ELEKTRO-HİDROLİK EYLEYİCİLİ AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP BİR TAŞITIN MODELLENMESİ VE KONTROLÜ

Lütfü TUTAR

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRO-HİDROLİK EYLEYİCİLİ AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP BİR TAŞITIN MODELLENMESİ VE KONTROLÜ

Lütfü TUTAR
0000-0001-7874-6425

Doç. Dr. Elif Erzan TOÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRO-HİDROLİK EYLEYİCİLİ AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP BİR TAŞITIN MODELLENMESİ VE KONTROLÜ

Lütfü TUTAR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

Taşıtlarda titreşim sürüş konforu, seyir güvenliği konuları açısından incelendiğinde arzu edilmeyen bir davranıştır. Bu sebeple süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi ile ilgili olarak geçmişten günümüze pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bir kısmı da aktif süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi ve kontrolü konusunda yapılmıştır.

Bu çalışmada da orantı+integral+türev (PID) tipi ve bulanık mantık denetleyici ile kontrol edilen, elektro-hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon sistemine sahip bir sedan aracın tam taşıt sisteminin modellemesi yapılarak bu sistemin yoldan gelen titreşimlere karşı zaman alanı cevabı incelenmiştir. İlk aşamada çalışmada incelenen aracın katı modeli Solidworks programında elde edilmiştir. Bu katı model MATLAB programında Simulink/Multibody ortamında aracın pasif sistem haline ait modeli kurulmuştur. İkinci aşamada bu model ile sistemin isterlerine göre boyutlandırılan elektro-hidrolik valf-silindir eyleyici sistemi birleştirilmiştir. Sistemin süspansiyon stokuna göre geri-beslemeli denetimi yapılması hedeflenmiş ve denetim organı olarak PID ve bulanık mantık denetleyicileri tasarlanmıştır. Beş farklı yol profili bozucu giriş olarak modellenerek, pasif ve aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt sisteminin zaman alanı cevabı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt sisteminin pasif süspansiyona göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Aktif süspansiyon, Multibody, Katı model, MATLAB/Simulink/Multibody, Hidrolik eyleyici, PID, Bulanık mantık
2023, xiii + 96 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

MODELING AND CONTROL OF A VEHICLE WITH ACTIVE SUSPENSION SYSTEM WITH ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATOR

Lütfü TUTAR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

Vibration in vehicles is an undesirable behavior when examined in terms of driving comfort and navigational safety. For this reason, many studies have been carried out from past to present regarding the development of suspension systems. Some of these studies were carried out on the development and control of active suspension systems.

In this study, the full vehicle system of a sedan vehicle with an electro-hydraulic actuator active suspension system controlled by proportional + integral + derivative (PID) type and fuzzy logic controller was modeled, and the time domain response of this system to vibrations coming from the road was examined. In the first stage, the solid model of the vehicle examined in the study was obtained in the Solidworks program. In this solid model MATLAB program, the passive system model of the vehicle was established in the Simulink/Multibody environment. In the second stage, the electro-hydraulic valve-cylinder actuator system, which was sized according to the system's requirements, was combined with this model. It is aimed to control the system with feedback according to the suspension stroke and PID and fuzzy logic controllers are designed as the control body. By modeling five different road profiles as disruptive inputs, the time domain response of the vehicle system with passive and active suspension system is examined comparatively. According to the results obtained, the vehicle system with the active suspension system gives better results than the passive suspension.

Key words: Active suspension, Multibody, Solid model, MATLAB/Simulink/Multibody, Hydraulic actuator, PID, Fuzzy logic
2023, xiii + 96 pages.

TEŞEKKÜR

Öncelikle bu araştırmanın yüksek lisans tezi olarak planlanıp, yürütülmesinde ve analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde yönlendiren ve yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU' ya teşekkür ederim.

Bu süreçte bana maddi manevi desteklerini esirgemeyen abim Hilmi TUTAR, eşi Olcay Petek TUTAR, annem Nihal TUTAR ve her zaman yanımda olan babam (merhum) İsmail Hakkı TUTAR' a teşekkür ederim.

Lütfü TUTAR
27/02/2023

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vi
ŞEKİLLER DİZİNİ ix
ÇİZELGELER DİZİNİ xiii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER 8
2.1 Süspansiyon Sistemi Elemanları ve Çeşitleri 8
2.1.1 Süspansiyon sisteminin temel elemanları 8
2.1.2 Süspansiyon çeşitleri 10
2.2 Süspansiyon Sistemi Karakteristikleri 13
2.2.1 Pasif süspansiyon sistemi 13
2.2.2 Yarı aktif süspansiyon sistemi 14
2.2.3 Aktif süspansiyon sistemi 16
2.3 Araç ve Süspansiyon Modeli 18
2.4 Denetim Sistemi ve Kontrolcü 23
2.4.1 PID kontrolcüsü 24
2.4.2 Bulanık mantık (Fuzzy logic) kontrolcü 25
2.5 Hidrolik Eyleyici 27
2.5.1 Hidrolik eyleyici modeli 28
2.5.2 Hidrolik sistemin boyutlandırılması 31
3. MATERYAL ve YÖNTEM 33
3.1 Araç Modelinin Oluşturulması 33
3.1.1 Aracın katı modeli 33
3.1.2 Aracın MATLAB/Simulink modeli 35
3.2 Yol Simülasyonu ve Senaryoları 37
3.2.1 Yol simülatörü 37
3.2.2 Yol senaryoları 38
3.3 Denetim Sistemi ve Kontrolcü 42
3.3.1 PID tabanlı kontrol 44
3.3.2 Bulanık mantık (Fuzzy logic) tabanlı kontrol 45
3.4 Hidrolik Eyleyicinin Boyutlandırılması ve Modellenmesi 47
3.4.1 Eyleyicinin tasarımı 47
3.4.2 Hidrolik eyleyici modeli 49
4. BULGULAR 51
4.1 Tümsek Yol Senaryosu 52
4.2 Basamak Giriş Yol Senaryosu 58
4.3 Sağ Tümsek Sol Çukur Yol Senaryosu 66
4.4 Sinüzoidal Sağ ve Sol Yol Senaryosu 73
4.5 Sinüzoidal Ön ve Arka Yol Senaryosu 79
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 86
KAYNAKLAR 88
EKLER 92
EK 1 Aracın Dinamik Modeli MATLAB Blok Şeması 93

EK 2 Hidrolik sistem modeli Fluids blok şeması 94
EK 3 Sol ön silindir ve valf modeli Fluids blok şeması.....95
ÖZGEÇMİŞ 96

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A_a	Piston alanı
A_b	Piston yüzük alanı
A_r	Piston mil alanı
A_{ymax}	Valfin maksimum açıklık alanı
A_1	Valf üzerindeki 1 numaralı akış alanı değişimi
A_2	Valf üzerindeki 2 numaralı akış alanı değişimi
A_3	Valf üzerindeki 3 numaralı akış alanı değişimi
A_4	Valf üzerindeki 4 numaralı akış alanı değişimi
B_y	Örnekleme aralığı
b_y	Aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
C_d	Boşaltım katsayısı
C_{ep}	Harici sızıntı katsayısı
C_{ip}	Pistonun odaları arasındaki sızıntı katsayısı
b_{sfl}	Ön sol süspansiyon sönüm katsayısı
b_{sfr}	Ön sağ süspansiyon sönüm katsayısı
b_{srl}	Arka sol süspansiyon sönüm katsayısı
b_{srr}	Arka sağ süspansiyon sönüm katsayısı
b_{tfl}	Ön sol tekerlek sönüm katsayısı
b_{tfr}	Ön sağ tekerlek sönüm katsayısı
b_{trl}	Arka sol tekerlek sönüm katsayısı
b_{trr}	Arka sağ tekerlek sönüm katsayısı
D_a	Piston çapı
D_b	Piston rot çapı
D_P	Pompa deplasmanı
dn	Frekans bandı
e(t)	Hata sinyali
F_{ileri}	Silindirin ileri hareketinde sağlanan kuvvet
F_{geri}	Silindirin geri hareketinde sağlanan kuvvet
F_L	Pistona uygulanan yük
K_p	Orantı kazancı
k	ISO yol pürüzlülüğü sınıflandırması için değer
k_b	Yol profili ve süspansiyon yer değiştirmesi arasındaki bağıntı katsayısı
k_{sfl}	Ön sol süspansiyon yay katsayısı
k_{sfr}	Ön sağ süspansiyon yay katsayısı
k_{trl}	Arka sol süspansiyon yay katsayısı
k_{srr}	Arka sağ süspansiyon yay katsayısı
k_{tfl}	Ön sol tekerleğin esneklik katsayısı
k_{tfr}	Ön sağ tekerleğin esneklik katsayısı
k_{trl}	Arka sol tekerleğin esneklik katsayısı
k_{trr}	Arka sağ tekerleğin esneklik katsayısı
L	Piston boyu
L_B	Aracın boyu
L_y	Yol profili uzunluğu
l_f	Ön tekerlek ile ağırlık merkezi arası mesafe

l_r	Arka tekerlek ile ağırlık merkezi arası mesafe
m_a	Araç gövdesi ağırlığı
m_t	Kontrol sinyali
m_{ufl}	Ön sol tekerleğin kütlesi
m_{ufr}	Ön sağ tekerleğin kütlesi
m_{url}	Arka sol tekerleğin kütlesi
m_{urr}	Arka sağ tekerleğin kütlesi
N	Veri noktası sayısı
n	Pompa devri
n0	Uzamsal frekans
n1	Uzamsal frekans bandı
P	Basınç
P_a	Hidrolik valf silindir sistemi a hattı basıncı
P_b	Hidrolik valf silindir sistemi b hattı basıncı
P_L	Yük basıncı
P_s	Besleme basıncı
T_d	Türev zaman sabiti
T_i	İntegral zaman sabiti
V	Araç hızı
V_a	Hidrolik silindir A hattı hacmi
V_b	Hidrolik silindir B hattı hacmi
V_{0a}	Hidrolik silindir A hattı başlangıç hacmi
V_{0b}	Hidrolik silindir B hattı başlangıç hacmi
v	Silindir hızı
y	Piston yük konumu
y_{tfl}	Ön sol tekerleğin yer değiştirmesi
y_{tfr}	Ön sağ tekerleğin yer değiştirmesi
y_{trl}	Arka sol tekerleğin yer değiştirmesi
y_{trr}	Arka sağ tekerleğin yer değiştirmesi
t_r	Aracın ağırlık merkezi ile sağ veya sol tekerleği arasındaki mesafe
Q_a	Silindirin a hattı debisi
Q_b	Silindirin b hattı debisi
Q_{gp}	Pompa gerçek debisi
Q_1	Valfin 1 numaralı akış hattı debisi
Q_2	Valfin 2 numaralı akış hattı debisi
Q_3	Valfin 3 numaralı akış hattı debisi
Q_4	Valfin 4 numaralı akış hattı debisi
$X_{gövde}$	Araç gövdesi yer değiştirmesi
X_{tek}	Tekerlek yer değiştirmesi
X_{yol}	Yol girdisi
x_a	Aracın y eksenindeki yer değiştirmesi
x_P	Hidrolik silindir yer değiştirme miktarı
x_v	Valf sürgüsü yer değiştirme miktarı
x_{yfl}	Ön sol yol girdisi
x_{yfr}	Ön sağ yol girdisi
x_{yrl}	Arka sol yol girdisi
x_{yrr}	Arka sağ yol girdisi
η_v	Hacimsel verim

η_m	Mekanik verim
η_t	Toplam verim
β	Bulk modülü
$\beta_{eş}$	Eş değer bulk modülü
ρ	Akışkanın yoğunluğu
φ	Savrulma (Yaw)
θ	Yalpa (Roll)
$\emptyset$	Kafa vurma (Pitch)

Kısaltmalar	**Açıklama**
CAD	Bilgisayar destekli tasarım
ISO	Uluslararası standardizasyon teşkilatı
MR	Manyeto-Reolojik
PID	Orantı-İntegral-Türev
PSO	Parçacık sürü optimizasyonu
PSD	Güç spektral yoğunluğu
2D	İki boyut
3D	Üç boyut

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Süspansiyon sistemlerinde kullanılan yay çeşitleri	8
Şekil 2.2.	Sönüm elemanı amortisör	9
Şekil 2.3.	Denge çubuğu	9
Şekil 2.4.	Salıncak kolları	10
Şekil 2.5.	Sabit süspansiyon sistemi	11
Şekil 2.6.	Serbest süspansiyon sistemi	12
Şekil 2.7.	Macpherson süspansiyon sistemi	12
Şekil 2.8.	Çift salıncaklı süspansiyon sistemi	13
Şekil 2.9.	Pasif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli	14
Şekil 2.10.	MR akışkan esaslı amortisörler	15
Şekil 2.11.	Yarı aktif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli	16
Şekil 2.12.	Aktif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli	17
Şekil 2.13.	Bose süspansiyon sistemi	17
Şekil 2.14.	Tam taşıt modeli	19
Şekil 2.15.	SolidWorks programında oluşturulan 3D katı modellerin montajı	22
Şekil 2.16.	MATLAB/Multibody katı model montajı aktarma	23
Şekil 2.17.	Kapalı-çevrim kontrol sistemi	24
Şekil 2.18.	Dikdörtgen üyelik fonksiyonu gösterimi	25
Şekil 2.19.	Üçgen üyelik fonksiyonu gösterimi	26
Şekil 2.20.	Örtüşmeli üçgen üyelik fonksiyonu gösterimi	26
Şekil 2.21.	Bulanık mantık çıkarım şeması	27
Şekil 2.22.	Hidrolik silindir yapısı	28
Şekil 2.23.	Asimetrik bir hidrolik silindir ve boyutları	28
Şekil 2.24.	Dört yollu sürgülü valf şeması	30
Şekil 3.1.	Çift salıncaklı süspansiyon sistemi katı modeli	34
Şekil 3.2.	Aracın tam taşıt modeli **(A)** İzometrik görünüş **(B)** Ön görünüş **(C)** Yan görünüş	35
Şekil 3.3.	Aracın tekerlek ve süspansiyon sisteminin dinamik davranış modeli	36
Şekil 3.4.	Aracın MATLAB ortamında 3D animasyonu	36
Şekil 3.5.	Yol simülasyonu modeli	38
Şekil 3.6.	Ön ve arka tekerleklere uygulanan tümsek yol profili	39
Şekil 3.7.	Sağ tekerleklere uygulanan tümsek, sol tekerleklere uygulanan çukur yol profili	39
Şekil 3.8.	Sol ve sağ tekerleklere uygulanan yol profilleri	40
Şekil 3.9.	Sağ ve sol tekerleklere uygulanan sinüzoidal yol profili	41
Şekil 3.10.	PSD rastgele yol profili	41
Şekil 3.11.	Yol profili ve süspansiyon yer değiştirmesi arasındaki bağıntı	42
Şekil 3.12.	Kurulan genel denetim şeması	43
Şekil 3.13.	Eyleyici dinamiği dahil edilmeyen kontrol döngüsü	44
Şekil 3.14.	Eyleyici dinamiği dahil edilen kontrol döngüsü	44
Şekil 3.15.	PID tabanlı kontrol şeması	45

Şekil 3.16. Hata değeri için üyelik fonksiyonu 46
Şekil 3.17. Hatanın değişimi için üyelik fonksiyonu 46
Şekil 3.18. Çıkış değeri için üyelik fonksiyonu 46
Şekil 3.19. Bulanık mantık tabanlı kontrol 47
Şekil 3.20. Ön hidrolik silindir çalışma konumları **(A)** Maksimum uzama **(B)** Silindir orta konumu **(C)** Maksimum sıkışma 49
Şekil 3.21. Arka hidrolik silindir çalışma konumları **(A)** Maksimum uzama **(B)** Silindir orta konumu **(C)** Maksimum sıkışma 49
Şekil 4.1. Pompa değerleri 52
Şekil 4.2. Sol ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı 53
Şekil 4.3. Aracın ağırlık merkezi dinamik davranışları **A)** y eksenindeki araç gövdesi yüksekliği **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi 54
Şekil 4.4. Aracın dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı 55
Şekil 4.5. Sol ön hidrolik silindire ait basınç ve kuvvet değerleri **A)** PID kontrolünde oluşan basınç **B)** Fuzzy kontrolünde oluşan basınç **C)** Her iki kontrolcü için kuvvet değeri 56
Şekil 4.6. Sol arka hidrolik silindire ait basınç ve kuvvet değerleri **A)** PID kontrolünde oluşan basınç **B)** Bulanık mantık kontrolünde oluşan basınç **C)** Her iki kontrolcü için kuvvet değeri 56
Şekil 4.7. Ön sol hidrolik valf konumu ve hidrolik silindir debisi **A)** PID kontrolünde oluşan debi **B)** Fuzzy kontrolünde oluşan debi **C)** Her iki kontrolcü için valf sürgü konumu 57
Şekil 4.8. Arka sol hidrolik hidrolik silindir debileri ve valf konumu **A)** PID kontrolünde oluşan debi **B)** Bulanık mantık kontrolünde oluşan debi **C)** Her iki kontrolcü için valf sürgü konumu 58
Şekil 4.9. Sol ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı 59
Şekil 4.10. Sağ ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sağ ön süspansiyon hızı **D)** Sağ arka süspansiyon hızı 59
Şekil 4.11. Araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi 60
Şekil 4.12. Araç gövdesi dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı 61
Şekil 4.13. PID tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları 62
Şekil 4.14. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları 62

Şekil 4.15. Hidrolik silindirlerdeki kuvvetler **A)** Sol ön silindir kuvveti **B)** Sağ ön silindir kuvveti **C)** Sol arka silindir kuvveti **D)** Sağ arka silindir kuvveti 63
Şekil 4.16. PID tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri 64
Şekil 4.17. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri 64
Şekil 4.18. Valf sürgü konumları **A)** Sol ön valf sürgü konumu **B)** Sağ ön valf sürgü konumu **C)** Sol arka valf sürgü konumu **D)** Sağ arka valf sürgü konumu 65
Şekil 4.19. Sol ön ve sol arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı 66
Şekil 4.20. Sağ ön ve sağ arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sağ ön süspansiyon hızı **D)** Sağ arka süspansiyon hızı 67
Şekil 4.21. Araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi 67
Şekil 4.22. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı 68
Şekil 4.23. PID tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları 69
Şekil 4.24. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları 69
Şekil 4.25. Hidrolik silindirlerdeki kuvvetler **A)** Sol ön silindir kuvveti **B)** Sağ ön silindir kuvveti **C)** Sol arka silindir kuvveti **D)** Sağ arka silindir kuvveti 70
Şekil 4.26. PID tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri 71
Şekil 4.27. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri 72
Şekil 4.28. Valf sürgü konumları **A)** Sol ön valf sürgü konumu **B)** Sağ ön valf sürgü konumu **C)** Sol arka valf sürgü konumu **D)** Sağ arka valf sürgü konumu 73
Şekil 4.29. Sol ön süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol ön süspansiyon hızı 74

Şekil 4.30. Sağ arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon hızı 74
Şekil 4.31. Araç gövdesi yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi 75
Şekil 4.32. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı..... 76
Şekil 4.33. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **B)** PID tabanlı kontrol ile sağ arka silindir basınçları **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sağ arka silindir basınçları..... 77
Şekil 4.34. Sol ön ve sağ arka silindirlerdeki kuvvetler **A) S**ol ön silindir kuvveti **B) S**ağ arka silindir kuvveti 78
Şekil 4.35 PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen debiler **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **B)** PID tabanlı kontrol ile sağ arka silindir debileri **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sağ arka silindir debileri 78
Şekil 4.36. Sol ön ve sağ arka valflerin sürgü konumu **A) S**ol ön valf sürgü konumu **B) S**ağ arka valf sürgü kuvveti 79
Şekil 4.37. Sol ön süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol ön süspansiyon hızı 80
Şekil 4.38. Sol arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon hızı 81
Şekil 4.39. Araç gövdesi yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi 81
Şekil 4.40. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı..... 82
Şekil 4.41. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **B)** Bulanık mantık tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **C)** PID tabanlı kontrol ile sol arka silindir basınçları **D)** Bulanık mantık tabanlı kontrol ile sol arka silindir basınçları 83
Şekil 4.42. Sol ön ve sol arka silindirlerdeki kuvvetler **A) S**ol ön silindir kuvveti **B) S**ol arka silindir kuvveti..... 83
Şekil 4.43. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen debiler **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **B)** PID tabanlı kontrol ile sol arka silindir debileri **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol arka silindir debileri 84
Şekil 4.44. Sol ön ve sağ arka valflerin sürgü konumu **A) S**ol ön valf sürgü konumu **B) S**ağ arka valf sürgü kuvveti 85

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Tam taşıt modeli parametreleri 37
Çizelge 3.2. PID parametreleri 44
Çizelge 3.3. Bulanık mantık kural tablosu 47
Çizelge 3.5. Silindir ve piston boyutları 50

1. GİRİŞ

Otomotiv sektörü otomobilin icadından itibaren her geçen gün gelişim göstermektedir. Günümüzde mevcut içten yanmalı motora sahip araçların tasarımı ve geliştirilmesi ile ilgili çalışmalar sürse de elektrikli ve otonom taşıt teknolojileri ile ilgili yapılan çalışmalar da bu sektörün bir parçası olmuştur. Otomotiv sektörünün gelişiminde seyir güvenliği, yolcu konforu ve uygun maliyetlerde sürdürülebilir ürün tasarımının ana hedefler olduğu söylenebilir. Taşıt tasarımında yoldan gelen uyarılar yani titreşim etkisi, özellikle yolcu konforu ve seyir güvenliğini önemli oranda etkilemektedir.

Titreşim bir sistemin denge konumu etrafında yapmış olduğu belirli aralıklarla tekrarlanan harekettir. Mekanik bir sistemde titreşim, hareket veya konumuna ait bir niceliğin (genlik, hız veya ivme), zamana bağlı olarak düzenli, düzensiz değişimidir (Mehta ve Kailey, 2016). Taşıt üzerindeki titreşimler, taşıt gövdesinden sürücü ve yolculara aktarılır. Titreşimin insan sağlığı üzerinde de önemli etkileri bulunmaktadır. Titreşimler genellikle düzensiz olduklarında ve kontrol edilemediklerinde yıkıcı etkilere sahip olabilirler. Titreşimlerin en önemli yıkıcı etkilerinde birisi rezonanstır. Özellikle sönüm oranı küçük olan sistemlerde rezonans frekansında oluşan titreşimlerin genlikleri büyüktür ve sistemlerin bu rezonans frekansında zorlanmamaları ve doğal frekanslarından uzak değerlerde çalıştırılması gerekir (Ercan, 2009). İnsan vücudunda her bir organın doğal frekansı vardır. Örneğin göz 40-100 Hz, kalp 4-6 Hz, el-kol 2-5 Hz, boyun baş 20-30 Hz, mide 2-3 Hz, omurga 4-6 Hz ve böbrekler 4-8 Hz arasındadır (Bölükoğlu ve Kunst, 1989). İnsan vücudu bu titreşimlere maruz kalırsa bulantı, kusma vb. gibi rahatsızlıklar görülebilir. Titreşim bu konular ele alındığında taşıtlarda istenmeyen ve sönümlenmek istenen bir etkidir.

Taşıtlarda titreşim oluşturan temel sebepler, çevreden kaynaklı (yol pürüzlülüğü vb.) ve taşıttan kaynaklı (motor, fanlar vb.) olarak iki grupta sınıflandırılabilir. Bu titreşimlerin iyileştirilmesi için birçok farklı yöntem kullanılarak yapılan çalışmalar gün geçtikçe artmaktadır. Yoldan gelen titreşimlerin sönümlenebilmesi için araçlarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemi, araçların gövde ile tekerlekleri arasına yerleştirilerek aracın ağırlığını taşıyan, sürüş konforu ve güvenliğini sağlayan, yol yüzeyinden kaynaklanan sarsıntı, salınım ve ani şokları sönümleyen, seyir halinde ve

dönüşlerde aracın maksimum seviyede yola tutunmasını sağlayan sistemdir (Goodarzi ve Khajepour, 2017). Süspansiyon sistemleri temelde yaylanan kütle, yaylanmayan kütle ve bu iki kütle arasında yer alan yay ve sönüm elemanlarından oluşan bir sistemdir. Bu sistemler yoldan gelen uyarıların oluşturduğu titreşimleri yay ve sönüm elemanları ile enerjilerini depolayarak ve sönümleyerek, araç gövdesine ve yolculara iletimini azaltmaktadır. Gövde ve şasi üzerine gelen tepkileri azaltmak, sürüş emniyetini arttırmak ve sürücüye gelen rahatsızlıkları en aza indirerek sürüş konforunu iyileştirmek için farklı süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır.

Seyir güvenliği aracın yola tutunması ile alakalıdır. Aracın hızlanma, frenleme ve virajlardaki durumu için aracın dengesinin korunması istenir. Süspansiyon sistemleri için bu iki konu birbiriyle ilişkilidir. Süspansiyon sistemlerinde sönümleme arttıkça yol tutuşu artar ancak konfor düşer. Sönümleme azaldığındaysa konfor artar seyir güvenliği azalır. Bu nedenle sürücü ve yolcuların konforu, araç dinamiği dengesi göz önüne alındığında bu iki konu birlikte düşünülmeli ve uygun tasarım yapılmalıdır (Els, Theron, Uys ve Thoresson, 2007). Araç gövdesi yer değiştirmesi ve ivmesi azaltılırsa sürüş konforu artar. Süspansiyon yer değiştirmesi azaltılırsa yol tutuşu artar (Altun, 2017).

Konforun iyileştirilmesi, seyir güvenliğinin arttırılması, araç dinamiği gibi konular otomotiv sektörünün çözümlenmesi istendiği önemli konulardan olduğu için çeşitli modelleme yöntemleriyle aracın farklı koşullarda verdiği titreşim tepkileri incelenir ve bu tepkilere göre sorunu azaltmak için uygun parametre veya cevap oluşturulur. Bu yöntemler süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve kullanım ömrü için oldukça kritiktir. Günümüzün teknolojik araçlarında, süspansiyon sistemleri de tek başına yetersiz kalabilmektedir. Bu nedenle üst segment araçlarda, pasif süspansiyonların yanında yarı-aktif ve aktif süspansiyonların kullanımı artmaya başlamıştır. Tercih edilen bu süspansiyon sistemleri farklı kontrolcü ve eyleyici ile maksimum konforun sağlanması istenir.

Literatürde, araç süspansiyon sistemi tasarımı ve kontrolü ile ilgili pek çok çalışma olduğu görülmektedir. İncelenen çalışmalarda, belirlenen süspansiyon ve araç yapısına uygun modelleme yapılarak uygun kontrol ve eyleyici seçimi yapıldığı gözlemlenmiştir.

Yapılacak modelleme, araç tipi, süspansiyon tipi ve araç hareket kabiliyeti gibi durumlar göz önüne alınarak yapılır. Yapılan araştırmada, aracın serbestlik derecesine göre elde edilen hareket denklemleri ile doğrusal model üzerinden kontrolcü tasarımı ve modelleme çalışmalarının yaygın olduğu görülmüştür. Çeyrek, yarım ve tam taşıt modellerinden elde edilen hareket denklemleri ile araç gövdesinin titreşimlerinin incelendiği görülmüştür. Aşağıda literatür çalışmalarından örnekler sunulmuştur.

Tian ve Nguyen (2020) aktif süspansiyon sistemi için PID kontrolcüsünün araç sürüş konforu üzerindeki performansını, arabaların farklı çalışma koşullarına göre incelemişlerdir.

Hareket denklemleri kullanılarak elde edilen doğrusal modellere ek olarak, Macpherson süspansiyon yapısına uygun doğrusal olmayan modeli oluşturulmuş ve süspansiyon sistemi doğrusal model ile karşılaştırılmıştır. Macpherson destek kolu açısına göre doğrusal ve doğrusal olmayan modellemelerin, uygunluğu tartışılmıştır (Sandu, Andersen ve Southward 2011). Küçük (2014) yaptığı çalışmada 48 tonluk mobil vincin 1/8 taşıt modeli ve çoklu gövde modeli oluşturmuş, genetik algoritma ile optimize etmiştir. Elde edilen sonuçlar ISO konfor standartları ile karşılaştırılmıştır. Çoklu gövde modeli doğrusal modele göre konfor açısından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Kontrolcüler farklı yol profillerine ve araç durumuna göre optimize edilebilir. Talib ve Darus (2013) hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon sistemi için PID tabanlı kontrol sistemi tasarlamışlardır. Yarım taşıt modeli ile hidrolik eyleyici dinamiğini hesaba katarak PID kontrolcüsü için üç farklı ayar yöntemi ile optimizasyon sağlamışlardır. Bu üç farklı yöntem, sezgisel, Zeigler-Nichols ve yinelemeli öğrenme algoritmasıdır. Bu üç farklı yöntemi, üç farklı yol profili için karşılaştırmışlar ve yinelemeli öğrenme algoritması metodunun diğer yöntemlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Çakan, Botsalı ve Tınkır (2015), yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık kontrolcüsü kullanılarak, Bulanık mantık kontrolcüsünü optimize etmişlerdir ve aktif süspansiyon kontrolü sağlamışlardır. Bir diğer yöntem olan parçacık sürü optimizasyonu (PSO) ile kontrol stratejisi oluşturularak, bulanık PID kontrolör ve kayan kipli kontrolör optimize edilebilir (Lv, Chen ve Dai, 2020).

En çok tercih edilen kontrol yöntemlerinden biri olan bulanık mantık aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Senthilkumar, Sivakumar, Kanagarajan ve Kuberan (2018) yaptıkları aktif süspansiyon çalışmasında PID ve bulanık mantık kontrolcülerini kullanarak araç ve süspansiyon yer değiştirmelerini azaltmışlardır. Elde ettikleri sonuçları incelediklerinde bulanık mantık kontrolcüsünün PID ve pasif sistemlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Başka bir çalışmada Yester, Sun, ve Wang (1993) yaptıkları çalışmalarında bulanık mantık kontrolcüsünü sistematik öğrenme algoritmaları ile optimize etmeyi amaçlamışlardır.

Eroğlu, Koç, Kozan ve Esen (2022) yaptıkları çalışmada, köprü modeli ve titreşimlerini de dahil ederek aktif süspansiyon sistemini tasarlamışlar ve incelemişlerdir. Yaptıkları tasarımdaki, üç serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelini, MATLAB programında PID ve kayan kipli kontrol yöntemleri ile denetlemişlerdir. Elde ettikleri denetim sonuçlarını pasif süspansiyon sistemi ile farklı hızlarda karşılaştırmışlardır. Yaptıkları karşılaştırmaya göre, PID kontrolcüsünün pasif süspansiyon sistemine göre daha iyi, kayan kipli kontrol yönteminin de PID yöntemine göre daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca köprü üzerinden aynı anda geçen araç sayısının artmasına bağlı olarak aracın maksimum deplasman değerinin ve köprünün maksimum yer değiştirmesinin de arttığını gözlemlemişlerdir.

Eyleyici dinamiği, özellikle sistem tasarımı için oldukça önemlidir. Eyleyici dahil edilmeyen sisteme göre dahil edilen sistem de başta kontrolcü olmak üzere birçok yapı ve karakteristiği değişebilir. Fayyad (2012), çeyrek taşıt modeli ile PID tabanlı aktif süspansiyon sistemi kontrolünü sağlamıştır. Hidrolik eyleyiciyi, valf sürgü konumuna göre kuvvet çıktısı elde ederek süspansiyon sistemine dahil etmiştir. Süspansiyon sistemini, pasif ve aktif olarak tekerlek ezilmesi, araç gövdesi yer değiştirmesi için karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Sonuçlara göre tekerlek ezilmesi ve araç gövdesi yer değiştirmesinin azaldığını gözlemlemiştir. Eyleyici dinamiği dahil edilen bir başka çalışmada Topçu ve Kocabıçak (2019), doğrusal adım motoruna sahip aktif süspansiyon tasarımı yapmışlardır. Doğrusal adım motoru için bir model oluşturarak karakteristiğini belirlemişlerdir. MATLAB/Simulink ortamında aktif süspansiyon sistemi ile pasif süspansiyon sisteminin, zaman ve frekans cevaplarını karşılaştırmalı olarak

incelemişlerdir. Tasarlanan aktif süspansiyon modelinin, pasif süspansiyon sistemine göre iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Aktif süspansiyon sistemlerinde, harici güç kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle teknolojik gelişmelerden ötürü elektrikli arabalara artan yönelim ile aktif süspansiyon sistemlerinde, elektromekanik ve elektromanyetik eyleyiciler tercih edilmektedir. Düven (2007) çalışmasında elektromekanik eyleyiciye sahip aktif süspansiyon tasarımı yapmıştır. Tasarladığı aktif süspansiyon sistemini Skyhook denetim yapısı ile kontrol etmiştir. Bu sayede geleneksel yöntemlere göre iyileşme sağladığını gözlemlemiştir. Arzu edilen düzeylerde olmasa bile aktif süspansiyon sistemi için enerji geri kazanımı ile güç tasarrufu sağlamıştır. Başka bir çalışmada Gysen, Paulides, Janssen ve Lomonova (2010) virajlarda ve frenleme esnasında oluşan yalpa ve kafa vurma hareketlerinin iyileştirilmesi, sürüş konforunun arttırılması için elektromanyetik eyleyicili aktif süspansiyon sistemini kullanmışlardır.

Ikenaga, Lewis, Campos ve Davis (2000) yaptıkları çalışmada aktif süspansiyon sistemi için denetim sistemi önermişlerdir. Önerdikleri denetim sistemi tam taşıt aktif süspansiyon sistemi için filtrelenmiş geri besleme kontrol şeması ile giriş ayrıştırma dönüşümünü birleştiren kontrol yaklaşımıdır. Bu kontrol yaklaşımıyla elde ettikleri sonuçlara göre yalpa ve savrulma hızları Skyhook sönümlemesi ile azaltılabileceğini gözlemlemişlerdir.

Donahue ve Hedrick (2002) yaptığı çalışmada model öngörülü kontrolcü (MPC) ile yol profilini uygun bir sensör ile izleyerek kontrol yapısına aktarılmasını sağlamışlardır. Elde ettikleri sonuçları incelediklerinde MPC kontrol yöntemi kullanılan aktif süspansiyon sistemi pasif süspansiyon sistemine göre üç kat iyileşme gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Yang, Shi, Zheng ve Gu (2022) yol profilini Lidar sensörü ile algılayıp, yedi serbestlik dereceli araç süspansiyon modelinde yarı aktif süspansiyon sistemi kontrolü gerçekleştirmişlerdir. Denetleyici olarak çapraz yinelemeli sinir ağı kullanmışlar ve sinir ağı ağırlığını genetik algoritma ile optimize etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre aracın sürüş konforunda ve dengesinde yol profili öngörüsü ile iyileştiğini gözlemlemişlerdir.

Priyandoko, Mailah ve Jamaluddin (2009) çalışmalarında başka bir kontrol yöntemi olan Skyhook ve uyarlanabilir nöro aktif kuvvet kontrolü yöntemini pnömatik bir eyleyici ile birlikte kullanılarak aktif süspansiyon sistemine sahip bir aracın kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Bu kontrol yönteminin sonuçlarına göre araç gövdesine gelen titreşimlerinin iyi derecede sönümlendiği gözlemlemişlerdir.

Kılıçaslan (2018) yaptığı çalışmada hidrolik eyleyicili çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminde, duruma bağlı ricatti denklemi ve Riccati denklemi dizisi şeklinde iki kontrol yöntemi kullanmıştır. Sonuçlara göre iki kontrol yönteminin de benzer şekilde iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir.

Homayoun, Arefi, Vafamand ve Yin, (2020) yaptıkları hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon çalışmasında, uyarlanabilir sinir ağı geri adımlama kontrol yöntemini kullanmışlardır. Sonuçlara göre yararlı ve uygulanabilir bir yöntem olduğunu gözlemlemişlerdir.

Aktif süspansiyon sistemine sahip araçların kontrolünde H-sonsuz (H∞) kontrol yöntemi de kullanılmaktadır (Wang, Wilson, Xu ve Crolla, 2005). (Rajala, Roinila, Vilkko, Ajala ve Rauh, 2017) H-Sonsuz kontrol teorisini araç gövdesinin hareketini aktif olarak azaltarak sürüş konforunu arttırmak ve daha yüksek frekanslarda pasif süspansiyon bileşenleri uygulayarak enerji verimliliğini artırmak için kullanmışlardır.

Langdon (2007) yaptığı çalışmada aracın süspansiyon sisteminin, yol profiline karşı vereceği tepkiyi incelemek için yol profilini simüle eden süspansiyon test cihazı tasarlayıp uygulanabilirliğini tartışmıştır.

Aktif süspansiyon sistemlerinde, konforun ve güvenliğin arttırılabilmesi için süspansiyon yer değiştirmesi kontrolü sağlanan çalışmalarda mevcuttur. Pedro, Dangor, Dahunsi ve Ali (2013) çalışmalarında sürüş konforunun iyileştirilmesi için PID tabanlı kademeli kontrol döngüsü önermişlerdir. Süspansiyon yer değiştirmesinin sıfır olduğu durumu kontrol etmek için manuel ayarlanan PID ve "Diferansiyel Evrim (Differantial evolution)" yöntemi ile denetleyici parametre optimizasyonu yaparak iki tip

denetleyicinin sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Doğrusal olmayan sistemler için PID+DE kontrolcünün PID kontrolcüsüne göre iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Süspansiyon yer değiştirmesinin kontrolü üzerine çalışılan bir başka çalışmada Tandel, Deshpande, Deshmukh ve Jagtap (2014) çeyrek taşıt modelini, MATLAB programında hareket denklemleri ve 'SimMechanics' katı modelleme ile iki şekilde modellemişlerdir. Aktif süspansiyon kontrolü için süspansiyon tekerlek gurubunun yol profilini takip etmesini amaçlamışlardır. Bunun için bozucu yol girişini referans olarak belirlemişlerdir. PID tabanlı kontrol sistemi oluşturarak süspansiyon yer değiştirmesi kontrolünü sağlamışlardır. Sonuçları incelediklerinde iki yöntemde de benzer sonuçlar elde etmişlerdir. Kontrol edilen aktif süspansiyon sisteminin pasif süspansiyon sistemine göre iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Bu çalışmada bir sedan aracın katı ve dinamik modeli kurularak, aracın yol pürüzlülüğüne karşı verdiği tepkiler pasif ve aktif süspansiyon sistemine sahip araç modelleri ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Taşıt modeli MATLAB/Simulink/Multibody yöntemiyle modellenmiş ve MATLAB/Simulink/Simscape yöntemi kullanılarak modellenen aktif süspansiyon sistemi ile bütünleşik çalışır hale getirilmiştir. Aktif süspansiyon sisteminin denetimi için PID ve bulanık mantık kontrolcüleri ile eyleyici olarak da elektro-hidrolik eyleyici kullanılmıştır. Sistemin kontrol hedefi süspansiyon strokunun kontrolünün sağlanması olarak belirlenmiştir. Elektro-hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt modeli beş farklı yol senaryosu için incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

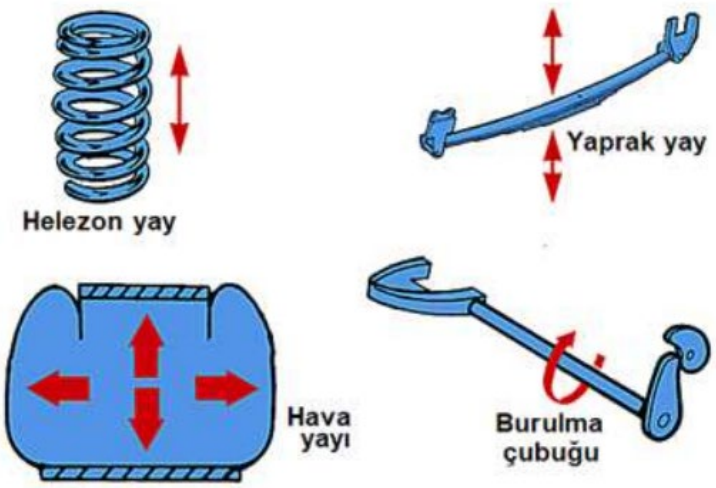
2. KURAMSAL TEMELLER

2.1 Süspansiyon Sistemi Elemanları ve Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri, araçlarda gövde tekerlek arasına yerleştirilen, gövdeyi taşıyan, yoldan gelen bozuklukları rijitliğinden dolayı neredeyse olduğu gibi ileten tekerleğin hareketlerini sönümleyerek gövdeye gelen titreşimleri engelleyen hareketli yapıdır. Süspansiyon sistemleri, yaylar, amortisör, denge çubuğu, aks elemanları, salıncak kolları ve rotiller gibi küresel mafsallardan oluşmaktadır.

