

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLARDA AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Sabri GÜNDÜZ

Anabilim Dalı : Mekatronik Mühendisliği

Programı : Mekatronik Mühendisliği

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞITLARDA AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Sabri GÜNDÜZ
(518071019)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Levent GÜVENÇ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Elbrus CAFEROV (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Ümit SÖNMEZ (İTÜ)

HAZİRAN 2010

Anneme ve Babama

ÖNSÖZ

Teknolojinin katlanan bir hızla arttığı günümüzde, değişimlere ve gelişmelere en hızlı cevap veren sektörlerin başında Otomotiv sektörü gelmektedir. Özellikle, elektronik ve bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler ve kontrol alanında yapılan çalışmalar araçlarda güvenlik, performans ve konfor bileşenlerini içeren sistemlerin gelişiminde ve optimize edilmesinde başrol oynamıştır. Bu tip önemli sistemlerden biri de araç süspansiyon sistemleridir. Bu bağlamda, bu çalışmada; pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri incelenmiştir. Çeyrek araç modeli kullanılarak aktif süspansiyon için kontrol sistemi tasarlanmaya çalışılmış ve de simülasyonlar ile sonuç gözlemlenmeleri yapılmıştır.

Bu tez çalışmasının her aşamasında engin bilgisi ve de tecrübeleri ile bana yardımcı olan ve yol gösteren saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Levent GÜVENÇ'e şükranlarımı sunar ve sonsuz teşekkürler ederim. Ayrıca öğrenimim sırasında ve de tez çalışmam esnasında çalışanı olduğum, bana destek olan ve müddet tanıyan Samsung Electronics Turkey yönetimine teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak ta, tüm öğrenim hayatım boyunca beni destekleyen ve desteklerini, sevgilerini hiçbir koşulda esirgemeyen aileme en içten sevgi ve saygılarımı sunarım.

Mayıs 2010

Sabri GÜNDÜZ

Sistem Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Konusu ve Amacı.....	1
1.2 Tezin Kapsamı	3
2. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	5
2.1 Süspansiyon Sistemlerinin Çeşitleri.....	6
2.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları	7
2.2.1 Yaylar.....	7
2.2.1.1 Yaprak yaylar.....	8
2.2.1.2 Helezon(Helisel) yaylar.....	9
2.2.1.3 Burulma çubuklu yaylar.....	10
2.2.1.4 Pnömatik(Havalı) yaylar.....	10
2.2.1.5 Hidro-pnömatik yaylar.....	11
2.2.2 Amortisörler.....	12
2.2.3 Denge çubuğu.....	14
2.2.4 Salıncak kolları ve rotiller.....	15
2.3 Pasif Süspansiyon Sistemi Analizi	16
2.3.1 Çeyrek araç modeli	16
2.3.2 Süspansiyon sisteminde performans kriterleri.....	19
2.3.3 Süspansiyon parametrelerinin performans etkisi.....	22
2.3.3.1 Süspansiyon yay katsayısının performans etkisi.....	27
2.3.3.2 Süspansiyon damper katsayısının performans etkisi.....	29
2.3.3.3 Tekerlek yay katsayısının performans etkisi.....	32
3. YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	35
3.1 Klasik Yarı-Aktif Damper Sistemi	35
3.2 Modern Yarı-Aktif damper Sistemi	36
3.3 Yarı-Aktif Yay Sistemi.....	38
3.4 Yarı-Aktif Süspansiyon Sistemi Modeli.....	39
4. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	43
4.1 Aktif Süspansiyon Sistemi Çeşitleri.....	44
4.2 Aktif Süspansiyon Sistemi Modeli.....	45
5. KONTROL YÖNTEMLERİ.....	49
5.1 LQR Kontrol Yöntemi.....	49
5.2 LQR Kontrol Yöntemine Ait Performans Çalışmaları.....	52

5.3 Performans Kriter Değerlerinin ve Ödünleşmelerin Analizi.....	59
5.4 Sky-Hook Kontrol Yöntemi.....	63
5.4.1 Sky-hook kontrol yöntemi simülasyonları.....	65
5.5 Gözlemci Tasarımı.....	71
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	79
EKLER.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	105

KISALTMALAR

ER	: Electrorheological
LQR	: Linear Quadratic Regulator
MR	: Magnetorheological
PID	: Proportional-integral-derivative

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Çeyrek araç modeline ait temel parametreler	17
Çizelge 2.2 : Çeyrek araç modeline ait parametre değerleri.....	22
Çizelge 5.1 : Kontrolcü dizaynında kullanılan ağırlıklandırma katsayıları.....	52

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Araç üzerinde süspansiyon sistemi.....	6
Şekil 2.2 : Yayların araç üzerindeki sönümleme etkisi	7
Şekil 2.3 : Yaprak yayların yapısı	8
Şekil 2.4 : Helezon yay ve amortisör	9
Şekil 2.5 : Burulma çubuğu ve amortisör	10
Şekil 2.6 : Pnömatik yaylar.....	11
Şekil 2.7 : Hidro-Pnömatik yaylar	12
Şekil 2.8 : Amortisörlü süspansiyon sistemi.....	13
Şekil 2.9 : Sıvı içerikli amortisörlerin çalışması.....	13
Şekil 2.10 : Denge çubuğunun yeri ve davranışı	14
Şekil 2.11 : Salıncak ve rotillerin görünüşü	15
Şekil 2.12 : Çeyrek araç modeli.....	17
Şekil 2.13 : Pasif süspansiyon Simulink blok diyagramı	19
Şekil 2.14 : k_s değişiminin ivmelenme performans kriterine etkisi.....	27
Şekil 2.15 : k_s değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi	28
Şekil 2.16 : k_s değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi	29
Şekil 2.17 : b_s değişiminin ivmelenme performans kriterine etkisi.....	30
Şekil 2.18 : b_s değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi.....	31
Şekil 2.19 : b_s değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi	31
Şekil 2.20 : k_t değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi.....	33
Şekil 2.21 : k_t değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi	33
Şekil 3.1 : Klasik yarı-aktif damper.....	36
Şekil 3.2 : Modern ER tipi yarı-aktif damperlerin çalışma prensibi.	37
Şekil 3.3 : Modern MR tipi yarı-aktif damperlerin yapısı.	38
Şekil 3.4 : Yarı-Aktif süspansiyon sistemi çeyrek araç modeli.....	39
Şekil 3.5 : Yarı-Aktif süspansiyon sistemi Simulink blok diyagramı	41
Şekil 4.1 : Araç üzerinde aktif süspansiyon sistemi	43
Şekil 4.2 : Aktif süspansiyon modeli.....	45
Şekil 4.3 : Aktif süspansiyon Simulink blok diyagramı	47
Şekil 5.1 : Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi.....	53
Şekil 5.2 : Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki etkisi	54
Şekil 5.3 : Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma üzerindeki etkisi	54
Şekil 5.4 : Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi 2.....	55
Şekil 5.5 : Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki etkisi 2	56
Şekil 5.6 : Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma üzerindeki etkisi 2.....	56
Şekil 5.7 : Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi 3	57
Şekil 5.8 : Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki etkisi 3	58

Şekil 5.9 : Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma üzerindeki etkisi 3.....	59
Şekil 5.10 : Sky-Hook kontrol yapısı.....	64
Şekil 5.11 : Sky-Hook kontrolcülü Simulink blok diyagramı.....	65
Şekil 5.12 : $g_{opt} = 1000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.....	66
Şekil 5.13 : $g_{opt} = 1000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.....	66
Şekil 5.14 : $g_{opt} = 1000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.....	67
Şekil 5.15 : $g_{opt} = 1000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.....	67
Şekil 5.16 : $g_{opt} = 10000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.....	68
Şekil 5.17 : $g_{opt} = 10000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.....	68
Şekil 5.18 : $g_{opt} = 100000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.....	69
Şekil 5.19 : $g_{opt} = 100000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.....	69
Şekil 5.20 : $g_{opt} = 100000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.....	70
Şekil 5.21 : Hidrolik aktüatör'ün yapısı.....	71
Şekil 5.22 : Süspansiyon sapma miktarı hatası.....	74
Şekil 5.23 : Asılı kütle hızı hatası.....	75
Şekil 5.24 : Tekerlek sapma miktarı hatası.....	75
Şekil 5.25 : Tekerlek hızı hatası.....	76
Şekil A.1 : Aktif ve pasif süspansiyon benzetimi Simulink blok diyagramı.....	85
Şekil A.2 : 1. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	86
Şekil A.3 : 1. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.....	86
Şekil A.4 : 1. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	87
Şekil A.5 : 1. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	87
Şekil A.6 : 2. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	88
Şekil A.7 : 2. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.....	88
Şekil A.8 : 2. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	89
Şekil A.9 : 2. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	89
Şekil A.10 : 3. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	90
Şekil A.11 : 3. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.....	90
Şekil A.12 : 3. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	91
Şekil A.13 : 3. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	91
Şekil A.14 : 1. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	92
Şekil A.15 : 1. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.....	92
Şekil A.16 : 1. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	93
Şekil A.17 : 1. Sistemin chirp girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	93
Şekil A.18 : 2. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	94
Şekil A.19 : 2. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.....	94
Şekil A.20 : 2. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	95
Şekil A.21 : 2. Sistemin chirp girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	95
Şekil A.22 : 3. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	96
Şekil A.23 : 3. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.....	96
Şekil A.24 : 3. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	97
Şekil A.25 : 3. Sistemin chirp girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	97
Şekil A.26 : 1. Sistemin gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	98
Şekil A.27 : 1. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı.....	98
Şekil A.28 : 1. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.....	99
Şekil A.29 : 1. Sistemin gürültülü girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.....	99
Şekil A.30 : 2. Sistemin gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	100

Şekil A.31 : 2. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı	100
Şekil A.32 : 2. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı	101
Şekil A.33 : 2. Sistemin gürültülü girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı	101
Şekil A.34 : 3. Sistemin gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.....	102
Şekil A.35 : 3. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı	102
Şekil A.36 : 3. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı	103
Şekil A.37 : 3. Sistemin gürültülü girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı	103

TAŞITLARDA AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ KONTROLÜ

ÖZET

Bu tez çalışmasında otomotiv kontrolü ve mekatroniği alanında önemli çalışma konuları olan taşıt süspansiyon sistemleri ve aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü ele alınmıştır.

Çalışmanın ilk kısmı tez konusuna bir giriş niteliğinde olup, tezin konusu ve amacını ile tezin kapsamını ortaya koymaktadır.

Çalışmanın ikinci ana konusunu pasif süspansiyon sistemleri oluşturmaktadır. Çalışmanın bu kısımda öncelikli olarak pasif süspansiyon sistemleri hakkında genel bilgi verilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda pasif süspansiyon çeşitleri ve pasif süspansiyon sistemlerini oluşturan elemanlar incelenmiştir. Daha sonra bir süspansiyon sisteminden beklenen performans kıstasları tanımlanmış olup, Pasif süspansiyon sistemini oluşturan elemanların parametre değişimlerinin bu performans değerlerini ne yönde etkilediği sorgulanmıştır. İkinci bölümün son kısmında ise çeyrek araç modeli kullanılarak pasif süspansiyon sisteminin modeli çıkarılmıştır.

Çalışmanın üçüncü kısmını yarı-aktif süspansiyon sistemleri oluşturmaktadır. Bu kısımda yarı-aktif süspansiyon sistemlerinin detaylı tanımı yapıp pasif süspansiyon sistemi ile olan farkları ortaya konmuştur. Sonrasında ise kullanılan yarı-aktif süspansiyon yöntemleri incelenmiştir. İkinci bölümün sonunda olduğu gibi üçüncü bölümde de sistem çeyrek araç modeli çıkartılmıştır.

Çalışmanın dördüncü bölümünü asıl olarak incelenmesi düşünülen aktif süspansiyon sistemleri oluşturmaktadır. Bu bölümde aktif süspansiyon sistemlerinin pasif ve yarı-aktif sistemlerden farklılıkları ortaya konmuştur. Çalışmanın sonunda yine sistem modeli çeyrek araç modeli şeklinde ifade edilmiştir.

Çalışmanın beşinci bölümünde, ikinci kısımda ortaya konmuş olan performans kıstaslarını sağlayabilmek ve optimize edebilmek için aktif süspansiyon sistemine uygulanmış olan kontrol yöntemi ele alınmıştır. Tasarlanmış olan lineer kontrolcünün farklı parametreler kullanılarak performans testleri yapılmıştır. Daha sonra alternatif kontrol yöntemi ve gözlemci tasarımı ortaya konmuş ve simülasyonlar ile performans değerleri ortaya konmuştur.

Tezin son kısmını yapılan çalışmanın değerlendirilmesi ve çalışmadan çıkarılacak sonuçlar oluşturmaktadır. Burada yapılmış olan çalışma artı ve eksi yönleriyle ortaya konmuş ve bundan sonra ne gibi iyileştirmeler yapılabileceğinden bahsedilmiştir.

THE CONTROL OF VEHICLE ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS

SUMMARY

In this thesis; vehicle suspensions and active suspension controls, which can be stated as one of the most important subjects in automotive control systems and mechatronics, are discussed.

The very first part of the study is kind of a preface in which; not only the subject and aim of the thesis, but also the scope of the study is stated.

The subject of the second part of the study consists of passive suspension systems. In this part of the thesis general information about passive suspension systems is given. Then with the enlightenment of this information, types of passive suspension systems and the elements used in the system are analyzed. After that the expected performance criteria from a robust passive suspension system is stated and according to these criteria; the effects of the changes of the parameters of the suspension system elements are investigated. At the end of the second part of the study the quarter-car model of the passive suspension system is formulated.

In the third part of the study, subject is composed of the semi-active suspension systems. In this part of the study the detailed identification of semi-active suspension systems is stated. After that the currently used methods of semi-active suspensions are analyzed. As same as the ending of the second part, third parts' end is also specified for the formulation of the semi active suspension quarter-car model.

In the fourth part of the study is composed of the real subject that was planned to be analyzed in details, which is active suspension systems. In this part of the study the differences between the passive, semi-active and active systems are examined. At the end of the fourth part, again the quarter-car model of the suspension system is formulated.

In the fifth part of the study, the control methodology that is applied to active suspension system, in order to accomplish and optimize the performance criteria in part two, is dealt. Then the performance analysis of the designed linear controller is formulated with different parameters. Also an alternative control method is stated and an observer for state estimation is designed. At the end, according to the performance behaviour, the deep analyze of the high and low performance is carried out.

The last part of the thesis is composed of the assessment of the study and the results that can be obtained from the study. In this part both the negative and positive aspects of the study is introduced and also what kind of developments can be achieved from afterwards is discussed.

1. GİRİŞ

Bu bölümde önce tez çalışmasını belirleyen konular hakkında genel bilgiler verilmiştir. Konunun önemi, daha önce yapılan araştırmalar ortaya konarak belirtilmiştir. Bunun yanında bu konuda tez çalışması yapılmasıyla amaçlanan durumlar açıklanmıştır. Tez çalışmasında bahsi geçen konularla ilgili literatür araştırması sonuçları ilgili bölümlerde detaylı olarak verilmiştir. Son olarak tezin kapsamı kısmında, tezin içeriğini oluşturan bölümlerde nelerin anlatıldığı genel olarak verilmiştir.

1.1 Tezin Konusu ve Amacı

Teknolojinin gelişimi ile beraber mekanik sistemler yerlerini elektromekanik sistemlere bırakma eğilimi göstermiştir. Özellikle bilgisayar ve elektronik alanındaki gelişmeler, sensor ve aktüatör teknolojilerinin hızla gelişimine imkan vermiştir. Bu değişim ve gelişimlerden en hızlı etkilenen sektörlerin başında otomotiv sektörü gelmektedir. Kontrol edilebilirlik, güvenilirlik ve hassasiyet unsurlarını bünyesinde barındıran bu tip elektromekanik sistemler oldukça yaygınlaşmakta ve günümüz araçları bu tip sistemler ile donatılmaktadır. Bu bağlamda araç teknolojisinde kullanılan elektromekanik sistemler, hem bilim adamları için hem de otomotiv firmalarının araştırma ve geliştirme bölümleri için üzerinde detaylı olarak çalışılan aktif bir araştırma sahası olmaktadır.

Araçlarda kullanılan elektromekanik sistemler genelde güvenlik, performans, enerji minimizasyonu ve konfor öğelerinde gelişimi sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Akıllı süspansiyon sistemi olarak adlandırılan ve araç süspansiyon sistemlerine doğrudan ya da dolaylı yollar ile müdahale ederek sürüş konforunu ve sürüş güvenliğini sağlamaya ve korumaya yönelik olan sistemler konusunda son yıllarda büyük gelişmeler kaydedilmiştir. 1980'li yıllarda başlayan araştırmalar, Mitsubishi firmasının 1987 yılında ürettiği Galant modellerinde elektronik kontrollü yarı-aktif süspansiyon sistemi kullanmasıyla teoriden pratiğe geçişini tamamlamışlardır.

Akıllı süspansiyon sistemleri 90'lı yıllardan itibaren oldukça hızlı bir gelişim göstermiştir. Infiniti, Toyota ve Mitsubishi firmaları aktif süspansiyon sistemlerini de seri üretimde kullanmış ve sektörde konu hakkında öncü firmalar haline gelmişlerdir [34]. Günümüzde üst sınıf araçların çoğunda bu tip akıllı süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır.

Akıllı kontrol sistemlerinin kullanımındaki artışın temel olarak iki nedeni vardır. Bu nedenler sürüş güvenliği ve de sürüş konforu olarak nitelendirilebilir. Pasif süspansiyon sistem elemanlarının özellikleri imalat aşamasından sonra değişemediği için, bu tip mekanik sistemlerin aracın ve yolun çeşitli durumlarında yüksek güvenlik ve konfor sağlayabilmeleri olanaksızdır. Akıllı süspansiyon sistemleri ise aracın ve yolun durumunu sensorlar vasıtasıyla öğrenerek sisteme etki eder ve sistemin yeni şartlara göre davranmasını sağlar.

Akıllı süspansiyon sistemleri, süspansiyon sisteminde yer alan elemanlardan bir ya da birkaçının kontrol edilmesi prensibi ile çalışmaktadırlar. İlk kullanılmaya başlanan akıllı sistemler, sistemde kullanılan damperlerin sertlik katsayısını değiştirme yoluyla süspansiyon sisteminin yeni koşullara adapte olmasını sağladıkları için yarı-aktif sistemler olarak anılmaktadır. Sisteme doğrudan bir enerji ya da kuvvet uygulayarak sistem koşullarının değiştirilmesini sağlayan akıllı süspansiyon sistemleri ise aktif süspansiyon sistemleri olarak ifade edilmektedir.

Süspansiyon sisteminde yer alan damperlerin sertliğini değiştirme prensibi üzerine kurulmuş yarı-aktif sistemlerde genelde hidrolik elemanlar kullanılır. Bunun amacı kullanılan sıvının viskozite özelliğini değiştirerek damper sertlik katsayısını denetleyebilmektir. Daha önceleri sıvının yer aldığı borunun kesit alanı değiştirilerek başarılan bu denetleme, sonraları kullanılan sıvının elektrik alan ya da manyetik alanda viskozitesindeki değişikliğin kontrolü ile sağlanmıştır.

Aktif süspansiyon sistemlerinde, sisteme doğrudan etki eden aktüatörler kullanılır. Daha önceleri pnömatik ya da hidro-pnömatik pompalar kullanılsa da teknolojinin gelişimi ile elektromanyetik aktüatörler de kullanılmaya başlanmıştır.

Gerek yarı-aktif gerekse aktif sistemlerde kullanılan yöntemler ve elemanlar, araca ek bir ağırlık ve ek bir masraf getirmektedir. Bu yüzden günümüzde yapılan çalışmalar iki yönlü olarak gelişmektedir. Çalışmaların bir yönü masrafı düşürmek ve kullanılan elemanların hacim ve ağırlıklarını azaltmak diğeri ise yeni kontrolcüler geliştirerek istenen performans değerlerini optimize etmektir. Bu bağlamda bu tezde yapılan çalışmanın konusu aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılacak efektif bir kontrolcü tasarlayabilmektir.

Bu tez çalışmasında öncelikle süspansiyon sistemlerinden beklenen sürüş güvenliği ve sürüş konforunun elde edilebilmesi için akıllı süspansiyon sistemlerinin gerekliliği ortaya konulmuştur. Tezin asıl çalışma kısmında ise sistemden istenen performans değerleri lineer bir kontrolcü tasarımı ile sağlanmaya çalışılmıştır. Tasarlanan sistemin ve kontrolcünün performansa olan etkisi çeşitli simülasyon çalışmaları ile ortaya konmuştur.

1.2 Tezin Kapsamı

Bu tez çalışmasında süspansiyon sistemleri ve aktif süspansiyon sistemi kontrolü üzerinde durulmuştur. Tez çalışmasının birinci bölümünde tezin amacı, önceden bu konularda yapılmış çalışmalara genel bir bakış verilmiş ve tezin kapsamı belirtilmiştir. Çalışmanın ikinci bölümünde ana başlık olarak pasif süspansiyon sistemlerinden bahsedilmiştir. Pasif süspansiyon sistemini oluşturan elemanlar ve bu elemanların çeşitleri özetlenmiştir. Süspansiyon sisteminden beklenen performans kıstasları ortaya konulmuş ve sistemi oluşturan elemanların parametre değişimlerinin etkileri incelenmiştir. Sonrasında ise pasif süspansiyon sisteminin modeli formüle edilmiştir. Tezin üçüncü bölümünde yarı-aktif süspansiyon sistemlerinden bahsedilmiştir. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinin pasif sistemlerden olan farkı ortaya konmuş ve bu sistemlerin yapılarından ve çalışma yöntemlerinden bahsedilmiştir. Sonrasında ise yarı-aktif sistemin modeli formüle edilmiştir. Tezin dördüncü bölümünde asıl araştırma konusu olan aktif süspansiyon sistemlerinden bahsedilmiştir. Tezin beşinci bölümünde ikinci bölümde ortaya konulmuş olan performans kriterlerine ulaşabilmek için tasarlanması gereken kontrol yönteminden bahsedilmiştir. Performans hedeflerine ulaşabilmek için LQR tipi bir kontrolcü tasarlanıp daha sonra da aktif süspansiyon sisteminin farklı durumlar karşısında verdiği cevaplar incelenmiştir.

