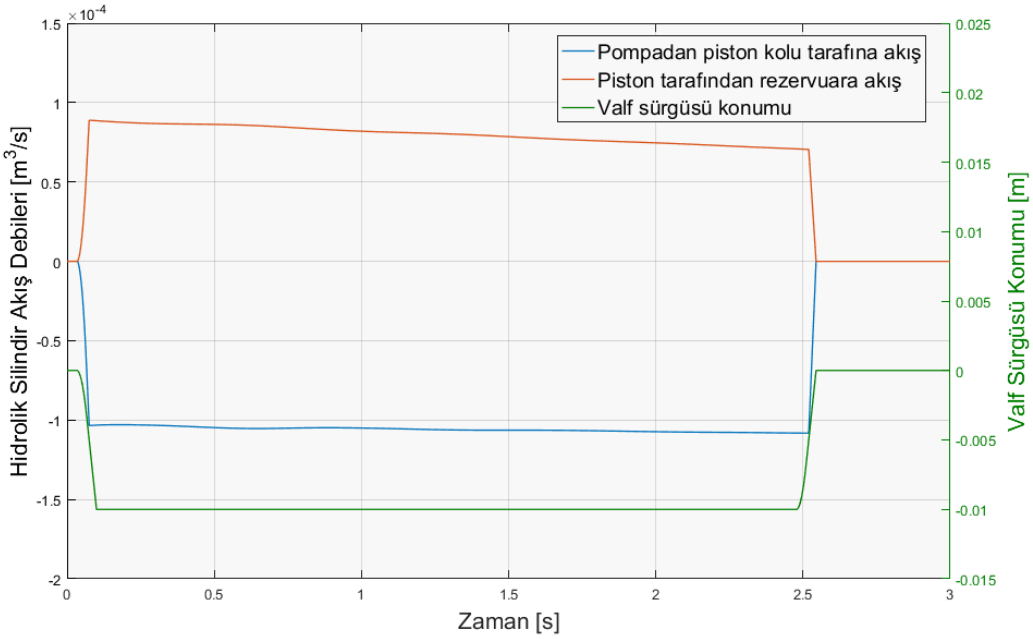


Şekil 3.26 : Seviye düşürme simülasyonu piston pozisyonu sonuçları.

Şekil 3.28 incelendiğinde, valf sürgüsünün negatif yönlü hareketiyle pompadan piston kolu tarafına doğru, piston kolu tarafından ise rezervuara doğru yağ akışı olduğu görülmüştür. Her iki akışın debilerinin 0,1 litre/s civarında olduğu görünmektedir. Bunun sebebi statik denge konumundayken, pompa basıncı ile piston kolu arasındaki basınç farkı ile, piston ile rezervuar arasındaki basınç farkının birbirine yakın olması, ve akış hatları üzerindeki dirençler olan çekvalf ve sürgülü valf maksimum açıklıklarının eşit olmasıdır.

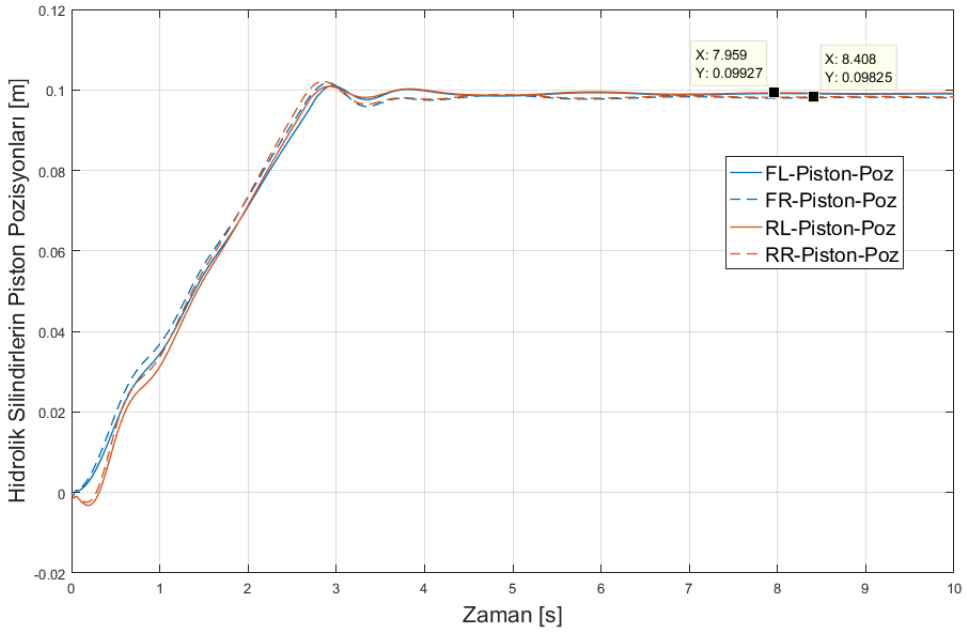


Şekil 3.27 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi akümülatörlerindeki basınç değişimi.



Şekil 3.28 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi valf sürgüsü konumu ve hidrolik silindir akış değerleri.

Yükseltme testinde ise, oturma süresinin alçaltma testine göre daha uzun sürdüğü görülmüştür, durağan durum hatasının ise 2 mm den daha düşük olduğu görülmektedir.