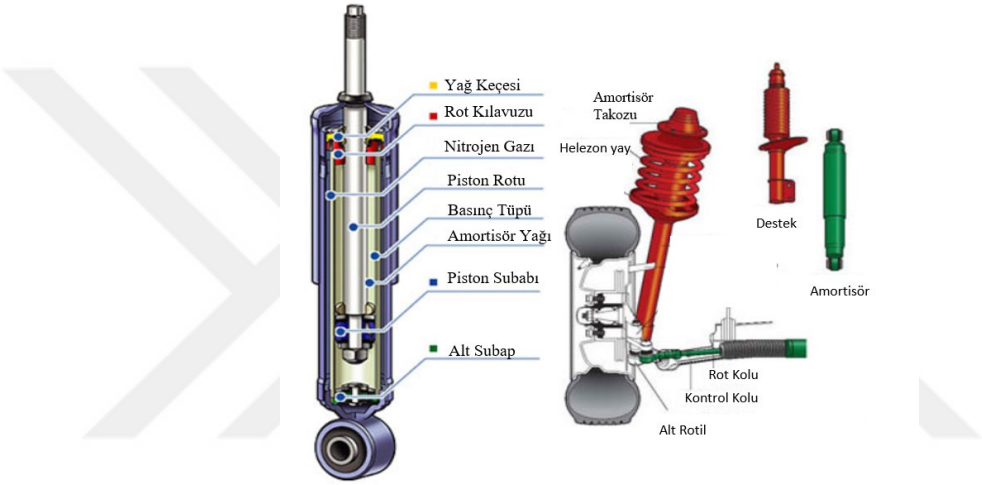
2.1.1 Süspansiyon sisteminin temel elemanları

Süspansiyon sisteminde kullanılan yaylar, aracın yükünü taşır. Yüke bindikten sonra denge durumuna gelen yaylar, yoldaki çukur veya tümsek gibi düzgünsüzlüklerde sıkışır, uzar. Yay araca belirli bir miktar kuvvet uygular ve esneklik sağlamış olur. Yayların esnekliği seyir güvenliği gibi konular için oldukça önemlidir. Çünkü aracın düz yüzeyde giderken yere daha fazla temas etmesi için sert bir yapıda olması istenir. Diğer yandan bozuk bir yolda giderken ise yayların esnek bir yapıda olması istenir. Taşıtlarda yüke, taşıtın tipine ve süspansiyon yapısına göre farklı yaylar kullanılır. Bunlar sıkışma, eğilme, burulma ve hava yayları gibidir. Şekil 2.1'de yay çeşitleri verilmiştir. Süspansiyon sistemlerinde yaylar arzu edilen güvenlik ve konfor şartlarını sağlamak için tek başına yeterli değildir ve genellikle sönüm elemanları ile birlikte kullanılmaktadırlar.



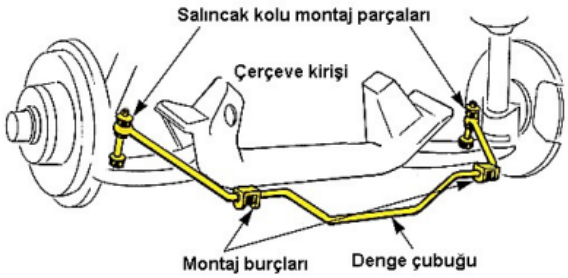
Şekil 2.1. Süspansiyon sistemlerinde kullanılan yay çeşitleri (Çetinkaya, 2017)

Amortisör, sistemin sönüm elemanıdır. Süspansiyon sistemlerinde, taşıtların kütlesini taşıyan yayların uzayarak veya kısalarak oluşturduğu rahatsız edici ve taşıt güvenliğini tehlikeye sokan titreşimlerini sönümlemek için kullanılan yapılardır. İçerisinde sıvı bulunan kapalı hidrolik pistonun rot kısmında, her iki odayı birbirine bağlayan ve sıvı akışına müsaade eden delikler bulunur. Yer değiştirme hızı ne kadar büyük olursa o denli kuvvet oluşur. Bu kuvvet yay elemanının daha yavaş hareket etmesine neden olur. Bu şekilde yoldan gelen düzgünsüzlükler sönümlenmiş olur. Şekil 2.2'de sönüm elemanı ve parçaları görülmektedir.



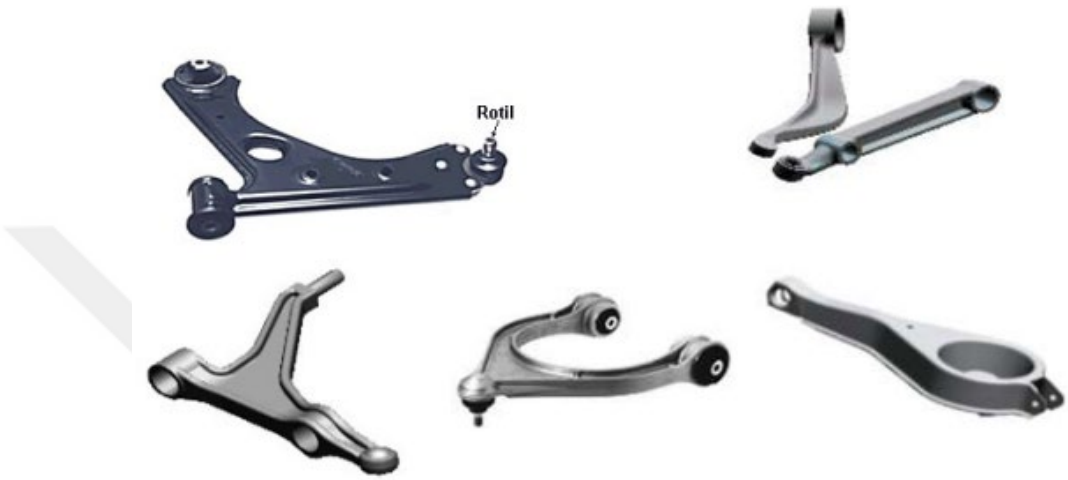
Şekil 2.2. Sönüm elemanı amortisör ("User", 2020)

Denge çubuğu, virajlarda aracın sağa ve sola yatmasını önleyen, z-rot veya salıncak kolu ile süspansiyon sistemine bağlanır. Önemli bir güvenlik elemanıdır. Yay çeliğinden imal edilir.



Şekil 2.3. Denge çubuğu (Çetinkaya, 2017)

Salıncak kolları, tekerleği şaseye mafsallar ile bağlayan hareketli bir yapıdır. Tekerleğin dönüşlerde, çukurlarda ve tümseklerde oluşturduğu, yanal ve uzunlamasına olan yükleri taşır. Aynı zamanda süspansiyon geometrisi için akslara kılavuzluk eder. Rotiller, küresel mafsallardır. Aks, salıncak kolları gibi süspansiyon elemanları için bağlantı elemanıdır. Şekil 2.4'te salıncak kolları ve rotile ait örnekler verilmiştir.



Şekil 2.4. Salıncak kolları (Çetinkaya, 2017)

2.1.2 Süspansiyon çeşitleri

Süspansiyon sistemlerinin yapıları kullanıldıkları taşıta ve amaca göre farklılık gösterir. Yapılarına göre;

- Sabit Süspansiyon
- Serbest Süspansiyon
    - Macpherson süspansiyon
    - Çift salıncaklı süspansiyon

şeklinde sınıflandırılabilir (Çetinkaya, 2017).

Sabit süspansiyon, sağ ve sol tekerleklerin torsiyon çubuğu veya dingil ile birbirine bağlanan sabit bir yapıdır. Tekerlekler yaylar üzerinden gövde veya şasiye tutturulmuş tek bir aks ile birbirine bağlanırlar. Her iki tekerlek ve aks dikey olarak birlikte hareket ettiği için tekerleklerin hareketleri birbirlerini etkiler. Sabit süspansiyon sistemi genellikle rijit ve oldukça konforsuz kabul edildiği için daha çok otobüs, kamyon ve kamyonet gibi

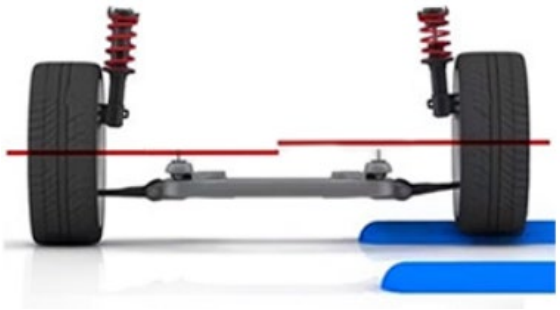
ağır hizmet tipi araçlarda ön ve arka süspansiyon sistemleri için kullanılır. Bu tip süspansiyonun basit ve sağlam bir yapısı bulunur. Binek otomobillerde konfor istendiği için bu yapı pek tercih edilmez. Ancak otomobillerde arka dingillerde kullanımı yaygındır. Günümüzde sabit süspansiyon yerini bağımsız süspansiyon yapısına bırakmaya başlamıştır. Şekil 2.5'te sabit süspansiyon sistemi verilmiştir. Sağ tekerleğin engele çarpması ile sol tekerleğinde bu engelden etkilendiği görülmektedir.



Şekil 2.5. Sabit süspansiyon sistemi ("Beginners' guide to", 2022)

Serbest süspansiyon sisteminde, sağ ve sol tekerlekler direkt olarak birbirine bağlı değildir. Birbirlerinden bağımsız olarak hareket ettiklerinden bu tip süspansiyon sistemlerine serbest yani bağımsız süspansiyon denir (MEB, 2013). Her bir tekerlek, araç gövdesine bir yay vasıtasıyla bağlanmış olan salıncak kolları gibi rijit yapılar ile desteklenir. Bundan dolayı, sağ ve sol tekerleklerin farklı eksenlerde birbirlerinden bağımsız olarak hareket etmesi sağlanır. Her bir tekerin bağımsız hareket etmesi yol pürüzlülüğü vb. gibi rahatsızlıklara karşı daha uygun tepki vermesini sağlar ve araç gövdesinin herhangi bir eksen de en az hareket etmesini sağlar. Bu tip süspansiyon sistemleri, yol yüzeyindeki bozuklukları etkin bir şekilde sönümleyebilir, rahatlık ve konfor açısından mükemmel bir sürüş sağlar. Araçlarda yaysız kütlenin hafif ve aşağıda olması istenir. Bu sebeple lastikler yola daha iyi tutunabilir ve titreşimleri çok daha iyi sönümleyebilir. Bu sistemler hareket kabiliyeti yönünden oldukça muazzamdır fakat aracın tekerlek ve süspansiyon sistemi yanal yük gibi etkilere karşı oldukça dayanıksızdır ve sabit süspansiyona göre daha fazla parça bulunduğundan maliyetli ve karmaşıktır. Bağımsız süspansiyon sistemleri otomobillerde konfor gibi faktörlerin yanında yol tutuşu ve dümenleme gibi konular düşünüldüğünde genellikle ön tekerlerde kullanılmaktadır. Ancak bazı araçlarda arka tekerlerde de kullanılmaktadır (Çetinkaya, 2017). Şekil 2.6' da

verilen serbest süspansiyon sisteminde tekerleklerin birbirinden bağımsız hareket ettiği görülmektedir.



Şekil 2.6. Serbest süspansiyon sistemi ("Beginners' guide to", 2022)

Macpherson süspansiyon sistemi, alt salıncak, yay ve amortisör elemanlarından oluşan süspansiyon sistemidir. Süspansiyon sistemi tekerleği, alt salıncak ile şasenin alt tarafına, yay amortisör grubundan oluşan eleman ile gövdenin üstüne bağlayan yapıdan oluşur. Burada üst salıncak yay ve amortisör elemanlarıdır. Amaç yaylanmayan kütleyi azaltmak yani süspansiyon elemanlarının kütlesini azaltmaktır. Bu nedenle performans ve sürüş konforu sağlar. Bağlantı şekli sebebiyle, tekerleğin yukarı-aşağı hareketi sonucunda tekerleğin kamber açısını değiştirmektedir. Ucuz araçlarda genellikle ön süspansiyon sistemlerinde kullanılır (Çetinkaya, 2017). Şekil 2.7'de Macpherson süspansiyon sistemi verilmiştir.



Şekil 2.7. Macpherson süspansiyon sistemi (Çetinkaya, 2017)

Çift salıncaklı süspansiyon sistemi, yapı itibari ile Macpherson süspansiyon sistemine benzerdir. En belirgin farkı üst salıncak kolunun bulunmasıdır. Yapısının bu şekilde

olmasıyla tekerleğin yukarı-aşağı hareketi kamber açısını Macpherson sistemine göre en aza indirmektedir. Binek otomobillerde, arazi araçlarında ve özellikle yarış arabalarında tercih edilir. Şekil 2.8' de çift salıncaklı süspansiyon sistemi ve elemanları verilmiştir.



Şekil 2.8. Çift salıncaklı süspansiyon sistemi (Altıparmak ve Putgül, 2016)

2.2 Süspansiyon Sistemi Karakteristikleri

Süspansiyon sistemlerinin karakteristiği, sönümleme yeteneği olarak ifade edilebilir. Sistemde kullanılan elemanlara göre, yay, sönüm, eyleyici veya kontrolcü gibi elemanlar süspansiyonun karakteristiğini belirler (Çetinkaya, 2017). Süspansiyon sistemleri karakteristik olarak üçe ayrılır.

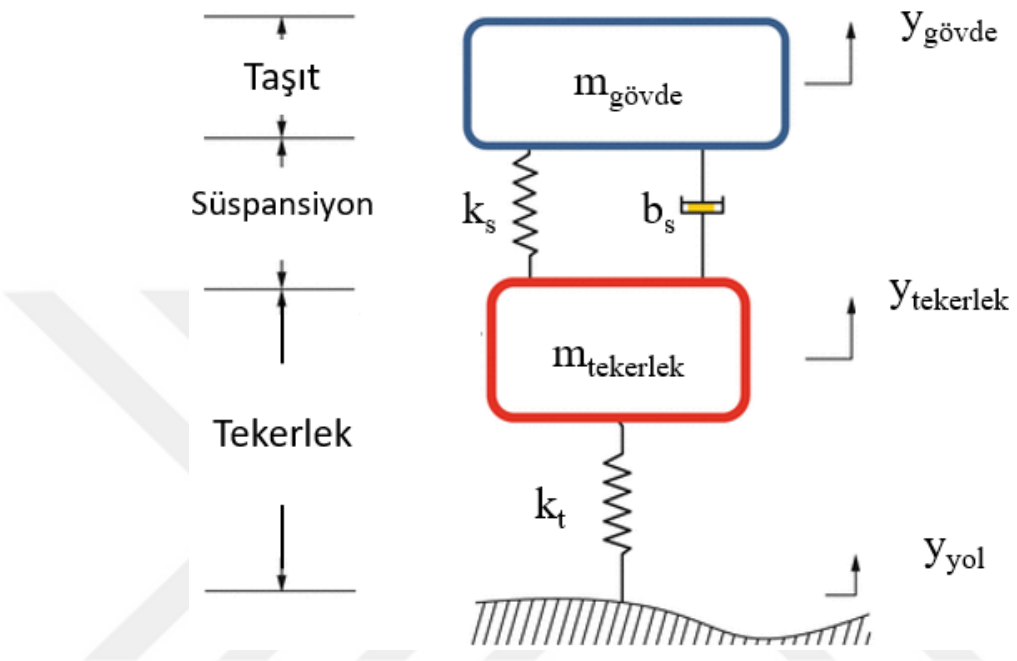
- Pasif süspansiyon
- Yarı-aktif süspansiyon
- Aktif süspansiyon

olarak sınıflandırılabilir.

2.2.1 Pasif süspansiyon sistemi

Pasif süspansiyon sistemi, yapısal olarak sabit ve serbest süspansiyon çeşitlerinden herhangi birinin bir eyleyici ile kontrol edilmeden gelen enerjiyi yay ve sönüm elemanları ile absorbe eden sistemlere denir. Pasif süspansiyon sistemlerinde aracın tasarımından itibaren belirlenen yay ve sönüm elemanları sabit katsayılarla çalışmaktadır. Bu nedenle süspansiyon sisteminin karakteristiği araca etkiyen uyarılara göre değişmez ve bu uyarıları, diğer süspansiyon sistemlerine göre sürücü ve yolculara iletir. Yapısı basit, sade ve diğer iki süspansiyon sınıfına göre daha az maliyetli bir yapıdır. Otomobil, kamyonet,

otobüs vb. araçlarda kullanılmaktadır. Günümüzde süspansiyon sistemleri hızla gelişmekte olduğu için pasif sistemler yerini yarı-aktif ve aktif sistemlere bırakmaya başlamıştır. Şekil 2.9'da pasif süspansiyon sistemi modeli, gövde ve tekerlekten oluşan kütle yay sistemi şeklinde verilmiştir.

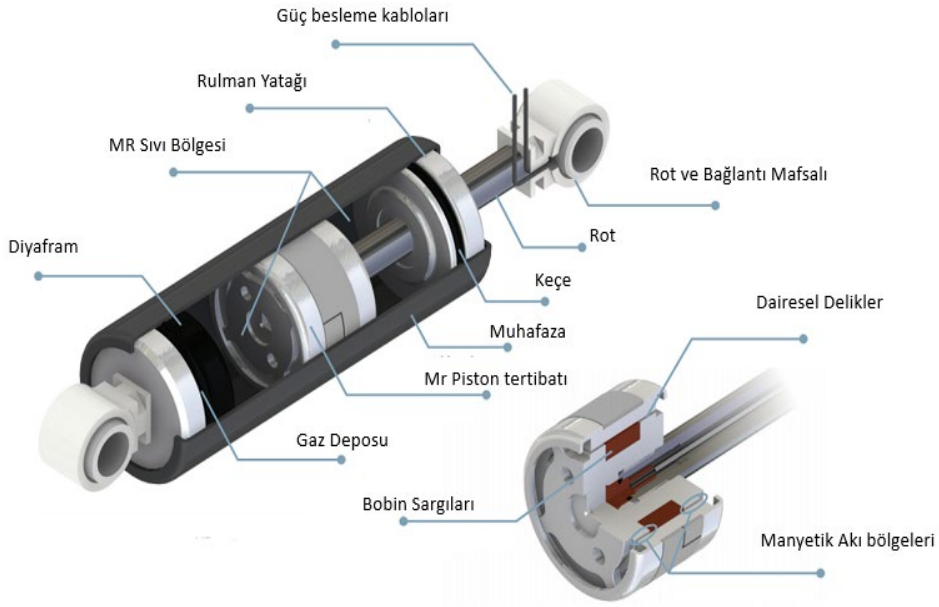


Şekil 2.9. Pasif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli (Kashem, Nagarajah ve Ektesabi, 2018)

2.2.2 Yarı aktif süspansiyon sistemi

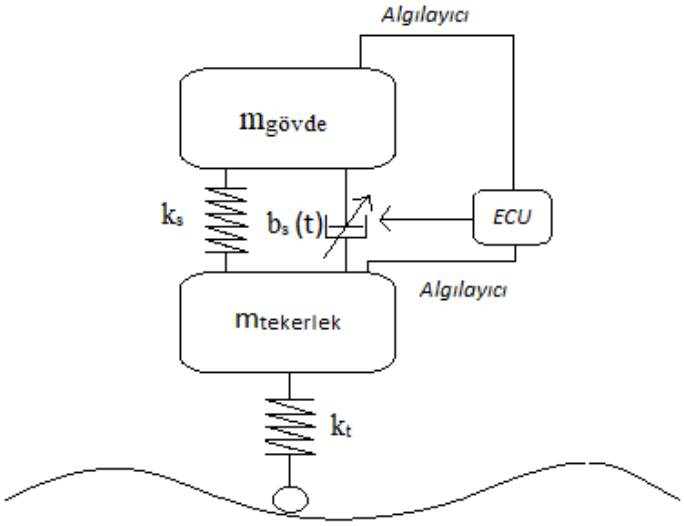
Yarı aktif süspansiyon sistemi, temel olarak bağımsız süspansiyon yapısına uygun sönüm elemanlarının karakteristik katsayılarının, elektronik kontrol ünitesinden gelen sinyaller ile sürüş moduna göre değiştirilmesidir. Burada sönüm elemanı, orifisli veya MR (Manyeto-Reolojik) akışkanlı amortisör olabilir. Orifisli amortisörlerde üzerindeki delik açıklığının elektronik bir valf ile kontrol edilmesi, basıncın kontrol edilmesini sağlar. Basınçlı akışkan sert bir davranış gösterirken, basıncı düşük akışkan daha yumuşak bir davranış gösterir. Böylece sönüm elemanı karakteristiği değiştirilmiş ve kontrol edilmiş olur. Manyeto-reolojik akışkanlı amortisörler, akmaya karşı direnci olan viskozitesi manyetik alana göre değişen sıvılar içerir. Kontrol ünitesinden gelen sinyallere göre, MR sıvısının viskozitesi değişir ve sönüm elemanının karakteristiği kontrol edilir. Şekil 2.10'

da MR piston yapısı ve elemanları görülmektedir. Şekilde görülen bobin sargıları, manyetik alan oluşturarak akışkan yoğunluğunu değiştirmektedir.



Şekil 2.10. MR akışkan esaslı amortisörler ("Parker", t.y.)

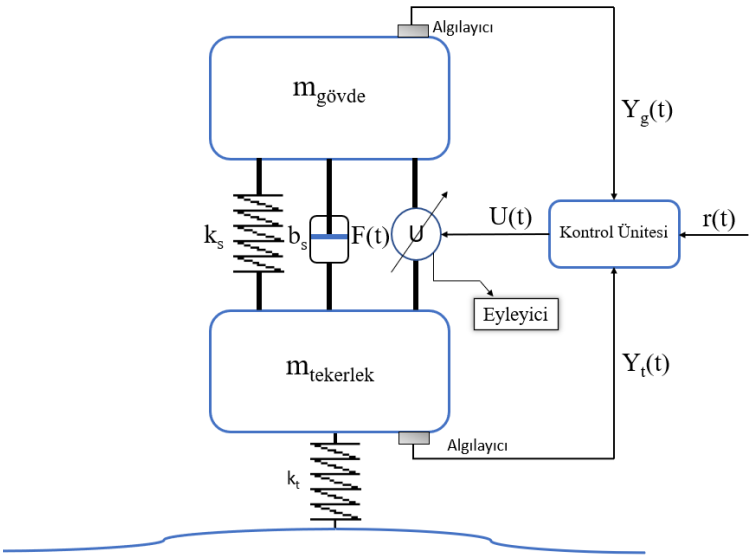
Pasif süspansiyona göre aracın belirli durumlarda daha iyi hareket etmesini sağlar. Örneğin yüksek hızlarda sönüm elemanı rijit bir yapı gibi davranarak arabanın aerodinamik olarak yola tutunmasını sağlar, diğer yandan konfor istendiğinde ise sönüm elemanı yumuşak bir tepki verir. Şekil 2.11'de yarı aktif süspansiyon yapısına ait model verilmiştir. Modelde, aracın gövdesinden alınan bilgiler elektronik kontrol ünitesinde işlenerek sönüm elemanına kontrol uyguladığı görülmektedir.



Şekil 2.11. Yarı aktif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

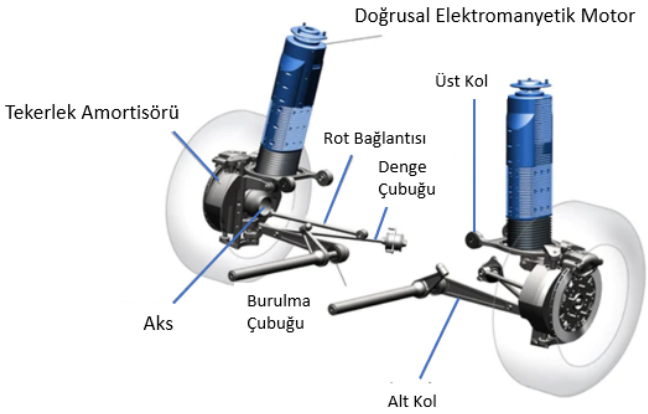
2.2.3 Aktif süspansiyon sistemi

Aktif süspansiyon sistemi, yoldan kaynaklı titreşimlerin sönümlenebilmesi ve viraj, frenleme gibi durumlarda araçta oluşan salınımların azaltılması için süspansiyon sistemindeki yay ve sönüm elemanlarına ilave bir eyleyici ile için uygun tepkinin oluşturulmasını ve uygulanmasını sağlayan en konforlu süspansiyon sistemidir (Mohd Riduan, Aizuddin Fahmi, Tamaldin, Noreffendy, Sudrajat, Ajat ve Ahmad, Fauzi, 2018). Aktif süspansiyon sistemi kapalı çevrim kontrol yöntemine göre çalışır. Bu yönteme göre aracın kontrol edilmek istenen referans giriş değeri ile araç gövdesinin çeşitli noktalarındaki sensörlerden (yer değiştirme, hız, ivme gibi) alınan bilgiler karşılaştırılır. Oluşan hata değerine göre kontrolcüde denetim sinyali oluşturulur. Bu denetim sinyali eyleyiciye giriş olarak verilir. Eyleyici elemanın çıkışında bir kuvvet üretilerek denetlenen sistem olan araç yapısına düzeltme üretilerek denetlenen sistem olan araç yapısına düzeltme sinyali uygulanır. Eyleyici sistemleri hidrolik, pnömatik veya elektromekanik yapıda olabilir. Şekil 2.12'de iki serbestlik dereceli çeyrek aktif süspansiyon modeli görülmektedir.



Şekil 2.12. Aktif süspansiyon sistemine sahip iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

Aktif süspansiyon sistemine örnek olarak Bose süspansiyon sistemi verilebilir. Bose markası, kulaklık, hoparlör gibi ses ekipmanları üreten bir firmadır. Bose ses şirketi, ürünlerinin dışına çıkarak aktif süspansiyon tasarlamıştır. Bunu ilk olarak hoparlörde bulunan elektromanyetik sürücülerin güçlendirilmesiyle başarmışlardır. Elektromanyetik sürücüler uygun ekipman ile yeterli düzeyde güçlendirilirse 1000 lbs yaklaşık olarak 450 kg taşımaktadır. Her bir tekerlekte bir elektromanyetik eyleyici bulunur. Her bir eyleyici yaklaşık olarak 4500 N kuvvet uygulayabilir. Bu sayede aracın yol düzgünsüzlüğüne karşı tepki vermesinin yanında, yolda bulunan belirli yüksekliğe sahip engellerin sıçramayla aşılabilmesi de sağlanmıştır ("Suspension Spot", 2018). Şekil 2.13' te Bose süspansiyon sistemi ve elemanları gösterilmiştir.



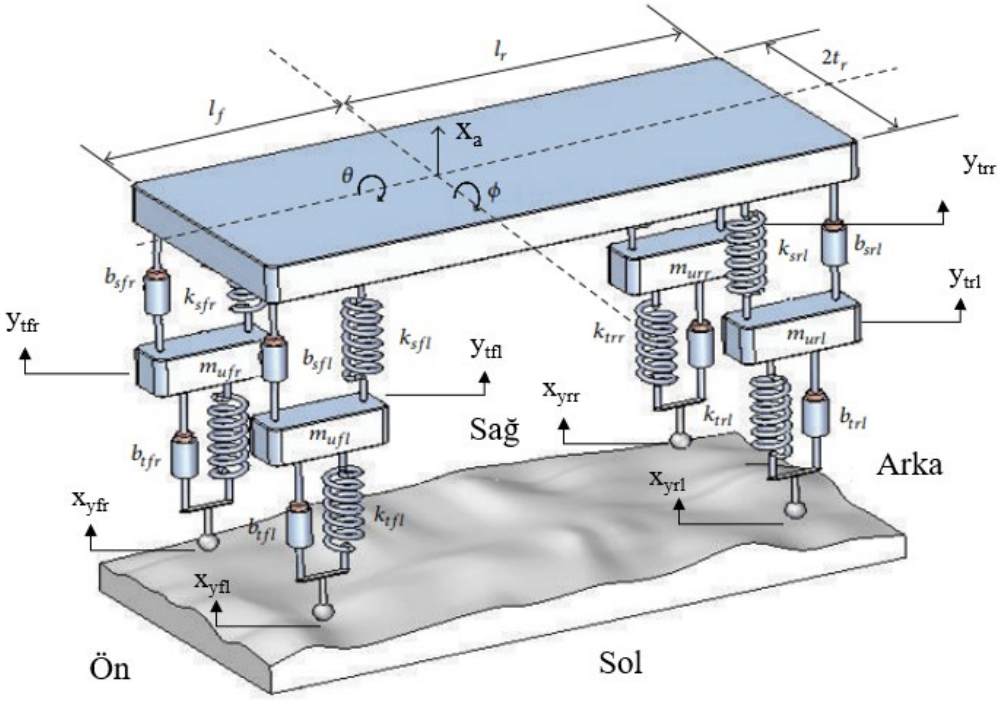
Şekil 2.13. Bose süspansiyon sistemi ("Suspension Spot", 2018)

Aktif süspansiyon sistemi, diğer süspansiyon sistemlerine göre oldukça karmaşık ve maliyetli olmasının yanında araçtan ek bir güç kaynağına ihtiyaç duyması sebebiyle daha çok şu an için lüks araçlarda kullanılmaktadır.

2.3 Araç ve Süspansiyon Modeli

Taşıtların ve taşıt ekipmanlarının dinamik davranışlarının incelenmesi ve iyileştirilmesi için deneysel ve teorik çalışmaların yapılması gerekmektedir. Ancak sistem üzerinde yapılacak her bir değişimin deneysel olarak incelenmesi hem yüksek maliyetli hem de zaman alıcı bir durum oluşturmaktadır. Bu sebeple taşıt sistemlerinin ve ekipmanlarının modellenmesi, elde edilen model cevabının doğrulanması gibi çalışmalar öncelikli olarak Ar-Ge çalışmalarında tercih edilmektedir. Ortaya konan yeterli doğruluktaki bir model ile sistemin dinamik davranışı incelenebilmektedir. Ayrıca süspansiyon sistemleri, eyleyici, kontrolcü vb. yapıların tasarımı da yapılabilmektedir. Elde edilen cevaplara göre iyileştirme ve parametre ayarı işlemleri daha az maliyetle ve zamandan tasarruf edilerek gerçekleştirilebilmektedir.

Taşıt sistemlerinin modellemesi için, ele alınan modele göre serbest cisim diyagramı oluşturulur. Serbest cisim diyagramı çeyrek-taşıt, yarım-taşıt ve tam-taşıt modelleri için oluşturulabilir. Newton hareket yasaları, Euler enerji yöntemleri, Lagrange vb. yöntemler kullanılarak aracın serbest cisim diyagramından, modelin dinamik davranışlarını zamana bağlı olarak veren hareket denklemleri elde edilir.



Şekil 2.14. Tam taşıt modeli (Pedro ve diğerleri, 2013)

Tez çalışmasında tam taşıt modeli incelendiği için Şekil 2.14'te de tam taşıt modeline ait bir görsel ele alınmış ve sistemin hareket denklemleri aşağıda sunulmuştur. Şekil 2.14'te gösterilen sistem parametreleri Şekiller ve Kısaltmalar Dizini bölümünde tanımlanmıştır. Buna göre Newton'un II hareket yasası kullanılarak elde edilen hareket denklemlerine göre tekerlek yay kuvvetleri

$$F_{ktfl} = k_{tfl}(x_y - x_{fl}) \tag{2.1}$$

$$F_{ktfr} = k_{tfr}(x_y - x_{fr}) \tag{2.2}$$

$$F_{ktrr} = k_{trr}(x_y - x_{rr}) \tag{2.3}$$

$$F_{ktrl} = k_{trl}(x_y - x_{rl}) \tag{2.4}$$

tekerlek sönüm kuvvetleri

$$F_{btfl} = b_{tfl}(\dot{x}_y - \dot{x}_{fl}) \tag{2.5}$$

$$F_{btfr} = b_{tfr}(\dot{x}_y - \dot{x}_{fr}) \tag{2.6}$$

$$F_{btrr} = b_{trr}(\dot{x}_y - \dot{x}_{rr}) \tag{2.7}$$

$$F_{btrl} = b_{trl}(\dot{x}_y - \dot{x}_{rl}) \tag{2.8}$$

süspansiyon yay elemanı kuvvetleri

$$F_{ksfl} = k_{sfl}(x_a - x_{fl}) \tag{2.9}$$

$$F_{ksfr} = k_{sfr}(x_a - x_{fr}) \tag{2.10}$$

$$F_{ksrr} = k_{srr}(x_a - x_{rr}) \tag{2.11}$$

$$F_{ksrl} = k_{srl}(x_a - x_{rl}) \tag{2.12}$$

süspansiyon sönüm elemanı kuvvetleri

$$F_{bsfl} = b_{sfl}(\dot{x}_a - \dot{x}_{fl}) \tag{2.13}$$

$$F_{bsfr} = b_{sfr}(\dot{x}_a - \dot{x}_{fr}) \tag{2.14}$$

$$F_{bsrr} = b_{srr}(\dot{x}_a - \dot{x}_{rr}) \tag{2.15}$$

$$F_{bsrl} = b_{srl}(\dot{x}_a - \dot{x}_{rl}) \tag{2.16}$$

süspansiyonda oluşan kuvvetler

$$F_{fl} = -F_{ksfl} - F_{bsfl} + F_{afl} \tag{2.17}$$

$$F_{fr} = -F_{ksfr} - F_{bsfr} + F_{afr} \tag{2.18}$$

$$F_{rr} = -F_{ksrr} - F_{bsrr} + F_{arr} \tag{2.19}$$

$$F_{rl} = -F_{ksrl} - F_{bsrl} + F_{arl} \tag{2.20}$$

aracın yükseklik, kafa vurma ve yalpa hareket denklemleri

$$m_a\ddot{x}_a = F_{fl} + F_{fr} + F_{rr} + F_{rl} \tag{2.21}$$

$$I_\theta\ddot{\theta} = tf[-F_{fr} + F_{fl} - F_{rr} + F_{rl} \tag{2.22}$$

$$I_\phi\ddot{\phi} = F_{fl}l_f + F_{fr}l_f - F_{rr}l_r - F_{rl}l_r \tag{2.23}$$

tekerleklerin yer değiştirme hareketi

$$m_{ufl}\ddot{y}_{tfl} = -F_{ksfl} - F_{bsfl} - F_{afl} + F_{ktfl} + F_{btfl} \tag{2.24}$$

$$m_{ufr}\ddot{y}_{tfr} = -F_{ksfr} - F_{bsfr} - F_{afr} + F_{ktfr} + F_{btfr} \tag{2.25}$$

$$m_{urr}\ddot{y}_{trr} = -F_{ksrr} - F_{bsrr} - F_{arr} + F_{ktrr} + F_{btrr} \tag{2.26}$$

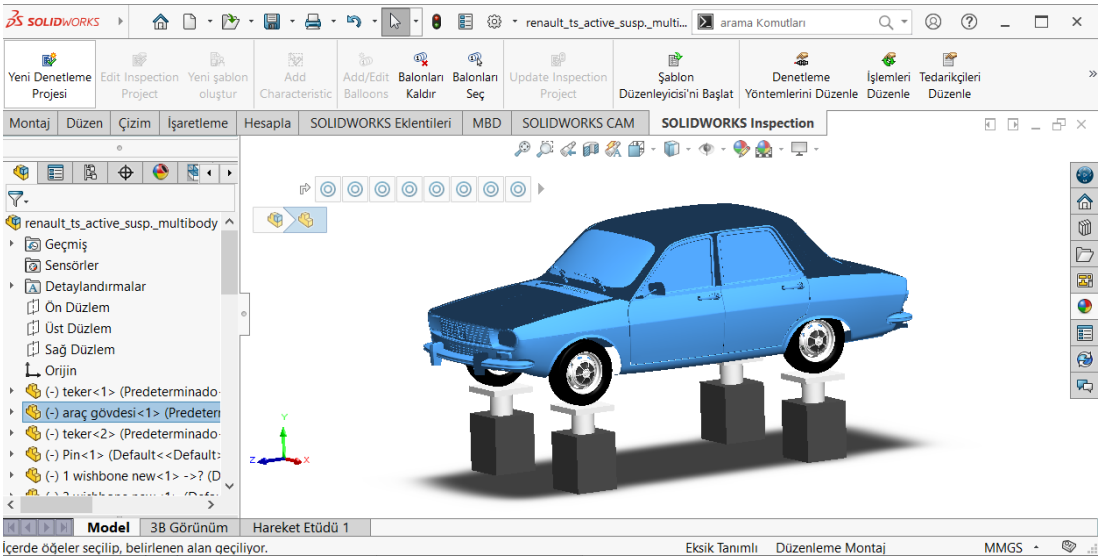
$$m_{url}\ddot{y}_{trl} = -F_{ksrl} - F_{bsrl} - F_{arl} + F_{ktrl} + F_{btrl} \tag{2.27}$$

şeklindedir.

Newton’un hareket yasaları, Lagrange-Euler enerji yöntemleri vb. yöntemler ile elde edilen bu denklemlerin uygun şekilde düzenlenmesiyle transfer fonksiyon, durum-uzay gösterimi MATLAB/Simulink vb. programlarda yapılan modelleme çalışmaları ile istenen taşıt tepkileri incelenebilir.

Modelleme araçlarındaki gelişmeler taşıt, süspansiyon sistemi vb. yapıların daha detaylı olarak incelenme kabiliyetini de beraberinde getirmiştir. Süspansiyon sistemlerinin gelişiminde tarihsel olarak başlarda aracın matematiksel denklemlerinin eldesi ve temel kabuller ile en basit yapıda çeyrek taşıt modellemesi dinamik davranışları incelenebiliyordu. Bu yapıyı kullanarak eyleyici, kontrolcü geliştirilmesi ile ilgili çalışmaların yapıldığı görülmektedir (Martins, Esteves, Marques ve da Silva, 2006). Ancak farklı süspansiyon tiplerinin ortaya çıkması araçların sadece düşeyde değil de diğer eksenlerdeki hareketlerinin de incelenmesi talebinin olması gibi sebeplerle araç ve parçalarının daha anlaşılır bir şekilde modellenmesi gerekliliği doğmuştur. Bu nedenle çeyrek, yarım ve tam taşıt modelleri kullanılarak elde edilen ve matematiksel denklemler ile ifade edilen modellerin ardından programlama tekniklerinin de gelişmesiyle sistemlerin dinamik davranışlarının incelenmesinde SolidWorks gibi CAD programlarında elde edilen katı modellerin benzetim programlarıyla beraber kullanılması aşamasına da geçilmiştir. Bu şekilde elde edilen modeller yapıları daha gerçekçi bir şekilde inceleme fırsatı oluşturmuştur.

