

**BİNEK ARAÇLARDA HAVA YAYI KULLANAN AKTİF
SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN VE HAVA YAYI KATILIK
PARAMETRELERİNİN SİSTEM PERFORMANSINA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Yusuf Alptekin TÜRKKAN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİNEK ARAÇLARDA HAVA YAYI KULLANAN AKTİF SÜSPANSİYON
SİSTEMİNİN VE HAVA YAYI KATILIK PARAMETRELERİNİN SİSTEM
PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Yusuf Alptekin TÜRKKAN
0000-0003-1542-0713

Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Yusuf Alptekin TÜRKKAN tarafından hazırlanan "BİNEK ARAÇLARDA HAVA YAYI KULLANAN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN VE HAVA YAYI KATILIK PARAMETRELERİNİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
0000-0002-5686-0195
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

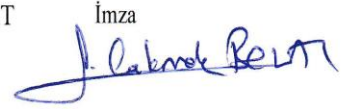

Üye : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
0000-0002-6115-3110
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
0000-0001-9369-3552
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fevzi Çakmak BOLAT
0000-0003-1532-7631
Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE
0000-0003-1387-907X
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

..../.....

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

30/06/2020

Yusuf Alptekin TÜRKKAN

ÖZET

Doktora Tezi

BİNEK ARAÇLARDA HAVA YAYI KULLANAN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN VE HAVA YAYI KATILIK PARAMETRELERİNİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Yusuf Alptekin TÜRKKAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Gürsel ŞEFKAT

Süspansiyon sistemleri, araçta oluşan yoldan ve/veya araç üzerindeki elemanlardan kaynaklı titreşimleri izole etmek ve dinamik konforu artırmak için kullanılır. Süspansiyon sistemleri dinamik konforu etkilerken aynı zamanda araç yol tutuşunu da etkilemektedir ve bu etkiler bir biriyle zıt çalışmaktadır. Hava yayı, sönüm elemanı üzerine konumlandırılmış spiral yay yerine kauçuk bir gövde monte edilerek üretilir. Hava yaylarının mekanik yaylardan farkı, içerisindeki basınç değişimiyle yay katılığının değişmesidir. Bu nedenle süspansiyon sistemlerinde, sürüş konforu arttırırken, araç yol tutuşunun da bozulmaması için aktif ve yarı aktif kontrol imkânı sağlayan hava yayları günümüzde daha çok tercih edilmeye başlanılmıştır. Hava yayları genellikle tren, ağır yük taşıtları ve üst sınıf binek araçlarda kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, binek araçlarda kullanılan hava yaylı pasif ve aktif süspansiyon sistemleri ve bunların sistem performansına etkisi incelenmiştir. Deneylerle hava yayının yay katılığı elde edilmiştir. Deneylerden elde edilen yay katılığı kullanılarak MATLAB programı ve MATLAB'ın altında çalışan Simulink kullanılarak çeyrek, yarım ve tam taşıt modelleri oluşturulmuştur. Bu modellere farklı giriş sinyalleri uygulanarak çıkıştaki düşey şase yer değiştirmeleri ve frekans cevapları incelenmiştir. Çalışmada aktif süspansiyon sisteminin kontrolcüsü olarak PID kontrol yöntemi uygulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava yayı, aktif süspansiyon sistemleri, MATLAB/Simulink, taşıt dinamiği, sürüş konforu, modelleme, PID

2020, x + 119 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM USING
AIR SPRING AND AIR SPRING RIGIDITY PARAMETERS ON SYSTEM
PERFORMANCE IN PASSENGER VEHICLES

Yusuf Alptekin TÜRKKAN

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

Supervisor: Assist.Prof. Dr. Gürsel ŞEFKAT

Suspension systems are used in order to insulate the vibrations which are occurred during the travel on the roads and/or because of the different parts of the car, furthermore to improve the dynamic comfort. While the suspension systems are effecting the dynamic comfort, they also effect the stability of the car and these effects are working oppositely to each other. Air spring is produced by locating a rubber body on the amortization element rather than locating a spiral spring. The difference of the air springs from the mechanical springs is that, by the changing of the pressure inside, the strength of the spring changes as well. Thus, nowadays air springs are more preferred because while they are improving the driving comfort, they have also ability to control actively and semi-actively in order not to reduce the stability. Air springs are used generally in trains, heavy goods vehicles and passenger cars.

In this study, passive and active suspension systems that are used in passenger vehicles and their effects on the system performance has been examined. By experiments, the strength of the air spring has been obtained/calculated. This air spring strength, which has been obtained by the experiments, is used to create quarter, semi and full vehicle models by using MATLAB and sub-system of MATLAB: Simulink. Different start signals are applied to these models to analyze the outputs of vertical chassis translocations and frequency responses. In the study LQR and PID control methods have been used as active suspension systems controller.

Key words: Air spring, active suspension systems, MATLAB/Simulink, vehicle dynamics, driving comfor, modelling, PID

2020, x + 119 pages.

TEŞEKKÜR

Bilgi ve tecrübesi ile hiçbir zaman bana desteğini esirgemeyen çok değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT'e Őükranlarımı sunarım.

Jüri üyelerine değerli katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Laboratuvarlarında çalışma imkânı veren sayın Prof. Dr. Selim SİVRİÖĞLU'na, deneyler süresince bilgi ve deneyimlerinden faydalandığım sayın Dr. Ali Suat YILDIZ'a ve Dr. Öğr. Üyesi Fevzi Çakmak BOLAT'a teşekkür ederim.

Hayatımın her anında yanımda olan bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen başta eşim olmak üzere aileme sonsuz teşekkürler.

Yusuf Alptekin TÜRKKAN
30/06/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Hava Yayları.....	12
2.1.1. İzotermal Prosesi.....	15
2.1.2. Adyabatik Proses.....	16
2.1.3. Politropik Proses.....	16
2.1.4. Efektif Alan.....	17
2.2. Süspansiyon Sistemleri.....	18
2.2.1. Pasif Süspansiyon Sistemi.....	19
2.2.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi.....	20
2.2.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	22
2.2.4. Havalı Süspansiyon Sistemleri.....	24
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	27
3.1. Titreşim Teorisi.....	27
3.2. Hava Yayı Modeli.....	28
3.3. Deney Düzeneği.....	32
3.4. Kontrolcü Tasarımı.....	38
3.4.1. LQR Kontrol.....	38
3.4.2. PID Kontrol.....	42
3.5. Lagrange Yöntemi ile Hareket Denklemlerinin Oluşturulması.....	43
3.6. Taşıt Modelleri.....	45
3.6.1. Çeyrek Taşıt Modeli.....	45
3.6.2. Yarım Taşıt Modeli.....	47
3.6.3. Tam Taşıt Modeli.....	52
4. BULGULAR.....	60

4.1. Deneysel Sonuçlar.....	60
4.2. Benzetim Sonuçları	63
4.2.1. eyrek Taşıt Benzetim Sonuçları.....	63
4.2.2. Yarım Taşıt Benzetim Sonuçları.....	69
4.2.3. Tam Taşıt Benzetim Sonuçları.....	77
5. TARTIşMA ve SONUÇ	88
KAYNAKLAR	90
EKLER.....	95
ÖZGEçMİş	119

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
a	: İvme
A_e	: Hava yayı efektif alanı
b	: Sönümleyici sabiti
D	: Sönüm enerjisi
D_c	: Hava yayı çapı
D_p	: Silindir çapı
E	: Eyleyici
f_d	: Sönümleme kuvveti
f_s	: Yay kuvveti
F	: Kuvvet
h	: Kasis modeli
I	: Atalet momenti
k	: Politropik üs
K	: Kinetik enerji
k_1	: Yay sabiti
k_{hy}	: Hava yayı yay sabiti
L	: Lagrange operatörü
m	: Araç kütle merkezinin ön süspansiyona uzaklığı
m	: Kütle
n	: Araç kütle merkezinin arka süspansiyona uzaklığı
n	: Adyabatik üs
P	: Potansiyel enerji
P_d	: Sönümleyici elemanlardan dışa atılan ısı güçlerinin toplamı
P_g	: Sisteme verilen mekanik güçlerin toplamı
P_v	: Sistemin dışarıya verdiği mekanik güçlerin toplamı
R	: Hava yayı kıvrılma yarıçapı
t	: Hava yayı kord bezi kalınlığı
T_r	: Araç yalpa merkezinin ön süspansiyona uzaklığı
T_f	: Araç yalpa merkezinin arka süspansiyona uzaklığı
v	: Hız
V	: Hava yayı hacmi
x	: Yerdeğiştirme
x_s	: Statik yerdeğiştirme
x_d	: Dinamik yerdeğiştirme
ω	: Frekans
δW	: Virtüel iş
θ	: Taşıt baş vurma açısı
β	: Taşıt yalpalama açısı
q_i	: Sistemin genel koordinatı
Q_i	: Sistemin genel koordinatına etki eden kuvvetler toplamı

Kisaltmalar **Açıklama**

Daq	: Veri toplama kartı
Lqr	: Optimal kontrol teorisi
Pid	: Oransal-integral-türevsel denetleyici kontrol döngüsü yöntemi
Sd	: Serbestlik derecesi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Farklı hava yayı türleri.....	13
Şekil 2.2. Çift katlı ve kıvrılabilir silindirik hava yaylarında efektif alan değişiminin taşıma kuvvetine etkisi (Kılıç, 2012)	13
Şekil 2.3. Hava yay modelleri a) dikey hava yay dinamikleri için basit bir model, b) Nishimura hava yay modeli, c) Vampire hava yayı modeli, d) Simpack doğrusal hava yayı modeli, e) Gensys hava yayı modeli (Bayraktar ve ark., 2009)	15
Şekil 2.4. Kıvrılabilir hava yayı efektif alanı (Kılıç, 2012)	17
Şekil 2.5. Mercedes Benz aktif gövde kontrolü (Anonim, 2016)	18
Şekil 2.6. Pasif süspansiyon	19
Şekil 2.7. Sürüş konforu – araç dengesi uzlaşma eğrisi	20
Şekil 2.8. Yarı aktif süspansiyon.....	21
Şekil 2.9. Aktif Süspansiyon	23
Şekil 2.10. Bose elektromanyetik süspansiyon sistemi.....	24
Şekil 2.11. Havalı Süspansiyon Sistemi.....	25
Şekil 3.1. Çeyrek taşıt modeli	27
Şekil 3.2. Hava yaylı çeyrek taşıt modeli.....	29
Şekil 3.3. Deney düzeneği.....	32
Şekil 3.4. Servo motor.....	33
Şekil 3.5. Motor sürücüsü	34
Şekil 3.6. Basınç ayar valfi	34
Şekil 3.7. Yük hücresi (load cell).....	35
Şekil 3.8. Yük hücresi gösterge paneli (indikatör).....	35
Şekil 3.9. Konum algılayıcısı	36
Şekil 3.10. dSpace arayüzü	36
Şekil 3.11. dSpace veri toplama kartı	37
Şekil 3.12. Hava yayı	37
Şekil 3.13. LQR kontrol için çeyrek taşıt modeli.....	38
Şekil 3.14. Standart PID denetimi (Yüksel, 2016).....	42
Şekil 3.15. Yarı taşıt modeli	47
Şekil 3.16. Yarı taşıt şase modeli.....	48
Şekil 3.17. Tam taşıt modeli	52
Şekil 3.18. Tam taşıt şase modeli.....	53
Şekil 4.1. a) Veri toplama kartından elde edilen sonuçlar. b) 3 farklı basınç için kaydırılmış ve düzenlenmiş sonuçlar.....	60
Şekil 4.2. Hava yayı kuvvet-yer değiştirme grafiği	61
Şekil 4.3. Hava yayı a) Efektif alan Basınç değişim grafiği b) Hacim Basınç değişim grafiği c) yay sabiti basınç değişim grafiği	62
Şekil 4.4. Çeyrek taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme-zaman grafiği (1 bar).....	63
Şekil 4.5.Çeyrek taşıt şasesinin yer değiştirme-zaman grafiği (1 bar).....	64
Şekil 4.6. Çeyrek taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme-zaman grafiği (2 bar).....	65
Şekil 4.7. Çeyrek taşıt şasesinin yer değiştirme-zaman grafiği (2 bar).....	65
Şekil 4.8. Çeyrek taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme-zaman grafiği (3 bar).....	66
Şekil 4.9. Çeyrek taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği (3 bar)	67
Şekil 4.10. 3 farklı bar için çeyrek taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği	68
Şekil 4.11. Çeyrek taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1bar b) 2 bar c)3 bar	68
Şekil 4.12. Yarı taşıt ön tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	69

Şekil 4.13. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	70
Şekil 4.14. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	70
Şekil 4.15. Yarım taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	71
Şekil 4.16. Yarım taşıt ön tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	72
Şekil 4.17. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	72
Şekil 4.18. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	73
Şekil 4.19. Yarım taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	73
Şekil 4.20. Yarım taşıt ön tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	74
Şekil 4.21. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	75
Şekil 4.22. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	75
Şekil 4.23. Yarım taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	76
Şekil 4.24. 3 farklı bar için yarım taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği.....	76
Şekil 4.25. Yarım taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1bar için b) 2 bar için c)3 bar için	77
Şekil 4.26. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütlesi (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütlesi (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütlesi (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar).....	78
Şekil 4.27. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	79
Şekil 4.28. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	79
Şekil 4.29. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)	80
Şekil 4.30. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütlesi (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütlesi (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütlesi (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar).....	81
Şekil 4.31. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	82
Şekil 4.32. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	82
Şekil 4.33. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)	83
Şekil 4.34. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütlesi (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütlesi (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütlesi (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar).....	84
Şekil 4.35. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	85
Şekil 4.36. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	85
Şekil 4.37. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)	86
Şekil 4.38. 3 farklı bar için tam taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği.....	86
Şekil 4.39. Tam taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1bar b) 2 bar c)3 bar	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Basınç -yay katılığı değerleri	62
Çizelge 4.2. PID parametreleri (1 bar altında çeyrek taşıt).....	64
Çizelge 4.3. PID parametreleri (2 bar altında çeyrek taşıt).....	66
Çizelge 4.4. PID parametreleri (3 bar altında çeyrek taşıt).....	67
Çizelge 4.5. PID parametreleri (1 bar altında yarım taşıt).....	69
Çizelge 4.6. PID parametreleri (2 bar altında yarım taşıt).....	71
Çizelge 4.7. PID parametreleri (3 bar altında yarım taşıt).....	74
Çizelge 4.8. PID parametreleri (1 bar altında tam taşıt)	78
Çizelge 4.9. PID parametreleri (2 bar altında tam taşıt)	80
Çizelge 4.10. PID parametreleri (3 bar altında tam taşıt)	83

1. GİRİŞ

Otomotiv sektörü; otomobilin ilk imalatından günümüze kadar geçen süreçte, dünya genelinde hızla artan nüfus ile birlikte artan talep hızına yetişmek için üretimleri arttırmak zorunda kalmışlardır. Otomotiv firmaları ise üretimler artarken gelişen teknoloji ile birlikte kendi markalarını öne çıkarıp ileri teknoloji yardımı ile sürekli kendilerini geliştirmelidirler. Otomobilin ilk üretiminden bu yana taşıtların tümünde sürüş konforu ve güvenlik sorun olmuştur. Günümüzde tasarımcılar otomobilin dış görünüşünden ziyade müşterilerin ilk tercihi olan güvenlik kriterleri üzerine araştırma geliştirme ve ürün geliştirme çalışmalarına hız vermiştir. Son yıllarda güvenlik tek başına bir tercih sebebi olmaktan çıkmış, güvenlik ile birlikte müşteriler araç seçerken konfora da önem vermeye başlamıştır. Güvenlik ve konfor kelimeleri bir arada kullanılmaya başlayınca akla ilk önce süspansiyon sistemleri gelmektedir. Sürüş sırasında yol pürüzlülüğü sebebi ile titreşimin sürücüyü ve yolcuya aktarılmaması sürüş konforunu, aracın yol tutuşunun iyileştirilmesi de sürüş güvenliğini tanımlamaktadır.

Süspansiyon sistemlerinin asıl görevi yoldan gelen titreşimleri izole ederek araç içindekilere iletilen titreşimleri en aza indirmektir.

Seyir halindeki bir taşıt; motor, şaft, vites kutusu gibi bileşenlerinden kaynaklı titreşimlere ek olarak rüzgâr ve bozuk yol şartlarından oluşan titreşimlere maruz kalmaktadır. Araç titreşimlerinin en önemli kaynağı, diğerlerine nazaran yol kusurlarından dolayı oluşan mekanik salınımlardır. Bu titreşimler zaman içerisinde yürüyen aksam aşınmalarına, araç lastiğinin yolla temasının kesilebileceği durumlarda savrulmalara ve aracın kararlı bir frenleme yapmasını olumsuz etkileyerek kaza durumlarına sebep olabileceği gibi günümüzde önemli bir müşteri talebi olan konfor konusunda da ciddi bir sorun teşkil etmektedir. Uzun seyahat süreleri göz önüne alındığında insan sağlığını olumsuz etkileyebilecek yol kökenli bu titreşimlerin kısa sürede güvenli bir biçimde sönmelenmesi gerekmektedir.

Süspansiyon sistemi tasarımı, çok değişken parametreleri olduğundan dolayı otomobil tasarımcıları için karmaşıktır. Başlıca zorlukları, değişken yol pürüzlülükleri, taşıt

yükününün yarattığı farklı koşullar ve taşıt hızıdır. Taşıtın güvenliği yol tutuşundaki mükemmeliyetten gelir, yol tutuşu ile birlikte güvenliği arttırmak sert süspansiyon seçimine yöneltirken, sürücü ve yolcuların konforunu sağlamak için de yumuşak süspansiyon tercih edilmelidir. İyi bir yol tutuş, konforda kötüleşmeye, konfor öncelikli bir tasarım da taşıtın yol tutuşunda olumsuz bir etkiye sebep olmaktadır. Bu nedenle gerçekleştirilecek tasarımın seyir güvenliğinden ödün vermeden sürüş konforunu artırmaya yönelik olması gerekmektedir.

Süspansiyon sistemleri; pasif, yarı aktif ve aktif sistemler olmak üzere üç tip üretilmektedir. Hepsinin farklı avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu dezavantajları bertaraf etmek için uzun yıllardır ticari araçlarda, trenlerde sabit basınçlı kabin körüğü/körük olarak pasif halde kullanılan hava yaylarının kullanımının geliştiği belirlenmiştir. Hava yaylı süspansiyon sistemlerinin konvansiyonel amortisör sistemlerindeki bu zorlukların üstesinden gelmek için kullanılabilir. (Macfarlane, 2016). Hava yaylı süspansiyon sistemi, düşük geçirgenlik katsayıları ve sadece yaylar içindeki gaz basıncının değişmesi ile yük kapasitelerini değiştirme kabiliyeti ile bilinir. Havalı yaylar, kontrollü değişken yay oranı sağlama yetenekleri nedeniyle süspansiyon tasarımında mekatronik bir yaklaşım için kullanılabilir basit ve ucuz otomatik tavsiye sunar. Hava yaylarının avantajlarından biri, havanın enerji depolama kapasitesinin birim ağırlık başına yay çeliği malzemesinden çok daha fazla olmasıdır. Bu tip yayların verimli potansiyel enerji depolaması nedeniyle, titreşim izolasyon sistemlerinde kullanılmışlardır.

Bu çalışmada, binek araçlarda kullanılan hava yaylı aktif ve pasif süspansiyon sistemi ve sistem performansına etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada amaç sürüş konforunu artırmaktır. Deneylerle hava yayının yay katılığı elde edilmiştir. Deneylerden elde edilen yay katılığı kullanılarak MATLAB/Simulink kullanılmıştır. Çeyrek taşıt, yarım taşıt ve tam taşıt modelleri için benzetimler gerçekleştirilmiş ve yorumlanmıştır.

Tezin ilk bölümünde konu ile ilgili giriş bilgileri verildikten sonra çalışmanın amacına ve kapsamına yer verilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde aktif süspansiyon sistemleri ve hava yayı kullanılan süspansiyon sistemleri üzerine yapılan çalışmalar hakkında literatür özeti ile desteklenerek farklı pasif süspansiyon sistemleri, yarı aktif süspansiyon sistemleri, aktif süspansiyon sistemleri ve havalı süspansiyon sistemleri tanıtılmıştır. Hava yayı kavramı, hava yayı çalışma şartları ve termodinamiğin hava yayı üzerindeki etkisi açıklanmış ve literatüre kazandırılmış hava yayı modellerine yer verilmiştir.

Tezin üçüncü bölümünde deneysel çalışmada kullanılan hava yayının matematiksel modeli çıkarılmış ve kullanılan deney düzeneği verilmiştir. Ayrıca deney düzeneğinde kullanılan deney elemanları gösterilmiş ve teknik bilgilerine ekte yer verilmiştir. Benzetim uygulamalarında kullanılan titreşim teorisi ve kullanılan kontrolcüler hakkında bilgiler verilmiştir.

Tezin dördüncü bölümünde ise gerçekleştirilen deneyler ve modelleme sonucu elde edilen bulgulara yer verilmiştir.

Tezin beşinci ve son bölümünde ise elde edilen bulgular değerlendirilerek sonuçlara yer verilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde hava yayları, aktif süspansiyon sistemleri üzerine oldukça fazla çalışma bulunmaktadır. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz.

Li ve ark. (2009) çalışmada yapay sinir ağı uyarlamalı kontrol algoritması ile taşıt yarı aktif süspansiyonu için tanıma cihazı ve kontrolör tasarlamışlardır.

Rao (2014) MATLAB/Simulink ile PID kontrolörü kullanarak çeyrek araç yarı aktif süspansiyon sisteminin performansını incelemiştir. Araç gövdesi yer değiştirmesi ve tekerlek yer değiştirmesini PID kontrolörü kullanılarak sistem performansının iyileştirilebileceğini göstermiştir.

Cao ve ark. (2015) çalışmada diferansiyel geometri teorisine dayanarak, doğrusal olmayan hidropnömatik süspansiyon sistemini doğrusal bir sisteme dönüştürmüşlerdir. Bunun yanında LQR kontrol teorisi ile hidropnömatik süspansiyon için yarı aktif bir sistem geliştirmişlerdir.

Dong ve Luo (2015) çalışmada hidropnömatik süspansiyonun dinamik tepkisini, iki serbestlik dereceli doğrusal olmayan süspansiyon modeline dayanan istatistiksel doğrusallaştırma kullanılarak incelemiştir.

Nagai ve ark (1997) yüksek hızlı demiryolu taşıtlarının aktif pnömatik süspansiyonlarının optimal kontrolü için sinir ağlarının performansını analiz etmişlerdir. Sinir ağlarının, doğrusal olmayan pnömatik süspansiyonların dinamiklerini tanımlamak ve aynı zamanda doğrusal olmayan kontrolörler olarak çalıştırmak üzere geliştirilebileceğini göstermişlerdir. Doğrusal olmayan süspansiyonun nöro-kontrolör ile performansı, süspansiyon bileşenlerinin denge noktası etrafında doğrusallaştırılmasından sonra tasarlanan bir LQ kontrolörü ile süspansiyonun performansı ile karşılaştırmışlardır.

Sun ve ark. (2017) çalışmada çok modlu anahtarlama sönümleyici ile havalı süspansiyon sisteminin hibrit modellemesini ve modelin öngörülü kontrolünü sunmuşlardır. Geleneksel sönümleyicilerin aksine araç yarı aktif hava süspansiyonuna dört ayrı sönümleme modu ile yeni bir sönümleyici üzerine çalışmışlardır.

Robinson ve ark. (2012) çalışmada hava yaylı-akümülatör pnömatik sisteminin analitik modellemesi, tanımlanması ve deneysel validasyonu gerçekleştirilmiştir.

Zhu ve ark. (2018) çalışmada pnömatik olarak birbirine bağlı bir süspansiyon sistemi ile donatılmış araç için mod ve geçirgenlik özellikleri ile ilgili yaptıkları optimizasyon çalışması sonucunda yeni bir analiz yöntemi sunmuşlardır.

Yuexia ve ark. (2016) çalışmalarında tarım araçlarında oluşan salınımları kontrol etmek için elektrikli kontrol yardımıyla havalı süspansiyonun yükseklik ayar sisteminin modellenmesini ve kontrolü üzerine deneysel çalışmışlardır.

Xu ve ark. (2015) çalışmada bağımsız olarak ayarlanmış hidrolik olarak birbirine bağlı pasif süspansiyon sisteminin modellenmesi yapılarak, bu sistemin dinamik analizlerini incelemişlerdir.

Razdan ve ark. (2018) çalışmada daha önceki yaptıkları bir çalışmada kullandıkları çeyrek taşıt modeli üzerine aktif kontrol stratejisinin geliştirilmiş bir modeline yer vermişlerdir.

Facchinetti ve ark. (2010) çalışmalarında demir yolu taşıtlarında kullanılan ikincil hava yaylı süspansiyon sistemi için alternatif matematiksel modelleme yaparak elde ettikleri sonucu karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçları demiryolu aracı dinamiklerinin doğruluğu üzerindeki etkilerini sürüş konforu ve sürüş güvenliği açısından değerlendirmeyi amaçlamışlardır.

Ahmed ve ark. (2016) yaptıkları çalışmada model olarak çeyrek demiryolu taşıtını kullanmışlardır. Demiryolu taşıtının aktif süspansiyonunun modellenmesinin erken

evresini çalışmalarında sunmuşlardır. Ayrıca çalışmada sistemin matematiksel modeline de yer vermişlerdir.

Wang ve ark. (2012) çalışmada Simpack paket programını kullanarak hava yaylı otobüs süspansiyon sisteminin tam taşıt modellemesini yapmışlardır. Benzetimleri sırasında hava yayına uygun sönümleyeci seçilerek optimum performans elde edilmeye çalışmışlardır.

Li ve ark. (2017) geliştirdikleri hibrit sönümleyicinin gemi jeneratörü yüklü bir platformda sinüs dalgası vererek yaptıkları testler sonucunda sistemin dinamik özelliklerinin analizlerini gerçekleştirmişlerdir.

Wakui (2003) çalışmada hava yayı aktif izole edilmiş aparat tarafından desteklenen ana gövdenin deformasyonunu önlemek için, önceden izole edilmiş aparat için bir basınç geri beslemesi eklenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Kim ve Lee (2011) çalışmada taşıtın yayılan kütesinin yüksekliğini ayarlamak amacıyla ayrıca bir hava süspansiyon sistemi ile taşıt gövdesinin yüksekliği ve eğim açıları için yeni doğrusal olmayan bir kayan kipli kontrolör tasarımı önermişlerdir.

Deprez ve ark. (2005) çalışmada tarımda kullanılan taşıtların, pasif ve yarı aktif bir hidropnömatik kabin tipi süspansiyonunun sürücülerin konforu üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Ayrıca modeldeki parametreleri küresel bir optimizasyon tekniği ile objektif konfor parametrelerine göre optimize etmişlerdir.

Graf ve ark. (2010) kabin tipi hava yayı kullanarak, geliştirdiği valf yardımıyla hava yayının kuvvet kontrolü üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir.

Yin ve ark. (2012) araç süspansiyon sistemleri için farklı araç çalışma koşullarına ve sürücü tercihlerine göre sertlik ve sürüş yüksekliğinin bağımsız olarak ayarlanmasına izin veren yeni bir pnömatik yay çalışmışlardır. Önerilen pnömatik yay, çift etkili bir pnömatik silindir, iki akümülatör ve bir ayar alt sistemini içerir. Çalışmada pnömatik

yayın ayrıntılı bir açıklaması ve çalışma prensibini sunmuşlardır. Önerilen pnömatik yayı test etmek ve değerlendirmek için bir deney düzeneği tasarlamış ve imal etmişlerdir. Analitik ve deneysel sonuçlar, yeni pnömatik yay sisteminin sertlik ve sürüş yüksekliğinin bağımsız olarak ayarlanabilme yeteneğini teyit etmektedir. Bu yeni pnömatik yayın, sürüş konforu ve performansı için çeşitli çelişkili süspansiyon gereksinimlerini karşılamak için daha esnek bir süspansiyon tasarımı alternatifi sağladığı sonucuna varmışlardır.

Zhu ve ark. (2017) çalışmada hava yayı için çeşitli modelleri, önerilen modelle ve farklı genlik ve frekanslarda harmonik hareketlerde yapılan ölçümlerle karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçları, önerilen modelin, hava yayının dinamik özelliklerini kabul edilebilir bir hesaplama zamanında doğru bir şekilde tahmin edebileceğini göstermiştir.

Omar ve ark. (2017) çalışmada aktif elektrohidrolik ve pasif çeyrek taşıt süspansiyonları tasarlamışlardır. Tasarlanan iki tip süspansiyon deneysel testler ile birlikte karşılaştırılmalarını yapmış ve aralarındaki farkları ortaya koymuşlardır. Kontrolcü olarak PID kontrol yöntemi tercih edilmiş, benzetimler için de MATLAB/Simulink kullanılmıştır. Çalışmalarının sonunda sürüş konforunu önemli ölçüde iyileştirdiklerini öne sürmüşlerdir.

Quaglia ve Sorli (2001) çalışmada yedek hazneli bir pnömatik süspansiyonun boyutsuz modelini ve tasarım hususlarını sunmuşlardır. Çalışmanın sonunda sağlanan tasarım hususları sayesinde tarif edilen tipte süspansiyonların tasarlanması için bir kılavuz oluşturmaktadır.

Erol ve Delibaşı (2014) sistem kestirim teknikleri ile çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistem modelinin çıkarılmasını çalışmışlardır. Model kestirimi Matlab altında bulunan System Identification Toolbox kullanarak elde edilen modeli sistem üzerinde gerçek zamanlı test etmişlerdir. Kestirim sonucu elde edilen modeller arasından daha uygun olanı seçerek bu model için H_{∞} tipi geri-beslemeli kontrolör tasarlamışlardır.

Bao ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada hava yayı aktif süspansiyon sistemi için bulanık bir adaptif kayan kipli kontrolcü tasarlamışlardır. Optimum durum geri besleme kontrolüne sahip doğrusal bir süspansiyon modeli referans modeli olarak seçilmiştir. Benzetim sonuçları bulanık uyarlanabilir kayan kipli kontrolörünün, sürüş konforunu iyileştirmede daha etkili gösterilmektedir.

Leluzzi ve ark. (2006) kamyon için yarı aktif süspansiyon kontrolü için kontrolcü tasarlamışlardır. Kontrol yazılımı özel bir MATLAB/Simulink ortamında, zaman ve frekans alanında, basitleştirilmiş bir araç modeli kullanılarak geliştirilmiştir.

Nieto ve ark. (2011) çalışmada yoldan gelen titreşime adapte edebilen pnömatik bir süspansiyon sunmuşlardır. İki farklı konfigürasyon arasında bir anahtar ile kontrol stratejisi önermiş ve incelemişlerdir. Çalışmalarında, anahtarlama sonucunda oluşan gecikmenin ihmal edilebileceği ve uyarlanabilir süspansiyonun pasif süspansiyon modeline kıyasla daha iyi bir performansa sahip olduğunu göstermişlerdir.

Nieto ve ark. (2008) çalışmada deneysel karakterizasyona dayanan hava yayı süspansiyonlarının analitik bir modelini incelemişlerdir. Hem doğrusal olmayan modelin hem de doğrusallaştırılmış versiyonunun çözümü, bu süspansiyonun makul bir çalışma aralığı için sertlik, sönüm oranı ve geçirgenlik deneysel ölçümleri ile uyumlu çıkmaktadır. Hava yayı kullanan süspansiyon sistemimin dinamik davranışının sistem elemanlarının özellikle hava yayı ve rezervuar hacimlerinin boyutlarının uygun seçimiyle daha çok yönlü hale getirilebileceğini belirlemişlerdir.

Moheyeldein ve ark. (2018) iki farklı hava yayı modeli (klasik hava yayı, dinamik hava yayı modeli) üzerine çalışmışlardır. Çalışmaları sırasında iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelini kullanmışlardır. Ayrıca hava yayı model parametrelerinin araç dinamiği üzerindeki etkilerini araştırmak için bir parametrik analiz gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlarla dinamik hava yayı modelinin klasik hava yayı modeline göre daha iyi sürüş konforu sağladığını göstermişlerdir.

Gokul Prasad ve Malar Mohan (2019) çalışmada LQR kontrol stratejisine sahip uyarlanabilir havalı süspansiyon sistemi için yenilikçi bir tasarım yapmayı amaçlamışlardır. Yolcu araçlarında kullanılan havalı süspansiyon sisteminin dinamik bir modeli MATLAB'da hem pasif hem de uyarlanabilir LQR sistemler için tasarlanmış ve benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Uyarlanabilir havalı süspansiyon sisteminin performansını kontrol etmek için deneysel bir değerlendirme yapmışlardır. Hava süspansiyonu doğrusal olmayan bir sistem olması nedeniyle yazarlar minimal varsayımlarla bunun için bir sertlik denklemi türetmişlerdir. Benzetim sonuçları, uyarlanabilir havalı süspansiyon sisteminin, rastgele yollarda maksimum yer değiştirme genliğini % 31 oranında azaltarak sürüş konforunu artırdığını ve çökme süresini % 85 azaltarak aracın dengesini sağladığını göstermiştir.

Xiao ve Kulakowski (2003) çalışmada aktif süspansiyon tasarlamayı amaçlamışlardır. İki kısımdan oluşan bu çalışmanın birinci kısmında doğrusal olmayan havalı süspansiyon modelini deneysel verilere dayandırıp geliştirmeyi amaçlamışlar. İkinci kısımda ise kayan kipli kontrolcü tasarlayıp süspansiyon performansını artırıp sürüş konforunu iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Benzetimler için yolcu otobüs modeli tercih edilmiştir.

Küçük ve ark. (2014) çalışmalarında, proje kapsamında geliştirilen 8x8 çekiş özelliğine sahip, 48 ton kütleli mobil vinç taşıyıcı aracın hidropnömatik süspansiyon sisteminin modellenmesi ve benzetimlerini gerçekleştirmişlerdir. Çok amaçlı optimizasyon yaklaşımı ile sürüş konforu, yol tutuş, süspansiyon hareketi gibi farklı amaçlara verilen ağırlıklar ile farklı tasarımlar elde edilmiştir.

Asami ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada birbirine ince bir boru ile bağlı iki tanklı bir hava yayını incelemişlerdir. Yaptıkları analizlerde basit harmonik harekete tabi tutulmuş bir hava yayının yay sabitini ve sönümlenme katsayısını elde etmiş ve bu verileri yaptıkları deneylerle elde ettikleri veriler ile kıyaslamışlardır.

Tesfay ve Goel (2015) yaptıkları çalışmada bouc-wen kontrolcü modeli kullanarak hava yayı kullanan havalı süspansiyon sistemi ve MR kullanan süspansiyon sistemlerinin yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

Sağlam ve Ünlüsoy (2015) çalışmada birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinin araç performansına etkilerini incelemişlerdir. Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyonlu araçta yoldan gelen bozucu girişlerin araçta yarattığı yunuslama (baş vurma) ivmesi bağımsız hidro-pnömatik süspansiyonlu araca göre daha yüksek olduğunu gözlemlemişler ve araçta sürüş konforunun azalmasına neden olabileceğini ifade etmişlerdir.