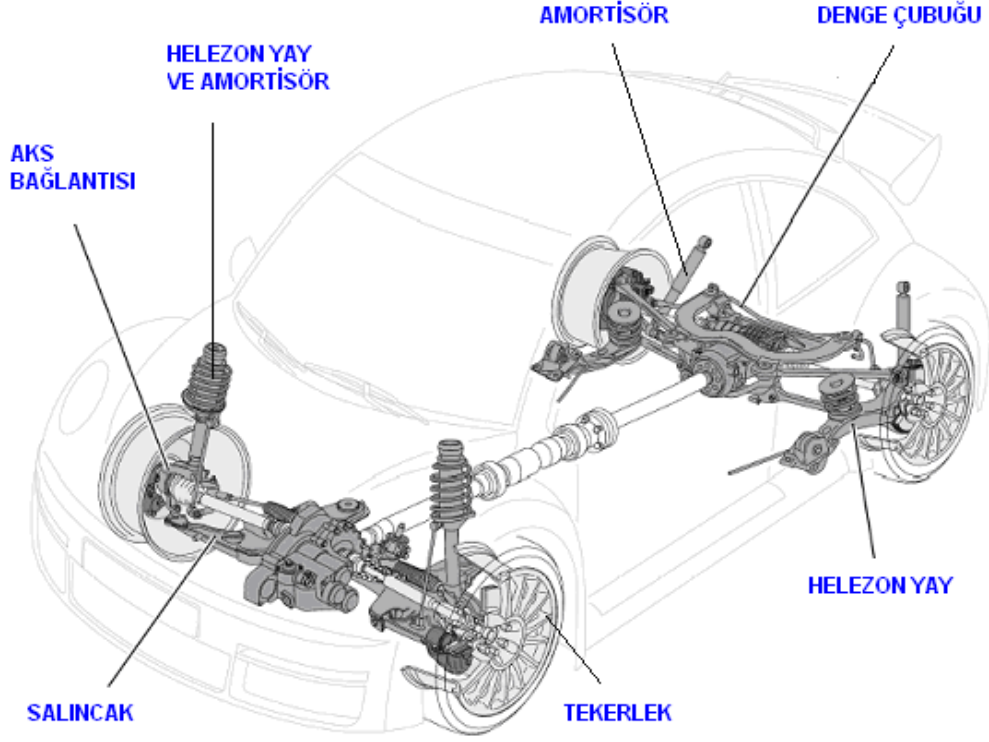
Bu gözlemlerden yola çıkılarak performans analizi yapılmıştır. Ayrıca LQR yöntemine alternatif olabilecek daha basit yapılı ama benzer performans sergileyen Sky-Hook kontrolcü tasarlanmıştır. Sistem durumlarının tahmin edildiği gözlemci tasarımı da çalışmaya eklenmiştir. Tezin son kısmında yapılan çalışmadan çıkarılan sonuçlar ortaya konulmuştur. Çalışmanın negatif ve pozitif yönleri ortaya konularak başarılı olunan ve başarılı olunamayan konular nedenleri ile beraber verilmiş, tezin genel bir değerlendirilmesi yapılmış ve bundan sonra konu hakkında yapılması gerekenler ifade edilmiştir.

2. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Süspansiyon sistemi araç gövdesi ile aks ve tekerlekler arasında yer alan, gerek araç dinamiğinden gerekse yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri ve hareketleri sönümleyen elemanlardan oluşur. Süspansiyon sistemi sürüş konforu ve güvenliği açısından doğrudan, performans ve de enerji açısından da dolaylı yoldan ihtiyaç duyulan bir sistemdir. Süspansiyon sisteminin görevleri şu şekilde özetlenebilir:

1. Sürüş esnasında tekerlekler ile birlikte yolun yapısı ve araç dinamiğinden kaynaklanan istenmeyen kuvvetlerin izole edilmesini ve aracın konfor özelliklerinin artırılmasını sağlar. Bu konfor özellikleri genelde aracın gövde yapısı ile ilişkilendirilir ve süspansiyon sistemi titreşimin ve salınımların azaltılmasını, kafa vurma ve yalpalama hareketlerinin kontrol altına alınmasını ve ani şokların sönümlemesini sağlar [2].
2. Aracın gerek düzgün gerekse bozuk yol koşullarında; hızlanma, yavaşlama ya da frenleme sırasında yol tutuş özelliklerini sağlar. Bu yol tutuş özellikleri tekerleğin dikey kuvvetlerin etkisi ile şekil değiştirmesinden kaynaklanır. Süspansiyon sistemi bu kuvvetlerin tekerlek üzerine olan etkisini azaltarak hızlanma, frenleme ve dönme esnasında bile yüksek yol tutuş sağlar [2].
3. Aracın düz olmayan bükümlü yollarda ve virajlarda statik ağırlığını dengeler. Bu özellik süspansiyonun vuruş etkisi ile ilgilidir; dönemeçlerde ağırlığın aracın yüksek tarafından alçak tarafına transferini sağlayarak dönüşü kolaylaştırır [2].

Yukarıda özetlenmiş süspansiyonun üç temel özelliğine, gürültüyü ve yorulmayı azaltan ve de yıpranmayı azaltan yüksek frekanslı titreşimleri sönümleme özelliği de eklenebilir. Süspansiyon sisteminin araç üzerindeki yer ve dağılımları Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Araç üzerinde süspansiyon sistemi [1].

Günümüzde teknoloji ilerlemiş ve de yeni süspansiyon sistemleri geliştirilmiş olmasına rağmen süspansiyonun kazandırdığı üç temel özelliği kabul edilebilir belirli bir seviyeye kadar sağlayabilen pasif süspansiyon sistemleri tercih edilmektedir. Daha ekonomik olan bu sistemler özellikleri değiştirilemeyen yay ve damper sistemlerinden oluşmaktadır. Sistemin içinde aktif rol oynayan herhangi bir aktüatör ya da sensor elemanı bulunmamaktadır.

2.1 Süspansiyon Sistemlerinin Çeşitleri

Tekerleklerin araç ile bağlantısını yapan parçaların tümüne birden askı sistemi denir. Bu bağlamda süspansiyon sistemleri yapılarına göre genellikle ikiye ayrılır. Yapı olarak kastedilen aracın sağ ve sol tekerleklerinin beraber ya da bağımsız olarak hareket etmesidir. Eğer sağ ve sol tekerlek birbirlerine bir aks ya da bir aks kovanı ile bağlıysa bu tip süspansiyon sistemi sabit(askı) süspansiyon donanımı olarak adlandırılır [1]. Bu yapının aksine sağ ve sol tekerlek yolun durumuna göre bağımsız olarak hareket edebiliyorsa bu tip donanım da serbest(askı) süspansiyon olarak sınıflandırılır. Sabit askı sistemi genellikle yük taşımacılığında kullanılan araçlarda, serbest askı sistemi ise binek araçlarda kullanılmaktadır.

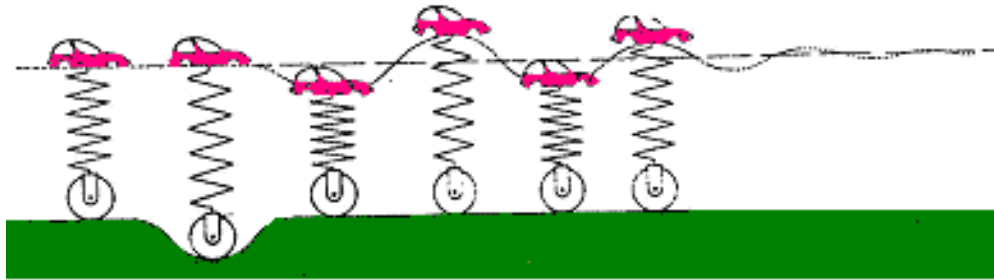
Askı sistemlerinin temel görevleri olarak; aracın yüksek hızlara emniyetli olarak çıkmasını sağlamak, virajlarda tekerleklerin devamlı olarak yol ile bağlantısını sağlamak ve de yoldan gelen titreşim ve darbeleri azaltması sayılabilir.

2.2 Süspansiyon Sistemi Elemanları

Bir süspansiyon sistemini oluşturan temel elemanlar; yaylar, amortisörler, denge çubuğu ve salıncak kolları ile rotiller olarak sayılabilir.

2.2.1 Yaylar

Askı sisteminde kullanılan elemanlardan en önemli parçalardan biri yaylardır. Tekerlekler hariç aracın tüm yükünü yaylar taşırlar. Yolun durumuna ve de aracın yük durumuna göre tekerlekleri şasiye yaklaştırmak ya da şasiden uzaklaştırmak ile görevlidirler. Bu sayede darbeleri azaltır ve de aracın yola tutunmasını artırır. Ayrıca yoldan gelen titreşimleri ve de istenmeyen kuvvetleri sönümleyerek gövdeye iletir. Yayların bu kazanımları sağlamasındaki en önemli etken enerji depolayan elemanlar olmalarıdır. Tekerleklerden direkt olarak iletilen kinetik enerjiyi depolayarak potansiyel enerjisine çevirirler. Daha sonra ise oldukça yavaş salınımlar yaparak bu enerjiyi kinetik enerjiye çevirirler. Bu sayede istenmeyen etkiler araca sönümlenerek ulaşır.



Şekil 2.2: Yayların araç üzerindeki sönümleme etkisi [1].

Askı sistemlerinde beş tip farklı yay kullanılmaktadır. Bu yaylar yaprak yaylar, helezon yaylar, burulma çubuklu yaylar, pnömatik(havalı) yaylar ve hidropnömatik yaylardan oluşur.

2.2.1.1 Yaprak yaylar

Makas olarak da adlandırılan yaprak yaylar daha çok arka süspansiyon donanımında ve yük taşımacılığında kullanılan kamyon ve kamyonetlerde kullanılmaktadır. Şekil 2.3’de görüldüğü gibi yaprak yaylar yassı ince çelikten yapılmış yaprakların kısıdan uzuna doğru üst üste demetlenmesinden oluşur. Bu bağlama şeklinden dolayı kırılması çok zor, eğilmeye müsait bir yapıları vardır. Yayı meydana getiren yapraklar bir merkez civatası ile birbirine bağlıdır, ayrıca merkezden uçlara doğru kaymayı önleyici kelepçeler ile çelik yapraklar birbirine tutturulmuştur. Bu kelepçeler sayesinde yaylar aynı hizada tutulur ve yaylanma sırasında yayların dağılması engellenmiş olur. Yaylanma esnasında yapraklar birbiri üzerine sürtünerek kayma yaparlar, bu sürtünmenin ve dolayısıyla yıpranmanın önlenmesi için yayların arasına sürtünmeyi azaltıcı maddeler konulmaktadır. Bu kayma sayesinde yayın kırılması önlenmiş olur ve yükün yapraklar üzerine dağılması sağlanır. Yaprak sayısı arttırıldıkça da yayın dayanabileceği yük miktarı da arttırılmış olunur.



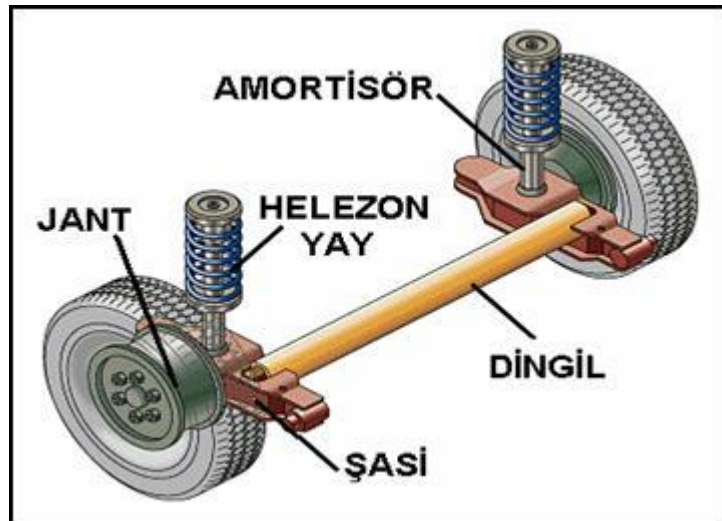
Şekil 2.3: Yaprak yayların yapısı.

Yaprak yaylarda sabit makaslar kullanılır, bağlantı parçalarına gereksinim yoktur ama buna rağmen çok yer kaplarlar. Üretimleri çok zor olmasına rağmen çok dayanıklı olmalarından dolayı ağır yük içeren hizmet kullanımları için idealdirler. Yapraklar arasında sürtünmeyi azaltan maddeler kullanılsa da diğer yay çeşitlerine göre yüksek kabul edilebilecek sürtünmeye sahiptirler ve bu sürtünmeden dolayı yol yüzeyinden gelen küçük titreşimleri sönmölemeleri zordur. Bu sürüş konforunun düşmesine ve binek araçlarda bu tip yayların tercih edilmemesine neden olmaktadır. Küçük titreşimleri sönmöleyememelerine rağmen kalkış ve frenleme yada duruş esnasında oluşan sarsıntıları kolayca sönmölerler. Maliyeti düşük olmasına karşın sürtünme ve yıpranma yüzünden düzenli bakım gerektirirler.

2.2.1.2 Helezon(Helisel) yaylar

Helezon yaylar ısıtılma işlemi ile bükülüp helezon şekiller verilmiş özel yay çeliklerden oluşurlar. Helezon yaylar araçta bir ucu şasi çerçevesine diğer ucu da aks ya da askı tertibatına bağlanacak şekilde yerleşmiş halde bulunurlar. Üzerine yük bindiğinde esneyen yayın boyu kısalmış ve harici enerji potansiyel enerji olarak hapsedilerek sönümlenir. Helezon yaylarda kullanılacak olan yayın sertliği önemlidir. Aracın kullanılacağı yer ve biçime göre ağır yükler ve darbeler için sert, normal yük ve yol durumları için yumuşak yay kullanılmalıdır. Aksi takdirde konforsuz ve de kontrolsüz bir sürüşe neden olur.

Binek araçların çoğunda ve de yeni nesil yük araçlarında helezon yaylar kullanılmaktadır. Yaprak yaylara göre sönümleme güçleri daha yüksektir ve çok daha az yer kaplamaktadırlar. Genellikle yumuşak ve yapımı kolay yaylardan imal edilirler ve bakım ihtiyaçları yaprak yaylara göre çok azdır. Yaprak yaylarda yer alan iç sürtünme helezon yaylarda yoktur bu yüzden yayların kendi salınımlarının kontrolüne ihtiyaç yoktur. Yaprak yaylar tek başlarına kullanılabilirler ancak helezon yayların yanında sönümlemenin sertliğini ve hızını kontrol edebilen amortisörlerin kullanımı zorunludur (Şekil 2.4). Ayrıca yaprak yayların yanall kuvvete olan direnci helezon yaylarda yoktur ve bu direnç aksı destekleyecek yanall bağlantı elemanlarının kullanımı zorunlu kılınmıştır.

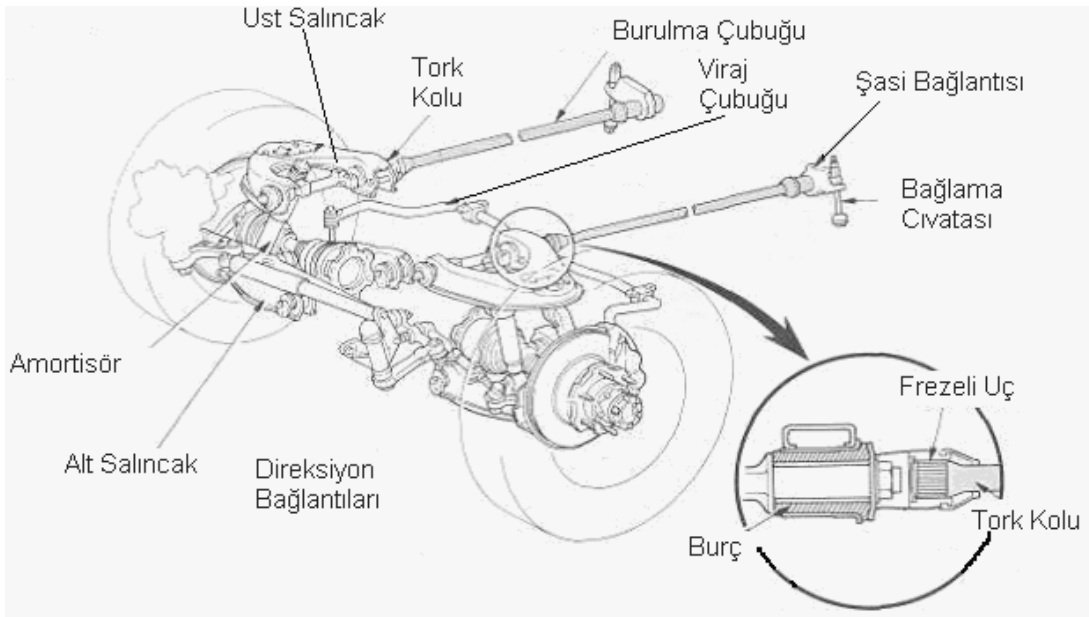


Şekil 2.4: Helezon yay ve amortisör [15].

2.2.1.3 Burulma çubuklu yaylar

Bir titreşim kolu ile bükülebilmeye ve burulabilmeye dayanıklı bir veya birden fazla uzun çelik çubuktan meydana gelirler. Çubuğun bir ucu hareket etmeyecek şekilde aracın şasisine diğer ucu da titreşim kolundan döner hareket sağlayabilecek şekilde askı sisteminin hareketli parçalarından birine bağlıdır. Tekerleğin yol üzerinde yaptığı salınımlar bu çubuk ya da çubukları burulmaya zorlayarak yaylanmayı sağlar. Bu sayede tekerlekten gelen kuvvetler sönmüş olur.

Burulma çubuklu yaylarda süspansiyon gücü yaprak ve helezon yaylara göre daha yüksektir. Helezon yaylar gibi üretimi basit, kapladığı yer az ve bakım istemeyen özelliklere sahiptirler. Kontrolsüz salınımına sahip olduklarından helezon yaylar gibi amortisör kullanımı mecburidir.



Şekil 2.5: Burulma çubuğu ve amortisör [1].

2.2.1.4 Pnömatik(Havalı) yaylar

Pnömatik yaylar havalı askı sistemlerinde kullanılır. Gazların özelliklerini kaybetmeden sıkıştırılabilmesi ilkesi bu tip yayların temel mantığını oluşturur. Bu temel kurala göre dışı metal bir hücreden oluşan esnek bir lastik körük hava yastığını oluşturur ve bu hava yastığı aracın ağırlığını üzerinde taşır. Bu hava yastıklarının şişirilebilmesi için kompresöre ihtiyaç vardır.

Bu yüzden bu tip yaylar genellikle basınçlı hava sistemi bulunan yolcu otobüsü, kamyon ve de tır gibi araçlarda kullanılabilir, aksi takdirde araca bu tip sistemlerin eklenmesi mecburdur.

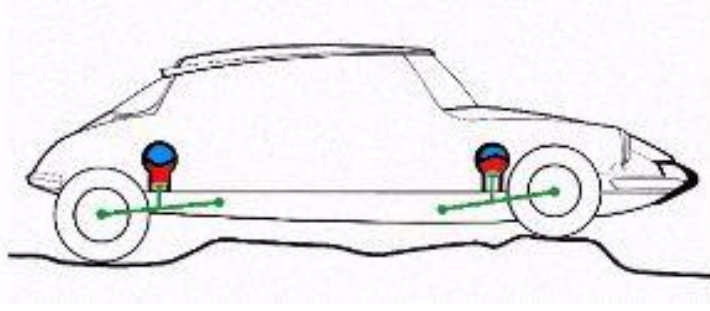


Şekil 2.6: Pnömatik yaylar [19].

Sürüş halinde araç düzgün olmayan bir yoldan geçtiği anda hava yastığındaki hava sıkışarak yaylanmayı sağlar ve gelen darbeyi sönümler, titreşimleri de hava titreşimine çevirerek azaltır. Araca gelen yükün azalması durumunda ise hava yastıkları gerektiği kadar sönerek kasa ile dingil arasındaki mesafeyi ayarlar. Prensip olarak her iki durumda da kasa ile dingil arasındaki mesafe sabit tutulmaya çalışılır. Bunu sağlamak için hava basan kompresör ile hava yastığı arasına yerleştirilmiş bir seviye ayar subapı ve de buna bağlı bir kumanda kolu mevcuttur. Yapısı itibariyle diğer yaylara göre daha karışık ve de maliyetli bir yay biçimidir.

2.2.1.5 Hidro-pnömatik yaylar

Hidro-Pnömatik yayların temel felsefesi pnömatik yaylar ile aynıdır fakat bu tip yaylarda hava yastığının içersinde bir diyafram ile ayrılmış sıvı bulunmaktadır. Haznenin üst kısmında gaz olarak imalat sırasında doldurulmuş azot gazı yer alır. Herhangi bir tekerleğe darbe geldiği zaman Şekil 2.7’de görüldüğü gibi sıkıştırılamayan sıvı, azot gazını sıkıştırarak yaylanmayı ve de sönümlenmeyi sağlar. Ayrıca ön ve arka tekerlekleriz üzerindeki hava yastıklarındaki sıvılar birbirlerine bağlı durumdadırlar. Bu bağlantı adeta bir amortisör görevi görerek yaylanmayı ve de sönümlemeyi iki tekerlek arasında paylaştırarak çok iyi bir süspansiyon sağlar.