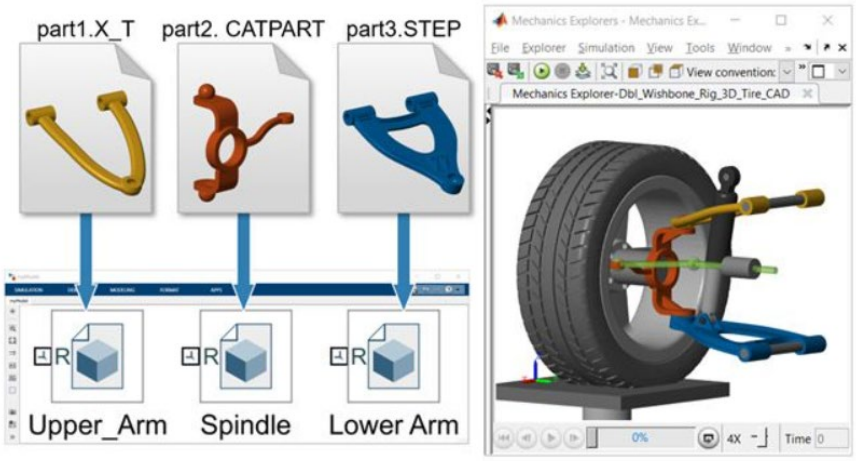
SolidWorks, 2D teknik çizim ve 3D katı modelleme yapabilmek için kullanılan bir bilgisayar destekli grafik tasarım (CAD) ve bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımıdır ("Yenasoft", t.y.). Katı modelleme programlarında oluşturulmak istenen modelin parçaları tek tek uygun boyutlarda elde edilir. Elde edilen parçalar, modelin hareket dinamiğine göre montaj arayüzünde birleştirilir. Birleştirilen montaj parça, model ile birebir aynı dinamiklere sahip olur. Aşağıda verilen Şekil 2.15‘te SolidWorks programında montajı tamamlanmış taşıt modeli verilmiştir.



Şekil 2.15. SolidWorks programında oluşturulan 3D katı modellerin montajı

Oluşturulan katı modeller MATLAB programına aktarılarak, Simscape/Multibody uygulamasıyla yazılımsal ve görsel analiz elde edilebilir. MATLAB çok paradigmalı, sayısal hesaplama yazılımı ve dördüncü nesil programlama dilidir. MATLAB matris işleme, fonksiyonların ve verilerin çizilmesine, algoritmaların uygulanmasına, kullanıcı arayüzlerinin oluşturulmasına ve diğer dillerde yazılmış programlarla arayüz oluşturmaya izin verir (Matlab, 2022). Multibody çok gövdeli sistemlerin mekaniği şeklinde ifade edilebilir. MATLAB/Simulink/Simscape/Multibody, uygulama arayüzünde başka programlardan katı model aktarılabildiği gibi kendi içerisinde de model oluşturulabilir. Simscape Multibody (eski adıyla SimMechanics) robotlar, araç süspansiyonları, inşaat ekipmanları ve uçak iniş takımları gibi üç-boyutlu mekanik sistemler için çok gövdeli bir simülasyon ortamı sağlar. Gövdeleri, eklemleri, kısıtlamaları, kuvvet öğelerini ve sensörleri temsil eden blokları kullanarak çok gövdeli sistemler modellenebilir. Simscape Multibody, tüm mekanik sistemleri için hareket denklemlerini formüle eder ve çözer. Tüm kütleler, ataletler, eklemler, kısıtlamalar ve 3D geometri dahil olmak üzere eksiksiz CAD montajları Simscape ortamına aktarılabilir. Otomatik olarak oluşturulan bir üç-boyutlu animasyon, sistem dinamiklerinin görselleştirilmesini sağlar ("MathWorks", 2022). Multibody uygulaması herhangi bir sistemin modellenmesini ya da CAD programlarında elde edilen modelin incelenmesini sağlayan uygulamadır. MATLAB/Simulink/Simscape/Fluids, akışkanların modellenip incelenebildiği bir arayüzdür. MATLAB/Control Toolbox PID ve Fuzzy Logic vb. kütüphane elemanları

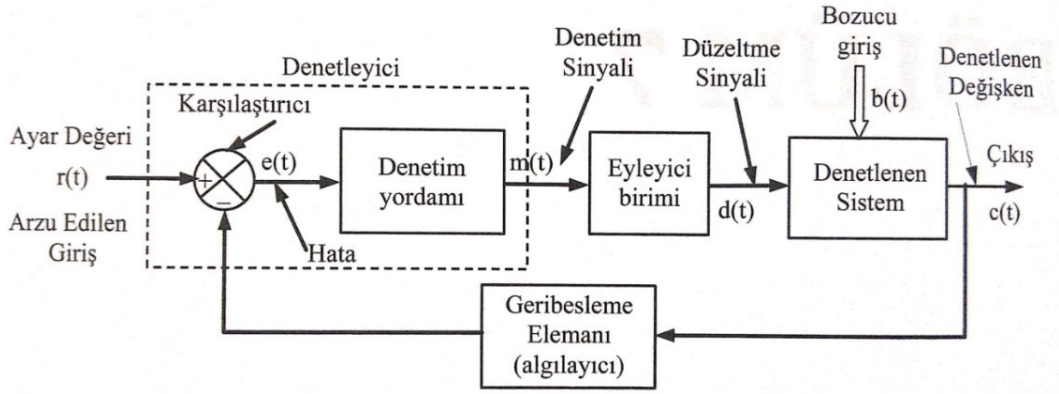
ile kontrolcülerin kullanılmasını, tasarlanmasını ve optimizasyonunu sağlar. Şekil 2.16'da bir süspansiyon sisteminin CAD modelinin MATLAB/Simulink ortamına aktarılması ile elde edilen görsel gösterilmiştir.



Şekil 2.16. MATLAB/Multibody katı model montajı aktarma ("MathWorks", 2022)

2.4 Denetim Sistemi ve Kontrolcü

Denetim sistemi, temel olarak kontrol edilmek istenen sistem, denetim organı ve eyleyici elemanlarından oluşur. Açık ve kapalı çevrim olmak üzere iki tip denetim sistemi vardır. Açık çevrim denetim sisteminde, sistem cevabı arzu edilen giriş değeri ile karşılaştırılmaz. Kapalı çevrim denetim sisteminde sistem cevabı algılayıcı ile sürekli geri beslenir. Referans değer ile sistem cevabı karşılaştırılır ve hata elde edilir. Denetim organı elde edilen hataya göre kontrol sinyali oluşturur. Eyleyici kontrol sinyaline göre denetlenen sisteme etki eder. Denetlenen sistem sürekli kontrol edilerek arzu edilen giriş değerine getirilmeye çalışılır. Kapalı çevrim kontrol sistemi şeması Şekil 2.17'de verilmiştir. Denetim sistemleri endüstride pek çok uygulama alanı bulmuştur (Yüksel, 2018). Bu çalışmada PID ve bulanık mantık algoritmaları kullanılarak denetim işlemi gerçekleştirilmiştir. Aşağıda bu iki denetim algoritmasının yapısı anlatılmıştır.



Şekil 2.17. Kapalı-çevrim kontrol sistemi (Yüksel, 2018)

2.4.1 PID kontrolcüsü

PID kontrolcüsü orantı, integral ve türev fonksiyonlarından oluşan bir denetim organı tipidir. Kontrolcüye gelen hata sinyalinin belirli bir katsayı ile çarpılması, integral ve türevinin alınması şeklinde ifade edilir. Yani istenilen durum ile ölçülen anki durum arasındaki farkın döngü halinde sürekli işlenmesidir. PID kontrolcü tipi sıcaklık, akış kontrol sistemleri gibi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Diğer yöntemlere göre basit ve kullanışlıdır, ancak karmaşık yapılı ve doğrusal olmayan sistemlerde, ölü zaman gecikmesi ve sistem zaman gecikmesi yüksek olan uygulamalarda kullanışlı değildir (Yüksel, 2018).

Standart tipte bir PID denetim organının temel yapısı denklem (2.28) ile ifade edilir.

$$m(t) = K_P[e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(t)\,dt + T_d\frac{de}{dt}] \tag{2.28}$$

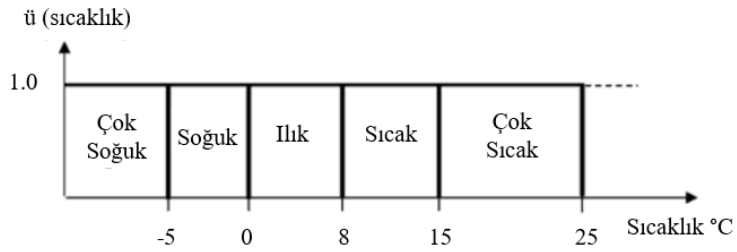
PID kontrolcüsü parametrelerini, deneysel ve analitik olarak ayarlamak mümkündür. Deneysel ayarda, titreşim ve sistem cevabı yöntemleri kullanılır. Analitik ayarda, optimizasyon fonksiyonları, bilgisayar yazılımları kullanılarak parametre ayarı yapılır. (Yüksel, 2018).

2.4.2 Bulanık mantık (Fuzzy logic) kontrolcü

Bulanık mantık adından da anlaşılacağı gibi kesinden ziyade yaklaşık olan muhakeme modlarının altında yatan mantıktır. Bulanık mantığın önemi, insan muhakemesi kiplerinin çoğunun ve özellikle sağduyu muhakemesi doğası gereği yaklaşık olduğu gerçeğinden kaynaklanmaktadır. Yaygınlığına rağmen, yaklaşık akıl yürütmenin klasik mantığın kapsamı dışında kaldığını not etmek ilginçtir. Çünkü büyük ölçüde mantıkta derin bir şekilde yerleşmiş bir gelenektir ve yalnızca kesin formülasyon ve analize uygun olan akıl yürütme biçimleriyle ilgilenir (Zadeh, 1983).

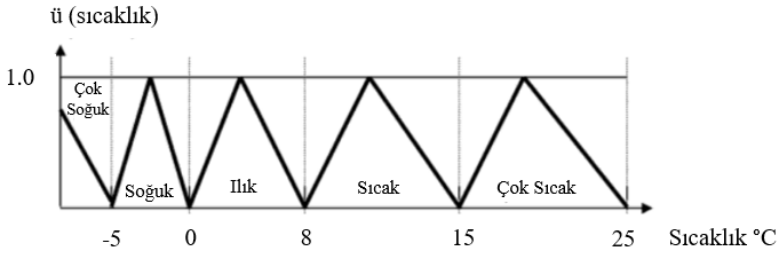
Bulanık mantık klasik mantıkta bulunan ve kesinlik ifade eden 'var' veya 'yok' değerlerine ek olarak, belirsizliği açıklayan 'olabilir' gibi muğlak değerleri kapsayan bir mantık türüdür. Bulanık mantığı klasik mantıktan ayıran bu özellik sayesinde insan davranışları vb. gibi taklit edebilir.

Bulanık mantık, kümelere, alt kümelere ve üyelik fonksiyonlarına bağlı çalışan bir karar verme sistemidir. Örneğin -5 ila +25 °C arasında değişen bir ölçekte, belirlenen aralıklar kümeleri ifade eder. Bu ölçekte -5 °C'den küçük sıcaklıklar çok soğuk, -5 ve 0 °C aralığı soğuk, 0 ila 8 °C aralığı ılık, 8 ila 15 °C aralığı sıcak, 15 ila 25 °C aralığı çok sıcak diye belirlenir ise çok soğuk, soğuk, ılık, sıcak ve çok sıcak alt kümeleri oluşturulmuş olur. Ancak aralıklarda, 7,999 °C veya 8,001 °C seçilirse Aristo mantığına göre ılık veya sıcak olarak ifade edilir. Yani aralıktaki her bir sıcaklık değeri aynı derecede alt kümeye aittir. Şekil 2.18'de verilen bitişik dikdörtgen üyelik fonksiyon gösterimi ile ifade edilebilir. Bitişik dikdörtgen gösteriminde örneğin sıcak alt kümesi aralığı 8 ila 15 °C aralığında 1'dir diğer aralıklarda 0'dır.



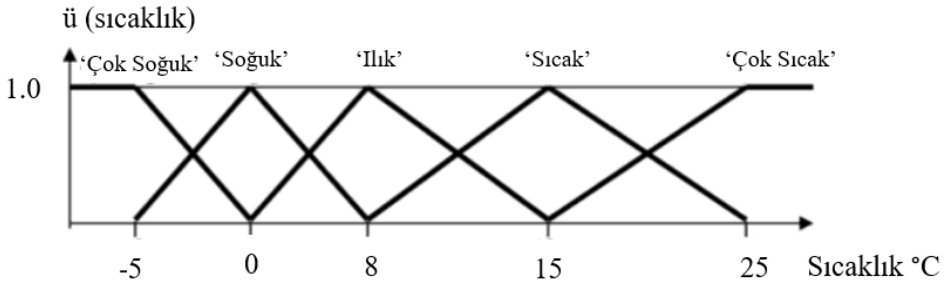
Şekil 2.18. Dikdörtgen üyelik fonksiyonu gösterimi (Şen, 2020)

Şekil 2.19’ da bitişik üçgen üyelik fonksiyonları verilmiştir. Üçgen gösterimde sıcaklık değerleri belirli oranda alt kümelere aittir. Ancak aralık sınırları 0’ a eşittir. Bu değerlerin ifadesi belirsizdir.



Şekil 2.19. Üçgen üyelik fonksiyonu gösterimi

Bu belirsizlikler nedeniyle örtüşmeli bir üyelik fonksiyon seçilirse belirsizler ifade edilebilir. Şekil 2.20’de örtüşmeli üçgen üyelik fonksiyon gösterimi verilmiştir.

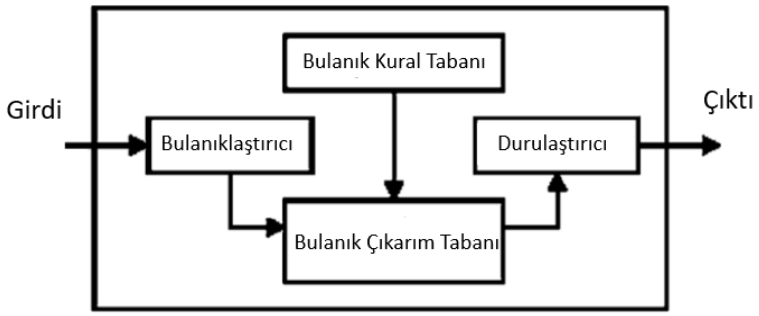


Şekil 2.20. Örtüşmeli üçgen üyelik fonksiyonu gösterimi

Bir önceki sayfada verilen 7,999 ve 8,001 °C değerleri örneğini ele alırsak gerçek hayatta bu değerler karar verilmesi zor belirsiz değerlerdir. Bu değerler örtüşmeli üyelik fonksiyonları ile ifade edilebilir. Kısaca, belirsiz ya da ara değerlerin belirlenen kurallar çerçevesinde, değerlendirilmesi ile sonuç için karar verilebilir. Üyelik fonksiyonları, üçgen, yamuk ve gauss gibi farklı şekillerde olabilir (Şen, 2020).

Görüntü işleme, otonom robot teknolojisi, banka ve işletmelerdeki işin yönetimi, tarım sektöründe ışık, sıcaklık ve nem kontrolü, eğitim alanında öğrenci ve öğretim üyesi performans analizi, ev aletleri, sağlık ve yazılım mühendisliği gibi çok farklı uygulama alanlarında sıkça kullanılmaktadır (Kaur ve Singh, 2019).

Bulanık mantık çıkarım sisteminde girdi değerleri üyelik fonksiyonları kullanılarak bulanıklaştırılır. Daha sonra bulanık mantık tabanında kurallara bağlı olarak farklı yöntemler ile çıkarımlar elde edilir. Elde edilen çıkarımlar bulanık değerler olduğu için durulaştırılır ve çıktı elde edilir. Şekil 2.21' de bulanık mantık çıkarım şeması verilmiştir.



Şekil 2.21. Bulanık mantık çıkarım şeması (Sivanandam, Sumathi ve Deepa, 2006)

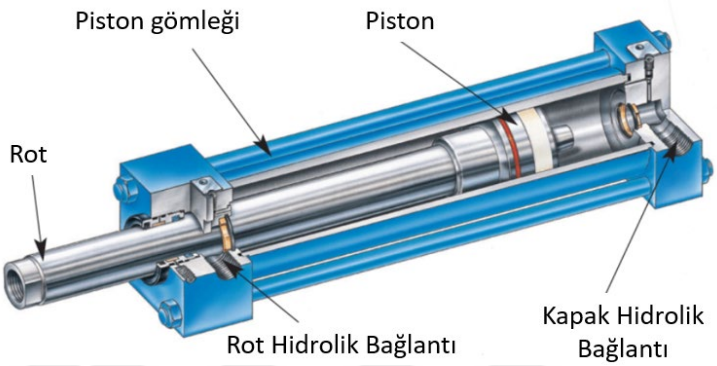
2.5 Hidrolik Eyleyici

Eyleyici herhangi bir mekanizma veya sistem için kontrol edilebilir iş üreten cihazlardır. Eyleyiciler genel olarak elektromekanik, elektromanyetik, akışkan (pnömatik veya hidrolik), piezoelektrik (seramik, polimer), akıllı malzeme, hibrit (piezoelektrik ve elektromekanik) ve doğal (insan kası) olabilir (Zupan, Ashby ve Fleck, 2002).

Bu tez çalışmasında elektrohidrolik eyleyici kullanılmıştır ve bu bölümde modellemesi incelenmiştir.

Hidrolik eyleyiciler, girişine akışkan enerjisi uygulanan çıkışta mekanik enerji elde edilen cihazlardır. Giriş değişkenleri basınç ve debi iken çıkış değişkeni doğrusal olması halinde kuvvet ve doğrusal hız, dönme hareketi olması halinde ise moment ve açısal hızdır. Doğrusal eyleyici olan hidrolik silindirde basınç kuvvet ile debi hız ile ilişkilendirilir. Dönme hareketi yapan eyleyici olan hidromotorda, basınç tork ile debi ise açısal hız ile ilişkilendirilir. Hidrolik eyleyicilerin güç kaynağı hidrolik pompalardır. Pompalar mobil uygulamalarda içten yanmalı motorlarla, yerleşik uygulamalarda elektrik motorları ile tahrik edilen hidrolik güç ekipmanıdır. Sıvı dinamiğinin istenen tepkiyi vermesi, yani istenen basınç ve debi değerini oluşturulabilmesi için hidrolik sistem, yağ tankı, pompa,

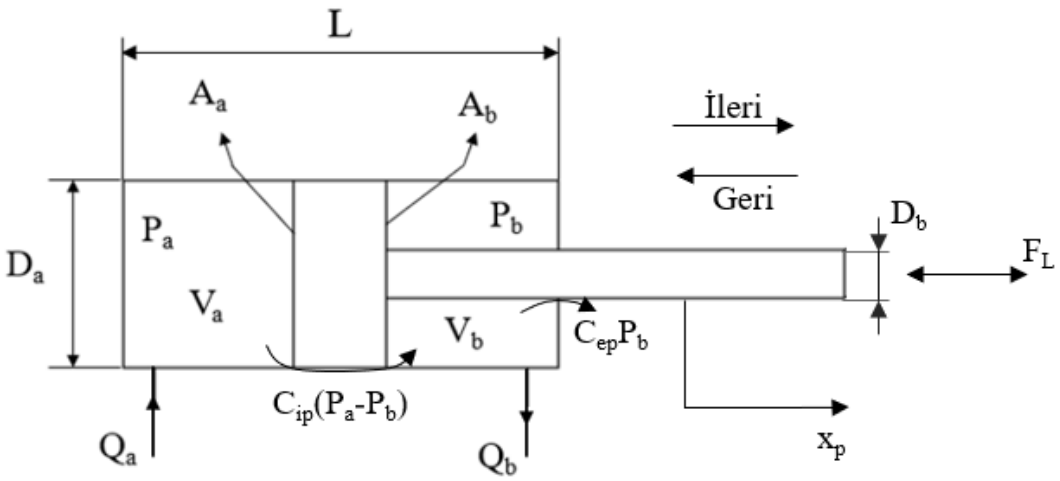
valf, hidrolik silindir veya hidrolik motordan oluşturulabilir. Denetim sistemlerinde, kontrol edilmek istenen sistemin çalışma hızı ve kuvvet değerleri dikkate alınarak debi ve basınç değerleri belirlenir, hidrolik sistem tasarımı yapılır. Şekil 2.22'de bir hidrolik silindirin yapısı gösterilmiş ve temel elemanları sunulmuştur.



Şekil 2.22. Hidrolik silindir yapısı ("Endüstriyel hidrolik" , 2021)

2.5.1 Hidrolik eyleyici modeli

Doğrusal hareket yapan asimetrik hidrolik silindir modellemesi için Şekil 2.23'te verilen hidrolik silindir kullanılabilir. Hidrolik eyleyici yapısını, valf-silindir, debi ve yük denklemleri ile modellemek mümkündür.



Şekil 2.23. Asimetrik bir hidrolik silindir ve boyutları

Akışkan sıkıştırılabilirlik etkisi ve sızıntı kayıplarının dahil edildiği durumda süreklilik yasasından elde edilen asimetrik yapıdaki hidrolik silindirin a ve b hatlarındaki debi denklemleri verilmiştir.

a tarafı için

$$Q_a - C_{ip}(P_a - P_b) = \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{\beta}\frac{dP_a}{dt} \tag{2.29}$$

b tarafı için

$$C_{ip}(P_a - P_b) - C_{ep}P_b - Q_b = \frac{dV_b}{dt} + \frac{V_b}{\beta}\frac{dP_b}{dt} \tag{2.30}$$

şeklindedir.

Asimetrik silindirin a ve b hatlarındaki hacimleri

$$V_a = V_{0a} + A_a x_p \tag{2.31}$$

$$V_b = V_{0b} - A_b x_p \tag{2.32}$$

şeklindedir. Asimetrik hidrolik silindir için Newton'un ikinci hareket yasasından yük basıncına bağlı olarak elde edilen yük denklemleri

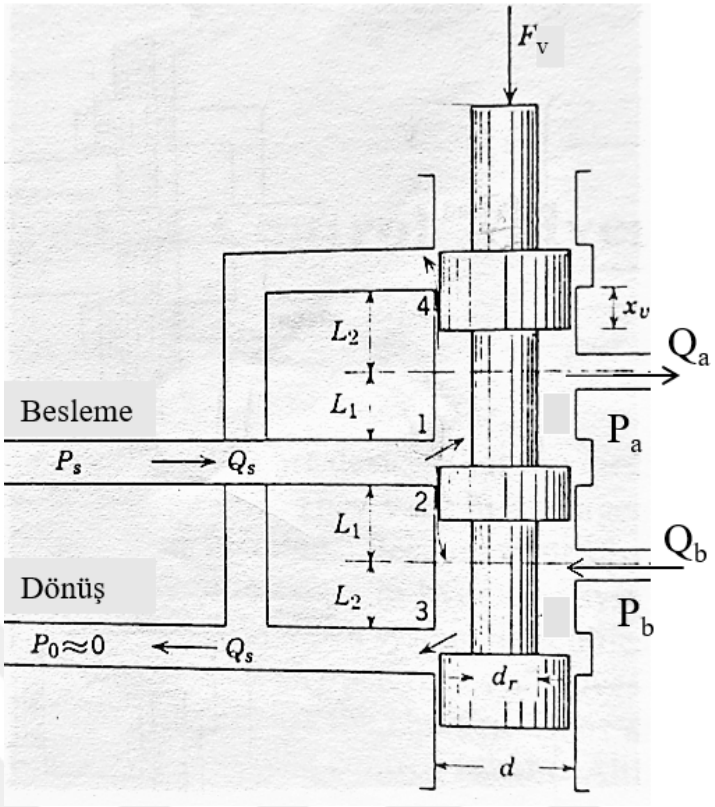
$$P_a A_a - P_b A_b = F_L + M\frac{du}{dt} \tag{2.33}$$

$$P_a\gamma - P_b = P_L + \frac{M}{A_a A_b}\frac{d(uA_b)}{dt} \tag{2.34}$$

$$\gamma = \frac{A_a}{A_b} \tag{2.35}$$

$$P_L = \frac{F_L}{A_b} \tag{2.36}$$

olarak ifade edilir (Watton, 2009).



Şekil 2.24. Dört yollu sürgülü valf şeması (Merritt, 1991)

Orifis denklemi yardımıyla 1,2,3 ve 4 numaralı akış yollarından geçen debiler

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_a)} \tag{2.37}$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_b)} \tag{2.38}$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}P_b} \tag{2.39}$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}P_a} \tag{2.40}$$

şeklindedir. Bu denklemlerde alan değişimi valf sürgüsünün yer değiştirmesinin fonksiyonudur.

$$A_1 = A_{01} x_v \tag{2.41}$$

$$A_2 = A_{02}(-x_v) \tag{2.42}$$

$$A_3 = A_{03} x_v \tag{2.43}$$

$$A_4 = A_{04}(-x_v) \tag{2.44}$$

şeklindedir.

2.5.2 Hidrolik sistemin boyutlandırılması

Bir yüke karşı çalışan hidrolik sistemde basınç yüke karşı oluşurken istenilen hız için ise debinin uygun şekilde ayarlanması gerekir. Eyleyicinin boyutlandırılabilmesi için, sisteme veya mekanizmaya etki eden kuvvet ve hız gibi dinamik davranışlarının bilinmesi gerekir. Sistemin uygun şekilde hareket edebilmesi için eyleyicinin de sistemin taleplerini karşılayabilecek şekilde boyutlandırılması gerekmektedir. Buna göre eyleyici sisteminin tasarlanması için karşı yüke ait dinamik davranışının kuvvet, hız vb. temel değerlerinin bilinmesi gerekir. Bu değerlere göre eyleyici sisteminin tasarımı yapılabilir.

Bu bölümde hidrolik silindirin boyutlandırılmasında esas olan temel denklemler sunulmuştur. Şekil 2.23'te verilen asimetrik hidrolik silindir baz alınarak hidrolik silindirin kesit alanını veren denklemler aşağıda verilmiştir.

$$A_a = \pi \frac{{D_a}^2}{4} \tag{2.45}$$

$$A_r = \pi \frac{{D_b}^2}{4} \tag{2.46}$$

$$A_b = A_a - A_r \tag{2.47}$$

Asimetrik hidrolik silindir için sızıntıların ve sıkıştırılabilirliğin ihmal edildiği durumda hıza bağlı debi denklemi

$$Q = A \cdot v \tag{2.48}$$

şeklinde ifade edilir

Sistem için gerekli olan basınç ve debi değerleri pompanın boyutlandırılmasında kullanılır. Pompanın boyutlandırılması için aşağıda denklemler verilmiştir.

Pompa gerçek debisi;

$$Q_{gp} = D_P \cdot n \cdot \eta_v \tag{2.49}$$

Pompa torku;

$$T = \frac{D_P \cdot P}{20 \cdot pi \cdot \eta_m} \tag{2.50}$$

Pompanın mekanik gücü;

$$P_P = \frac{Q_{gp} \cdot P}{\eta_t} \tag{2.51}$$

Toplam verim;

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m \tag{2.52}$$

şeklinde ifade edilir.

Sistemde kullanılacak valfin de maksimum debiyi geçirecek şekilde seçilmesi gerekir. Basınç emniyet valfi de maksimum sistem basıncının %15 fazlasına ayarlanabilir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde aktif süspansiyon kontrolü yapılmak istenen bir sedan aracın ve süspansiyon sisteminin katı modelleme yöntemi ile modellenmesi, daha sonra modelin dinamik hareketlerinin incelenerek elde edilen sonuçlara göre kontrol sistemi tasarımı ve sonuçlarının incelenmesi konuları işlenecektir.

Bu tez çalışmasında tam taşıt modellemesi için seçilen sedan bir aracın gövdesinin, süspansiyon sisteminin ve tekerleklerinin SolidWorks programında ayrı ayrı katı modeli kurulmuştur. Kurulan modeller montajlanmıştır. Süspansiyon sistemi için Bölüm 2.1.2 'de anlatılan serbest yapılı çift salıncaklı süspansiyon tipi seçilmiştir. Aracın gövdesi, tekerlekleri ve süspansiyon sisteminden oluşan montajı dinamik modelleme için MATLAB programına aktarılmıştır. Tasarlanmak istenen aktif süspansiyon sistemi için aracın yoldan gelen uyarılara verdiği tepkiler incelenmiştir. Yapılan incelemelere göre aktif süspansiyon sistemi elemanları yani eyleyici ve kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan aktif süspansiyon sisteminde süspansiyon yer değiştirmesi denetlenmiştir. PID ve bulanık mantık olmak üzere iki kontrolcü denetleyici olarak tasarlanmıştır. Süspansiyon yer değiştirmesi, araç gövdesi yer değiştirmesi, ivmesi, savrulma, kafa vurma ve yalpa açıları ile eyleyici sisteminin basınç, debi değişimleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar pasif süspansiyon sistemi, PID ve bulanık mantık kontrol yöntemleri uygulanan aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt modelleri ile karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

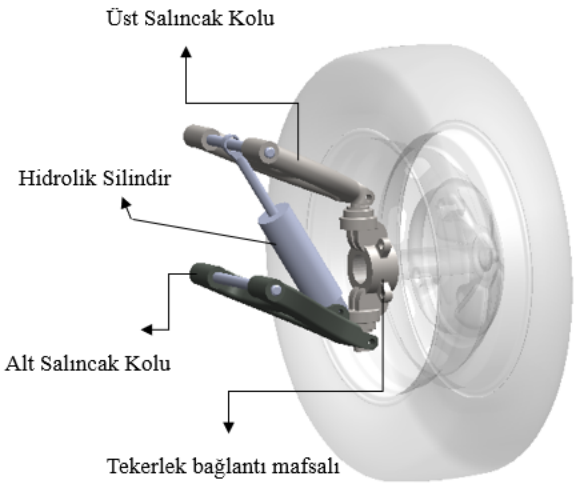
3.1 Araç Modelinin Oluşturulması

3.1.1 Aracın katı modeli

Bu çalışmada sedan bir aracın aktif süspansiyon amaçlı kullanılan çift salıncaklı süspansiyon sistemi için katı modeli oluşturulmuştur. Seçilen sedan aracın katı modeli için SolidWorks programı kullanılmıştır.

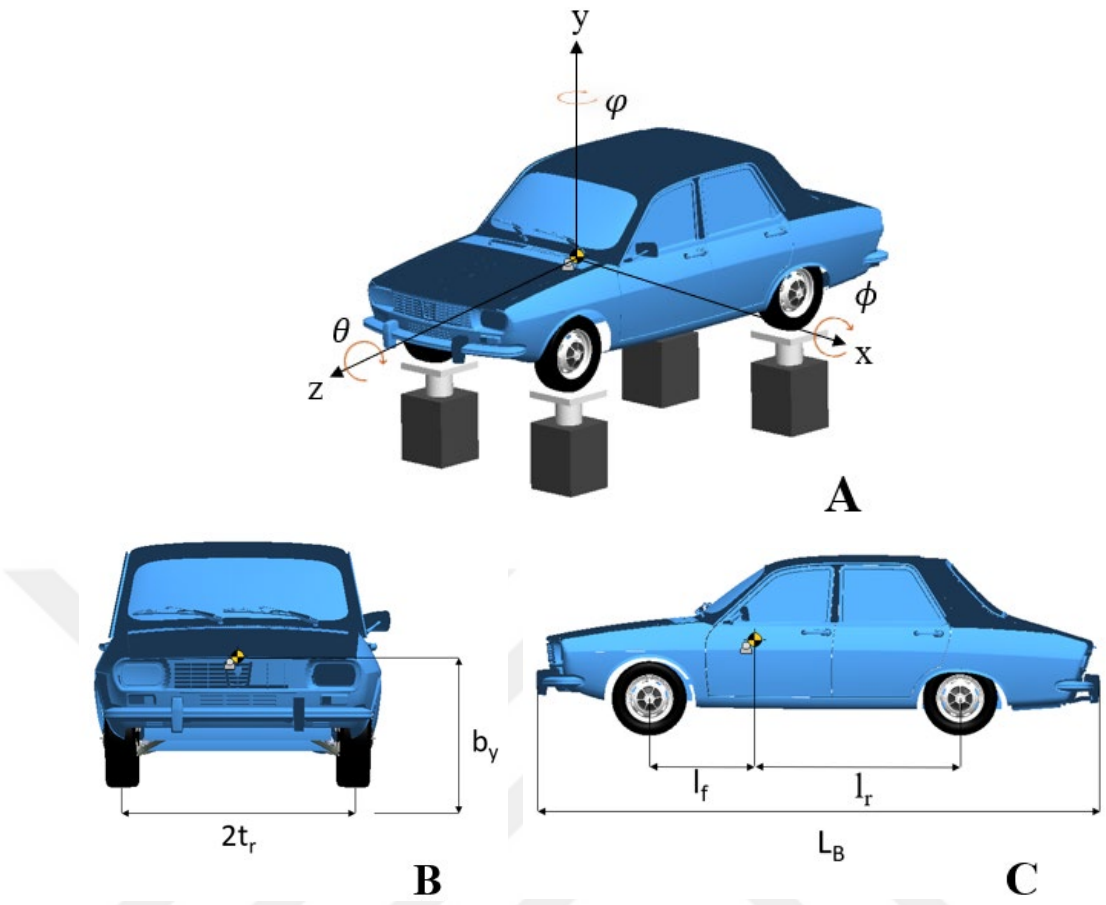
Aracın katı modeli gövde, süspansiyon sistemi ve tekerlek olmak üzere 3 parça montajdan oluşmaktadır. Araç gövdesi ve tekerlekler "Grabcad" adlı katı model paylaşım sitesinden elde edilmiştir (Engineering, 2011). Bu katı model MATLAB/Simulink programına

aktarılarak, kullanım amacına uygun şekilde verifikasyonlar yapılmıştır. Pasif süspansiyona sahip sistemde valf-silindir sistemi bulunmamaktadır. Aktif süspansiyon sisteminin davranışı incelendiği durumda sisteme hidrolik valf-silindir sistemi ilave edilmiştir. Bu yapı Simscape kütüphanesinde "Fluids" toolboxı kullanılarak dahil edilmiştir. Pasif ve aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt sistemi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Süspansiyon sistemi alt salıncak kolu, üst salıncak kolu, tekerlek bağlantı mafsalı ve hidrolik silindir olmak üzere dört parçadan oluşturulmuştur. Şekil 3.1' de süspansiyon montajı görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi bu modelleme tekniğinde ilgili parçalar taşıt üzerindeki konumlarına ve bağlantı şekillerine uygun şekilde monte edilmiş halde kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Çift salıncaklı süspansiyon sistemi katı modeli

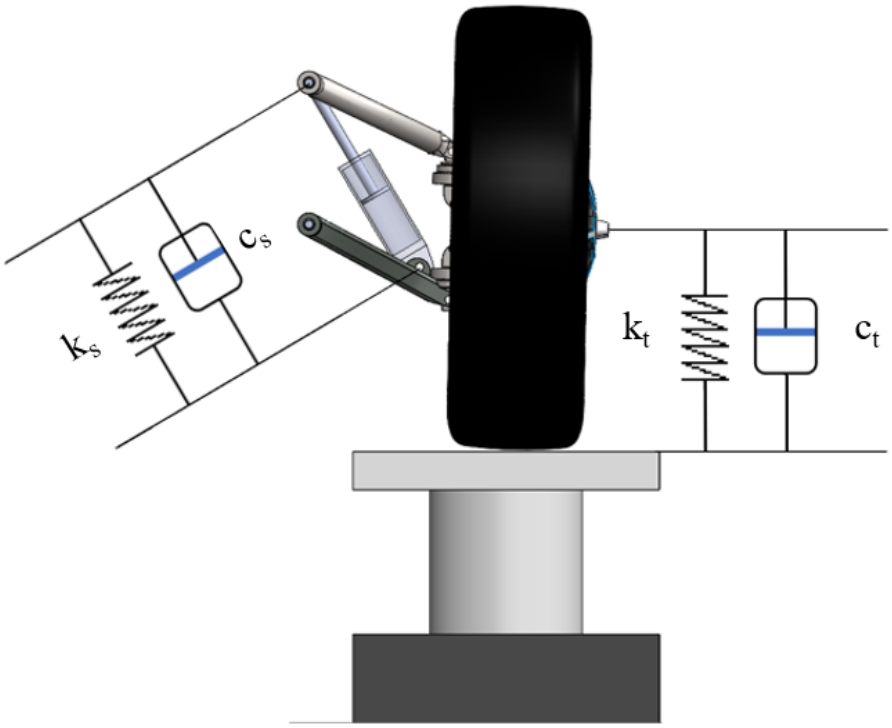
Aracın katı modeli süspansiyon montajı, gövde ve tekerlek parçaları montaj ilişkileri ile tam taşıt modeline uygun bir şekilde hazırlanmıştır. Elde edilen tam taşıt katı modelinde, kütle ve kütle merkezi gibi parametrelere dikkat edilmiştir. Şekil 3.2' de aracın tam taşıt katı modeline ait ön, yan ve izometrik görünüşleri sunulmuştur.



Şekil 3.2. Aracın tam taşıt modeli **A)** İzometrik görünüş **B)** Ön görünüş **C)** Yan görünüş

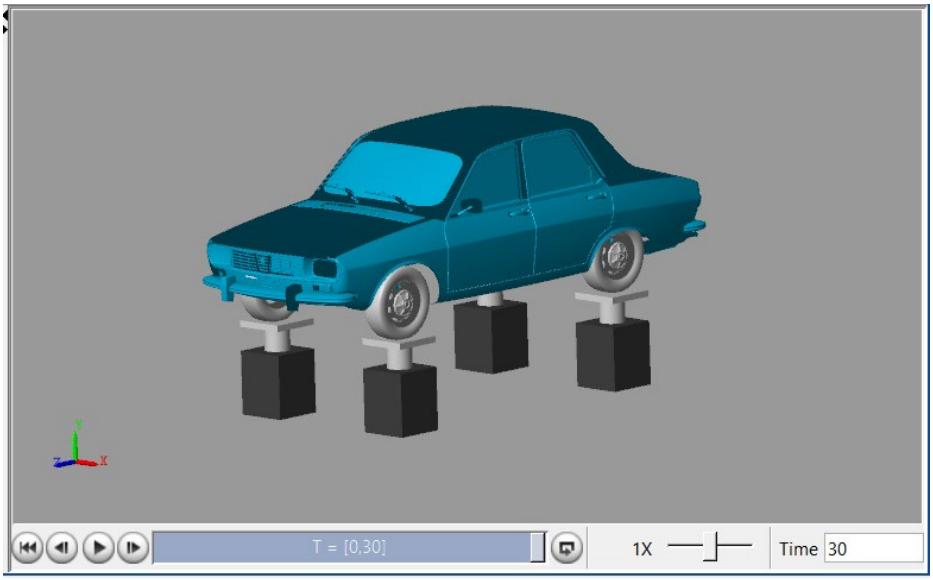
3.1.2 Aracın MATLAB/Simulink modeli

SolidWorks programında oluşturulan aracın katı modeli MATLAB/Simulink ortamına aktarılmıştır. Bu çalışmada MATLAB/Simulink kütüphanesinde "Multibody", "Fluids" ve "Control Toolbox" uygulamaları kullanılmıştır. "Multibody" arayüzünde SolidWorks programında aktarılan model katı model yapısında olduğu için süspansiyona ve tekerleğe yaylılığını temsil etmek için yay ve sönüm elemanı eklenmiştir. Elde edilen modelin blok şeması EK 1' de sunulmuştur. MATLAB/Simulink modeli Şekil 3.3'teki gibi ifade edilebilir.



Şekil 3.3. Aracın tekerlek ve süspansiyon sisteminin dinamik davranış modeli

Aracın MATLAB ortamında dinamik davranışını daha gerçekçi şekilde değerlendirebilmek için animasyon oluşturulmuştur. Şekil 3.4' te aracın 3D animasyon görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.4. Aracın Matlab ortamında 3D animasyonu

Katı ve dinamik modele ait ölçüler ve parametreler Çizelge 3.1‘de verilmiştir.