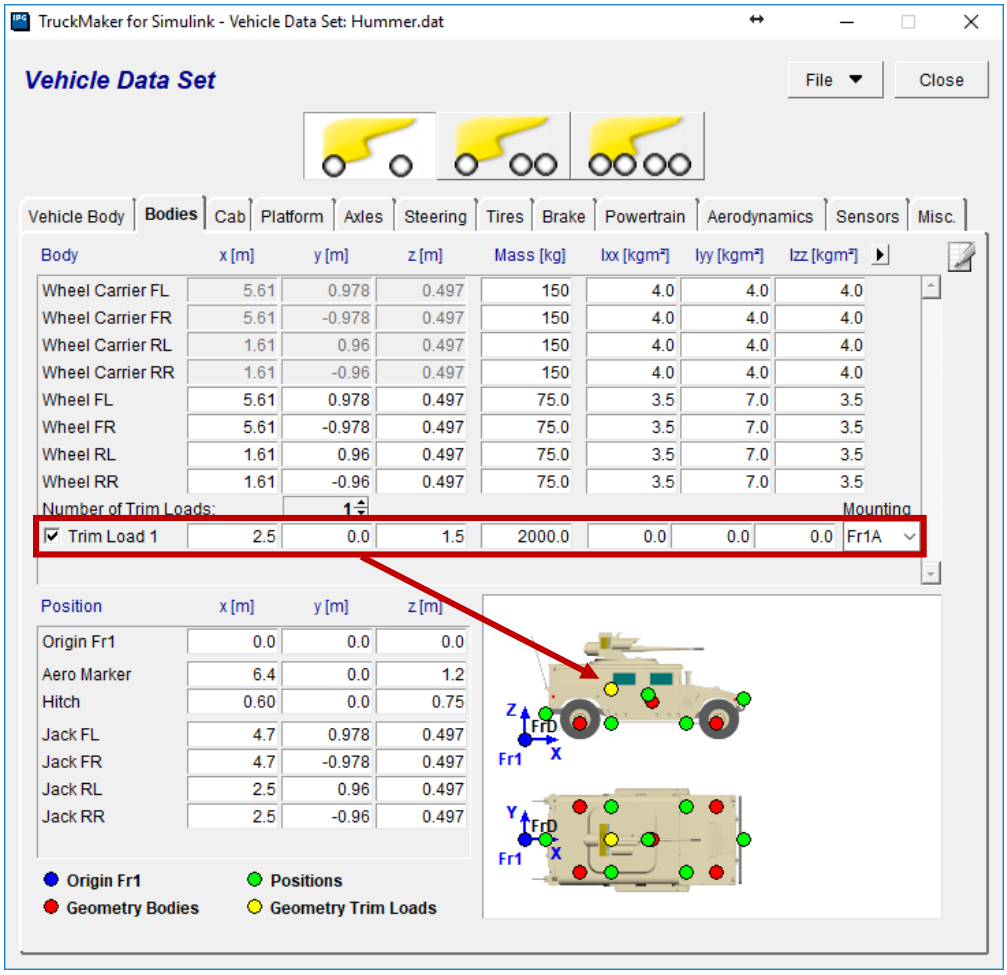
Şekil 3.29 : Seviye yükseltme simülasyonu piston pozisyonu sonuçları.

Seviye yükseltme sırasındaki akümülatör basınç değişimleri Şekil 3.31'de verilmiştir. Bu esnada hem piston kolu hem de piston tarafı akümülatör basınçlarının azaldığı

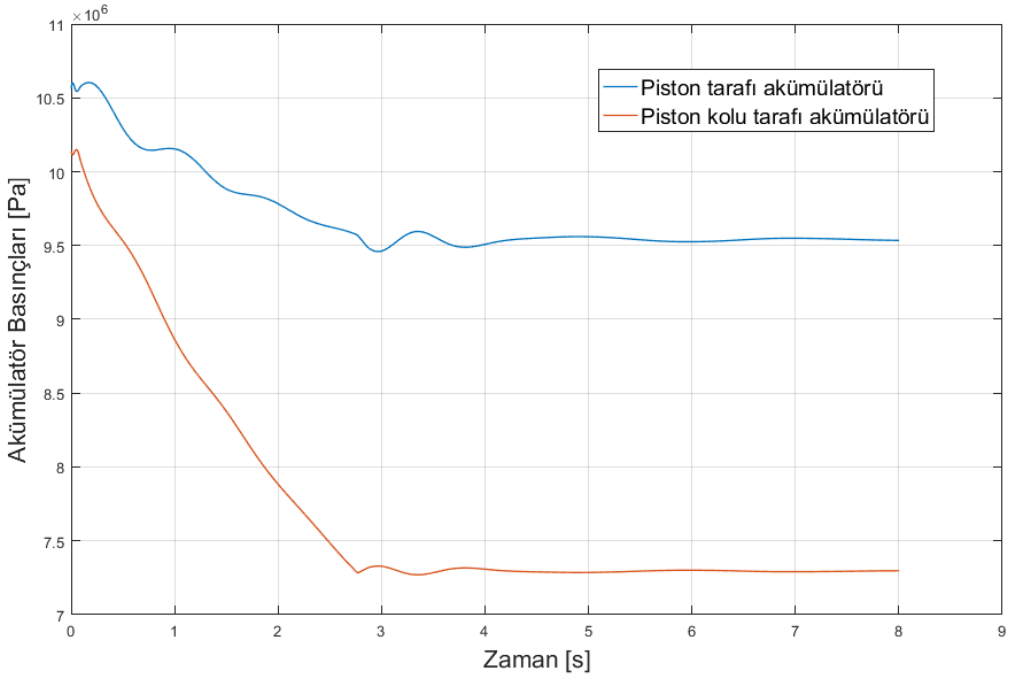
görülmektedir. Piston tarafı akümülatör basınç düşüşünün piston kolu tarafına göre daha az olmasının sebebi yükseltme esnasında piston tarafına yağ basılıyor olmasıdır.

Şekil 3.32 incelendiğinde valf eyleyicisine verilen pozitif sinyalle birlikte, valf sürgüsü pozitif yönde hareket ederek, pompa ile piston tarafını, rezervuar ile ise piston kolu tarafını bağlamış ve böylece istenen yönde akışlar meydana gelmiştir.

Seviye ayarı sisteminin son fonksiyonu olan yük kompanzasyonu testi için, taşıtın yüklenen 2 tonluk bir yük taşıt üzerindeyken seviye kompanzasyonu sağlanmaya çalışılmıştır. IPG Truck Maker arayüzünde "Trim Load" adı altında gövdeye yüklenen yükün koordinatları Şekil 3.30'dan incelenebilir. Şekil 3.33 incelendiğinde, 9,5 saniyelik bir süre içerisinde fonksiyonun yerine getirildiği görülmüştür. Ön aksta 2.5, arka aksta ise 3,4 mm civarında bir durağan durum hatası görülmektedir. Aynı zamanda ön aks ile arka aks arasında oturma süreleri açısından da bir fark gözlenmektedir. Bu durumun, taşıta yüklenen yükün konumundan kaynaklandığı düşünülmektedir.