Xie ve ark. (2013) çalışmada, yarı aktif havalı süspansiyon sistemi için dalgacık denoran filtreli bulanık kontrolcü geliştirmişlerdir. Yaptıkları benzetimlerle yarı aktif süspansiyon tasarımlarının, aktif süspansiyon sisteminden daha iyi sonuç verdiğini iddia etmektedirler. Dalgacık filtresinin eklenmesiyle sensör gürültüsünün süspansiyon performansı üzerindeki etkisinin en aza indirilebileceği göstermişlerdir.

Abid ve ark. (2015) çalışmalarında GENSIS hava yaylı süspansiyon sistemi ile pasif süspansiyon sistemini karşılaştırmışlardır. Her iki sisteme de aynı yol girdisini uygulayıp OptiY programı ile optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonunda hava yaylı süspansiyon sisteminin, pasif süspansiyon sisteminden çok farkı olmadığını ortaya koymuşlardır.

Asami ve ark. (2013) çalışmada hava yaylı süspansiyon ağzını iki hava tankına bağlayarak yeni bir model oluşturmuşlardır. Oluşturulan yeni modelde deneysel (gövdeye bağlı havalı amortisöre yapılan titreşim testleri) ve teorik çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Teorik ve deneysel çalışmaların neredeyse aynı sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir. Geliştirilen yeni modelde kullanılan körük malzemesiyle ekstra sönüm kuvveti elde etmişler ve bu kuvveti formüle etmişlerdir. Önerilen modelde rezonansa girmeden rezonans bölgesini geçtiğini belirlemişlerdir. Elde ettikleri deneysel sonuçlarda önerilen modelin değişken ağız çapları için elde edilen genliklere uyum sağladığını belirlemişlerdir.

Lee (2010) çalışmada havalı süspansiyonun analitik modelini geliştirmeyi hedeflemiştir. Yeterli kararlılık durumları için model geliştirmiş ve analiz etmiştir.

Wong ve ark. (2014) roll körüğün matematik modelini, sonlu elemanlar metodunu kullanarak ve mevcut analitik modellemeler ile kıyaslayarak oluşturmuşlardır. Roll körüğün sertliği ile ilgili yapılan deneyler önerilen modeli doğrulamıştır. Sonuçlar mevcut analitik modelin roll körüğün performansını çok iyi temsil edemediğini ancak matematik modelin çok iyi olduğunu göstermiştir. Onaylanan matematiksel modelin roll körüğün karakteristikleri üzerinde çok sayıda alternatif faktör etkisi analiz etmiştir. Nümerik sonuçlara göre alternatif faktörler altında roll körüğün fiziksel boyutunu ve düşey karakteristiklerini belirlemek için güvenilir olduğunu teyit etmişlerdir.

Holtz ve Van Niekerk (2010) çalışmada kullandıkları modelde hava yayını iki ayrı hava odası ile tasarlamışlardır. Benzetimi yapılan model literatürde yer alan trendi takip etmektedir. Ancak tasarlanan bu modelle %27 daha az titreşim genliği ve %21 daha düşük doğal frekans belirlemişlerdir. Hacim üçte iki oranında azaltıldığında modelden alınan sonuçlarla deneysel sonuçlar yakınsamıştır.

Jancirani ve ark. (2015) çalışmada otomotiv süspansiyon sistemlerindeki hava yayı eyleyicisi benzetimi ile elektrohidrolik eyleyicinin benzetimini karşılaştırmışlardır. İki eyleyici için de iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli kullanmışlardır. Bulanık mantık denetleyici kullanarak benzetimleri rastgele yol girişlerine karşılık yapmışlardır. Benzetimler sonucu hava yayı eyleyicisinin elektrohidrolik eyleyiciye göre düşey yönde daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Sathishkumar ve ark. (2015) çalışmada hızlanan bir aracın yol tutuş özelliklerini artırmayı hedeflemişlerdir. Yapılan benzetimlerde üç serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli kullanmışlardır. Benzetimlerde aktif süspansiyon sisteminin performansını analiz etmek için ISO D sınıfı yol girişi vermişler ve elde edilen sonuçlarda elektrikli eyleyicinin performansının hava yayı eyleyicisine göre daha iyi olduğunu belirlemişlerdir.

Shimozawa ve Tohtake (2008) çalışmada dikey hareket yapan bir hava yayının dinamik karakteristiklerini ve non-linear modelini incelemişlerdir. Hava yayı sönüm karakteristiğinin lineer veya kuadratik olmadığını ve ayrıca hızın 1.7 üssü ile orantılı davrandığını belirlemişlerdir.

Tandel ve ark (2014) çalışmalarında Simmechanics ve Simulink te oluşturdukları çeyrek taşıt modellerinin PID ile kontrolünü gerçekleştirip, elde edilen bu verilerin kıyaslamalarını yapmışlardır.

Löcken ve Welsch (2015) çalışmada şasilerdeki hava yaylarının karakteristiklerini belirlemek için tasarımdan bağımsız genel bir yaklaşım sunmuşlardır. Non-linear ve dinamik karakteristikleri belirlemek için hacim ve bileşenlerinin enerji dengesine dayanarak diferansiyel ve temel denklemleri sunmuşlardır. Nümerik olarak çözülen denklemler, yolcu araba hava yaylarının ölçümleri ile çok iyi derecede uyum sağlamıştır. Sonuç olarak, denklemlerin doğrusallaştırılması belirli bir düzenlemede iki ortak yay ve bir sönüm elemanından oluşan benzer bir mekanik modeli doğurmuştur. Basit kuvvet yer değiştirme yasasıyla bir sistem tanımı, gözlemlenemeyen histerezisin dikkate alınmasını ve bir hava yayının mekanik bir noktadaki görünüşünden rijitlik artışı sağlamıştır.

Literatürde hava yayları ve süspansiyon sistemlerine ait bilgiler aşağıda verilmiştir.

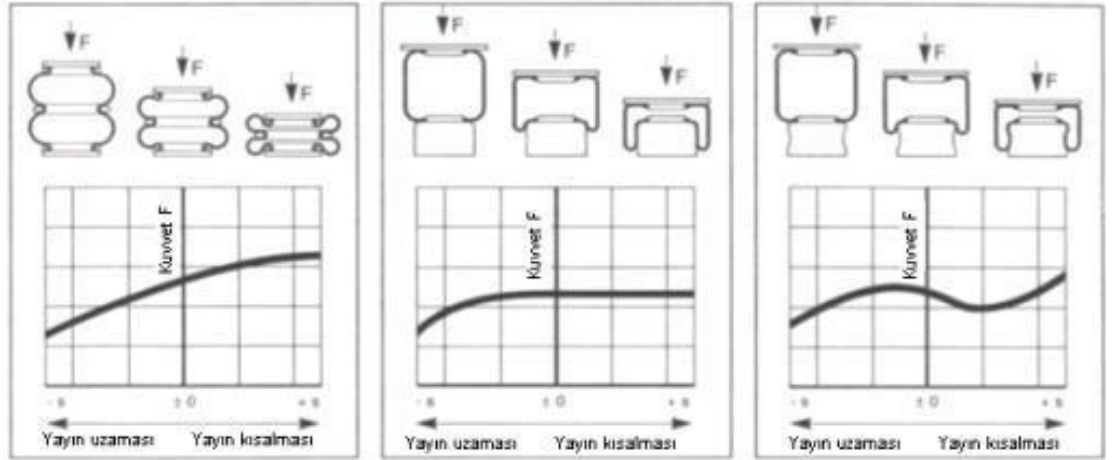
2.1. Hava Yayları

Hava yaylarının temel prensibi kapalı hacimdeki gazların elastik davranışının yay olarak kullanılması esasına dayanır. Hava yayının (körüğünün) çapı ile basıncı, yayılı kütleyle göre ayarlanabilir. Hava yaylarındaki en büyük avantaj sürüş yüksekliğinin sabit olarak muhafaza edilmesidir. Seviye çubuğu ve algılayıcı sayesinde artan kütleden gelen bilgi neticesinde körük içerisine daha fazla hava basılır ve aynı körük yüksekliğindeki yay katsayısı arttırılır. Birçok farklı tipte hava yayı mevcuttur. Şekil 2.1’de farklı hava yay tiplerine yer verilmiştir.



Şekil 2.1. Farklı hava yayı türleri

Şekil 2.2’de çeşitli hava yayı körüklerinin efektif alanlarının değişimi hava yayının uzamış, işletme durumu ve büzölmüş pozisyonları için gösterilmiştir. Hava yayının yay sabiti efektif alanın ve yaylanma esnasındaki hava basıncının değişimi ile değiştirilebilmektedir.



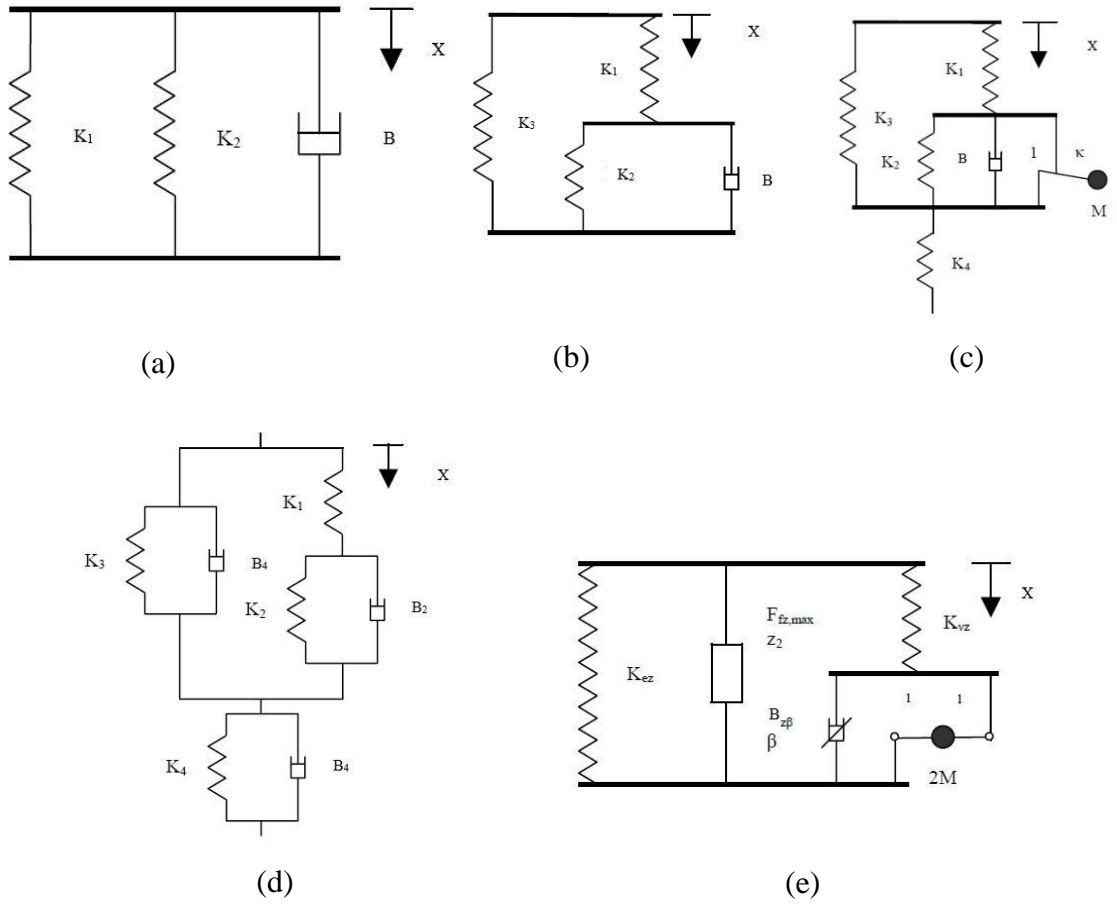
Şekil 2.2. Çift katlı ve kıvrılabilir silindirik hava yaylarında efektif alan değişiminin taşıma kuvvetine etkisi (Kılıç, 2012)

Taşıt yüklü iken yükün etkisi ile sıkışan hava basıncı nedeniyle hava yayının sabiti de değişkenlik gösterecektir ve yükün durumuna bağlı olarak yay sabiti artacaktır. Hava yayları araç hem boşken hem de yüklüken en iyi sürüş konforunu sağlayan yaylardır.

Hava yaylarının kullanıldığı araçlarda taşıtın yerden yüksekliği taşıtta bulunan yükün ağırlığı ile ters orantılıdır. Yükün etkisiyle sıkışan hava yaylarında (körüklüklerde) basınç artacak ve araç yere doğru alçalacaktır. Bu sebeple hava yaylarının kullanıldığı araçlarda hava basıncını kontrol altında tutabilmek amacıyla birçok kontrol mekanizması ve birçok elektronik kontrollü sistem geliştirilmiştir. Bu elektronik kontrole bağlı olarak yalnızca aracın yerden yüksekliği kontrol altına alınmış olur. Havalı yayların kullanıldığı hava süspansiyonlu taşıtlarda, hava basıncını sürekli sağlamak ve basınç değerini de sabit tutmak amacıyla da çeşitli kontrol mekanizmaları geliştirilmiştir. Havayı kontrol altında tutmak için kompresör ya da benzeri bir hava kaynağı gerekir.

Hava yayının başlıca özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 1) Bir hava yayının değişken yük taşıma kapasitesi vardır. Daha yüksek bir yükün yerleştirilmesi gerekiyorsa, basıncı arttırmak ve aynı zamanda süspansiyonun gerekli yüksekliğini korumak için yaya (otomatik veya manuel) hava gönderilebilir.
- 2) Bir hava yayının yay katılığı ayarlanabilir. Örneğin ek bir yük uygulandığında ve belirli bir yüksekliği korumak için yaya hava eklendiğinde olur. İç basınç yükü karşılamak için artar, ancak süspansiyon doğal frekansında önemli bir değişiklik olmaz.
- 3) Hava yayındaki hava miktarını arttırarak veya azaltarak yükün yüksekliği gerektiğinde ayarlanabilir. Bu, yük dengeleme işlemlerine veya bazı transit demir yolu uygulamalarında bulunan "çömelme" özelliklerine izin verir.
- 4) Bir hava yayının sürtünme dinamikleri düşüktür. Süspansiyonun sert bağlantı noktalarını ayıran esnek bir elastomerik eleman bulunduğundan, hava yayı, geleneksel çelik yay süspansiyonlarıyla ilişkili direnç ve gıcırta olmadan altı serbestlik derecesinde hareket edebilir (Prethus, 2002). Şekil 2.3'de ise hava yayı için farklı modellere yer verilmiştir.



Şekil 2.3. Hava yay modelleri a) dikey hava yay dinamikleri için basit bir model, b) Nishimura hava yay modeli, c) Vampire hava yayı modeli, d) Simpack doğrusal hava yayı modeli, e) Gensys hava yayı modeli (Bayraktar ve ark., 2009)

2.1.1. İzotermal Prosesi

Bu proses düşük frekanslı hareketler gerektirir (Anonim, 2019) Hava yayları içindeki hava yüksek frekanslarda sıcaklık değişimine maruz kalır. Bu yüzden yüksek frekanslı titreşimlerde uygun olmayan bir prosestir. Bu proses aşağıda yer verilen sabit sıcaklık proses denklemi olan denklem (2.1) ile açıklanabilir.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.1)$$

Hava yayının termodinamik modelleri çeşitli şekillerde olabilir.

2.1.2. Adyabatik Proses

Bu proses, akışkandan çevreye veya çevreden akışkana ısı transferi olmadığı kabulüne dayanmaktadır. Hava yayları ile ulaşılamayan teorik bir proses olmasına rağmen yüksek frekanslı titreşimlerde oldukça yakınsamaktadır. Bu proses ise aşağıdaki denklemler ile açıklanabilir. Denklem (2.2), denklem (2.3) ve denklem (2.4)'de yer alan k sabitinin değeri hava için 1.404 olarak alınır (Presthus, 2002).

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (2.2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1/k} \quad (2.3)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.4)$$

2.1.3. Politropik Proses

Bu proses genellikle farklı basınç değerleri için gerçek sıkıştırma ve genişleme eğrilerini temsil eder. Basınç ve hacmin çarpımı daima sabittir (Denklem (2.5)(2.6)).

$$PV^n = \text{sabit} \quad (2.5)$$

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad (2.6)$$

Denklem (2.5) ve denklem (2.6)'daki;

n değeri 1 iken PV sabittir ve sabit sıcaklık prosesini ifade eder.

n değeri k iken PV^k değeri sabittir, sabit tersinir adyabatik prosesini ifade eder.

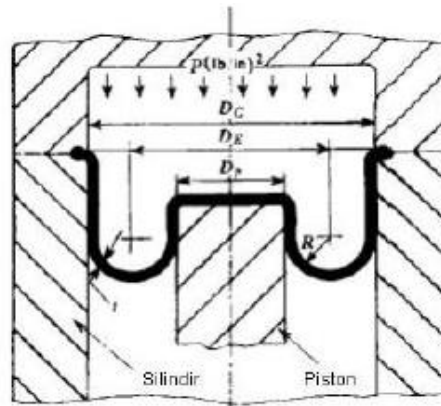
n değeri 0 iken P sabittir ve sabit basınç prosesini ifade eder.
 n değeri ∞ iken V sabittir ve sabit hacim prosesini ifade eder.

Hava yayı dinamik davranışı esnasında basınç, hacim ve sıcaklık anlık olarak değişim göstermektedir. Bunun sonucu olarak hava yayı $1 < n < k$ aralığında çalışmaktadır. Taşıt uygulamalarında genel olarak kabul edilen değer $n=1.38$ dir (Anonim, 2019).

Süspansiyon sıkışması boyunca, sıkışma hızına bağlı olarak hava yayında çok küçük ısı kayıpları olur ve kauçuk yalıtım katmanı ısıyı hapseder. Aynı şekilde genişleme boyunca aynı nedenden dolayı ihmal edilebilir derecede ısı hava yayına girer. Politropik üssün hava için 1.404 yerine 1.38 alınması bahsi geçen ısı kayıplarını da hesaba katmak anlamını taşımaktadır (Presthus,2002).

2.1.4. Efektif Alan

Efektif alan, belirli bir strokta belirli bir noktada bir hava yayının yük taşıma alanı olarak tanımlanır (Denklem (2.7)). Diğer bir şekilde, yay üzerindeki yük, hava yayındaki basıncına bölümü ile elde edilen alanı ifade eder. Bir silindir içindeki piston için yayın efektif alanı sabittir, ancak esnek bir hava yayınının efektif alanı, hava yayının çalışması sırasında önemli ölçüde değişebilir. Kıvrılabilir hava yayınının efektif alanı Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Kıvrılabilir hava yayı efektif alanı (Kılıç, 2012)

$$Efektif alan = \frac{\pi}{4} (D_c - 2R - 2t)^2 \quad (2.7)$$

2.2. Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon sistemi, belirli bir gövdeyi, yüzeyin düzensizliğinden kaynaklanan titreşimlerin iletilmesini önlemek için, hareket ettiği yüzeyden izole eden bir sistemdir (Anonim, 2012). Süspansiyon etkisi, bir yay ve sönümleyici (damper) kombinasyonu kullanılarak elde edilir (Longhurst, 2015). Yay, araç gövdesi (yayılmış kütle) ile tahrik yüzeyi arasındaki mesafeyi ayarlamak için kullanılır. Yani, tahrik yüzeyindeki bir düzensizlikle karşılaşıldığında, yay araç gövdesinin Şekil 2.5'deki gibi yatay düz bir çizgide hareket etmesini sağlamak için genişleyerek sıkıştırır. Sorun bu sıkıştırma veya genişlemenin yayda enerji depolamasıdır, bu da aracın gövdesinin yayın doğal frekansında salınmasına neden olur. Daha fazla uyarma yapılırsa mevcut yayılmış kütle salınımları ile birlikte, yaylı gövdenin salınımlarının genliği daha da artacaktır (Bauer, 2011). Bununla mücadele etmek için sistemde bir sönümleyici (damper) bulunur. Damper enerjii dağıtma görevi yapar, bu da yayılan kütle salınımlarının bozulmasına neden olur (Poornamohan ve Kishore, 2012). Tüm süspansiyon sistemleri, bir süspansiyon sisteminin çalışması üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olan sürtünme etkisinde kalır ve bu nedenle bunu en aza indirmek için çaba gösterilir. (Macfarlane, 2016).

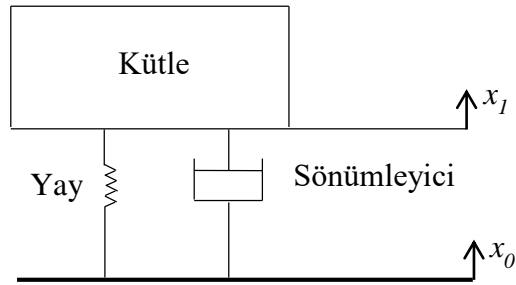


Şekil 2.5. Mercedes Benz aktif gövde kontrolü (Anonim, 2016)

Süspansiyon sistemlerini pasif, yarı aktif, aktif süspansiyon sistemleri olarak üç ana gruba ayırabiliriz.

2.2.1. Pasif Süspansiyon Sistemi

Pasif tip süspansiyon genellikle Şekil 2.6'da gösterilen yay ve sönüm elemanlarından oluşur. Süspansiyon karakteristikleri kütle, yay ve sönüm elemanları tarafından sabitlenir, ancak bazı pasif sistemler yay ve/veya sönüm elemanları için sınırlı ayarlara sahip olabilir. Pasif süspansiyonlar, değişen bir ortama bağlı olarak yay veya damper özelliklerini otomatik olarak değiştirmez veya optimize etmez. Bu nedenle, en dar aralıktaki girdiler üzerinde etkilidirler. Süspansiyonlar süspansiyonun tasarım ömrü boyunca en çok karşılaşılmaması beklenen nominal kütle yükü ve bozulma ortamına göre tasarlanmıştır. Diğer sistem tiplerine kıyasla nispeten düşük üretim ve bakım maliyetleri nedeniyle, pasif süspansiyonlar günümüzde kullanılan taşıt süspansiyonlarının çoğunluğunu temsil etmektedir. İdeal süspansiyon sistemi, iyi yol tutuş kabiliyetine ve iyi titreşim sönümlemesine sahip olacaktır, ancak biri diğerinin zıttı olduğundan bunu optimumda tutmak zordur. Pasif bir süspansiyon sistemi için yay, yayılı kütlenin toplam ağırlığına göre seçilirken, sönümleyici sürüş konforu ve araç dengesi arasındaki Şekil 2.7' de gösterilen uzlaşma eğrisi dikkate alınır. Pasif sistemler üzerine araştırma ve geliştirme, tipik olarak amortisör gibi bireysel sistem elemanlarını iyileştirmeye ve optimize etmeye odaklanmıştır.



Şekil 2.6. Pasif süspansiyon



Şekil 2.7. Sürüş konforu – araç dengesi uzlaşma eğrisi

Çeşitli süspansiyon tiplerini karşılaştırmak için, her bir sistem tipinin basit temsili denklemlerini görüntülemek öğreticidir. Süspansiyon sistemlerinin doğası gereği doğrusal olmadığı ve uygun tasarımın süspansiyon elemanlarının doğrusal olmayan doğasını dikkate alması gerektiği anlaşılmalıdır. Bununla birlikte temel fikirleri açıklarken gereksiz karmaşıklığı önlemek için doğrusal sistem elemanları kullanılacaktır. İdealleştirilmiş bir doğrusal modelin Şekil 2.6’da gösterilen sistemi temsil ettiği varsayılırsa, sistemi tanımlayan doğrusal, ikinci dereceden diferansiyel denklem aşağıda denklem (2.8) ile ifade edilmiştir.

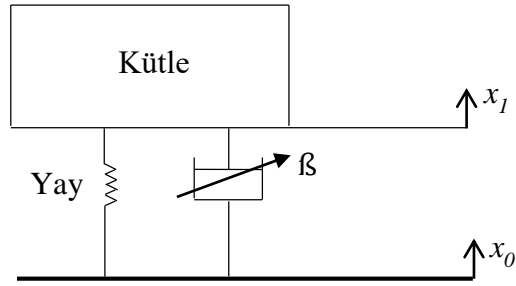
$$m\ddot{x} + b\dot{x}_1 + kx_1 = b\dot{x}_0 + kx_0 \quad (2.8)$$

m, b ve k katsayıları sırasıyla yayılan kütle, sönümlenme katsayısını ve yay katılığını temsil eder. Burada x, \dot{x} ve \ddot{x} sırasıyla kütlenin mutlak yer değiştirmesi, hızı ve ivmesidir. Sönümlenme katsayısı b, fiziksel şok emici tarafından sağlanan sönümlenme kuvvetine göre küçük olarak kabul edilen diğer herhangi bir doğal sistem sönümlenmesine ek olarak amortisör etkisini de içerir. Denklem (2.8) 'in sağ tarafında bulunan temel hareket terimleri ise sisteme etki eden dışsal rahatsızlıklar olarak kabul edilir.

2.2.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi

Yarı aktif bir süspansiyon tipik olarak bir yay tipi eleman ve Şekil 2.8’ de gösterildiği gibi sürekli ayarlanabilen bir sönümleyiciden oluşur. Sönümleyici karakteristiği β

sürekli değişkindir ve bir bilgisayar algoritması tarafından kontrol edilir. Ayarlanabilir sönümleyici sisteme enerji sağlayamadığından, sistem performansı aktif süspansiyonun kapasitesine göre sınırlıdır. Bununla birlikte, aktif bir süspansiyonun aksine, yarı-aktif süspansiyon matematiksel olarak kararlıdır, çünkü sadece sönümlenme değeri ayarlanır ve sisteme enerji eklenemez. Yarı aktif süspansiyonlar, yarı aktif sistemin pasif sistem üzerindeki performans iyileştirmesi yeterli olduğunda aktif sistemlere bir alternatif sunar.



Şekil 2.8. Yarı aktif süspansiyon

Bu sistem için doğrusal idealize model denklem (2.9) ile ifade edilir.

$$m\ddot{x} + (\beta + b)\dot{x}_1 + kx_1 = (\beta + b)\dot{x}_0 + kx_0 \quad (2.9)$$

Burada β , bir kontrol yasası tarafından tanımlanır ve zamanla değişir. Önceki kurallara uygun olarak, harici girişler eşitliğin sağ tarafına yerleştirilir ve içsel sistem özellikleri sol tarafa yerleştirilir. Yarı aktif süspansiyon için, bir sistem özelliği (bu durumda, bir sönümlenme katsayısı) bilgisayar tarafından kontrol edilir. Doğal sistem sönümlenme sistemleri birincil sönümlenme mekanizmasından ayrılmıştır. Başka bir deyişle, β sifıra eşitse, sistem hala ulaşılabilen maksimum β değerinden daha küçük bir miktar doğal sönümlenmeye sahip olacaktır.

Yazılı olarak doğrusal denklem, sönümlenme kuvvetinin, sönüm katsayısına eşit eğim ile bağlı hızın doğrusal bir fonksiyonu olduğunu varsayar. Denklem (2.9) 'nin kuvvetlerinin toplamı aşığıdaki gibi yeniden yazılabilir;

$$m\ddot{x}_1 + f_d + f_s = 0 \quad (2.10)$$

Buradaki f_d sönümlenme kuvveti aşağıdaki şekilde tanımlanır iken

$$f_d = (c + b)(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) \quad (2.11)$$

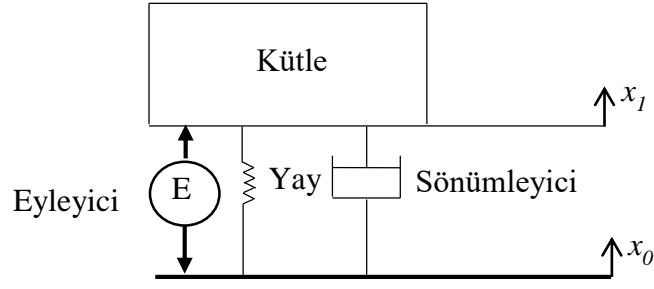
f_s , yay kuvveti ise aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$f_s = k(x_1 - x_0) \quad (2.12)$$

Burada $(\dot{x} - \dot{x}_0)$ bağıl hız ve $(x - x_0)$ ise bağıl yer değiştirmedir. Gerçekte, sönümlenme ve yay kuvvetleri doğrusal değildir. Bununla birlikte, pasif süspansiyon tasarımı için, incelenmekte olan tasarım konusuna ve belirli bir cihazın yapısına bağlı olarak belirli bir aralıkta doğrusal olduğunun kabul edilmesi yaygındır (Robinson ve ark., 2013). Ek olarak sönümlenme mekanizması göreceli hızın kesinlikle bir fonksiyonu olan bir kuvvet sağlayamayabilir; hem bağıl hızın hem de bağıl yer değiştirmenin doğrusal olmayan bir işlevi de olabilir. MR (Manyeto-Reolojik) sönümleyici kullanan bazı sistemlerde olduğu gibi bazen bir parça bile doğrusal varsayım yeterli olabilir (Han ve ark. 2018).

2.2.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyonlar tipik olarak bir yay elemanı ve Şekil 2.9' da gösterildiği gibi bir tür kuvvet eyleyicisinden (aktüatöründen) oluşur. Mevcut amaçlar için sönümlenme sabiti b ile temsil edilen sönüm elemanı, pasif süspansiyon durumunda olduğu gibi ayrı bir amortisörü (damper) değil, doğal sistem sönümlemesini temsil eder. Birincil sönümlenme veya enerji dağıtımı, aktif kuvvet eyleyicisi tarafından sağlanır ve böylece Şekil 2.6'da gösterilen pasif sönümleyicinin yerini alır. Teorik olarak hem yay hem de damper bir kuvvet eyleyicisi ile değiştirilebilir; ancak pratik sistem kısıtlamaları nedeniyle bu yaygın değildir. Gelişmiş sistem tasarımlarında bile destek sağlamak için genellikle bir tür yay gereklidir.



Şekil 2.9. Aktif Süspansiyon

Daha önce olduğu gibi doğrusallaştırılmış bir model varsayarsak, aktif süspansiyonu temsil eden diferansiyel denklem şöyle yazılabilir:

$$m\ddot{x}_1 + b\dot{x}_1 + kx_1 = b\dot{x}_0 + kx_0 + f \quad (2.13)$$

Burada f , eyleyici tarafından sağlanan harici sürekli değişen bir kuvvettir ve diğer terimler daha önce tanımlandığı gibidir. Denklem (2.13), sağ tarafın sistem yer değiştirmesi ve dış kuvvet girdileri üzerindeki dış etkilerden oluşacağı bir biçimde ifade edilmiştir. Elektrikli bir eyleyici tarafından üretilen dış kuvvet, sisteme enerji sağlayabilir. Sol taraf doğal sistem özelliklerini temsil eden terimlerden oluşur. Aktif süspansiyonlar için, eyleyiciyi tahrik eden ve böylece duyuşal girdiye ve yapısına bağlı olarak çeşitli değişkenlerin bir fonksiyonu haline gelebilen f kuvvetini belirleyen gerçek zamanlı bir bilgisayar işlemcisindeki yazılımda bir matematiksel kontrol yasası geliştirilir ve uygulanır.

Literatür, aktif bir süspansiyonu neyin oluşturduğıyla tamamen tutarlı değildir. Elbeheiry ve ark. (1995) çalışmalarında kabul ettiği gibi, bazı yazarlar ve üreticiler, bir güç kaynağı ve sinyal işleme kullanan veya elektronik olarak modüle edilen herhangi bir sisteme atıfta bulunmak için “aktif” hale getirmişlerdir. Buna yarı aktif sistemler ve diğer tipler de dâhildir. İleri süspansiyonların sınıflandırılmasında yazarlar, kuvvet eyleyicinin kapasitesine bağlı olarak iki tip aktif süspansiyon tanımlamaktadır - yüksek

frekans veya geniş bant, ayrıca tamamen aktif ve düşük frekans veya bant sınırlı, yavaş aktif olarak da adlandırılır. Geniş bant aktif süspansiyonlarda yakın zamanda gerçekleşen bir yenilik örneği, Şekil 2.10'da gösterildiği gibi Bose Şirketinin otomotiv süspansiyon sistemidir. Her süspansiyon modülü, tek işlevi destek sağlamak olan sarmal bir yay içerir. Her modüldeki birincil çalıştırma, amplifikatörler tarafından desteklenen doğrusal bir elektromanyetik motor tarafından sağlanır. Motorlar, şasedeki tüm titreşimleri neredeyse tamamen ortadan kaldıracak kadar büyük oranlarda uzayabilir ve geri çekilebilir. Otomobilin her tekerleğine bir modül takılmıştır. Özel geliştirilmiş bilgisayar algoritmaları tüm sistemi kontrol eder. Titreşim kontrolüne ek olarak, sistem frenleme, hızlanma ve viraj alma sırasında eğimi ve dönüşü de kontrol eder. Üretici tarafından iddia edilen bir başka ilginç özellik de güç yükselteçlerinin rejeneratif olmasıdır. Burada aracın bir çukura düşmesi gibi bir olay sırasında gerektiğinde motorlara güç iletilir ve daha sonra motorlar eyleyiciler üzerinden gücü geri toplarlar sonra jeneratör olarak hareket eder. Güç gereksinimlerinin tipik bir otomobil klima sisteminden daha az olduğu iddia edilmektedir (Kazemeini, 2013).