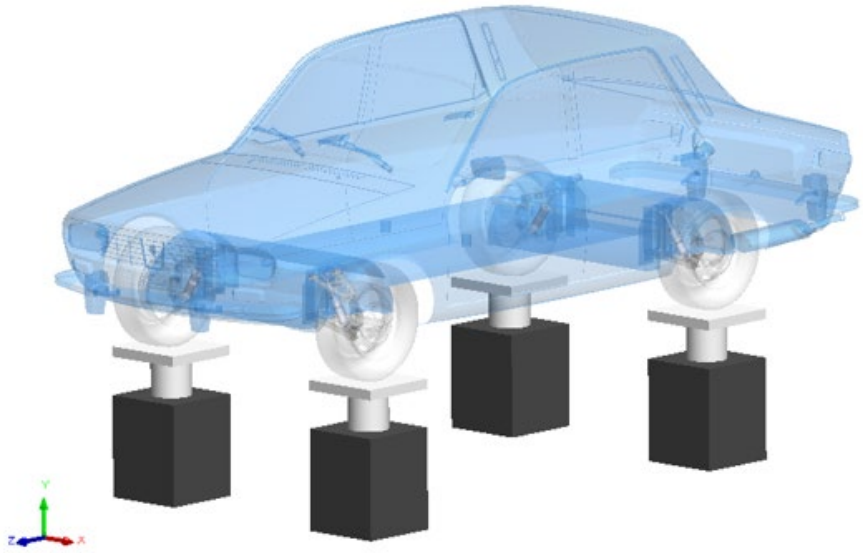
Çizelge 3.1. Tam taşıt modeli parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
m_a [kg]	800	k_{tfr} [N/m]	190000
m_{ufl} [kg]	43	k_{trr} [N/m]	170000
m_{ufr} [kg]	43	k_{trl} [N/m]	170000
m_{urr} [kg]	43	c_{tfl} [N/m]	1000
m_{url} [kg]	43	c_{tfr} [N/m]	1000
k_{sfl} [N/m]	30000	c_{trr} [N/m]	1000
k_{sfr} [N/m]	30000	c_{trl} [N/m]	1000
k_{srr} [N/m]	24000	l_f [mm]	813
k_{srl} [N/m]	24000	l_r [mm]	1584
c_{sfl} [N/m]	800	L_B [mm]	4350
c_{sfr} [N/m]	800	t_r [mm]	650
c_{srr} [N/m]	800	b_y [mm]	750
c_{srl} [N/m]	800		
k_{tfl} [N/m]	190000		

3.2 Yol Simülasyonu ve Senaryoları

3.2.1 Yol simülatörü

Farklı yol senaryolarının araca uygulanabilmesi için, tekerleklere dikey yönde etki eden dört adet eyleyici kullanılmıştır. Bu eyleyicilerinde SolidWorks programında katı modeli oluşturulup, MATLAB programına aktarılmıştır. Eyleyicilerin hidrolik silindir yapısına benzer şekilde katı modeli elde edilmiştir. MATLAB programında yol senaryoları, bu eyleyicilere yer değiştirme girdisi olarak verilmiştir. Bu simülatördeki eyleyiciler kinematik olarak ele alınmıştır. Eyleyicinin hareketine sebep olan dinamik davranışları hesaba katılmamıştır. Yol simülasyonu kendi içinde ayrı bir çalışma konusudur. Yol davranışını simüle eden modelin taşıt modeli ile montajı Şekil 3.5’te verilmiştir.



Şekil 3.5. Yol simülasyonu modeli

3.2.2 Yol senaryoları

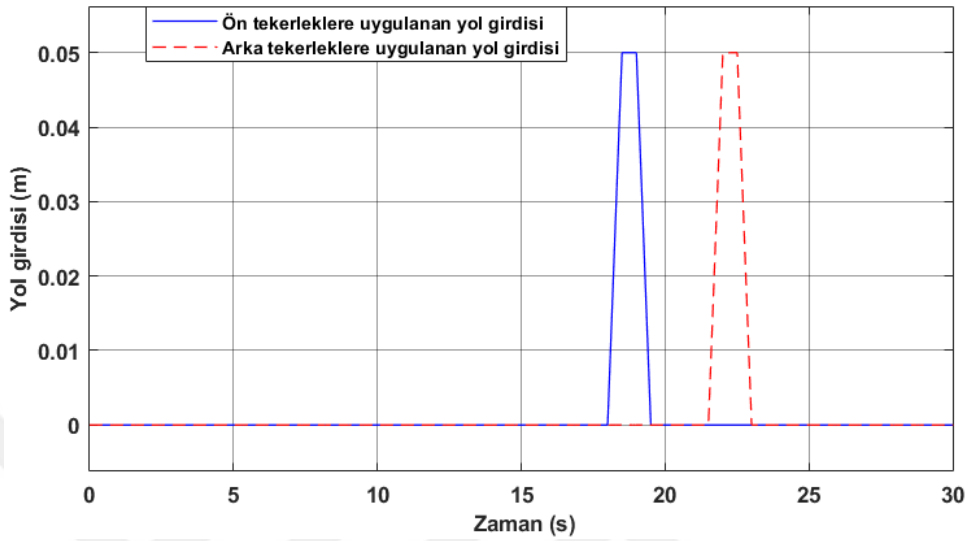
Süspansiyon yapılarının taşıtların dinamik davranışı üzerine olan etkilerinin incelenmesinde genelde tercih edilen yol senaryoları aşağıda verilmiştir.
Bunlar;

- Tümsek,
- Çukur,
- Basamak giriş,
- Sinüzoidal sağ ve sol,
- Sinüzoidal ön ve arka,

yol senaryolarıdır.

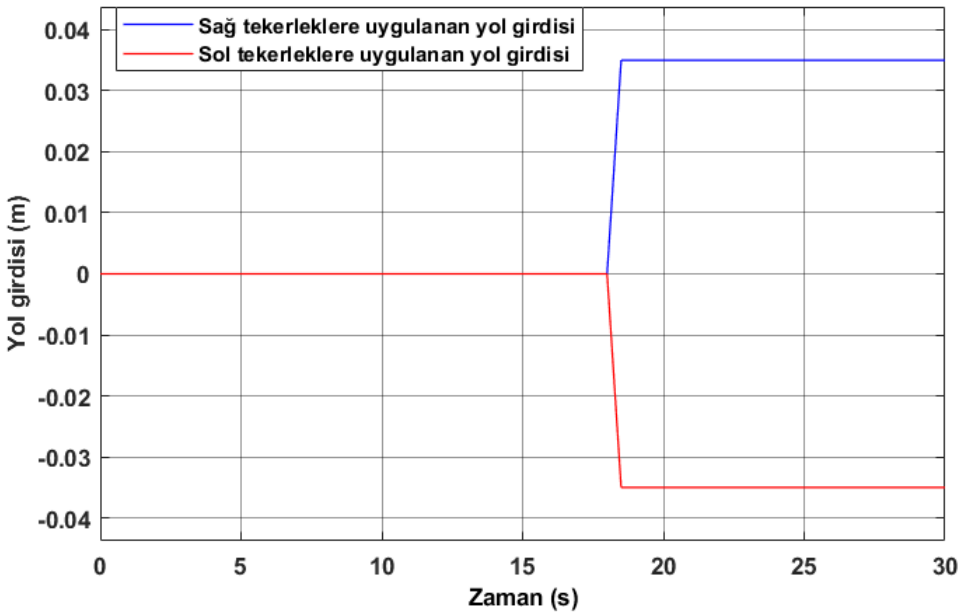
Bu çalışmada da yukarıda belirtilen beş adet yol profili beş adet senaryo ile düzenlenmiştir ve bu yol girdilerine göre pasif ve aktif sistemin dinamik davranış cevabı incelenmiştir. Tümsek, çukur ve basamak giriş yol senaryoları ‘Signal Builder’ bloğunda, sinüzoidal yol senaryosu ‘Sine Wave’ bloğunda MATLAB programında oluşturulmuştur. Yol senaryoları, aracın dinamik modelinin denge durumuna ulaşmasından sonra uygulanmıştır.

Tümsek yol profili için, aracın ön ve arka tekerleklerine farklı zaman aralıklarında 0,05 m yükseklik girişi oluşturulmuştur. Şekil 3.6'da aracın ön ve arka tekerleklerine uygulanan tümsek yol senaryosu verilmiştir.



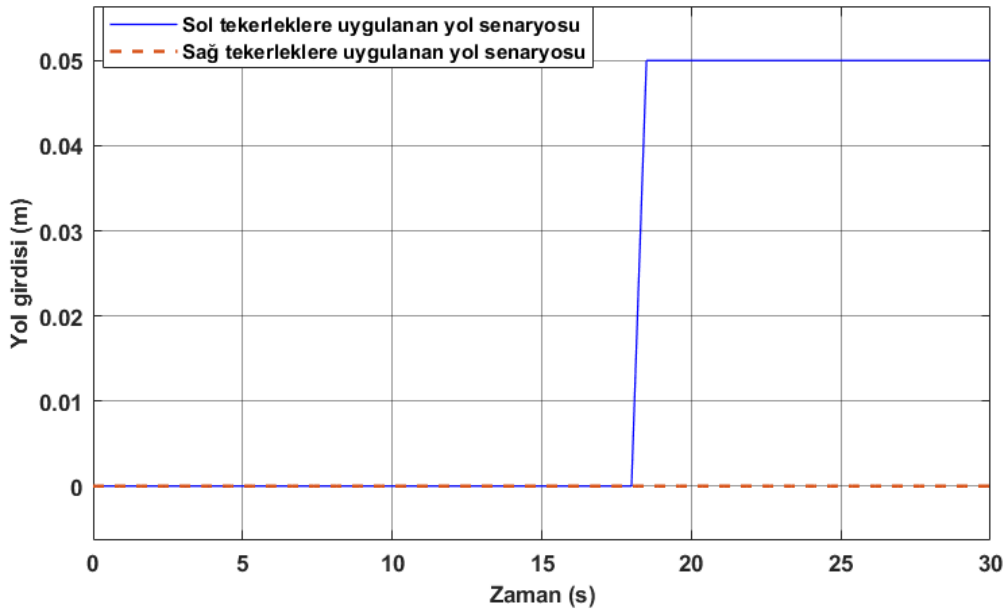
Şekil 3.6. Ön ve arka tekerleklere uygulanan tümsek yol senaryosu

Tümsek ve çukur yol senaryosu için, sağ tekerleklere 0,035 m tümsek, sol tekerleklere -0,035 m çukur girişi eş zamanlı olarak uygulanmıştır.



Şekil 3.7. Sağ tekerleklere uygulanan tümsek, sol tekerleklere uygulanan çukur yol senaryosu

Basamak giriş yol senaryosu için aracın sol tekerleklerine 0,05 m yükseklik girişi uygulanmıştır. Sağ tekerleklere bu esnada bir giriş uygulanmamıştır.



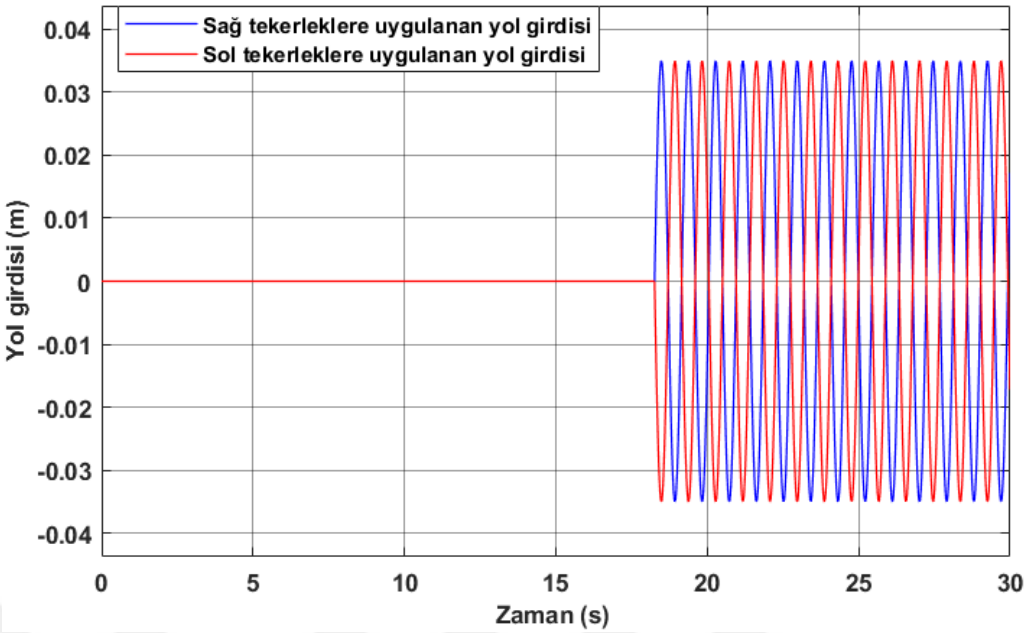
Şekil 3.8. Sol ve sağ tekerleklere uygulanan yol senaryosu

Sinüzoidal yol senaryosu için, aracın 24 km/sa hızla gittiği, yol profili genliğinin 0,035 m ve yol periyodunun 6 m olduğu kabul edilmiştir. Bu kabullere göre sinüzoidal yol profilini oluşturmak için aşağıdaki denklemler kulanılmıştır.

$$y(t) = Y \sin \omega t \tag{3.1}$$

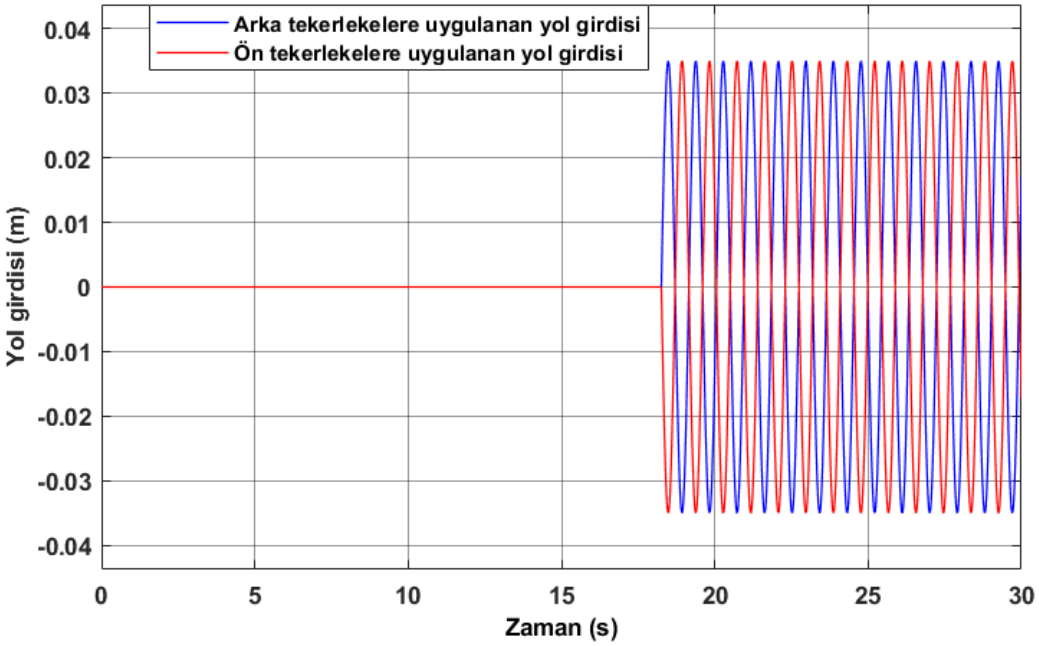
$$\omega = \frac{v_t}{Yol\ periyodu} \cdot \frac{2\pi}{3600} = 0.2909 \cdot v_t \tag{3.2}$$

Denklem (3.2)' de hızın 24 km/sa olduğu durum için 'ω' değeri 7 rad/s olur. Genlik ve frekans değerleri 'Sine Wave' bloğuna uygun şekilde girildiğinde Şekil 3.9'da verilen yol senaryosu elde edilir. Çalışmada sol ve sağ tekerlekler arasında 3,14 rad faz farkı uygulanmıştır.



Şekil 3.9. Sağ ve sol tekerleklere uygulanan sinüzoidal yol senaryosu

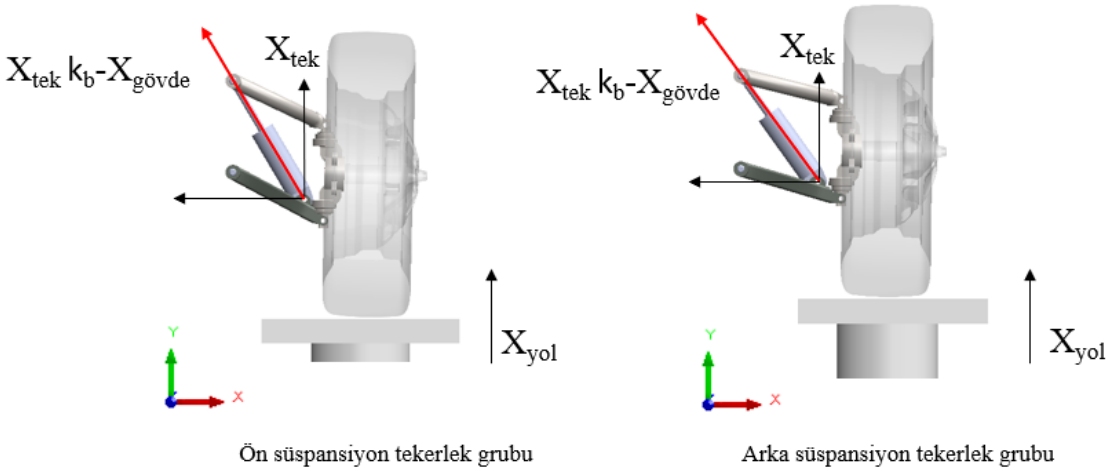
İkinci sinüzoidal yol senaryosunda denklem (3.1) ve denklem (3.2) kullanılarak bir önceki yol senaryosunda belirtilen değerler ile oluşturulmuştur. Oluşturulan sinüzoidal yol senaryosu ön ve arka tekerleklere 3,14 rad faz farkıyla uygulanmıştır.



Şekil 3.10. Ön ve arka tekerleklere uygulanan sinüzoidal yol senaryosu

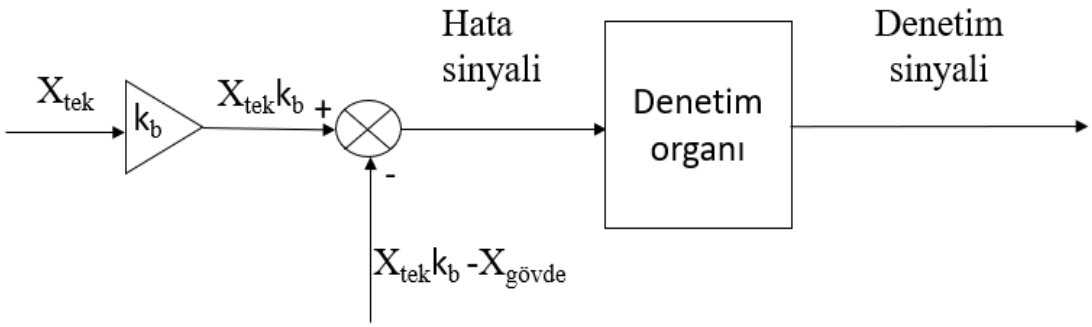
3.3 Denetim Sistemi ve Kontrolcü

Aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt sisteminde süspansiyon yer değiştirmesi kontrol edilmiştir. Bu çalışmada tekerleğin konum değişiminin ölçüldüğü ve bu değerin izlenmesinin hedeflendiği kabulü ile başvuru girişi belirlenmiştir. Aktif süspansiyon sisteminin denetiminde PID ve bulanık mantık olmak üzere iki farklı kontrolcü kullanılmıştır. Denetim sisteminde bulunan kontrolcü ve eyleyici elemanlarının tasarlanabilmesi için süspansiyon sisteminin yol profillerine karşı oluşturması gereken kuvvet ve hız tepkilerinin bilinmesi gerekir. Bu sebeple denetleyici parametreleri ilk olarak eyleyici dinamiği dahil edilmeden farklı yol profillerinde süspansiyon yer değiştirmesi denetimi için tasarlanmıştır. PID kontrolcüsü parametreleri deneme yanılma yoluyla elde edilmiştir. Denetim organı çıkışı süspansiyon sistemine etki eden kuvvettir. Bu şekilde tasarlanan denetim sistemi kullanılarak süspansiyon kuvvet ve hız değerleri hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Bu değerlere göre kullanılmak istenen hidrolik eyleyicinin tasarımı yapılmıştır. Bu kısım Bölüm 3.4'te sunulmuştur. Daha sonra tasarlanan eyleyici denetim sistemine dahil edilerek PID ve bulanık mantık olmak üzere iki farklı kontrolcü ile süspansiyon yer değiştirmesi denetlenmiştir. Şekil 3.11'de "Multibody" modeli üzerinden yol profili ve süspansiyon arasındaki ilişki verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere yol girdisine karşılık ön süspansiyon yer değiştirmesi ve arka süspansiyon yer değiştirmesi verilmiştir.



Şekil 3.11. Yol profili ve süspansiyon yer değiştirmesi arasındaki bağıntı

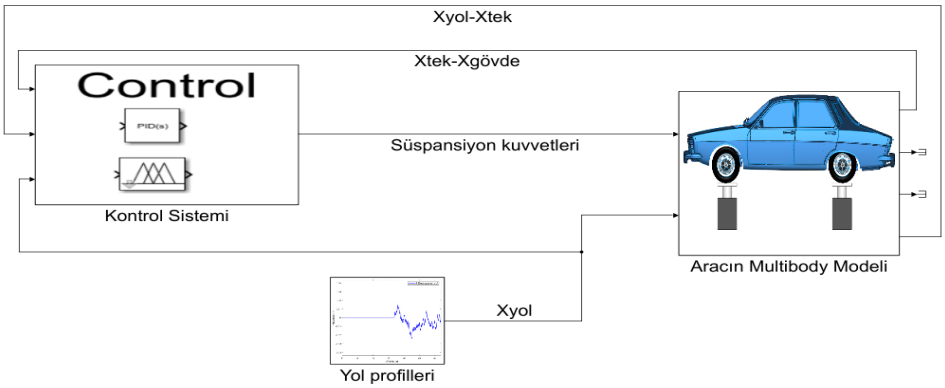
Kontrol edilmek istenen süspansiyon yer değiştirmesi için kurulan genel denetim şeması Şekil 3.12'de verilmiştir.



Şekil 3.12. Kurulan genel denetim şeması

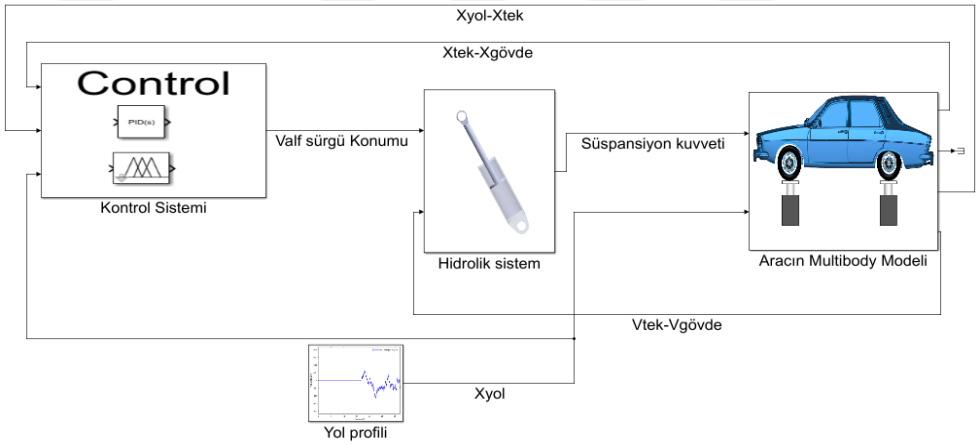
Şekil 3.12'de tekerleğin esnekliğinden dolayı tekerlek ve yol arasındaki fark yol girdisinden çıkarılarak süspansiyon yer değiştirmesi için arzu edilen referans giriş değeri elde edilir. Kontrol edilecek süspansiyon yer değiştirmesi geri beslenerek referans değer ile karşılaştırılır. Karşılaştırma sonrası denetim organına hata sinyali üretilir. Kurulan denetim şemasında denetim organı çıkışı, eyleyici dinamiği dahil edildiği durumda valf sürgü konumu, eyleyici dinamiğinin dahil edilmediği durumda süspansiyon kuvvetidir. Şekil 3.11'de bahsedilen süspansiyon yer değiştirmesi ile yol girdisi arasındaki bağıntı "k_b" katsayısı ile ifade edilir. "k_b" katsayısı ön süspansiyon grubu için 0,518 arka süspansiyon grubu için 0,547 olarak belirlenmiştir. Bu katsayının kullanılma sebebi taşıt sistemlerinde süspansiyon sisteminin Şekil 3.11' de de görüleceği üzere açılı bir şekilde yerleştirilmesidir.

Eyleyici dinamiği dahil edilmeyen kontrol şeması Şekil 3.13'te verilmiştir.



Şekil 3.13. Eyleyici dinamiği dahil edilmeyen kontrol döngüsü

Eyleyici dinamiği dahil edilen sistem Şekil 3.14'te verilmiştir.



Şekil 3.14. Eyleyici dinamiği dahil edilen kontrol döngüsü

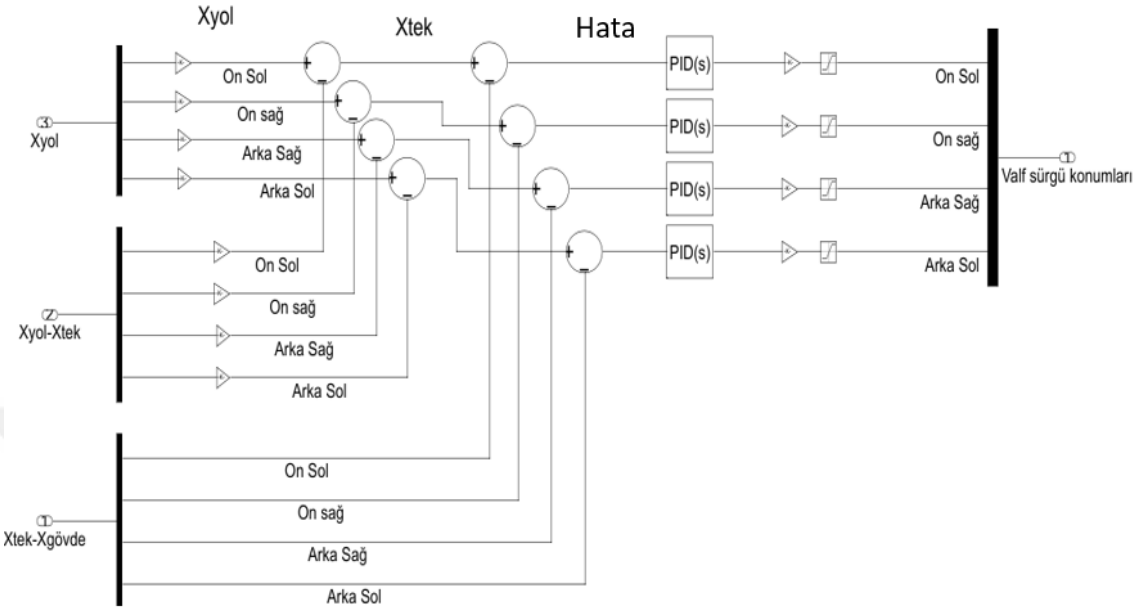
3.3.1 PID tabanlı kontrol

PID kontrolörün parametreleri K_p, K_i, K_d, eyleyici tasarımı için kullanılan denetim sisteminde eyleyici dinamiği dahil edilmeden deneme yanılma yoluyla elde edilmiştir. Elde edilen parametreler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. PID parametreleri

Parametre	**Değer**
K_p	1,4
K_i	1,4e-7
K_d	35

Şekil 3.14'te belirtilen kontrol sisteminin PID tabanlı kontrol şeması Şekil 3.15'te verilmiştir.

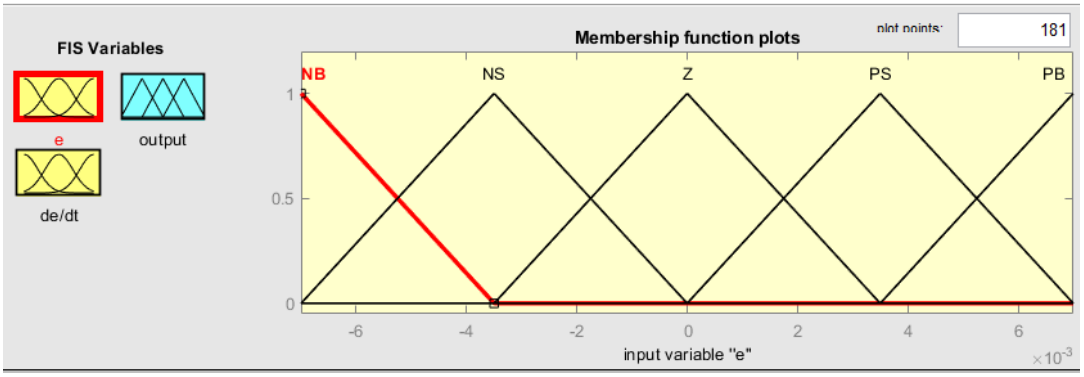


Şekil 3.15. PID tabanlı kontrol şeması

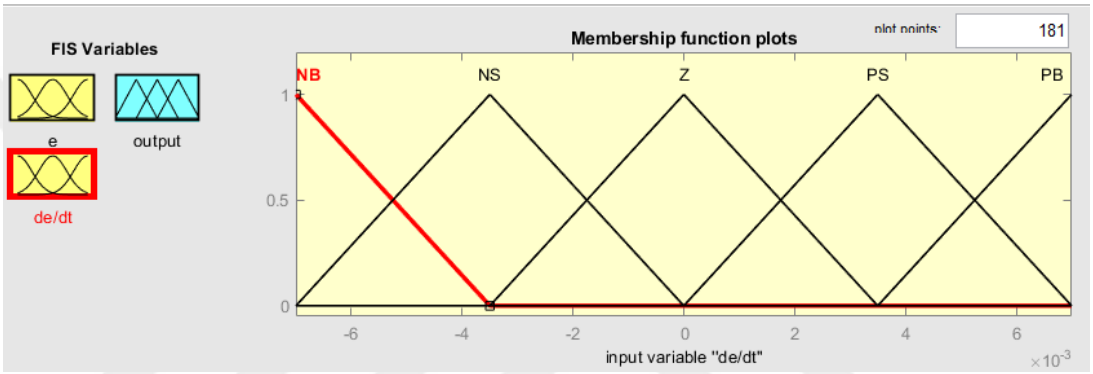
Şekil 3.12'deki denetim şeması baz alınarak Şekil 3.15'te her bir süspansiyon için PID tabanlı kontrol uygulanmıştır. Elde edilen PID tabanlı kontrol sonuçları 4. Bölümde verilmiştir.

3.3.2 Bulanık mantık (Fuzzy logic) tabanlı kontrol

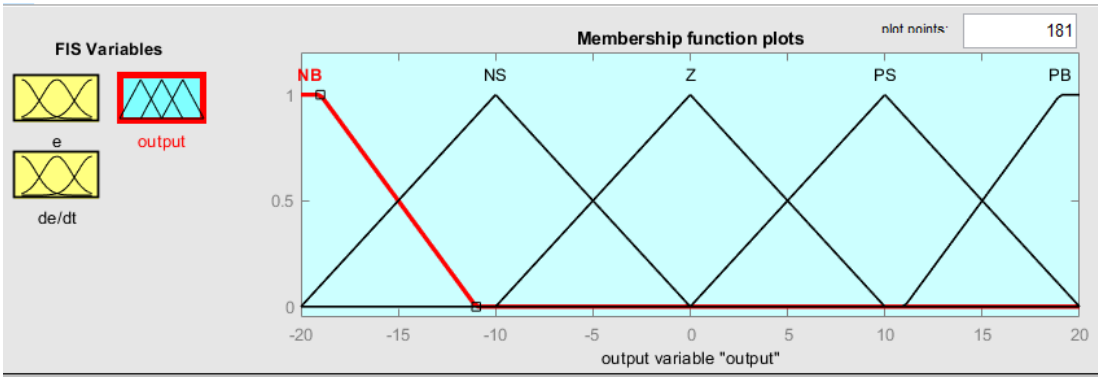
Bulanık mantık kontrolcüsü için, üyelik fonksiyonları ve kural tablosu literatürdeki benzer çalışmalar baz alınarak oluşturulmuştur (Senthilkumar, Sivakumar, Kanagarajan ve Kuberan, 2018). Bulanık mantık kontrolcü tasarımı MATLAB programının "Fuzzy Logic" Toolbox'ı kullanılarak oluşturulmuştur. Elde edilen hata değeri (e) ve hata değeri değişimi (de/dt) giriş olarak verilmiştir. 'Mamdani' çıkarım yöntemi kullanılmıştır. Bulanıklaştırma için kümelere NB (Negatif büyük), NS (Negatif küçük), Z (0), PS (Pozitif küçük), PB (Pozitif büyük) değişkenleri atanmıştır. Bu değişkenler sunucunda 25 adet kural elde edilmiştir. Bu kurallar Çizelge 3.3'te verilmiştir. "trimf" tipi üyelik fonksiyonu kullanılmıştır. Hata, hatanın değişimi ve çıkış için üyelik fonksiyonları sırasıyla Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de verilmiştir.



Şekil 3.16. Hata değeri için üyelik fonksiyonu



Şekil 3.17. Hatanın değişimi için üyelik fonksiyonu

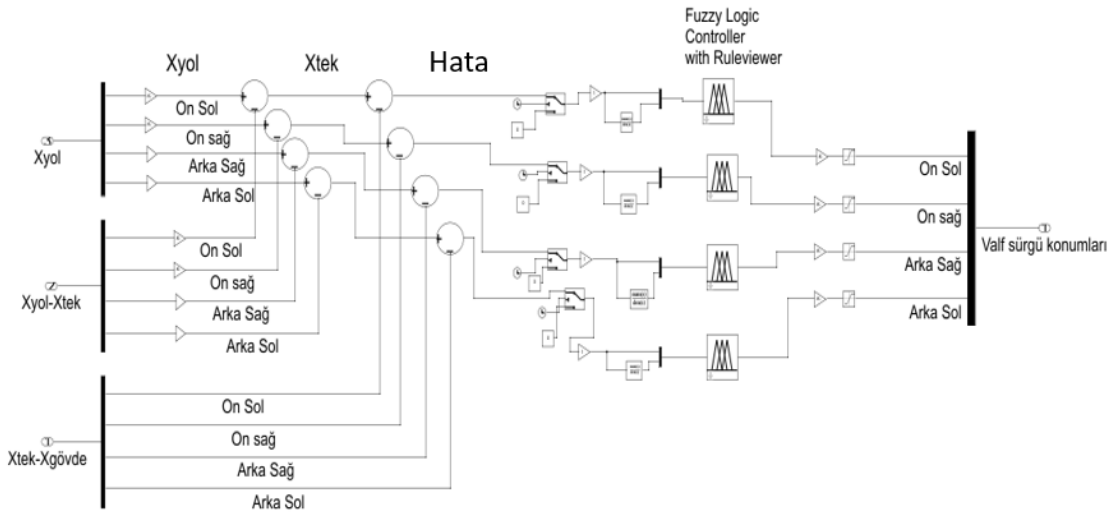


Şekil 3.18. Çıkış değeri için üyelik fonksiyonu

Çizelge 3.3. Bulanık mantık kural tablosu

de/dt \ e	NB	NS	Z	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NS	Z
NS	NB	NB	NS	Z	PS
Z	NB	NS	Z	PS	PB
PS	NS	Z	PS	PB	PB
PB	Z	PS	PB	PB	PB

Bulanık mantık kontrolcüsü için oluşturulan kurallar ve üyelik fonksiyonları, süspansiyon sisteminde kullanılan hidrolik silindir eyleyicisi için konum denetimi yapılmasını sağlar. Bulanık mantık kontrolcüsü, süspansiyon yer değiştirme hatası ve değişimi olmak üzere iki girdiye bağlı çalışan valf sürgü konumu için çıkış üreten bir denetim organı olarak tasarlanmıştır. Bulanık mantık tabanlı kontrol şeması Şekil 3.19'da verilmiştir.



Şekil 3.19. Bulanık mantık tabanlı kontrol

3.4 Hidrolik Eyleyicinin Boyutlandırılması ve Modellenmesi

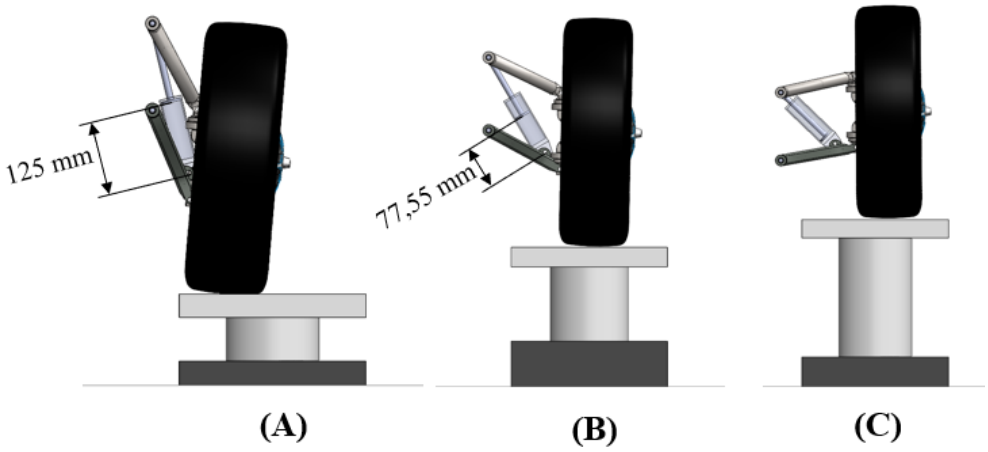
3.4.1 Eyleyicinin tasarımı

Çalışmada eyleyici olarak valf denetimli hidrolik silindir kullanılmıştır. Eyleyici tasarımı için, sistemin maruz kalabileceği maksimum kuvvet hız değerlerinin tahmin edilmesi gerekir. Bu nedenle Bölüm 3.3'te sunulan Şekil 3.13'te eyleyici dinamiği dahil edilmeyen aktif süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Bölüm 3.2.2'de belirtilen "Tümsek" ve "Sinüzoidal" yol senaryoları kullanılarak eyleyicinin zamana bağlı olarak göstermesi

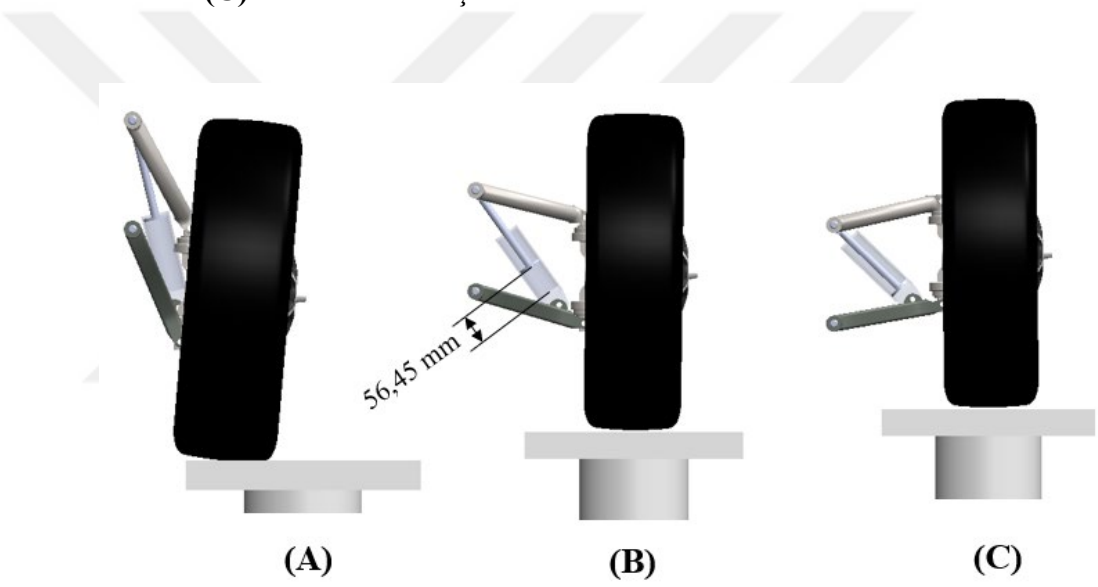
gereken tepki kuvveti ve hız değerleri belirlenmiştir. Aracın dört tekerleğinden alınan verilere göre maksimum süspansiyon kuvvetinin yaklaşık 4250 N civarında olduğu ve süspansiyon hızının 0,14 m/s hıza ulaşabileceği görülmüştür. Süspansiyon sisteminin farklı yol senaryolarında daha zor şartlar ile karşılaşabileceği göz önüne alındığında elde edilen kuvvet ve hız değerlerinin emniyet faktörü ile değerlendirilmesi tasarım açısından daha doğru olacağı için maksimum süspansiyon kuvvetinin 6000 N ve maksimum süspansiyon hızının ise 0,4 m/s olduğu kabul edilerek hidrolik sistem tasarımı yapılmıştır.