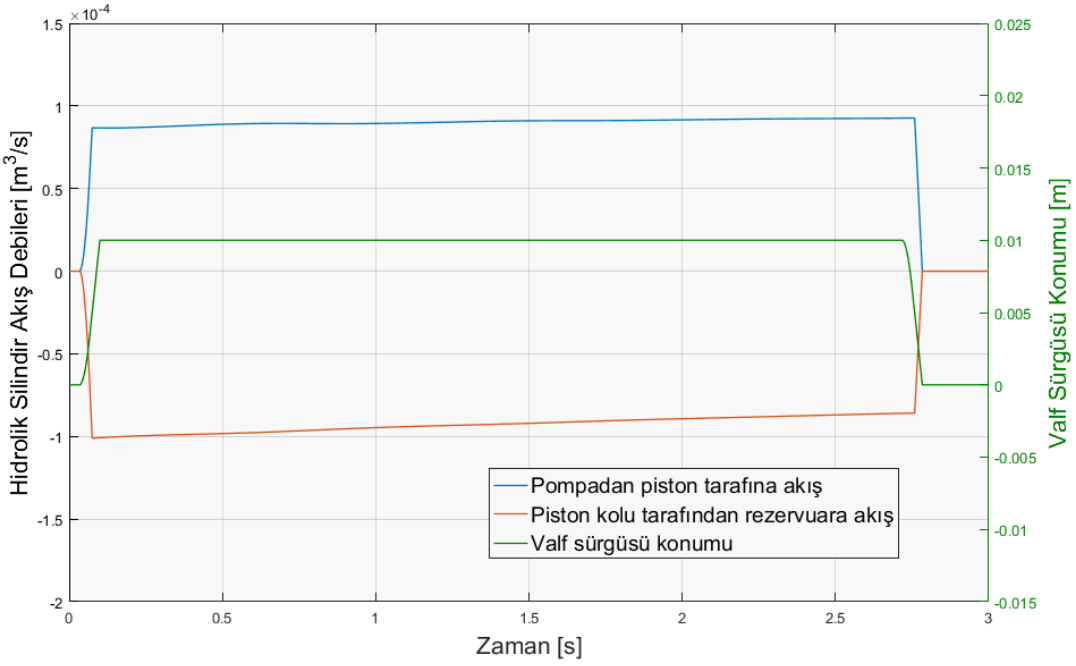


Şekil 3.30 : Taşıta yüklenen 2 tonluk yükün koordinatları.

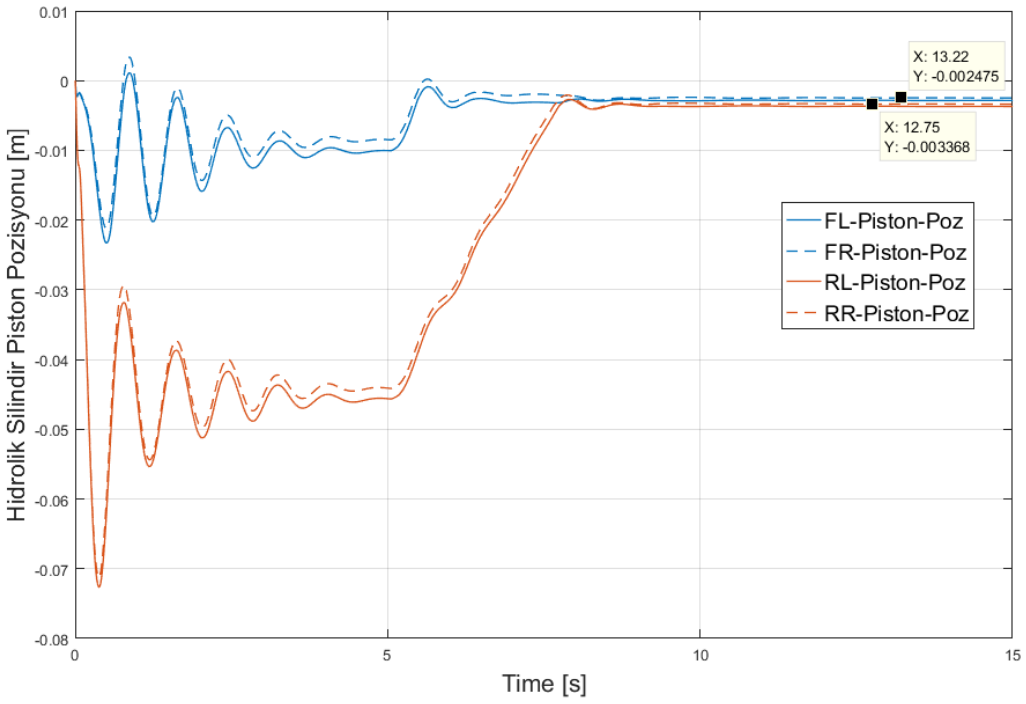


Şekil 3.31 : Seviye yükseltme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi akümülatörlerindeki basınç değişimi.

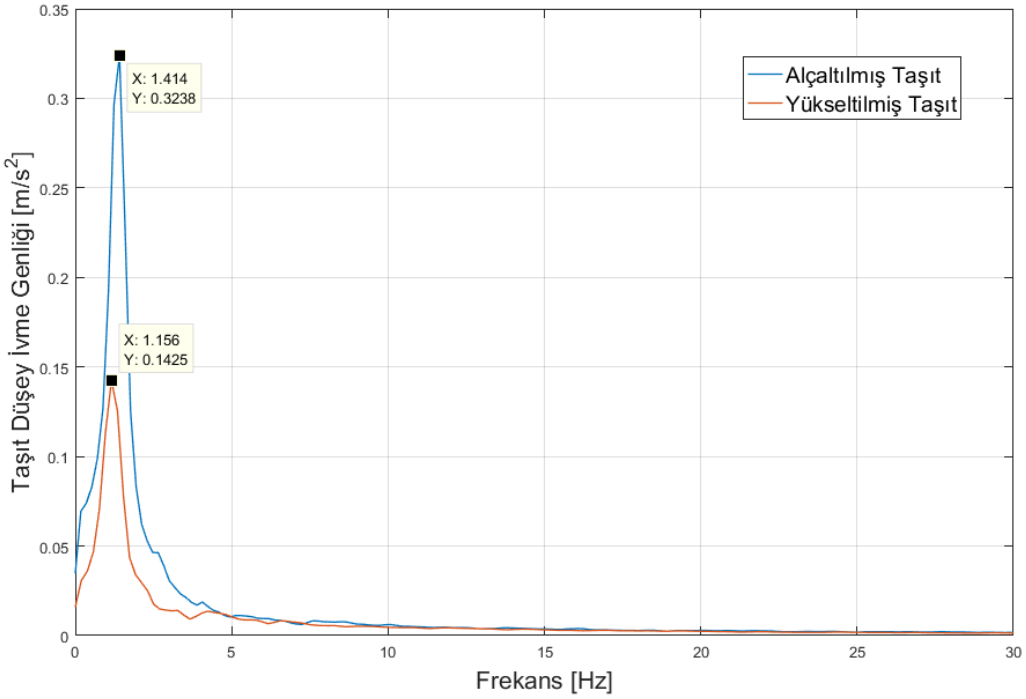
Çalışmanın bu kısmında incelenen son özellik, yükseltme ve alçaltma fonksiyonları sonrasında taşıtın yaylanma özelliklerinde, yani gövde doğal frekansında bir değişme olup olmadığıdır. Bunun için 5cm yüksekliğinde bir rampa profili üzerinden geçirilen taşıtların (yükseltilmiş ve alçaltılmış) zamana göre ivme değerleri alınarak FFT'leri alınmış ve sonuçlar Şekil 3.34'te verilmiştir. Grafik incelendiğinde yükseltilen taşıtın gövde doğal frekansının 1,16 Hz civarına düştüğü, alçaltılan taşıtın gövde doğal frekansının ise 1,41 Hz civarına çıktığı görülmektedir. Yükseltme fonksiyonunun engebeli arazide kullanılacağı düşünülürse, doğal olarak süspansiyonda bir yumuşama meydana geleceği ortadadır. Alçaltma fonksiyonunun ise daha çok asfalt üzerinde aerodinamik direncin düşürülmesi ve taşıtın ağırlık merkezinin yere yaklaştırılarak yalpa ve kafa vurma hareketlerinin kısıtlanması açısından, süspansiyon sisteminin sertliğinin küçük bir miktar arttırmasıyla taşıta avantaj kazandıracağı düşünülmektedir.