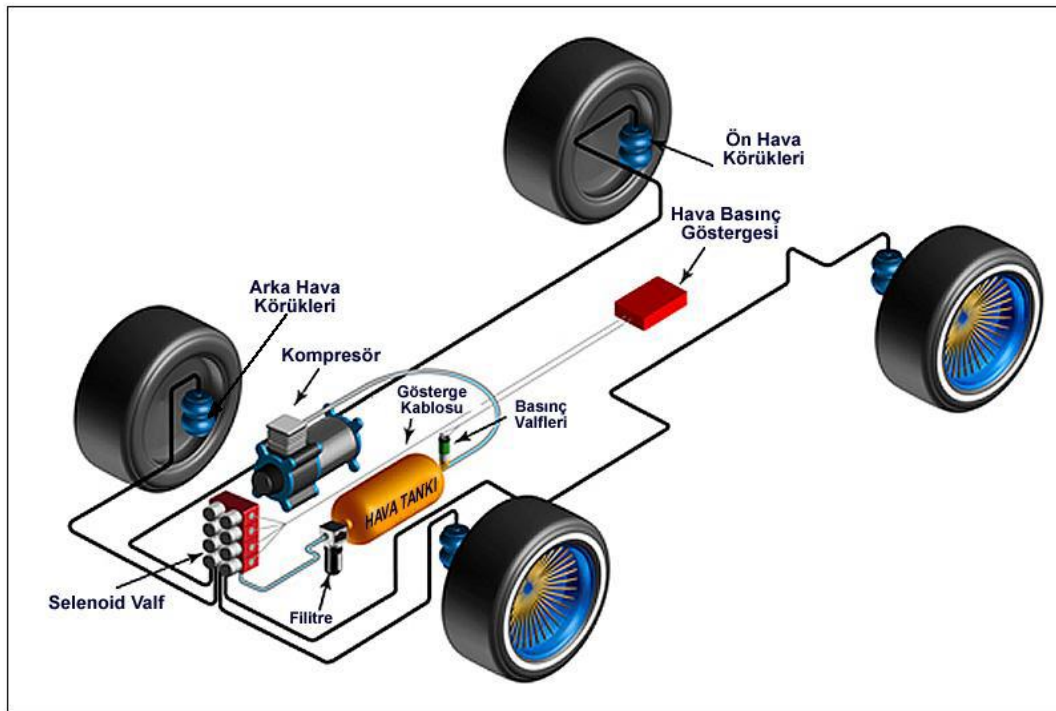


Şekil 2.10. Bose elektromanyetik süspansiyon sistemi

2.2.4. Havalı Süspansiyon Sistemleri

Aktif havalı süspansiyon sistemi havayla çalışan, mikroişlemci kontrollü bir süspansiyon sistemidir. Şekil 2.11'de gösterilen sistem, konvansiyonel helezon yay süspansiyonunun yerini alır ve otomatik ön ve arka yük dengelemesini sağlar. Kauçuk

ve plastikten üretilen dört hava yayı, ön ve arka tekerleklerdeki araç yükünü destekler. Bu teknoloji, otomobil üreticilerinin lastikleri köşelere yola dik tutarak daha yüksek bir sürüş kalitesi ve araç kullanımı elde etmelerini sağlar. Hava yayları sayesinde araçların direksiyon kontrolü ve sürüş konforu artırılmak amaçlanmıştır. Araç bilgisayarı, araçtaki algılayıcılardan aracın düşey yöndeki şase hareketini algılar ve kontrol teknikleriyle hesaplanan verileri kullanarak aktif ve yarı aktif süspansiyonların hareketini kontrol eder. Sistem viraj alma, hızlanma ve frenleme de dahil olmak üzere birçok sürüş durumunda gövde yuvarlanma ve eğim değişimlerini neredeyse ortadan kaldırır. Araç modelleri için aktif süspansiyon sistemlerinin araştırılması son zamanlarda çok artmaktadır çünkü pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerine kıyasla, yolculara daha iyi sürüş konforu sunarlar. Sayısal ve deneysel sonuçlar bu tür aktif süspansiyon sistemlerinin nispeten daha tatmin edici bir performans verdiğini göstermiştir (Gokul Prasad ve Malar Mohan, 2019). Aktif kontrol kuvveti, araç gövdesinin hızlanması, hızı ve yer değiştirmesinin zaman tepkilerini ölçmek için algılayıcılardan sonra bir cihaz yerleştirilerek pnömomatik bir eyleyici tarafından üretilir.



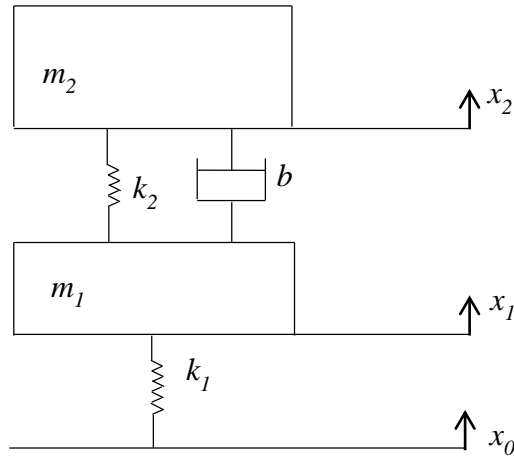
Şekil 2.11. Havalı Süspansiyon Sistemi

Bir hava süspansiyonu, akslar üzerindeki aracı, bir tür çelik yay, yaprak veya bobin veya bir tür burulma yayı düzenlemesi yerine bir hava yastığı düzenlemesi ile destekler. Hava yastıkları bazen hava yayları veya körük olarak adlandırılır. Hava yastıkları kullanılarak desteklenen çelik veya burulma yaylarına sahip süspansiyonlar hava süspansiyonları olarak kabul edilmez. Hem hava hem de çelik yaylara sahip kombinasyon sistemleri vardır. Genellikle havalı süspansiyon bileşenleri aracın arka tarafında kullanılır, ancak daha fazla konfor ve daha iyi kullanım için bunlar şimdi öne eklenmiştir. Duruma bağlı olarak, bu tip havalı süspansiyonun tesviye amacıyla ele alınması gerekecektir. Hava süspansiyonu normal olarak araçtaki hava sisteminin sadece bir parçasıdır. Havalı süspansiyonlu araçların çoğunda havayla çalışan diğer ekipmanlarla birlikte havalı frenler de vardır (Aly, 2012).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Titreşim Teorisi

Taşıt süspansiyon sistemlerinin analizi genellikle bir taşıtın her tekerleğinin ayrı bir bağımsız sistem olarak analiz edildiği çeyrek otomobil modeli kullanılarak yapılır. Süspansiyon sistemlerinin modellenmesi için tipik olarak 2 sd'li model kullanılır. Çeyrek araba modeli Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Çeyrek taşıt modeli

Şekil 3.1'deki süspansiyon sistemi için hareket denklemleri, denklem (3.1) den elde edilir.

$$m_2 \ddot{x}_2 = b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) de yer alan negatif kuvvetler denklemin karşı tarafına atılarak denklem (3.2) elde edilir.

$$m_2 \ddot{x}_2 + b\dot{x}_2 + k_2 x_2 = b\dot{x}_1 + k_2 x_1 \quad (3.2)$$

Denklem (3.2) de $x = x_2 - x_1$ yazılırsa denklem (3.3) elde edilmiş olur.

$$m_2(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + b\dot{x} + k_2x = 0 \quad (3.3)$$

Buradan,

$$\ddot{x} + \left(\frac{b}{m_2}\right)\dot{x} + \left(\frac{k_2}{m_2}\right)x = -\ddot{x}_1 = -a_u \quad (3.4)$$

Buradaki a_u genelleştirilmiş yaysız kütle (m_1) ivmesidir. Denklem (3.4) boyutsuzlaştırılırsa, denklem (3.5) üretilir.

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = -\ddot{x}_u \quad (3.5)$$

Denklem (3.5)'in laplace dönüşümü alınırsa denklem (3.6)'daki sistem giriş ve çıkış ilişkisi elde edilir.

$$\frac{X(s)}{A(s)} = \frac{-1}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.6)$$

Elde edilen denklem ile yaylı ve yaylı olmayan kütleler arasındaki bağıl yer değiştirme verildiğinde, yaylı olmayan kütlelerin ivmesini elde etmek için kullanılır.

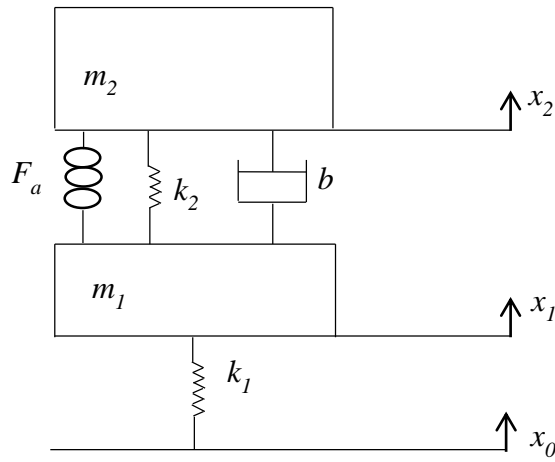
3.2. Hava Yayı Modeli

Hava yaylı amortisör sistemi saf mekanik yaylı amortisör sistemi ile aynı şekilde çalışır. İkisi arasındaki fark saf mekanik yaylı amortisör sisteminde kullanılan mekanik yayın bir hava yayı ile değiştirilmesidir. Bir hava yayı geleneksel mekanik yay gibi katı bir malzemenin yığın modülü yerine yay sabitini oluşturmak için hava basıncı kullanır.

Havalı süspansiyon sistemi farklı yük ve yol koşullarında gelişmiş kararlılık ve üstün konfor sağlar. Süspansiyon tasarımı, sistemin uygun bir matematiksel modeli geliştirilerek başlatılır. Modelleme için belirli varsayımlar yapılır, hem araç gövdesi hem de aks düzeneği rijit gövdelerdir, lastik eşdeğer sertliğe sahip doğrusal bir yaydır, lastiğin sönümlenme kuvveti ihmal edilir, pasif süspansiyon sistemi paralel olarak yay ve

titreşim sönümleyici olarak kabul edilir. Bağlantı, yayın sertliği ve titreşim sönümleyicinin sönümlenmesi dikkate alınır ve sönümleyicideki sürtünme ihmal edilir. Dinamik olarak kontrol edilen pnömatik eyleyici, pasif süspansiyon sistemine paralel olarak bağlanır. Modelleme yapılırken sistem izotermal olarak kabul edilir. Yani hava yayı çalışma süresi boyunca sıcaklığının sabit kalacağı kabul edilir ve sıcaklık ihmal edilir. Hava yayının uyguladığı kuvvet, hava yayının yer değiştirmesi ile basınç arasındaki ilişkiden bulunur.

Pnömatik eyleyici modeli Şekil 3.2’de gösterilmektedir. Pnömatik eyleyici, basınç altında hava içeren elastik bariyerli bir kauçuk odadır.



Şekil 3.2. Hava yaylı çeyrek taşıt modeli

Eyleyici tarafından etki eden kuvvet denklem (3.7)’deki dikey yer değiştirmenin kısmi türevi ile elde edilir ve denklem (3.8)’deki gibi gösterilir.

$$F_a = d \frac{(PA_e)}{d_x} = P \frac{dA_e}{d_x} + \frac{dP}{d_x} A_e \quad (3.8)$$

Hava için adyabatik süreçte sistemin dinamik basıncı denklem (3.9)’daki şekilde ifade edilir.

$$\frac{d(PV^\gamma)}{dx} = P_\gamma V^{\gamma-1} \frac{d(V)}{dx} + \frac{d(P)}{dx} V^\gamma = 0 \quad (3.9)$$

Sonuç olarak hava yayının sıkışması nedeniyle, hacimdeki azalmaya neden olan pozitif basınç ortaya çıkar. Dinamik sertlik denkleminde (denklem (3.10)) rezervuar basıncı, gösterge basıncı ve atmosfer basıncı dikkate alınır.

$$F_a = \gamma(P_r + P_a + P_g) \frac{A_e^2}{V} + P_g \frac{dA_e}{dx} \quad (3.10)$$

Havalı süspansiyon dinamiği, pnömatik eyleyici süspansiyon modeli Şekil 3.2' de sunulmaktadır. Model, toplam taşıt kütesinin bir kısmını temsil eden yayılı kütle m_2 den ve tekerleği temsil eden yayılı olmayan kütle m_1 oluşur. Her bir tekerlek tarafından taşınan kütle m_2 'nin, süspansiyon sistemi tarafından desteklenen statik ağırlığa karşılık geldiği varsayımdır. Yol girişi x_0 'ın düzensiz yol yüzeyi olduğu varsayılmaktadır ve eyleyici kuvveti F_a araç gövdesi kütesini yukarıya doğru etkilemektedir. x_2 ve x_1 , sırasıyla araç gövdesinin ve aksın dikey yer değiştirmesidir. k_1 lastiğin radyal sertliğini temsil eder, k_2 hava yayı yay sertliğini, b sönümleyicide bulunan sönümleme kuvvetini temsil eder.

Newton yasasını kullanarak, bir süspansiyon sistemi için hareket denklemi aşağıdaki diferansiyel denklemle yani denklem (3.11) ve denklem (3.12) ifade edilir:

$$m_2 \ddot{x}_2 + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) - F_a = 0 \quad (3.11)$$

$$m_1 \ddot{x}_2 + k_1(x_1 - x_0) - b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) + F_a = 0 \quad (3.12)$$

Aktif süspansiyon sistemi dinamiğini tanımlayan diğer bir gösterim şekli ise sistemin durum uzay modelidir. Durum değişkeni modellerinin altında yatan temel kavram, herhangi bir anda sistemin dinamik koşulunun sistemin durumu ile tamamen

tanımlanmış olmasıdır. Bu gösterimde genel olarak x durum uzay değişkeni, u kontrol girişi, y ölçülebilen çıkışları temsil etmektedir.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.13)$$

$$y = Cx + Du \quad (3.14)$$

Yukarıdaki denklemde A , B , C , D matrisleri sistemin durum uzay gösterimidir. Sistemimizin durum uzay gösterimi aşağıdaki gibidir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{(k_2 + k_1)}{m_1} & -\frac{b}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ \dot{x}_2 \\ x_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_a \\ x_0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$Y = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \begin{bmatrix} x_2 \\ \dot{x}_2 \\ x_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} + [0 \quad 0] \begin{bmatrix} F_a \\ x_0 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{(k_2 + k_1)}{m_1} & -\frac{b}{m_1} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

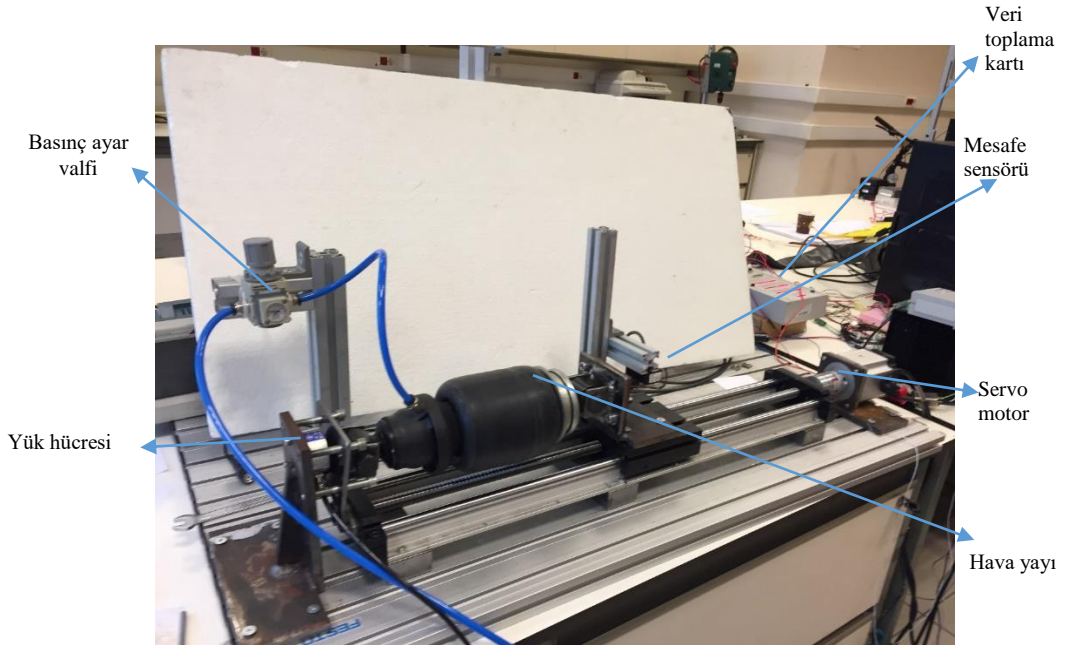
$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

$$C = [0 \ 0 \ 1 \ 0] \quad (3.19)$$

$$D = [0 \ 0] \quad (3.20)$$

3.3. Deney Düzeneği

Hava yayının yay katsayısını hesaplamak için yapılacak deney için kullanılan deney düzeneği Şekil 3.3’de gösterilmiştir. Deney düzeneğinin teknik bilgilerine ek1, ek2, ek3, ek4, ek5 ve ek6 da yer verilmiştir.

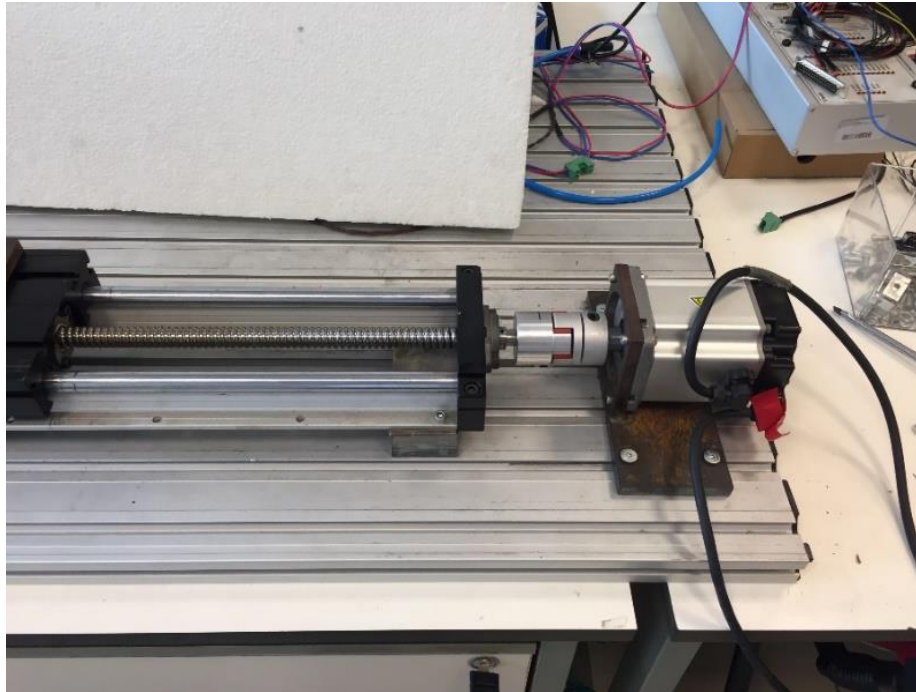


Şekil 3.3. Deney düzeneği

Sonsuz vida mekanizması üzerine, tasarlanan yardımcı aparatlar yardımı ile monte edilen hava yayına laboratuvarın basınçlı hava hattı bağlanmış, bu hattan gelen havanın basıncını ayarlamak için bir basınç ayar valfi kullanılmıştır. Sonsuz vida mekanizmasının bir ucunda tahrik elemanı olarak servo motor monte edilmişken diğer tarafına da hava yayının oluşturacağı kuvveti ölçmek için kullanılacak olan yük hücresi (load cell) monte edilmiştir. Motora iletilen sinüzoidal sinyal için dSpace ara yüzü kullanılmış ve sistemden gelen verileri toplamak için dspace üretimi veri toplama kartı kullanılmıştır. Hava yayının hareketi ise lazer konum algılayıcısı kullanılarak ölçülmüştür.

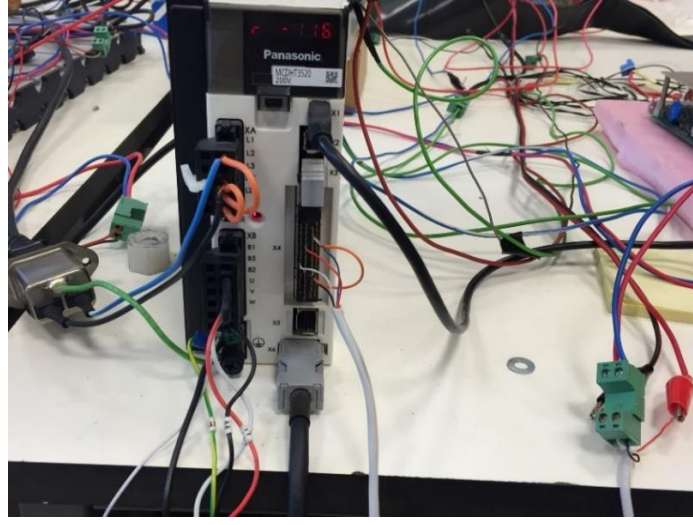
Sistemden iletilen sinyal sabit tutulurken, hava yayı içindeki basıncı sırasıyla 1 bar, 2 bar, 3 bar olarak değiştirilip, hava yayının konumu ve hava yayının değişken basınçlara karşı oluşturduğu kuvvetler ölçülerek deneyler icra edilmiştir.

Sonsuz vida mekanizmasını tahrik etmek için Şekil 3.4’de gösterilen Panasonic firmasının ürettiği MSME082G1u model nolu servo motor kullanılmıştır.



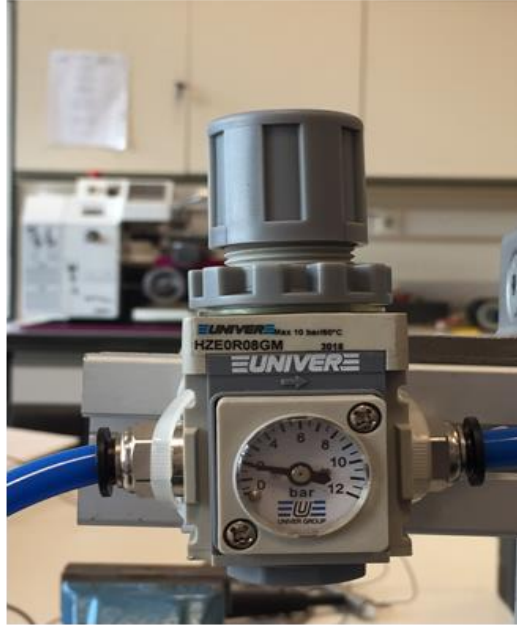
Şekil 3.4. Servo motor

Servo motorunun sürücüsü Panasonic MCDHT3520 Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Motor sürücüsü

Sisteme besleme yapılan hava hattının basıncını ayarlamak için kullanılan basınç ayar valfine Şekil 3.6’da yer verilmiştir.



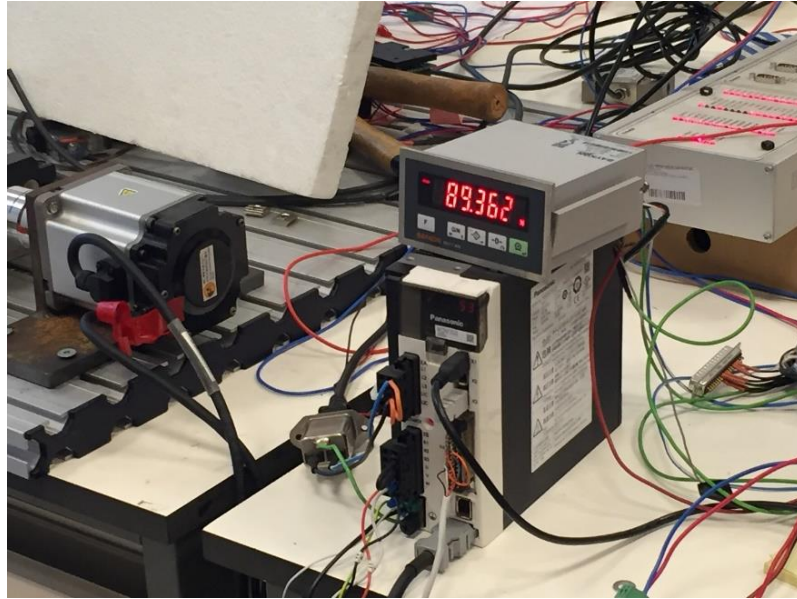
Şekil 3.6. Basınç ayar valfi

DeneYler esnasında elde edilen kuvveti ölçmek için Şekil 3.7’de gösterilen yük hücresi kullanılmıştır.



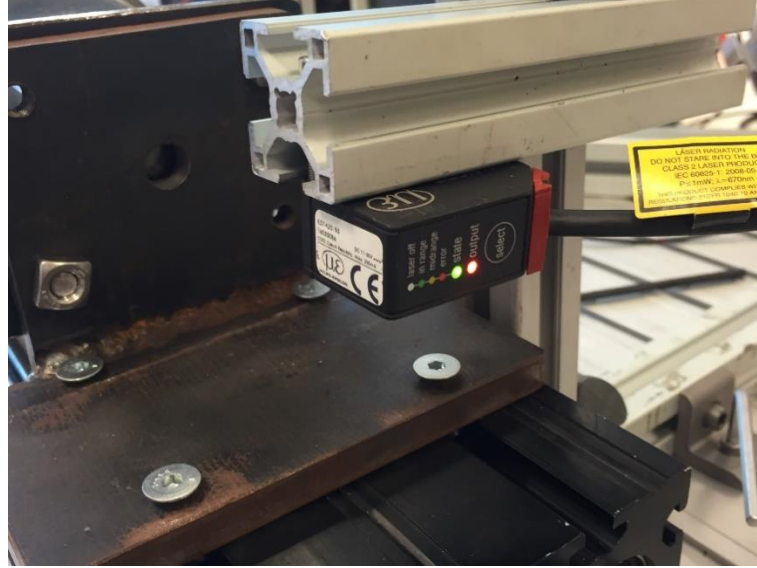
Şekil 3.7. Yük hücresi (load cell)

Yük hücresi yardımıyla oluşan kuvvet elektronik sinyal haline dönüştürülmüştür, bu sinyaller Şekil 3.8’de gösterilen yük hücresi gösterge paneli ile oluşan kuvvetin dijital olarak görüntülenmesi sağlanmıştır.



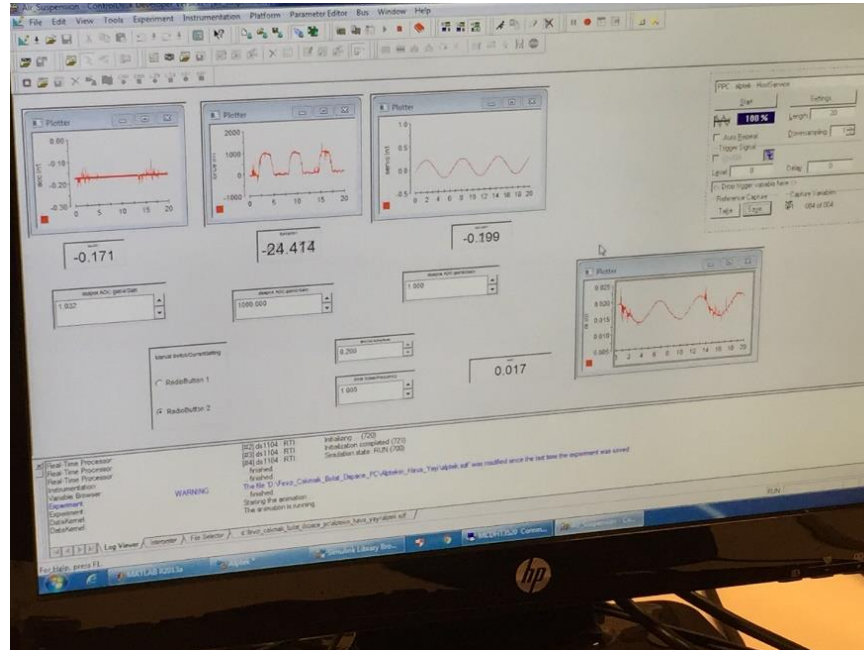
Şekil 3.8. Yük hücresi gösterge paneli (indikatör)

Deneyleerde hava yayının konumu Şekil 3.9’da yer verilen lazer mesafe algılayıcısı kullanılarak ölçülmüştür.



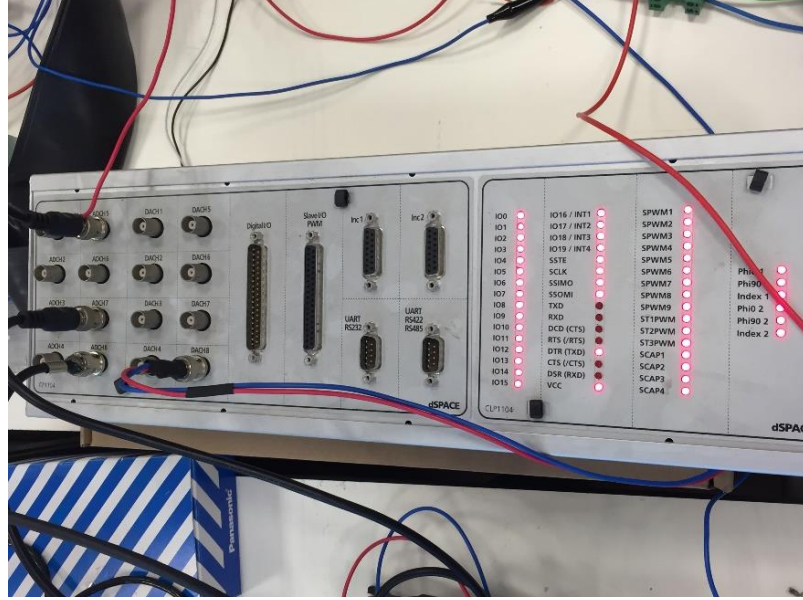
Şekil 3.9. Konum algılayıcısı

Sisteme uygulanan sinyal Şekil 3.10’da gösterilen dSpace programı ile verilmiştir.



Şekil 3.10. dSpace arayüzü

Sistemden alınan verileri toplamak için kullanılan veri toplama kartı (DAQ) ise Şekil 3.11’ de verilmiştir.



Şekil 3.11. dSpace veri toplama kartı

Deneyde kullanılan hava yayı (kabin körüğü) Şekil 3.12’de verilmiştir.

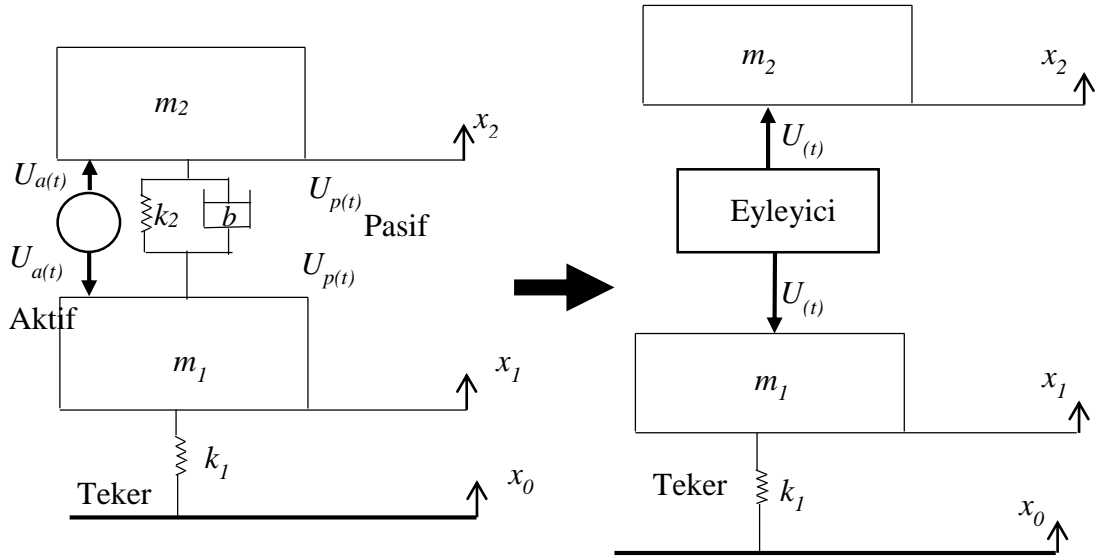


Şekil 3.12. Hava yayı

3.4. Kontrolcü Tasarımı

3.4.1. LQR Kontrol

Şekil 3.13'de gösterilen çeyrek taşıt modeli için LQR kontrol tasarımını temsil eden denklemler aşağıda ifade edilmiştir.



Şekil 3.13. LQR kontrol için çeyrek taşıt modeli

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - x_0) - [k_2(x_1 - x_2) + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)] - u_a \quad (3.21)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + u_a \quad (3.22)$$

$$u_p = k_2(x_1 - x_2) + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.23)$$

$$u = u_a + u_p \quad (3.24)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - x_0) = -u \quad (3.25)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = u \quad (3.26)$$

Denklem (3.27)'de yol profilinin adım fonksiyonu olduğu düşünülduğünden x_0 sabit olarak alınmaktadır.

$$\ddot{x}_1 = -\frac{k_1}{m_1} (x_1 - x_0) - \frac{1}{m_1} u \quad (3.27)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} u \quad (3.28)$$

$$\widehat{x}_1 = x_1 - x_0 \quad (3.29)$$

$x_0 - x_1$ = Tekerleğin dinamik sapmasıdır.

$x_1 - x_2$ = Aksın izafi hareketidir.

$$\widehat{x}_2 = x_2 - x_0 \quad (3.30)$$

$$\widehat{x}_3 = \dot{\widehat{x}}_1 = \dot{x}_1 \quad (3.31)$$

$$\widehat{x}_4 = \dot{\widehat{x}}_2 = \dot{x}_2 \quad (3.32)$$

$$d/dt \begin{pmatrix} \widehat{x}_1 = x_1 - x_0 \\ \widehat{x}_2 = x_2 - x_0 \\ \widehat{x}_3 = \dot{x}_1 = \dot{x}_1 \\ \widehat{x}_4 = \dot{x}_2 = \dot{x}_2 \end{pmatrix} \quad (3.33)$$

$$\dot{\widehat{x}}_1 = \dot{x}_1 \quad (3.34)$$

$$\dot{\widehat{x}}_2 = \dot{x}_2 \quad (3.35)$$

$$\dot{\widehat{x}}_3 = -\frac{k_1}{m_1} (\widehat{x}_1 - x_0) - \frac{1}{m_1} u \quad (3.36)$$

$$\dot{\widehat{x}}_4 = \frac{1}{m_2} u \quad (3.37)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\widehat{x}}_1 \\ \dot{\widehat{x}}_2 \\ \dot{\widehat{x}}_3 \\ \dot{\widehat{x}}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \widehat{x}_1 \\ \widehat{x}_2 \\ \widehat{x}_3 \\ \widehat{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix} u \quad (3.38)$$

Performans indeksi,

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [\widehat{x}^T Q \widehat{x} + u^T R u] dt \quad (3.39)$$

Performans indeksinde bu iki fark durum değişkeni için alınırsa;

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [q_1(x_0 - x_1)^2 + q_2(x_1 - x_2)^2 + ru^2] dt \quad (3.40)$$

Araç gövdesinin düşey ivmelenmesi ile orantılı olan aktuatör kuvveti $u(t)$ aynı zamanda sürüş konforsuzluğunun da bir ölçüsüdür. Bu nedenle J amaç fonksiyonunun minimize edilmesi, sürüş konforsuzluğu veya aktuatör girişinin minimize edilmesi ve tekerlek dinamik sapması ile izafi aks hareketinin ağırlıklı toplamının minimize edilmesi arasında seçim yapma sonucunu verir. Ağırlık parametreleri ile sistem durum değişkenleri arasındaki ilişki ise aşağıdaki denklemlerle açıklanabilir.

$$\begin{aligned} q_1(x_0 - x_1)^2 + q_2(x_1 - x_2)^2 &= q_1\widehat{x}_1^2 + q_2(\widehat{x}_1 - \widehat{x}_2)^2 \\ &= q_1\widehat{x}_1^2 + q_2(\widehat{x}_1^2 - 2\widehat{x}_1\widehat{x}_2 + \widehat{x}_2^2) \\ &= (q_1 + q_2)\widehat{x}_1^2 + q_2\widehat{x}_2^2 - 2q_2\widehat{x}_1\widehat{x}_2 \end{aligned} \quad (3.41)$$

Performans indeksinde Q matrisi aşağıda yer verilen denklemlerdeki gibi oluşturulabilir.

$$Q = \begin{bmatrix} q_1 + q_2 & -q_2 & 0 & 0 \\ -q_2 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

$$\hat{x} = \begin{bmatrix} \widehat{x}_1 \\ \widehat{x}_2 \\ \widehat{x}_3 \\ \widehat{x}_4 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$u = K\hat{x} \quad (3.44)$$

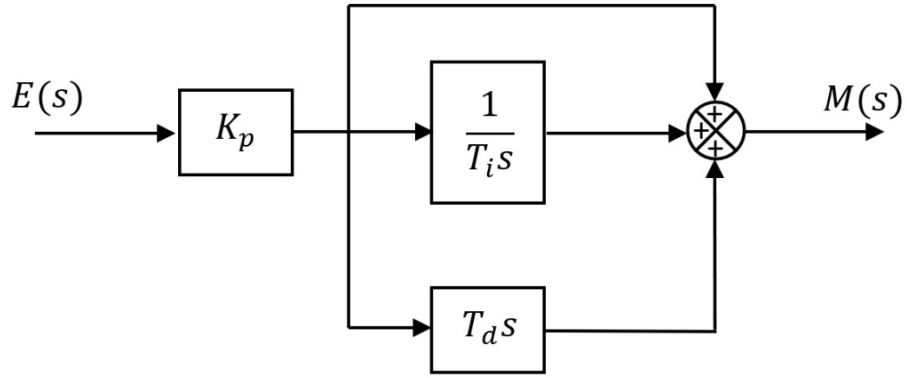
Oluşturulan denklemlerin simulink modeli ek 13 ve ek 14'te sunulmuştur.