Elde edilen değerlere ve yapılan kabullere göre hidrolik eyleyici piston çapı (D_a) 4,2 cm, piston rot çapı (D_b) 1,4 cm ve piston boyu (L) 12,5 cm belirlenmiştir. Bölüm 2.5.2'de verilen denklem (2.45), (2.46) ve (2.47) kullanılarak piston alanı (A_a) 0,001384 m^2, piston yüzük alanı (A_b) 0,00123 m^2 olarak hesaplanmıştır. Bu parametrelere göre Bölüm 2.5.2'de verilen denklem (2.48) kullanılarak pistonun ileri hızdaki debisi 33,23 lt/dk, geri hızdaki debisi 29,54 lt/dk olarak hesaplanmıştır. Tek bir pistondaki maksimum debi 33,23 lt/dk olduğuna göre, hidrolik sistemde dört adet eyleyici bulunduğu için pompa debisi 133 lt/dk olarak belirlenmiştir. Bu değer 1,25 güvenlik katsayısı ile çarparak pompanın hidrolik sisteme sağlaması gereken debi 166 lt/dk olarak belirlenmiştir. Buna göre denklem (2.49), (2.50), (2.51) ve (2.52) kullanılarak 2700 dev/dk için pompanın deplasmanı 67,7 cm^3/dev, pompanın torku 53,26 Nm, pompanın mekanik gücü 15 kW ve pompanın akışkan gücü 12,46 kW olarak elde edilmiştir. Daha sonra Bölüm 2.5.2'de verilen denklem (2.33), (2.34), (2.35) ve (2.36) kullanılarak kütlesiz durumda 6000 N kuvvet için hidrolik piston için ileri hızda oluşturulması gereken basınç 43 bar, geri hızda oluşturulması gereken basınç 48 bar olarak elde edilmiştir. Pompa basıncı, 50 bar olarak belirlenmiştir. Hidrolik silindirde belirlenen boyutlara göre elde edilen basınç ve debi değerleri hidrolik pompanın boyutlandırılmasında kullanılmıştır.

Şekil 3.20 ve Şekil 3.21' de sırasıyla ön ve arka hidrolik silindirlerin çalışma konumları verilmiştir.



Şekil 3.20. Ön hidrolik silindir çalışma konumları **(A)** Maksimum uzama **(B)** Silindir orta konumu **(C)** Maksimum sıkışma



Şekil 3.21. Arka hidrolik silindir çalışma konumları **(A)** Maksimum uzama **(B)** Silindir orta konumu **(C)** Maksimum sıkışma

3.4.2 Hidrolik eyleyici modeli

Belirlenen pompa ve piston parametreleri ile hidrolik sistem, MATLAB programında Simulink/Simscape kütüphanesinde "Fluids" ile modellenmiştir. Hidrolik sistem, sabit debili bir pompa, basınç emniyet valfi, dört adet oransal valf ve dört adet hidrolik silindirden oluşturulmuştur. Hidrolik sistem "Fluids" ile modellenirken basınç emniyet valfi, basıncın yaklaşık olarak %5 üzerine olacak şekilde 53 bar olarak ayarlanmıştır. "Fluids" ortamında modellenen, sabit debili pompa, oransal valf, hidrolik silindir ve basınç emniyet valfi gibi hidrolik elemanların parametreleri Çizelge 3.4'te verilmiştir.

MATLAB programında modellenen hidrolik sistemin şeması EK 2'de sunulmuştur. Sol ön hidrolik silindir ve valf modeli Ek 3'te verilmiştir. Sağ ön, sağ arka ve sol arka Ek-3'te verilen ile aynıdır.

Çizelge 3.4. Silindir ve piston boyutları

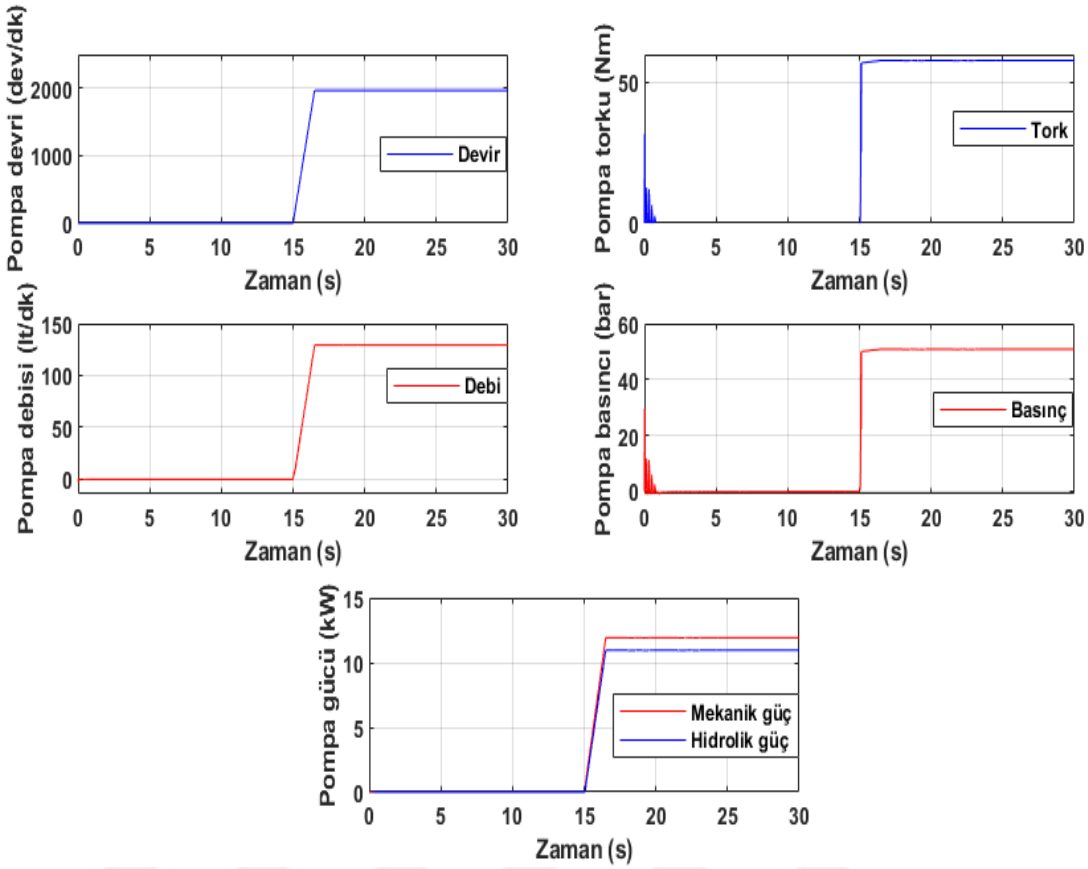
Parametre	**Değer**	**Birim**	**Parametre**	**Değer**	**Birim**
A_a	0,001384	m^2	D_P	67,7	cm^3/dev
A_b	0,00123	m^2	n	2000	dev/dk
D_a	4,2	cm	P	50	bar
D_b	1,2	cm	η_v	0,92	-
L	12,5	cm	η_m	0,92	-
X_{vmax}	0.005	m	A_{vmax}	$0.5x10^{-4}$	m^2

4. BULGULAR

Bu çalışma kapsamında, PID ve bulanık mantık yapısına sahip denetleyicilerle denetlenen, elektro-hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon sistemine sahip bir taşıtın performansı, pasif süspansiyon sistemine sahip bir aracın dinamik davranışı ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Yapılan ön çalışmada aracın 15. saniyede denge durumuna geldiği ve bu nedenle aracın başlangıç durumundan bir miktar çökme hareketi yaptığı belirlenmiştir. Buna göre aracın y eksenindeki denge durumu yüksekliği -0,024 m olarak kabul edilebilir. Yol girdileri 15. saniyede uygulanarak, kontrolcü ve sistem performansı bu zamandan sonra incelenmiştir

Oluşturulan aktif süspansiyon sisteminde, aracın pompaya ilettiği devir 2000 dev/dk, yaklaşık olarak 206 rad/s'dir. MATLAB simülasyonu çalıştırıldığında araç denge durumuna yaklaşık olarak 2,4 cm'lik bir çökme sonunda ulaşmaktadır. Bu nedenle devir pompaya 15. saniyeden itibaren uygulanmaya başlamıştır. Uygulanan devir girdisi ve pompaya ait değerler Şekil 4.1'de verilmiştir.

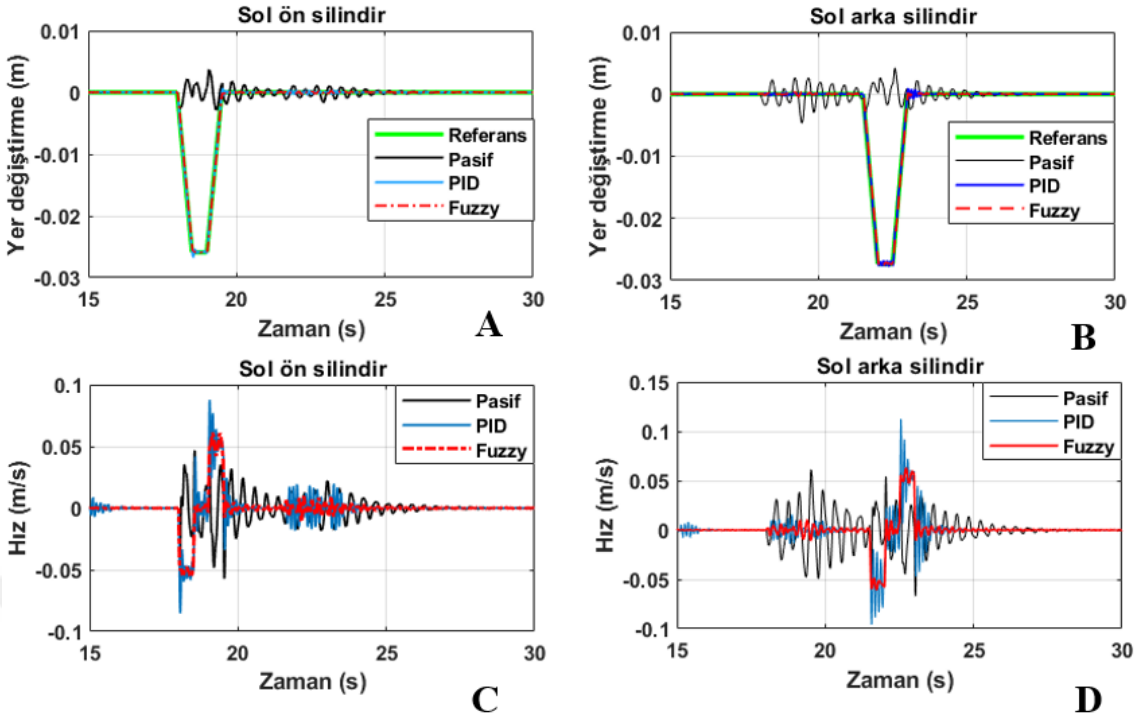


Şekil 4.1. Pompa değerleri

Pompaya iletilen devir 2000 dev/dk pompa basıncı 50 bar ve pompanın boyutları Çizelge 3.5'te belirtilen değerlerdir. Bunlara göre pompadan elde edilen debi ve güçler Şekil 4.2'de verilmiştir. Şekil 4.2'de pompanın debisinin 125 lt/dk olduğu gözlemlenmiştir. Pompanın, güç kaynağından çektiği güç yani mekanik güç 12 kW, ürettiği güç ise 11 kW'tır. Pompa torku 57 Nm'dir. Tasarım değerleriyle analiz sonuçlarının birbiriyle uyumlu olduğu söylenebilir.

4.1 Tümsek Yol Senaryosu

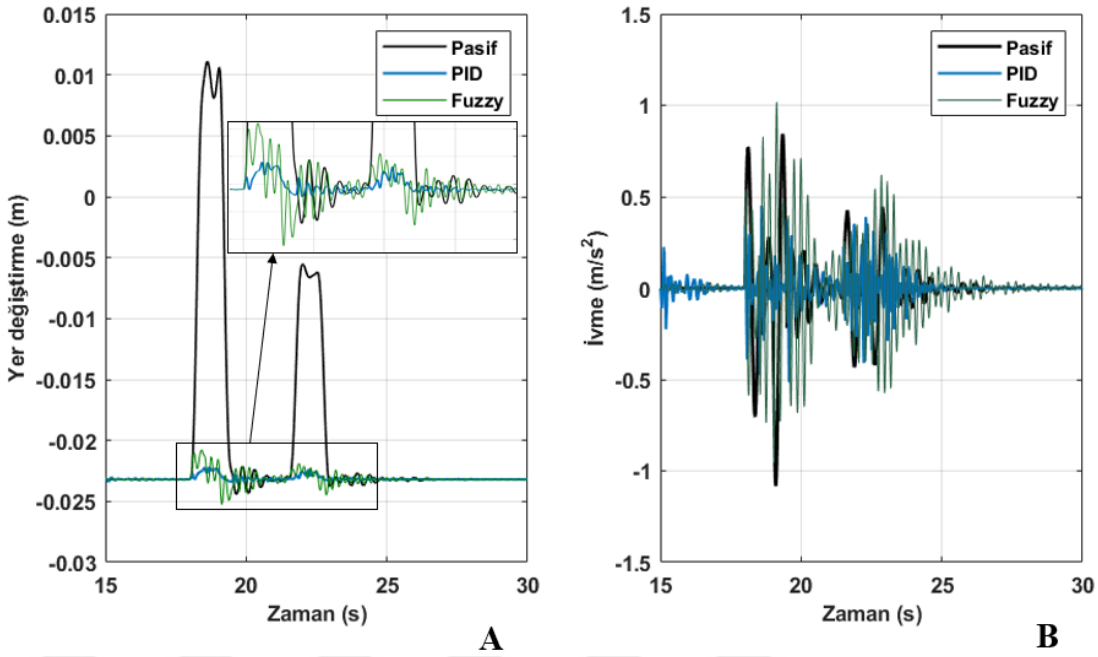
Bölüm 3.2.2'de verilen tümsek yol senaryosu için araca ve süspansiyon sistemine ait elde edilen veriler bu kısımda sunulmuştur. Aşağıda verilen Şekil 4.2'de, sol ön ve sol arka süspansiyonların yer değiştirmesi ve hızı verilmiştir.



Şekil 4.2. Sol ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı

Şekil 4.2 incelendiğinde PID ve bulanık mantık kontrolcüsü ile kontrol edilen süspansiyon sistemleri referans giriş değerini takip ettiği görülmüştür. İki kontrolcü de birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Ancak arka süspansiyon sistemi pasif sistemde ön süspansiyona girilen bozucu yol girdisinden etkilenmektedir. Bu nedenle pasif süspansiyon sistemi 17. saniyeden itibaren referans değerin dışına çıkmıştır. Bu sonuca göre pasif süspansiyon sisteminin referans değere göre oldukça kötü bir yer değiştirme yaptığı görülmüştür.

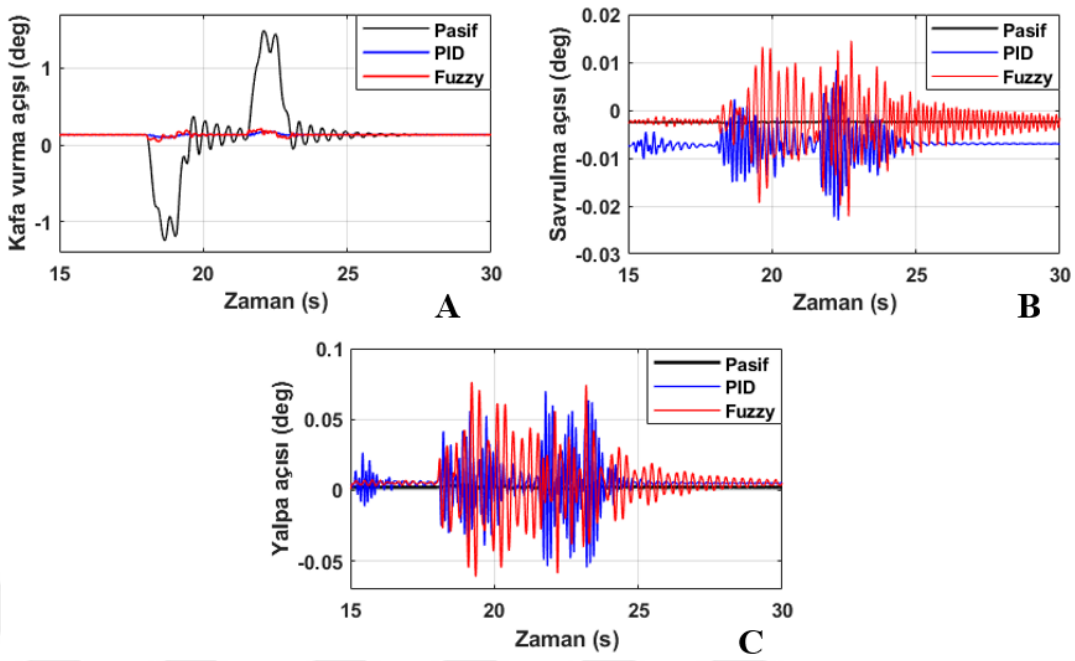
Şekil 4.3'te aracın ağırlık merkezi yer değiştirmesi ve ivmesi verilmiştir.



Şekil 4.3. Aracın ağırlık merkezi dinamik davranışları **A)** y eksenindeki araç gövdesi yüksekliği **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi

4. bölümün aracın denge durumu ile ilgili bilgi doğrultusunda Şekil 4.3 incelendiğinde, PID ve Fuzzy (bulanık mantık) kontrolcüleri yol girdisinin etkisini, pasif süspansiyon sistemine göre önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Aracın y-ekseninde yapmış olduğu ivmelenme performansında PID tabanlı kontrol sisteminin pasif sisteme ve bulanık mantık ile kontrol edilen sisteme göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Araç gövdesinin ön yol girdisinden önemli ölçüde etkilendiği de gözlemlenmiştir.

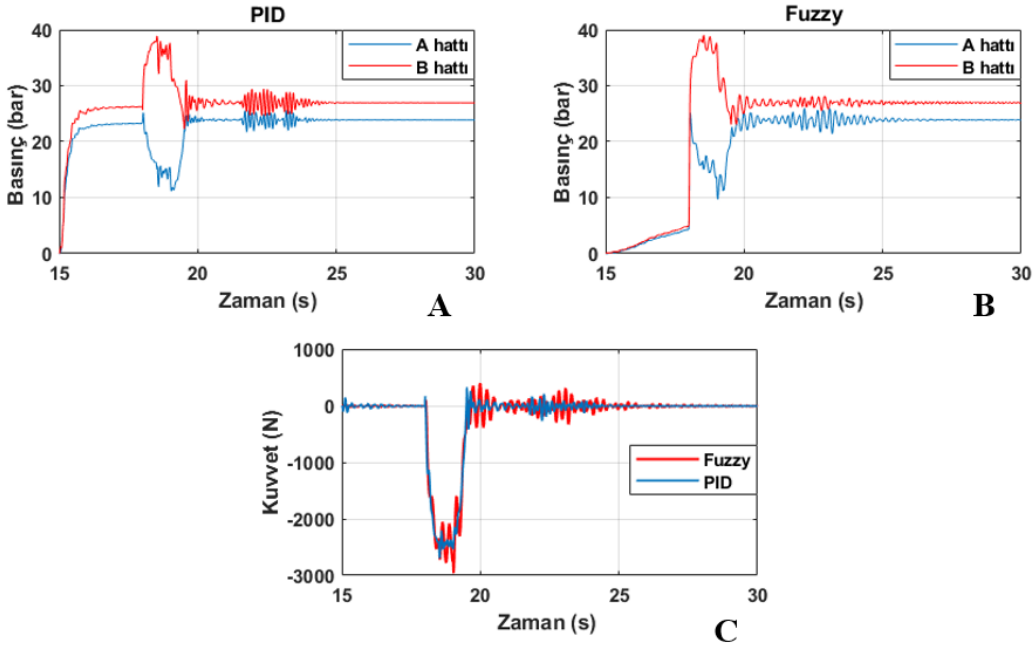
Şekil 4.4'te aracın kafa vurma, savrulma ve yalpa hareketleri verilmiştir.



Şekil 4.4. Aracın dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı

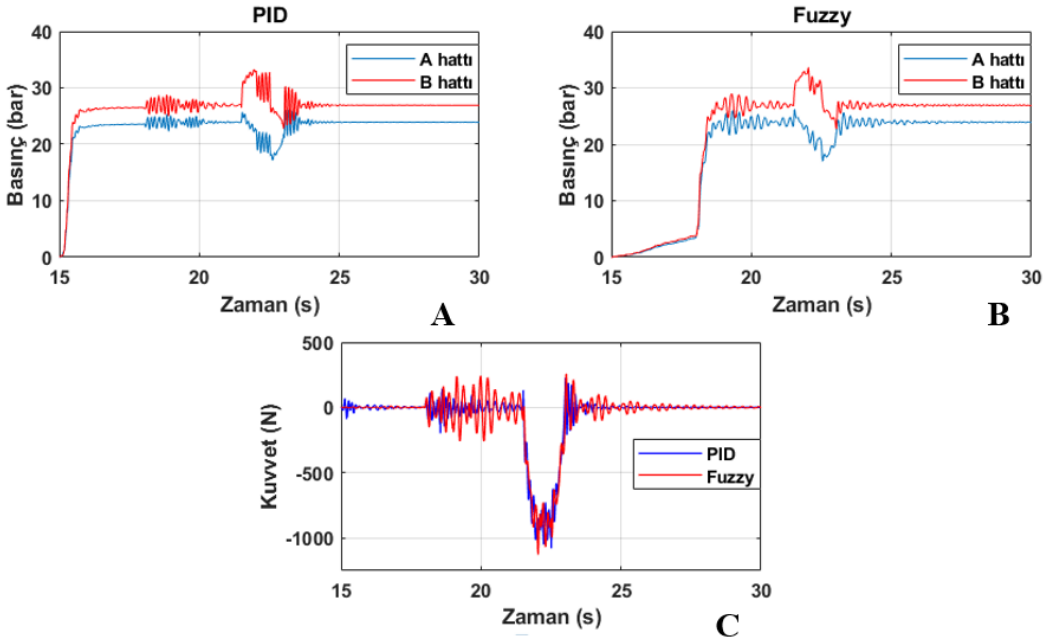
Şekil 4.4 incelendiğinde aracın kafa vurma açısını iki kontrolcü de pasif sisteme göre önemli derecede azaltmıştır. Ancak savrulma ve yalpa açılarında pasif sistem daha iyi cevaplar vermiştir. PID ve bulanık mantık kontrolcülerinde ise ihmal edilebilir değişimler mevcuttur.

Şekil 4.5'te sol ön hidrolik silindire ait basınç ve kuvvetler verilmiştir.



Şekil 4.5. Sol ön hidrolik silindire ait basınç ve kuvvet değerleri **A)** PID kontrolünde oluşan basınç **B)** Fuzzy kontrolünde oluşan basınç **C)** Her iki kontrolcü için kuvvet değeri

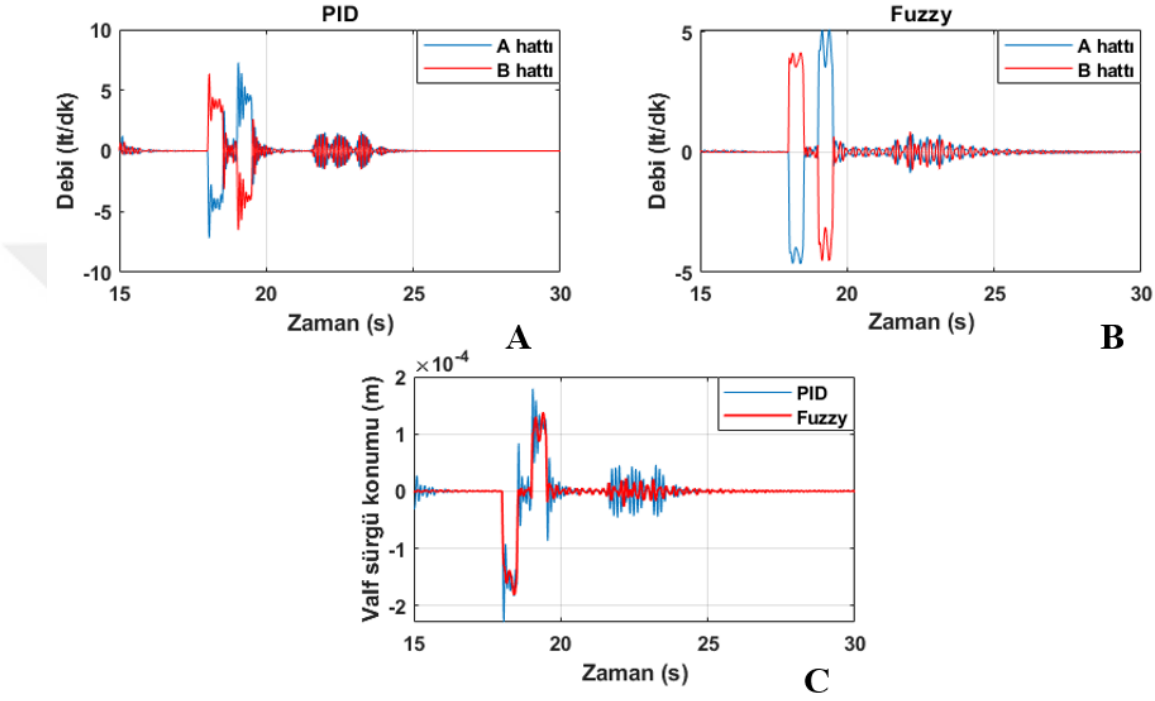
Şekil 4.5'e göre iki kontrolcüdeki basınç ve kuvvet değerleri birbirine göre oldukça yakındır. Şekil 4.6'da sol arka hidrolik silindire ait basınç ve kuvvet değerleri verilmiştir.



Şekil 4.6. Sol arka hidrolik silindire ait basınç ve kuvvet değerleri **A)** PID kontrolünde oluşan basınç **B)** Bulanık mantık kontrolünde oluşan basınç **C)** Her iki kontrolcü için kuvvet değeri

Şekil 4.6'ya göre arka süspansiyon da oluşan basınç ve kuvvetlerin daha az olduğu gözlemlenmiştir. İki kontrol yöntemi de benzer basınç ve kuvvet oluşturmuştur.

Şekil 4.7'de ön sol süspansiyonlar için valf sürgü konumu ve silindir debi değişimi verilmiştir.

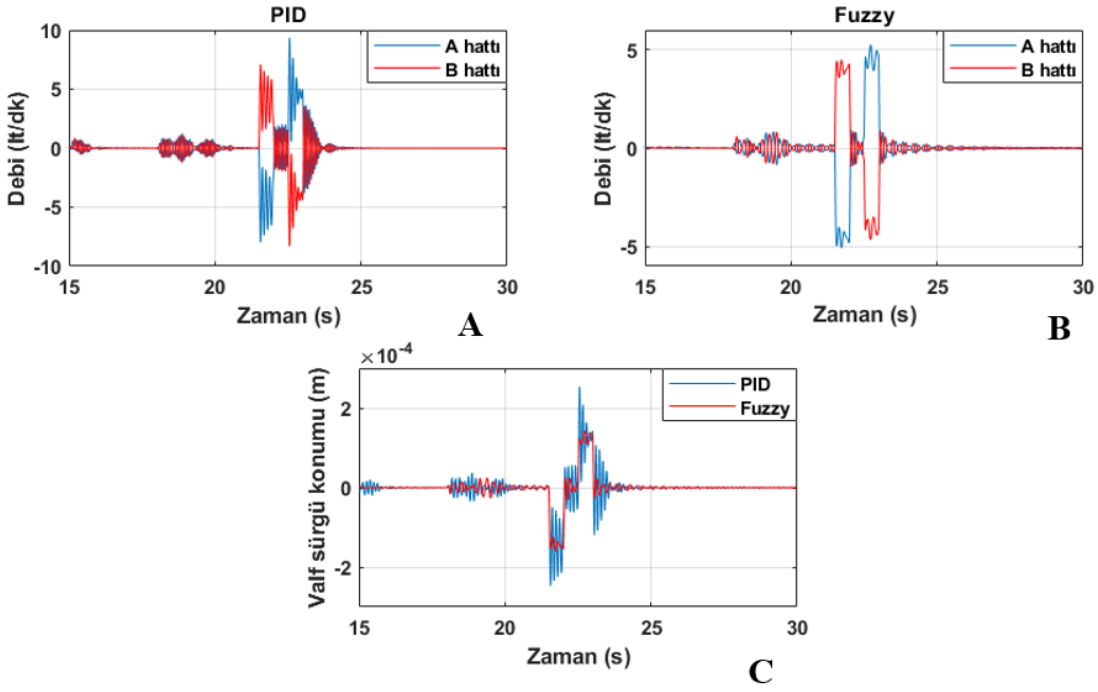


Şekil 4.7. Ön sol hidrolik valf konumu ve hidrolik silindir debisi **A)** PID kontrolünde oluşan debi **B)** Fuzzy kontrolünde oluşan debi **C)** Her iki kontrolcü için valf sürgü konumu

Şekil 4.7'ye göre aracın sol ön süspansiyon sistemindeki hidrolik eyleyici debileri tümsek 5,5 lt/dk'dır. Valf sürgü konumunun yol girdisine göre yer değiştirme yaptığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.8'de sol arka hidrolik silindir ve valf elemanlarına ait değerler sunulmuştur. Şekil 4.8'e göre PID tabanlı kontrol ile elde edilen debi bulanık mantık kontrolcüsüne göre yaklaşık 2 lt/dk daha fazla valf sürgüsündeki değişimde bunu destekler niteliktedir.

Belirtilen yol senaryosu için hidrolik sistem yeterlidir ve istenen cevabı vermiştir.

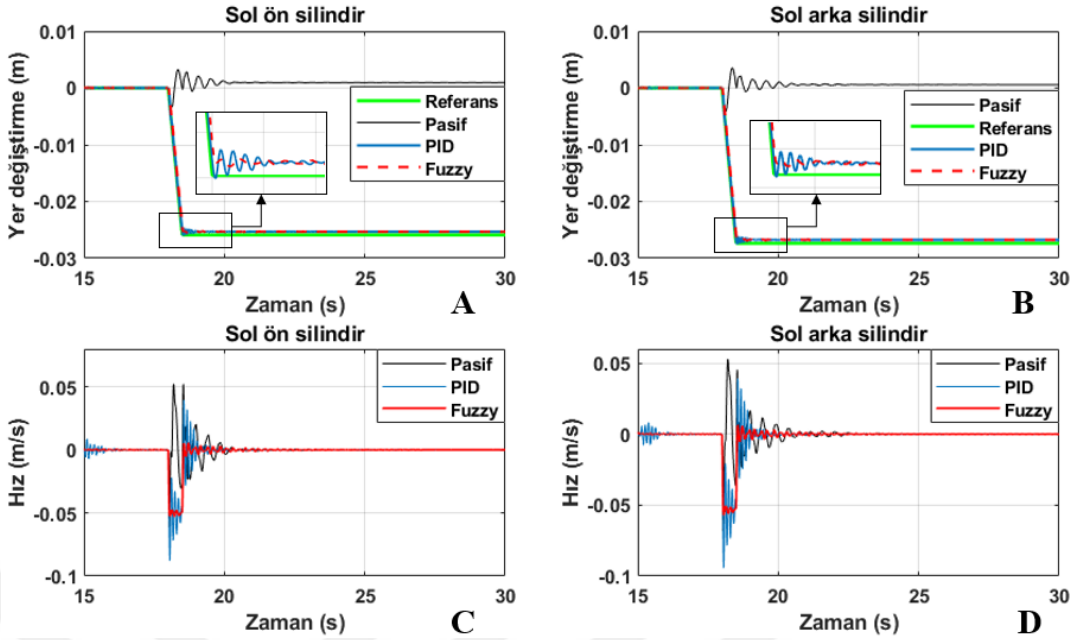


Şekil 4.8. Arka sol hidrolik hidrolik silindir debileri ve valf konumu **A)** PID kontrolünde oluşan debi **B)** Bulanık mantık kontrolünde oluşan debi **C)** Her iki kontrolcü için valf sürgü konumu

4.2 Basamak Giriş Yol Senaryosu

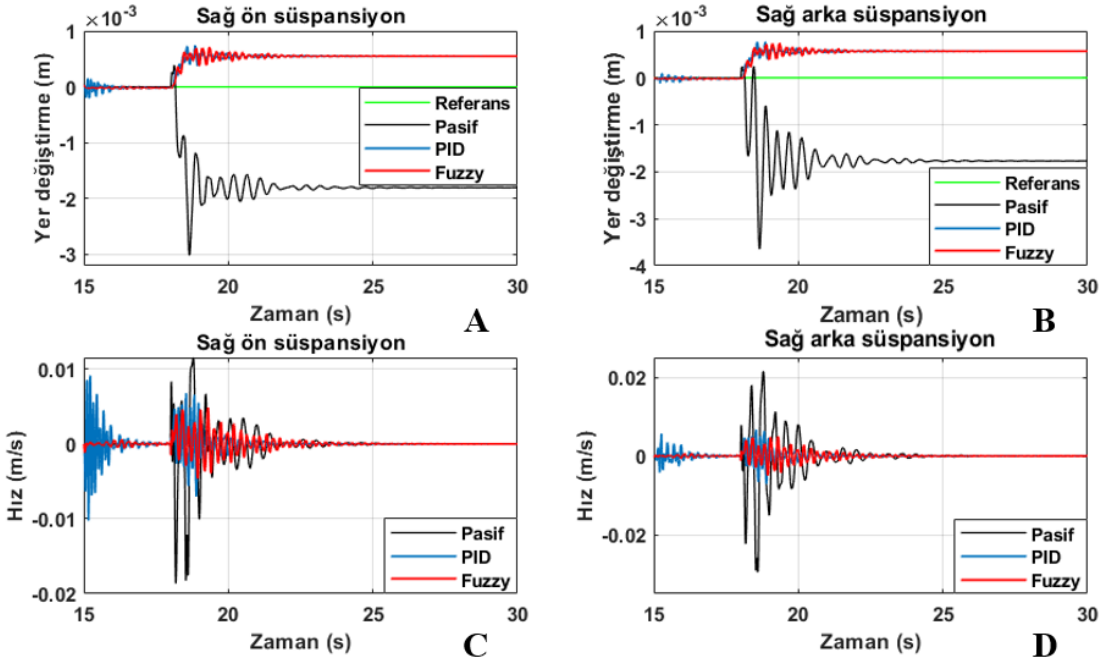
Bu yol profili senaryosunda kısım 3.2.2'de belirtilen basamak giriş yol senaryosu kullanılmıştır.

Şekil 4.9'da sol ön ve sol arka süspansiyon sistemine ait yer değiştirme ve hız verileri sunulmuştur. Şekil 4.9 incelendiğinde sol ön ve sol arka süspansiyonlarda PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin referans değeri cok az bir farkla takip ettikleri görülmüştür. Pasif sisteme göre de oldukça iyi sonuçlar vermiştir. Süspansiyon hızları Bölüm 3.4.1'de kabul edilen tasarım hızının oldukça aşağısındadır.



Şekil 4.9. Sol ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı

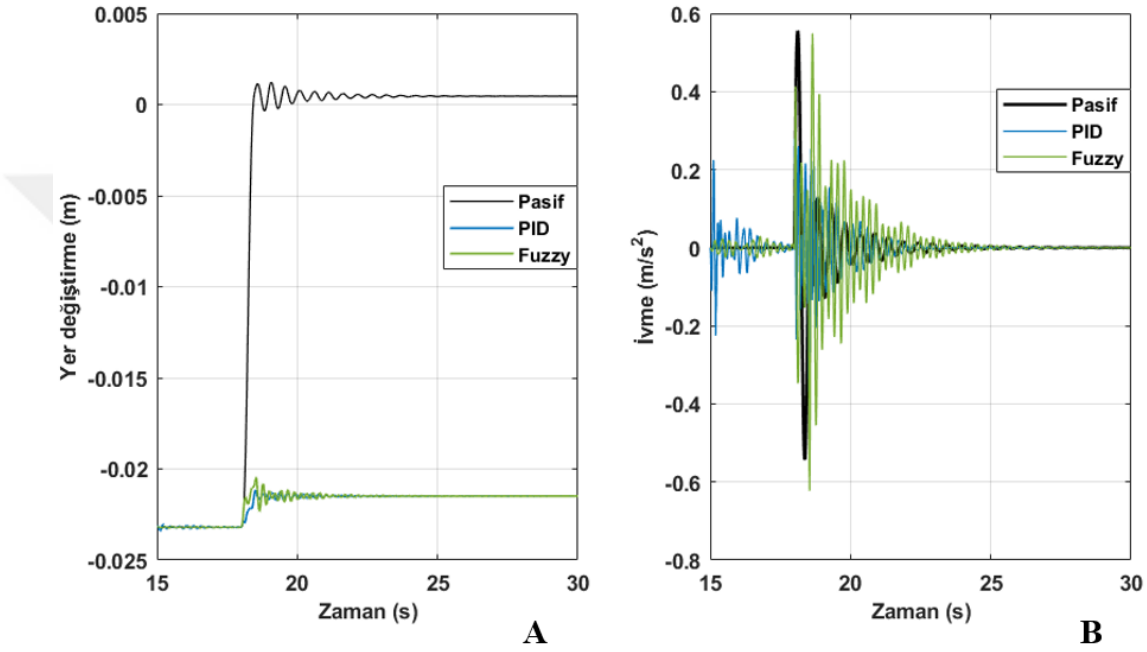
Şekil 4.10'da sağ ön ve sağ arka süspansiyona ait yer değiştirme ve hız sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.10. Sağ ön ve arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sağ ön süspansiyon hızı **D)** Sağ arka süspansiyon hızı

Şekil 4.10 incelendiğinde aracın sağ ön ve sağ arka süspansiyon sistemleri sol tarafa uygulanan yol girdisinden etklilendiği görülmüştür. PID ve Bulanık mantık kontrolcüleri referans giriş değerini az bir farkla takip etmiştir. Ayrıca kontrolcülerin pasif süspansiyon sistemine göre oldukça iyi cevaplar verdiği görülmüştür.