Şekil 3.32 : Seviye düşürme esnasında sol ön süspansiyon ünitesi valf sürgüsü konumu ve hidrolik silindir akış değerleri.



Şekil 3.33 : Yük kompanzasyonu testi hidrolik silindir piston konumları.



Şekil 3.34 : Yükseltilmiş ve alçaltılmış taşıtların 5 cm yüksekliğinde bir rampa profilinden geçirilerek elde edilen gövde ivmelerinin FFT değerleri.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan düşey dinamik testlerinde, modelleme esnasında benzer yaylanma ve sönüm karakteristiğine sahip olacak şekilde tasarlanan konvansiyonel ve HPS sistemli taşıtların, farklı performanslar sergilediği görülmüştür. İnsan vücudunda absorbe edilen güç testinde simüle edilen her iki yol profili için HPS'li sistemin konfor kriterini ihlal etmeden çıkabileceği seyir hızı daha yüksek çıkmıştır. Yarım silindir şeklindeki engel üzerinden geçme testlerinde ise 2 taşıtın faklı 2 hızda testi geçemedikleri ancak başarılı olunan testlerde HPS'li sistemin ivme genliklerinin daha düşük olduğu görülmüştür. Yanal dinamik testlerinde ise, HPS'li sistemlerin konvansiyonel sistemlere göre daha başarısız olduğu değerlendirilmektedir.

4.1 Çalışmanın Uygulama Alanı

Yapılan çalışmalar sonucunda, IPG TruckMaker-Simulink eş simülasyonu ile binek veya askeri HPS sistemli taşıtların gerek süspansiyon konforu gerekse taşıtın yanal dinamiği konusundaki standart test prosedürlerinin gerçekleştirilebileceği görünmektedir.

4.2 İleride Yapılabilecekler

Bu çalışma dahilinde hazırlanan HPS modelindeki hidrolik elemanlara ait parametreler; varsayılan değerleri üzerinde, simülasyon sonuçlarına göre yapılan değişikliklerle son halini almışlardır. Modelin daha da iyileştirilebilmesi için, katalog değerleri elde edilen sürgülü valf, çekvalf gibi elemanlar, parametre optimizasyon yöntemleriyle ve Simulink'in sağladığı elemanlar yardımıyla modellenebilirler. Daha gerçekçi bir hidrolik silindir modellenebilmesi için, strok sonu sönümü, piston sürtünmesi, temas sönümü gibi parametreler modele eklenebilir. Çalışmada kullanılan akümülatör modeli, politrapik gaz kanuna göre çalışmaktadır. Simscape araç kutusunun kullanıcı tanımlı hidrolik eleman bloğu kullanılarak akümülatör gazının daha gerçekçi bir model olan BWR – EE ile modellenmesi ve çeşitli senaryolarda politropik modelle karşılaştırılması yapılabilir. Tez kapsamında, taşıtın yalpa

dinamiğini iyileştirmek için hazırlanan çapraz bağlantılı HPS sistemi modelinin yalpa açılarını düşürürken, taşıtın yanal dinamik özelliklerini kötüleştirerek, karşılaştırmaya tabii tutulan diğer sistemlerin başarılı olduğu ÇŞD manevrası hızlarında başarısız olduğu görülmüştür. Salt çapraz bağlantılı sistemin, seviye ayarlı sistemle birlikte kullanılabilmesinin de mümkün olmadığı düşünülmektedir. Bunun yerine, CITROEN firmasına ait "Activa" sistemine benzeyen, konvansiyonel stabilizatör altyapısını kullanan bir aktif yalpa kontrolü sistemi modellenebilir. Böylece uygun bir kontrol algoritmasıyla, yanal dinamik performasından taviz vermeden taşıtın yalpa dinamiği ve konforu iyileştirilebilir.

Süspansiyonun kinematik tasarımı bu çalışma kapsamında yapılmamıştır. Taşıtın yalpa ve kafa vurma dinamiğini etkileyen en önemli parametre olan süspansiyon geometrisinin simülasyonlarda daha iyi temsil edilebilmesi için IPG-Kinematics modülünde uygun bir kinematik model oluşturularak yanal dinamik simülasyonları daha gerçekçi biçimde yapılabilir. Simulink'te hazırlanan süspansiyon modelinin IPG TruckMaker taşıt modeliyle etkileşimi, diğer bir taşıt dinamiği simülasyon yazılımı olan MSC Adams Car yazılımının kullanıcı tanımlı süspansiyon modeli etkileşimiyle benzerdir. Bu sayede hazırlanmış bulunan model, daha detaylı bir süspansiyon modeline sahip olan bir Adams Car modeline entegre edilebilir vaziyettedir.

KAYNAKLAR

3-Position valve actuator. (t.y.). Erişim: 17 Kasım 2017, https://uk.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/3positionvalveactuator.html

Aberdeen Test Operations Procedure, 1-1-014 Ride Dynamics, 7 January 2005.

Bauer, W. (2011). *Hydropneumatic Suspension Systems.* Berlin : Springer.

Becker, M., Jaker, K., Frühauf, F. ve 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*, (pp.145-151). Dearborn, MI, September 15-18.