3.4.2. PID Kontrol

PID denetimi; orantı, integral ve türev temel denetim etkilerini birleştiren sürekli denetim yasasıdır. Bu denetimde sürekli olarak hata mevcut olduğu süre denetim komutu da mevcuttur.

Denetlenecek sistemin dinamik yapısına bağlı olarak PID denetiminde yer alan üç temel denetim etkisinin mümkün olan en basit bileşimleri kullanılırlar. Bunlar P, PI, PD ve PID denetimi biçimde olabilir.

Standart PID denetim yapısının blok şeması Şekil 3.14' de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.14. Standart PID denetimi (Yüksel, 2016)

Standart PID denetim yasasına bağlı $m(t)$ denetim sinyali çıkışı üç temel denetim etkisinin toplamı şeklinde ifade edilir Denklem (3.45) ve buradan elde edilen transfer fonksiyonu denklem (3.46)'de gösterildiği şekilde ifade edilir.

$$m(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (3.45)$$

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (3.46)$$

PID denetim; üç temel denetim etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir denetim etkisidir. İntegral etki sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı-durum hatasını sıfırlarken türev etkide, yalnızca PI denetim etkisi kullanılması haline göre sistemin aynı bağıl kararlılığı için cevap hızını artırır. Buna göre PID denetim organı sistemde sıfır kalıcı durum hatası ile hızlı bir cevap sağlar.

Standart PID yordamı yanında uygulamada karşılaşılan iki farklı PID yordamı biçimi daha vardır. Koşut ve ardışık olarak bilinen PID denetleyici yordamı biçimlerinin transfer fonksiyonları denklem (3.47) ve denklem (3.48)'de verilmiştir.

$$G_d(s)_{koşutPID} = K_{pp} + \frac{1}{T_{ip}s} + T_{dp}s \quad (3.47)$$

$$G_d(s)_{ardışıkPID} = K_{ps} \left(1 + \frac{1}{T_{is}s} \right) (1 + T_{ds}s) \quad (3.48)$$

PID yordamı biçimleri arasındaki parametreler için dönüşüm ifadesi çıkarılması gerekir. PID basit ikinci dereceden denetleyici olarak tanınmadan önce PID ayarları P, I ve D parametreleri cinsinden gözlenmiştir. Bu parametrelerin geri beslemeli sistem üzerine etkisi birbirinden bağımsız olmayıp etkileşimli bir ayar gerektirir.

3.5. Lagrange Yöntemi ile Hareket Denklemlerinin Oluşturulması

Bu yöntemde de incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca virtüel iş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır. Sisteme ait lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir (denklem(3.49)).

$$L = E_p - E_k \quad (3.49)$$

Kinetik enerji-potansiyel enerji farkı aşağıdaki Lagrange denklemine yazılarak elde edilen sisteme ait hareket denklemleri elde edilebilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.50)$$

Lagrange ifadesi açılır ise Lagrange denklemi aşağıdaki formda elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_p}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.51)$$

Burada q_i bir sistemin genel koordinatını, Q_i ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını (genel kuvvet) ifade eder. Genel kuvvet ifadesi sanal iş ile elde edilir.

Mühendislik sistemlerinde genel olarak potansiyel enerjinin genel koordinat hızı ve kinetik enerjinin de genel koordinat ile ilişkisi olmadığından Lagrange denklemindeki bu terimler sıfır alınarak incelenecek mekanik sistemler için Lagrange denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.52)$$

Bu denklem öteleme yapan sistemler için bir kuvvet, dönme yapan sistemler için ise bir moment dengesidir.

Genel kuvveti elde etmek için dış zorlamaların ve sönümleyici kuvvetlerin genel koordinatlar üzerindeki sanal işleri dikkate alınır. Genel koordinatlarda zamandan bağımsız olarak küçük değişimler dikkate alınarak (δ) bu kuvvetlerin yaptığı iş $\delta W = F(t)\delta q_i - c\dot{q}_i\delta q_i$ ifadesi yazılabilir. Genel olarak sanal iş ifadesi $\delta W = Q_i\delta q_i$ yazılarak ilgili genel koordinata ait genel kuvvet ifadesi oluşturulmuş olur. Örnek alınan yay kütle istemi için;

$$E_k = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 \quad (3.53)$$

$$E_p = \frac{1}{2}kx^2, F(t) - b\dot{x} \quad (3.54)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{2}m\dot{x}^2\right) + kx = F(t) - b\dot{x} \quad (3.55)$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.56)$$

Diferansiyel denklemlerine ulaşılır.

3.6. Taşıt Modelleri

Benzetimlerde kullanılan çeyrek, yarım ve tam taşıtların Lagrange yöntemiyle elde edilen matematiksel modelleri aşağıda verilmiştir.

3.6.1. Çeyrek Taşıt Modeli

Şekil 3.1' de çeyrek taşıt modeline yer verilmiştir. Çeyrek taşıt modeline ait hareket denklemleri aşağıda yer verildiği üzere lagrange denklemleri ile elde edilmiştir.

$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 \quad (3.57)$$

$$P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_0)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_1)^2 \quad (3.58)$$

$$D = \frac{1}{2}b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 \quad (3.59)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.60)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.61)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_1(x_1 - x_0) - k_{hy}(x_2 - x_1) \quad (3.62)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_{hy}(x_2 - x_1) \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.64)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.65)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (3.66)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0) - k_{hy}(x_2 - x_1) - b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (3.67)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (3.68)$$

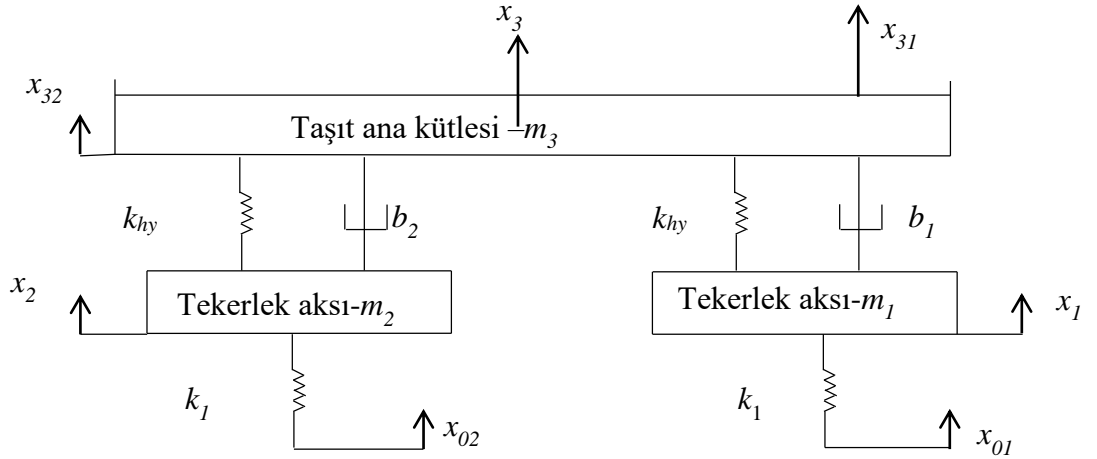
$$m_2 \ddot{x}_2 + k_{hy}(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (3.69)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) + k_{hy}(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.70)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_{hy}(x_1 - x_2) + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.71)$$

3.6.2. Yarım Taşıt Modeli

Şekil 3.15' de verilen 4 serbestlik dereceli yarım taşıt modelinde çeyrek taşıtta olan zıplama hareketine ek olarak Şekil 3.16' de gösterilen baş vurma hareketini de yapar. Yarım taşıt modeline ait hareket denklemleri aşağıda yer verildiği üzere Lagrange denklemleri ile elde edilmiştir.

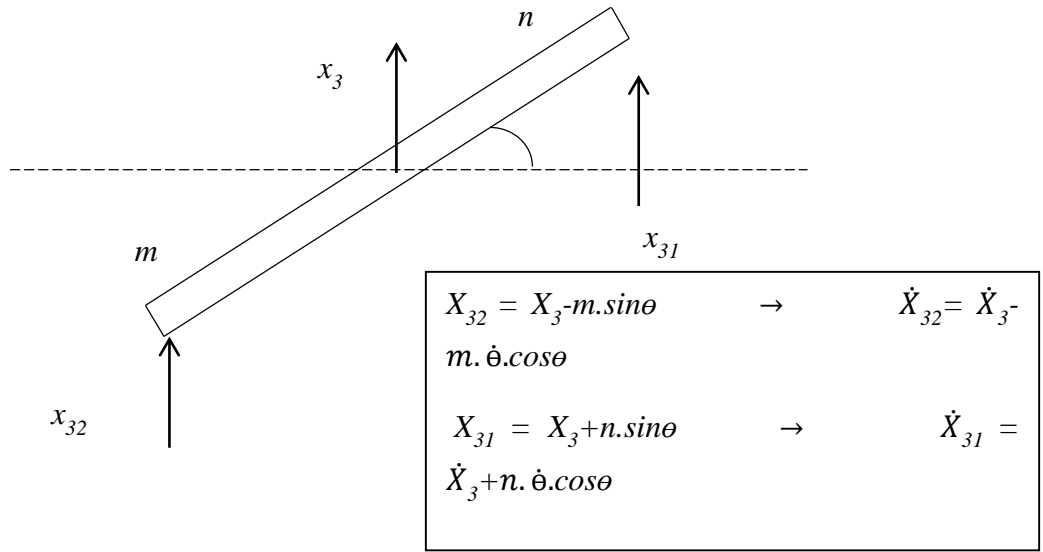


Şekil 3.15. Yarım taşıt modeli

$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 \quad (3.72)$$

$$P = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_{01})^2 + \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_{02})^2 + \frac{1}{2}k_2(x_{31} - x_1)^2 + \frac{1}{2}k_3(x_{32} - x_2)^2 \quad (3.73)$$

$$D = \frac{1}{2}b_1(\dot{x}_{31} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{x}_{32} - \dot{x}_2)^2 \quad (3.74)$$



Şekil 3.16. Yarım taşıt şase modeli

$$D = \frac{1}{2}b_1(\dot{x}_3 + n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - \dot{x}_1) + \frac{1}{2}b_2(\dot{x}_3 - \dot{\theta} \cdot m \cdot \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (3.75)$$

$$P = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_{01})^2 + \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_{02})^2 + \frac{1}{2}k_{hy}(x_3 + n \cdot \sin\theta - x_1)^2 + \frac{1}{2}k_{hy}(x_3 - m \cdot \sin\theta - x_2)^2 \quad (3.76)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) = I \ddot{\theta} \quad (3.77)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.78)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.79)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (3.80)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x_\theta} = & k_{hy} \cdot n \cdot \cos\theta (x_3 + n \sin\theta - x_1) - k_{hy} \cdot m \cdot \cos\theta (x_3 \\ & - m \cdot \sin\theta - x_2) \end{aligned} \quad (3.81)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_1 (x_1 - x_{01}) - k_{hy} (x_3 + n \cdot \sin\theta - x_1) \quad (3.82)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_1 (x_2 - x_{02}) - k_{hy} (x_3 - m \sin\theta - x_2) \quad (3.83)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_3} = k_{hy} (x_3 + n \cdot \sin\theta - x_1) + k_{hy} (x_3 - m \cdot \sin\theta - x_2) \quad (3.84)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b_1(\dot{x}_3 + n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - \dot{x}_1) \quad (3.85)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_2(\dot{x}_3 - \dot{\theta} \cdot m \cdot \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (3.86)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = b_1(\dot{x}_3 + n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - \dot{x}_1) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{\theta} \cdot m \cdot \cos\theta - \dot{x}_2) \quad (3.87)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} = 0 \quad (3.88)$$

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} + b_1 \cdot n \cdot \cos\theta(\dot{x}_3 + n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - \dot{x}_1) - b_2 \cdot m \cdot \cos\theta(\dot{x}_3 - \\ \dot{\theta} \cdot m \cdot \cos\theta - \dot{x}_2) + k_{hy} \cdot n \cdot \cos\theta(x_3 + n \sin\theta - x_1) - \\ k_{hy} \cdot m \cdot \cos\theta(x_3 - m \cdot \sin\theta - x_2) = 0 \end{aligned} \quad (3.89)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (3.90)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - b_1(\dot{x}_3 + n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - \dot{x}_1) + k_1(x_1 - x_{01}) \\ - k_{hy}(x_3 + n \cdot \sin\theta - x_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.91)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (3.92)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{\theta}.m.\cos\theta - \dot{x}_2) + k_1(x_2 - x_{02}) - k_{hy}(x_3 - m.\sin\theta - x_2) = 0 \quad (3.93)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3}\right) + \frac{\partial P}{\partial x_3} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = 0 \quad (3.94)$$

$$m_3\ddot{x}_3 + k_{hy}(x_3 + n.\sin\theta - x_1) + k_{hy}(x_3 - m.\sin\theta - x_2) + b_1(\dot{x}_3 + n.\dot{\theta}.\cos\theta - \dot{x}_1) + b_2(\dot{x}_3 - \dot{\theta}.m.\cos\theta - \dot{x}_2) = 0 \quad (3.95)$$

$$m_1\ddot{x}_1 = b_1(\dot{x}_3 + n.\dot{\theta}.\cos\theta - \dot{x}_1) + k_1(x_{01} - x_1) + k_{hy}(x_3 + n.\sin\theta - x_1) \quad (3.96)$$

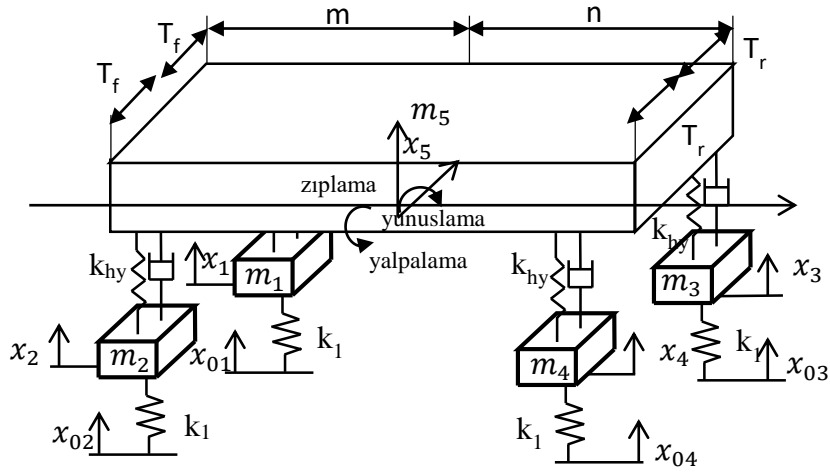
$$m_2\ddot{x}_2 = b_2(\dot{x}_2 + \dot{\theta}m\cos\theta - \dot{x}_3) + k_1(x_{02} - x_2) + k_{hy}(x_3 - m\sin\theta - x_2) \quad (3.97)$$

$$m_3\ddot{x}_3 = k_{hy}(x_1 - n.\sin\theta - x_3) + k_{hy}(x_2 + m.\sin\theta - x_3) + b_1(\dot{x}_1 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - \dot{x}_3) + b_2(\dot{x}_2 + \dot{\theta}.m.\cos\theta - \dot{x}_3) \quad (3.98)$$

$$I\ddot{\theta} = b_1.n.\cos\theta(\dot{x}_1 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - \dot{x}_3) + b_3.m.\cos\theta(\dot{x}_3 - \dot{\theta}.m.\cos\theta - \dot{x}_2) + k_{hy}.n.\cos\theta(x_1 - n.\sin\theta - x_3) + k_{hy}.m.\cos\theta(x_3 - m.\sin\theta - x_2) = 0 \quad (3.99)$$

3.6.3. Tam Taşıt Modeli

Şekil 3.17’ de tam taşıt modeline yer verilmiştir. Şekil 3.18’ de ise tam taşıt şase modeline yer verilmiştir. Tam taşıt modeline ait hareket denklemleri aşağıda yer verildiği üzere lagrange denklemleri ile elde edilmiştir.

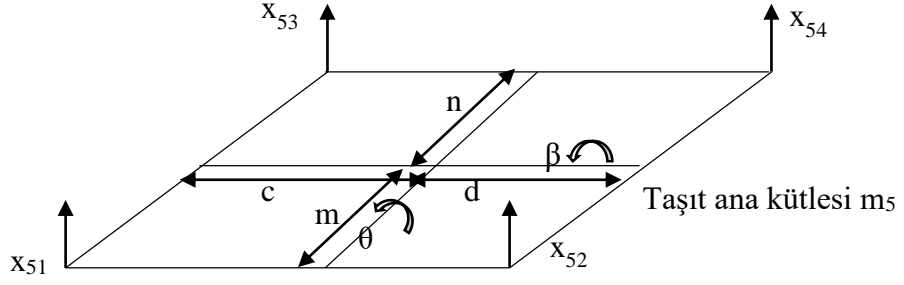


Şekil 3.17. Tam taşıt modeli

$$K = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\beta}^2 \quad (3.100)$$

$$P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - x_{01})^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_2 - x_{02})^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_3 - x_{03})^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_4 - x_{04})^2 + \frac{1}{2} k_{hy} (x_{51} - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{hy} (x_{52} - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_{hy} (x_{53} - x_3)^2 + \frac{1}{2} k_{hy} (x_{54} - x_4)^2 \quad (3.101)$$

$$D = \frac{1}{2} b_1 (\dot{x}_{51} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_{52} - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2} b_3 (\dot{x}_{53} - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_{54} - \dot{x}_4)^2 \quad (3.102)$$



Şekil 3.18. Tam taşıt şase modeli

$$x_{51} = x_5 + m \cdot \sin\theta - c \cdot \sin\beta \rightarrow \dot{x}_{51} = \dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - c \cdot \dot{\beta} \cdot \sin\beta \quad (3.103)$$

$$\dot{x}_{52} = \dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta + d \cdot \dot{\beta} \cdot \sin\beta \quad (3.104)$$

$$x_{53} = x_5 - n \cdot \sin\theta - c \cdot \sin\beta \rightarrow \dot{x}_{51} = \dot{x}_5 - n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - c \cdot \dot{\beta} \cdot \sin\beta \quad (3.105)$$

$$x_{54} = x_5 - n \cdot \sin\theta + d \cdot \sin\beta \rightarrow \dot{x}_{52} = \dot{x}_5 - n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta + d \cdot \dot{\beta} \cdot \sin\beta \quad (3.106)$$

$$\begin{aligned}
D = & \frac{1}{2}b_1(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_1)^2 \\
& + \frac{1}{2}b_2(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_2)^2 \\
& + \frac{1}{2}b_3(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_3)^2 \\
& + \frac{1}{2}b_4(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_4)^2
\end{aligned} \tag{3.107}$$

$$\begin{aligned}
P = & \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_{01})^2 + \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_{02})^2 + \frac{1}{2}k_1(x_3 - x_{03})^2 \\
& + \frac{1}{2}k_1(x_4 - x_{04})^2 \\
& + \frac{1}{2}k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta - c.\sin\beta - x_1)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta + d.\sin\beta - x_2)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta - c.\sin\beta - x_3)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta + d.\sin\beta - x_4)^2
\end{aligned} \tag{3.108}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) = I\ddot{\theta} \tag{3.109}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\beta}} \right) = I\ddot{\beta} \tag{3.110}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1\ddot{x}_1 \tag{3.111}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.112)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 \quad (3.113)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_4} \right) = m_4 \ddot{x}_4 \quad (3.114)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_5} \right) = m_5 \ddot{x}_5 \quad (3.115)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial \theta} = & k_{hy} \cdot a \cdot \cos \theta (x_5 + m \cdot \sin \theta - c \cdot \sin \beta - x_1) \\ & + k_{hy} \cdot a \cdot \cos \theta (x_5 + m \cdot \sin \theta + d \cdot \sin \beta - x_2) \\ & - k_{hy} \cdot b \cdot \cos \theta (x_5 - n \cdot \sin \theta - c \cdot \sin \beta - x_3) \\ & - k_{hy} \cdot b \cdot \cos \theta (x_5 - n \cdot \sin \theta + d \cdot \sin \beta - x_4) \end{aligned} \quad (3.116)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial \beta} = & -k_{hy} \cdot c \cdot \cos \beta (x_5 + m \cdot \sin \theta - c \cdot \sin \beta - x_1) \\ & + k_{hy} \cdot d \cdot \cos \beta (x_5 + m \cdot \sin \theta + d \cdot \sin \beta - x_2) \\ & - k_{hy} \cdot c \cdot \cos \beta (x_5 - n \cdot \sin \theta - c \cdot \sin \beta - x_3) \\ & + k_{hy} \cdot d \cdot \cos \beta (x_5 - n \cdot \sin \theta + d \cdot \sin \beta - x_4) \end{aligned} \quad (3.117)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = k_1 (x_1 - x_{01}) - k_{hy} (x_5 + m \cdot \sin \theta - c \cdot \sin \beta - x_1) \quad (3.118)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_2} = k_1(x_2 - x_{02}) - k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta + d.\sin\beta - x_2) \quad (3.119)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_3} = k_1(x_3 - x_{03}) - k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta - c.\sin\beta - x_3) \quad (3.120)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x_4} = k_1(x_4 - x_{04}) - k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta + d.\sin\beta - x_4) \quad (3.121)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x_5} &= k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta - c.\sin\beta - x_1) \\ &\quad + k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta + d.\sin\beta - x_2) \\ &\quad + k_{hy3\theta}(x_5 - n.\sin\theta - c.\sin\beta - x_3) \\ &\quad + k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta + d.\sin\beta - x_4) \end{aligned} \quad (3.122)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = -b_1(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_1) \quad (3.123)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = -b_2(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_2) \quad (3.124)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = -b_3(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_3) \quad (3.125)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_4} = -b_4(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_4) \quad (3.126)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_5} &= b_1(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_1) \\
&+ b_2(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_2) \\
&+ b_3(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_3) + b_4(\dot{x}_5 \\
&- n. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_4)
\end{aligned} \tag{3.127}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} &= b_1. a. \cos\theta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_1) \\
&+ b_2. m. \cos\theta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_2) \\
&- b_3. n. \cos\theta(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_3) \\
&- b_4. n. \cos\theta(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_4)
\end{aligned} \tag{3.128}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial D}{\partial \dot{\beta}} &= b_1. c. \cos\beta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_1) \\
&+ b_2. d. \cos\beta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_2) \\
&- b_3. c. \cos\beta(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_3) \\
&+ b_4. d. \cos\beta(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_4)
\end{aligned} \tag{3.129}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} \right) + \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}} = 0 \tag{3.130}$$

$$\begin{aligned}
I\ddot{\theta} &+ b_1. m. \cos\theta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_1) + \\
&b_2. m. \cos\theta(\dot{x}_5 + m. \dot{\theta}. \cos\theta + d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_2) - b_3. n. \cos\theta(\dot{x}_5 - \\
&n. \dot{\theta}. \cos\theta - c. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_3) + b_4. n. \cos\theta(\dot{x}_5 - n. \dot{\theta}. \cos\theta + \\
&d. \dot{\beta}. \cos\beta - \dot{x}_4) + k_{51}. m. \cos\theta(x_5 + m. \sin\theta - c. \sin\beta - x_1) + \\
&k_{52}. m. \cos\theta(x_5 + m. \sin\theta + d. \sin\beta - x_2) + k_{53}. n. \cos\theta(x_5 - \\
&n. \sin\theta - c. \sin\beta - x_3) - k_{54}. b. \cos\theta(x_5 - n. \sin\theta - d. \sin\beta - \\
&x_4) = 0
\end{aligned} \tag{3.131}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\beta}} \right) + \frac{\partial P}{\partial \beta} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\beta}} = 0 \quad (3.132)$$

$$\begin{aligned} & I\ddot{\beta} - b_1 \cdot c \cdot \cos\beta (\dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - c \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_1) + \\ & b_2 \cdot d \cdot \cos\beta (\dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta + d \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_2) - b_3 \cdot c \cdot \cos\beta (\dot{x}_5 - \\ & n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - c \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_3) + b_4 \cdot d \cdot \cos\beta (\dot{x}_5 - n \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta + \\ & d \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_4) - k_{hy} \cdot c \cdot \cos\beta (x_5 + m \cdot \sin\theta + d \cdot \sin\beta - x_1) + \\ & k_{hy} \cdot d \cdot \cos\beta (x_5 + m \cdot \sin\theta + d \cdot \sin\beta - x_2) - k_{hy} \cdot c \cdot \cos\beta (x_5 - \\ & n \cdot \sin\theta - c \cdot \sin\beta - x_3) + k_{hy} \cdot d \cdot \cos\beta (x_5 - n \cdot \sin\theta - d \cdot \sin\beta - \\ & x_4) = 0 \end{aligned} \quad (3.133)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_1} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = 0 \quad (3.134)$$

$$\begin{aligned} & m_1 \ddot{x}_1 - b_1 (\dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta - c \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_1) + k_1 (x_1 - x_{01}) \\ & - k_{hy} (x_5 + m \cdot \sin\theta - c \cdot \sin\beta - x_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.135)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = 0 \quad (3.136)$$

$$\begin{aligned} & m_2 \ddot{x}_2 - b_2 (\dot{x}_5 + m \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta + d \cdot \dot{\beta} \cdot \cos\beta - \dot{x}_2) + k_1 (x_2 - x_{02}) \\ & - k_{hy} (x_5 + m \cdot \sin\theta + d \cdot \sin\beta - x_2) = 0 \end{aligned} \quad (3.137)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_3} \right) + \frac{\partial P}{\partial x_3} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_3} = 0 \quad (3.138)$$

$$m_3\ddot{x}_3 - b_3(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_3) + k_1(x_3 - x_{03}) - k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta - c.\sin\beta - x_3) = 0 \quad (3.139)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_4}\right) + \frac{\partial P}{\partial x_4} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_4} = 0 \quad (3.140)$$

$$m_4\ddot{x}_4 - b_4(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_4) + k_1(x_4 - x_{04}) - k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta + d.\sin\beta - x_4) = 0 \quad (3.141)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_5}\right) + \frac{\partial P}{\partial x_5} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_5} = 0 \quad (3.142)$$

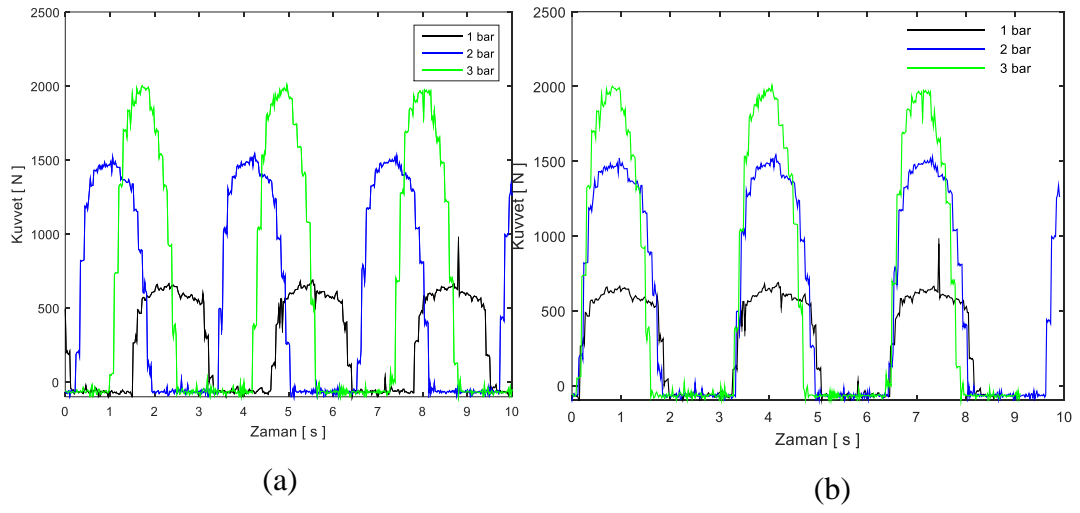
$$\begin{aligned} m_5\ddot{x}_5 + b_1(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_1) \\ + b_2(\dot{x}_5 + m.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_2) \\ + b_3(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta - c.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_3) \\ + b_4(\dot{x}_5 - n.\dot{\theta}.\cos\theta + d.\dot{\beta}.\cos\beta - \dot{x}_4) + k_{hy}(x_5 \\ + m.\sin\theta - c.\sin\beta - x_1) + k_{hy}(x_5 + m.\sin\theta \\ + d.\sin\beta - x_2) + k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta - c.\sin\beta - x_3) \\ + k_{hy}(x_5 - n.\sin\theta + d.\sin\beta - x_4) = 0 \end{aligned} \quad (3.143)$$

4. BULGULAR

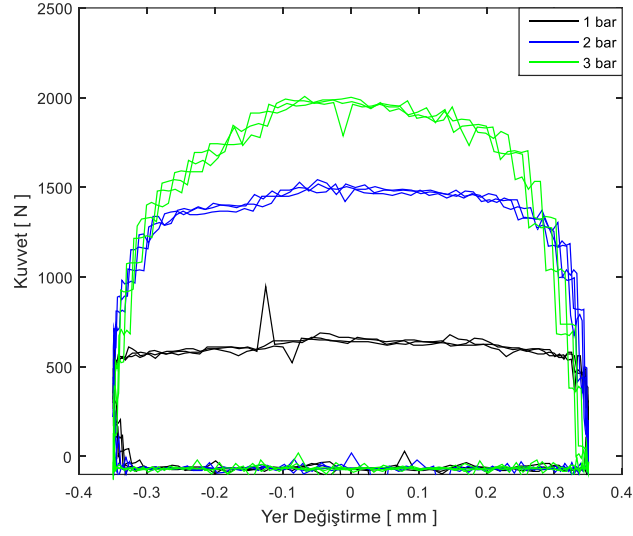
Bu bölümde deneysel veriler ve benzetim ile elde edilen sonuçlara yer verilmiştir.

4.1. Deneysel Sonuçlar

3. Bölümde bahsedilen deney düzeneğinde yapılan çalışmalardan elde edilen bulgulara Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de yer verilmiştir.



Şekil 4.1. a) Veri toplama kartından elde edilen sonuçlar. b) 3 farklı basınç için kaydırılmış ve düzenlenmiş sonuçlar.



Şekil 4.2. Hava yayı kuvvet-yer değiştirme grafiği

Deney düzeneğinden kuvvetin negatif verileri alınmadığı için kuvvet – yer değiştirme grafiği Şekil 4.2’de yer verildiği gibi oluşmuştur.

Deneylerden elde edilen grafiklerdeki sapmalar, deney düzeneğinin kısmen rijit olmamasından kaynaklanmaktadır. Deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler kullanılarak örnek hava yayı efektif alanı (2.7) numaralı denklemden elde edilmektedir.

Hava yayı katılığı ise aşağıda yer verilen denklemler ile elde edilmektedir.

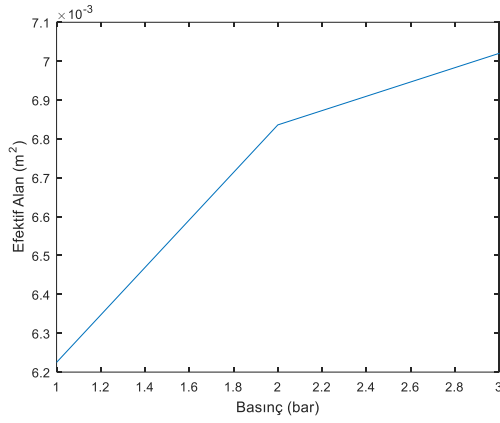
$$V = \frac{\pi}{4} (0,4D_c^2 - 0,6D_p^2) \quad (4.1)$$

$$K_{hy} = n \frac{A_e^2}{V} P \quad (4.2)$$

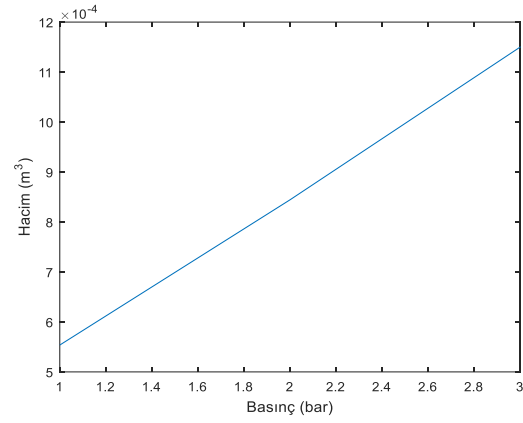
Denklem (2.7)’ den elde edilen efektif alan ve denklem (4.1)’den elde edilen hacim, denklem (4.2)’de yerine yazılırsa, hava yayının farklı basınçlardaki katılığı elde edilmektedir. Bu değerlere Çizelge 4.1’ de yer verilmiştir. İşlemler sonucu elde edilen değişim grafikleri Şekil 4.3’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Basınç -yay katılığı değerleri

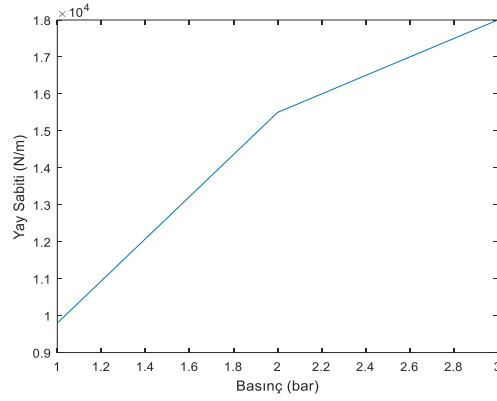
P(bar)	K_{hy} (N/m)
1	9800
2	15500
3	18000



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.3. Hava yayı a) Etkifif alan Basınç değişim grafiği b) Hacim Basınç değişim grafiği c) yay sabiti basınç değişim grafiği

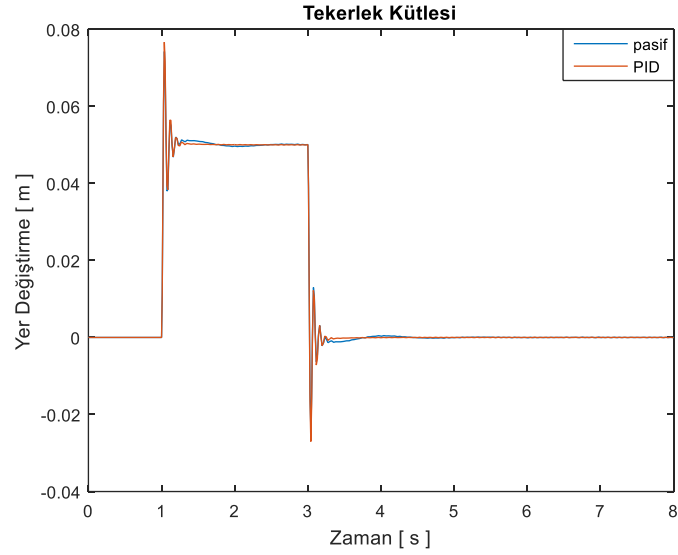
4.2. Benzetim Sonuçları

Deney sonuçlarıyla hesaplanan yay katılığı kullanılarak MATLAB/Simulink'de modellenen çeyrek taşıt, yarım taşıt ve tam taşıt için icra edilen benzetim sonuçlarına bu bölümde yer verilmektedir. Benzetim senaryoları her model için farklı olsa da modellerde kasis olarak 0.05 m olan darbe giriş değeri uygulanmıştır. Benzetimlerde uygulanan PID kontrolcüsünün parametreleri, PID tunning ile belirlenmiştir.