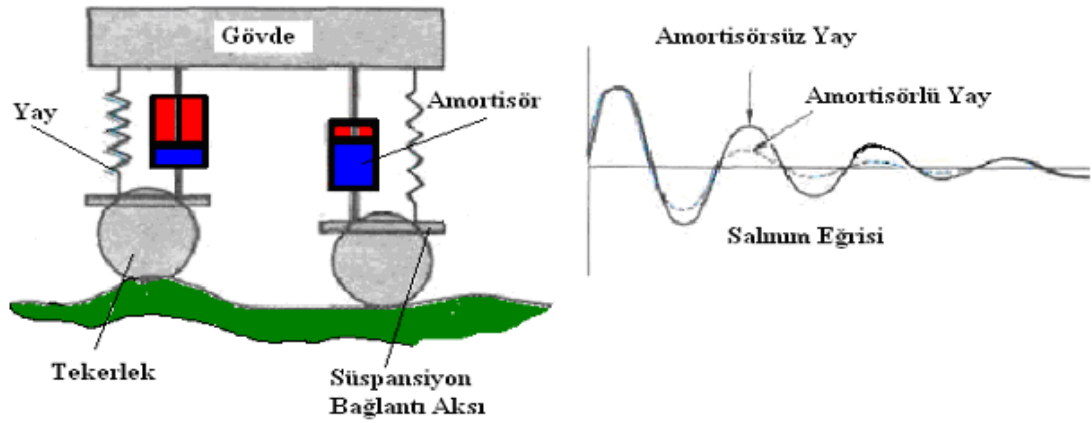
Şekil 2.7: Hidro-Pnömatik yaylar [16].

Hidro-pnömatik yaylar diğer yay tipleri ile karşılaştırıldığında en yüksek enerji depolama kabiliyetine sahiptirler ve bu yüzden yaylanma karakteristikleri çok gelişmiştir ve bu sayede ileri derecede konforlu araç kullanımına imkan vermektedirler. Basınçlı yağ kullanıldığı takdirde yaylanma yolun durumundan ve aracın yükünden çok az etkilenir ve amortisöre gerek duyulmaz.

2.2.2 Amortisörler

Amortisörler, yaylar ile birlikte kullanılarak yoldan gelen titreşimlerin ve istenmeyen kuvvetlerin araç şasisine iletilmeden sönmelenmesini sağlayan süspansiyon elemanlarıdır. Araç yoldan gelen darbeler ile sallandığında, yaylar uzayarak ve kısalarak bu kuvvetleri potansiyel enerjiye çevirerek bu darbeleri karşılar. Bu kuvvetleri sönmlemek adına belirli bir süre salınım hareketi yaparlar. Konforlu ve de güvenli sürüş adına bu salınımların sert olmaması ve de çok uzun sürmemesi beklenir. Bu amacı sağlamak için yayların yavaşça gevşemesini ya da sıkışmasını sağlayacak, ani kontrolsüz salınımları önleyecek donanım ihtiyacı vardır. Amortisörlerin süspansiyon sistemlerindeki gerekliliği de bu ihtiyaçlardan dolayı gelmektedir. Amortisörsüz bir süspansiyon sistemi ile amortisörlü sistemin farkı Şekil 2.8’de gösterildiği üzere büyük önem taşımaktadır.

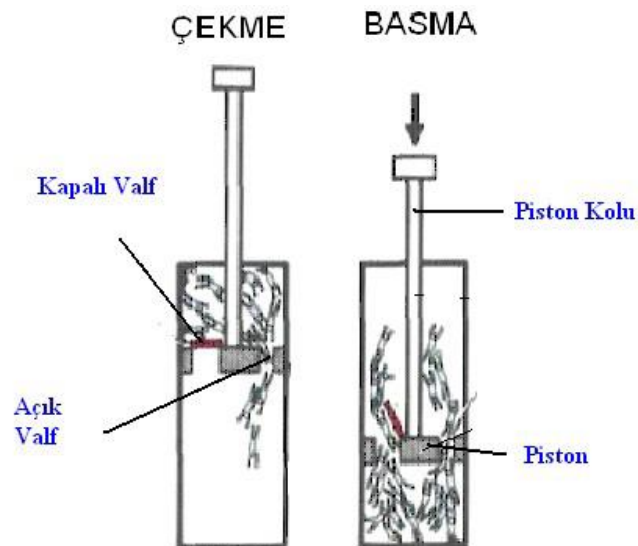
Genel olarak amortisörlerin çalışma prensibi harekete karşı bir direnç göstererek uygulanan kinetik enerjiyi sürtünme yoluyla ısı enerjisine çevirmesine dayanır. Bu sayede yoldan gelen ya da yayda birikmiş olan enerji ısı enerjisine çevirilerek yutulmuş olur. Bu işlem sıvıların sıkıştırılmama özelliğinden faydalanarak tasarlanmıştır. Amortisörlerin içersindeki sıvı sıkıştırılmaya çalışıldığında yüksek basıçla yer değiştirmeye çalışır ve bu esnada çok yüksek sürtünme kuvvetine maruz kalır. Bu sürtünme kuvveti sayesinde yayın esnemeleri kısa sürede durdurulmuş olur.



Şekil 2.8: Amortisörlü süspansiyon sistemi [1].

Yayların salınım sürelerini azaltmanın dışında amortisörler lastiklerin zeminle temasını sağlayarak yol tutuşunu artmasına ve güvenli sürüşe imkan vermektedirler. Ayrıca harekete çift taraflı direnç göstermesi nedeniyle yatmayı, kaymayı, zıplamayı, frenleme esnasında dalmayı ve hızlanma sırasında ön tarafın yükselmesini, arka tarafın alçalmasını azaltarak sürüş konforu sağlar.

Amortisörler araç üzerinde yaylar ile bütünleşik olabileceği gibi aracın dingil yapısına ve kullanılan yayın çeşidine göre ayrı olarak da bağlanabilirler. Arka süspansiyonda aks kovanı veya salıncak ile şasi, ön süspansiyonda ise direksiyon mafsalları ile şasi veya kaportaya bağlanırlar.

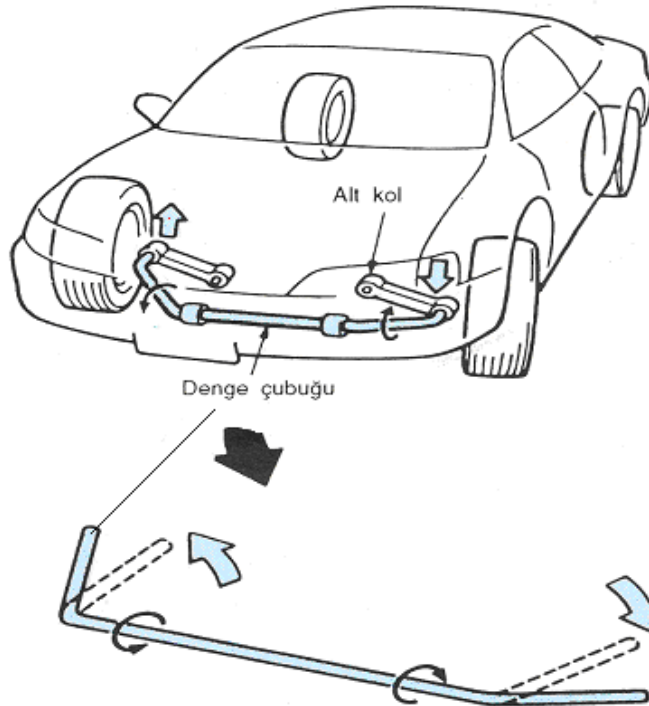


Şekil 2.9: Sıvı içerikli amortisörlerin çalışması [1].

Amortisörler kullanım amaçlarına, yapılarına ve çalışma şekillerine göre çeşitlilik gösterirler. Araç süspansiyonlarında kullanılan tüm amortisörler boru tipi amortisörlerdendir. Boru tipi amortisörler çalışma şekline göre tek tesirli ve çok(çift) tesirli olarak ikiye ayrılır. Tek tesirli amortisörler hareketin yalnızca bir yönünde aktif diğer yönünde ise serbest haldedirler. Araç süspansiyon sistemlerinde her iki yönde de meydana gelen tesirin azaltılması için çok tesirli amortisörler tercih edilmektedir. Ayrıca amortisörler içerdikleri muhteviyatın sıvı ya da gaz olmasına göre de çeşitlendirilmektedir. Sıvı içerikli amortisörlerde daha çok yağ kullanılır, bunun sebebi yağların moleküler yapısı gereği viskozitelerinin yüksek olması dolayısıyla da daha yüksek sürtünme sağlayabilmeleridir. Binek araçların çoğunda sürüş emniyeti ve konforu için yağ içerikli amortisörler kullanılmaktadır.

2.2.3 Denge çubuğu

Denge çubukları aracın dönüş esnasında yana yatmasından kaynaklanan merkezkaç kuvveti ile aşırı savrulmasını ve devrilmesini engellemek amacıyla kullanılan süspansiyon sistemi elemanlarıdır. İki alt sancağı birbirine bağlayan denge çubuğu burulma çubuklu yaylar gibi dönme etkisine direnç göstererek, dönüşler sırasında aracın devrilmesini engeller.



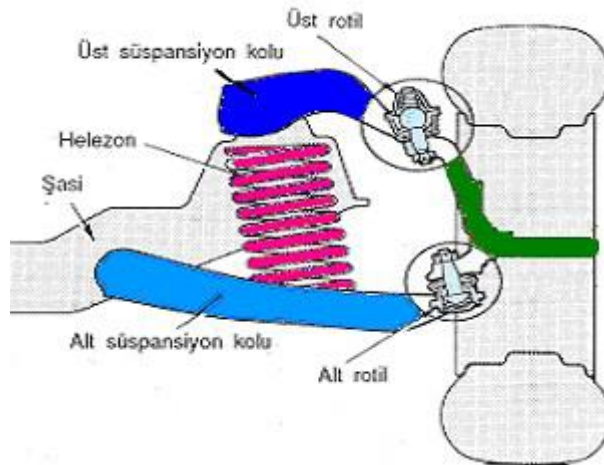
Şekil 2.10: Denge çubuğunun yeri ve davranışı [1].

Dönüş sırasında aracın ağırlığı bir yandan diğer yana doğru kaymaya başlar, bu kayma esnasında Şekil 2.10'da görüldüğü gibi denge çubuğunun bir ucu yukarı doğru burulurken diğer ucu aşağıya doğru burulur. Denge çubuğu bu burulmalara direnç göstererek burulmaya karşı koyar ve bu sayede de aracın savrulmasını azaltır ve gövdeyi mümkün olduğunca düz tutmuş olur. Denge çubukları aracın arka süspansiyon sisteminde de kullanılmaktadır. Burada kullanılan denge çubuklarına yanal kontrol çubuğu da denilmektedir. Arka aksı gövdeye bağlamak için kullanılırlar ve bu sayede de aks ile gövde arasında oluşan yanal kuvvetleri üzerine alırlar.

2.2.4 Salıncak kolları ve rotiller

Salıncak kolları süspansiyon sisteminin bir parçası olup yaylar, amortisörler ve diğer elemanlar ile beraber bir bütün oluşturur. Salıncaklar, tekerlekleri düzgün tutarak yatay olarak çeşitli yönden gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlar.

Dikey düzlemde herhangi bir etkileri yoktur. Her tekerlek için bir üst bir de alt salıncak bulunur. Genellikle üst salıncak tek, alt salıncak ise iki koldan oluşmaktadır. Şekil 2.11'de de görüleceği üzere salıncakların bir ucu süspansiyon çatısına diğer ucu ise rotiller vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur.



Şekil 2.11: Salıncak ve rotillerin görünüşü [1].

Rotiller sadece bir bağlantı elemanı olmayıp tekerleklerle gelen hem yatay hem de düşey kuvvetleri taşıyan küresel mafsallardır bu sayede süspansiyon sistemine katkı sağlarlar.

2.3 Pasif Süspansiyon Sistemi Analizi

Günümüzde kullanılan süspansiyon sistemlerinin çoğu aktif eleman içermeyen ve üretim esnasında belirlenmiş konfor ve yol tutuş kriterlerine göre imal edilmiş yay, damper ve tekerleklerden oluşur. Bu tip sistemlerde kullanılan tüm elemanlar duruma göre değişiklik göstermeyen pasif elemanlardır, sadece bazı non-lineer özellik taşıyan parametrelerinden dolayı farklı durumlarda az da olsa farklı davranış göstermeleri beklenebilir. Pasif süspansiyon sisteminin davranışlarının incelenmesi için bir araç süspansiyon modeline ihtiyaç vardır. Çalışmaların ve sonuçların gerçeğe çok yakın olması için üç boyutlu bir model gerekiyor gibi gözükse de aslında sürüş konforu ve yol tutuşu incelemeleri dikey hareketleri içerdiği için iki boyutlu basit bir model kullanmak ta gayet sağlıklı sonuçlar doğuracaktır. Süspansiyon sistemleri daha önce de belirtildiği gibi sabit ve de serbest askı sistemi olarak iki grupta incelenmektedir. Günümüzde sabit askı sistemleri sadece bazı taşıma araçlarının arka süspansiyon sistemlerinde kullanıldığından, incelemenin temeli serbest askı tipi süspansiyon sistemleri olacaktır. Bu sistemler incelenirken temelde üç tip araç modeli kullanılmaktadır. Bu modeller; çeyrek, yarım ve tam araç modelleridir.

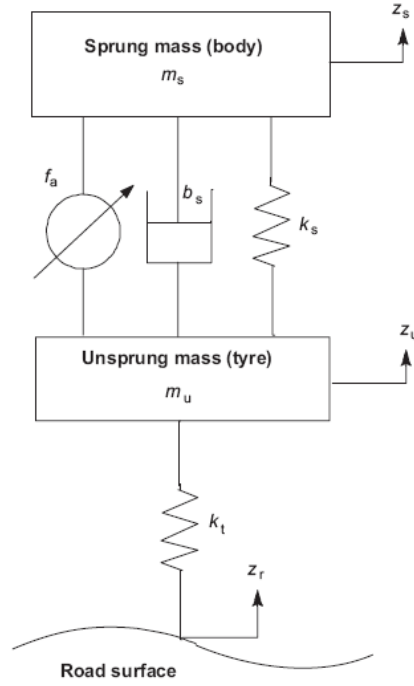
- Çeyrek araç modeli: Aracın dörtte birini yani her bir tekerlek ve ona ait süspansiyon sistemini temsil eden bir modeldir. Bu modelde süspansiyonun dikey yöndeki hareketleri incelenebilir.
- Yarım araç modeli: Aracın ön ve arka süspansiyonlarının yarısını temsil eden model biçimidir. Bu modelde dikey hareketlerin yanı sıra aracın kafa vurma etkisi de incelenebilir.
- Tam araç modeli: Aracın dört süspansiyonunu aynı anda inceleyen modeldir. Bu model sayesinde kafa vurma ve yalpalama hareketleri de incelenebilir.

Araç modellerinin sunduğu olanaklardan anlaşılacağı üzere, karmaşık yapılı yarım ve tam araç modeli kullanmak yerine basit yapılı çeyrek araç modeli ile süspansiyondan istenen temel konfor ve de yol tutuş özellikleri incelenebilir.

2.3.1 Çeyrek araç modeli

Çeyrek araç modelinde araç gövdesi ile aks ve tekerlek yaklaşık dörtte birlerine denk gelen asılı yük ve asılı olmayan yükler ile temsil edilmiştir. Böylece araç tek boyutlu

ve iki serbestlik dereceli yay ve sönüm elemanı ile temsil edilmiştir. Süspansiyon sistemini şematik modeli Şekil 2.12’de görülmektedir. Bu şekilde sprung mass denilen asılı kütle, unsprung mass denilen asılı olmayan kütle, k yay sabitleri ve b damper sabitleri olarak verilmiştir. Pasif süspansiyon sistemlerinde dışarıdan etki eden aktif bir kuvvet olmadığından şekilde asılı ve de asılı olmayan kütle arasındaki f_a kuvveti 0 kabul edilecektir.



Şekil 2.12: Çeyrek araç modeli [12].

Çizelge 2.1 : Çeyrek araç modeline ait temel parametreler.

Sembol	Tanım	Birim
m_s	Asılı kütle(taşıt kütlesi)	kg
m_u	Aks ve tekerlek kütlesi	kg
k_s	Süspansiyon yay katsayısı	N/m
k_t	Tekerlek yay katsayısı	N/m
b_s	Süspansiyon damper katsayısı	N.s/m
b_t	Tekerlek damper katsayısı	N.s/m
z_s	Asılı kütle yer değişimi	m
z_u	Tekerlek yer değişimi	m
z_r	Yol deplasmanı	m
F_a	Harici kuvvet	N

Çeyrek araç modelinin hareket denklemleri için Şekil 2.12 ile temsil edilmiş olan iki serbestlik dereceli sistemde Newton'un 2. Kanunu uygulanır.

Buna göre m_s kütlesine etki eden kuvvetler için;

$$\sum F_{m_s} = m_s \ddot{z}_s \quad (2.1)$$

$$m_s \ddot{z}_s = F_a + b_s \dot{z}_u - b_s \dot{z}_s - k_s z_s + k_s z_u \quad (2.2)$$

m_u kütlesine etki eden kuvvetler için;

$$\sum F_{m_u} = m_u \ddot{z}_u \quad (2.3)$$

$$m_u \ddot{z}_u = b_t \dot{z}_r - b_t \dot{z}_u - k_t z_u + k_t z_r + b_s \dot{z}_s - b_s \dot{z}_u + k_s z_s - k_s z_u - F_a \quad (2.4)$$

Böylece 2. Dereceden iki adet diferansiyel denklem elde edilmiş olur. Bu iki denklem değişken değişimi metoduna dayanarak uzay durum hali şeklinde yazılabilir.

Durum değişkenleri;

$$X_1 = z_s, X_2 = z_u, X_3 = \dot{z}_s, X_4 = \dot{z}_u \quad (2.5)$$

şeklinde seçilir.

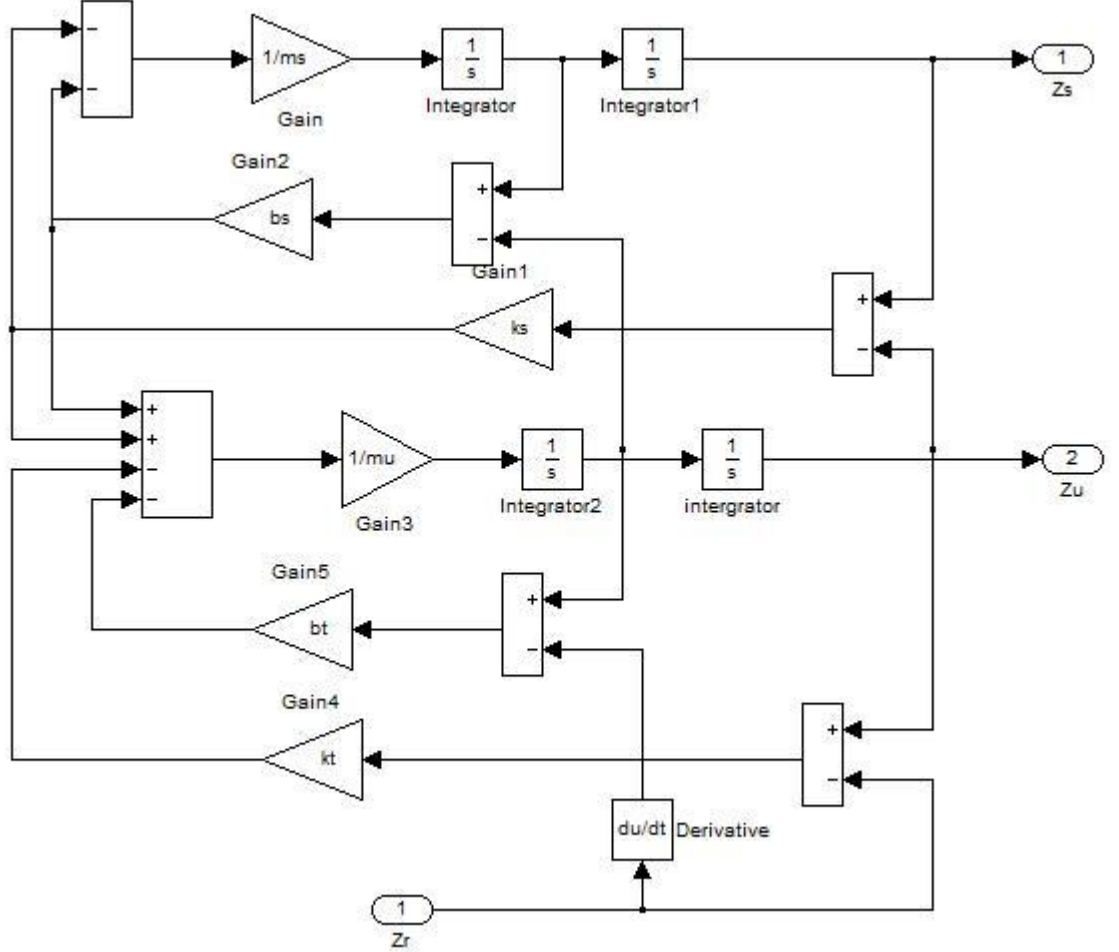
Durum değişkenlerinin türevleri ise;

$$\dot{X}_1 = \dot{z}_s, \dot{X}_2 = \dot{z}_u, \dot{X}_3 = \ddot{z}_s, \dot{X}_4 = \ddot{z}_u \quad (2.6)$$

olur. Bu durum değişkenlerine göre durum uzayı gösterimi aşağıdaki yapıyı alır;

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_s/m_s & k_s/m_s & -b_s/m_s & b_s/m_s \\ k_s/m_u & -k_t + k_s/m_u & b_s/m_u & -b_t + b_s/m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_t/m_u \end{bmatrix} z_r + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_t \end{bmatrix} \dot{z}_r$$

Elde edilen modelin blok diyagramı şeklinde gösterimi de Şekil 2.13'te gösterilmiştir. Blok diyagramda da görüldüğü üzere sisteme giriş olarak yol deplasmanı verilmiştir. Çıkışlar ise asılı ve asılı olmayan kütlelerin yer değişim miktarlarıdır. Ayrıca model kurulurken yay ve damper parametreleri sabit olarak alınarak sistem lineer olarak modellenmiştir.