Büyükördek, C. (2011). *Modelling and analysis of a hydropneumatic suspension system.* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Dixon, J.C. (2007). *The Shock Absorber Handbook (2. baskı).* Chichester : John Wiley & Sons, Inc.

Estimating damping ratio from waveform graph. (2013). Erişim: 31 Ekim 2017, https://www.physicsforums.com/threads/estimating-damping-ratio-from-waveform-graph.703178/

Giliomee, C.L. ve Els, P.S. (1998). Semi-active hydropneumatic spring and damper system, *Journal of Terramechanics, 35*, 109-117.

IPG Automotive GmbH (2011). *Car Maker User's Guide Version 3.5.* IPG, Karlsruhe, 2011.

IPG Automotive GmbH (2011). *Truck Maker Reference Manual Version 3.5.* IPG, Karlsruhe, 2011.

Kinagi, G.V., Wadkar, S. ve Sonawane, D. (2013). Mathematical modeling of hydropneumatic suspension system, *SAE International.*

Küçük, K., Yurt, H.K., Arıkan, K.B. ve İmrek, H. (2016). Modelling and optimization of an 8 x 8 heavy duty vehicle's hydro-pneumatic suspension system, *International Journal of Vehicle Design, 71,* 122-138.

Physical modeling. (t.y.). Erişim: 27 Ekim 2017, https://uk.mathworks.com/help/physmod/simscape/physical-modeling.html

Reddy, C.V., Shankapal, S.R. ve Gowda, M.H.M. (2014). Modelling and simulation of hydropneumatic suspension for a car, *SASTECH Journal, 13-1,* 24-30.

Simscape blocks in simscape. (t.y.). Erişim: 27 Ekim 2017, https://uk.mathworks.com/help/physmod/simscape/simscapeblocklist.html?s_cid=doc_ftr

Simulation and model-based design. (t.y.). Erişim: 27 Ekim 2017, https://uk.mathworks.com/products/simulink.html

STANAG 4357 and 4358, AVTP 03-160 Procedure, Motion Dynamic Stability.

Westhuizen, S.F. ve Els, P.S. (2013). Slow active suspension control for rollover prevention, *Journal of Terramechanics,50,* 29-36.

Westhuizen, S.F. ve Els, P.S. (2014). Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension, *Journal of Terramechanics, 57,* 41-59.

Wong, J.Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles.* New York : John Wiley & Sons, Inc.

Yavuz, A. (2017). *Taşıt koltuklarının titreşim konforu açısından değerlendirilmesi.* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Zhanfang, L. ve Junling,T. (2011). Study on the Optimization of Hydro-pneumatic Spring Based on Genetic Algorithm, *2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* (pp.568-571).

EKLER

EK A: Seviye ayarlı HPS sistemi, kontrol sinyali oluşturma yazılımı.

EK B: FFT (Hızlı Fourier Dönüşümü) ve sürücü vücudunda absorbe edilen güç hesabı MATLAB kodları.

EK C: İnsan vücudunda absorbe edilen güç hesabında kullanılan düşey eksen katsayıları.

EK D: ÇSD manevralarına ait direksiyon açısı ve gövde yüzme açısı sonuçları.

EK A

```
function [signal_extend,signal_retract]= fcn(time, piston_pos, pos_des)

treshold=0.005;                    % Piston izin verilen konumdan sapma miktarı
piston_upper=pos_des+treshold;     % Piston izin verilen üst konum
piston_lower=pos_des-treshold;     % Piston izin verilen alt konum

if time < 5
   if piston_pos<=piston_lower     % Yükseltme komutu
   signal_extend=24;
   signal_retract=0;

   elseif piston_pos>=piston_upper % Alçaltma komutu
   signal_extend=0;
   signal_retract=24;

   else                            % Eylem yapmama komutu
   signal_extend=0;
   signal_retract=0;

   end

else                               % Eylem yapmama komutu (Komutun
gerçekleşme süresini kısıtlamak için)
   signal_extend=0;
   signal_retract=0;
end
```