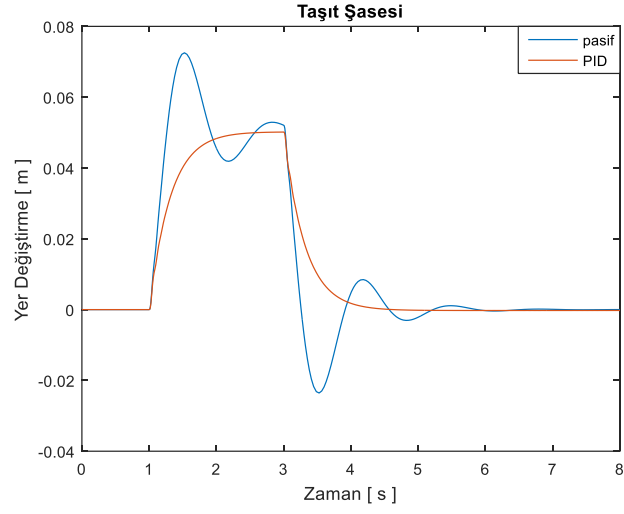
4.2.1. Çeyrek Taşıt Benzetim Sonuçları

Çeyrek taşıt modeli için benzetim süresi 8 sn olarak gerçekleştirilmiştir. Benzetim için oluşturulan pasif ve aktif simulink modelleri ek 7 ve ek 8 de verilmiştir.

1 bar basınç altında $k_{hy}= 9800$ N/m için tekerlek kütlelerinin yer değiştirme-zaman grafiği Şekil 4.4' de, çeyrek taşıt şasesinin yer değiştirme-zaman grafiği ise Şekil 4.5' de yer verilmiştir.



Şekil 4.4. Çeyrek taşıt tekerlek kütleleri yer değiştirme-zaman grafiği (1 bar)



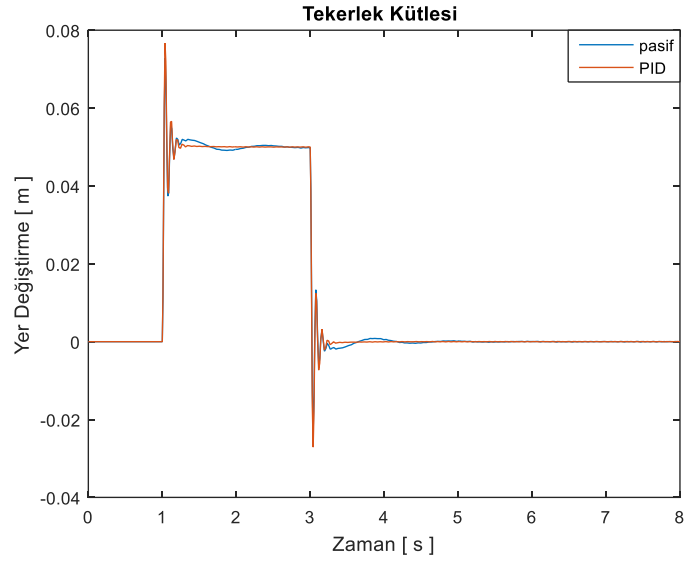
Şekil 4.5.Çeyrek taşıt şasesinin yer değıştirme-zaman grafiği (1 bar)

1 bar basınç altındaki hava yayının çeyrek taşıt modelindeki benzetimlerde uygulanan PID parametreleri Çizelge 4.2' de sunulmuştur.

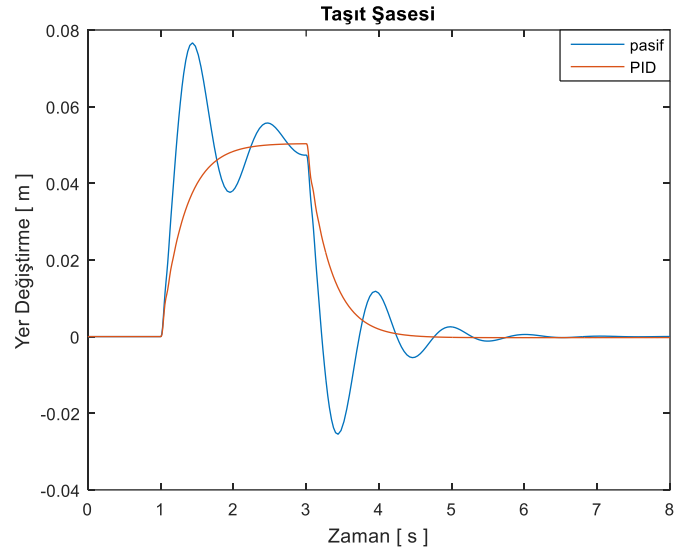
Çizelge 4.2. PID parametreleri (1 bar altında çeyrek taşıt)

P	9766,7
I	10,55
D	12,47
N	100

2 bar basınç altında $k_{hy} = 15500$ N/m için tekerlek kütesinin yer değıştirme-zaman grafiğine Şekil 4.6' da, çeyrek taşıt şasesinin yer değıştirme-zaman grafiğine ise Şekil 4.7' de yer verilmiştir.



Şekil 4.6. Çeyrek taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme-zaman grafiği (2 bar)



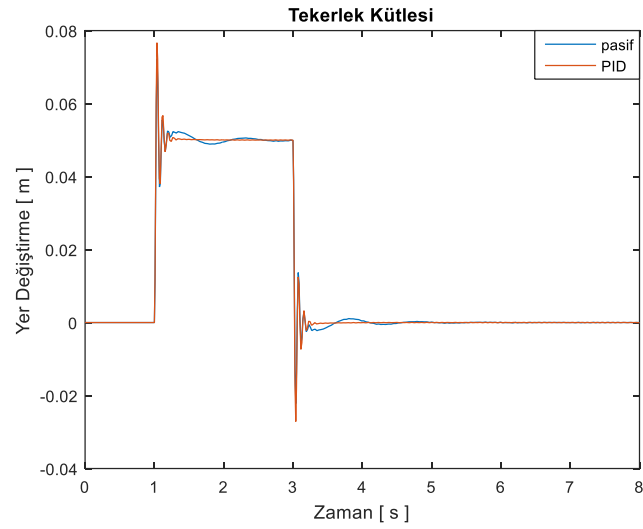
Şekil 4.7. Çeyrek taşıt şasesinin yer değiştirme-zaman grafiği (2 bar)

2 bar basınç altındaki hava yayının çeyrek taşıt modelindeki benzetimlerde uygulanan PID parametreleri Çizelge 4.3' de sunulmuştur.

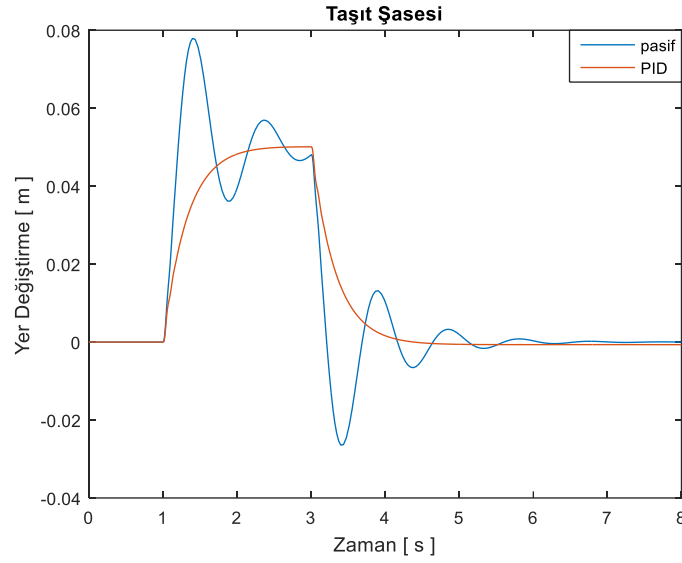
Çizelge 4.3. PID parametreleri (2 bar altında çeyrek taşıt)

P	15450,6
I	11,35
D	6
N	100

3 bar basınç altında $k_{hy}= 18000$ N/m için tekerlek kütesinin yer değiştirme-zaman grafiği Şekil 4.8’ de, çeyrek taşıt şasesinin yer değiştirme-zaman grafiği ise Şekil 4.9’ da verilmiştir. Modele uygulanan PID kontrol parametrelerine ise Çizelge 4.4’ de yer verilmiştir.



Şekil 4.8. Çeyrek taşıt tekerlek kütesi yer değiştirme-zaman grafiği (3 bar)



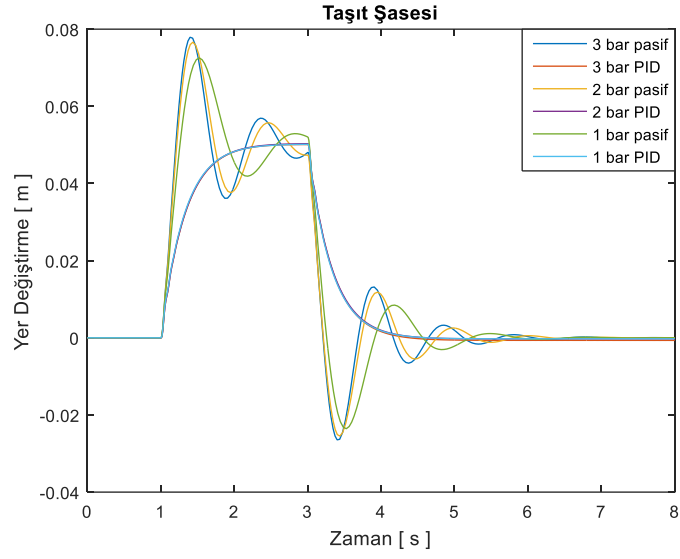
Şekil 4.9. Çeyrek taşıt şase yer değıştirme-zaman grafiği (3 bar)

Çizelge 4.4. PID parametreleri (3 bar altında çeyrek taşıt)

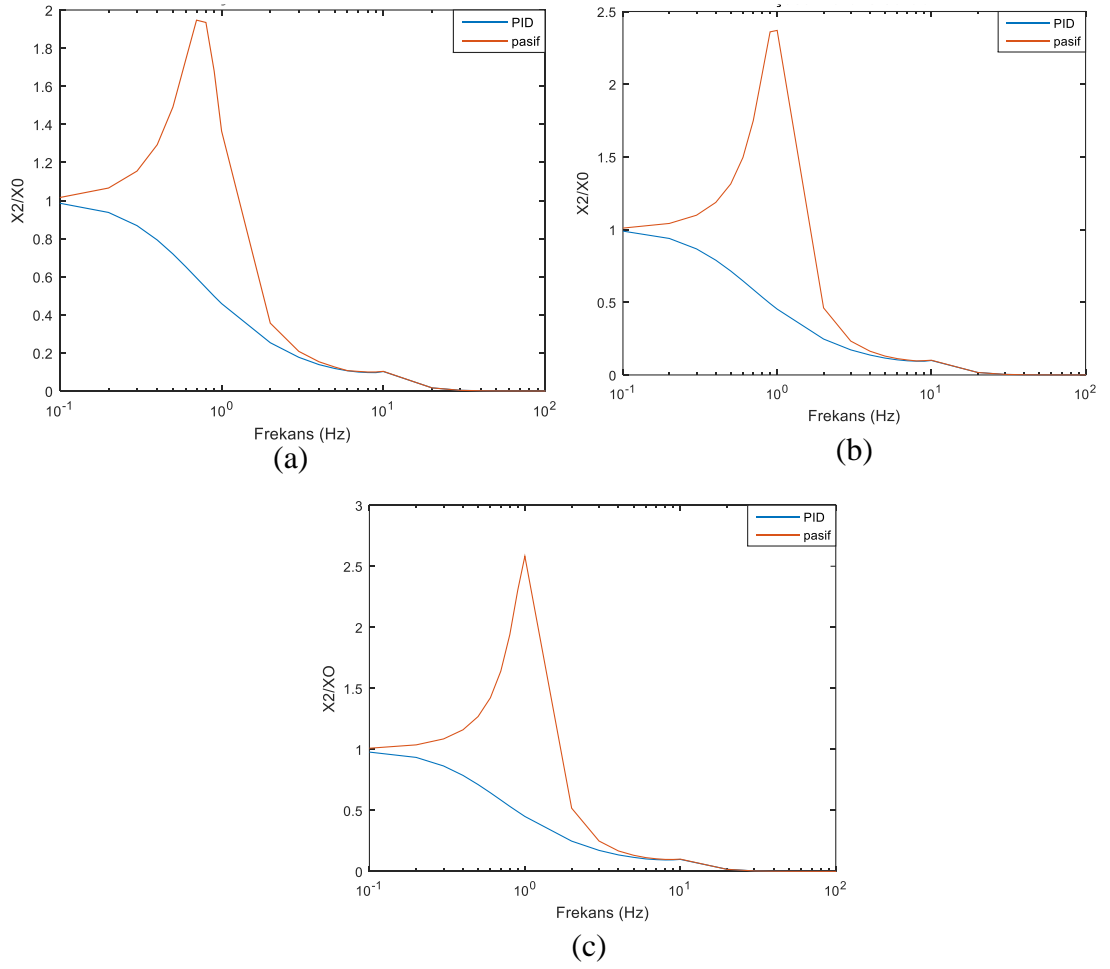
P	17946,97
I	27,45
D	2,6
N	100

Çeyrek taşıt için yapılan benzetimlerde kontrolcü yardımıyla birlikte hava yayının artan basınç altında şaseye iletilen titreşimleri azalttığı, yani sürüş konforunu arttırdığı Şekil 4.9' da açıkça gözlemlenmiştir. Farklı basınç altında benzetimlerin sonuçlarına Şekil 4.10'da, farklı basınç altında çeyrek taşıt şase frekans cevap grafikleri ise Şekil 4.11'de sunulmuştur.

Çeyrek taşıt benzetim sonuçlarına göre hava yayı basıncı arttıkça, artan yay katılığında dolayı sürüş konforun olumsuz yönde etkilenmiştir. Kontrolcü kullanılarak ideal sürüş konforuna ulaşılabileceği gösterilmiştir.



Şekil 4.10. 3 farklı bar için çeyrek taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği



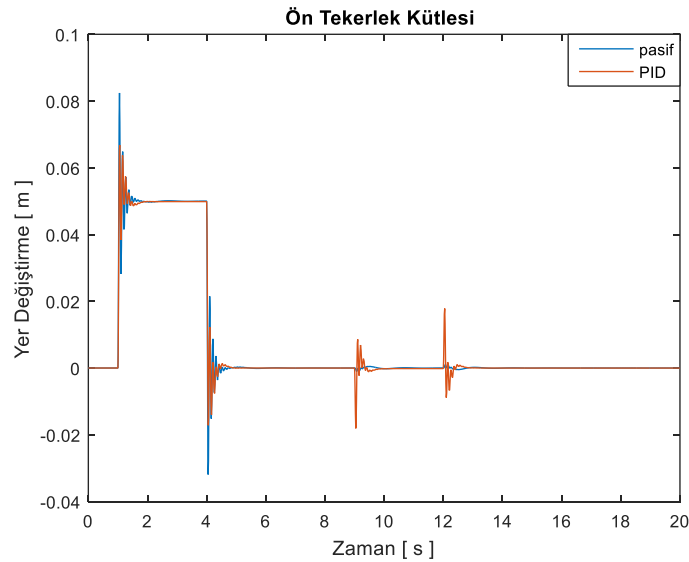
Şekil 4.11. Çeyrek taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1bar b) 2 bar c)3 bar

4.2.2. Yarım Taşıt Benzetim Sonuçları

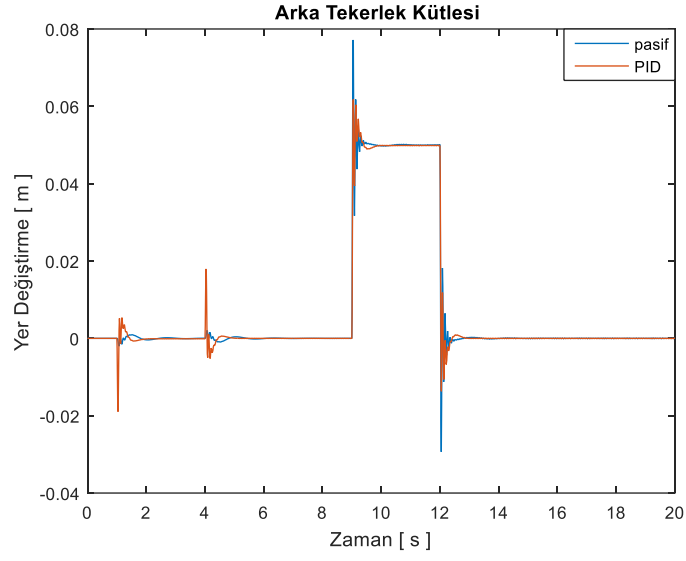
Yarım taşıt benzetim senaryosunda taşıtın kasis karşısındaki hareketlerinin net görülmesi için ön tekerlek kütesine etki eden 0.05 m basamak girişten 6 saniye sonra arka tekerlek kütesine etki ettirilmiştir. 1 bar, 2 bar ve 3 bar için benzetimler gerçekleştirilmiştir. Benzetim için oluşturulan pasif ve aktif simulink modelleri ek 9 ve ek 10 da verilmiştir. Benzetim sonuçlarına ise aşağıda yer verilmiştir. 1 bar basınç altındaki hava yay katılığı ve Çizelge 4.5’de gösterilen kontrolcü parametreleri ile yapılan benzetimler sonucu elde edilen yer değiştirme – zaman grafiklerine, ön tekerlek kütesine için Şekil 4.12’ de, arka tekerlek kütesine için Şekil 4.13’de, baş vurma (yunuslama) hareketi için Şekil 4.14’de ve şase için Şekil 4.15’de yer verilmiştir.

Çizelge 4.5. PID parametreleri (1 bar altında yarım taşıt)

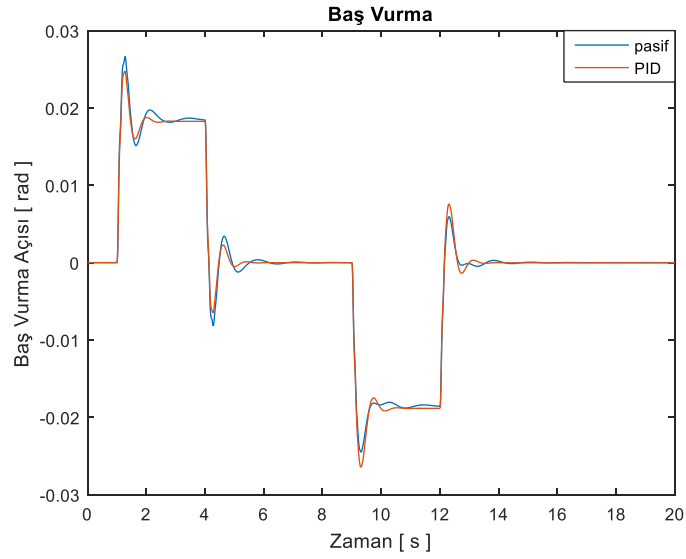
P	2846.01
I	47.64
D	4528.36
N	17.13



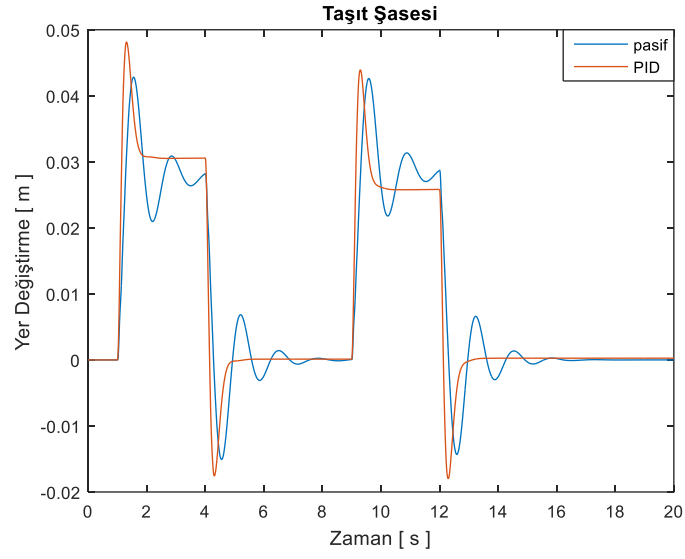
Şekil 4.12. Yarım taşıt ön tekerlek kütesine yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)



Şekil 4.13. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değişikliği – zaman grafiği (1 bar)



Şekil 4.14. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değişikliği – zaman grafiği (1 bar)

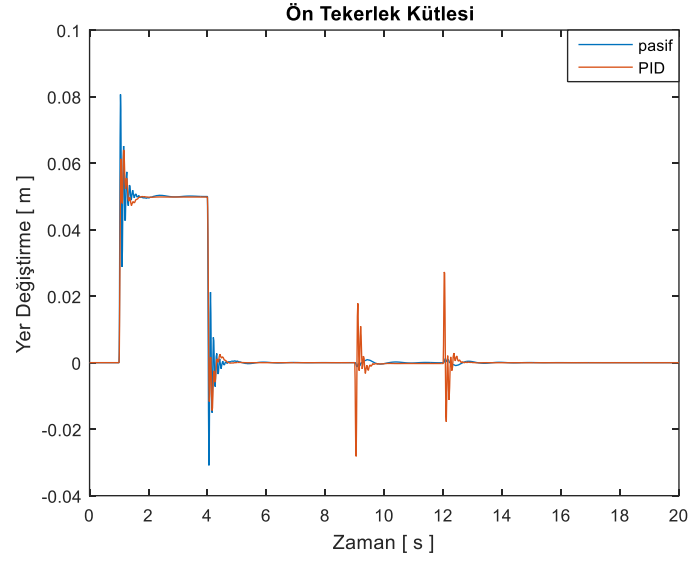


Şekil 4.15. Yarım taşıt şasesi yer değıştirme – zaman grafiği (1 bar)

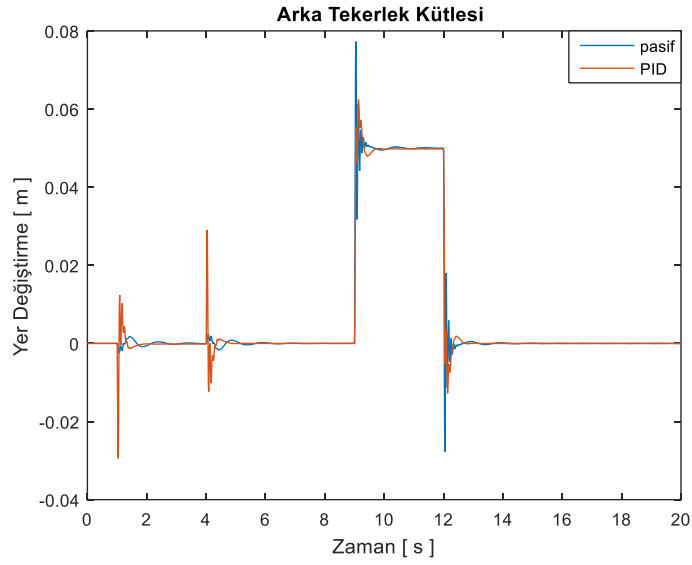
2 bar basınç ve $k_{hy} = 15500$ N/m için Çizelge 4.6’da verilen PID parametreleriyle yapılan benzetim sonuçları Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19’ da sunulmuştur.

Çizelge 4.6. PID parametreleri (2 bar altında yarım taşıt)

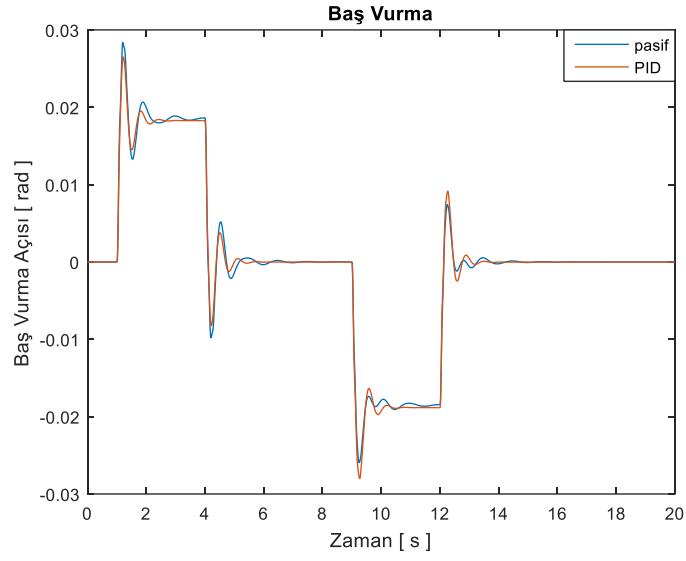
P	4246.01
I	68.68
D	6528.54
N	21.51



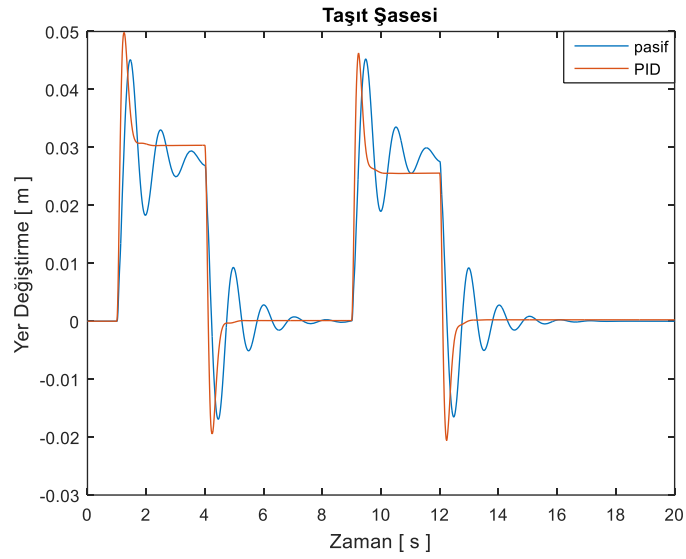
Şekil 4.16. Yarım taşıt ön tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)



Şekil 4.17. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)



Şekil 4.18. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)



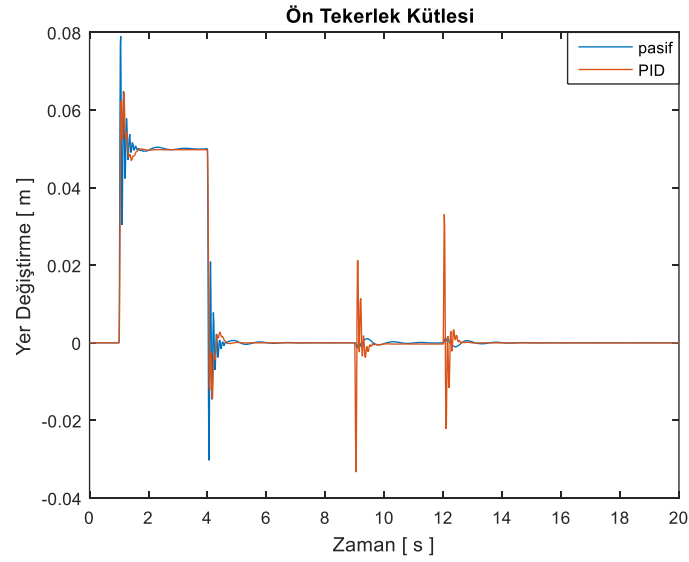
Şekil 4.19. Yarım taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)

3 bar ve $k_{hy} = 18000 \text{ N/m}$ için ve Çizelge 4.7' de gösterilen kontrolcü parametreleri ile yapılan benzetimler sonucu elde edilen yer değiştirme – zaman grafikleri, ön tekerlek kütlesi için Şekil 4.20'de, arka tekerlek kütlesi için Şekil 4.21 'de, baş vurma (yunuslama) hareketi için Şekil 4.22'da ve şase için Şekil 4.23'de sunulmuştur. Farklı

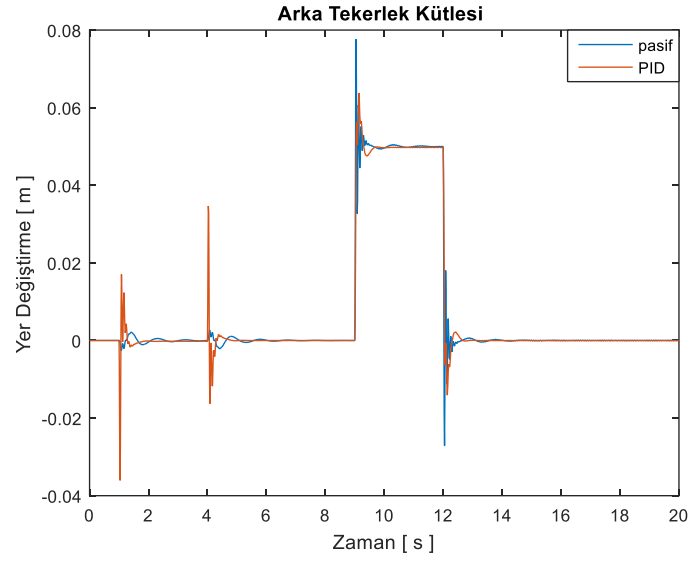
basınç altında yarım taşıt şase yer değıştirme-zaman grafiği ise Şekil 4.24'de sunulmuştur. Farklı basınç altında yarım taşıt şase frekans cevap grafikleri ise Şekil 4.25'de sunulmuştur.

Çizelge 4.7. PID parametreleri (3 bar altında yarım taşıt)

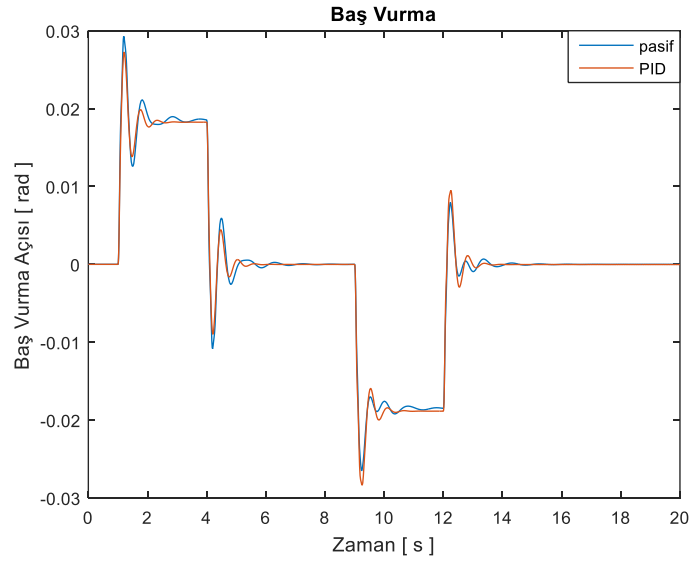
P	5217.11
I	86.56
D	7219.03
N	24.19



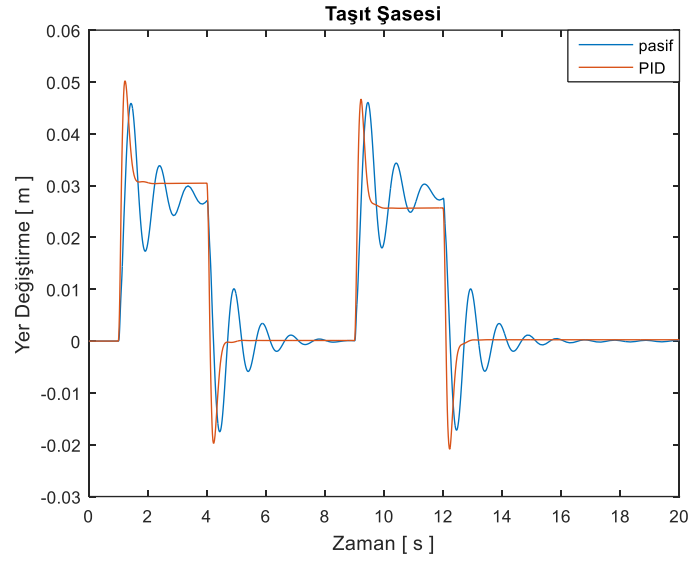
Şekil 4.20. Yarım taşıt ön tekerlek kütlesi yer değıştirme – zaman grafiği (3 bar)



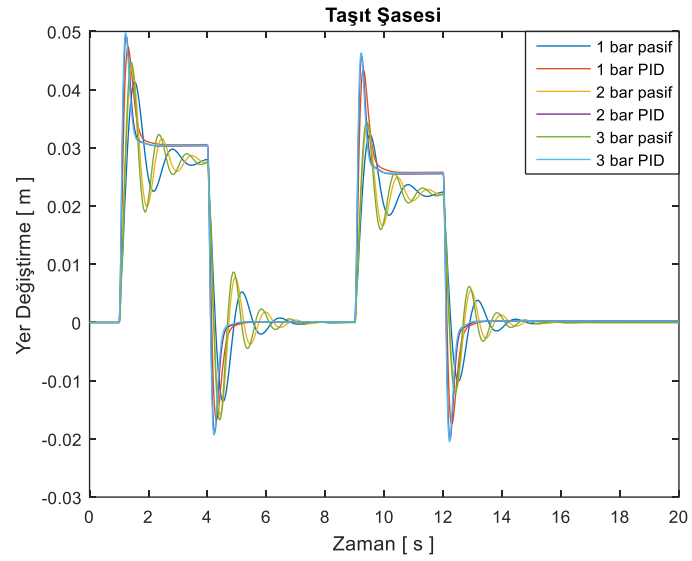
Şekil 4.21. Yarım taşıt arka tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)



Şekil 4.22. Yarım taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)

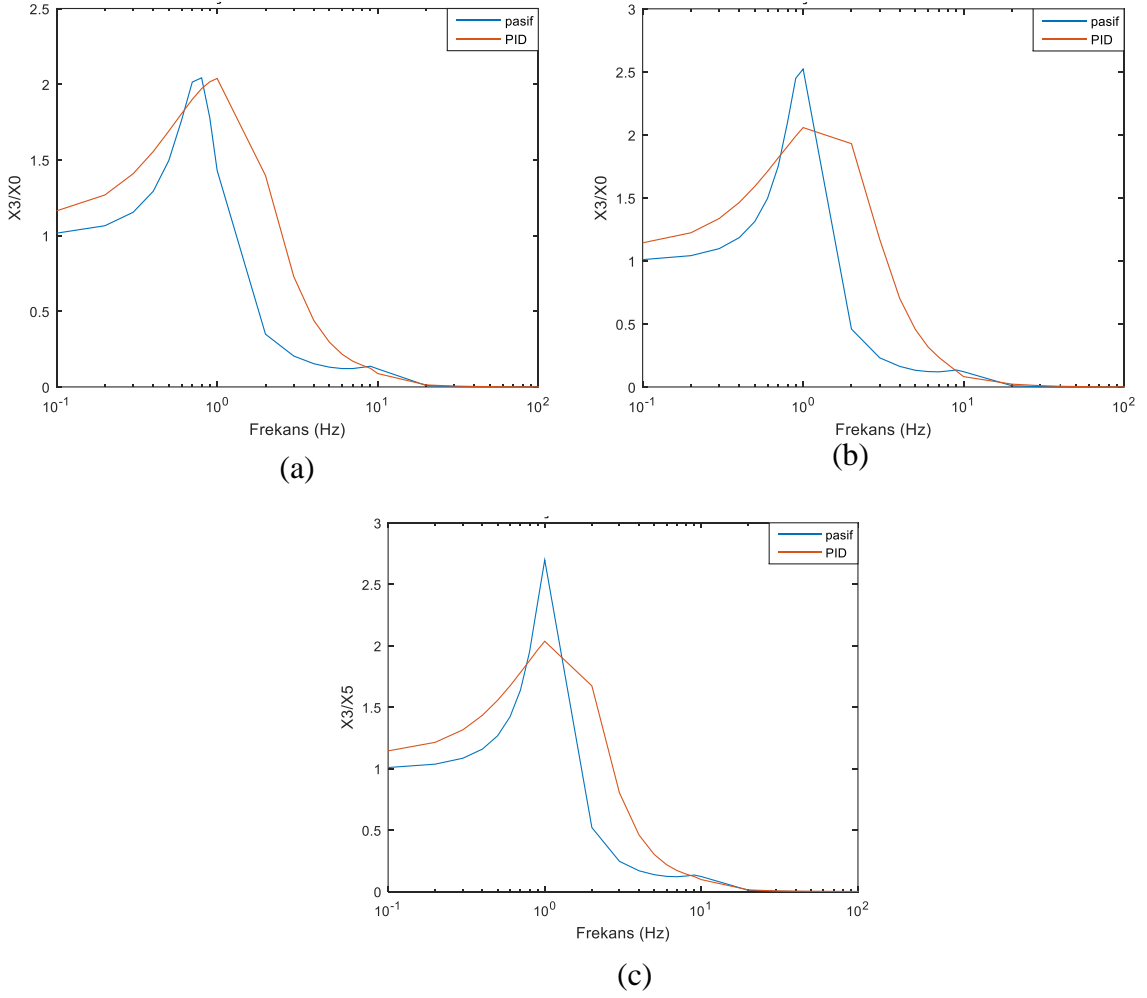


Şekil 4.23. Yarım taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)



Şekil 4.24. 3 farklı bar için yarım taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği

Sürüş konforunda taşıt şasesinin yol ile arasındaki mesafenin sabit kalması önemlidir. Şekil 4.24'de görüldüğü gibi 0.05 metre basamak kasise maruz bırakılan taşıt şasesi, 0.03 metre yer değiştirme gösteriyor ve kasis boyunca düşey salınımlar devam ediyor. Ancak kontrolcü uygulandıktan sonra salınımlar sadece kasise giriş ve çıkışta oluşuyor ve kasis boyunca oluşan düşey salınımlar ortadan kalkıyor.