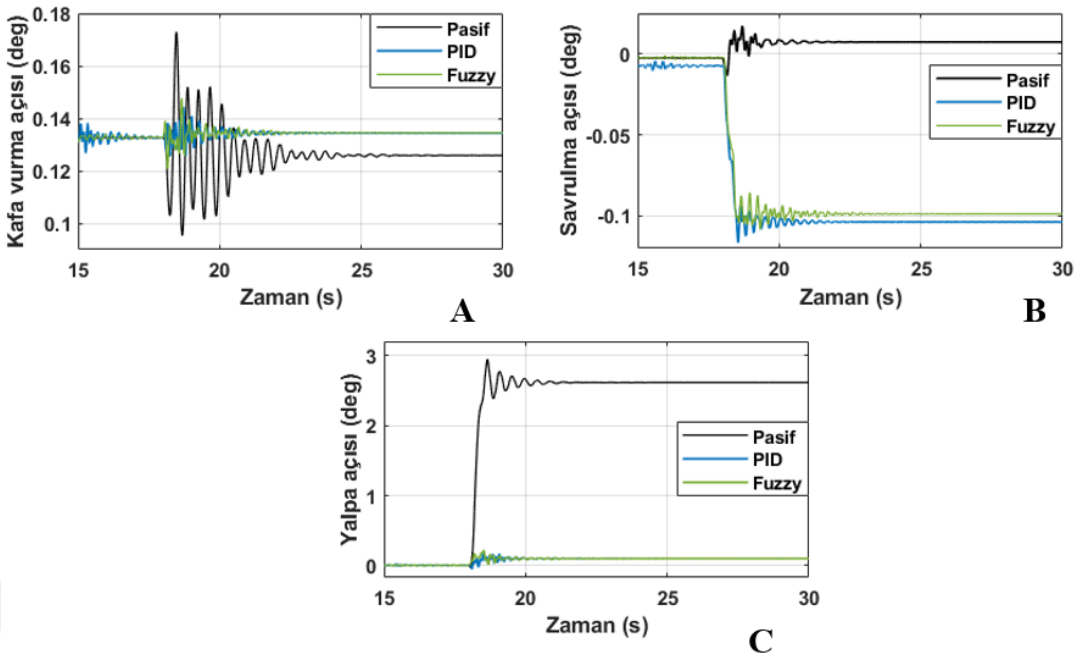
Araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11. Araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi

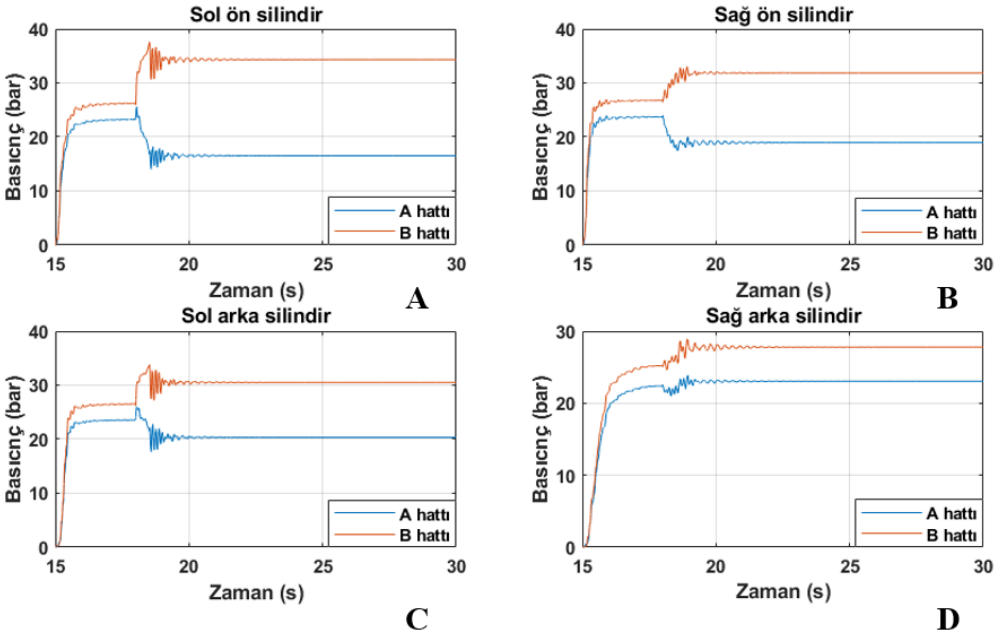
4. bölümde aracın denge durumuyla ilgili verilen bilgi doğrultusunda Şekil 4.11 incelediğinde aktif süspansiyon sistemi kullanımıyla aracın y eksenindeki hareketinin azaldığı gözlemlenmiştir. Aracın ivmelenmesi PID tabanlı kontrol ile pasif sisteme göre azalmıştır.

Şekil 4.12'de aracın kafa vurma, savrulma ve yalpa açıları verilmiştir. Şekil incelendiğinde pasif süspansiyon sistemine sahip aracın yalpa açısında 3º' ye yakın bir değişim olduğu görülmüştür. Aktif süspansiyon sisteminde bu açı 0º civarında kalmıştır. Aktif süspansiyon sistemi savrulma açılarında pasif sisteme göre olumsuz cevap vermiştir. Ancak bu açılardaki değişimler göz ardı edilebilir değerlerdedir.



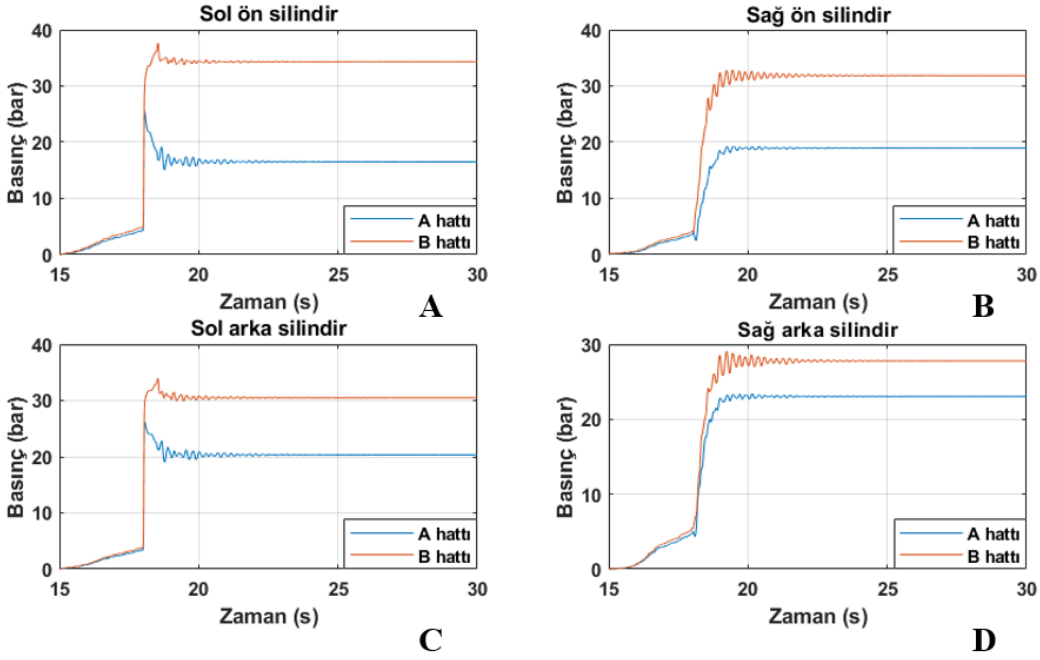
Şekil 4.12. Araç gövdesi dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı

Şekil 4.13'te PID tabanlı kontrol kullanımında hidrolik silindirlere ait basınçlar verilmiştir. Şekil incelendiğinde hidrolik silindirlerin bu yol profili için 30-40 bar basınç aralığında çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13. PID tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları

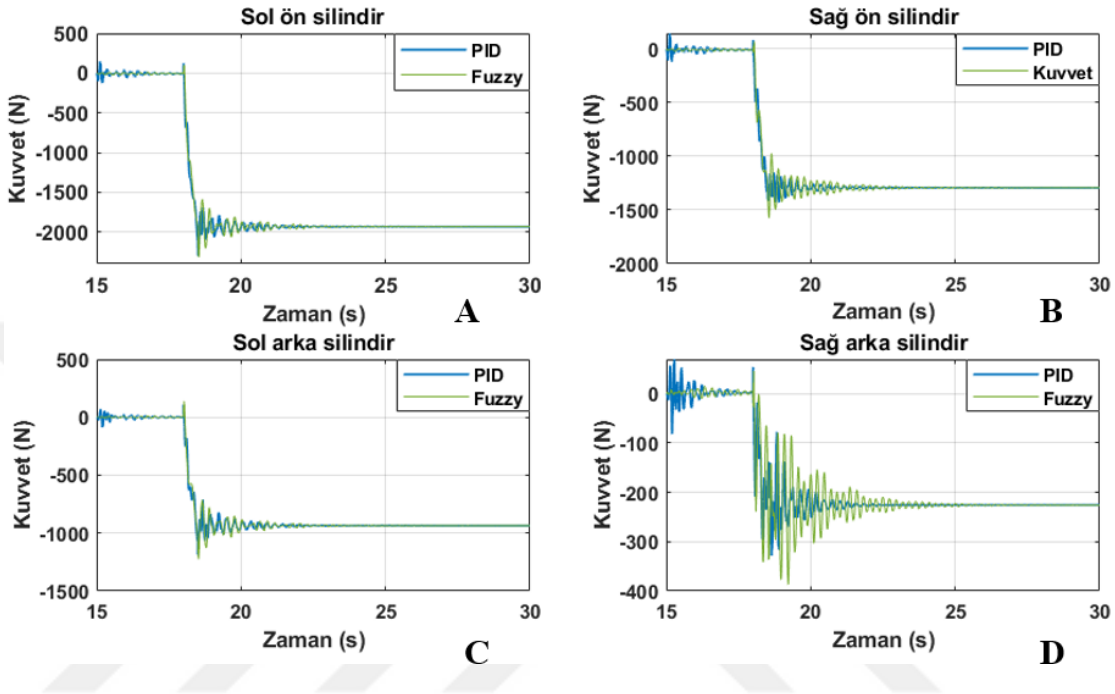
Şekil 4.14'te bulanık mantık tabanlı kontrol kullanımında hidrolik silindirlere ait basınçlar verilmiştir.



Şekil 4.14. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları

Şekil 4.14 incelendiğinde ve Şekil 4.13 ile karşılaştırıldığında her iki kontrolcüde silindirlerde oluşan basınçlar için benzer sonuçlar vermiştir.

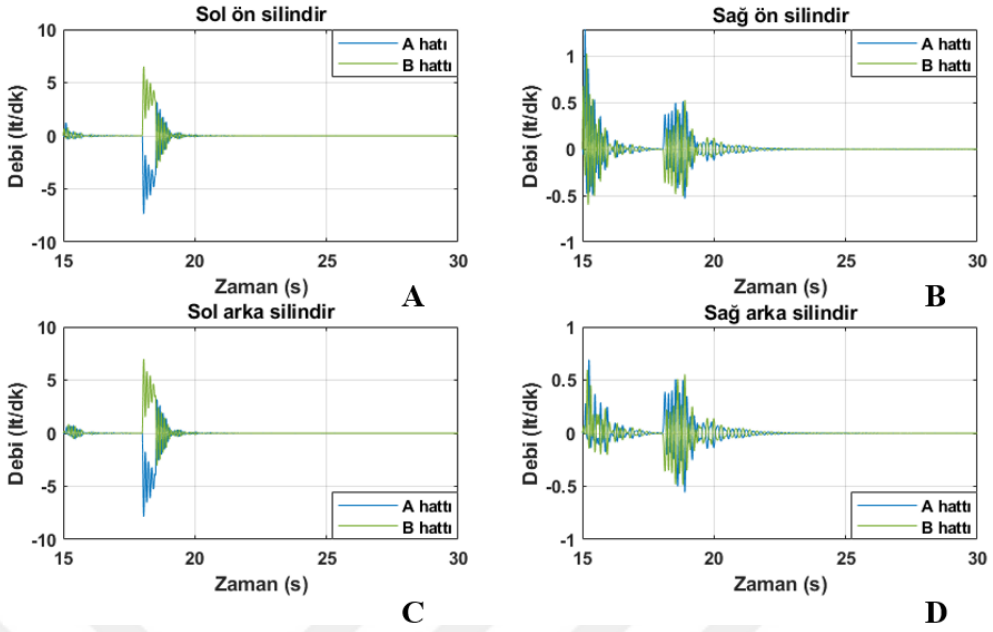
Şekil 4.15'te hidrolik silindirlerdeki kuvvet değerleri verilmiştir.



Şekil 4.15. Hidrolik silindirlerdeki kuvvetler **A)** Sol ön silindir kuvveti **B)** Sağ ön silindir kuvveti **C)** Sol arka silindir kuvveti **D)** Sağ arka silindir kuvveti

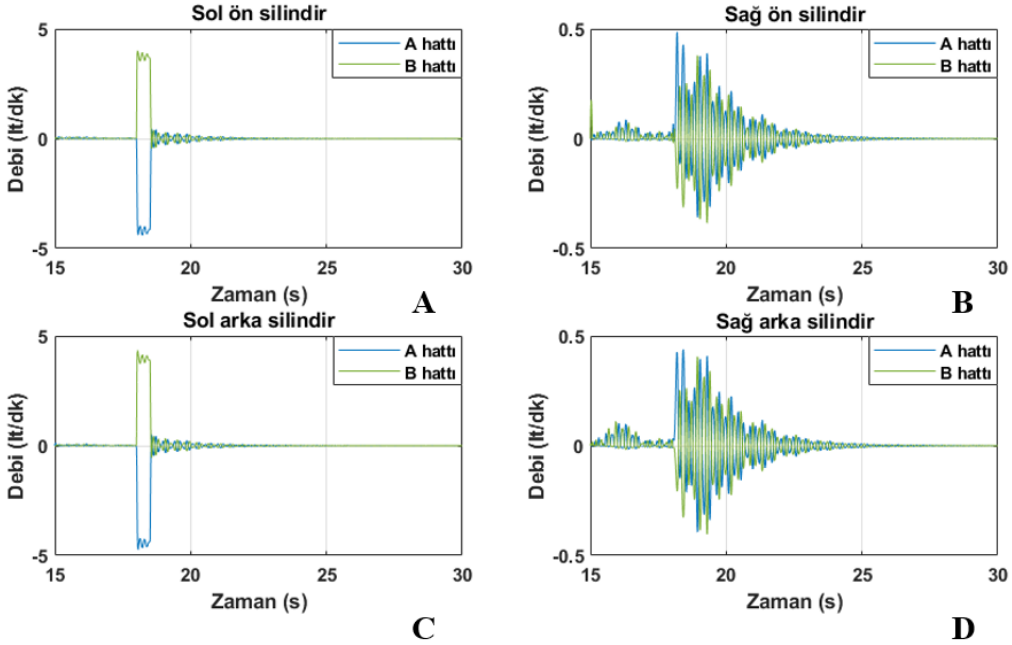
Şekil 4.15'e göre aracın sol süspansiyon sistemlerindeki hidrolik silindirler yol girdisinden dolayı daha fazla kuvvet uyguladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca ön ve arka süspansiyon sistemleri arasında da kuvvet farkı olduğu görülmüştür.

Şekil 4.16'da PID tabanlı kontrol sonucu hidrolik silindirdeki debiler verilmiştir. Şekil 4.16'ya göre sol hidrolik silindirdeki 6 lt/dk civarındadır. Sağ hidrolik silindirde ise 0,5 lt/dk civarındadır. Şekil 4.16, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 ile karşılaştırıldığında debilerin hıza uygun olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.16. PID tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri

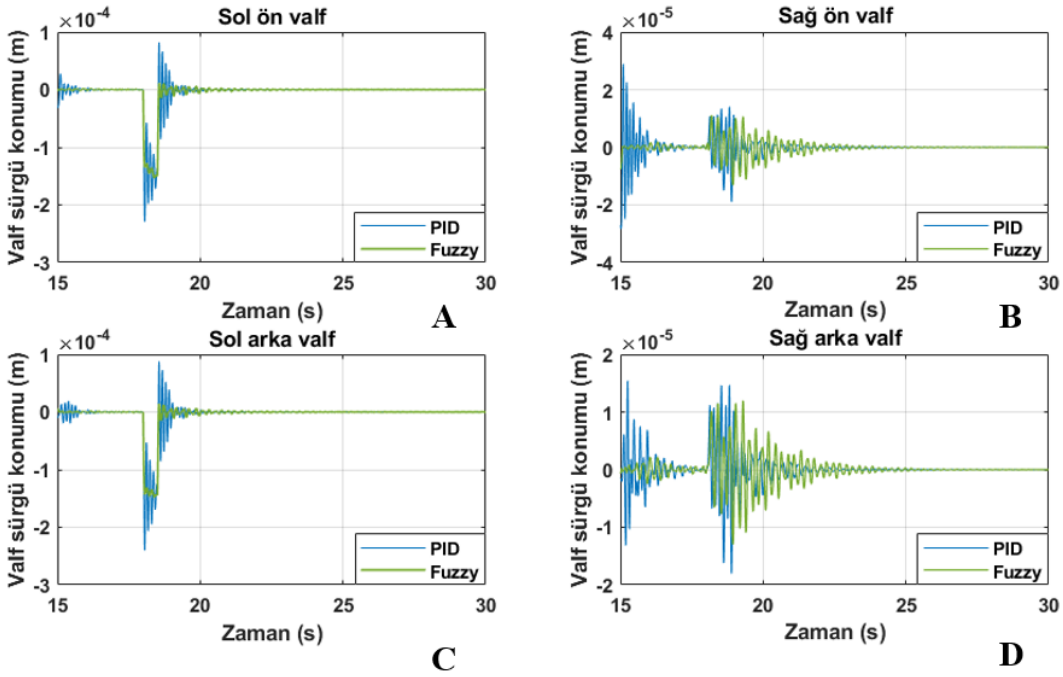
Şekil 4.17'de bulanık mantık tabanlı kontrol sonucu hidrolik silindirlerdeki debiler verilmiştir.



Şekil 4.17. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri

Şekil 4.17 incelendiğinde sol hidrolik silindirlerdeki debinin 4 lt/dk civarında olduğu görülmüştür. Şekil 4.16 ile karşılaştırıldığında iki kontrolcü arasında 1 lt/dk'lık fark olduğu gözlemlenmiştir.

Şekil 4.18'de hidrolik valflere ait valf yer değiştirmeleri verilmiştir.



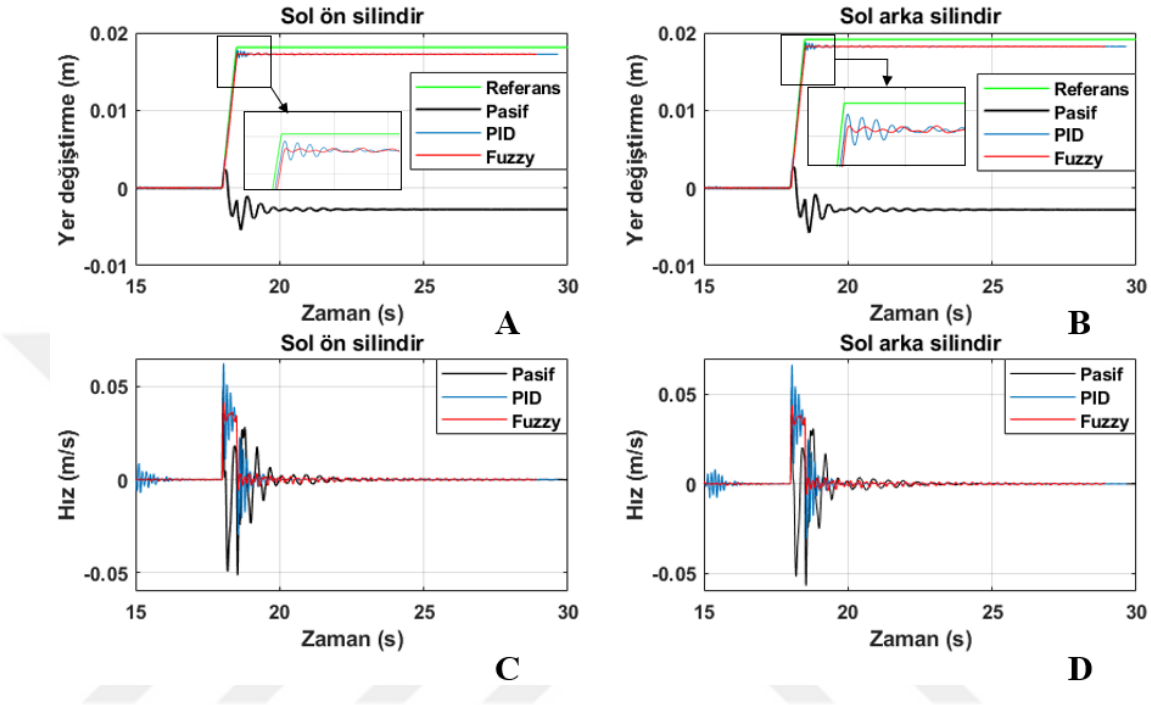
Şekil 4.18. Valf sürgü konumları **A)** Sol ön valf sürgü konumu **B)** Sağ ön valf sürgü konumu **C)** Sol arka valf sürgü konumu **D)** Sağ arka valf sürgü konumu

Şekil 4.18 incelendiğinde yol girdisi olan sol taraf için valf sürgüsü yer değiştirme yapmıştır. Ancak sağ tarafta yol girdisi olmadığı için yer değiştirme ihmal edilebilir düzeydedir. Valf sürgü konumları Şekil 4.16 ve 4.17 ile karşılaştırıldığında debiler ve valf sürgü konumu birbiriyle uyumludur.

Hidrolik sistem bu yol profili için iki kontrolcü ile de uyumlu cevaplar vermiştir. Bu yol profili için hidrolik sistemin cevapları tasarım sınırları içerisindedir. Aracın yalpa açısını önemli ölçüde azaltmıştır.

4.3 Sağ Tümsek Sol Çukur Yol Senaryosu

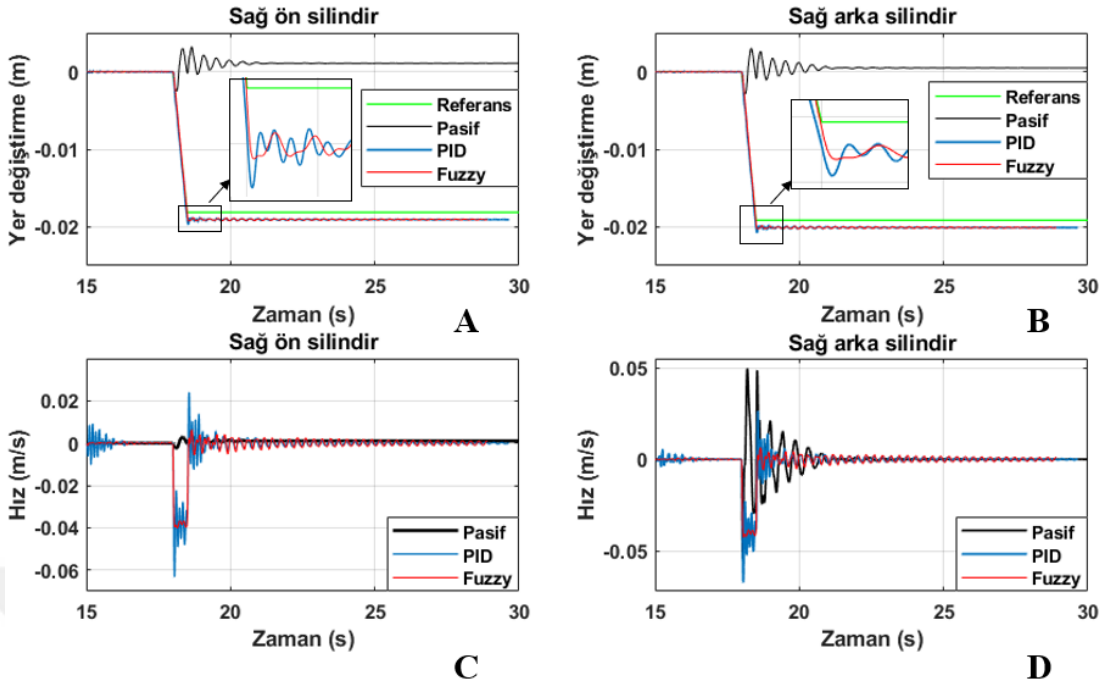
Bölüm 3.2.2'de belirtilen tümsek ve çukur yol senaryosu kullanılmıştır. Şekil 4.19'da sol ön ve sol arka hidrolik silindire ait yer değiştirme ve hız değerleri verilmiştir.



Şekil 4.19. Sol ön ve sol arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sol ön süspansiyon hızı **D)** Sol arka süspansiyon hızı

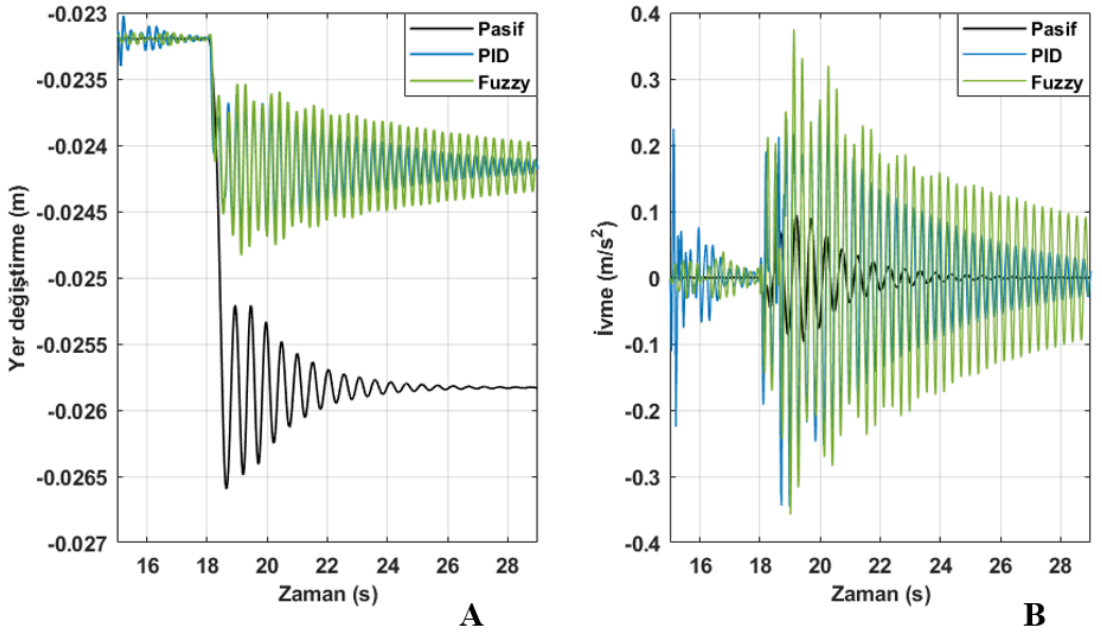
Şekil 4.19 incelendiğinde süspansiyon sisteminin referans giriş değerini çok az bir farkla takip ettiği görülmüştür. Süspansiyon hızları 0,05 m/s civarındadır. Pasif süspansiyon sisteminin referans değere göre kötü bir yer değiştirme yaptığı görülmüştür.

Şekil 4.20'de sağ ön ve sağ arka süspansiyonların yer değiştirme ve hız değerleri verilmiştir. Şekil 4.20 incelendiğinde PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin referans giriş değerini takip ettiği görülmüştür. Pasif sistem ise kötü bir cevap vermiştir.



Şekil 4.20. Sağ ön ve sağ arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **C)** Sağ ön süspansiyon hızı **D)** Sağ arka süspansiyon hızı

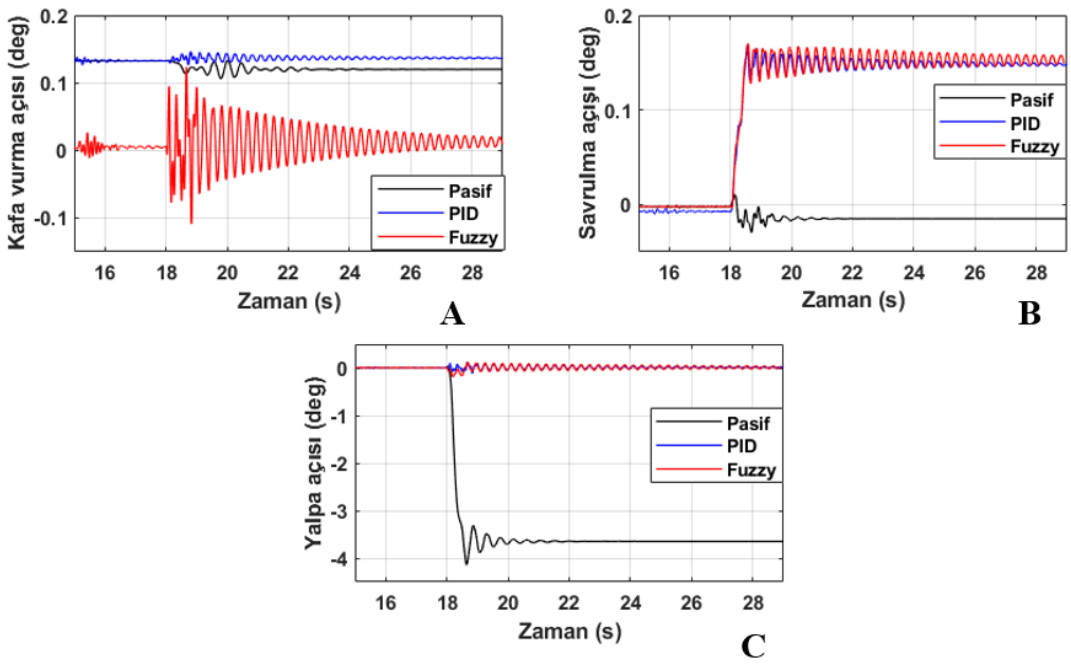
Şekil 4.21'de araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi verilmiştir.



Şekil 4.21. Araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi

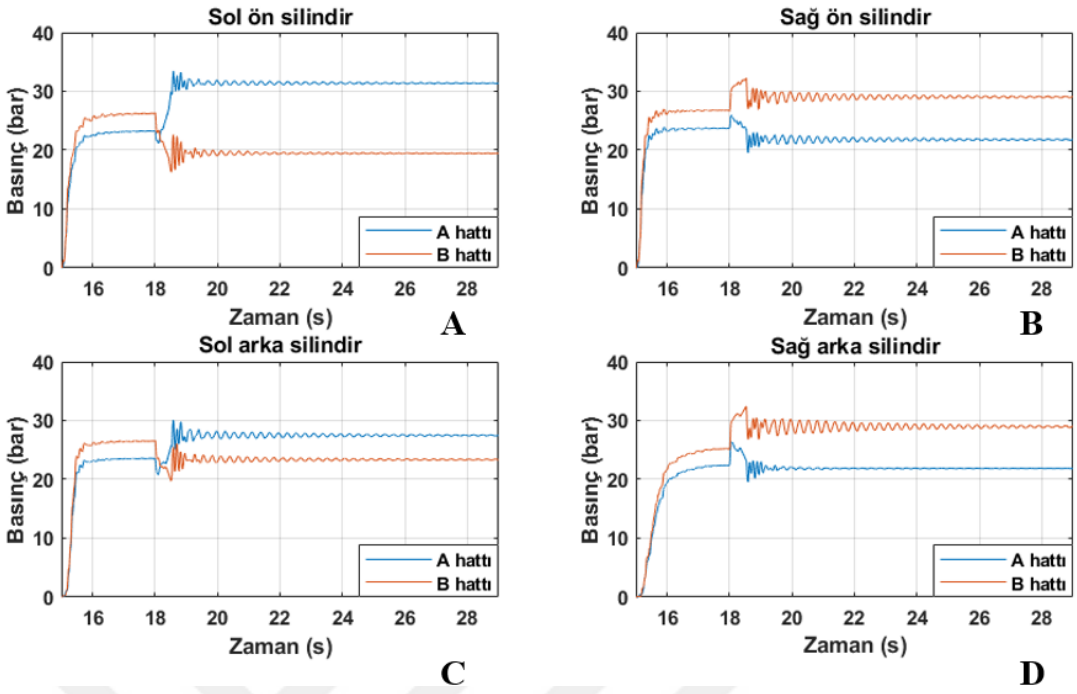
Şekil 4.21 4. bölümün başında bahsedilen denge durumu göz önüne alınarak incelendiğinde araç gövdesinin yer değiştirmesi pasif sistemde de aktif sistemde çok az olduğu gözlemlenmiştir. Ancak aktif sistem yani PID veya bulanık mantık tabanlı kontrol sistemi araç gövdesinin ivmesinde pasif sisteme kıyasla artışa neden olmuştur. Ancak maksimum ivme değeri 0,4 m/s^2 civarındadır. Bu değer oldukça küçüktür.

Şekil 4.22'de aracın kafa vurma, savrulma ve yalpa açıları verilmiştir. Şekil 4.22 incelendiğinde bozucu yol girdisi sadece sol tekerleklere uygulandığı için araç 4º'lik açı ile araba sağ tarafa yatmıştır. Ancak PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin yalpa açısını azalttığı gözlemlenmiştir. PID ve bulanık mantık kontrolcüleri kafa vurma ve savrulma açılarında küçük değişimlere neden olmuştur.



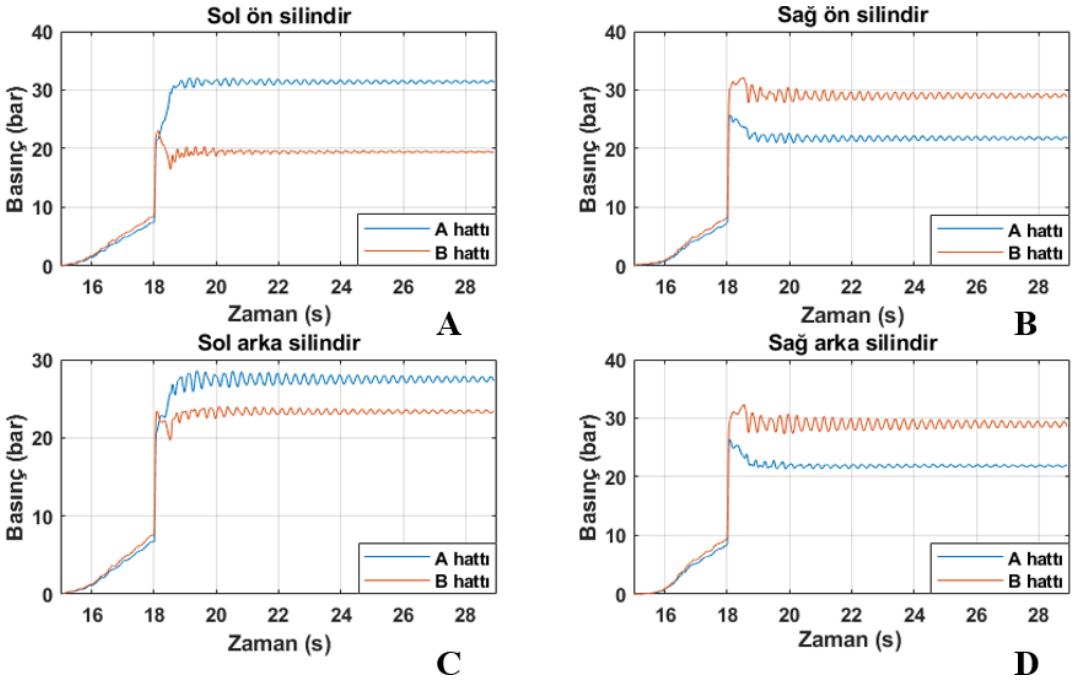
Şekil 4.22. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı

Şekil 4.23'te PID tabanlı kontrol kullanımında hidrolik silindirlerdeki basınçlar sunulmuştur. Şekil 4.23 incelendiğinde silindirlerdeki basıncın 20 ila 30 bar aralığında olduğu görülmüştür.



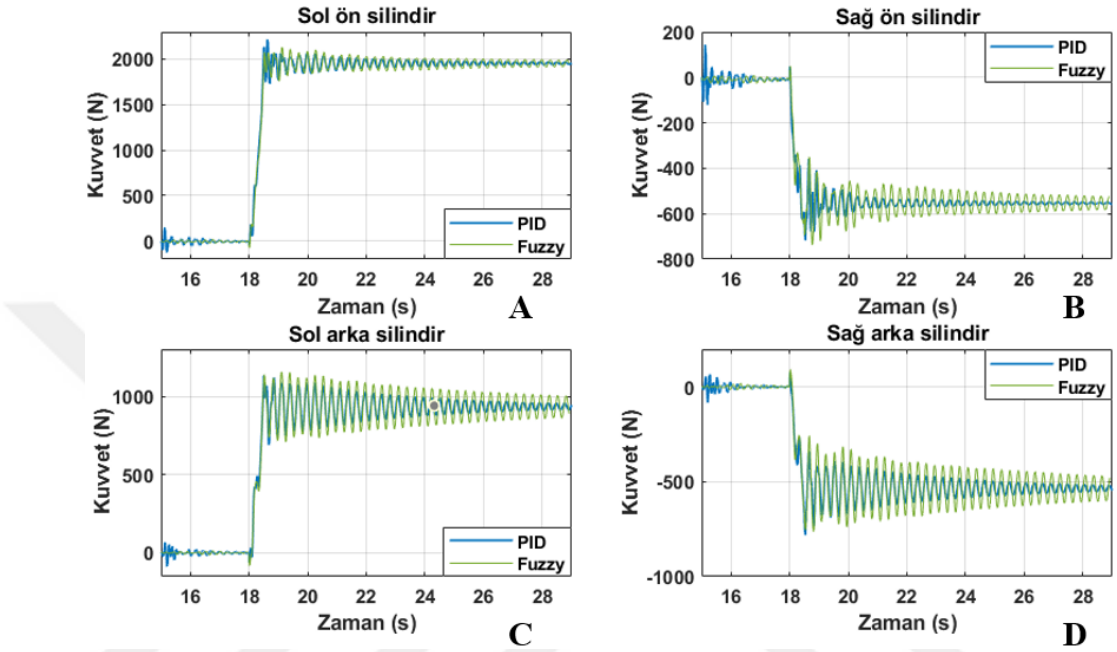
Şekil 4.23. PID tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları

Şekil 4.24'te bulanık mantık tabanlı kontrolde hidrolik silindirdeki basınçlar verilmiştir.