Şekil 2.13: Pasif süspansiyon Simulink blok diyagramı.

2.3.2 Süspansiyon sisteminde performans kriterleri

Süspansiyon sisteminin temel fonksiyonları daha önce de belirtildiği gibi üç ana başlıktan oluşur. Bunlar; yoldan gelen rahatsızlıkların engellenmesi, aracın yol tutuşunu artırılması ve de aracın statik yük dağılımına yardımcı olunması şeklinde sıralanabilir. Fakat önemli olan bu üç temel prensip baz alınarak süspansiyonun performansının ortaya konulabilmesidir. Bu performans analizinin yürütülebilmesi için de bu üç fonksiyonu sağlayan, ölçülebilir parametrelerin belirlenmesine ihtiyaç

duyulmaktadır. Bu üç temel fonksiyonu ölçmek için kullanılabilir kriterler şu şekilde sıralanabilir:

- Yoldan gelen istenmeyen kuvvetlerin engellenmesine genel olarak sürüş kalitesi denilebilir. Sürüş kalitesinin ölçümü yapılırken, aracın düşey yönde olan ivmelenmesi performans parametresi olarak kabul edilebilir. İyi bir süspansiyon sistemi yoldan gelen sarsıntılardan oluşan ve $\ddot{z}_s$ olarak belirtilen asılı kütle yani araç gövdesi ivmelenmesini minimize etmelidir.
- Yol tutuş kriterlerini temel olarak aracın performanslı bir şekilde çekiş sağlaması, dönüş yapabilmesi ve de frenleyebilmesi oluşturur. Bu kriterlerin performanslarının maksimize edilmesi ise tekerleklerle düşen yük miktarının azaltılmasıyla mümkündür. Bunun nedeni tekerlek tarafından oluşan yatay ve dikey tüm kuvvetlerin, tekerlek yükü ile direkt bağlantılı olmasındandır. Böylece aracın yol tutuş özelliği tekerlekteki dikey yönde oluşan ve $z_u - z_r$ olarak tanımlanabilen sapma ile doğrudan ilgilidir
- Süspansiyon sistemin aracın statik yük dengesine yardımcı olması genelde bükümlü yollarda ve virajlarda ortaya çıkar. Bu özellik süspansiyonun vuruş etkisi ile ilgilidir; dönemeçlerde ağırlığın aracın yüksek tarafından alçak tarafına transferini sağlayarak dönüşü kolaylaştırır. Bu ağırlık transferi de $z_s - z_u$ olarak belirtilen süspansiyon sapmasının maksimize edilmesi ile ölçülebilir.

Daha önce asılı ve asılı olmayan kütlelerin yer değişim miktarı ve hızları olarak belirlenmiş durum uzayı değişkenleri yukarıda belirtilen performans kıstasları açısından yetersizdir ve bu kıstaslar doğrultusunda değiştirildiklerinde daha sağlıklı analiz etme şansını doğuracaktır.

(2.2) ve (2.4) ile belirtilmiş olan hareket denklemleri tekrar düzenlenip aşağıdaki sistem gösterim formatının 2. derece şekli olarak yazılırsa yeni durum değişkenlerini atamak daha kolay hale gelecektir.

$$M\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = H_1 z_r + H_2 \dot{z}_r + H_3 F_a \quad (2.7)$$

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ z_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_s & -b_s \\ -b_s & b_s + b_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_t \end{bmatrix} z_r + \begin{bmatrix} 0 \\ b_t \end{bmatrix} \dot{z}_r + \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} F_a$$

Yukarıdaki sistem elde edildikten sonra durum uzayı aşağıdaki sistemin 4. Dereceden hali olarak yazılabilir [25].

$$\dot{x} = Ax + BF_a + L\dot{z}_r \quad (2.8)$$

Yeni durum değişkenleri performans kriterleri de göz önüne alınarak aşağıdaki şekilde yeniden oluşturulur.

$x_1 = z_s - z_u$; süspansiyon sapma miktarı,

$x_2 = \dot{z}_s$; asılı kütle için mutlak hız,

$x_3 = z_u - z_r$; tekerlek sapma miktarı,

$x_4 = \dot{z}_u$; asılı olmayan kütle için mutlak hız olarak tanımlanabilir.

Bu durum değişkenlerine göre sistem (2.8)'deki şekilde yazılırsa,

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & b_s/m_u & -k_t/m_u & -b_t + b_s/m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_u \end{bmatrix} F_a + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ b_t/m_u \end{bmatrix} \dot{z}_r$$

İncelenen sistem pasif süspansiyon sistem modeli olduğu için yukarıda hesaba katılmış olan F_a kuvveti 0 olacak ve de sistemin son durum uzay hali (2.9)'deki hali olacaktır.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & b_s/m_u & -k_t/m_u & -b_t + b_s/m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ b_t/m_u \end{bmatrix} \dot{z}_r \quad (2.9)$$

Yeni elde edilmiş sisteme göre incelenmesi gereken performans kıstasları üç ayrı transfer fonksiyonu şeklinde incelenebilir. Bu transfer fonksiyonları;

- Gövde ivmesi için oluşturulan transfer fonksiyonu;

$$H_A(s) = \frac{\ddot{z}_s}{\dot{z}_s} \quad (2.10)$$

- Süspansiyon sapma miktarı için oluşturulan transfer fonksiyonu;

$$H_{RS}(s) = \frac{z_s(s) - z_u(s)}{\dot{z}_r(s)} \quad (2.11)$$

- Tekerlek sapma miktarı için oluşturulan transfer fonksiyonu;

$$H_{TD}(s) = \frac{z_u(s) - z_r(s)}{\dot{z}_r(s)} \quad (2.12)$$

Çizelge 2.2 : Çeyrek araç modeline ait parametre değerleri.

Parametreler	Değerler
m_s	250 kg
m_u	50kg
k_s	16000 N/m
k_t	160000 N/m
b_s	1500 N.s/m

Çalışmanın buradan sonra gerçekleştirilecek olan işlemleri kolaylaştırmak ve de simülasyonlarda gerçeğe yakın sonuçlar almak için çizelge 2.2'deki parametreler kullanılmıştır [11]. Buradaki parametrelere pasif süspansiyonda harici bir kuvvet olmadığı için F_a eklenmemiştir, ayrıca $b_t = 0$, ihmal edilebilir kabul edilmiştir.

2.3.3 Süspansiyon parametrelerinin performans etkisi

Süspansiyon sistemini oluşturan temel parametrelerin değişimi sistemin performansını direkt olarak etkilemektedir. Süspansiyon sistemindeki performans kriterlerini sağlayabilmek amacıyla, üretimde belirli hedeflere göre yay ve damperler seçilmektedir. Bu parametrelerin sistem üzerinde ne yönde bir etki yaptığı araştırılmalıdır. Bu gözlemlemenin yapılabilmesi için sistemin doğal frekansları

hesaplanmalı ve de bu frekanslardaki davranış biçimleri incelenmelidir. Daha sonra parametreler istenildiği şekilde değiştirilerek sisteme olan etkileri rahatlıkla gözlenebilir.

Süspansiyon sisteminin doğal frekanslarını bulmak için aşağıda verilen eşitliğin çözülmesi gerekir [24].

$$\det -\omega^2 M + K = 0 \quad (2.13)$$

Bu eşitlikte bahsi geçen M ve K matrisleri (2.7) ile gösterilmiş matrislerdir. Bu matrislerde eşitliğe eklenince;

$$\det \begin{bmatrix} k_s - m_s \omega^2 & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t - m_u \omega^2 \end{bmatrix} = 0$$

elde edilir. Oluşan matrisin determinantı alınıp 0'a eşitlenirse ω değerinin çözüm kümesi bulunur. Buna göre;

$$\omega^2 = \frac{k_t m_s + k_s m_s + m_u k_s \pm \sqrt{k_t m_s + k_s m_s + m_u k_s^2 - 4k_s k_t m_u m_s}}{2m_u m_s} \quad (2.14)$$

(2.14) denkleminde elde edilecek ω_1 ve ω_2 değerleri aşağıdaki denklemlerde yerlerine konulursa sistemin gerçek doğal frekansları belirlenmiş olur.

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 1.21 Hz \quad (2.15)$$

$$f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 9.45 Hz \quad (2.16)$$

Doğal frekanslar bulunduktan sonra sistemin bu frekanslara göre yaptığı davranışları inceleyebilmek için sistemin durum şekillerinin belirlenmesi gerekir [24]. Her bir frekans değeri için var olan durum şekilleri ϕ_1 ve ϕ_2 (2.17) ve (2.18)'de gösterilmiş olan eşitliklerin çözümü ile bulunabilir.

$$[-\omega_1^2 M + K] \phi_1 = 0 \quad (2.17)$$

$$\left[-\omega_2^2 M + K \right] \phi_2 = 0 \quad (2.18)$$

Buna göre durum matrisi $\tilde{P} = \begin{bmatrix} \phi_1 & \phi_2 \end{bmatrix}$ olarak oluşturulur. Model şekillerinin kütleye göre normalize olduğu düşünülürse, $\tilde{P} = \begin{bmatrix} \phi_1 & \phi_2 \end{bmatrix}$ matrisinin M kütle matrisi ile (2.19) ile gösterilmiş olan denklemi sağlaması beklenir.

$$\tilde{P}^T M \tilde{P} = I = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

(2.17) ,(2.18) ve (2.19) ile verilmiş denklemlerde kütle ve katsayı matrisi yerlerine konulup çözüm yapılırsa (2.20) ile verilmiş kütle normalize durum matrisi elde edilmiş olunur.

$$\tilde{P} = \begin{bmatrix} -0.0632 & 0.0021 \\ -0.0055 & -0.1491 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

Ayrıca diyagonal olarak doğal frekansların karelerinden oluşan Λ matrisi de (2.21)'deki gibi bulunmuş olunur.

$$\tilde{P}^T K \tilde{P} = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 \end{bmatrix} = 4\pi^2 \begin{bmatrix} 1.21^2 & 0 \\ 0 & 9.45^2 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

(2.20) ile elde edilmiş olan ve $\tilde{P}$ matrisi ile ifade edilmiş, sistemin iki farklı davranış biçiminin fiziksel karşılıkları; asılı kütle durumu ve asılı olmayan kütle durumu olarak betimlenebilir.

Sistemin bulunmuş olan yeni iki haldeki durumlarını inceleyebilmek için transfer fonksiyonuna ihtiyaç duyulmaktadır. Bu iki hal için oluşturulacak transfer fonksiyonu hareket denklemlerinin yeni ortaya çıkan koordinatlara göre yazılması ile mümkündür. Öncelikli olarak değişen yeni koordinatlar denklem (2.22) şeklinde tanımlanabilir [24].

$$r = \tilde{P}^T M z \quad (2.22)$$

Oluşan bu yeni koordinatlara göre hareket denklemi de (2.23)'te gösterilen denklem kümesi halini alır.

$$\ddot{r} + \Lambda r = \tilde{P}^T F \quad (2.23)$$

(2.19) nolu denklemden tersini alma işlemiyle yola çıkarak normalize $\tilde{P}$ matrisi (2.24) şeklinde gösterilebilir.

$$\tilde{P}^T M^{-1} = \tilde{P} \quad (2.24)$$

Buna göre yeni oluşan koordinatlardaki hareket denklemleri;

$$\ddot{r} = \tilde{P}^T M \ddot{z} \quad (2.25)$$

$$\ddot{r} = -\tilde{P}^T K P r - \tilde{P}^T C P \dot{r} + \tilde{P}^T H_1 \dot{z}_r + \tilde{P}^T H_2 \dot{z}_r \quad (2.26)$$

$$\ddot{r} + \Lambda r + \tilde{P}^T C \tilde{P} \dot{r} = \tilde{P}^T H_1 \dot{z}_r + \tilde{P}^T H_2 \dot{z}_r \quad (2.27)$$

şeklinde yazılabilirler. Yukarıda gösterilmiş işlemlerde bulunan C matrisi, K ve M matrisin lineer kombinasyonlarından oluşur. Süspansiyon sisteminde;

$$\tilde{P}^T M = \begin{bmatrix} -15.8 & -0.27 \\ 0.5 & -6.7 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

Böylece (2.28) nolu denklem ile yeni koordinatlar;

$$|z_s| \geq |z_u| \text{ için; } r_1 = -15.8 z_s$$

$$|z_u| \geq |z_s| \text{ için; } r_1 = -6.7 z_s$$

olarak yazılabilir. Bu yeni koordinatlara göre hareket denklemleri de;

$$|z_s| \gg |z_u| \text{ için; } m_s \ddot{z}_s + b_s \dot{z}_s + k_s z_s = b_s \dot{z}_r + k_s z_r \quad (2.29)$$

$$|z_u| \gg |z_s| \text{ için; } m_u \ddot{z}_u + b_s \dot{z}_u + k_t z_u = k_t z_r \quad (2.30)$$

haline gelir. Bu oluşan tek serbestlik dereceli iki denklem sayesinde sistem iki farklı durum için basit transfer fonksiyonları ile incelenebilir. (2.29) no ile verilmiş denklem $|z_s| \gg |z_u|$ durumunu yani asılı kütle durumunu modellemekte, denklem

(2.29) ile modellenmiş $|z_u\rangle\rangle|z_s|$ durumu ise asılı olmayan kütle durumunu formüle eder.

$|z_s\rangle\rangle|z_u|$ durumu, yani asılı kütle durumunda geçerli olan (2.29) nolu eşitliğe laplace değişimi uygulanırsa ve eşitlik transfer fonksiyonu şeklinde yazılırsa (2.31) ile gösterilen ve gövde ivmelenmesine tekabül eden transfer fonksiyonu elde edilmiş olur.

$$H_A(s) = \frac{b_s s + k_s}{m_s s^2 + b_s s + k_s} \quad (2.31)$$

Asılı kütle durumunda süspansiyon sapma miktarını gösteren transfer fonksiyonunu da (2.32) nolu denklem şeklinde yazmak yanlış olmayacaktır.

$$H_{RS}(s) \approx \frac{Z_s - Z_r}{\dot{Z}_r} = \frac{-m_s s^2}{m_s s^2 + b_s s + k_s} \quad (2.32)$$

$|z_u\rangle\rangle|z_s|$ durumu, yani asılı olmayan kütle durumunda geçerli olan (2.30) nolu eşitliğe Laplace değişimi uygulanırsa ve eşitlik transfer fonksiyonu olarak yazılırsa (2.33) ile gösterilen ve tekerlek sapma miktarını modelleyen transfer fonksiyonu elde edilmiş olur.

$$H_{TD}(s) = \frac{-m_u s^2 - b_s s - k_s}{m_u s^3 + b_s s^2 + k_s + k_t} \quad (2.33)$$

Asılı olmayan kütle durumunda, süspansiyon sapma miktarını belirten transfer fonksiyonu da (2.34) denklem şeklini alacaktır.

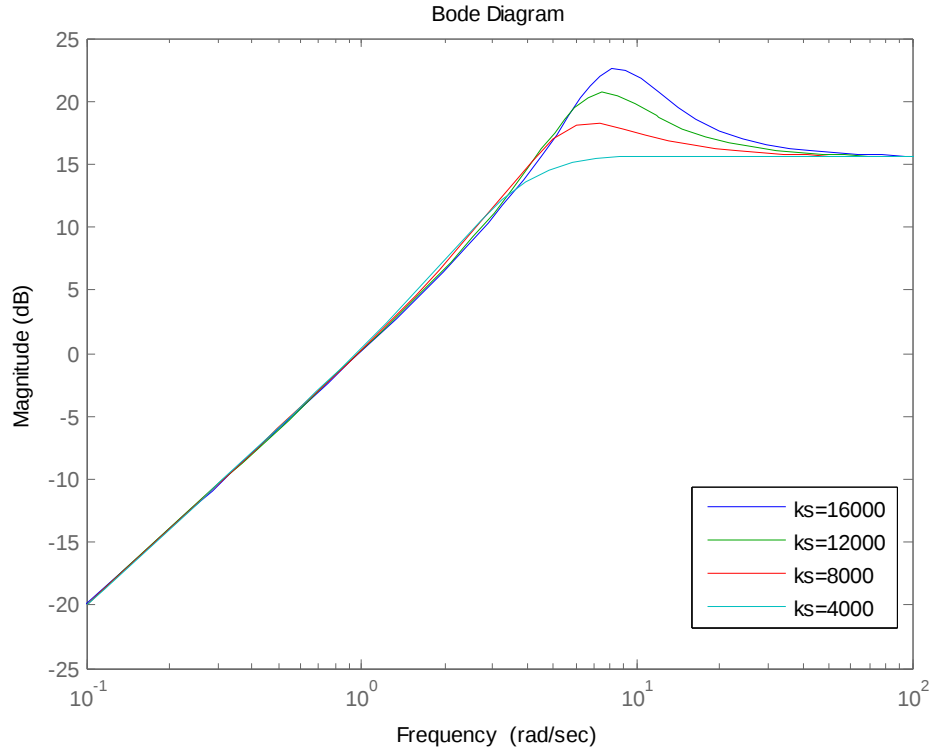
$$H_{RS}(s) \approx \frac{Z_u}{\dot{Z}_r} = \frac{k_t}{m_u s^2 + b_s s + k_s + k_t} \quad (2.34)$$

Sistemin iki farklı durum altında olan davranışlarını ve parametre değişimlerinin bu davranışlara etkisi yukarıda elde edilmiş transfer fonksiyonlarıyla kolay bir şekilde gözlenecektir.

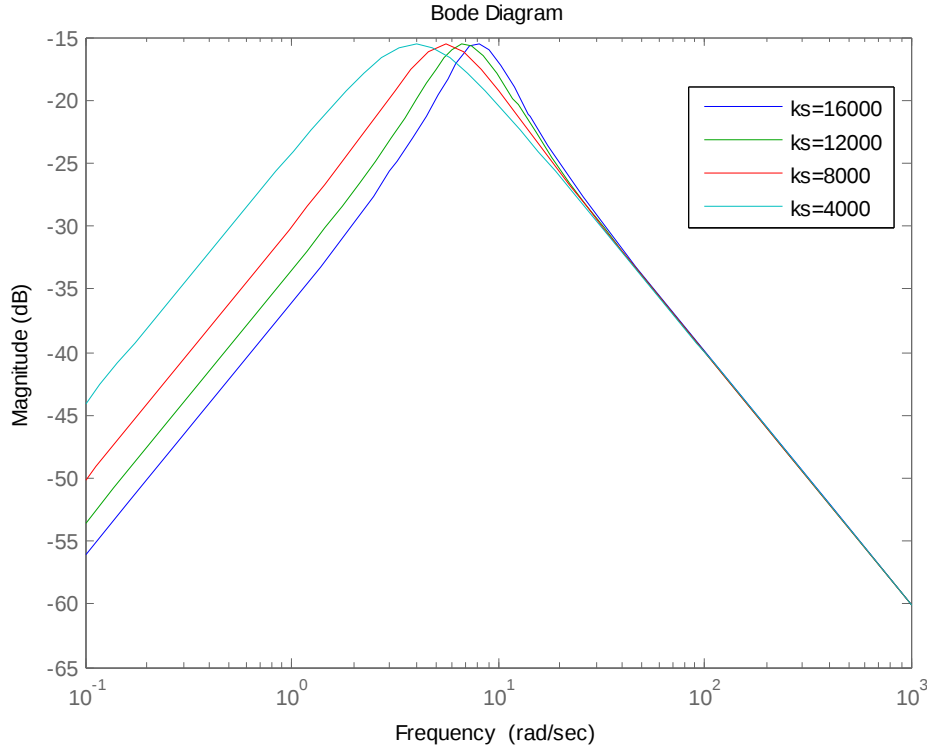
2.3.3.1 Süspansiyon yay katsayısının performans etkisi

Süspansiyon yay katsayısı k_s , fiziksel olarak süspansiyonda kullanılan yayların sertliğini temsil etmektedir. Süspansiyon yaylarının k_s değeri üretimden sonra değişim gösteremeyeceğinden, üretim esnasında belirli performans kriterleri düşünülerek imal edilirler. k_s değeri performans kriterleri için bulunmuş üç transfer fonksiyonunda da yer aldığından, değişiminin performansa etkisi üç durum için de gözlemlenmelidir.

k_s süspansiyon yay katsayısı ya da başka bir deyişle yayın sertliği azaltılırsa Şekil 2.14’de gösterildiği gibi yüksek frekanslarda aracın gövdesinde oluşan düşey yöndeki ivmelenme azalacak ve bu sayede sürüş kalitesinde artış gözlenecektir.



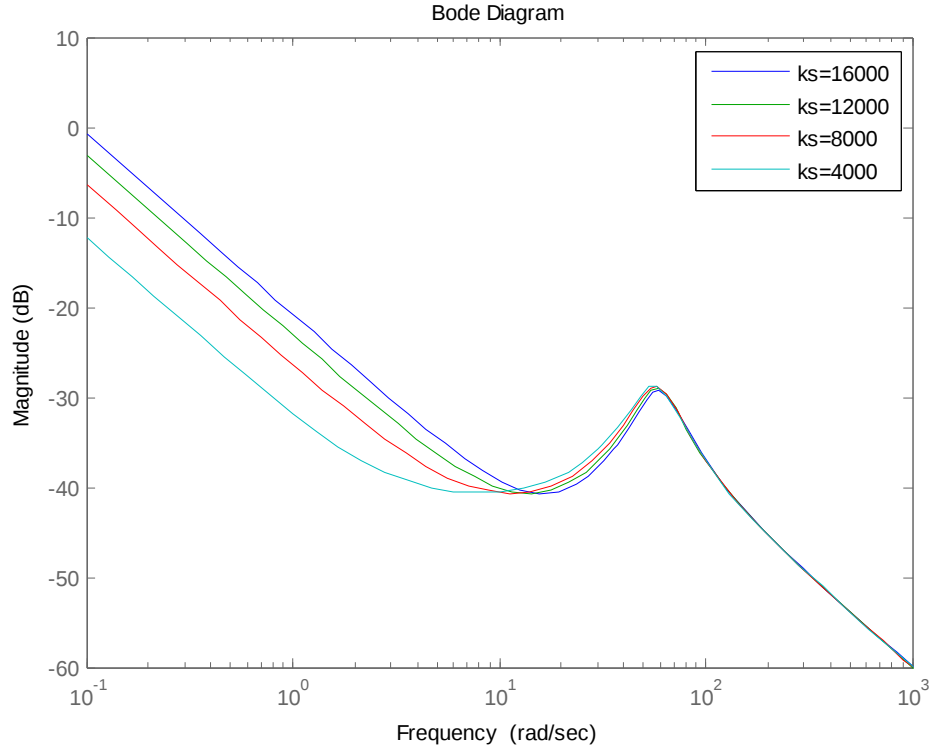
Şekil 2.14: k_s değişiminin ivmelenme performans kriterine etkisi.