Şekil 4.25. Yarım taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1 bar için b) 2 bar için c) 3 bar için

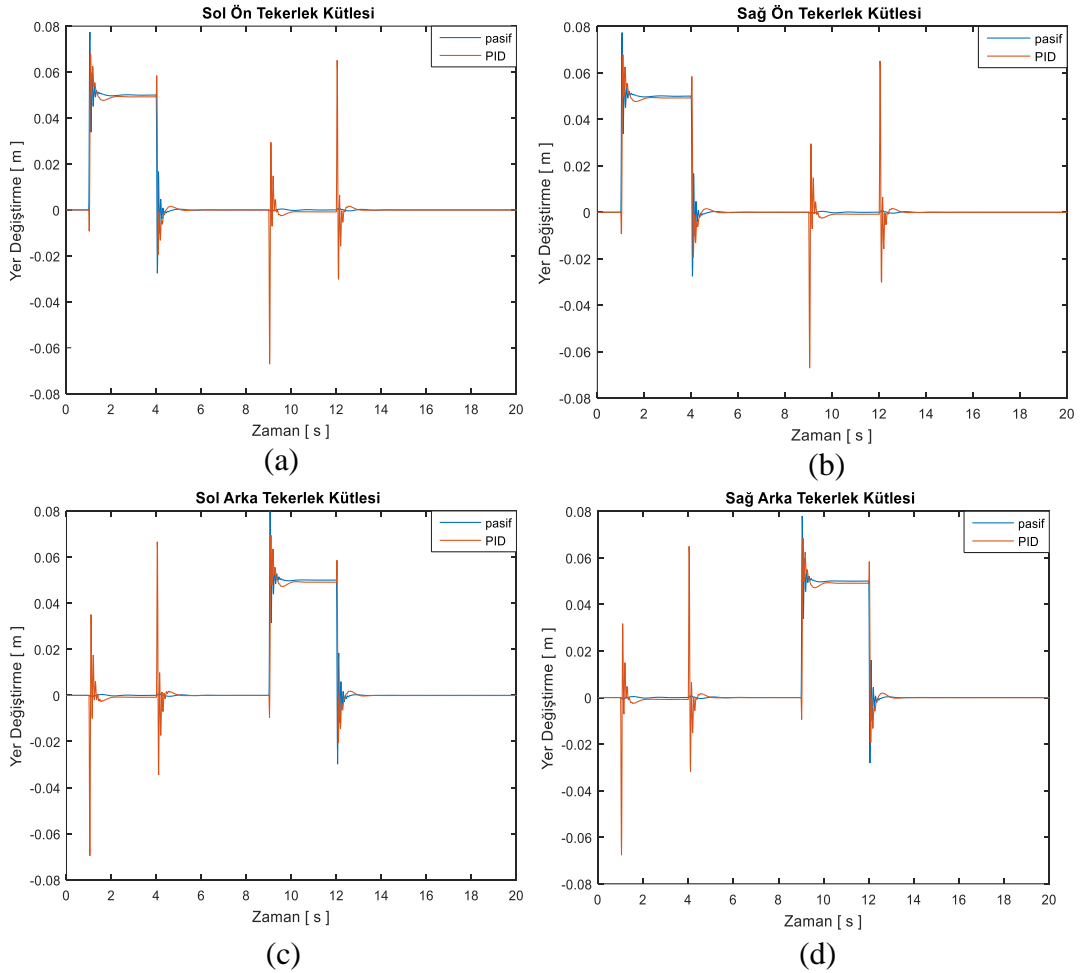
4.2.3. Tam Taşıt Benzetim Sonuçları

Tam taşıt benzetim senaryosu olarak diğer modellerdeki gibi kasis olarak 0.05m basamak giriş uygulanmıştır. Kontrolcü olarak yine PID denetleyicisi kullanılmıştır. 1 bar basınç altında yapılan benzetimlerde Çizelge 4.8'deki PID parametreleri kullanılmıştır. Sağ ve sol tekerlek kütlelerinin yer değiştirme-zaman grafikleri aynıdır Şekil 4.26'da sunulmuştur. Tam taşıt modelinde şase hareketlerine, yarım taşıt modelinde olan baş vurma ve zıplama hareketlerine ek olarak Şekil 4.27' de gösterilen yalpalama (yuvarlanma) hareketi de oluşmaktadır.

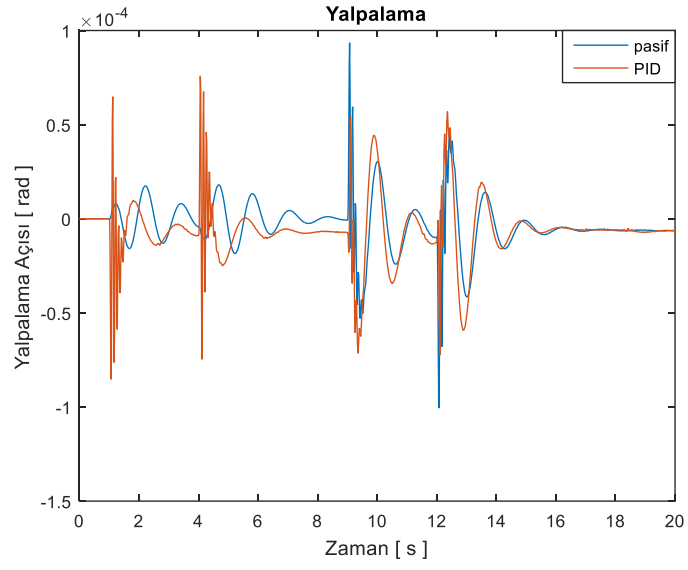
Çizelge 4.8. PID parametreleri (1 bar altında tam taşıt)

P	3689.64
I	44.27
D	5876.56
N	32.65

Sistemin oturma süresi göz önüne alınarak tam taşıt modeli benzetimlerinde ön tekerlek kütlelerinden 5 saniye sonra arka tekerlek kütlelerine etki ettirilmiştir. Benzetim süresi 20 saniye olarak gerçekleştirilmiştir. Tam taşıt modeli için oluşturulan simulink modelleri ek 11 ve ek 12 de verilmiştir.

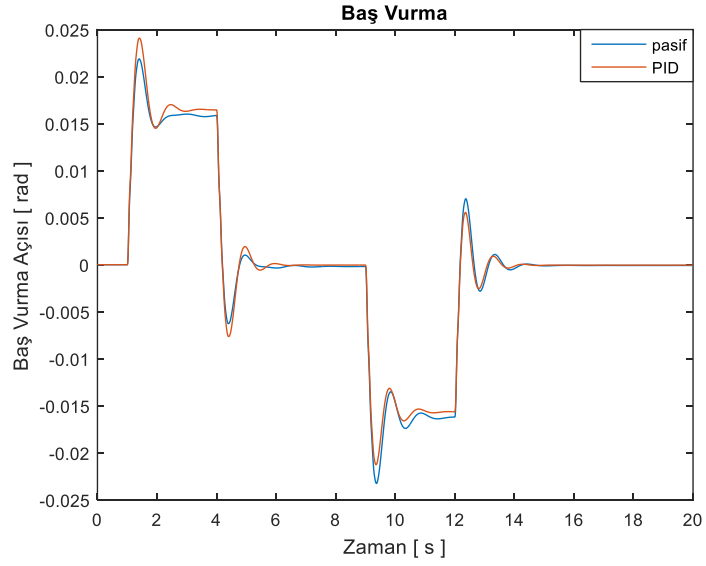


Şekil 4.26. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütle (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütle (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütle (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütle yer değışirme – zaman grafiği (1 bar)

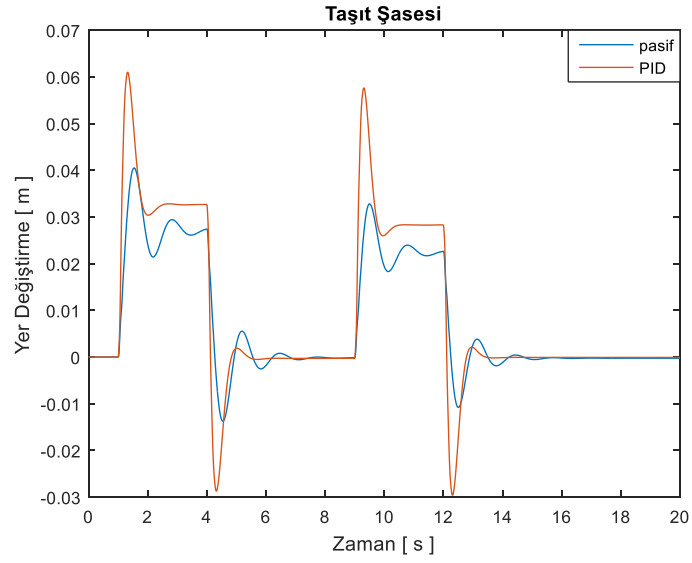


Şekil 4.27. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)

Şekil 4.28’de şase baş vurma hareketi ve Şekil 4.29’da ise şase zıplama hareketinin yer değiştirme-zaman grafiklerine yer verilmiştir.



Şekil 4.28. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)

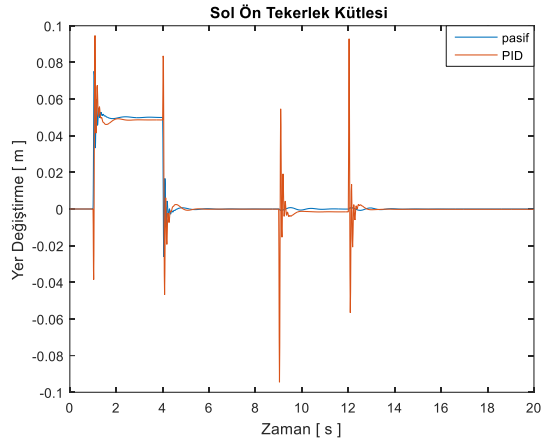


Şekil 4.29. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (1 bar)

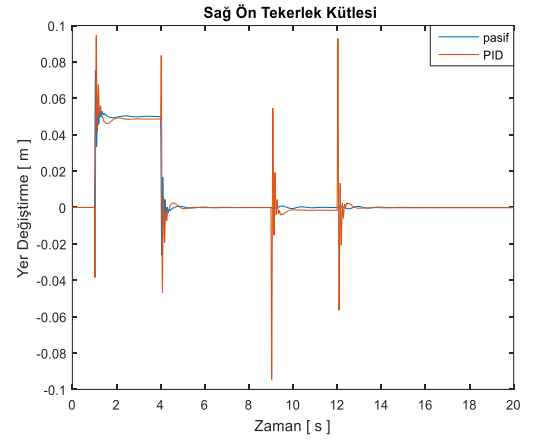
2 bar için yapılan benzetimlerde uygulanan kontrolcü parametreleri Çizelge 4.9’ da sunulmuştur. Benzetimlerle elde edilen grafiklere ise Şekil 4.30, Şekil 4.31, Şekil 4.32, Şekil 4.33’de yer verilmiştir.

Çizelge 4.9. PID parametreleri (2 bar altında tam taşıt)

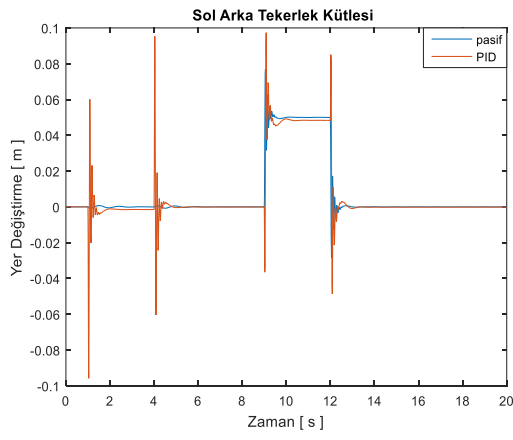
P	6570.57
I	112.36
D	6421.54
N	56.65



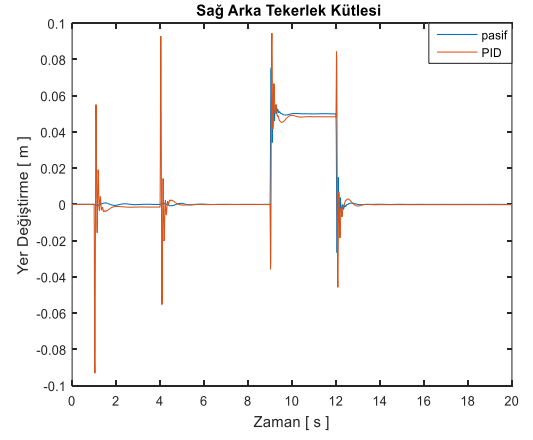
(a)



(b)

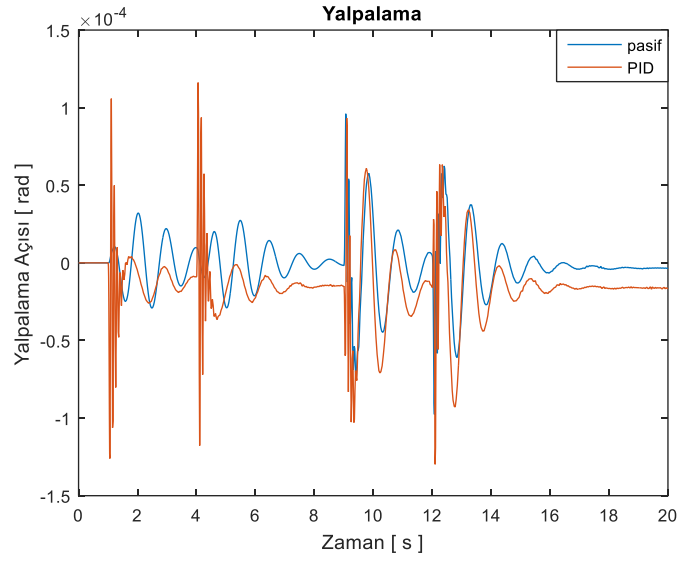


(c)

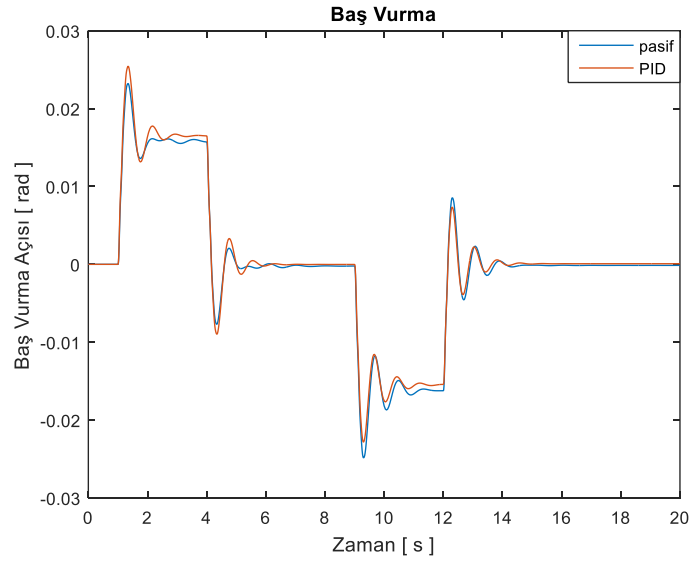


(d)

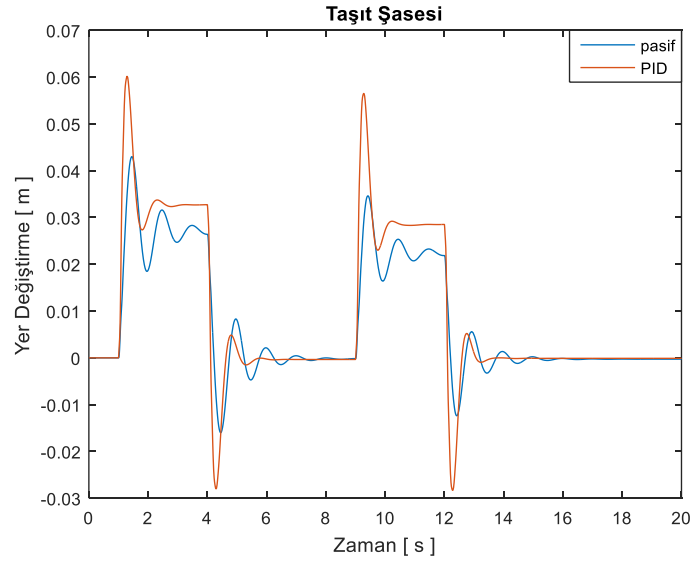
Şekil 4.30. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütlesi (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütlesi (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütlesi (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)



Şekil 4.31. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)



Şekil 4.32. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)

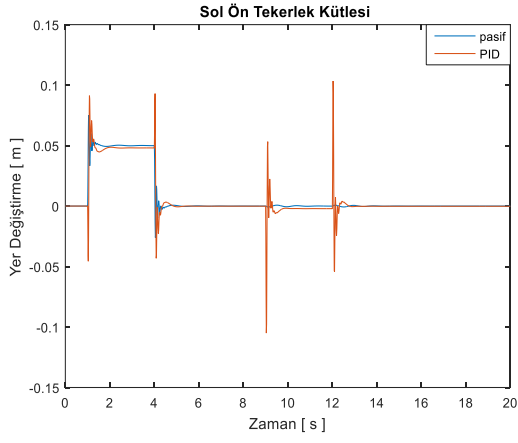


Şekil 4.33. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (2 bar)

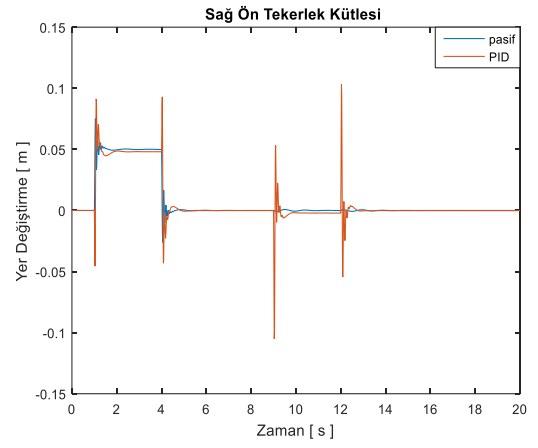
3 bar için yapılan benzetimler ile elde edilen grafikleri Şekil 4.34, Şekil 4.35, Şekil 4.36, Şekil 4.37’de, farklı basınç için tam taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği ise Şekil 4.38’de sunulmuştur. Farklı basınç altında tam taşıt şase frekans cevap grafikleri ise Şekil 4.39’da sunulmuştur. Benzetimlerde uygulanan kontrolcü parametrelerine ise Çizelge 4.10’da yer verilmiştir.

Çizelge 4.10. PID parametreleri (3 bar altında tam taşıt)

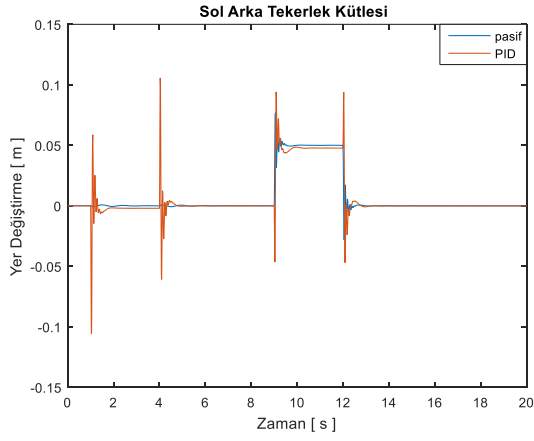
P	9517.13
I	134.51
D	8456.46
N	39.64



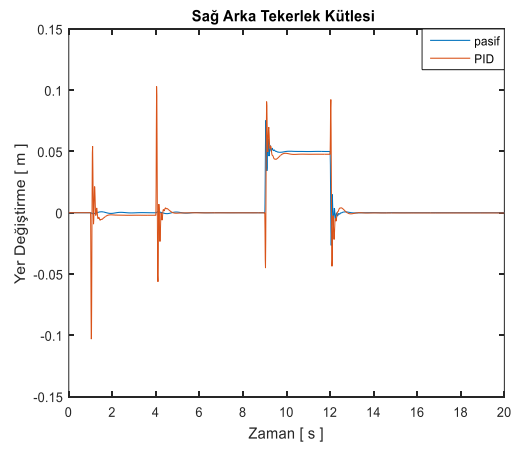
(a)



(b)

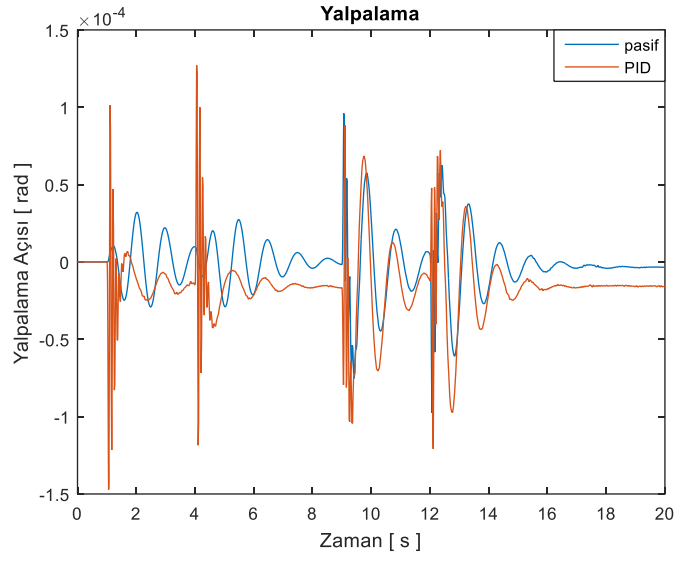


(c)

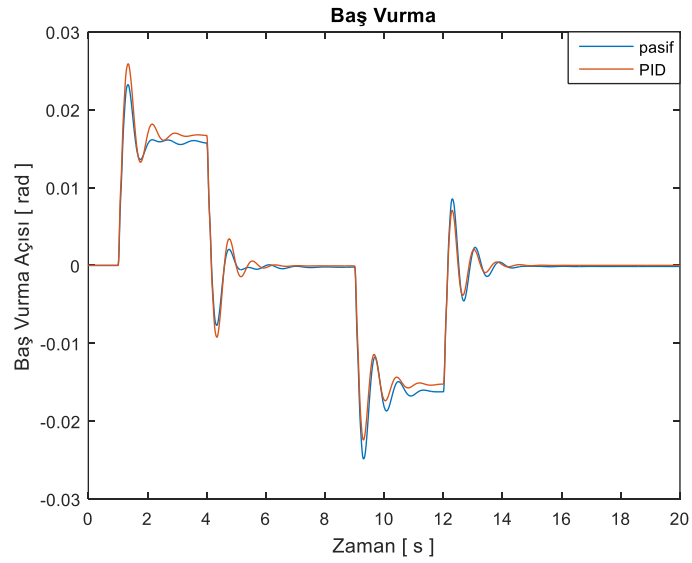


(d)

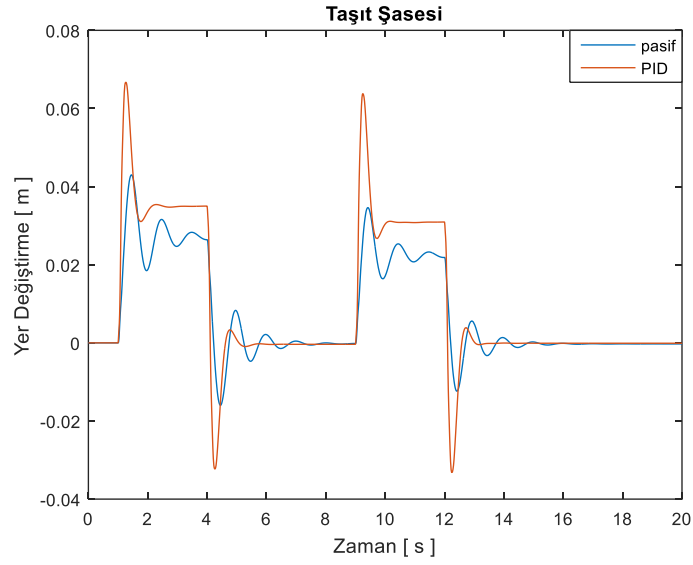
Şekil 4.34. (a) Sol ön tam taşıt tekerlek kütlesi (b) sağ ön tam taşıt tekerlek kütlesi (c) sol arka tam taşıt tekerlek kütlesi (d) sağ arka tam taşıt tekerlek kütlesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)



Şekil 4.35. Tam taşıt yalpalama hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)

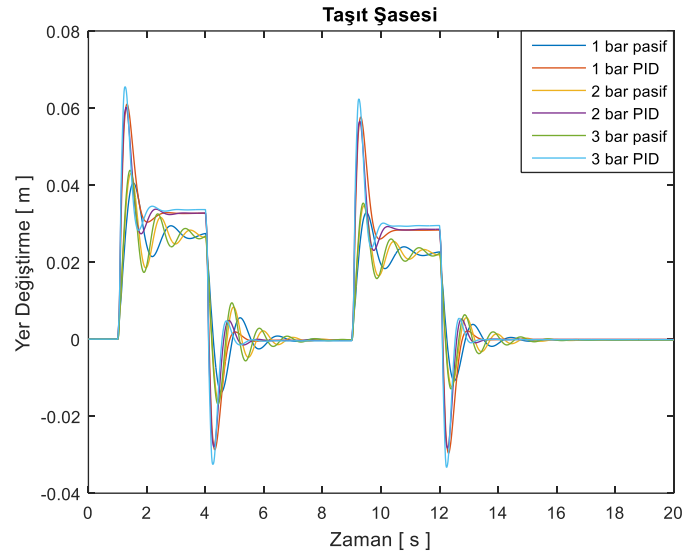


Şekil 4.36. Tam taşıt baş vurma hareketi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)

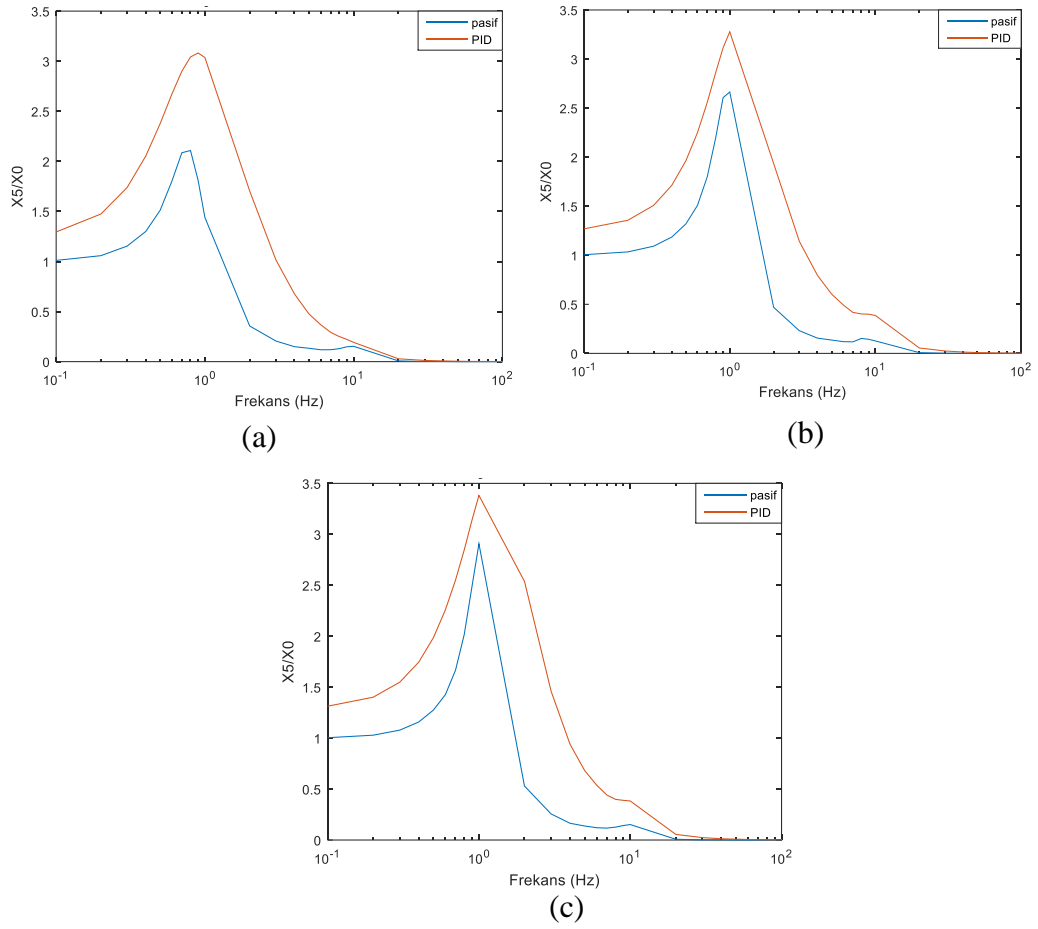


Şekil 4.37. Tam taşıt şasesi yer değiştirme – zaman grafiği (3 bar)

Tam taşıt modelinin benzetimleri sonucu 3 bar için gerçekleştirilen benzetimlerin en iyi sürüş konforu sağladığı belirlenmiştir. Aktif süspansiyon sisteminin sürüş konforunu iyileştirdiği de elde edilen grafikler üzerinden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.38. 3 farklı bar için tam taşıt şase yer değiştirme-zaman grafiği



Şekil 4.39. Tam taşıt şase frekans cevap grafiği a) 1bar b) 2 bar c)3 bar

Tam taşıt benzetim sonuçları Şekil 4.38' de görüldüğü gibi aktif sistemde, tam taşıt şasesinin düşey salınımları ortadan kaldırılıp sürüş konforunda iyileşme sağlanmıştır.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Binek araçlarda hava yayı kullanan aktif süspansiyon sisteminin ve hava yayı katılık parametrelerinin sistem performansına etkisinin incelenmesi adlı bu çalışmada, yol pürüzlülüklerinden dolayı taşıt şasesinin maruz kaldığı titreşimlerin modellenmesi yapılmıştır.

Benzetimlerde kullanılan hava yayının, yay sabiti yapılan deneylerle elde edilmiştir. Deneyler sırasıyla 1 bar,2 bar ve 3 bar basınç altında icra edilmiştir. Deneyler sonucunda hava yayı içindeki basınç arttıkça, hava yayının yay katılığının da arttığı gözlemlenmiştir. Hava yayı üretici firmasının kataloğunda yer alan hava yayı katılığındaki değerlere göre % 3 lük bir sapma meydana gelmiştir. Bu sapmanın, deney düzeneğinin dış etkilerden yeteri kadar izole edilemediğinden oluştuğu düşünülmektedir.

Literatürde iki serbestlik dereceli çeyrek, dört serbestlik dereceli yarım ve yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeli olarak adlandırılan üç modele hava yayı ilave edilmiştir. Oluşturulan bu modeller için hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu modeller için pasif ve aktif olarak MATLAB/ Simulink kullanılarak benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Yol girdisini temsil eden basamak giriş (0.05m) ile benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Frekans cevabı sonuçları için 0.05 genliğe sahip farklı frekanslardaki sinüs girişi uygulanmıştır.