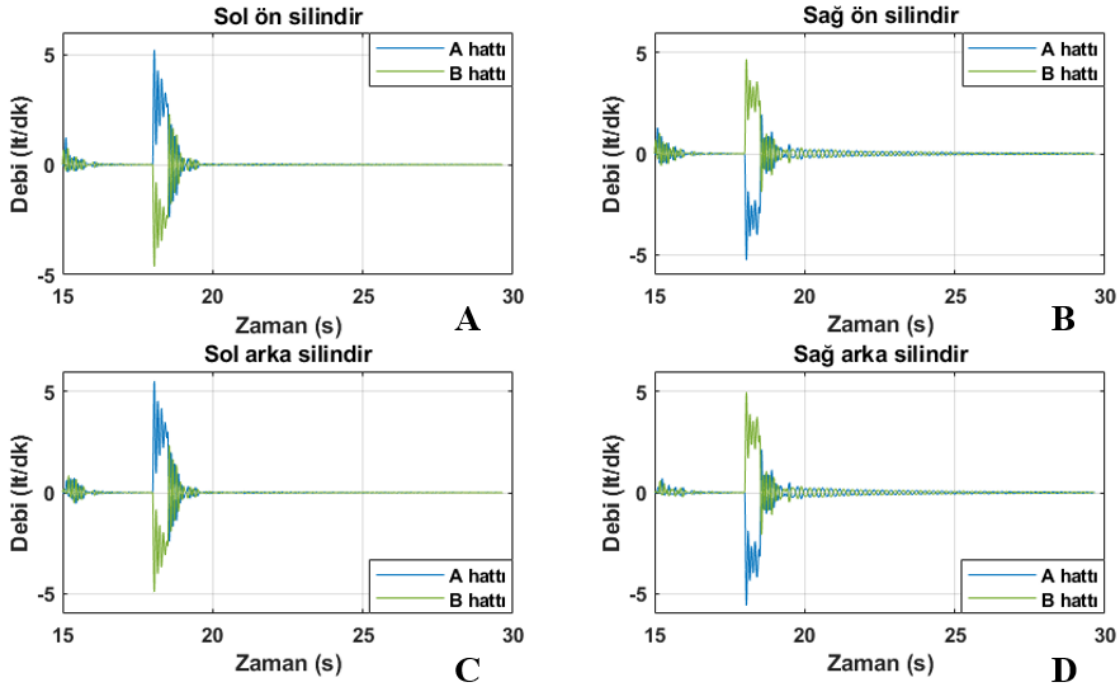
Şekil 4.24. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** Sol ön silindir basınçları **B)** Sağ ön silindir basınçları **C)** Sol arka silindir basınçları **D)** Sağ arka silindir basınçları

Şekil 4.25'te hidrolik silindirlerin kuvvet değerleri verilmiştir. Şekil 4.25 incelendiğinde sol çukur ve sağ tümsek yol girdisine göre farklı kuvvet değerleri görülmektedir. Şekil 4.23 ve Şekil 4.25'te verilen basınçlar alan oranına göre kuvvet değerlerini verdiği görülmektedir.



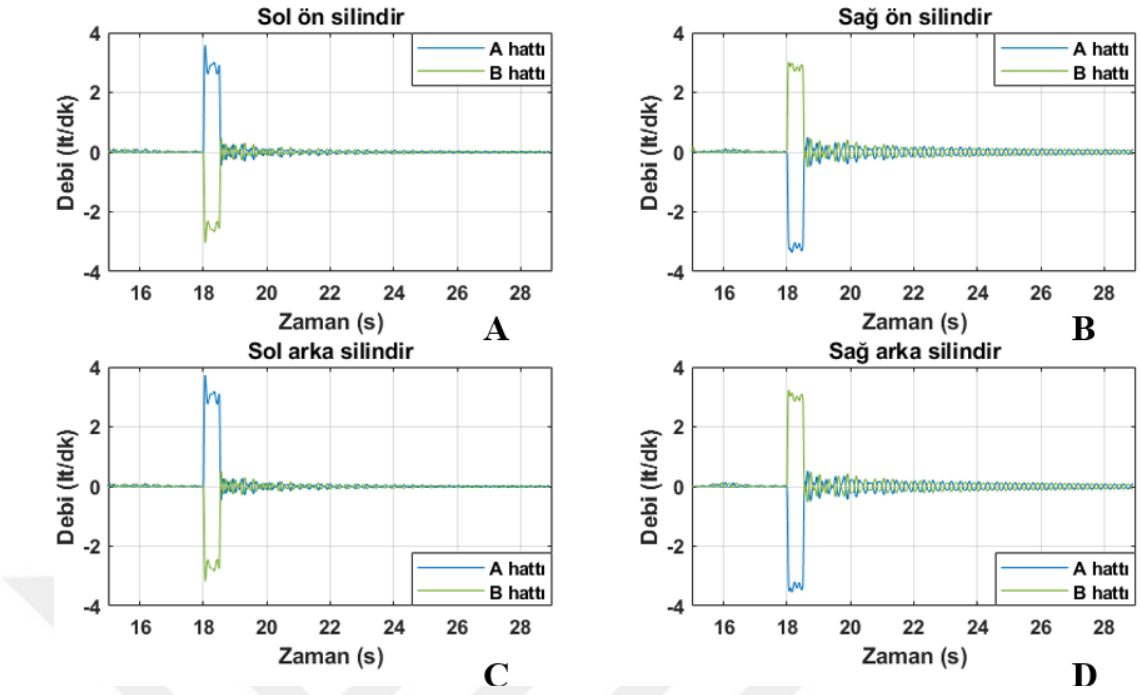
Şekil 4.25. Hidrolik silindirlerdeki kuvvetler **A)** Sol ön silindir kuvveti **B)** Sağ ön silindir kuvveti **C)** Sol arka silindir kuvveti **D)** Sağ arka silindir kuvveti

Şekil 4.26'da PID tabanlı kontrol sonucu hidrolik silindirlerdeki debiler verilmiştir. Şekil 4.26 Şekil 4.19 ve 4.20 ile karşılaştırıldığında süspansiyon yer değiştirmesi referans değere istenen sürede ulaşması için belirli bir hıza sahip olması gerekir ve bu hız için debinin yeterli olduğu görülmüştür.



Şekil 4.26. PID tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri

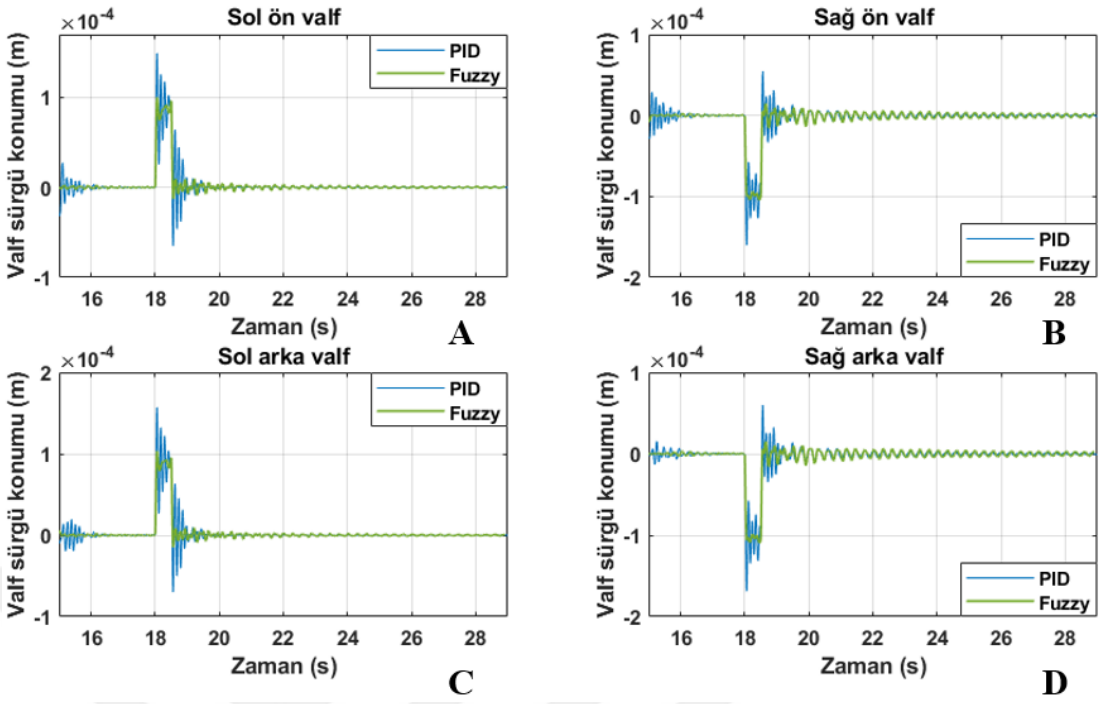
Şekil 4.27'de bulanık mantık tabanlı kontrol sonucunda hidrolik silindirlerdeki debiler verilmiştir. Şekil 4.26 ve Şekil 4.27 karşılaştırıldığında 1 lt/dk 'lık debi farkı görülmüştür. Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'deki hız grafikleri ile karşılaştırıldığında aradaki hız farkı bu durumu açıklamıştır.



Şekil 4.27. Bulanık mantık tabanlı kontrol ile hidrolik silindirlerdeki debiler **A)** Sol ön silindir debileri **B)** Sağ ön silindir debileri **C)** Sol arka silindir debileri **D)** Sağ arka silindir debileri

Şekil 4.28'de hidrolik valflerin sürgü konumları verilmiştir. Şekil 4.28 incelendiğinde tümsek ve çukur yol senaryolarına göre sağ ve sol valfler aynı miktarda ters yönlerde yer değiştirme yapmıştır. Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de bunu destekler niteliktedir.

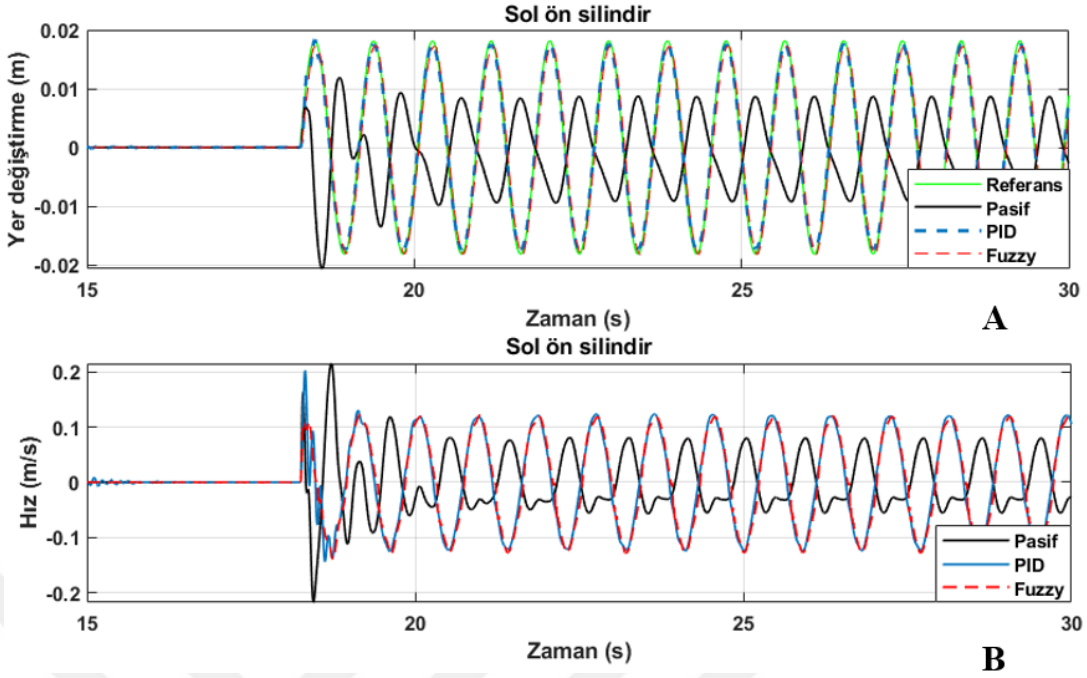
Bu yol senaryosu için incelenen hidrolik sistemin aracın yalpa açısını azalttığı gözlemlenmiştir. Bunu her iki kontrolcüde başarılı bir şekilde gerçekleştirmiştir. Bu yol senaryosu için hidrolik sistem yeterlidir.



Şekil 4.28. Valf sürgü konumları **A)** Sol ön valf sürgü konumu **B)** Sağ ön valf sürgü konumu **C)** Sol arka valf sürgü konumu **D)** Sağ arka valf sürgü konumu

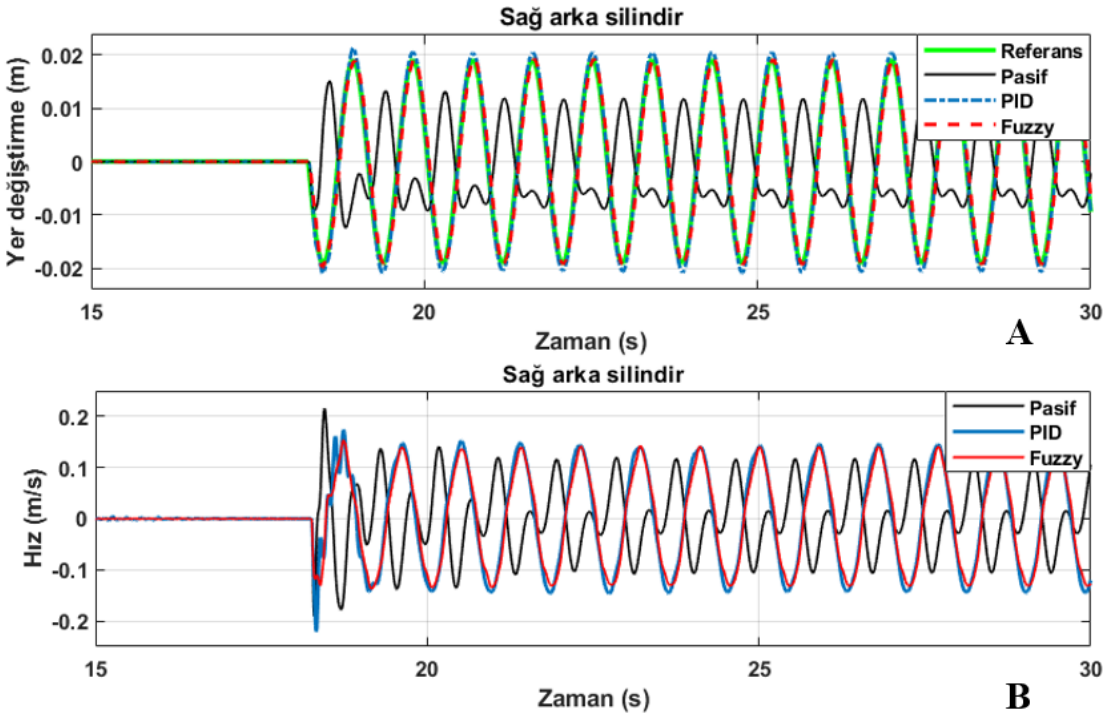
4.4 Sinüzoidal Sağ ve Sol Yol Senaryosu

Bu kısımda Bölüm 3.2.2'de anlatılan sinüzoidal yol senaryosu incelenmiştir. Şekil 4.29'da sol ön hidrolik silindire ait yer değiştirme ve hız değerleri verilmiştir. Verilen şekle göre sinüzoidal yol girdisini PID ve bulanık mantık kontrolcüleri takip ediyor ancak pasif süspansiyon sistemi sinüzoidal yol senaryosunu aktif süspansiyona göre iyi takip edemediği gözlemlenmiştir. Pasif sistem düzensiz hareket etmektedir. Süspansiyon hızı PID ve bulanık mantık için 0,1 m/s'dir.



Şekil 4.29. Sol ön süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol ön süspansiyon hızı

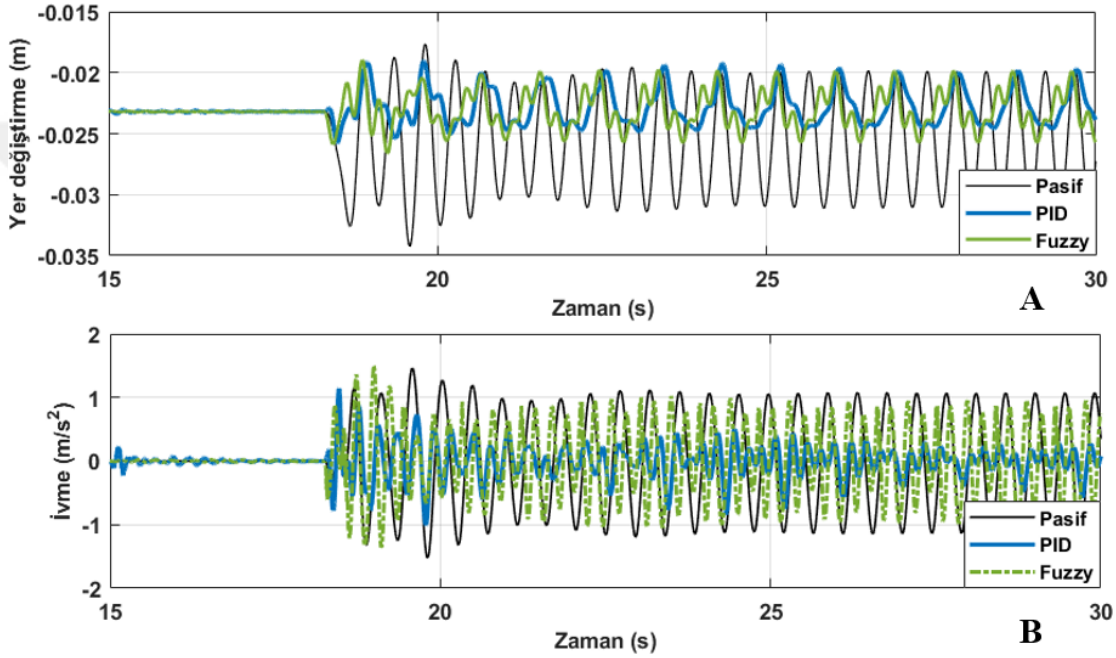
Şekil 4.30'da sağ arka süspansiyona ait yer değiştirme ve hız değerleri verilmiştir.



Şekil 4.30. Sağ arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sağ arka süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sağ arka süspansiyon hızı

Şekil 4.30'a bakıldığında kontrolcülerin referans değeri takip etti görülmüştür. Pasif süspansiyon sistemi referans değere göre kötü bir yer değiştirme yaptığı gözlemlenmiştir. Pasif ve aktif sistemlerin yer değiştirmeleri hızı etkilediği için hız değerleri pasif süspansiyon sistemi için düzensiz aktif süspansiyon sistemi için düzenli bir değişim gösterdiği gözlemlenmiştir.

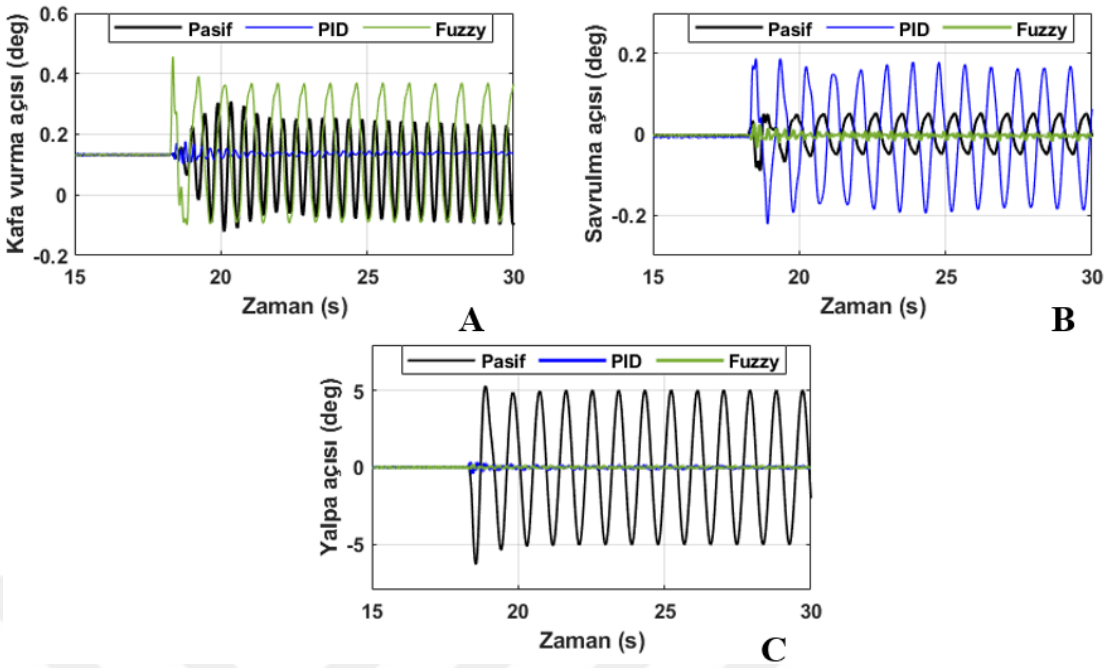
Şekil 4.31'de araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi verilmiştir.



Şekil 4.31. Araç gövdesi yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi

Şekil 4.31'de aracın denge durumu kabulü göz önüne alınarak bakıldığıdan pasif süspansiyon sisteminde araç gövdesinin yol girdisinden önemli ölçüde etkilendiği görülmüştür. Araç gövdesi yol girdisini takip etmiştir. Aktif süspansiyon sistemi kullanımıyla araç gövdesi yer değiştirmesi pasif sisteme göre yarıya düşmüştür. Ancak bulanık mantık kontrolcüsü araç gövdesinin ivmesinde PID denetim algoritmasına göre artışa neden olmuştur. PID kontrolcüsünün araç gövdesi ivmesini azalttığı görülmüştür

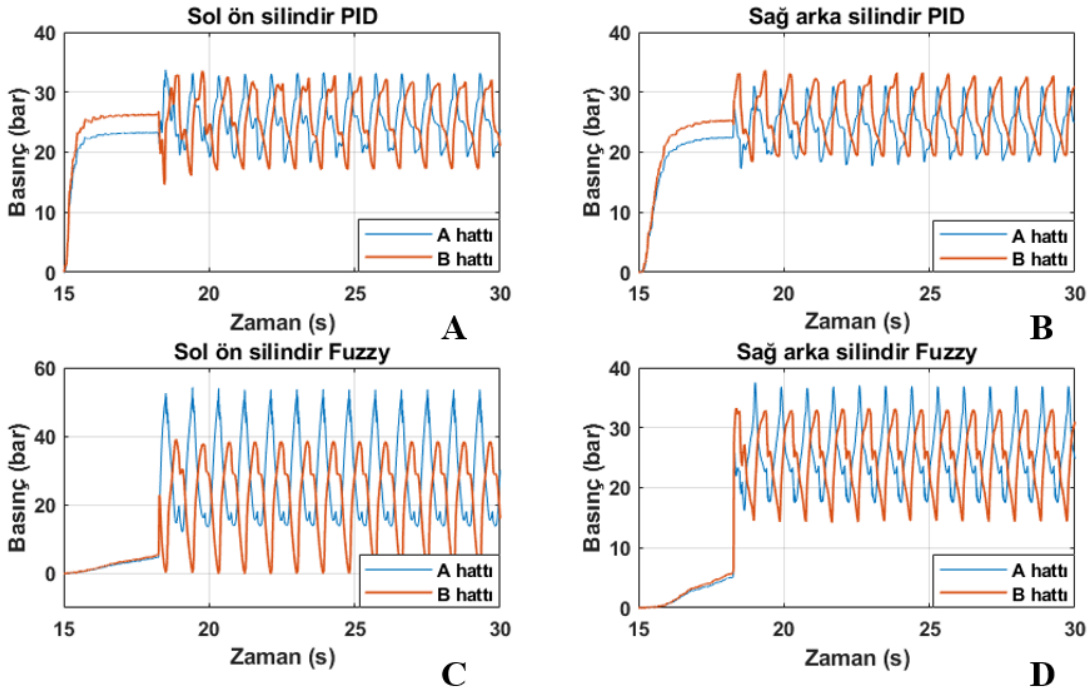
Şekil 4.32'de aracın kafa vurma, savrulma ve yalpa açıları verilmiştir.



Şekil 4.32. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı

Şekil 4.32 incelendiğinde pasif sistemde yol profilinden dolayı araç gövdesinin yalpa açısı artmıştır. PID ve bulanık mantık kontrolcüleri yalpa açısını önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Ancak bulanık mantık kontrolcüsü kullanımında kafa vurma açısının arttığı görülmektedir. Bu artış Şekil 4.31'de verilen araç gövdesi ivmesindeki artışı açıklamaktadır. Aracın kafa vurma hareketinden dolayı y eksenindeki ivmesi de artmıştır.

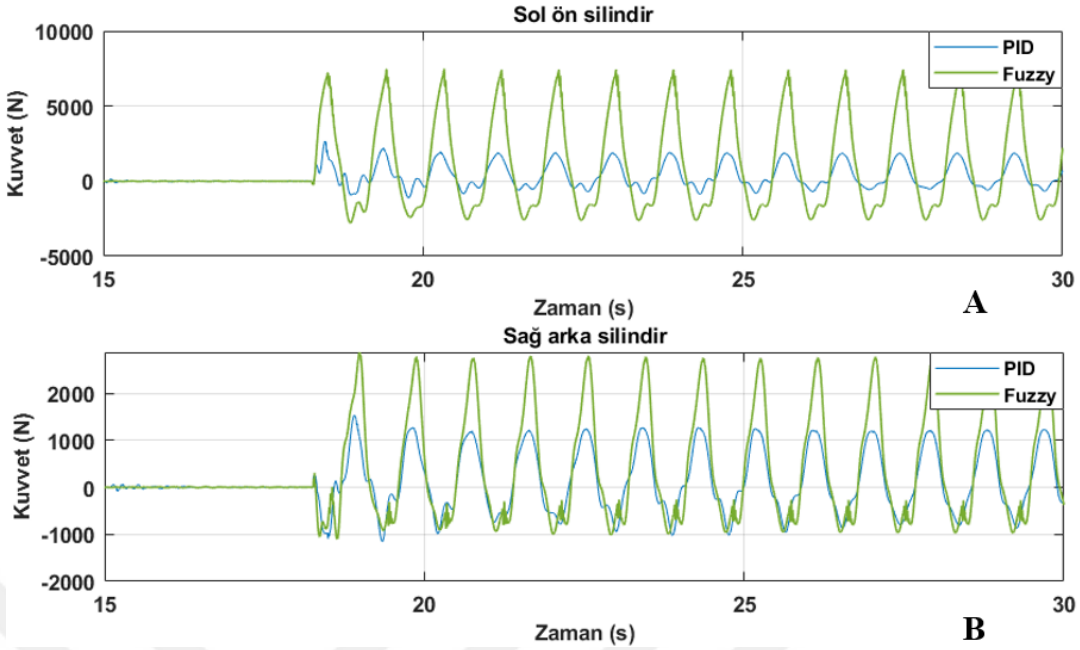
Şekil 4.33'te hidrolik silindirlerdeki basınç değerleri verilmiştir.



Şekil 4.33. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **B)** PID tabanlı kontrol ile sağ arka silindir basınçları **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sağ arka silindir basınçları

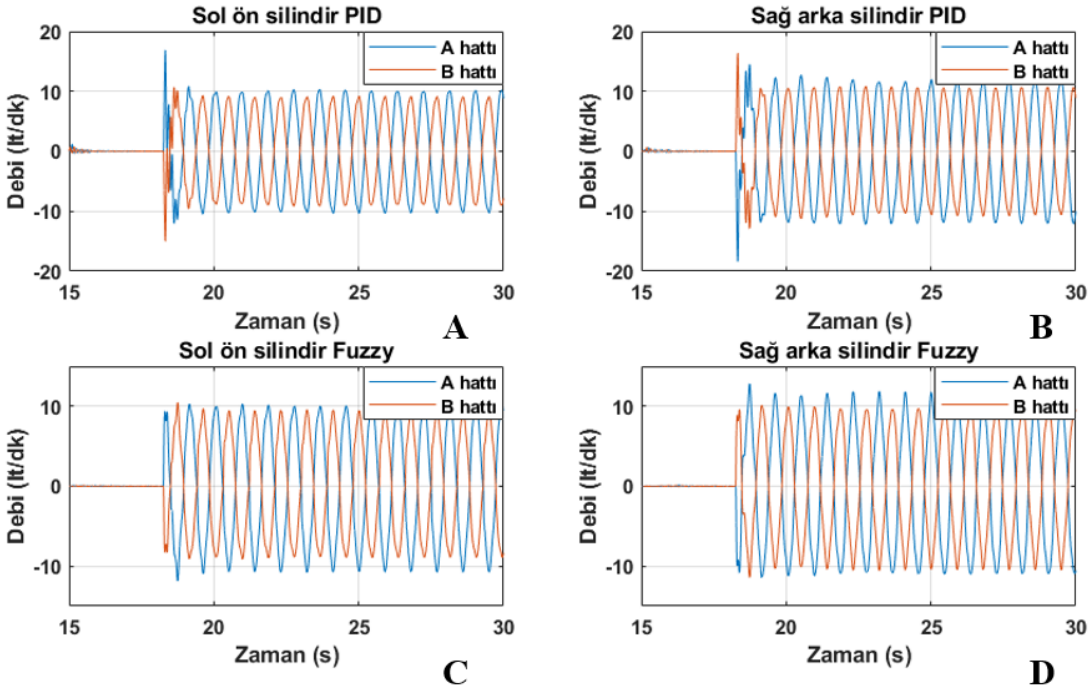
Şekil 4.33 incelendiğinde bulanık mantık tabanlı kontrol ile silindirlerdeki basınçların daha fazla olduğu görülmüştür.

Şekil 4.34'te sol ön ve sağ arka silindirdeki kuvvet değerleri verilmiştir. Şekil 4.34 incelendiğinde kuvvet değerleri Şekil 4.33'te verilen basınç değerlerine bağlı olarak bulanık mantık tabanlı kontrolde daha fazla kuvvet gözlemlenmiştir.



Şekil 4.34. Sol ön ve sağ arka silindirlerdeki kuvvetler **A) S**ol ön silindir kuvveti **B) S**ağ arka silindir kuvveti

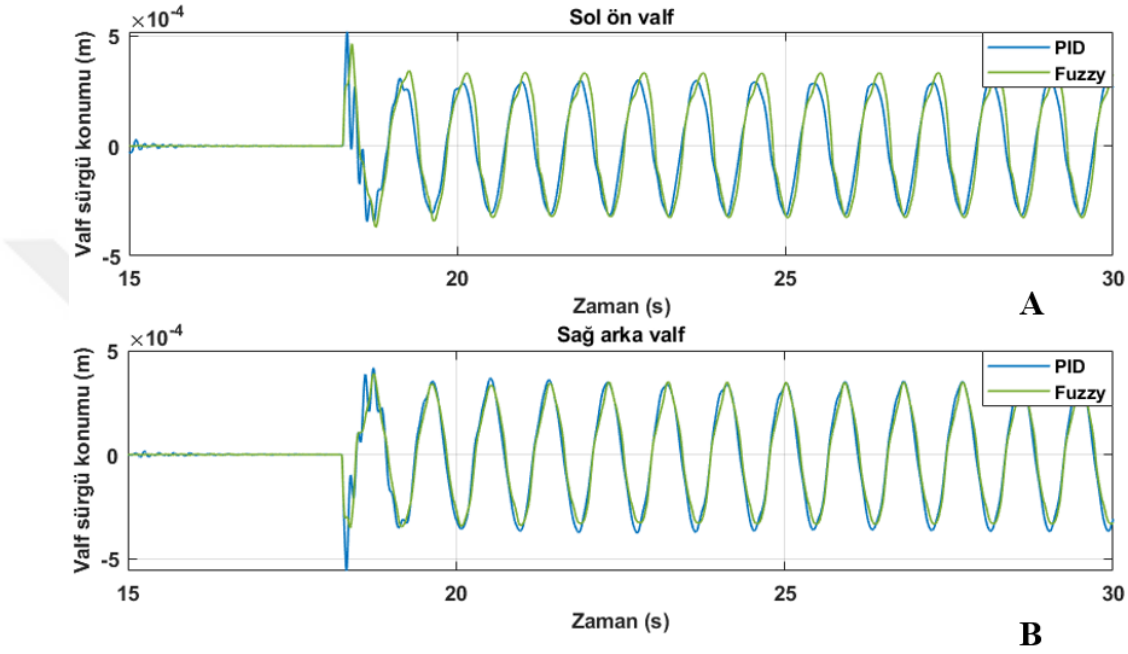
Şekil 4.35'te sol ön ve sağ arka silindirlerdeki debiler verilmiştir.



Şekil 4.35. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen debiler **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **B)** PID tabanlı kontrol ile sağ arka silindir debileri **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sağ arka silindir debileri

Şekil 4.35'e göre PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da verilen yer değiştirme ve ivme dğerleri silindir debilerinin her iki kontrolcü için yakın olduğunu doğrular.

Şekil 4.36'da sol ön ve sağ arka valflerin sürgü konumları verilmiştir.



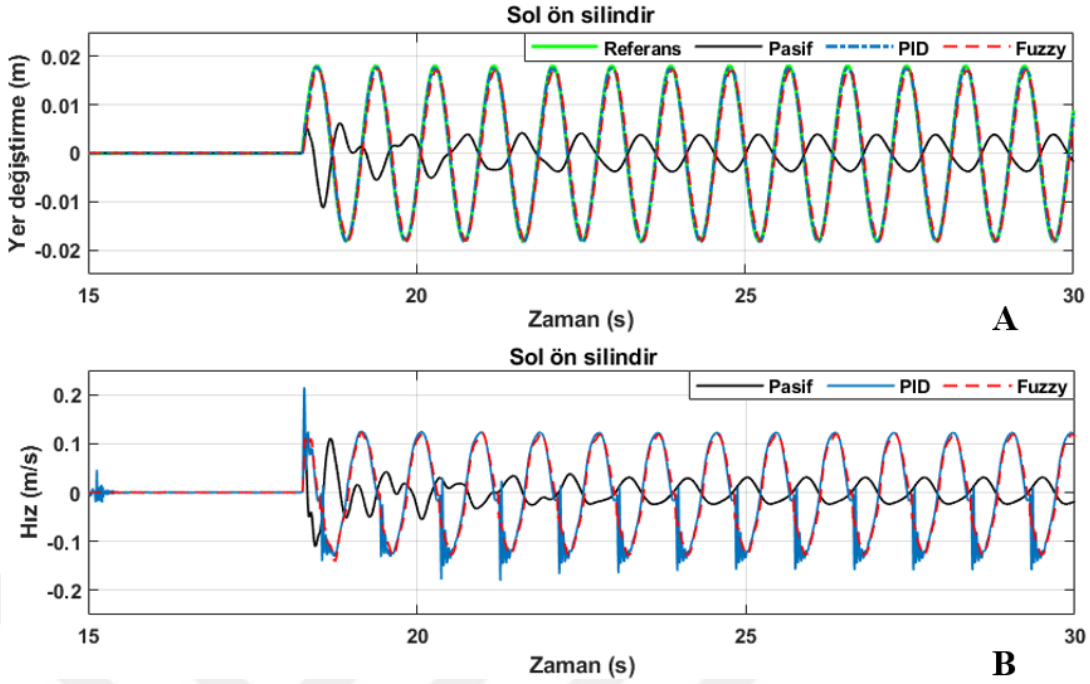
Şekil 4.36. Sol ön ve sağ arka valflerin sürgü konumu **A) S**ol ön valf sürgü konumu **B) S**ağ arka valf sürgü kuvveti

Şekil 4.36'ya valf sürgülerinin sinüzoidal bir yer değiştirme yaptığı görülmüştür. Valf sürgü konumu için iki kontrolcüde benzer çıktı oluşturmuştur.

Hidrolik sistemde valf sürgü konumu, silindirlerdeki debiler, basınçlar ve bunlar bağlı olarak elde edilen kuvvet değerleri dikkate alındığında aktif süspansiyon sisteminin pasif sisteme göre sinüzoidal yol senaryosundan gelen uyarıların etkisini azalttığı görülmüştür.

4.5 Sinüzoidal Ön ve Arka Yol Senaryosu

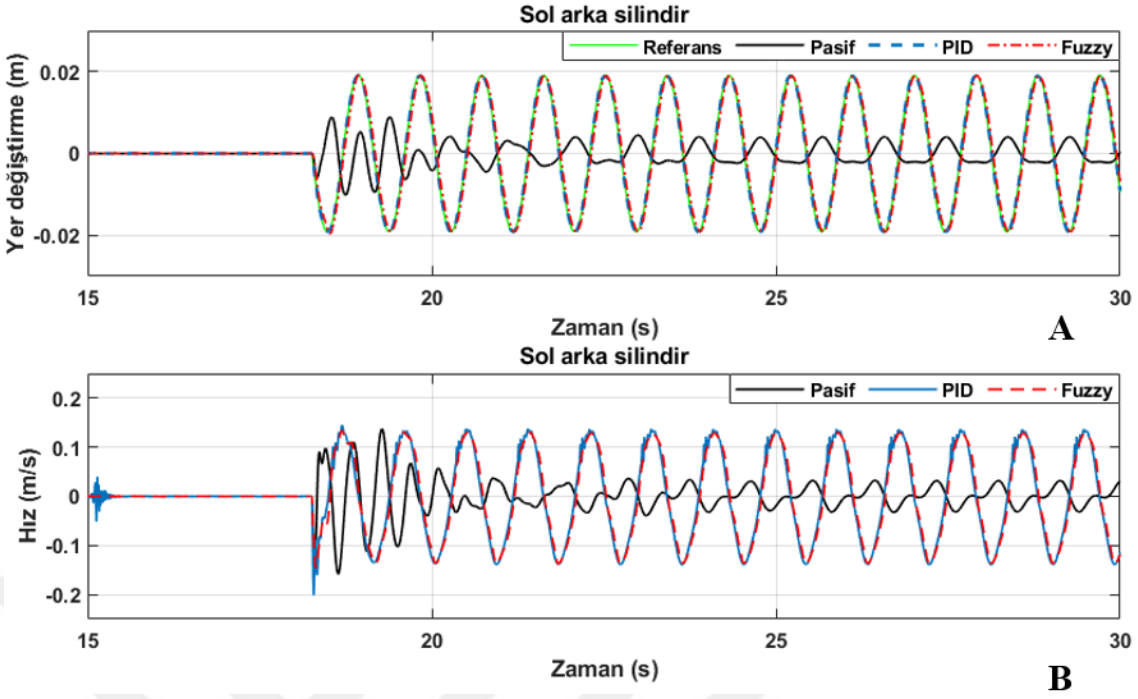
Bölüm 3.2.2'de belirtilen sinüzoidal yol girdisine göre araca ve hidrolik sisteme ait veriler elde edilip sunulmuştur. Şekil 4.37'de sol ön süspansiyonun yer değiştirmesi ve hızı verilmiştir.



Şekil 4.37. Sol ön süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol ön süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol ön süspansiyon hızı

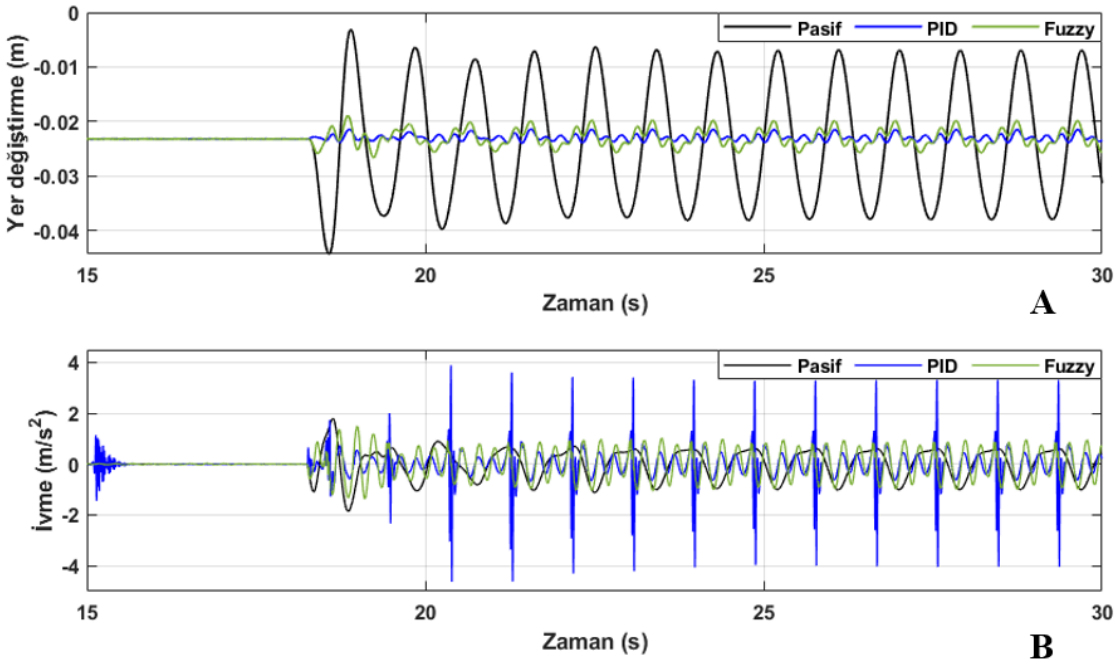
Şekil 4.37'ye incelendiğinde PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin referans giriş değerini takip ettikleri gözlemlenmiştir. Pasif sistem referans giriş değerine göre kötü bir yer değiştirme yaptığı görülmüştür. PID ve bulanık mantık kontrolcülerinin 0,15 m/s hız değerlerine ulaştığı görülmüştür. Ancak elde edilen süspansiyon hızı tasarım sınırları içerisindedir.