EK B

```
%%Doğru FFT dönüşümü için, ivme sinyali zaman adımlarının interpolasyon
yöntemiyle eşitlenmesi
for i = 1:numel(X.time)
   if abs(X.signals.values(i)-495) <= 5e-3          % Yüzey pürüzünün başlangıç
koordinatının yaklaşık olarak belirlenmesi
      s = i;
   end


   if abs(X.signals.values(i)-637.6464) <= 5e-3     % Yüzey pürüzünün bitiş
koordinatının yaklaşık olarak belirlenmesi
      f = i;
   end
```

```
end
time_step=max(diff(X.time));                % Sabit zaman adımı, gerçek sinyaldeki en yüksek zaman adımı olarak ayarlanıyor.
t = Seat_Acc.time(s:f)-Seat_Acc.time(s);    % Yüzey pürüzü olan bölgeye ait zaman aralığı (eşit olmayan zaman adımlarıyla)
a = Seat_Acc.signals.values(s:f);           % Yüzey pürüzü olan bölgeye ait ivme aralığı (eşit olmayan zaman adımlarıyla)
tt = t(1):time_step:t(end);                 % Eşit aralıklı zaman dizisi
aa = interp1(t,a,tt,'spline');              % Lineer interpolasyon yöntemiyle elde edilen eşit zaman adımı aralıklı ivme dizisi
v_ort=mean(v.signals.values(s:f))*3.6;      % Yol pürüzü olan bölgedeki ortalama hız.

%%FFT dönüşümü
signal = aa*3.280839895;                    % m/s^den ft/s^2'ye dönüşüm
L = 2^nextpow2(length(signal));             % FFT frekans noktalarının 2'nin üssüne yuvarlanması
Ts = time_step;                             % Zaman adımı [s]
Fs = 1/Ts;                                  % Örnekleme frekansı.
xfft = Fs *(0:L /2-1)/L;                    % Frekans eksen serisi [Hz]
FF  = fft(signal,L)/L;                      % FFT (Hızlı Fourier dönüşümü
FFF = FF (1:L /2);                          % Tek taraflı spektrum
FFF(2:end) = 2*FFF (2:end);                 % Genlik düzeltmesi

%Grafik çizdirme komutları
figure(1);
plot(xfft_CON,abs(FFF_CON));
xlabel('Frekans [Hz]','FontSize',16);
ylabel('Düşey İvme Genliği [m/s^2]','FontSize',16);
xlim([0 30]);
hold on;

%Sürücü vücudunda absorbe edilen güç hesapları
K1 = 1.356;
```

```
K0 = 4.3537;
W = xfft *2*pi;
F1 = (-0.10245e-9*(W.^6))+(0.17583e-5*(W.^4))-(0.44601e-2*(W.^2))+1;
F2 = (0.12882e-7*(W.^4))-(0.93394e-4*(W.^2))+(0.10543);
F3 = (-0.45416e-9*(W.^6))+(0.37667e-5*(W.^4))-(0.56104e-2*(W.^2))+1;
F4 = (-0.21179e-11*(W.^6))+(0.51728e-7*(W.^4))-(0.17947e-3*(W.^2))+0.10543;
C = ((K1*K0)*((F1.*F4)-(F2.*F3))./((F3.^2)+((W.^2).*(F4.^2)));
P = C.*(abs(FFF).^2);

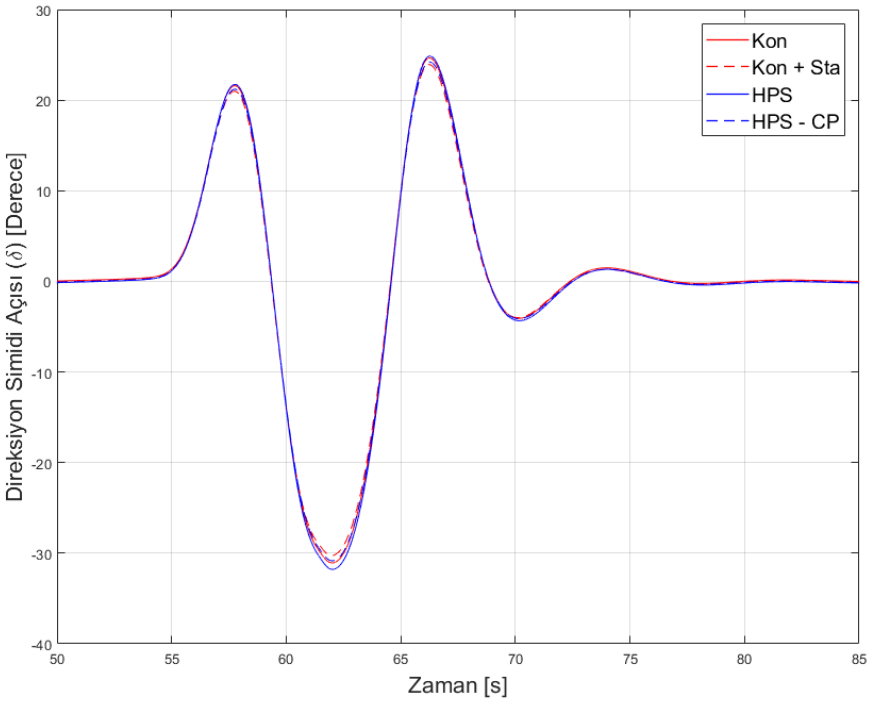
cs = cumsum(P(1:end));
Power=sum(P);

figure(2);
plot(W,cs)
xlabel('Frekans [Hz]','FontSize',16);
ylabel('Absorbe Edilen Güç (İlgili Frekansa Kadarki Kümülatif) [W]','FontSize',16);
hold on;
```

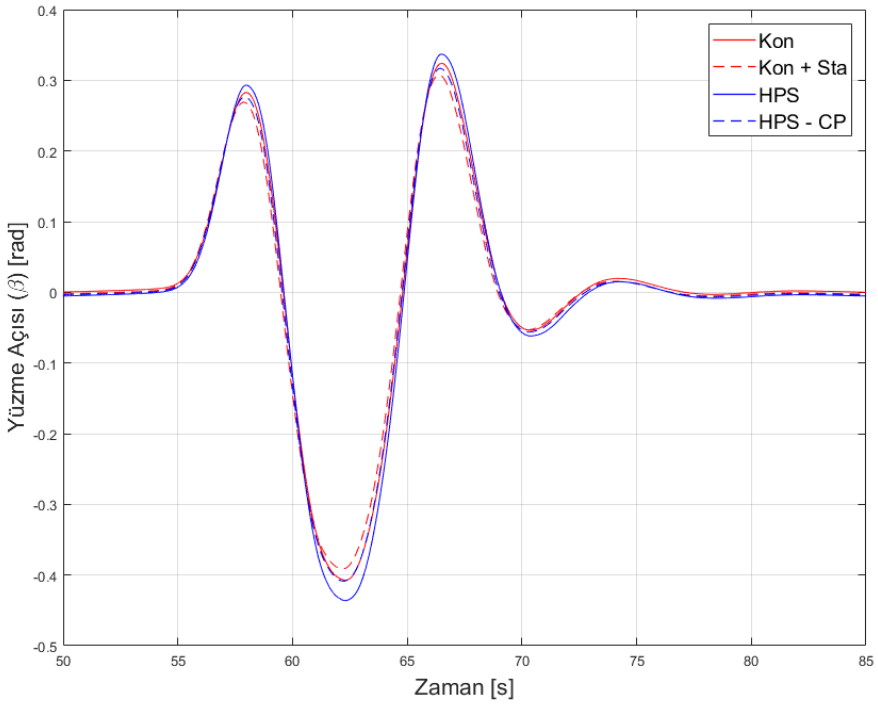
EK C

K_0	4.3537
K_1	1.356
W_i	$2\pi f_i$
F_1	$-0.10245x10^{-9}W_i^6 + 0.17583x10^{-5}W_i^4 - 0.44601x10^{-2}W_i^2 + 1$
F_2	$0.12882x10^{-7}W_i^4 – 0.93394x10^{-4}W_i^2 + 0.10543$
F_3	$-0.45416x10^{-9}W_i^6 + 0.37667x10^{-5}W_i^4 - 0.56104x10^{-2}W_i^2 + 1$
F_4	$-0.21179x10^{-11}W_i^6 + 0.51728x10^{-7}W_i^4 – 0.17947x10^{-3}W_i^2 + 0.10543$