Aktif süspansiyon sistemlerinde çeyrek taşıt için LQR kontrol yöntemine göre PID kontrol yöntemi daha uygun olduğundan, tüm modellere kontrolcü olarak PID denetim sistemi uygulanmıştır. PID parametreleri MATLAB/Simulink arayüzündeki PID tunning ile belirlenmiştir. Benzetim sonuçları her üç model şase titreşimleri için de iyileştirme göstermiştir. Benzetimler sonucu, çeyrek taşıt modelinde taşıt şasesinin yer değiştirmeleri, hava yayı 2 bar ve 3 bar basınç altında iken yakın sonuç verirken, elde edilen bu sonuçlar 1 bar basınçta benzetimi yapılan şase yer değiştirmesine göre %17 daha iyi sonuç vermiştir. Frekans cevabında ise çeyrek taşıtta titreşim modunun bastırıldığı görülmüştür.

Benzer durumda yarım taşıt modelleri şase yer değiştirmeleri farklı olduğu görülmüştür. Fakat buradaki farklılık çeyrek taşıttaki kadar çok olmayıp % 6 civarında kalmıştır. Yarım taşıt baş vurma hareketinde ise iyileştirme tüm basınç değerleri için % 2 civarı olmuştur.

Yarım ve tam taşıt modellerinde, araç aks boyuna bağlı olarak ön ve arka tekerleklerde meydana gelen faz farkı dikkate alınarak yol girdisi uygulanmıştır.

Tam taşıt modelinde, yarım taşıt modeline ek olarak yalpalama (yuvarlanma) hareketi de eklenmiştir. Ancak yalpalama hareketindeki değişimler ihmal edilebilir seviyede olduğundan sürüş konforuna etki etmeyeceği düşünülmektedir. Tam taşıt şasesinin yer değiştirme grafiklerinde ise aktif şase kontrolü ile sırasıyla %33, %40 ve % 55 iyileştirme görülmektedir.

Yapılan bu analizler neticesinde sistem parametrelerine bağlı olarak değişim gösteren konum değerlerinin araç konforunun aktif süspansiyon sistemleri ile kontrol edilerek dinamik konforun iyileştirilebileceği, sabit değerli parametrelere sahip pasif süspansiyon sistemlerinde konfor şartlarının kısıtlı olarak iyileştirilebileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Abid, H. J., Chen, J., Nassar, A. A. 2015.** Equivalent air spring suspension model for quarter-passive model of passenger vehicles. *International Scholarly Research Notices*, 2015: 1-6.
- Ahmed, M. I., Hazlina, M. Y., Rashid, M. M. 2016.** Mathematical modeling and control of active suspension system for a quarter car railway vehicle. *Malaysian Journal of Mathematical Sciences*, 10: 227–241.
- Aly, A.A. 2012.** Car suspension control systems: basic principals. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 1: 41-45.
- Anonim, 2012.** Suspension systems and components. Indian Institute of Technology Delhi. Available from: http://web.iitd.ac.in/achawla/public_html/736/15-Suspension_systems_and_components_v2.pdf (Erişim tarihi: 10 February 2018).
- Anonim, 2016.** Magic body control. <https://www.mercedes-benz.com.tr/passengercars/mercedes-benz-cars/models/s-class/saloon/comfort.pi.html/> [mercedes-benz-cars/models/s-class/saloon/comfort/chassis/](https://www.mercedes-benz.com.tr/passengercars/mercedes-benz-cars/models/s-class/saloon/comfort/chassis/) magicbodycontrol (Erişim tarihi: 1 Eylül 2016).
- Anonim, 2019.** Firestone Air Ride Design Guide. Amerika. <https://www.firestoneip.com/> (Erişim tarihi: 13 Eylül 2019).
- Asami T., Yokota Y., Ise T., Honda I., Sakamoto H. 2013.** Theoretical and experimental analysis of the nonlinear characteristics of an air spring with an orifice. *Journal of Vibration and Acoustics*, 135: 011012-1-8.
- Asami T., Yokota Y., Ise T., Honda I., Sakamoto H. 2013.** An approximate formula to calculate the restoring and damping forces of an air spring with a small pipe. *Journal of Vibration and Acoustics*, 135: 051029-1-9.
- Bao, W.-N., Chen, L.-P., Zhang, Y.-Q., Zhao, Y.-S. 2012.** Fuzzy adaptive sliding mode controller for an air spring active suspension. *International Journal of Automotive Technology*, 13: 1057–1065.
- Bauer, W. 2011.** *Hydropneumatic Suspension Systems* 1st ed. Heidelberg: Springer.
- Bayraktar, M., Guclu, R., Metin, M. 2009.** Trends in the Development of Machinery and Associated Technology. 13th International Research/Expert Conference, 16-21 October 2009, Tunisia.
- Cao, X., Cao, L., Wang, D. 2015.** The exact linearization and lqr control of semiactive connected hydropneumatic suspension system. *Journal of Control Science and Engineering*, 2015: 1-10.

Deprez, K., Moshou, D., Anthonis, J., De Baerdemaeker, J., Ramon, H. 2005. Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and Electronics in Agriculture*, 49: 431–440.

Dong, M., Luo, Z. 2015. Statistical linearization on 2 dofs hydropneumatic suspension with asymmetric non-linear stiffness. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 28: 504-510.

Elbeheiry, E. M., Karnopp, D. C., Elaraby, M. E., Abdelraaouf, A. M. (1995). Advanced ground vehicle suspension systems– a classified bibliography. *Vehicle System Dynamics*, 24: 231-258.

Erol, B., Delibaşı, A. 2014. Aktif süspansiyon sistem modelinin kestirimi. Tok 2014, 11-13 Eylül 2014, Kocaeli.

Facchinetti, A., Mazzola, L., Alfi, S., Bruni, S. 2010. Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort. *Vehicle System Dynamics*, 48: 429–449.

Gokul Prasad, S., Malar Mohan, K. 2019. A contemporary adaptive air suspension using LQR control for passenger vehicles. *ISA Transactions*, 93: 244-254.

Graf, C., Maas, J., Pflug H. 2010. Force-controlled air spring suspension. 5th IFAC Symposium on Mechatronic Systems, Sept 13-15, 2010, Cambridge, MA, USA.

Han, C., Choi, S. B., Lee, Y.S., Kim, H.T., Kim C.H. 2018. A new hybrid mount actuator consisting of air spring and magneto-rheological damper for vibration control of a heavy precision stage. *Sensors and Actuators A: Physical*, 284: 42–51.

Holtz, M. W., Van Niekerk, J.L. 2010. Modelling and design of a novel air-spring for a suspension seat. *Journal of Sound and Vibration*, 329: 4354–4366.

Jancirani, J., Sathishkumar, P., Eltantawie, M., John, D., 2015. Comparison of air spring actuator and electro-hydraulic actuator in automotive suspension system. *Int. J. Vehicle Structures & Systems*, 7: 36-39.

Kazemeini, A. 2013. Improving Control Mechanism of an Active Air-Suspension System. *Master of Science in Mechanical Engineering*, Eastern Mediterranean University, Gazimağusa, North Cyprus.

Kılıç, M.E. 2012. Örnek bir taşıt için havalı süspansiyon sistemi tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Kim, H., Lee H. 2011. Height and leveling control of automotive air suspension system using sliding mode approach. *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, 60: 2027-2041.

Küçük, K., Yurt, H.K., Arıkan, K.B., İmrek, H. 2014. 8x8 ağır ticari taşıt hidro pnömatik süspansiyon sisteminin modellenmesi. Otekon'14, 26–27 Mayıs 2014, Bursa.

Lee, S. J. 2010. Development and analysis of an air spring model. *International Journal of Automotive Technology*, 11: 471–479.

Leluzzi, M., Turco, P., Montiglio, M. 2006. Development of a heavy truck semi-active suspension control. *Control Engineering Practice*. 14: 305–312.

Li, H., Tang, C., Yang, D., Tao, X. 2009. Simulation of semi-active air suspension Based on neural network-adaptive control algorithm. 2009 Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, 10 - 11 October 2009, Zhangjiajie, China.

Li, Y., He, L., Shuai, C., Wang, C. 2017. Improved hybrid isolator with maglev actuator integrated in air spring for active-passive isolation of ship machinery vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 407: 226–239.

Longhurst, C.J. 2015. The Suspension Bible. Available from: http://www.carbibles.com/suspension_bible.html (10 February 2015).

Löcken, F., Welsch, M. 2015. The dynamic characteristic and hysteresis effect of an air spring. *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, 20: 127-145.

Macfarlane, A. B.S. 2016. Modular Electric automatic guided vehicle suspension drive unit. MEng in the Faculty of engineering, Nelson Mandela Metropolitan University, South Africa.

Moheyeldein, M.M., Abd-El-Tawwab, A. M., Abd El-gwwad, K.A., Salem, M.M.M. 2018. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension. *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, 7: 525–534.

Nagai, M., Moran, A., Tamura, Y., Koizumi S. 1997. Identification and control of nonlinear active pneumatic suspension for railway vehicles, using neural networks. *Control Eng. Practice*, 5: 1137-1144.

Nieto, A.J., Morales, A.L., Gonzalez, A., Chicharro, J.M., Pintado, P. 2008. An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization. *Journal of Sound and Vibration*, 313: 290–307.

Nieto, A.J., Morales, A.L., Trapero, J.R., Chicharro, J.M., Pintado, P. 2011. An adaptive pneumatic suspension based on the estimation of the excitation frequency. *Journal of Sound and Vibration*, 330: 1891–1903.

Omar, M., El-kassaby, M.M., Abdelghaffar, W. 2017. A universal suspension test rig for electrohydraulic active and passive automotive suspension system. *Alexandria Engineering Journal*, 56: 359–370.

Quaglia, G., Sorli, M. 2001. Air suspension dimensionless analysis and design procedure. *Vehicle System Dynamics*, 35: 443-475.

Poornamohan, P., Kishore, L. T. 2012. Design and analysis of a shock absorber. *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4: 578- 592.

Presthus, M. 2002. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation. *Master of Science programme*, Lulea University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering Division of Fluid Mechanics.

Rao, K.D. 2014. Modeling, Simulation and control of semi active suspension system for automobiles under matlab simulink using pid controller. Third International Conference on Advances in Control and Optimization of Dynamical Systems, March 13-15, 2014. Kanpur, India.

Razdan, S., Pathak, CS., Bhawe, SY., Awasare, PJ. 2018. Mathematical modeling and simulation of quarter car model of an active air suspension. *International Journal of Academic Research and Development*, 3: 63-69.

Robinson, W.D., Kelkar, A.G., Vogel, J.M. 2012. Modeling and identification of a pneumatic air spring-valve-accumulator system for semi-active suspension control. ASME 2012 5th Annual Dynamic Systems and Control Conference joint with the JSME 2012 11th Motion and Vibration Conference, October 17-19, 2012, Fort Lauderdale, Florida, USA.

Robinson, W.D., Kelkar, A.G., Vogel, J.M. 2013. Semi-active control methodology for control of air spring-valve-accumulator system. ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference, October 21-23, 2013, Palo Alto, California, USA.

Sağlam, F., Ünlüsoy, Y.S. 2015. Birbirine bağlı hidro-pnömatik süspansiyon sistemlerinin araç performansına etkisi. Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, 14-17 Haziran 2015, İzmir.

Sathishkumar, P., J. Jancirani, John, D., Arun, B. 2015. Simulation of electrical actuator and air spring actuator controlled suspension systems for automotive vehicles. *Int. J. Vehicle Structures & Systems*, 7: 123-127.

Shimozawa, K., Tohtake, T. 2008. An air spring model with non-linear damping for vertical motion. *Qr of RTRI*, 49: 209-214.

Sun, X., Yuan, C., Cai, Y., Wang, S., Chen, L. 2017. Model predictive control of an air suspension system with damping multi-mode switching damper based on hybrid model. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 94: 94–110.

Tandel, A., Deshpande, A.R., Deshmukh, S.P., Jagtap, K. R. 2014. Modeling, analysis and pid controller implementation on double wishbone suspension using simmechanics and simulink. 12th Global Congress on Manufacturing and Management, 8 - 10 December 2014, India.

Tesfay, A.H. , Goel, V.K. 2015. Analysis of semi-active vehicle suspension system using airspring and MR damper. 3rd International Conference of Mechanical Engineering Research, 18–19 August 2015, Kuantan, Pahang, Malaysia.

Wang, S.,Yin, C., Zhao H. 2012. Matching of suspension damping and air spring based on multi-body dynamic model. *IERI Procedia*, 3: 15–21.

Wakui, S. 2003. Incline compensation control using an air-spring type active isolated apparatus. *Precision Engineering*, 27: 170–174.

Wong, P. K., Xie, Z., Zhao, J., Xu, T., He F. 2014. Analysis of automotive rolling lobe air spring under alternative factors with finite element model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28: 5069-5081.

Xiao, J., Kulakowski, B.T. 2003. Sliding mode control of active suspension for transit buses based on a novel air-spring model. The American Control Conference, June 4-6, 2003, Colorado.

Xie, Z., Wong, P. K., Zhao, J., Xu, T., Wong, K. I., Wong H. C. 2013. A noise-insensitive semi-active air suspension for heavy-duty vehicles with an integrated fuzzy wheelbase preview control. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013: 1-12.

Xu, G., Zhang, N., Roser, H. M. 2015. Roll and pitch independently tuned interconnected suspension: modelling and dynamic analysis. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 53: 1830–1849.

Yin, Z., Khajepour, A., Cao, D., Ebrahimi, B., Guo K. 2012. A new pneumatic suspension system with independent stiffness and ride height tuning capabilities. *Vehicle System Dynamics*, 50: 1735-1746.

Yuexia, C., Long, C., Ruochen, W., Xing, X., Yujie, S., Yanling. L. 2016. Modeling and test on height adjustment system of electrically-controlled air suspension for agricultural vehicles. *Int J Agric & Biol Eng*, 9: 40-47.

Yüksel, İ. 2016. Otomatik kontrol:Sistem dinamiği ve denetim sistemleri. Türkiye, 401 s.

Zhu, H., Yang, J., Zhang, Y., Feng, X. 2017. A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping. *Journal of Sound and Vibration*, 408: 87–104.

Zhu, H., Yang, J., Zhang Y. 2018. Modeling and optimization for pneumatically pitch-interconnected suspensions of a vehicle. *Journal of Sound and Vibration*, 432: 290-309.

EKLER

EK 1	Servo Motor Teknik Bilgileri
EK 2	Motor Sürücü Teknik Bilgileri
EK 3	Basınç Ayar Valfi Teknik Bilgileri
EK 4	Yük Hücresi Teknik Bilgileri
EK 5	İndikatör Teknik Bilgileri
EK 6	Konum Algılayıcı Teknik Bilgileri
EK 7	Pasif Çeyrek Taşıt Simulink Modeli
EK 8	Aktif Çeyrek Taşıt Simulink Modeli
EK 9	Pasif Yarım Taşıt Simulink Modeli
EK 10	Aktif Yarım Taşıt Simulink Modeli
EK 11	Pasif Tam Taşıt Simulink Modeli
EK 12	Aktif Tam Taşıt Simulink Modeli
EK 13	LQR Kontrol Çeyrek Taşıt Simulink Modeli
EK 14	LQR Kontrol Çeyrek Taşıt Benzetim Parametreleri
EK 15	Çeyrek Taşıt Benzetim Parametreleri
EK 16	Yarım Taşıt Benzetim Parametreleri
EK 17	Tam Taşıt Benzetim Parametreleri
EK 18	Deneyde Kullanılan Hava Yayısı Teknik Bilgileri
EK 19	Deneyde Kullanılan Hava Yayısı Yay Katsayısı Çizelgesi
EK 20	Hava Yayısı Katalog Verilerine Göre Yapılan Çeyrek Taşıt Benzetim Sonuçları
EK 21	Hava Yayısı Katalog Verilerine Göre Yapılan Yarım Taşıt Benzetim Sonuçları
EK 22	Hava Yayısı Katalog Verilerine Göre Yapılan Tam Taşıt Benzetim Sonuçları

EK 1 Servo Motor Teknik Bilgileri

MSME082G1U | MINAS A5 Family Servo Motor



*Photo may vary from actual product.

RoHS compliant

Part Number	MSME082G1U
Product	Servo Motor
Details	Low inertia, Connector type, IP67
Product name	MINAS A5 Family Servo Motor
Features	Servo motor that bring out potential of the machine.

Spec Detail

Item	Specifications
Part Number	MSME082G1U
Details	Low inertia, Connector type, IP67
Family Name	MINAS A5
Series	MSME Series
Type	Low inertia
Protection class	IP67
About Enclosure	Except rotating portion of output shaft and connecting pin part of the motor connector and the encoder connector.
Environmental Conditions	For more details, please refer to the instruction manual.
Flange sq. dimension	80 mm sq.
Flange sq. dimension (Unit:mm)	80
Motor lead-out configuration	Connector
Motor encoder connector	Connector
Power supply capacity (kVA)	1.3
Voltage specifications	200 V
Rated output	750 W
Rated current (A (rms))	4.1
Holding brake	without
Mass (kg)	2.3
Oil seal	with
Shaft	Key-way, center tap
Rated torque (N · m)	2.4
Momentary Max. peak torque (N · m)	7.1

Before purchasing our products

- This datasheet is downloaded from Panasonic Automation Controls Website.
- Specifications and design of the products are subject to change without notice for the product improvement.
- For more detail of this product, please contact us or consult to the dealer from whom you have purchased this product.

Panasonic Corporation Industrial Device Business Division
industrial.panasonic.com/ac/ae

EK 2 Motor Sürücü Teknik Bilgileri

MCDHT3520 | MINAS A5 Family Servo Driver



*Photo may vary from actual product.

RoHS compliant

Part Number	MCDHT3520
Product	Servo Driver
Details	A5 series Speed, Position, Torque, Full-closed type with the safety function
Product name	MINAS A5 Family Servo Driver
Features	Servo motor that bring out potential of the machine.

Spec Detail

Item	Specifications
Part Number	MCDHT3520
Details	A5 series Speed, Position, Torque, Full-closed type with the safety function
Family Name	MINAS A5
Series	A5 series
Type	Speed, Position, Torque, Full-closed type
Frame	C-Frame
Frequency response	2.3 kHz
Control method	Position control, Velocity control, Torque control, and Full-closed control
Safety Function	with
Power device Max. current rating	30A
Current detector current rating	20A
Supply voltage	Single/3-phase 200 V
IF Classification of type	Analog/Pulse
Dimensions (W) (Unit: mm)	65
Dimensions (H) (Unit: mm)	150
Dimensions (D) (Unit: mm)	170
Mass (kg)	1.6
Environment	For more details, please refer to the instruction manual.

Basic Specifications

Item	Specifications
Input power: Main circuit	Single/3-phase 200 to 240V +10% -15% 50/60 Hz

Before purchasing our products

- This datasheet is downloaded from Panasonic Automation Controls Website.
- Specifications and design of the products are subject to change without notice for the product improvement.
- For more detail of this product, please contact us or consult to the dealer from whom you have purchased this product.


Panasonic Corporation Industrial Device Business Division
industrial.panasonic.com/ac/ae


EK 3 Basınç Ayar Valfi Teknik Bilgileri

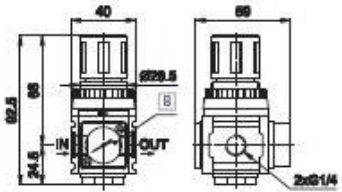
HZE	R - Regulator	<small>www.u.com.tr</small>			
Size	0	1		2	
Part no.	HZE0R08GM	HZE1R10GM	HZE1R15GM	HZE2R15GM	
Threaded port	G1/4	G3/8	G1/2	G1/2	
Flow (NL/min) (A)	1000	2100		4300	
Max Inlet pressure (bar-MPa-psi)	10 - 1 - 145	10 - 1 - 145		10 - 1 - 145	
Pressure adjustment relieving (bar) (D)	0,5 ÷ 8,5	0,5 ÷ 8,5		0,5 ÷ 8,5	
Pressure gauge (standard supplied)	HZ9464G	HZ9464G		HZ9464G	
Pressure gauge port	G1/8 (B)	G1/8 (C)		G1/8 (C)	
Fluid	aria filtrata	aria filtrata		aria filtrata	
Temperature (°C)	0 ÷ 60	0 ÷ 60		0 ÷ 60	
Weight (Kg)	0,16	0,45		0,70	
Mounting position	vertical/horizontal	vertical/horizontal		vertical/horizontal	

(A) = Inlet pressure 6 bar, outlet pressure 5 bar - Δp 1 bar
 (B) = optional (replace HZ9464G gauge with G1/8 adaptor HZE7Z480 to be ordered separately)
 (C) = standard (replace HZ9464G gauge with G1/8 adaptor HZE7Z480 placed on the back side)
 (D) = setting option 2 bar - 4 bar

HZE0R08GM







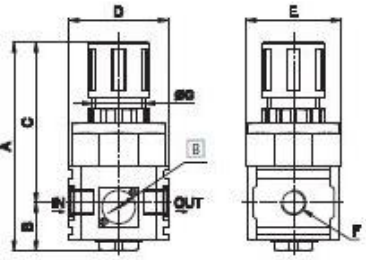


B HZ9464G gauge
standard supplied

HZE1R10GM - HZE1R15GM / HZE2R15GM







B HZ9464G gauge
standard supplied

size	A	B	C	D	E	F	G
1	136	32,5	103,5	63	63	G3/8-G1/2	40
2	145	34,5	110,5	80	80	G1/2	47

> Lockable regulator size 1 - 2



size	Part no.
1	HZE1RL10GM - HZE1RL15GM
2	HZE2RL15GM

Lock not included

EK 4 Yük Hücresi Teknik Bilgileri

MNC SERIES

Miniature - Load Cell
50kg / 100kg / 200kg / 500kg
1t / 2t / 5t / 10t / 20t

INDUSTRIAL WEIGHING SOLUTION™





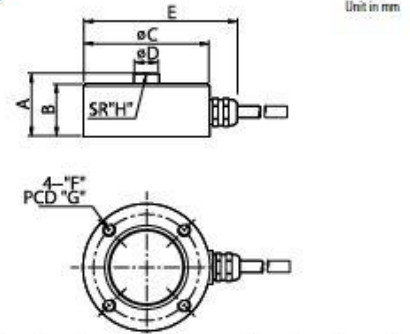
- Stainless steel
- Compression application




Technical Specifications

Max Capacity (rated load)	kgf	50kg, 100kg, 200kg, 500kg, 1t, 2t, 5t, 10t, 20t
Rated Output	mV / V	2.0 ± 0.005
Zero Balance	mV / V	0.0 ± 0.06
Accuracy Class	-	-
Combined Error	% R.O.	0.15
Repeatability	% R.O.	0.05
Creep for 30min.	% R.O.	0.03
Resolution	-	≤1/600
Division	mV/V	0.003
Temperature Effect on - Zero Value	%/10 °C	0.05
Temperature Effect on - Output Value	%/10 °C	0.1
Excitation - Recommended	V	10
Excitation - Maximum	V	15
Resistance - Input	Ω	420 ± 30
Resistance - Output	Ω	350 ± 3.5
Resistance - Insulation	MΩ	> 2000
Compensated Temperature Range	°C	-10 to +40
Operating Temperature Range	°C	-20 to +80
Safety Overload	% R.L	150%
Cable Specification	-	φ5.4 x 4p x 3M[5]M

Dimension



Capacity	A	B	C	D	E	F	G	H	Cable (m)
50kg									
100kg									
200kg									
500kg	25	11	50	10	66	M5 X 0.8dp7	42	50	3
1t									
2t									
5t	40	35	98	20	113.5	M6 X 1.0dp8	72	150	
10t	45	40	98	20	115	M6 X 1.0dp8	72	150	5
20t	50	45	118	20	133.5	M8 X 1.25dp10	90	250	



UNIT 8, NORTHLINK, 459 TUFNELL ROAD
BANYO QLD 4014, AUSTRALIA
TEL: +61 (0)7 3267 7767 FAX: +61 (0)7 32 67 1818
EMAIL: sales@cassscale.com.au
<http://www.cassscale.com.au>

Specifications are subject to change for improvement without prior notice.



AU-71101102

EK 5 İndikatör Teknik Bilgileri

BX11 Teknik Özellikler

Hassasiyet	
Hassasiyet sınıfı	OIML R76 Sınıf III
AB tip onayı	10.000e (tek kademe)
Doğrusalılık ve sıcaklık katsayısı	% 0.0015 FS; ≤ 2 ppm/°C
Gösterge ve Tuş Takımı	
Gösterge	6 dijital, 7 segment, LED 13,5 mm yükseklik
Durum göstergeleri	Brüt, net, karartı, sıfır, birim (kg, g, t, lb, klb, N, kN)
Tuş takımı	Mekanik basmalı tip, 5 tuş
Tuş fonksiyonları	Fonksiyon, kesme değeri, dara alma/ silme, sıfırlama, yazdırma
A/D Dönüştürücü	
Tip	24 bit Delta-Sigma analog ve dijital filtre
Çevrim hızı	Saniyede maksimum 1600 ölçüm
Minimum giriş gerilimi	0.4 μ V/taksimat (yasal metrolojik uygulamalar), 0.1 μ V/taksimat (onaysız endüstriyel uygulamalar)
Giriş gerilim bölgesi	-18 mV ile +18 mV arası
Çözünürlük	İç sayıcı 16.000.000; gösterge maksimum 999.999'a kadar
Kalibrasyon ve Programlama	
Kalibrasyon	Etalon ağırlıklarla: Tuşlar ya da PC yazılımı ile seri port üzerinden eCal: Etalon ağırlık kullanmadan elektronik kalibrasyon, sCal: Dolu tanklarda kalibrasyon Fieldbus: Sıfır ve span kalibrasyonu için fieldbus komutları
Dijital filtre	10 adimli ayarlanabilir adaptif dijital filtre
Tartım fonksiyonları	Dara, sıfırlama, otomatik sıfır takibi, hareket dedektörü, açılışta sıfırlama, kapanışta dara saklama, tepe tutma fonksiyonu, değer tutma fonksiyonu
Diğer fonksiyonlar	Etiket numarası, brüt, dara gösterimi
Dijital Giriş ve Çıkışlar	
Dijital girişler	4 adet optik izole dijital giriş (12 - 28 VDC, 10mA)
Dijital çıkışlar	5 adet röle dijital çıkış (250 VAC veya 30 VDC, 1A)
Haberleşme	
Analog çıkış bağlantısı	4 - 20 mA, 0 - 20 mA, 0 - 5 V veya 0 - 10 V çıkış modlarına programlanabilir.
RS-232C / RS-485	Data formatı: Sürekli Bilgi Çıkışı, Hızlı Sürekli Bilgi Çıkışı, Yazıcı Formatı, BSI Protokol, Modbus-RTU High-Low, Modbus-RTU Low-High Adresleme: RS485 için 31 adede kadar
Modbus RTU	Data formatı: Modbus RTU High-Low, Modbus RTU Low-High, Adresleme: RS-485 üzerinden 31 adede kadar
Ethernet TCP/IP veya Modbus TCP	10 Mbit/s, half duplex, galvanik izole, Adresleme: Arayüz PC yazılımı ile DHCP yada manuel olarak IP atama
EtherNet/IP	10 Mbit/s veya 100 Mbit/s, full duplex, galvanik izole Adresleme: Arayüz PC yazılımı ile DHCP yada manuel olarak IP atama
EtherCAT	100 Mbit/s, full duplex, galvanik izole
Profibus	Profibus DPV1, otomatik baud hız algılama Adresleme: Bölüm başına 31 istasyona kadar, ağ başına 126 istasyona kadar
Profinet	100 Mbit/s, full duplex, galvanik izole, Adresleme: Arayüz PC yazılımı ile DHCP yada manuel olarak IP atama
CANopen	10 kbit/s - 1 Mbit/s otomatik baud rate tanıma, Adresleme: Ağ başına 127 istasyona kadar
CC-Link	156 kbps - 10 Mbps haberleşme hızı, Adresleme: Ağ başına 64 istasyona kadar
POWERLINK	100Mbit/s, half duplex
Yük Hücresi Bağlantısı	
Besleme	5 VDC, maksimum 125 mA
Yük hücresi sayısı	8 adede kadar 350 Ω veya 24 adede kadar 1100 Ω yük hücresi (min. 43 Ω)
Bağlantı	4 veya 6 damarlı kablo bağlantısı, kablo boyu: 6 damarlı kablo için maksimum 1000 mm ²
Kutulama ve Çevre	
Çalışma sıcaklığı	-15°C ile +50°C arası, %85 bağıl nem
Kutu	Paslanmaz çelik ön ve arka panel, alüminyum gövde, 48 mm x 96 mm standart panel tipi; 100 mm derinlik
Koruma sınıfı	Ön panel IP65
Güç kaynağı	12 - 28 VDC, maksimum 300mA

	Sipariş Kodları										
	BX11	BX11MB	BX11AN	BX11EN	BX11PB	BX11PN	BX11EI	BX11CO	BX11EC	BX11CC	BX11PW
RS232C											
RS485	•										
Dijital ID											
Analog			•								
Ethernet TCP/IP											
Ethernet Modbus				•							
EtherNet/IP							•				
Profibus					•						
Profinet						•					
CANopen								•			
EtherCAT									•		
CC-Link										•	
POWERLINK											•

BAYKON
Endüstriyel Tartım Sistemleri



Tuzla Kimya Sanayicileri O.S.B Organik Cad.
No:31 34953 Tuzla / İstanbul / TÜRKİYE
☎ 0 216 593 26 30 📠 0 216 593 26 38
✉ info@baykon.com 🌐 baykon.com

© Baykon, hakları saklıdır. 05-07/2019

EK 6 Konum Algılayıcı Teknik Bilgileri

Model		ILD1420-10	ILD1420-25	ILD1420-50	ILD1420-100	ILD1420-200	ILD1420-500
Measuring range		10 mm	25 mm	50 mm	100 mm	200 mm	500 mm
Start of measuring range	SMR	20 mm	25 mm	35 mm	50 mm	60 mm	100 mm
Mid of measuring range	MMR	25 mm	37.5 mm	60 mm	100 mm	160 mm	330 mm
End of measuring range	EMR	50 mm	50 mm	85 mm	150 mm	260 mm	600 mm
Linearity		$\leq \pm 8 \mu\text{m}$	$\leq \pm 20 \mu\text{m}$	$\leq \pm 40 \mu\text{m}$	$\leq \pm 80 \mu\text{m}$	$\leq \pm 160 \mu\text{m}$	$\leq \pm 500 \mu\text{m}$
		$\leq \pm 0.08 \% \text{ FSO}$					$\leq \pm 0.1 \% \text{ FSO}$
Repeatability ¹⁾		0.5 μm	1 μm	2 μm	4 μm	8 μm	20 ... 40 μm
Measuring rate ²⁾		0.25 kHz / 0.5 kHz / 1 kHz / 2 kHz / 4 kHz					
Light source		Semiconductor laser < 1 mW, 670 nm (red)					
Permissible ambient light		50,000 lx		50,000 lx		10,000 lx	
Spot diameter $\pm 10 \%$	SMR	90 x 120 μm	100 x 140 μm	90 x 120 μm			
	MMR	45 x 40 μm	120 x 150 μm	250 x 240 μm	750 x 1100 μm	750 x 1100 μm	750 x 1100 μm
	EMR	140 x 160 μm	390 x 500 μm	630 x 820 μm			
	smallest diameter	45 x 40 μm with 24 mm	55 x 50 μm with 51 mm	70 x 65 μm with 42 mm	-	-	-
Protection class		IP65					
Laser safety class		Class 2 in accordance with DIN EN 60825-1 : 2008-03					
Temperature stability		$\pm 0.05 \% \text{ FSO}/^\circ\text{C}$					
Operating temperature		0 ... +30 °C (non-condensing)					
Storage temperature		-20 ... +70 °C (non-condensing)					
Control inputs/outputs		1x HTL Multifunction input Trigger in / zero setting / mastering / teach (1x error output npn, pnp, push pull); 1x HTL Laser on/off;					
Measurement value output	analog	4 ... 20 mA (1 ... 5 V with cable PCF1420-3/U); 12 bit; freely scalable within the measuring range ³⁾					
	digital	RS422 / 16 bit					
Vibration		20 g / 20 ... 500 Hz (in accordance with IEC 60068-2-6)					
Shock		15 g / 6 ms / 3 axes (in accordance with IEC 60068-2-29)					
Weight	with 3 m cable	approx. 145 g					
	with pigtail	approx. 60 g					
Display		2 x 5 color LEDs for power and status					
Operation	Key	Select button for zero / teach / factory settings					
	Web interface	application-specific presets; peak selection, video signal; freely selectable averaging possibilities; data reduction; setup management ⁴⁾					
Supply voltage		11 ... 30 VDC					
Power consumption		< 2 W (24 V)					
Sensor cable		3 m integrated, open ends					
		0.5 m pigtail with 12-pole M12 connector					
Controller		integrated signal processor					
Electromagnetic compatibility (EMC)		EN 61 000-6-3 / DIN EN 61326-1 (Class B) EN 61 000-6-2 / DIN EN 61326-1					

FSO = Full Scale Output: The specified data apply to a white, diffuse reflecting surface (reference: ceramics)

SMR = start of measuring range; MMR = midrange; EMR = end of measuring range

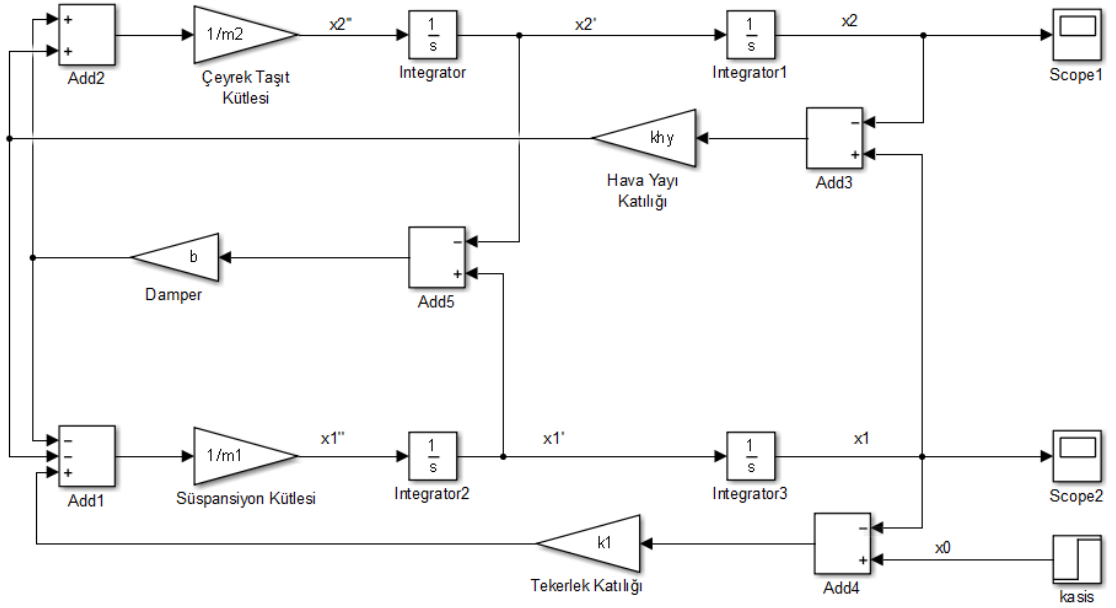
¹⁾ Measuring rate 2 kHz, median 9

²⁾ Factory setting 2 kHz; modifying the factory settings requires the IP2001/USB converter (optionally available)