Şekil 2.15: k_s değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi.

k_s süspansiyon yay katsayısı ya da başka bir değişle yayın sertliği azaltılırsa bu değişimin süspansiyon sapma performansına etkisi 2.15 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Buradan çıkarılacak sonuç k_s 'nin azaltılması durumunda düşük frekanslarda süspansiyon sapma miktarında artış gözlenecek ve süspansiyon sisteminin araç statik dengelemesine olan katkısı azalacaktır.

k_s süspansiyon yay katsayısı ya da başka bir değişle yayın sertliği azaltılırsa bu değişimin tekerlek sapma performansına etkisi 2.16 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Burada gözlemlenen değişim alçak frekanslarda tekerlek sapma miktarında gözle görülebilir bir azalma olduğu yani aracın yol tutuşunun artmış olduğudur. Yüksek frekanslarda ise, alçak frekanslardaki azalmaya nazaran çok az da olsa tekerlek sapma miktarında bir artış gözlenmiştir.

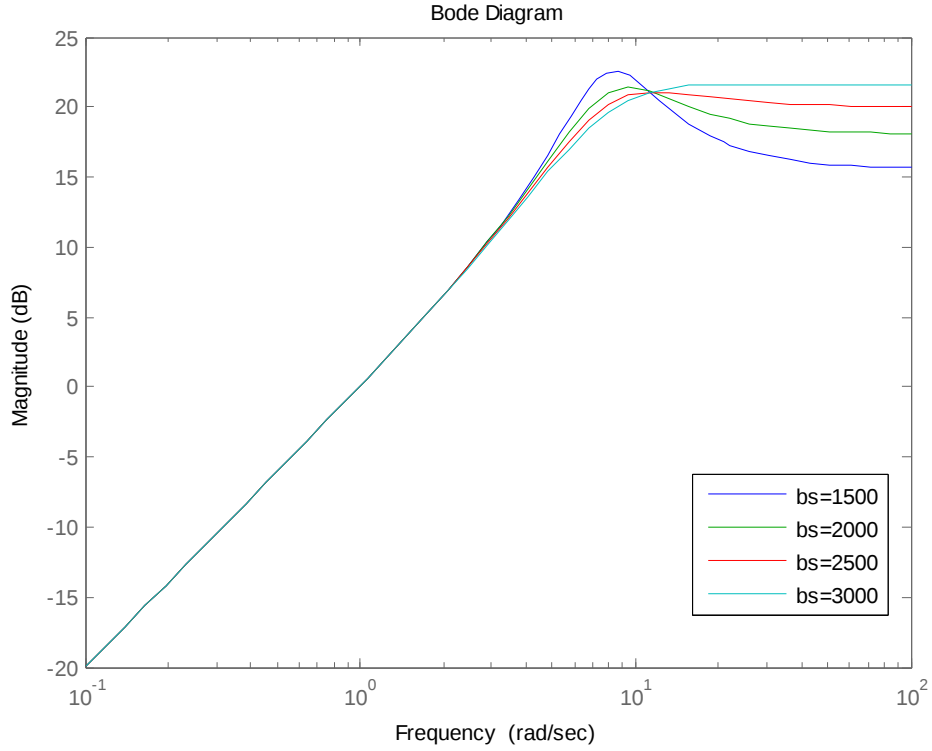


Şekil 2.16: k_s değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi.

2.3.3.2 Süspansiyon damper katsayısının performans etkisi

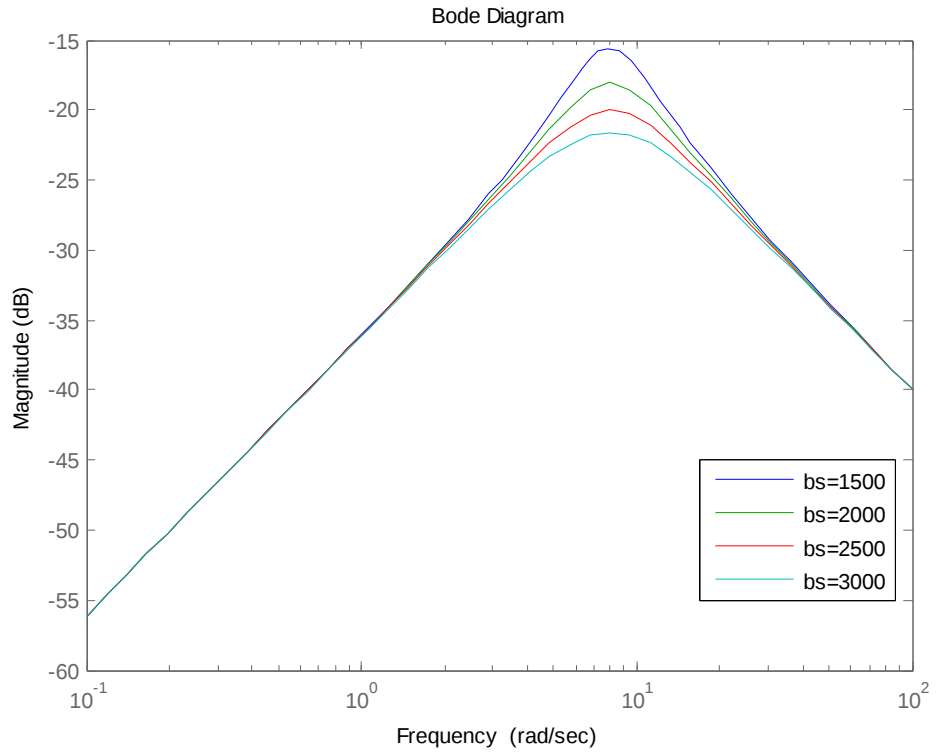
Süspansiyon damper katsayısı b_s , fiziksel olarak süspansiyonda kullanılan damperlerin yada amortisörlerin sertliğini temsil etmektedir. Süspansiyon damperlerinin b_s değeri üretimden sonra değişim gösteremeyeceğinden, üretim esnasında belirli performans kriterleri düşünülerek imal edilirler. b_s değeri performans kriterleri için bulunmuş üç transfer fonksiyonunda da yer aldığından, değişiminin performansa etkisi üç durum için de gözlemlenmelidir.

- b_s süspansiyon damper katsayısı ya da başka bir değişle damperin sertliği arttırılırsa bu değişimin ivmelenme performansına etkisi 2.17 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Buradan çıkarılacak sonuç b_s 'nin arttırılması durumunda ilk tepe noktasının aşağı seviyelere çekilerek düşey ivmelenmenin azalmasını sağlanmasına rağmen yüksek frekanslarda ters etki uygulayarak düşey ivmelenme şiddetini normalin üzerine çıkarmaktadır.

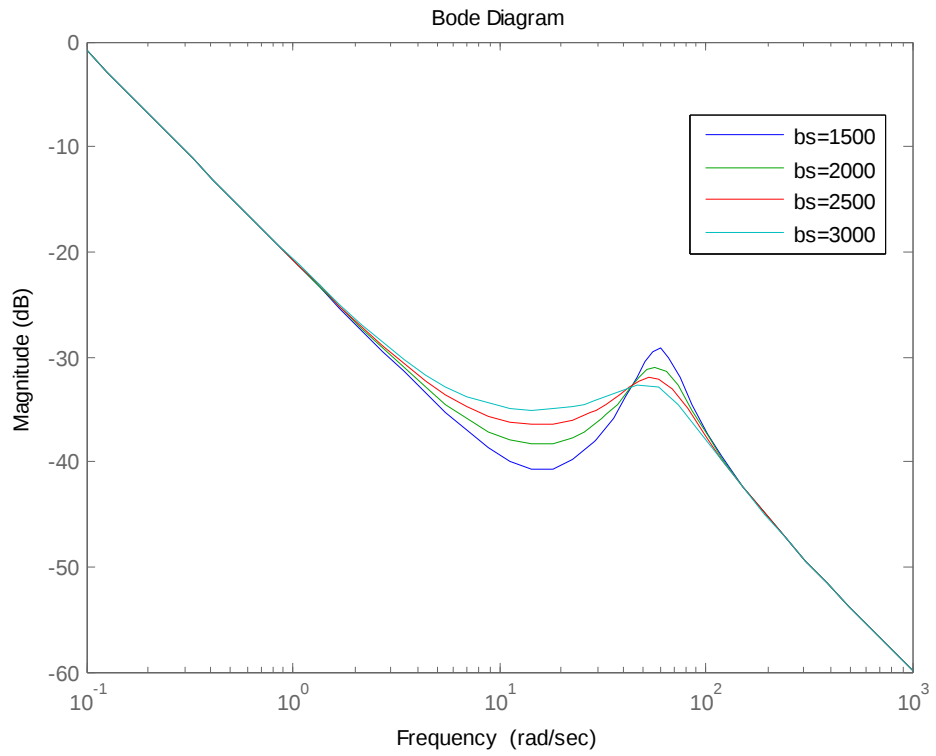


Şekil 2.17: b_s değişiminin ivmelenme performans kriterine etkisi.

- b_s süspansiyon damper katsayısı ya da başka bir deyişle damperin sertliği arttırılırsa bu değişimin süspansiyon sapma performansına etkisi 2.18 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Buradan çıkarılacak sonuç b_s 'nin arttırılması durumunda süspansiyon sapma miktarının azalması ve süspansiyonun statik ağırlığı dengelemeye yardımcı olma miktarının artmış olmasıdır.
- b_s süspansiyon damper katsayısı ya da başka bir deyişle damperin sertliği arttırılırsa bu değişimin tekerlek sapma performansına etkisi 2.19 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Buradan çıkarılacak sonuç b_s 'nin arttırılması durumunda alçak frekanslarda bir artış olmasına rağmen, tepe noktalarını aşağı çekmekte ve daha stabil bir yol tutuşu sağlamaktadır.



Şekil 2.18: b_s değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi.



Şekil 2.19: b_s değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi.

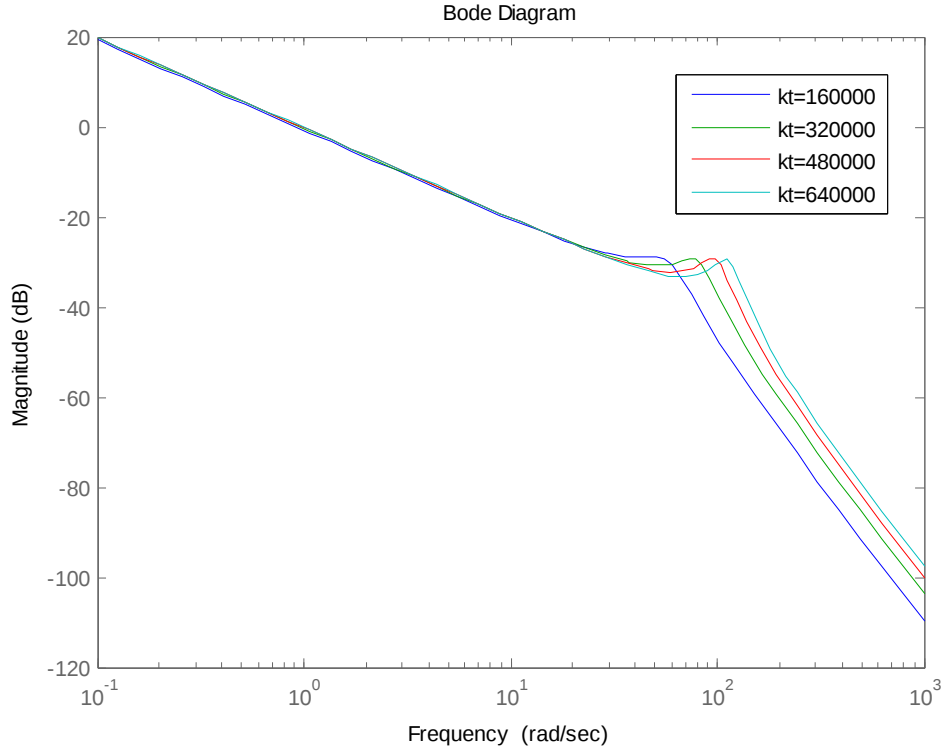
2.3.3.3 Tekerlek yay katsayısının performans etkisi

Tekerlek yay katsayısı k_t , fiziksel olarak tekerleğin sertliğini temsil etmektedir. Tekerlek yay sabiti k_t değeri üretimden sonra değişim gösteremeyeceğinden, üretim esnasında belirli performans kriterleri düşünülerek imal edilirler. k_t değeri performans kriterleri için bulunmuş üç transfer fonksiyonunda da yer almaz, bunun nedeni asılı kütle durumunda k_t 'nin etkisinin çok az olduğunun varsayılmasıdır. Gerçekte çok yüksek frekanslarda k_t değişiminin düşey ivmelenme performansına negatif bir etkisi olduğu söylenebilir fakat insan vücudu yapısı gereği yüksek frekansta olan titreşimleri fark edemez. Bu yüzden tekerlek sertliğinin yüksek frekanstaki ivme arttırıcı etkisi dikkate yapılan varsayımlar ile dikkate alınmamıştır ve k_t , tekerlek yay katsayısı değişiminin tekerlek ve süspansiyon sapma performans kriterlerine olan etkileri gözlenmeye çalışılmıştır.

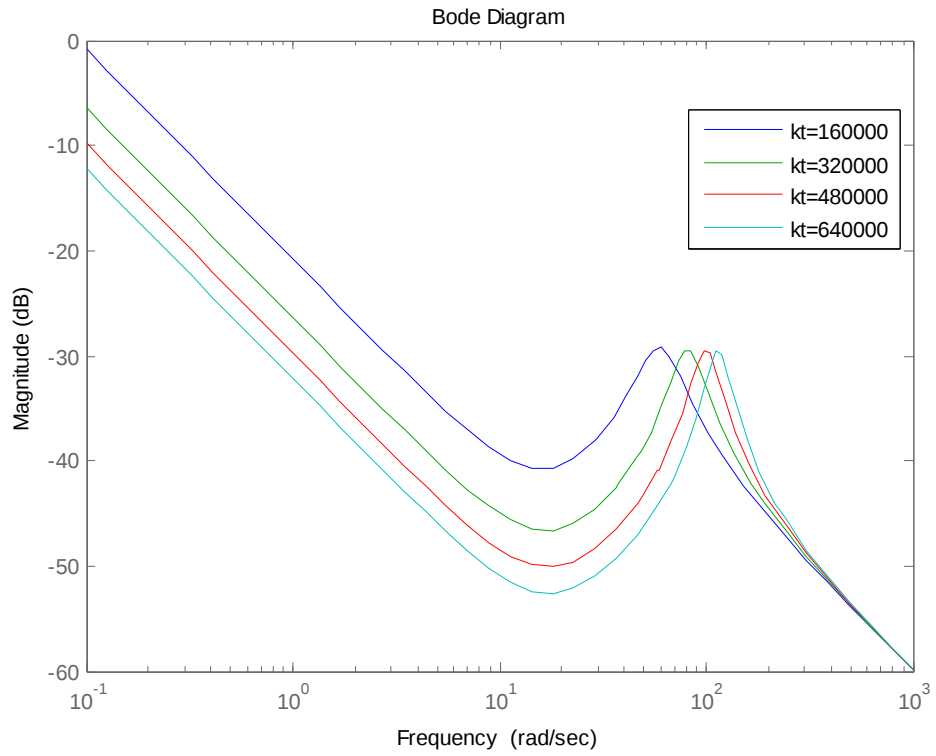
- k_t tekerlek yay katsayısı ya da başka bir değişle tekerleğin sertliği arttırılırsa bu değişimin süspansiyon sapma performansına etkisi 2.20 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Buradan çıkarılacak sonuç k_t 'nin arttırılması durumunda düşük frekanslarda herhangi bir değişim gözlenmezken, Şekil 2.20'de de görülebileceği üzere yüksek frekanslarda süspansiyon sapma miktarında artış gözlenecek ve süspansiyon sisteminin araç statik dengelemesine olan katkısı azalacak ve performans düşecektir.
- k_t tekerlek yay katsayısı ya da başka bir değişle yayın sertliği arttırılırsa bu değişimin tekerlek sapma performansına etkisi 2.21 ile verilmiş olan şekildeki gibi olacaktır. Burada gözlemlenen değişim, tekerlek sertliğinin artmasıyla, tekerlek sapma miktarındaki azalma ve dolayısıyla araç yol tutuşunun artmasıdır.

Süspansiyon parametrelerin değişimlerinin, performans kriterleri üzerindeki gözlemlerinden çıkarılacak sonuç; pasif süspansiyon sistemindeki parametre değişimleri esnasında bir ödünleşmenin yaşandığı gerçeğidir. Pasif süspansiyon sistemindeki elemanların üretimi sırasında belirli minimum performans kriterleri göz önüne alınarak süspansiyon sistemi tasarlanmaktadır. Parametre değişimleri sürüş konforu ve de sürüş güvenliği arasında bir ödünleşmeye neden olmaktadır. Bu ödünleşmenin anlık ya da minimum zaman sürecinde optimize edilebilmesi için

sistem parametrelerinin gerçek zamanlı değişimine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu değişim ise ancak yarı-aktif ya da aktif süspansiyon sistemleri ile mümkün olacaktır.



Şekil 2.20: k_t değişiminin süspansiyon sapma performans kriterine etkisi.



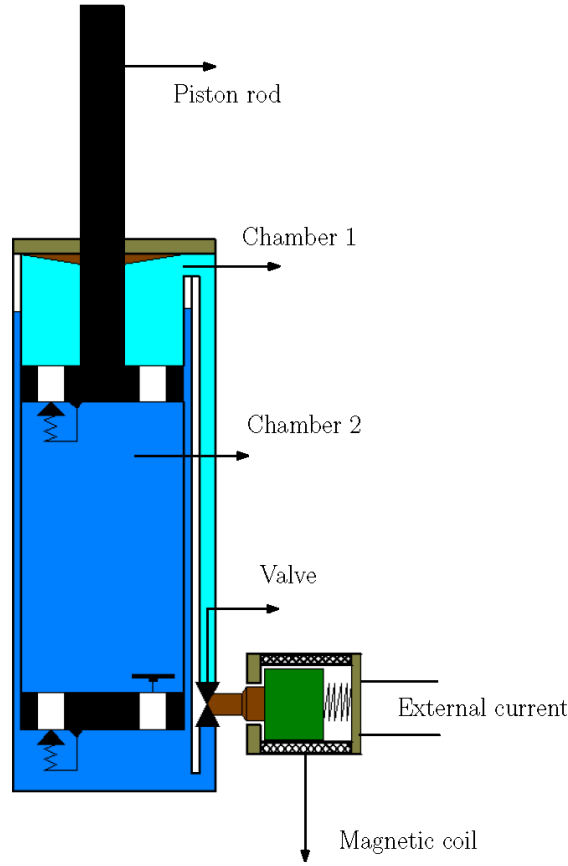
Şekil 2.21: k_t değişiminin tekerlek sapma performans kriterine etkisi.

3. YARI-AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Yarı-aktif süspansiyon sistemleri, harici bir kuvvet uygulanmaksızın aracın süspansiyon sistemindeki bir parametresinin değiştirilebildiği süspansiyon sistemleridir. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde pasif süspansiyonda parametrelerin sabitliğinden kaynaklı kaybedimler ve ödünleşmeler, sistemde yer alan bir parametrenin değişebilirliği sayesinde önlenmeye çalışılmıştır. Bu sayede yol ve aracın durumuna göre sürüş güvenliği ve sürüş konforu optimize edilmeye çalışılmaktadır. Yarı-aktif süspansiyon sistemleri sisteme harici bir kuvvet ya da enerji uygulamadıkları için ucuz, karmaşık dizayn istemeyen ve de çokça tercih edilen süspansiyon sistemleridir. Genel anlamda yarı-aktif süspansiyon sistemleri kullanılan süspansiyon elemanlarına göre iki ana başlık halinde incelenebilir. Bunlar damper katsayısı değişimine dayanan ve yay katsayısı değişimine dayanan yarı-aktif süspansiyon sistemleridir. Daha genel olan damper katsayısı değişimine dayanan yarı-aktif sistemler de yöntemlerine göre damperlerin kesit alanlarının değişimini baz alan klasik damper katsayı değişimi ile damper içersinde kullanılan sıvının elektrik alan ve manyetik alana göre farklı davranmasını baz alan modern damper katsayı değişimi olarak incelenebilir. Yay katsayısı değişimine dayanan yarı-aktif sistemler ise pnömomatik ya da hidro pnmatik yaylar içeren sistemlerdir. Sistemin içerdiği hava ya da sıvı hacmi yayın katsayısını etkilemesi baz alınarak dizayn edilirler.