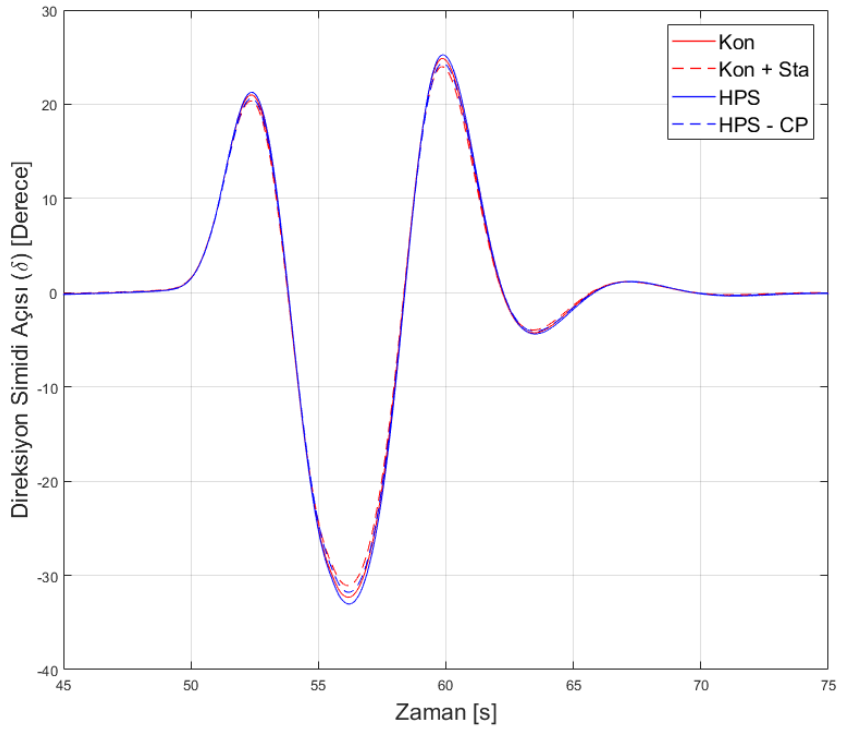
EK D



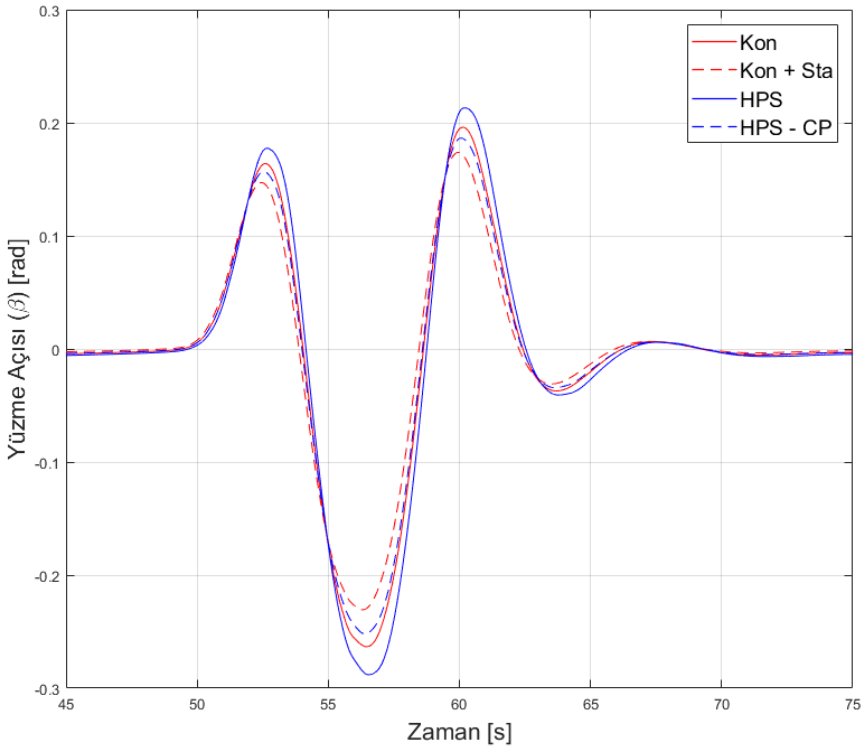
Şekil D.1 : 35 km/sa hızda ÇŞD manevrası direksiyon açıları.



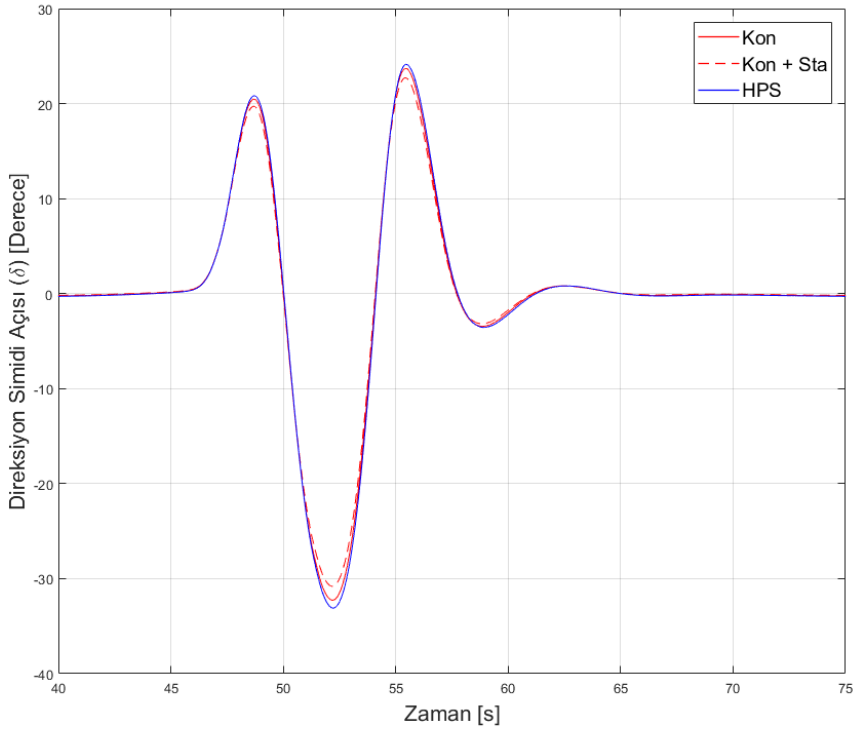
Şekil D.2 : 35 km/sa hızda ÇŞD manevrası taşıt yüzme açıları.