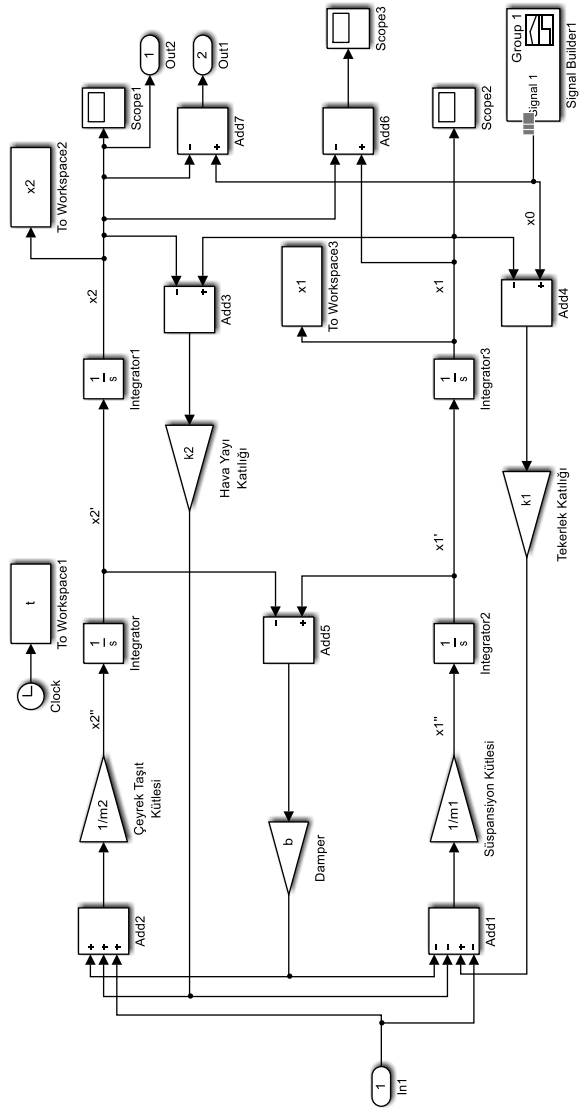
³⁾ The D/A conversion is executed with 12 bit

⁴⁾ Connection to PC via IP2001/USB (optionally available)

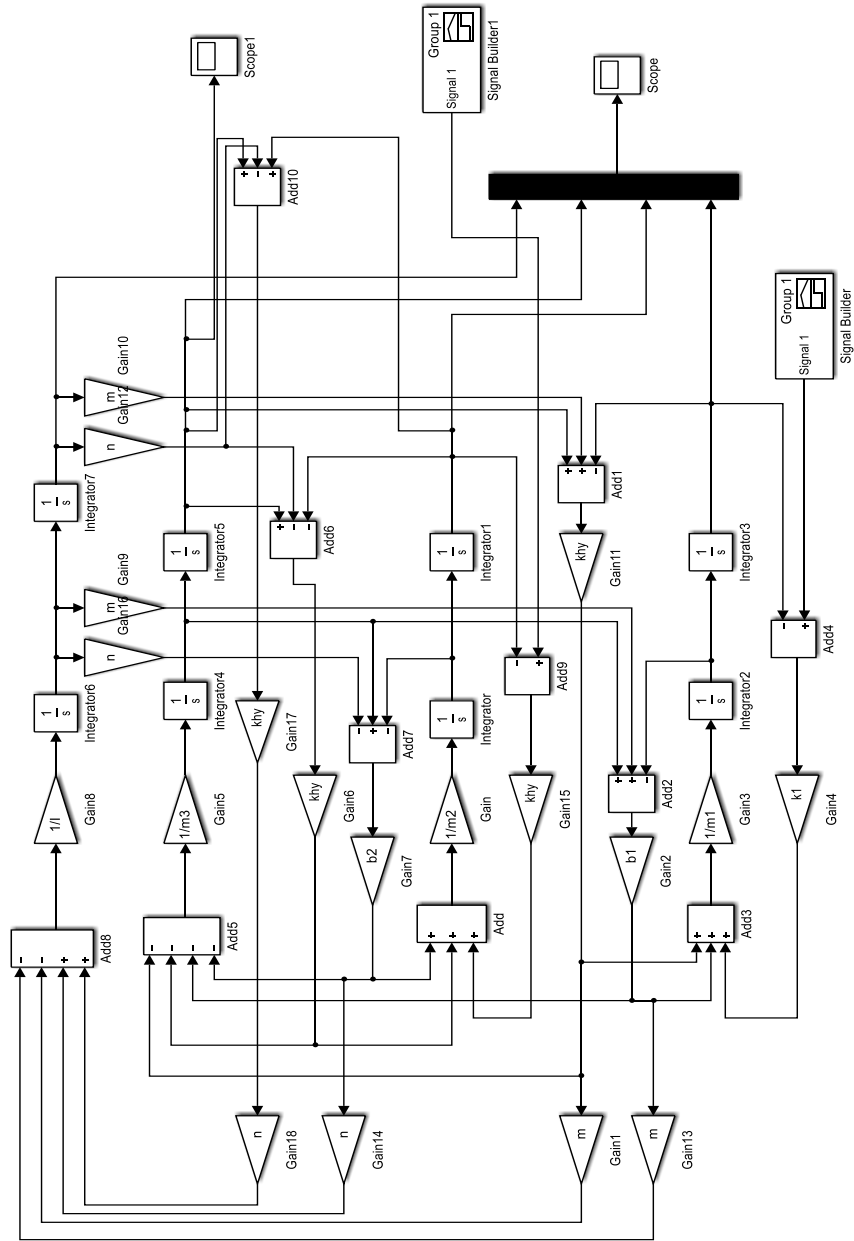
EK 7 Pasif Çeyrek Taşıtlık Simulink Modeli



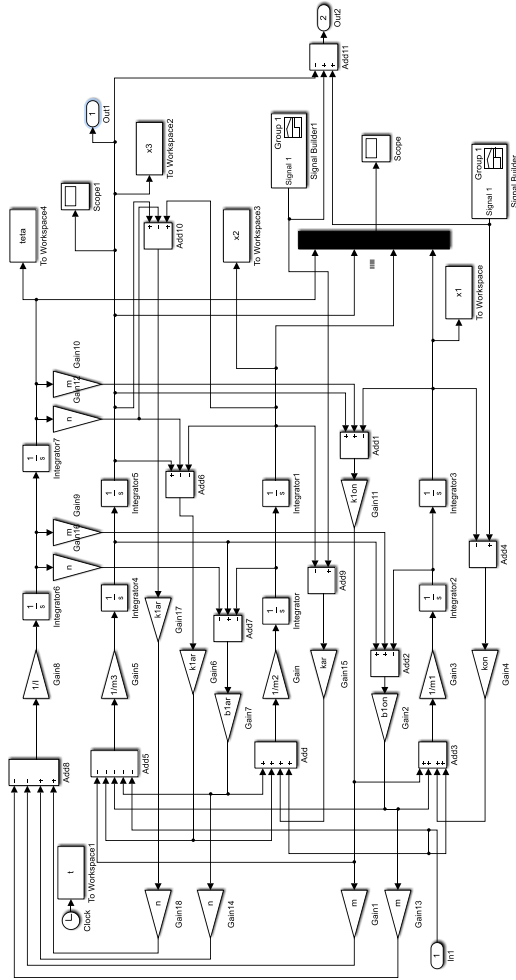
EK 8 Aktif Çeyrek Taşıt Simulink Modeli



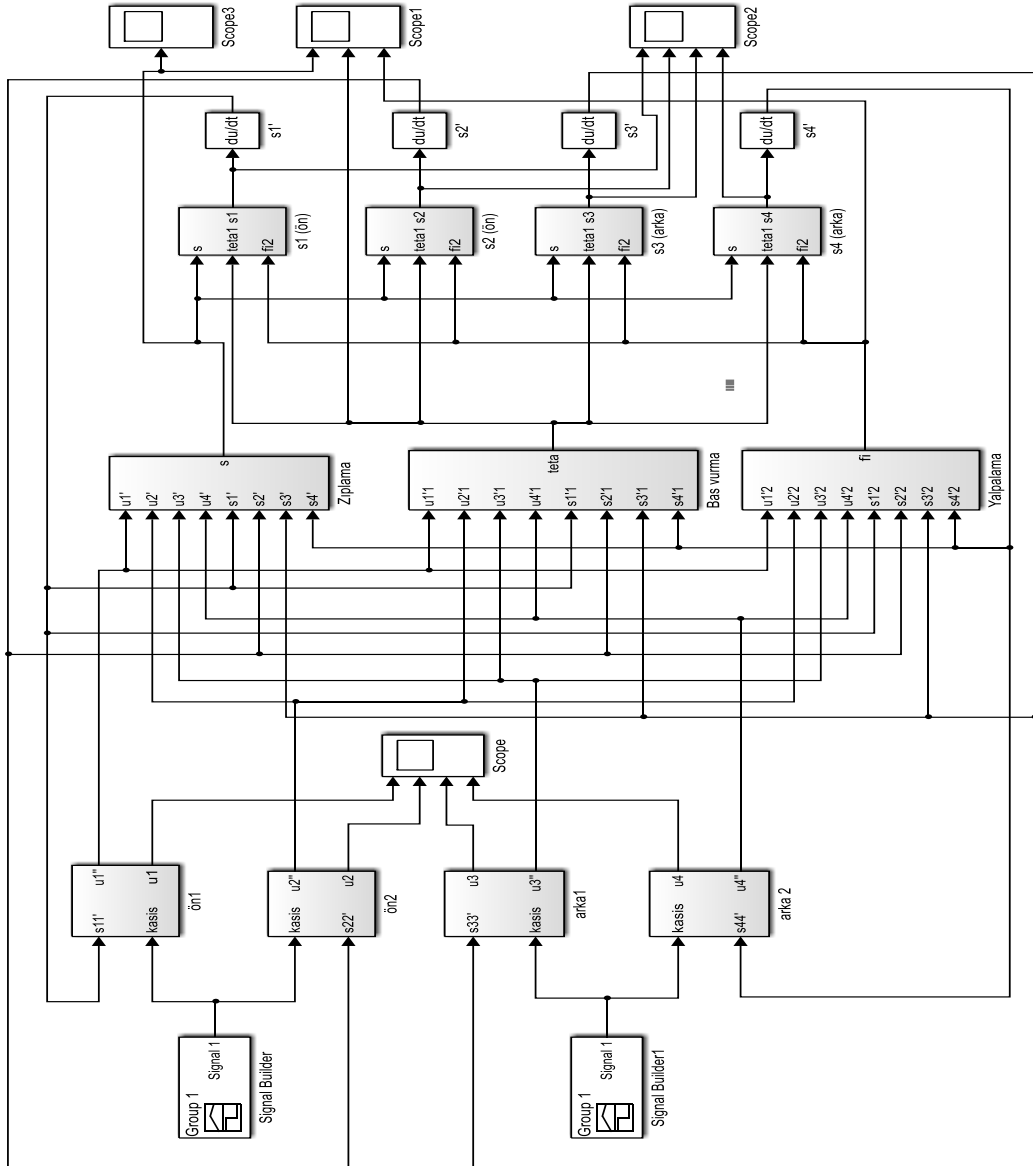
EK 9 Pasif Yarım Taşıt Simulink Modeli



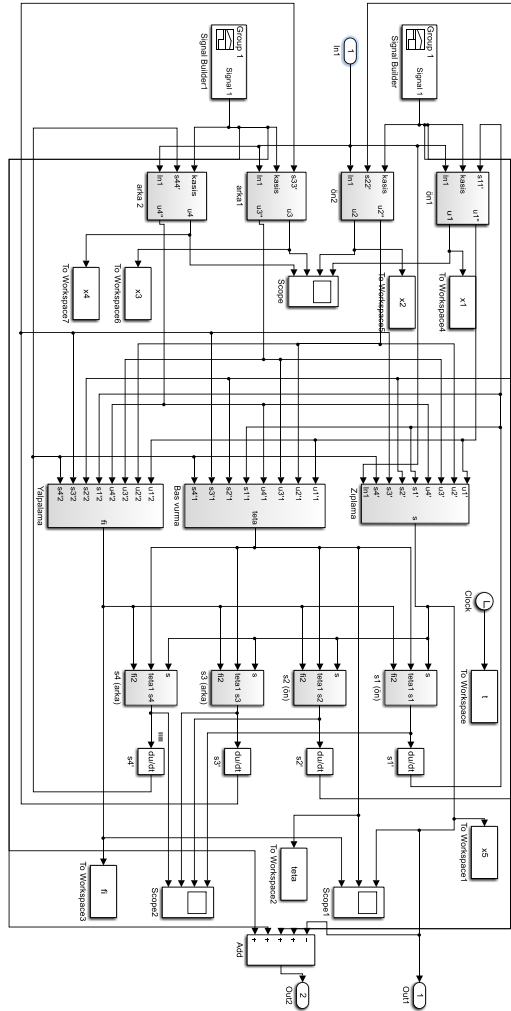
EK 10 Aktif Yarım Taşıtlı Simulink Modeli



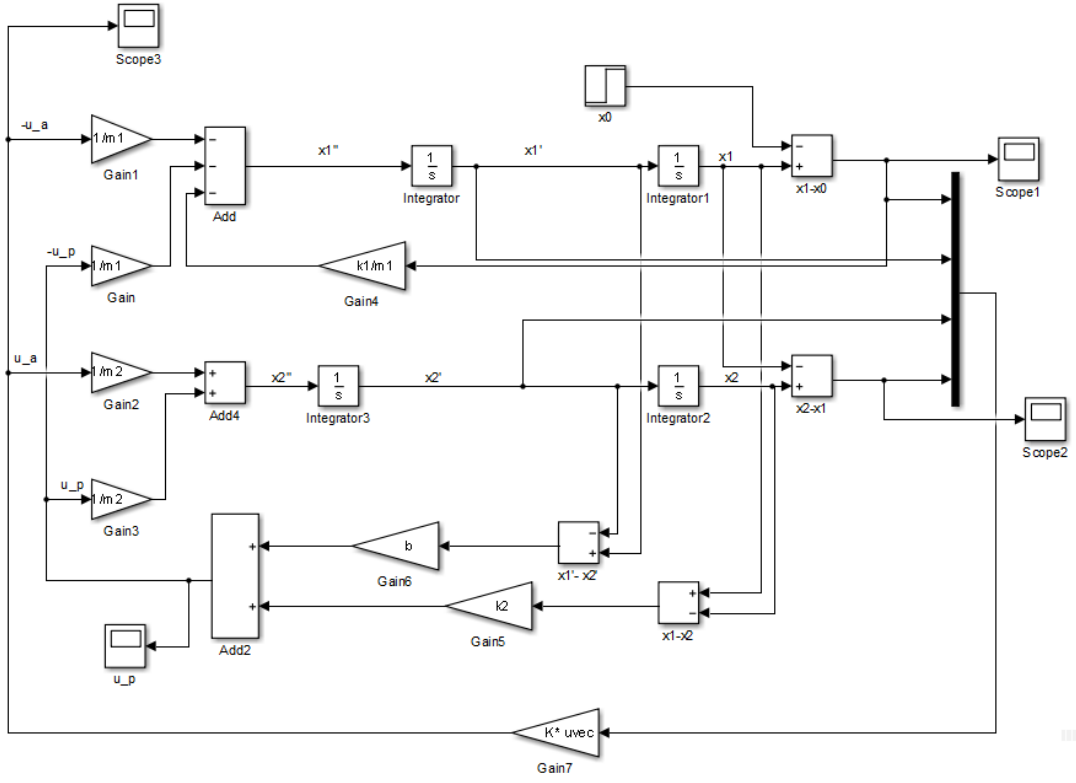
EK 11 Pasif Tam Taşıt Simulink Modeli



EK 12 Aktif Tam Taşıt Simulink Modeli



EK 13 LQR Kontrol Çeyrek Taşıt Simulink Modeli



EK 14 LQR Kontrol Çeyrek Taşıt Benzetim Parametreleri

$m_2=375;$
 $m_1=38;$
 $k_1=240000;$
 $k_2=9800;$
 $b=1250;$
 $x_0=0.05;$
 $A=[0 \ 0 \ 1 \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 1; \ -k_1/m_1 \ 0 \ 0 \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$
 $B=[0;0;-1/m_1;1/m_2];$
 $r=101;$
 $q_1=0.12020;$
 $q_2=0.512;$
 $Q=[q_1+q_2 \ -q_2 \ 0 \ 0; \ -q_2 \ q_2 \ 0 \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 0];$
 $R=r;$
 $K=lqr(A,B,Q,R);$

EK 15 eyrek Taşıt Benzetim Parametreleri

m2=375;
m1=38;
k1=240000;
khy=18000;
b=1250;
h=0.05;

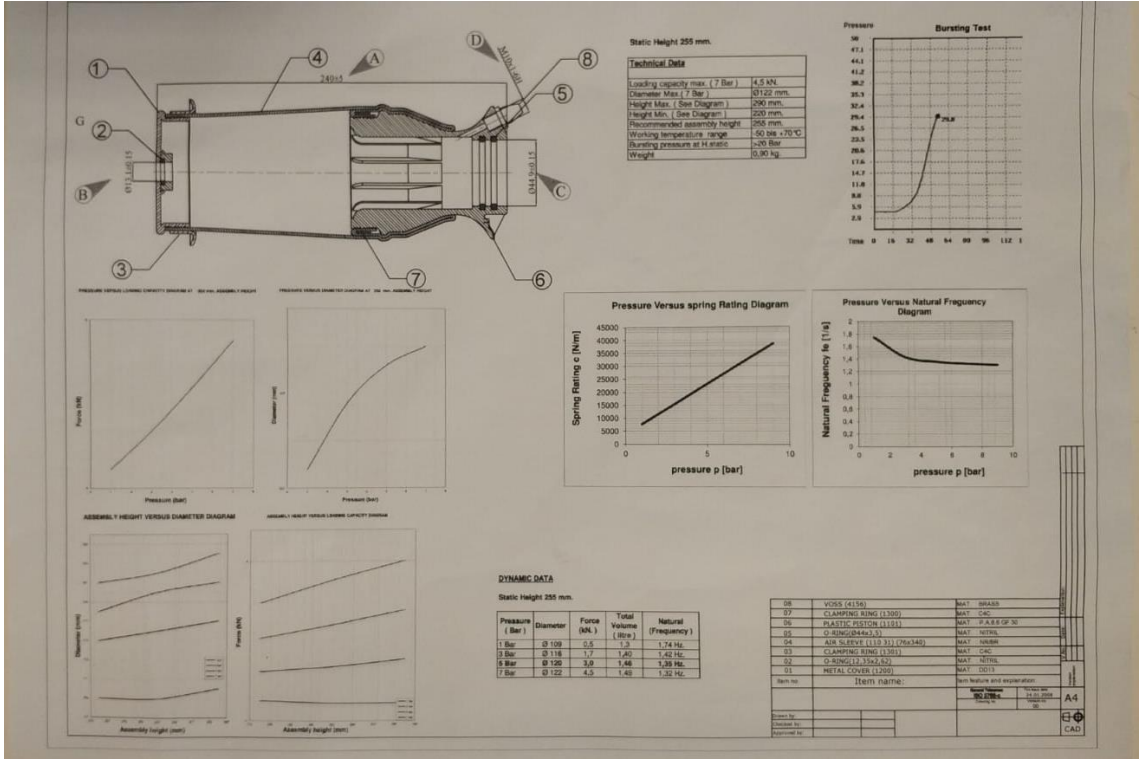
EK 16 Yarım Taşıt Benzetim Parametreleri

k1=240000;
k1=240000;
khy=18000;
khy=18000;
b1=1250;
b2=1100;
m1=66.5;
m2=45.18;
m3=750;
n=1.5;
m=1.2;
 $I=(1/12)*m3*(n+m)^2$;
h=0.05;

EK 17 Tam Taşıt Benzetim Parametreleri

m5=1500; % araç kütlesi (kg)
m1=59; % süspansiyon kütlesi (kg)
m2=59; % süspansiyon kütlesi (kg)
m3=59; % süspansiyon kütlesi (kg)
m4=59; % süspansiyon kütlesi (kg)
Ip=2160; % başvurma atalet momenti (kgm²)
Ir=460; % yalpalama atalet momenti (kgm²)
% khy=9800; % hava yayı katılığı (N/m)
% khy=9800; % hava yayı katılığı (N/m)
khy=15500; % hava yayı katılığı (N/m)
khy=15500; % hava yayı katılığı (N/m)
% khy=18000; % hava yayı katılığı (N/m)
% khy=18000; % hava yayı katılığı (N/m)
Tf=0.505; % yalpa merkezi (m)
Tr=0.557; % yalpa merkezi (m)
k1=240000; % arka tekerlek katılığı(N/m)
k1=240000; % ön tekerlek katılığı (N/m)
b1=1250; % sönümleyici ön (N/m²)
b2=1100; % sönümleyici arka (N/m²)
a=1.4; % ön süspansiyon - araç kütle merkezi mesafesi (m)
b=1.7; % arka süspansiyon - araç kütle merkezi mesafesi (m)

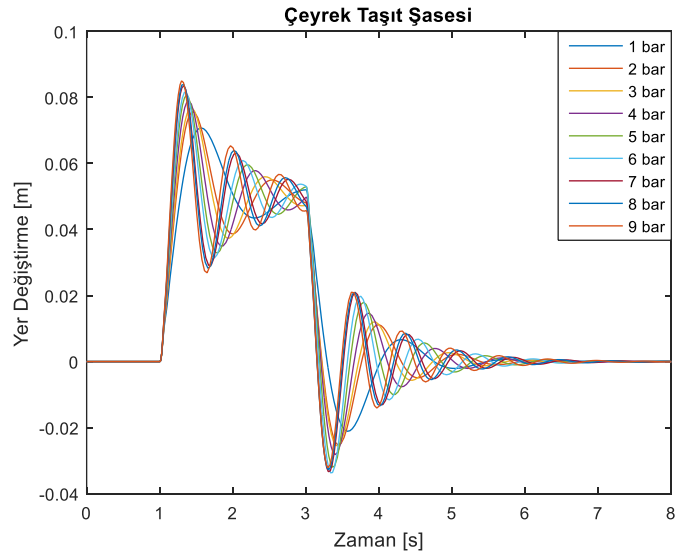
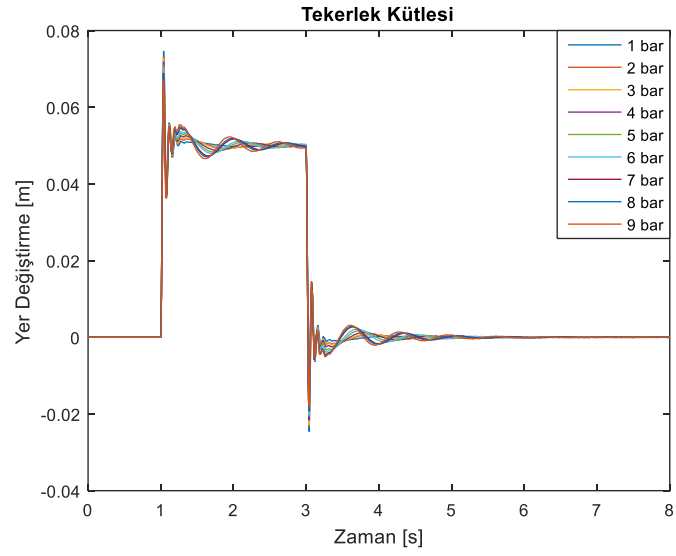
EK 18 Deneyde Kullanılan Hava Yayı Teknik Bilgileri



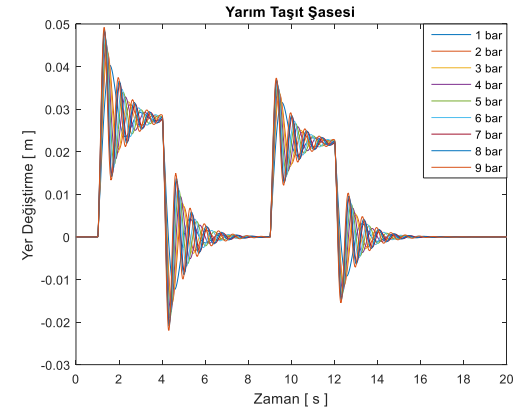
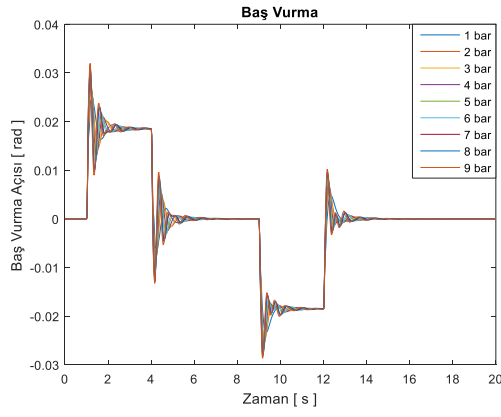
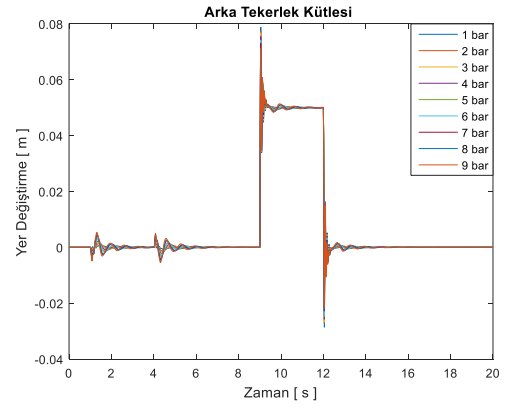
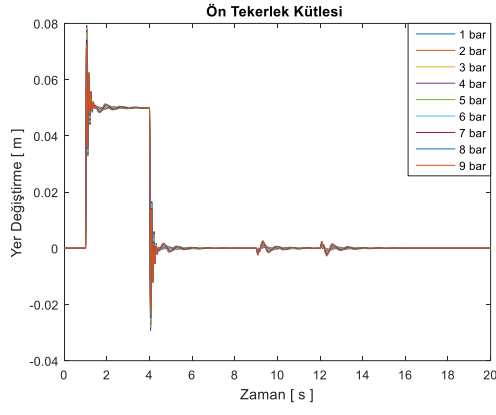
EK 19 Deneyde Kullanılan Hava Yayı Yay Katsayısı Çizelgesi

P(bar)	K_{hy} (N/m)
1	8000
2	14000
3	16000
4	20000
5	24000
6	27000
7	33000
8	35000
9	39000

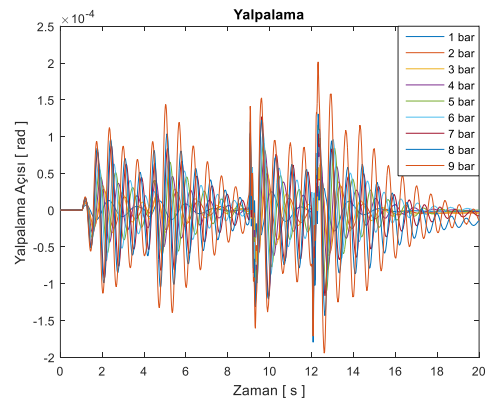
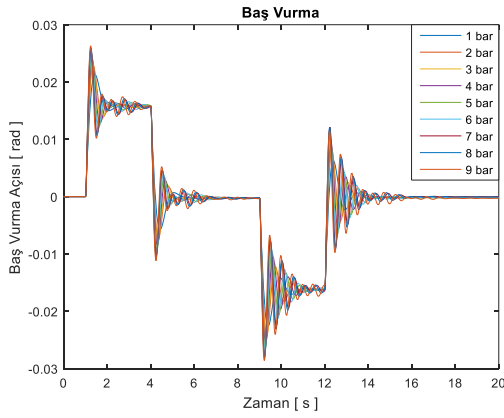
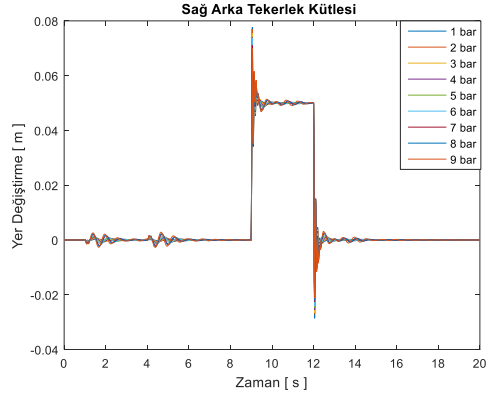
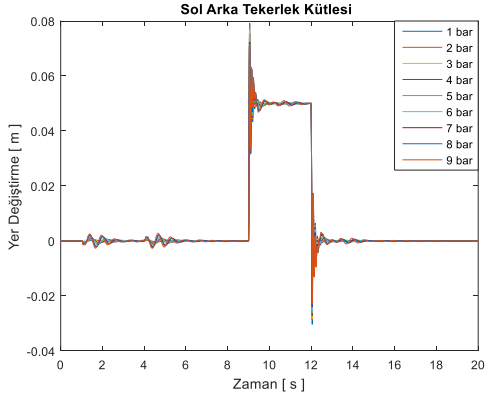
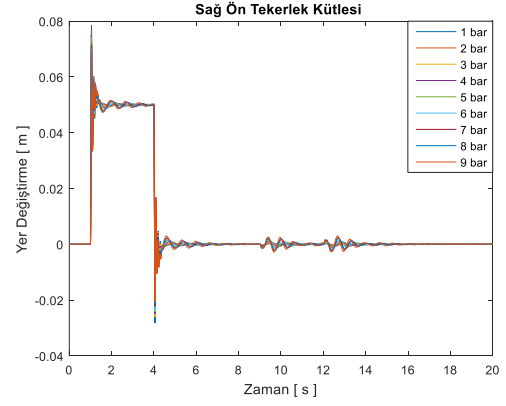
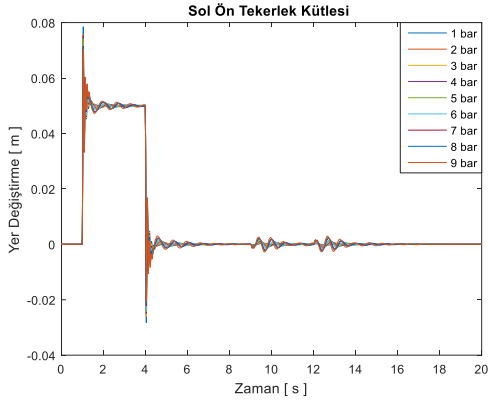
EK 20 Hava Yayı Katalog Verilerine Göre Yapılan Çeyrek Taşıt Benzetim Sonuçları

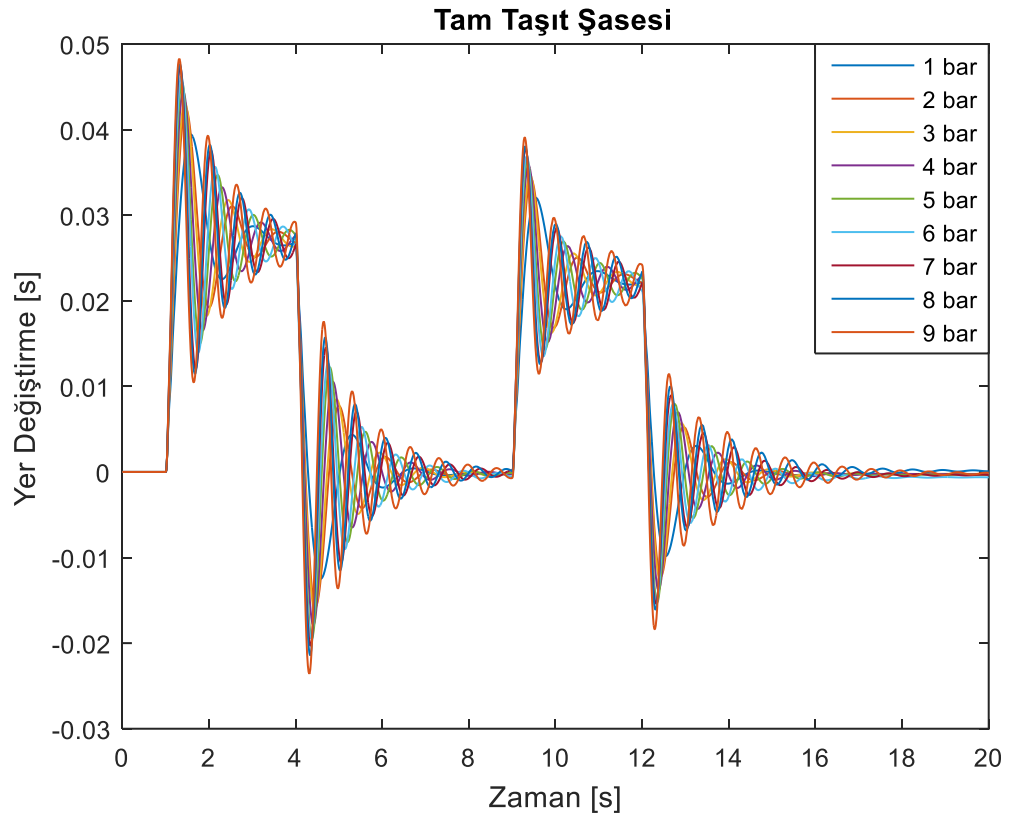


EK 21 Hava Yayı Katalog Verilerine Göre Yapılan Yarım Taşıt Benzetim Sonuçları



EK 22 Hava Yayı Katalog Verilerine Göre Yapılan Tam Taşıt Benzetim Sonuçları





ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yusuf Alptekin Türkkan
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 1986
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi, 2004.
Lisans : Balıkesir Üniversitesi, 2010.
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, 2014.

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ 2011-2012, 2018-2020
ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ 2012-2018 ARAŞTIRMA
GÖREVLİSİ

İletişim (e-posta) : turkkan@uludag.edu.tr

Yayımları :

Türkkan Y.A., Şefkat G. 2017. The Effect of Road Roughness on the Half Vehicle Model at Different Speeds. International Science and Technology Conference, 17-19 July 2017, Berlin, Germany.

Türkkan Y.A., Eser S., Şefkat G. 2017. Değişken Yol Pürüzlülüklerinin Tam Taşıt Modeline Etkileri. International Conference on Advanced Engineering Technologies, 21-23 September 2017 Bayburt, Turkey.

Türkkan Eryılmaz G., Türkkan Y.A. 2017. İki Serbestlik Dereceli Kütle- Yay-Damper Modeli İçin MATLAB GUI Tabanlı Çözüm Simülatörü. International Conference on Advanced Engineering Technologies, 21-23 September 2017 Bayburt, Turkey.

Türkkan Y.A., Şefkat G. 2018. The Effect of Road Roughness on the Half Vehicle Model at Different Speeds. *The Online Journal of Science and Technology* 8(4), October 2018.

Türkkan YA, Türkkan GE, Yılmaz H. 2020. A Visual Application for Teaching Pipe Flow Optimization in Engineering Curricula. *Computer Application Engineering Education*, 28(1),154-159, 2020.

Yılmaz H., Türkkan Y.A., Çolak M. 2018. 'Kaynak Kısıtları Altında Montaj Hattı İşçi Atama Ve Dengeleme Problemlerine Bir Matematiksel Model Önerisi. International Automotive Technologies Congress, OTEKON 2018, May 7-8, 2018 Bursa, Turkey.