3.1 Klasik Yarı-Aktif Damper Sistemi

Klasik yarı-aktif damper sistemleri amortisörlerin faydalandığı sıvıların sıkıştırılamama ve bundan dolayı yer değiştirme özelliğini temel alır. Sıkışan sıvı yer değiştirme esnasında yüksek sürtünme kuvveti oluşturarak damperlerin temel özelliklerini oluşturur. Sıkıştırma miktarı kesit alana direkt olarak bağlıdır. Pasif sistemlerde kesit alanı değişmediğinden sıkışma miktarı ve dolayısıyla damper sertlik katsayısı sabittir. Klasik yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde ise sıvının geçeceği kanalın çapı değiştirilmek suretiyle sıvının sıkıştırılabilme miktarı da değişkenlik gösterir. Bu sayede damper sertlik katsayısı da değişebilir bir özellik kazanmış olur.



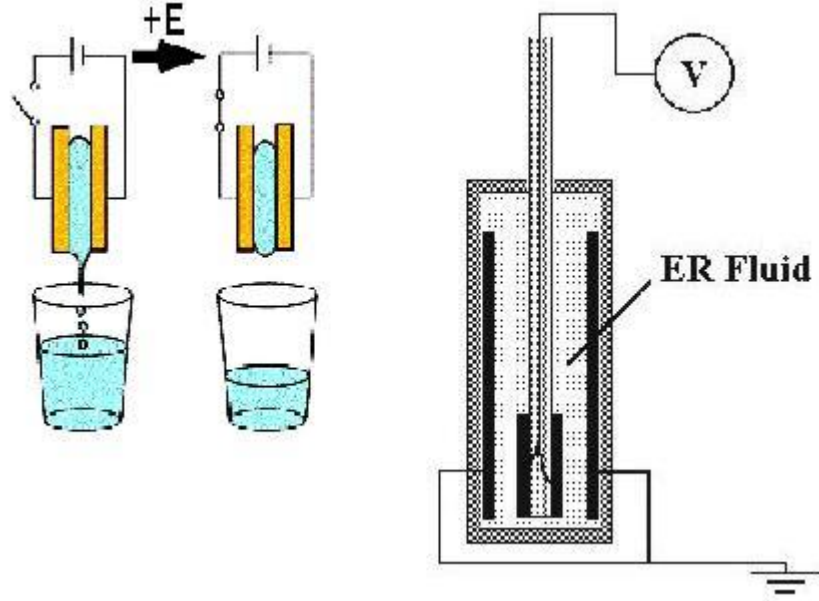
Şekil 3.1: Klasik yarı-aktif damper [17].

3.1 nolu şekilde gösterilmiş olduğu gibi sıvının akabileceği kanal ya da delik kontrol edilmek suretiyle damperin uygulayacağı direnç te değişim göstermektedir. Bu şekilde aracın ve yolun durumuna göre b_s , süspansiyon damper katsayısı optimum sürüş güvenliği ve sürüş konforu için ayarlanabilmiş olur.

3.2 Modern Yarı-Aktif Damper Sistemi

Modern yarı-aktif damper sistemi olarak tanımlanan ER(electrorheological) ve MR(magnetorheological) damper sistemlerinin çalışma prensipleri, damper içerisinde kullanılan sıvının özelliklerinin elektrik alan ya da manyetik alana göre değişmesinden oluşur. Bu tip damperlerin kullanılma fikri son birkaç yıl içerisinde ortaya konulmuştur. Damperler içerisinde sıkıştırılmak ve sürtünme enerjisi elde etmek üzere kullanılmakta olan bazı özel sıvıların viskozite özellikleri elektrik alana ya da manyetik alana maruz kaldıklarında değişim göstermektedir. Böylece damperlerin etrafındaki elektrik ya da manyetik alan kontrol edilmek suretiyle,

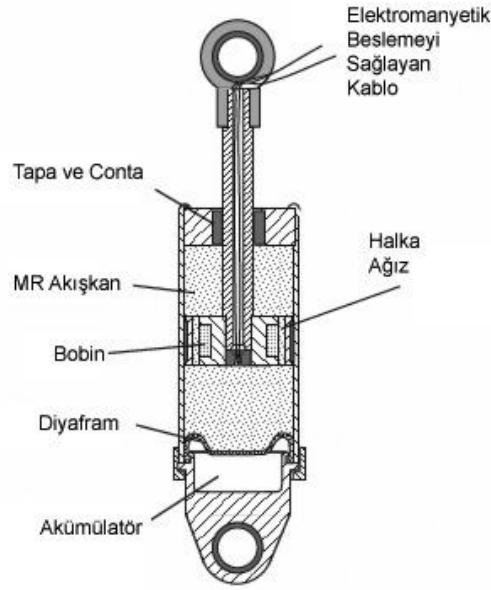
damperlerin sertlik katsayısı da değişir bir özellik kazanmaktadır. Şekil 3.2 ile de betimlendiği gibi damperlerin içersine ER özel sıvısı yerleştirilir ve yaratılan elektrik alan ile viskozite özellikleri kontrol edilir. MR tipi damperler de aynı çalışma prensibi ile 3.3 nolu şekilde görüldüğü gibi manyetik alan sayesinde sıvının viskozitesi değiştirilmek üzere kullanılmaktadır.



Şekil 3.2: Modern ER tipi yarı-aktif damperlerin çalışma prensibi.

ER damper tiplerinde kullanılan sıvıların en çok dikkat çeken özellikleri elektriksel alana maruz kaldıklarında çok hızlı cevap verebilmeleri ve bundan dolayı geniş bir kontrol bant genişliğine sahip olmalarıdır [7].

MR tipi damperlerin en belirgin özellikleri ise geniş sıcaklık aralıklarında bile stabil olarak çalışmaları ve de güç kazanımlarının fazla olmalarıdır [7]. ER tipi damperlerin, istenilen damper sertliklerine çıkabilmeleri için 5 kV/mm elektrik alan ve 6kV'a kadar voltaja ihtiyaçları vardır. MR tipi damperlerin ise performanslı olarak istenilen değerlere çıkabilmeleri için 250 kA/m manyetik alan, 2-25 V arasında çalışabilen ve de 1-2 A değerinde akım verbilen bir güç sağlayıcısına ihtiyaç vardır [7]. Modern yarı-aktif damperlerin kullanımı her ne kadar daha hızlı ve stabil bir kontrol performansına imkan verse de çalışmaları için gerekli koşullar ve de uzun periyottaki stabiliteleri yüzünden normal araçlarda halen pek tercih edilmemektedir.



Şekil 3.3: Modern MR tipi yarı-aktif damperlerin yapısı.

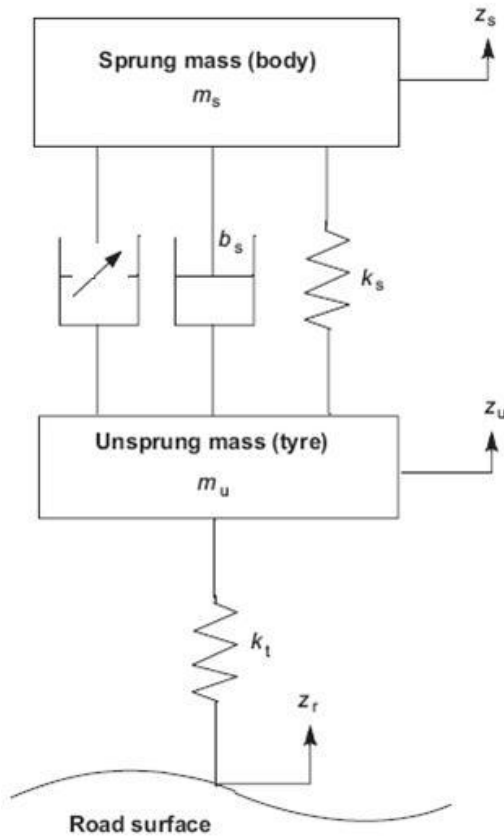
3.3 Yarı-Aktif Yay Sistemi

Süspansiyon sisteminin bir diğer parametresi de k_s olarak ifade edilen yay katsayısıdır. Normal şartlarda kullanılan yayların sertlik miktarını değiştirmek mümkün gözükme de, süspansiyon elemanları bölümünde bahsedilmiş olan pnömatik ve hidro pnömatik yayların sertlik miktarlarını değiştirmek mümkündür. Bu değişim yay içinde hapsedilmiş olan hava veya hava-sıvı hacimlerinin değişimi ile mümkün olmaktadır [7]. Bu sayede devamlı hava giriş çıkışı ile süspansiyon yay katsayısı değişebilmektedir.

Pnömatik sistemlerin bu özelliklerinin zayıf noktası ise başlangıç sertlik koşullarında sapmaların olabilmesidir. Bu yüzden içersinde sıvı da bulunduran ve atılan gazın yerini bu sıvı ile doldurabilen, hidro pnömatik yayların kullanımı daha stabil bir kontrol imkanı doğurmaktadır. Bu tip sistemler, ihtiyaç duyulan kompresör ve hava sistemleri dolayısıyla pek tercih edilmemektedirler.

3.4 Yarı-Aktif Süspansiyon Sistemi Modeli

Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde yay katsayısının değiştirilebilirliği neredeyse hiç kullanılmayan bir yöntemdir. Genelde çok daha basit olan, değiştirilebilir damper sertliği yöntemi kullanılmaktadır. Yarı-aktif süspansiyon sistemi modellenirken de değiştirilebilir damper katsayısı yöntemi ile yola çıkılacaktır. Bir önceki kısımda belirtildiği üzere, yarı-aktif süspansiyon sistemini de incelerken daha basit ve yeterli olan çeyrek araç modeli kullanılması yeterli olacaktır.



Şekil 3.4: Yarı-Aktif süspansiyon sistemi çeyrek araç modeli [13].

Şekil 3.4 ile temsil edilmiş çeyrek araç modelinde, pasif süspansiyona göre sisteme katsayısı ya da sertliği kontrol edilebilir bir damper daha eklenmiştir. Bu özelliği değişebilir damperin katsayı fonksiyonu denklem 3.1 şeklindedir.

$$0 \leq b_{semi}(t) \leq b_{max} \quad (3.1)$$

Newton'un 2. Yasasına göre sistemin hareket denklemleri (3.2) ve (3.3) şeklinde yazılabilir.

$$m_s \ddot{z}_s + b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = -b_{semi}(t)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.2)$$

$$m_u \ddot{z}_u + k_t (z_u - z_r) - b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s (z_s - z_u) = b_{semi}(t)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.3)$$

Daha sonra sistemin uzay durum hali yazılmak istenirse denklem (3.4)'te gösterilmiş olan formülasyon kullanılabilir [25].

$$\dot{x} = A_0 x + B F_{semi} + L \dot{z}_r \quad (3.4)$$

$$= A_0 x + N x b_{semi} + L \dot{z}_r \quad (3.5)$$

$$= A_0 x - B b_{semi} (x_2 - x_4) + L \dot{z}_r \quad (3.6)$$

Denklem (3.6) ile gösterilen uzay durum formülasyonuna geçebilmek için kullanılan değişken değişimleri ve parametreler aşağıdaki gibidir;

$$x_1 = z_s - z_u, \quad \text{süspansiyon sapma miktarı}$$

$$x_2 = \dot{z}_s, \quad \text{asılı kütle mutlak hızı}$$

$$x_3 = z_u - z_r, \quad \text{tekerlek sapma miktarı}$$

$$x_4 = \dot{z}_u, \quad \text{asılı olmayan kütle mutlak hızı}$$

$$F_{semi} = -b_{semi} (\dot{z}_s - \dot{z}_u), \quad \text{yarı-aktif kuvvet}$$

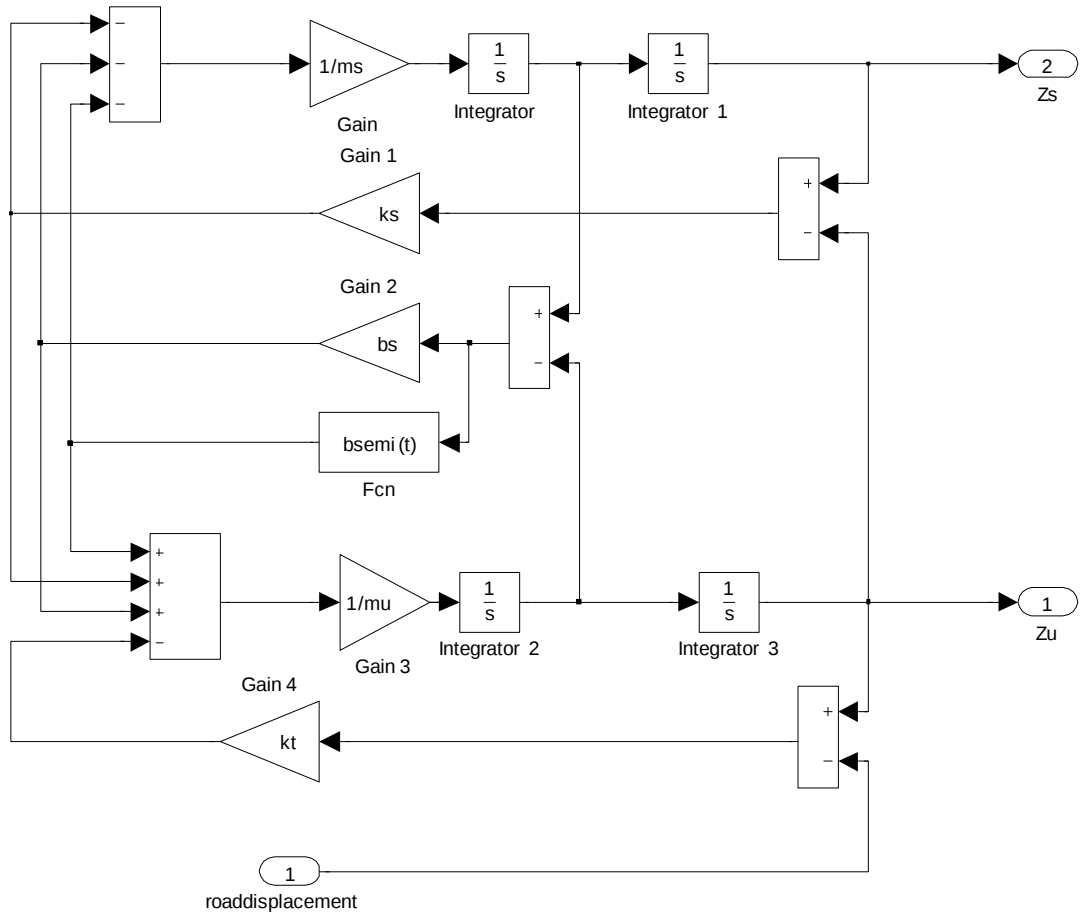
$$x_2 - x_4, \quad \text{göreceli süspansiyon hızı}$$

Denklem (3.4), (3.5) ve (3.6) durum uzay gösteriminin üç farklı biçimidir. Sisteme yol girişinden başka yeni bir damper katsayısı girişi daha eklenmiştir. Buna göre giriş yarı-aktif kuvvet kabul edilmek istenirse denklem (3.4), giriş damper katsayısı olarak düşünülürse (3.5) ve (3.6) nolu denklemler geçerli olacaktır. Giriş olarak damper katsayısını seçmek daha doğru olarak kabul edilebilir, ayrıca (3.5) nolu denklem durumları tek bir matris halinde içerdiğinden (3.6) nolu matrise göre kullanımı daha rahat olacaktır. Buna göre matrisler (3.5) nolu denklemde yerlerine yazıldığında (3.7) ile gösterilmiş uzay durum denklemi ortaya çıkacaktır.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & b_s/m_u & -k_t/m_u & -b_s/m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1/m_s & 0 & 1/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/m_u & 0 & -1/m_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} b_{semi} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{z}_r \quad (3.7)$$

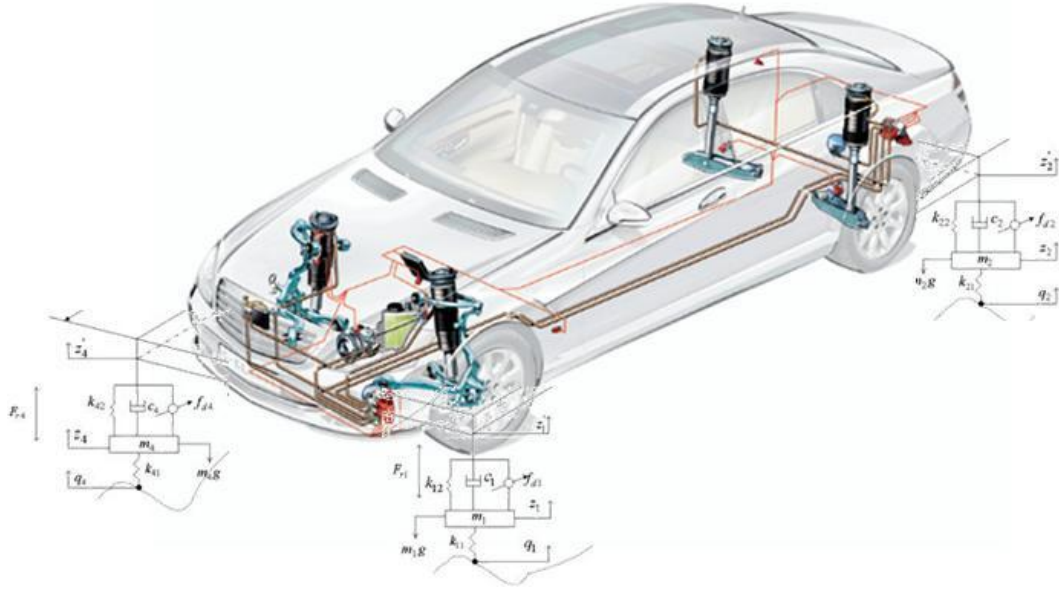
(3.7) nolu denklem ile ifade edilen durum uzay modelinde dikkati çeken husus, kontrol girdisi b_{semi} ile sistem durum değişkenlerinin çarpım halinde bulunuyor olmasıdır. Bu durum yarı-aktif süspansiyon sisteminin, pasif süspansiyon sistemine değiştirilebilir damper eklenmesiyle lineer halden bilineer hale gelmiş olduğunu gösterir.

Yarı-aktif süspansiyon sisteminin değişken b_{semi} fonksiyonuna göre hazırlanmış blok diyagramı da Şekil 3.5 ile verildiği gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3.5: Yarı-Aktif süspansiyon sistemi Simulink blok diyagramı.

4. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ



Şekil 4.1: Araç üzerinde aktif süspansiyon sistemi.

Aktif süspansiyon sistemleri sensorler, denetleyiciler ve de süspansiyon sistemine her bir tekerlek üzerine yerleştirilmiş aktüatörler ile aktif olarak kuvvet ve enerji uygulayabilen elemanlardan oluşur. Pasif süspansiyon sistemlerindeki parametrelerin değiştirilememesi sürüş güvenliği ya da sürüş konforundan herhangi birinden feragat edilmesi ya da bu iki performans değerine de kısıtlı bir oranda sahip olunması anlamına gelmektedir. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde yolun ve aracın durumuna göre, damper sertliğinin kontrol edilebilmesi ise performansı belirli seviyeler kadar taşıyabilmekte ve sisteme harici ters bir kuvvet uygulamak olanaksız olduğundan süspansiyon performans kriterleri belirli noktalara kadar sağlanabilmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise sisteme doğrudan kuvvet uygulayarak kimi durumlarda süspansiyon sistemine aksi davranışta kontrol kuvvetleri uygulamak mümkündür.

4.1 Aktif Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan sensorler anlık olarak aracın ve tekerleklerin hızını, direksiyon ve tekerlek açılarını ve yük durumunu kontrol ederek kontrolcüye iletirler. Kontrolcü de yol ve aracın durumunu denetleyerek sadece birkaç mili saniye içerisinde aracın mevcut yol durumuna göre ayarlanması için aktüatörleri uyarır ve böylece sürüş konforu ile sürüş güvenliğini optimize eder.

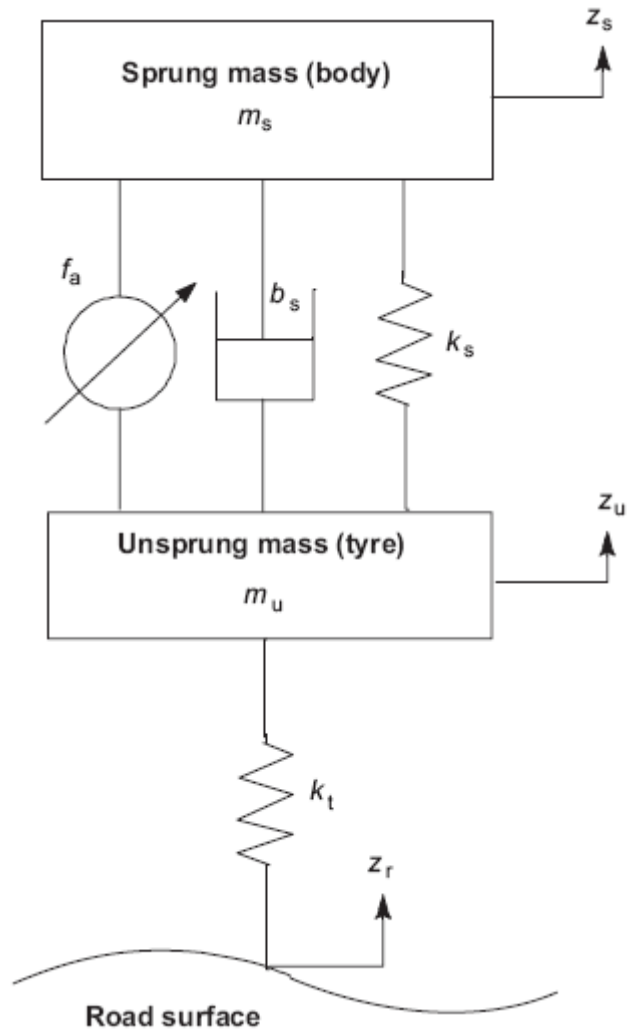
Aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan sensorler çoğunlukla benzerlik göstermesine karşın, kullanılan aktüatörler açısından farklılık göstermektedirler. Kullanılan aktüatörlere göre aktif süspansiyon sistemleri; pnömatik, hidrolik, hidro-pnömatik ve elektromanyetik sistemler olarak sayılabilir. Araca eklenen toplam kütle ve maliyetleri yüzünden aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı oldukça az olup sadece bazı lüks araçlarda kendilerine yer bulmuşlardır. Aktif süspansiyon kullanan bu araçlarda da çoğunlukla hidrolik sistemler yer almasına rağmen, gelişen teknoloji ile beraber elektromanyetik sistemlere de ilgi artmıştır.