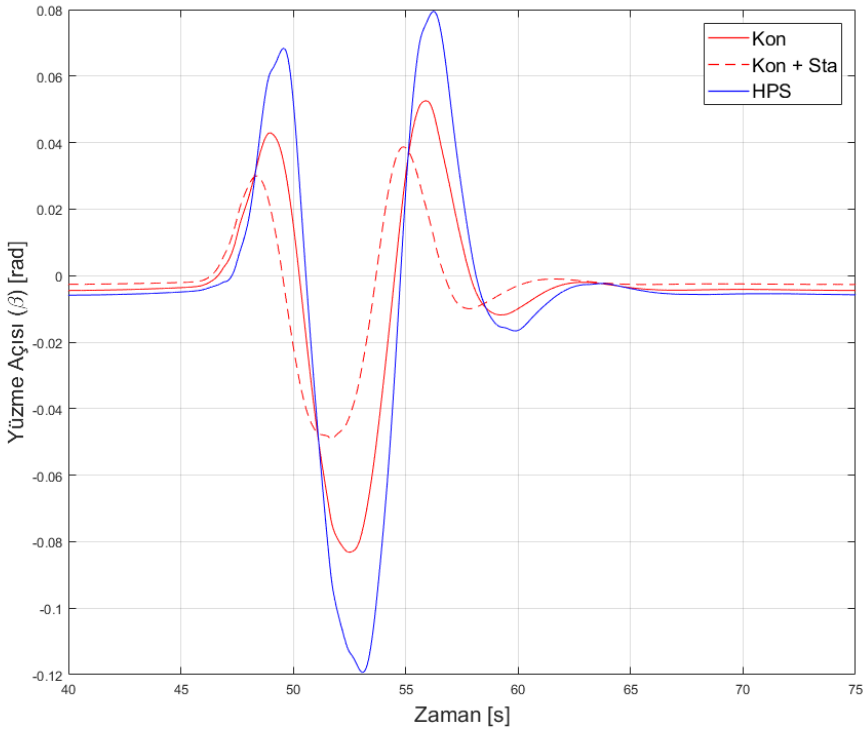
Şekil D.3 : 40 km/sa hızda ÇŞD manevrası direksiyon açıları.



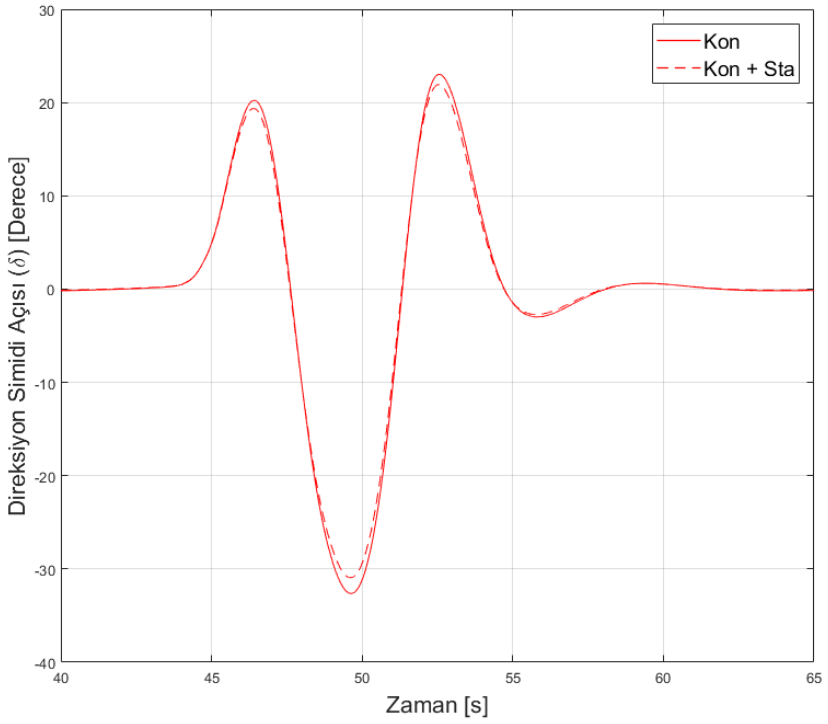
Şekil D. 4 : 40 km/sa hızda ÇŞD manevrası taşıt yüzme açıları.



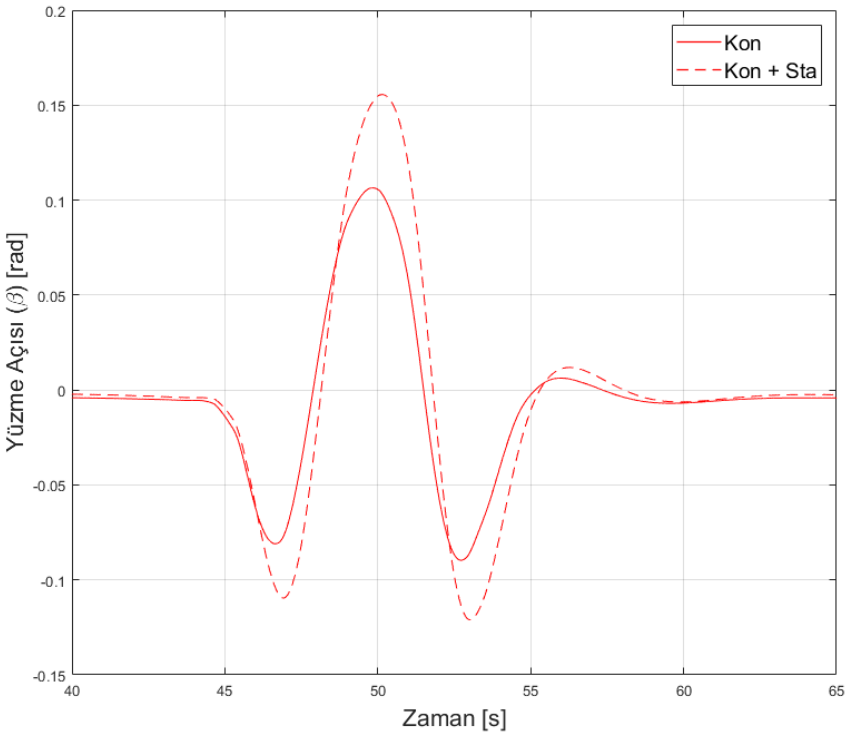
Şekil D.5 : 45 km/sa hızda ÇŞD manevrası direksiyon açıları.



Şekil D.6 : 45 km/sa hızda ÇŞD manevrası taşıt yüzme açıları.



Şekil D.7 : 50 km/sa hızda ÇŞD manevrası direksiyon açıları.



Şekil D.8 : 50 km/sa hızda ÇŞD manevrası taşıt yüzme açıları.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **:** Halil Yahya Yeşilyurt

Doğum Tarihi ve Yeri **:** 1992 - Kartal

E-posta **:** yesilyurth@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015 yılında 7 ay süreyle İSKİ Paşaköy İleri Biyolojik Atıksu Arıtma Tesisi'nde Bakım ve Onarım Sorumlusu olarak çalıştı.
- 2016 yılı itibarıyla İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Birimi'nde başladığı araştırma görevliliğine halen devam etmektedir.