Şekil 4.38'de sol arka süspansiyonun yer değiştirmesi ve ivmesi verilmiştir. Şekil 4.38'de verilen sol arka süspansiyon dinamiği Şekil 4.37 ile benzer sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.38. Sol arka süspansiyonun dinamik davranışları **A)** Sol arka süspansiyon yer değiştirmesi **B)** Sol arka süspansiyon hızı

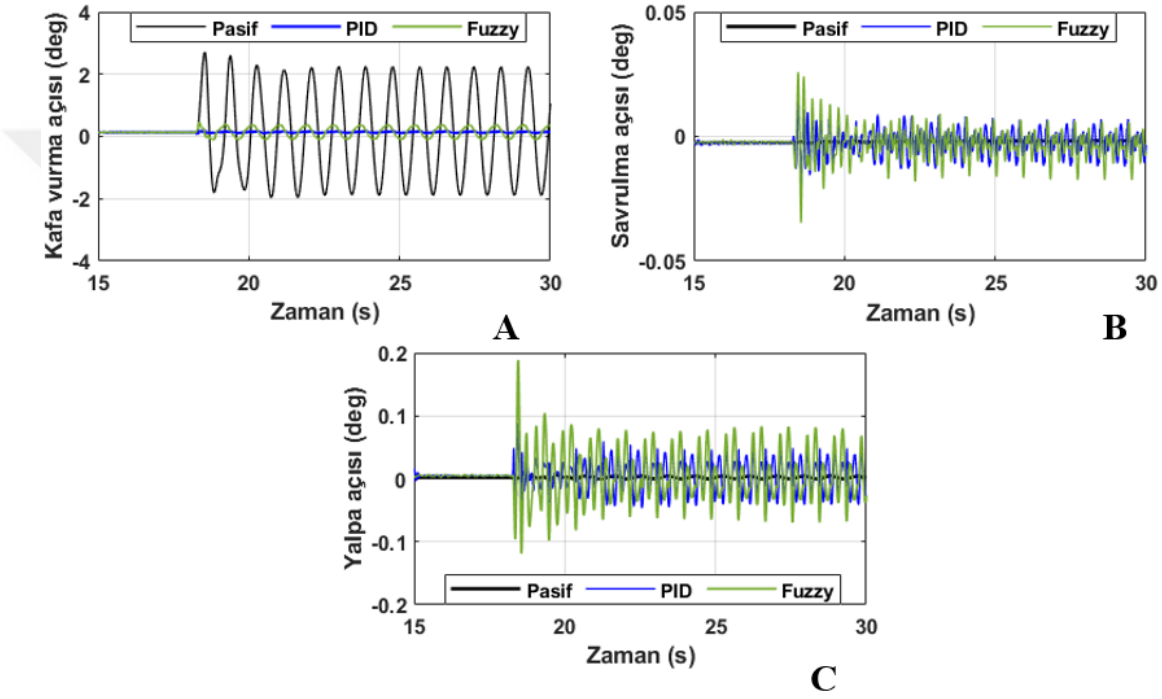
Şekil 4.39'da araç gövdesinin y eksenindeki yer değiştirmesi ve ivmesi verilmiştir.



Şekil 4.39. Araç gövdesi yer değiştirmesi ve ivmesi **A)** y eksenindeki araç gövdesi yer değiştirmesi **B)** y eksenindeki araç gövdesi ivmesi

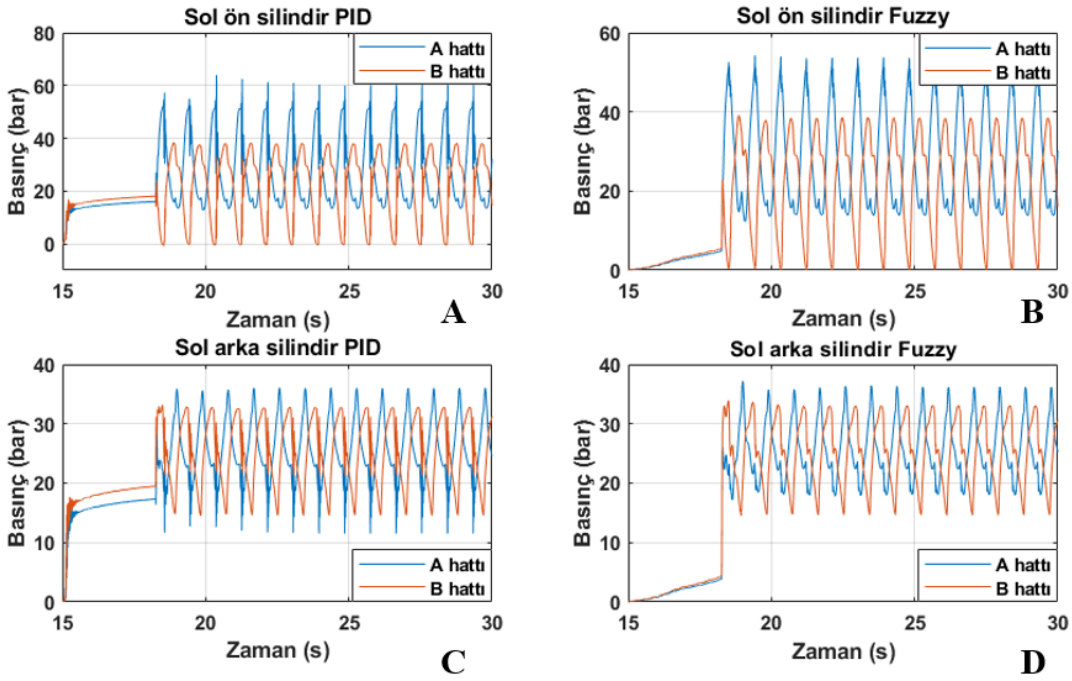
Şekil 4.39'a göre araç süspansiyon yer değiştirmesi kontrol edilerek araç gövdesinin düşey yönde salınımının azaldığı görülmüştür. Ancak araç gövdesi ivmesinin PID tabanlı kontrolde bulanık tabanlı kontrole ve pasif sisteme göre arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.40'ta aracın kafa vurma, savrulma ve yalpa açıları verilmiştir. Şekil 4.40'a göre pasif sistemde kafa vurma açısı artmıştır. Savrulma ve yalpa açılarında değişim çok düşüktür. Bulanık mantığın PID'ye göre açılardaki değişimi arttırdığı görülmüştür.



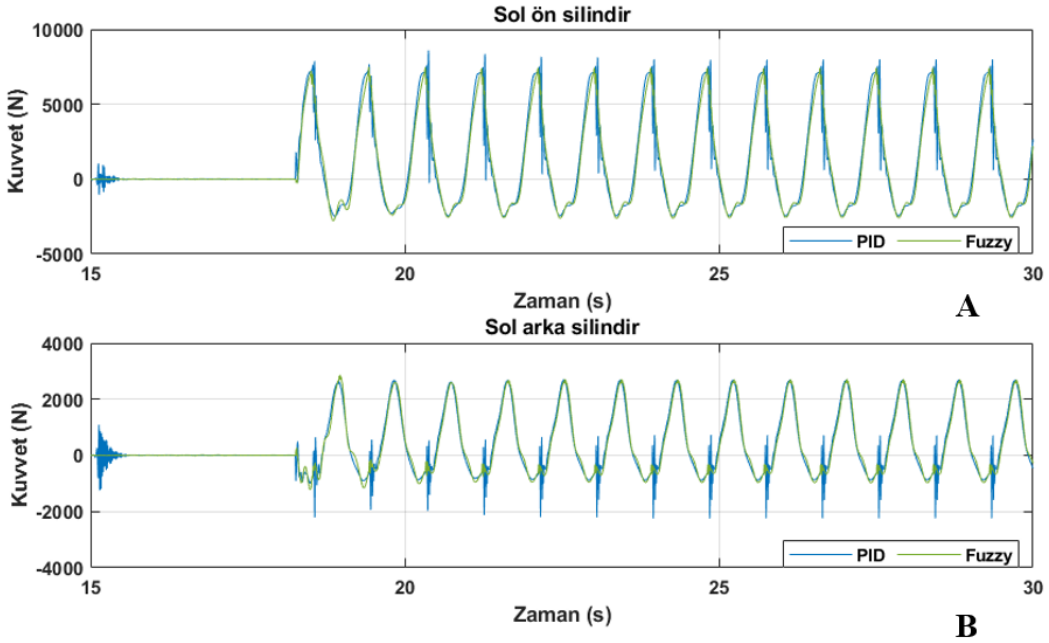
Şekil 4.40. Araç gövdesinin dönme hareketleri **A)** Kafa vurma açısı **B)** Savrulma açısı **C)** Yalpa açısı

Şekil 4.41'de sol ön silindire ait basınçlar verilmiştir. Şekil 4.41'e göre iki kontrolcüde de elde edilen basınç değerleri benzerdir.



Şekil 4.41. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen basınçlar **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **B)** Bulanık mantık tabanlı kontrol ile sol ön silindir basınçları **C)** PID tabanlı kontrol ile sol arka silindir basınçları **D)** Bulanık mantık tabanlı kontrol ile sol arka silindir basınçları

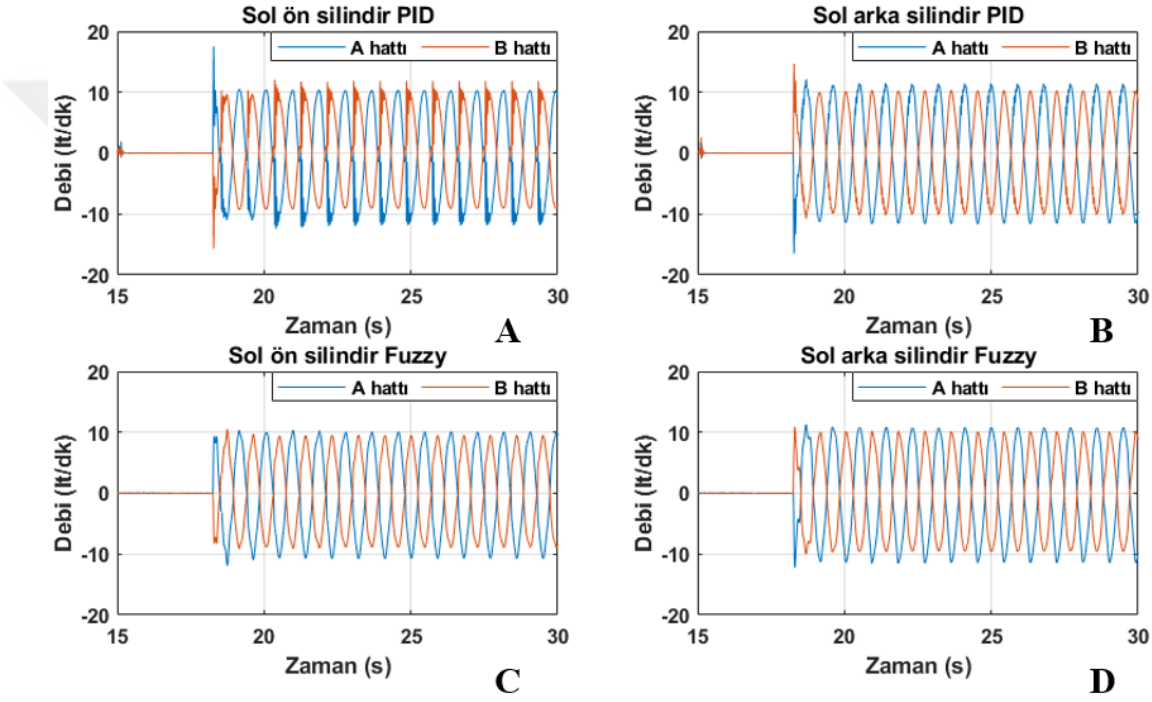
Şekil 4.42'de sol ön ve sol arka silindirlerdeki kuvvet değerleri verilmiştir.



Şekil 4.42. Sol ön ve sol arka silindirlerdeki kuvvetler **A) S**ol ön silindir kuvveti **B) S**ol arka silindir kuvveti

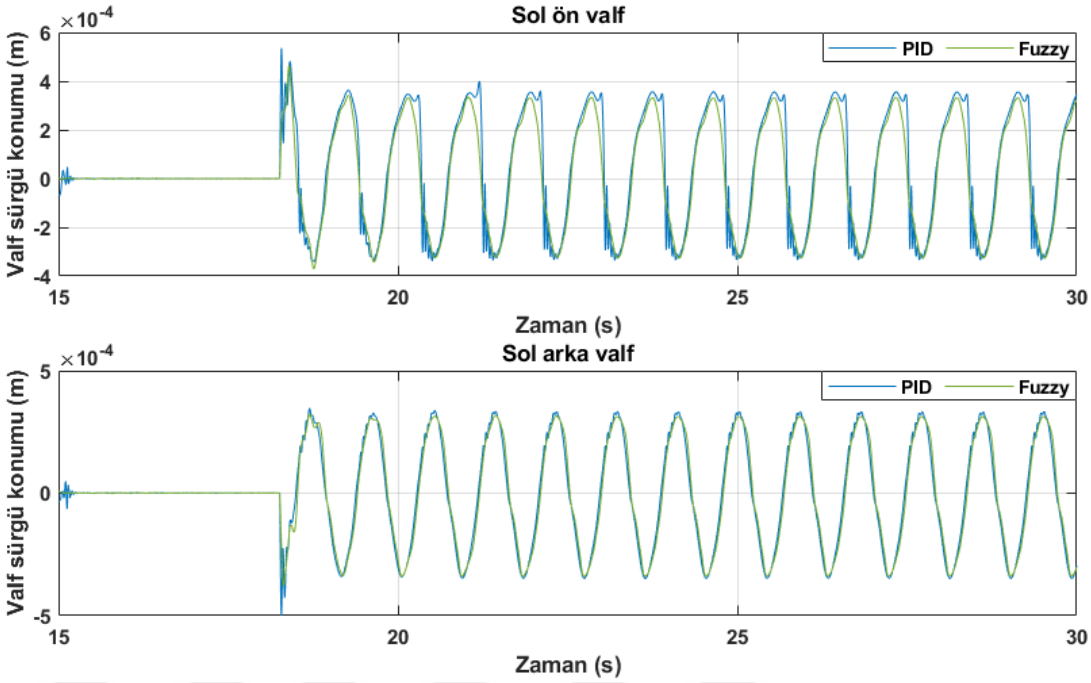
Şekil 4.42'ye göre ön silindirde arka silindire göre daha fazla kuvvet oluşmaktadır. İki kontrolcüde Şekil 4.41'deki basınç değerlerinde gösterdikleri benzerliğe bağlı olarak kuvvet değerleri de benzer şekildedir. Kuvvet değerleri kısım 3.4.2'de kabul edilen tasarım kuvvetinin üstündedir.

Şekil 4.43'te sol ön ve sol arka silindire ait debiler verilmiştir. Şekil 4.43 incelendiğinde iki kontrolcünün de debi sarfiyatı benzer olduğu görülmüştür. Şekil 4.37 ve Şekil 4.38'de verilen hız değerleri de bu durumu destekler niteliktedir.



Şekil 4.43. PID ve bulanık mantık tabanlı kontrol ile elde edilen debiler **A)** PID tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **B)** PID tabanlı kontrol ile sol arka silindir debileri **C)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol ön silindir debileri **D)** Fuzzy tabanlı kontrol ile sol arka silindir debileri

Şekil 4.44'te sol ön ve sol arka hdirolik valflerin sürgü konumları verilmiştir. Şekil 4.44'e göre valf sürügüsü her iki kontrolcüde de benzer sonuçlar vermiştir. Şekil 4.43'te verilen debi değerlerindeki benzerlik bu durumu desteklemektedir.



Şekil 4.44. Sol ön ve sağ arka valflerin sürgü konumu **A) S**ol ön valf sürgü konumu **B) S**ağ arka valf sürgü kuvveti

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışmasında pasif süspansiyona sahip bir taşıt modeli ile elektro-hidrolik eyleyicili aktif süspansiyon sistemine sahip taşıt modelinin dinamik davranışı beş farklı yol senaryosu için karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında inceleme için seçilen sedan aracın bileşenlerinin katı modeli SolidWorks programında kurularak montajlanmıştır. Kurulan bu model sistemin dinamik davranışının incelenmesi ve kontrolünün gerçekleştirilmesi amacıyla MATLAB/Simulink programına aktarılmıştır. Burada Multibody yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşım ile tam taşıt modeli gerçek taşıt modelindeki yapıya benzer boyutlardaki elemanları ve montaj şeklinin benzerinin kullanılmasına izin verdiği için sıklıkla kullanılan çeyrek, yarım ve tam taşıt modeli yaklaşımlarına göre daha gerçekçi bir yaklaşım ile modelleme yapılmasına imkan sağlamıştır. Tekerlek ve süspansiyon elemanları katı model halinde aktarıldığı için burada ve gerekli görülen montaj yerlerinde uygun revizyonlar yapılmıştır. İkinci aşamada tasarımı yapılan elektro-hidrolik valf-silindir aktif süspansiyon sistemi ile bu taşıt modeli MATLAB/Simulink/Simscape/Fluids ortamında modellenerek taşıt modeli ile birleştirilmiştir. Üçüncü aşamada aktif süspansiyona sahip taşıt modeli için PID ve bulanık mantık denetleyicisi tasarlanmıştır. En son aşamada pasif ve aktif süspansiyon sistemine sahip araç modellerinin dinamik davranış cevaplarının incelenmesi için beş farklı yol senaryosu kurularak bu bozucu girişlere karşı sistemlerin cevapları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Yapılan çalışmada elde edilen sonuçlara göre, aracın süspansiyon yer değiştirmesinin kontrolü açısından en etkili yöntemin PID olduğu gözlemlenmiştir. PID kontrolcüsü farklı yol senaryolarında, aracın yükseklik ve ivmelenme davranışları için oldukça iyi sonuçlar vermiştir. Ancak pasif süspansiyon sistemine ve bulanık mantık kontrolcüsüne göre genellikle aracın savrulma açısını, arttırdığı görülmüştür. Savrulma açısı dümenleme ve seyir güvenliği açısından önemli bir faktördür. Ancak PID kontrolcüsünün oluşturduğu savrulma açısı ihmal edilebilir düzeylerde kalmıştır. Bulanık mantık kontrolcüsü, PID kontrolcüsüyle denetlenen sistem ile pasif süspansiyon sistemi arasında performans göstermiştir. Uygulanan yol profillerinin genelinde bulanık mantık kontrolcüsü PID kontrolcüsüne yakın cevaplar vermiştir ancak ivmelenmeyi arttırmıştır. Bulanık mantık

kontrolcüsünün üyelik fonksiyonu düzenlemesinin tekrar gözden geçirilmesinin gerektiği düşünülmektedir.

İleride yapılacak olan çalışmalar için, PID kontrolcüsü parametrelerinin farklı yol profili veya bozucu giriş için bulanık mantık tabanlı optimizasyonu sağlanabilir. Bulanık mantık kontrol elemanında farklı üyelik fonksiyonları ve Yapay Sinir Ağı Tabanlı Bulanık Mantık gibi optimizasyon seçenekleri kullanılabilir. İvme kontrolü ile beraber değerlendirme yapılabilir.

KAYNAKLAR

Agostinacchio, M., Ciampa, D. ve Olita, S. (2014). The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach. *European Transport Research Review*, *6*(3), 267–275. doi:10.1007/s12544-013-0127-8

Altıparmak, D. ve Putgül, Y. (2016). Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen geometrisine etkileri. *Politeknik Dergisi*, *19*(2), 195–202. doi:10.2339/2016.19.2

Altun, Y. (2017). Çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi için LQR ve LQI denetleyicilerinin karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, *5*(3), 61–70. Erişim adresi: http://search/yayin/detay/243264

Beginners' guide to car suspension types and why they matter. (2021, 14 Mayıs). Erişim adresi: https://www.autodeal.com.ph/articles/car-features/beginners-guide-car-suspension-types-and-why-they-matter

Bölükoğlu, H. ve Kunst, O. (1989). Traktör koltuklarının tasarımında titreşiminin önemi. *Çukurova Üniversitesi-Milli Prodüktivite Merkezi 2. Ulusal Ergonomi Kongresi,Milli Prodüktive Merkezi Yayınları*, *379*, 432–441. Erişim adresi: https://verimlilikkutuphanesi.sanayi.gov.tr/Library/Detail/697

Çakan, A., Botsali, F. ve Tinkir, M. (2015). *Çeyrek araç modelinde PID ve Bulanık mantık kontrolcü ile aktif titreşim kontrolü* [Öz]. Uluslararası Katılımlı 17. MakinaTeorisi Sempozyumunda sunulan bildiri . İzmir. Erişim adresi: https://www.researchgate.net/publication/

Çetinkaya, S. (2017). *Süspansiyon sistemleri*. N. Balin (Ed.), Taşıt Mekaniği (ss. 275–311) içinde. Ankara: Nobel.

Donahue, M. D. ve Hedrick, J. K. (2002). *Implementation of an active suspension preview controller for improved ride comfort* (Yüksek lisans tezi, Kaliforniya Üniversitesi, Berkeley).Erişim adresi: https://www.semanticscholar.org/paper/Implementation-of-an-Active-Suspension%2C-Preview-for-Donahue-Hedrick/6fb0db509924ce033fdc0386b69c2b9fef7bbbaf.

Düven, E. (2007). *Taşıtlar için aktif süspansiyon denetiminin geliştirilmesi* (Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa). Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp.

Els, P. S., Theron, N. J., Uys, P. E. ve Thoresson, M. J. (2007). The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, *44*(4), 303–317. doi:10.1016/J.JTERRA.2007.05.001

Endüstriyel hidrolik silindir nedir?. (2021 14 Aralık). Erişim adresi: https://www.hidroliksilindir.org/endustriyel-hidrolik-silindir-nedir/

Engineering, M. (2011). Renault 12 gordini. Erişim adresi: https://grabcad.com/library/renault-12-gordini.

Ercan, Y. (2009). *Mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve dinamiği*. İstanbul: Literatür.

Eroğlu, M., Koç, M. A., Kozan, R. ve Esen, I. (2022). Kayan kipli kontrol kullanılarak çeyrek araç ve köprü titreşimlerinin aktif kontrolü. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, *37*(4), 1957–1970. doi:10.17341/GAZIMMFD.985449

Fayyad, S. M. (2012). Constructing control system for active suspension system. *contemporary engineering sciences*, *5*(4), 189–200. Erişim adresi: https://www.semanticscholar.org/paper/Constructing-Control-System-for-Active-Suspension-Fayyad/84eebc852d97263d4aa35954ef3d850f545fff86

Goodarzi, A. ve Khajepour, A. (2017). *Vehicle suspension system technology and design*.

Cham: Morgan & Claypool Publishers.
Gysen, B. L. J., Paulides, J. J. H., Janssen, J. L. G. ve Lomonova, E. A. (2010). Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, *59*(3), 1156–1163. doi:10.1109/TVT.2009.2038706
Homayoun, B., Arefi, M. M., Vafamand, N. ve Yin, S. (2020). Neural minimal learning backstepping control of stochastic active suspension systems with hydraulic actuator saturation. *Journal of the Franklin Institute*, *357*(18), 13687–13706. doi:10.1016/J.JFRANKLIN.2020.10.020
Ikenaga, S., Lewis, F. L., Campos, J. ve Davis, L. (2000). Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model. *Proceedings of the 2000 American Control Conference. ACC (IEEE Cat. No.00CH36334)* içinde (C. 6, ss. 4019–4024). doi:10.1109/ACC.2000.876977
Kashem, S., Nagarajah, R. ve Ektesabi, M. (2018). *Vehicle suspension system*. S. . Choi, H. Duan, FU.Y, C. Guardiola ve J. . Sun (Ed.), Vehicle suspension system:vehicle suspension systems and electromagnetic dampers (s. 23–37) içinde. Singapore: Springer.
Kaur, R. ve Singh, A. (2019). Fuzzy logıc: an overvıew of dıfferent applıcatıon areas. *Advances and Applications in Mathematical Sciences*, *18*(8), 677–689. Erişim adresi: https://www.mililink.com/index.php
Kılıçaslan, S. (2018). Control of active suspension system considering nonlinear actuator dynamics. *Nonlinear Dynamics*, *91*(2), 1383–1394. doi:10.1007/s11071-017-3951-x
Küçük, K. (2014). *8x8 ağır ticari taşıtın süspansiyon sisteminin modellenmesi ve taşıt dinamiğine etkilerinin optimizasyonu* (Yüksek lisans tezi, Selçuk Üniversitesi, Konya). Erişim adresi: http://acikerisimarsiv.selcuk.edu.tr:8080/xmlui/handle/123456789/4923?locale-attribute=en.
Langdon, J. (2007). *Design and adaptive control of a lab-based, tire-coupled, quarter-car suspension test rig for the accurate Re-creation of vehicle response* (Yüksek lisans tezi, Virginia Tech Üniversitesi, Blacksburg). Erişim adresi: https://vtechworks.lib.vt.edu/handle/10919/31224.
Lv, S., Chen, G. ve Dai, J. (2020). Active suspension control based on particle swarm optimization. *Recent Patents on Mechanical Engineering*, *13*(1), 60–78. doi:10.2174/2212797612666191118123838
Martins, I., Esteves, J., Marques, G. D. ve da Silva, F. (2006). Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, *55*(1), 86–94. doi:10.1109/TVT.2005.861167
MathWorks. (2022, 29 Aralık). Simscape Multibody. Erişim adresi: https://www.mathworks.com/products/simscape-multibody.html
Matlab. (2022, 29 Aralık). Vikipedi içinde. Erişim adresi (1 Ocak 2023): https://en.wikipedia.org/wiki/MATLAB
MEB. (2013). *Motorlu araçlar teknolojisi süspansiyon sistemleri*. Erişim adresi: http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/S%C3%BCspansiyon%20Sistemleri.pdf
Mehta, J. S. ve Kailey, A. S. (2016). *Mechanical vibrations*. New Delhi: S CHAND & Company Limited.
Merritt, H. E. (1991). *Hydraulic control systems*. New york: John Wiley & Sons.

Mohd Riduan, Aizuddin Fahmi, Tamaldin, Noreffendy, Sudrajat, Ajat ve Ahmad, Fauzi. (2018). Review on active suspension system. *SHS Web Conf.*, *49*, 2008. doi:10.1051/shsconf/20184902008

Parker. (t.y.). How does an MR damper work?. Erişim adresi: https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/industrial-suspension-systems/how-does-mr-damper-work

Pedro, J. O., Dangor, M., Dahunsi, O. A. ve Ali, M. M. (2013). Differential evolution-based PID control of nonlinear full-car electrohydraulic suspensions. *Mathematical Problems in Engineering*, *2013*, 261582. doi:10.1155/2013/261582

Priyandoko, G., Mailah, M. ve Jamaluddin, H. (2009). Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *23*(3), 855–868. doi:10.1016/J.YMSSP.2008.07.014

Rajala, S., Roinila, T., Vilkko, M., Ajala, O. ve Rauh, J. (2017). H∞ control design of a novel active quarter-car suspension system. *IFAC-PapersOnLine*, *50*(1), 14519–14524. doi:10.1016/J.IFACOL.2017.08.2074

Sandu, C., Andersen, E. ve Southward, S. (2011). Multibody dynamics modelling and system identification of a quarter-car test rig with McPherson strut suspension. *Vehicle System Dynamics*, *49*(1–2), 153–179. doi:10.1080/00423110903406664

Senthilkumar, P., Sivakumar, K., Kanagarajan, R. ve Kuberan, S. (2018). Fuzzy control of active suspension system using full car model. *Mechanika*, *24*(2). doi:10.5755/j01.mech.24.2.17457

Sivanandam, S. N., Sumathi, S. ve Deepa, S. N. (2006). *Introduction to Fuzzy Logic Using MATLAB*. Berlin: Springer.

Suspension Spot. (2018, 22 Ocak). The Incredible Bose Active Suspension System. Erişim adresi: https://suspensionspot.com/blogs/news/the-incredible-bose-active-suspension-system

Şen, Z. (2020). *Bulanık Mantık İlkeleri ve Modelleme*. İstanbul: Su vakfı.

Talib, H. ve Mat Darus, I. (2013). Self-tuning PID controller for active suspension system with hydraulic actuator. *IEEE Symposium on Computers and Informatics, ISCI 2013* içinde (ss. 86–91). Kedah. doi:10.1109/ISCI.2013.6612381

Tandel, A., Deshpande, A. R., Deshmukh, S. P. ve Jagtap, K. R. (2014). Modeling, Analysis and PID Controller Implementation on Double Wishbone Suspension Using SimMechanics and Simulink. *Procedia Engineering*, *97*, 1274–1281. doi:10.1016/J.PROENG.2014.12.406

Tian, M. ve Nguyen, V. (2020). Control performance of suspension system of cars with PID control based on 3D dynamic model. *Journal of Mechanical Engineering, Automation and Control Systems*, *1*(1), 1–10. doi:10.21595/jmeacs.2020.21363

Topçu, E. E. ve Kocabıçak, Z. K. (2019). Doğrusal adım motoruna sahip bir aktif süspansiyon sisteminin tasarımı ve modellenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, *24*(1), 137–150. doi:10.17482/uumfd.455052

User. (2020 27 Ağustos). Car shock absorber repair and replacement [Blog yazısı]. Erişim adresi: https://www.ityrecare.com/blog/car-shock-absorber-repair-replacement-dubai/

Wang, J., Wilson, D. A., Xu, W. ve Crolla, D. A. (2005). Active suspension control to improve vehicle ride and steady-state handling. *Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control* içinde (ss. 1982–1987). doi:10.1109/CDC.2005.1582451

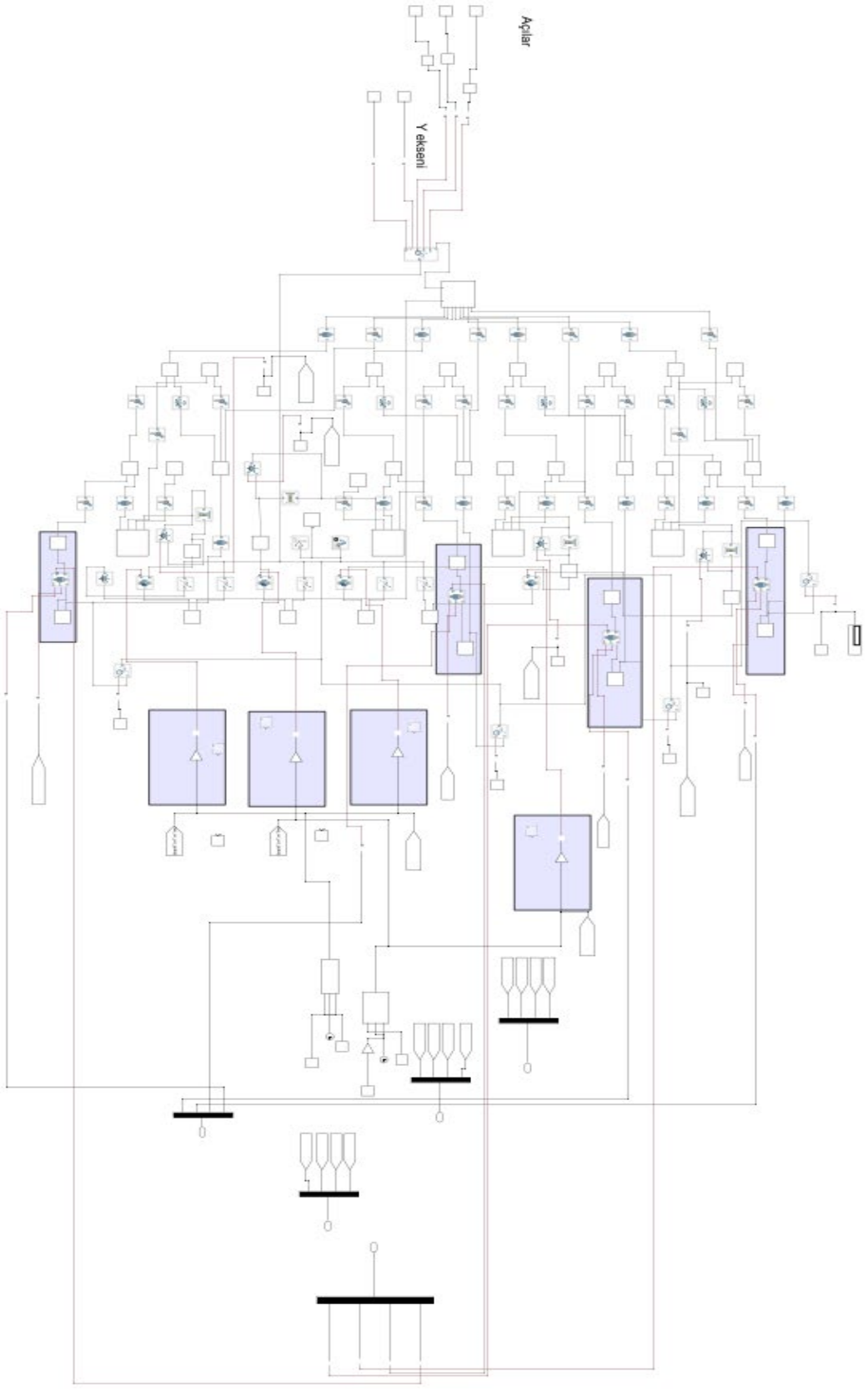
Watton, J. (2009). *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge: Cambridge

University Press.
Yang, Z., Shi, C., Zheng, Y. ve Gu, S. (2022). A study on a vehicle semi-active suspension control system based on road elevation identification. *Plos one*, *17*(6), e0269406. doi:10.1371/journal.pone.0269406
Yenasoft. (t.y.). SolidWorks nedir?. Erişim adresi: https://www.yenasoft.com/blog/solidworks-nedir/
Yester, J. L., Sun, J. ve Wang, H. (1993). Design and Automatic Tuning of Fuzzy Logic Control for an Active Suspension System. *IFAC Proceedings Volumes*, *26*(2), 95–98. doi:10.1016/S1474-6670(17)48690-3
Yüksel, I. (2018). *Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri*. Bursa: Dora Yayıncılık.
Zadeh, L. A. (1983). The role of fuzzy logic in the management of uncertainty in expert systems. *Fuzzy Sets and Systems*, *11*(1), 199–227. doi:https://doi.org/10.1016/S0165-0114(83)80081-5
Zupan, M., Ashby, M. ve Fleck, N. (2002). Actuator classification and selection—the development of a database. *Advanced Engineering Materials*, *4*(12), 933–940. doi:10.1002/adem.200290009

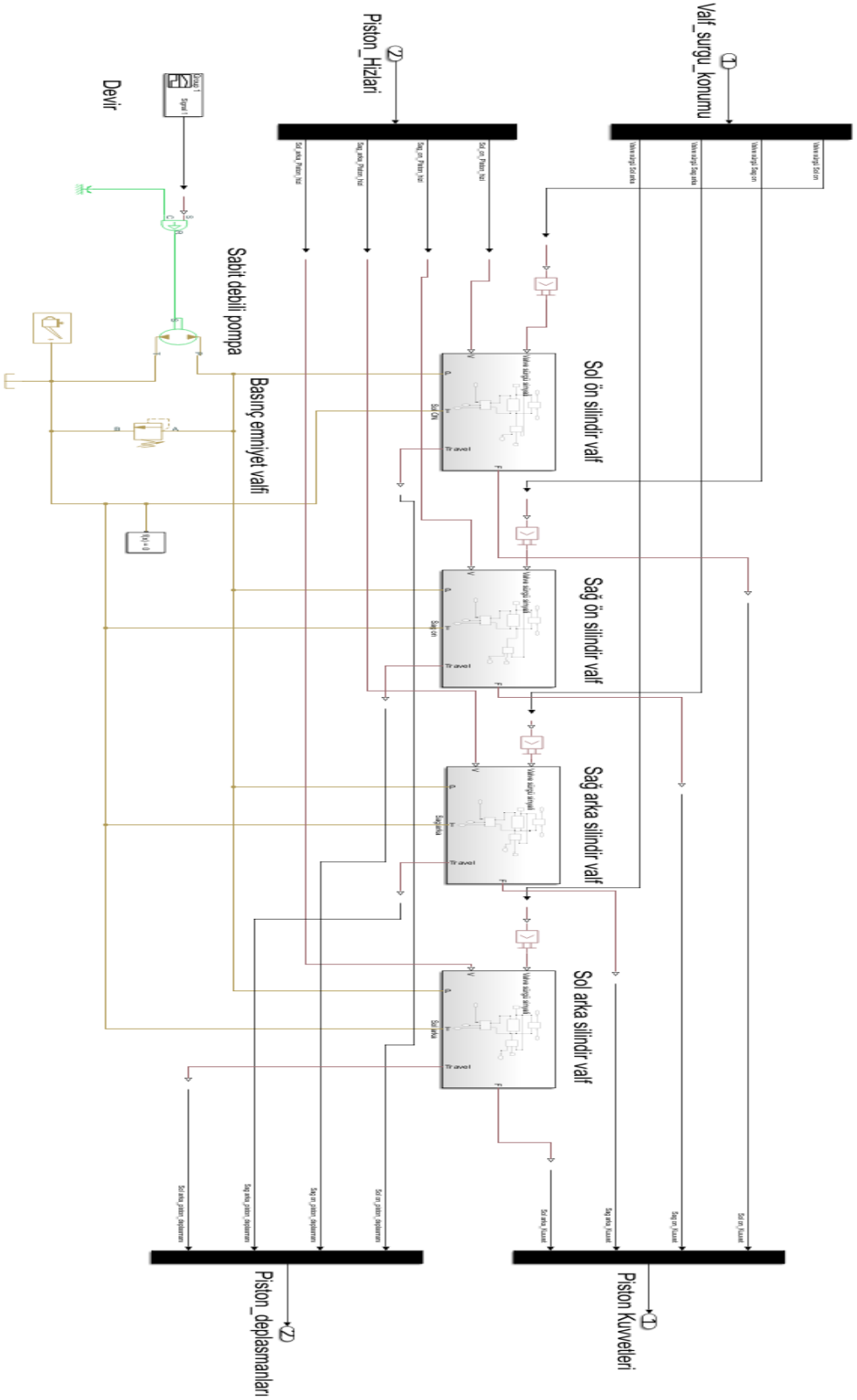
EKLER

EK 1 Aracın dinamik modeli MATLAB blok şeması
EK 2 Hidrolik sistem modeli Fluids blok şeması
EK 3 Sol ön silindir ve valf modeli Fluids blok şeması

EK 1 Aracın Dinamik Modeli MATLAB Blok Şeması



EK 2 Hidrolik sistem modeli Fluids blok şeması



EK 3 Sol ön silindir ve valf modeli Fluids blok şeması