Hidrolik sistem içeren aktif süspansiyon sistemleri, servomotorların kontrol edilmesi temeline dayanmaktadır. Her bir tekerleğin üzerine yerleştirilmiş olan hidrolik servo mekanizmaları, sensorlerden gelen ve kontrolcü tarafından denetlenen yol ve araç durum bilgilerine göre sisteme süspansiyon hareket yönünde yada tersi yönde kuvvet uygulayarak aracın yol tutuşunu ya da sürüşün konforunu arttırmakla görevlidir. Bu tip sistemlerde yüksek sıvı basıncı ve gaz basıncı sağlamakla görevli kompresörler ve pompalar kullanılmaktadır. Her ne kadar süspansiyon sisteminin performansını optimize etseler de, kompleks yapıları, kapladıkları yer ve motordan çaldıkları enerji yüzünden çok tercih edilmemektedirler. Ayrıca bu tip sistemler mekanik sistemler olduklarından ani oluşan farklı koşullara cevap hızları çok iyi değildir.

Elektromanyetik aktüatör içeren aktif sistemlerine olan ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Bu tip sistemlerde, her bir tekerleğin üzerinde yer alan lineer elektromanyetik motorlar yer almaktadır. Mekanik sistemlere göre cevap hızları çok yüksek olmakla beraber, araç motorunu bir jeneratör gibi kullanabilmelerinden dolayı güç sarfıyatı bakımından da verimli olmalarını sağlamaktadır. Ayrıca kompresör ya da pompa elemanlarına ihtiyaç duymamaları da diğer aktif sistemlere göre ön plana çıkmalarını sağlamaktadır.

4.2 Aktif Süspansiyon Sistemi Modeli

Aktif süspansiyon sistemi modellemesi için dikey kuvvetleri baz alan ve basit iki serbestlik derece içeren çeyrek araç modeli sürüş konforu, yol tutuş ve de statik denge performanslarını incelemeye yeterli olacaktır. Pasif süspansiyondan farklı olarak sisteme yol girişi haricinde bir kuvvet kontrolü entegre edilecektir. Bu kuvvet aktüatör kuvveti Şekil 4.2’de gösterilmiş süspansiyona aktif olarak etki eden F_a kuvveti olarak gösterilebilir.



Şekil 4.2: Aktif süspansiyon modeli [20].

Newton'un 2. Kanunu baz alınarak aktif süspansiyon sistemi için hareket denklemleri kolayca elde edilebilir. Buna göre;

$$m_s \ddot{z}_s + b_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) = F_a \quad (4.1)$$

$$m_u \ddot{z}_u + k_t(z_u - z_r) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) = -F_a \quad (4.2)$$

(4.1) ve (4.2) ile elde edilmiş denklemlere göre sistemin uzay durum modeli (4.3) ile gösterilmiş olan formülasyon şeklinde yazılabilir [31].

$$\dot{x} = Ax + BF_a + L\dot{z}_r \quad (4.3)$$

Süspnsiyon sisteminin sağlaması gereken performans kriterleri düşünülerek sistem değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$x_1 = z_s - z_u$, süspansiyon sapma miktarı

$x_2 = \dot{z}_s$, asılı kütle mutlak hızı

$x_3 = z_u - z_r$, tekerlek sapma miktarı

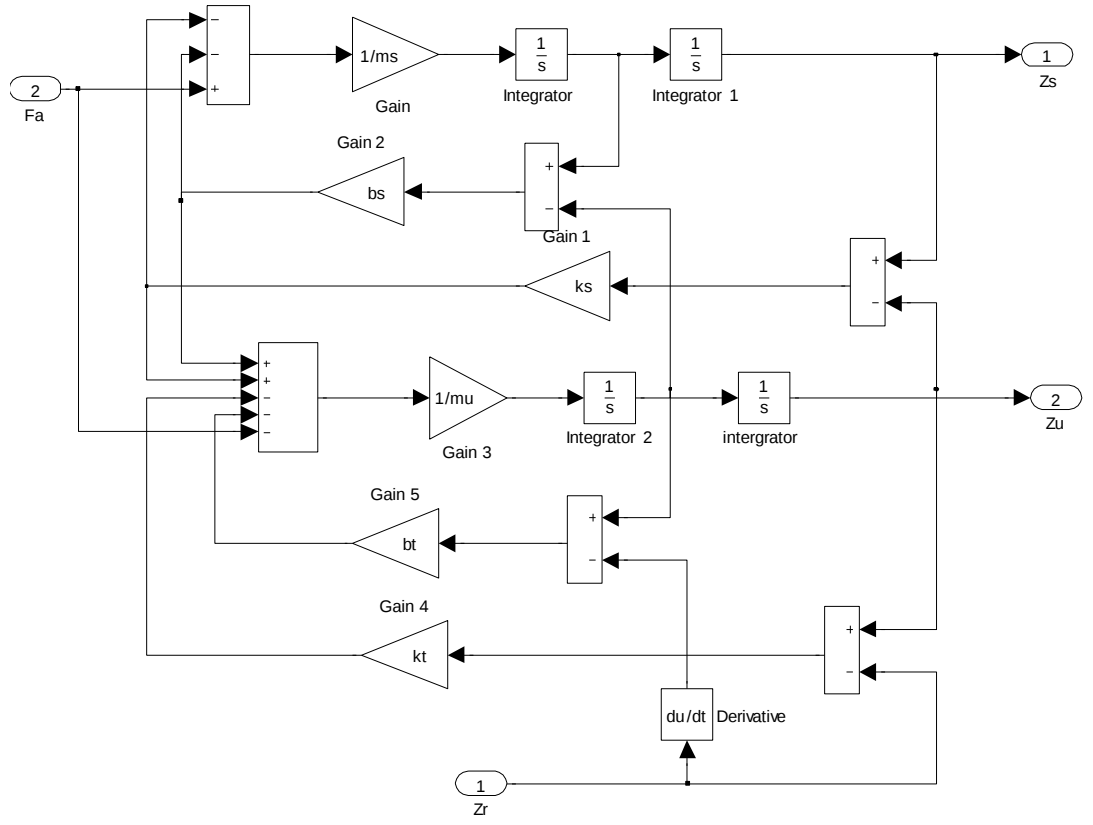
$x_4 = \dot{z}_u$, asılı olmayan kütle mutlak hızı

Hareket denklemleri tanımlanmış sistem değişkenleri şekline getirilip denklem (4.3) içine yazılırsa, A, B ve L matrisleri aşağıdaki şekilde bulunmuş olur.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/m_u & b_s/m_u & -k_t/m_u & -(b_s + b_t)/m_u \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/m_s \\ 0 \\ -1/m_s \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Aktif süspansiyon sistemin hareket denklemleri baz alınarak 4.3 ile gösterilmiş olan blok diyagramı oluşturulabilir. Blok diyagramında gösterilmiş olan F_a kuvveti kontrol edilecek olan ve araç-yol durumun göre değişkenlik gösterecek kontrol elemanıdır.



Şekil 4.3: Aktif süspansiyon Simulink blok diyagramı.

5. KONTROL YÖNTEMLERİ

Tekerlek ile taşıt gövdesi arasına, geri bildirimle kontrol edilebilen bir aktüatör yerleştirilmesiyle meydana getirilen aktif süspansiyon sistemleri için lineer ve non-lineer kontrol metodları kullanılmaktadır. Lineer kontrol yöntemleri performans kriterleri arasındaki ödünleşmeyi tam olarak önleyememektedirler. Günümüze kadar uygulanmış olan lineer aktif süspansiyon kontrol sistemlerine örnek olarak PID kontrol, LQR kontrol, skyhook kontrol ve H^∞ kontrol verilebilir. Bu kontrol yöntemleri hedeflenen asıl performans kriter alındığında başarılı olmuş olsalar da performans kriterleri arasındaki çatışmaları giderememiş ya da kısıtlı bir frekans aralığında başarılı olmuşlardır. Bu bağlamda sürüş güvenliği ve sürüş konforu performanslarının elde edilebilmesi ancak ve ancak non-lineer kontrolcü tasarımı ile mümkündür.

5.1 LQR Kontrol Yöntemi

Aktif süspansiyon sisteminde kontrolcünden beklenen düşey gövde ivmelenmesini, süspansiyon sapma miktarını ve de tekerlek sapma miktarını minimize etmesidir. Denklem (5.1) ve (5.2) ile verilmiş olan genel uzay durum formülasyonlarıdır. Burada d sisteme olan gürültü girdisi, u kontrol girdisi ve z ise daha önce performans kriterleri kısmında belirtilmiş olan aracın düşey ivmelenmesi, süspansiyon sapma miktarı ve tekerlek sapma miktarını oluşturan değişkenlerdir.

$$\dot{x} = Ax + B_1d + B_2u \quad (5.1)$$

$$z = C_1x + D_{12}u \quad (5.2)$$

Yukarıdaki durum uzayı formülasyonu kontrol problemini u gürültü girdisi için, z değişkenlerinin minimize edilmesi haline getirmektedir. Literatürde bu tip kontrol problemlerine H_2 optimal kontrol problemi denilmektedir [31].

$$J = \int_0^{\infty} z^T z dt = \int_0^{\infty} \left[x^T C_1^T C_1 x + 2x^T C_1^T D_{12} u + u^T D_{12}^T D_{12} u \right] dt \quad (5.3)$$

Oluşturulmuş olan LQR probleminin çözümü ise (5.4) ile verilen denklemin çözümünde yatmaktadır.

$$\begin{aligned} u &= - D_{12}^T D_{12}^{-1} B_2^T P x - D_{12}^T D_{12}^{-1} C_1^T D_{12}^T x \\ &= - D_{12}^T D_{12}^{-1} [B_2^T P + C_1^T D_{12}^T] x \end{aligned} \quad (5.4)$$

(5.3) ile verilmiş olan LQR problem formülasyonuna, süspansiyon sistemi performans kriterleri yazılırsa denklem, (5.5) ile gösterilen biçimi almaktadır. Burada yeni tanımlanmış olan ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 ve ρ_4 değişkenleri ağırlaklındarma katsayıları olarak tanımlanabilir. Bu katsayılara göre performans değerleri arasında önem sıralaması yapılabilir.

$$J = \left[\int_0^{\infty} \ddot{z}_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2 dt \right] \quad (5.5)$$

Elde edilen bu optimizasyon denklemi, (5.3) ile verilmiş çözüm biçiminde yazılırsa,

$$\begin{aligned} \ddot{z}_s^2 &= \frac{1}{m_s^2} [k_s^2 x_1^2 + b_s^2 x_2^2 + b_s^2 x_4^2 + F_a^2 + 2k_s b_s x_1 x_2 - 2k_s b_s x_1 x_4 \\ &\quad - 2b_s^2 x_2 x_4 - 2k_s x_1 F_a - 2b_s x_2 F_a + 2b_s x_4 F_a] \end{aligned} \quad (5.6)$$

Böylece (5.7) eşitliği sağlanmış olur.

$$\ddot{z}_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2 = x^T Q x + 2x^T N F_a + F_a^T R F_a \quad (5.7)$$

Denklem (5.7) içinde kullanılan ve sistem parametrelerini içeren Q, N matrisi ve R değeri (5.8) ile verilmiştir.

$$Q = \begin{bmatrix} k_s^2/m_s^2 + \rho_1 & b_s k_s/m_s^2 & 0 & -b_s k_s/m_s^2 \\ b_s k_s/m_s^2 & b_s^2/m_s^2 + \rho_2 & 0 & -b_s/m_s^2 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ -b_s k_s/m_s^2 & -b_s^2/m_s^2 & 0 & b_s^2/m_s^2 + \rho_4 \end{bmatrix}, N = \begin{bmatrix} -k_s/m_s^2 \\ -b_s/m_s^2 \\ 0 \\ -b_s/m_s^2 \end{bmatrix}, R = \frac{1}{m_s^2} \quad (5.8)$$

(5.7) ile verilen çıkarıma göre performans indeksi tekrar (5.9) şeklinde yazılabilir.

$$J = \left[\int_0^\infty x^T Q x + 2x^T N u + u^T R u \, dt \right] \quad (5.9)$$

(5.4) ile verilmiş olan çözüm yöntemi (5.9) ile verilen optimum kontrol performans problemine uygulanırsa, d gürültü girdisi altında ve z ile belirtilen değerlerin minimizasyonunu sağlayan bir $F_a = -Gx$ durum geri besleme çözümü ortaya çıkar. G ile verilen matris (5.10) ile verilmiş olan Ricatti denkleminin çözüm kümesi olan geri besleme kazanç matrisi olarak tanımlanabilir. Bu çözüm kümesi de (5.11) ve (5.12) eşitliklerinde verilmiştir.

$$(A - BR^{-1}N)^T P + P(A - BR^{-1}N) + (Q - N^T R^{-1}N) - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (5.10)$$

$$G = R^{-1}(B^T P + N) \quad (5.11)$$

$$G = R^{-1}B^T P + R^{-1}N \quad (5.12)$$

(5.12) ile verilen eşitlikte görüldüğü üzere G kazanç matrisi $R^{-1}B^T P$ ve $R^{-1}N$ olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. $R^{-1}N$ kısmı sistemin sabit parametrelerinden oluşmaktadır ve Ricatti denkleminin çözümüyle ya da performans indeksinde kullanılan ağırlıklandırma katsayıları ile herhangi bir bağlantısı yoktur.

Buradan çıkarılacak sonuç G kazanç matrisinin $R^{-1}B^T P$ ile ifade edilen birinci kısmı performans indeksinde kullanılan ağırlıklandırma katsayılarına bağlı olduğu ve $R^{-1}N$ ile ifade edilen ikinci kısmın pasif yay ve damperden kaynaklanan ve $k_s x_1 + b_s(x_2 - x_4)$ ile ifade edilen pasif kuvvetlerin elemine edilmesi vazifesini gördüğüdür.

Böylece LQR kontrollü aktif süspansiyon sistemine etki eden toplam kuvvetin k_s ve b_s olarak ifade edilen sistemin pasif elemanlarından bağımsız olduğu sonucuna varılır. Bu pasif elemanların değerleri değişse bile, kontrol kanunun ikinci kısmı olan $R^{-1}N$ tarafından elemine edileceklerdir [26].

5.2 LQR Kontrol Yöntemine Ait Performans Çalışmaları

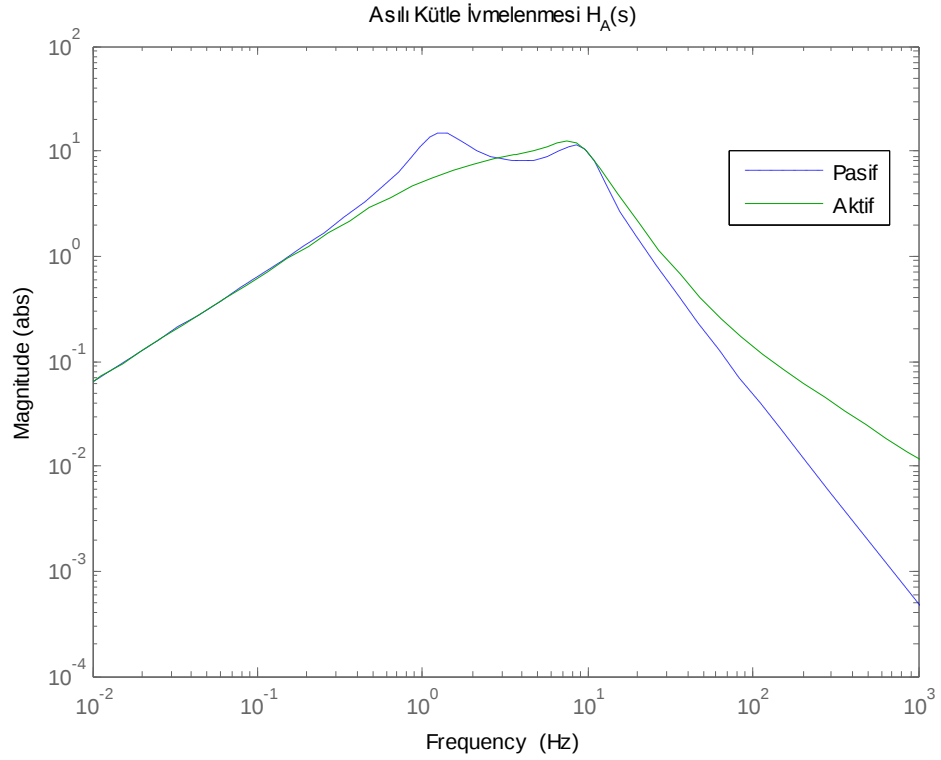
Çalışmanın bu kısmında formüle edilmiş olan LQR aktif süspansiyon sistemi kontrolcünün performans kriterlerine olan etkisi incelenecektir. Tasarlanacak olan kontrolcünün performans kriterlerine olan etkisi performans indeksinde kullanılan ağırlıklandırma katsayıları ile doğrudan ilişkili olduğu için simülasyon yapılırken farklı ağırlıklandırma katsayıları kullanılarak istenilen performanslara göre ayarlamalar yapılmıştır.

Çizelge 5.1 ile belirtilen 1. Ağırlıklandırma katsayılarına göre aracın düşey yönde ivmelenmesi performansının pasif süspansiyon sistemiyle karşılaştırılması sonucu Şekil 5.1 ile verilmiştir. Şekilden gözlemleneceği üzere aktif süspansiyon sistemi alçak frekanslarda düşey ivmelenme performansı açısından iyi bir cevap vermesine karşın, yüksek frekanslarda pasif süspansiyona göre sönümlenme oranı düşük olmakla beraber kötü bir sonuç vermiştir.

Çizelge 5.1: Kontrolcü dizaynında kullanılan ağırlıklandırma katsayıları.

	ρ_1	ρ_2	ρ_3	ρ_4
Set 1	18	80	18	80
Set 2	0.8	0.2	0.2	0.8
Set 3	10000	100	100000	100

Aktif süspansiyonun süspansiyon sapma miktarı performansına olan etkisi Şekil 5.2 ile gösterilmiştir. Alınan sonuçlar aktif süspansiyonun süspansiyon sapma miktarı performansını arttırdığı şeklinde yorumlanabilir. Sadece 1 Hz'e kadar olan oldukça düşük frekans aralığında pasif süspansiyona göre kötü bir sonuç sergilemesine rağmen, 1 Hz ile 10 Hz arasındaki yüksek frekanslarda süspansiyon sapma miktarını azaltma etkisi yarattığı yönünde sonuca varılabilir.

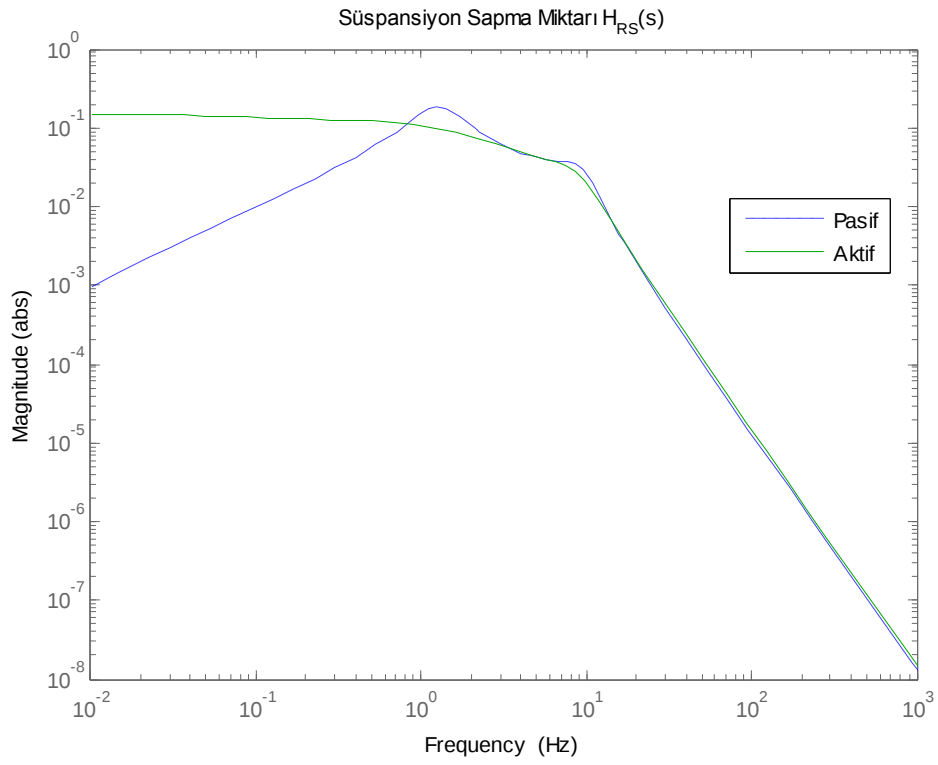


Şekil 5.1: Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi.

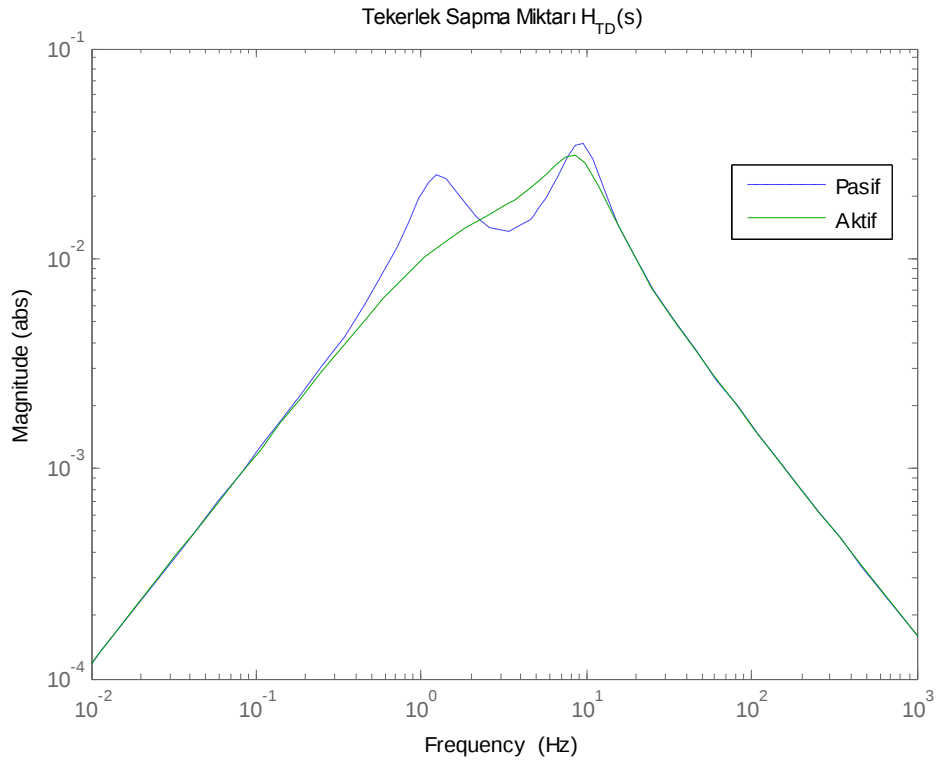
Aktif süspansiyonun tekerlek sapma miktarına olan etkisi Şekil 5.3 ile verilmiştir. Alınan sonuçlar değerlendirildiğinde aktif süspansiyon sisteminin düşük frekans değerlerinde tekerlek sapma miktarını azalttığını göstermektedir. Fakat 1 Hz ile 10 Hz arasındaki frekans değerlerinde pasif süspansiyondan daha kötü bir sapma miktarının oluşmasına neden olmuştur.

Tasarlanmış olan kontrolcüde performans ağırlıklandırmaları çizelge 5.1 ile verilen ikinci küme kullanılarak değiştirildiğinde ortaya çıkan aktif süspansiyon sistemi performansında değişimler olacaktır. Bu değişimler Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6 ile gözlenmeye çalışılmıştır.

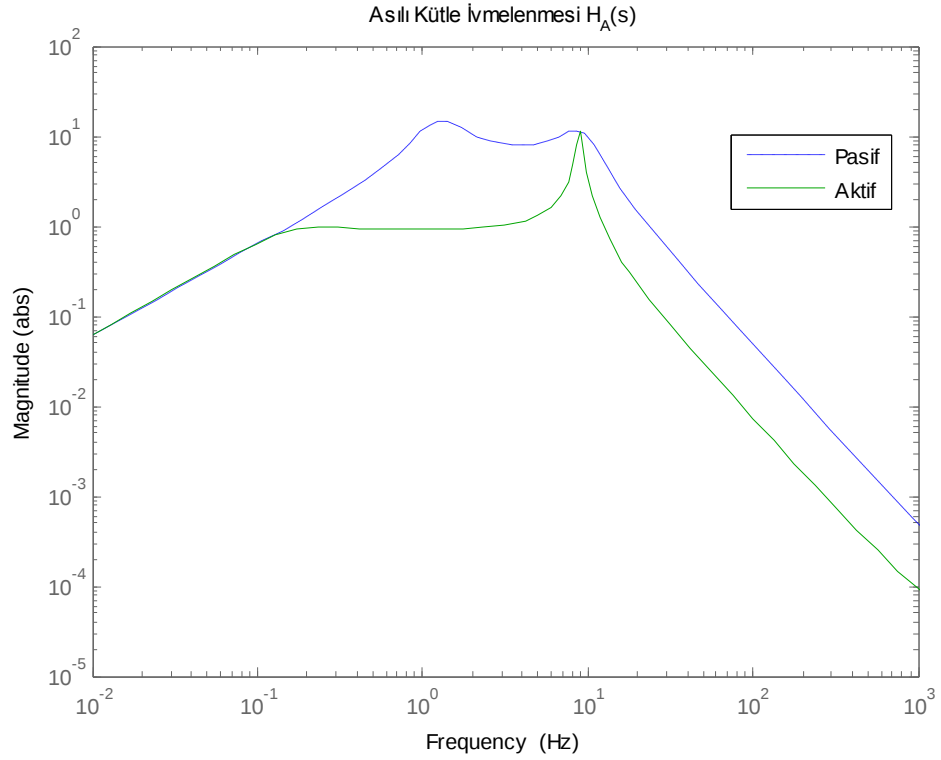
Şekil 5.4 ile verilmiş yeni parametreler ile güncellenmiş aktif süspansiyon sisteminin araç düşey ivmelenmesi performansını farkedilebilir düzeyde arttırdığı gözlenmiştir. Neredeyse tüm frekanslarda pasif süspansiyona üstün sağladığı söylenmesi yanlış olmayacaktır.



Şekil 5.2: Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki etkisi.



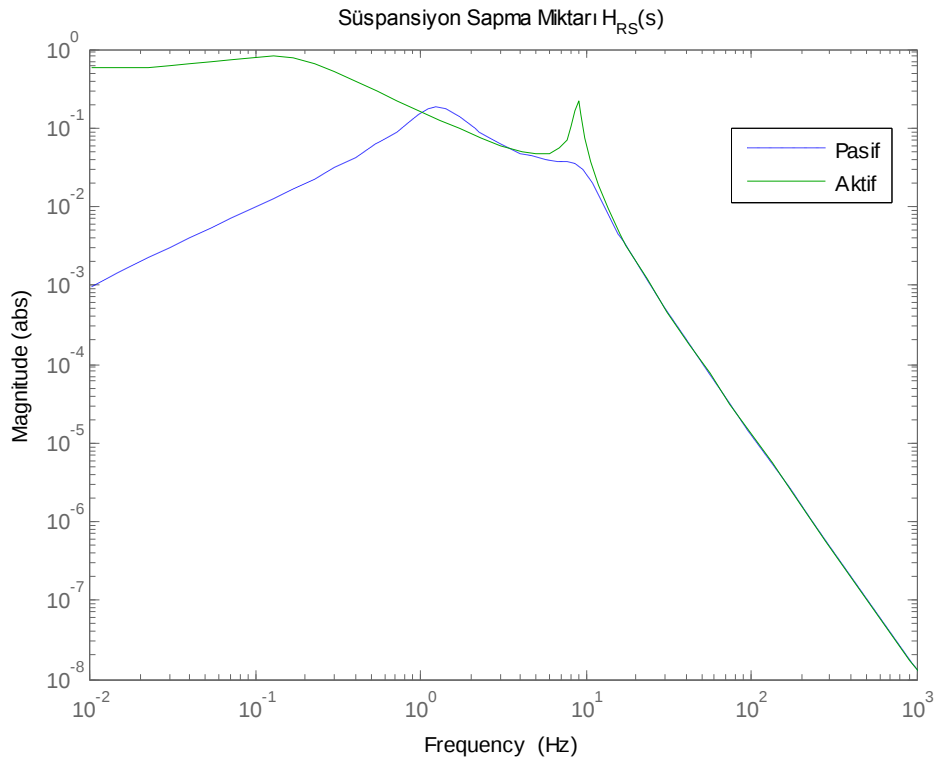
Şekil 5.3: Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma üzerindeki etkisi.



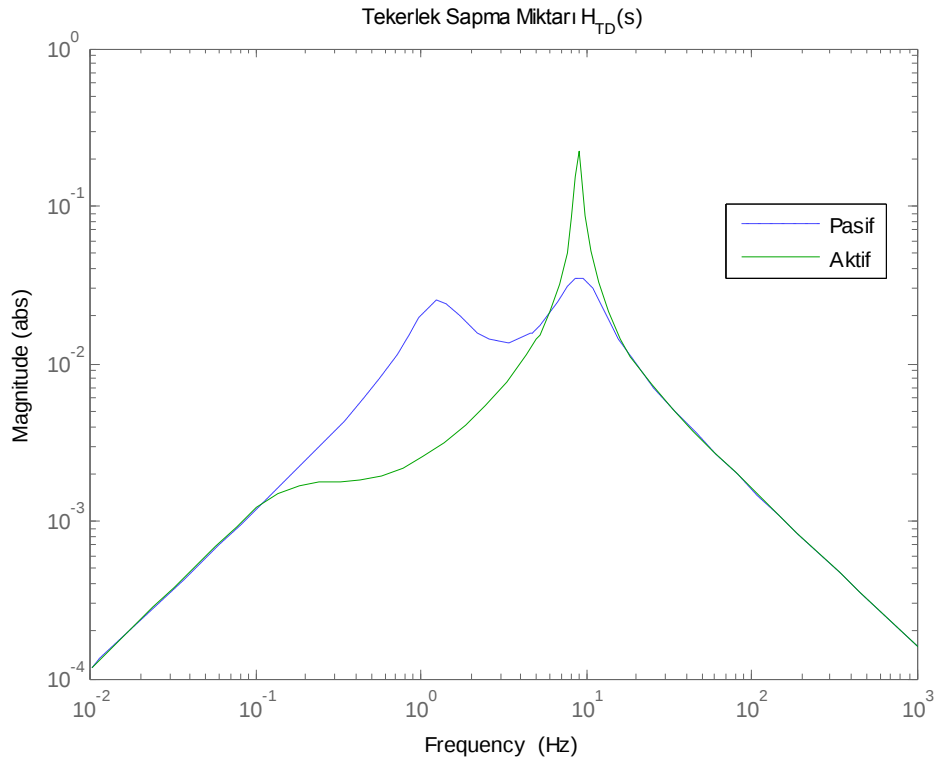
Şekil 5.4: Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi 2.

Kontrolcü parametreleri değiştirilmiş olan yeni aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma miktarına olan etkisi Şekil 5.5 ile gösterilmiştir. Yeni sistem düşey ivmelenme performansını oldukça arttırmasına rağmen süspansiyon sapma miktarında aynı miktarda bir kötüleşmeye neden olmuştur. Sadece 1 Hz ve 3 Hz aralıklarında pasif süspansiyona göre daha iyi bir süspansiyon sapma miktarına imkan vermesine rağmen 3 Hz- 20Hz aralığında ve 1 Hz'den düşük frekanslarda pasif süspansiyona göre oldukça kötü bir performansa neden olmuştur.

Oluşturulan yeni kontrolcünün tekerlek sapma miktarı üzerindeki etkisi Şekil 5.6 ile verilmiştir. Elde edilen sonuca göre 6 Hz'e kadar olan düşük frekans aralığında sistemin tekerlek sapma miktarı performansında farkedilebilir bir artış görülmüştür. Buna rağmen 6 Hz ile 20 Hz arasındaki frekans aralığında performansın önceki kontrolcüye göre düştüğü ve pasif sistemden daha kötü bir hal aldığı söylenebilir.



Şekil 5.5: Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki etkisi 2.

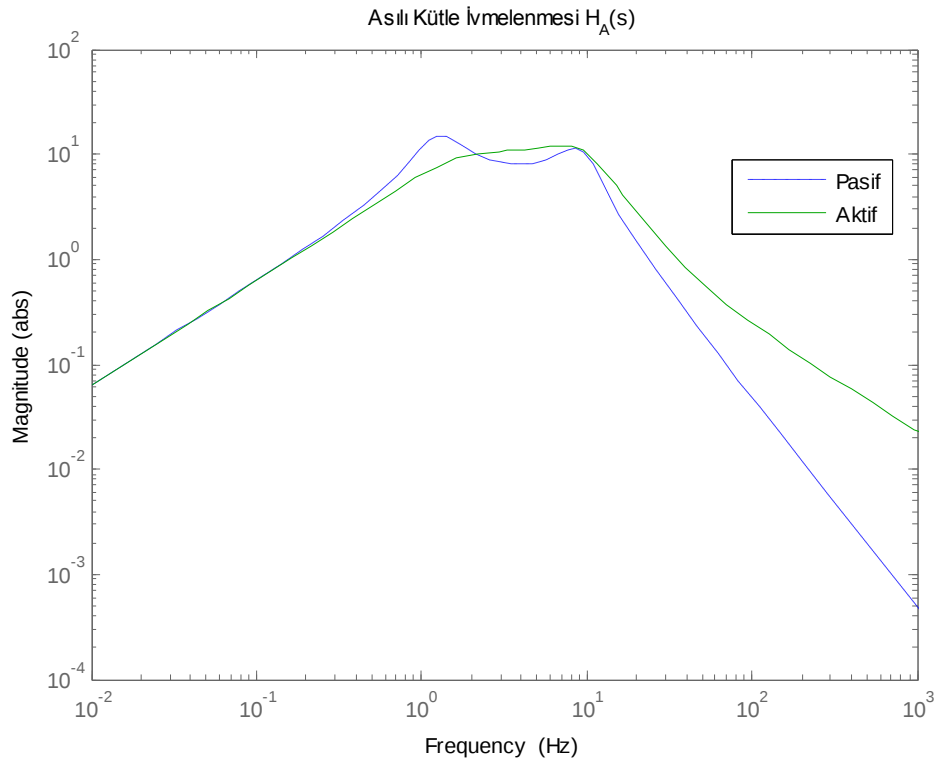


Şekil 5.6: Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma miktarı üzerindeki etkisi.

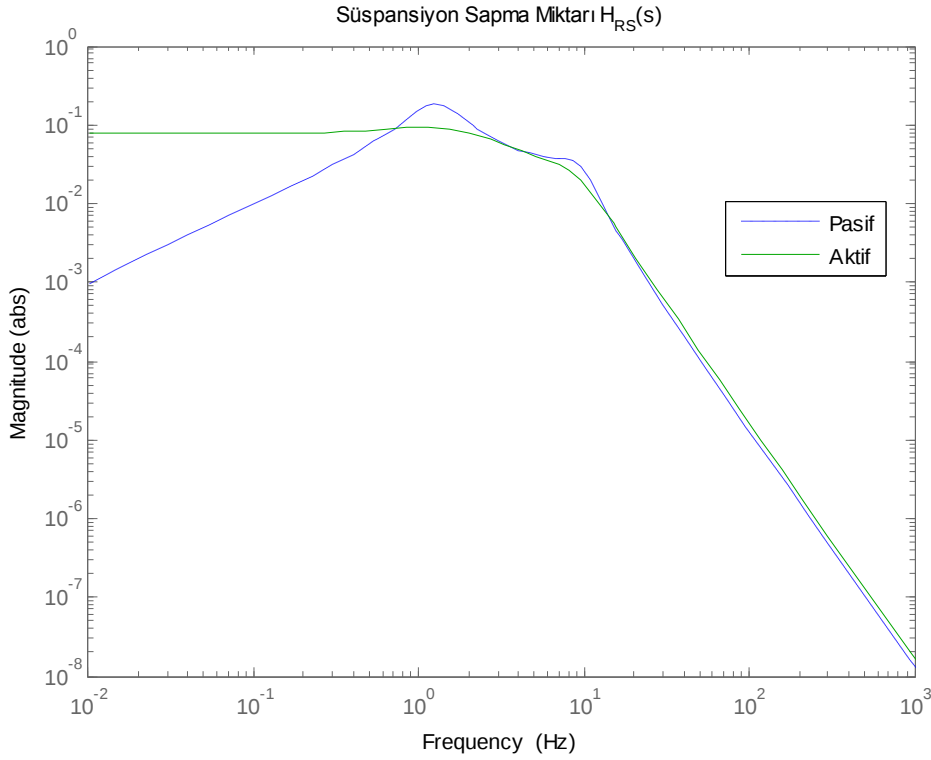
Son olarak ta ağırlıklandırma katsayıları artırılıp, ivmelenme performans ağırlı azaltılırsa Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 ile gösterilmiş sonuçlar ortaya çıkacaktır.

Yeni ağırlıklandırmalar göre aktif süspansiyonun aracın düşey yöndeki ivme performansı Şekil 5.7 ile gösterilmiştir. Düşey ivmelenme 1 Hz'e kadar düşürülmüş olsa da, performans ağırlık katsayı ağırlığı azaltıldığından 1 Hz'den yüksek frekanslarda pasif süspansiyona ve diğer kontrolcülere göre daha kötü bir sonuç vermiştir.

Yeni kontrolcüde arttırılan süspansiyon sapma miktarı performan ağırlık katsayısının etkileri Şekil 5.8 ile gösterilmiştir. Alınan sonuca göre 1 Hz ile 20 Hz arasında süspansiyon sapma miktarında farkedilebilir bir azalma olduğu gözlenmiştir.

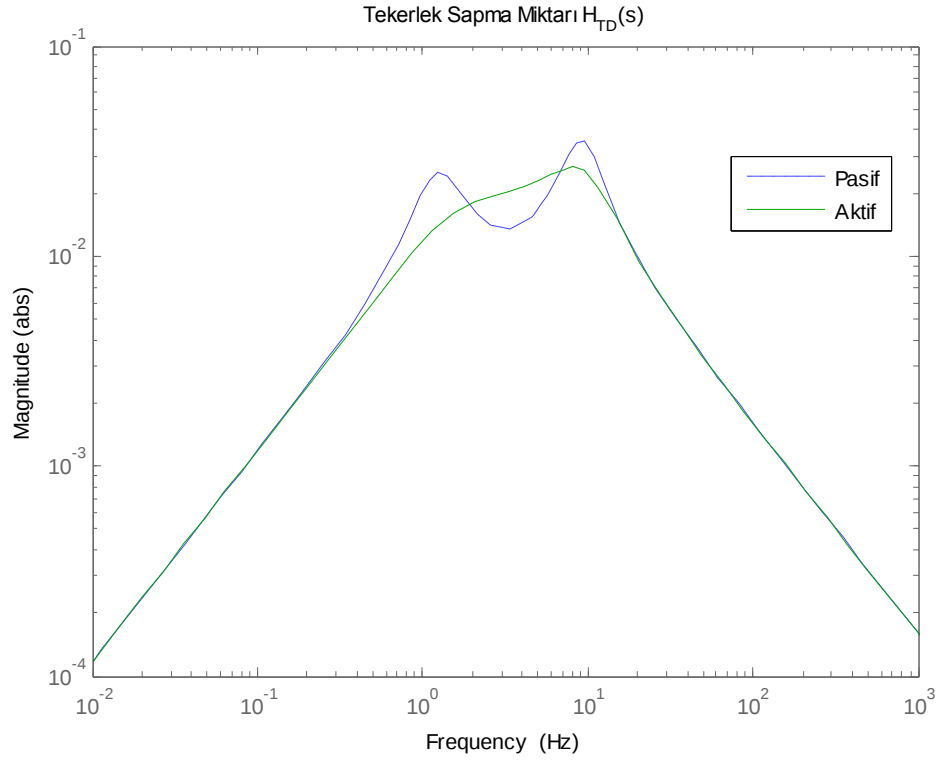


Şekil 5.7: Aktif süspansiyon sisteminin düşey ivme üzerindeki etkisi 3.



Şekil 5.8: Aktif süspansiyon sisteminin süspansiyon sapma üzerindeki Etkisi 3.

Set 3 olarak verilen yeni performans ağırlık katsayılarının tekerlek sapma miktarına olan etkisi Şekil 5.9 ile gösterilmiştir. Alınan sonuca göre aktif süspansiyon sistemi 1Hz'e kadar olan frekanslar ile 8-20 Hz aralığında pasif süspansiyon sistemine üstünlük sağlayarak tekerlerk sapma miktarında azalmayı sağlamıştır. 1. Tasarlanmış olan aktif süspansiyon sisteminde düşük frekanslarda, tasarlanan üç farklı performans ağırlık katsayılarına sahip aktif süspansiyon sisteminden çıkarılacak en temel sonuç performans kriterleri arasında ödünleşmenin olduğudur. Seçilen parametrelere göre belirli frekans değerlerinde üç performansta da iyileşme gözlene de her üç performansın sürekli olarak sağlanmasının mümkün olmadığı gözlenmiştir. Farklı yol girişlerine ait benzetim çalışmalarının sonuçları Ek A kısmında detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 5.9: Aktif süspansiyon sisteminin tekerlek sapma üzerindeki etkisi 3.

5.3 Performans Kriter Değerlerinin ve Ödünleşmelerinin Analizi

Aktif süspansiyon sistemi sayesinde performans kriterinde elde edilen performans artışı başarılı sayılabilse de her üç kriterin de sağlanabildiği frekans aralıkları çok dardır. Yapılan analizler genelde aktif süspansiyon ile en az bir performans kriterinin kötü yönde etkilendiğini göstermiştir. Çalışmanın bu bölümünde bu ödünleşmenin altında yatan nedenler ve performans değerlerinin bazı aralıklarda neden iyileşme göstermediği ortaya konulmaya çalışılacaktır.

Yapılan gözlemler de ilk göze batan araç gövdesinin düşey ivmelenmesi aktif süspansiyon ile aşağılara çekilmesine rağmen grafiklerde görülen bir noktada ivmelenmenin aşağıya çekilemediğidir. Aktif süspansiyon sisteminin modeli detaylı olarak incelendiğinde sistemin burada bir sıfırının olduğunu göstermektedir. Performans kriterlerindeki ödünleşmelerin ve performansın iyileştirilemediği frekansa aralıklarının anlaşılabilmesi için, sistemin asimptotları ve değiştirilemeyen noktalarının incelenmesi gerekir.

Tasarlanan LQR kontrol yönteminde sistemin tüm durumlarının geri beslenmesi ile aktüatör kuvveti denklem (5.12) şeklinde ifade edilir.

$$F_a = -g_1(z_s - z_u) - g_2(\dot{z}_s) - g_3(z_u - z_r) - g_4\dot{z}_u \quad (5.12)$$

(5.12) ile gösterilmiş F_a kuvveti aktif süspansiyon sisteminin hareket denklemleri içersine gömülürse, performans kriterlerine ait oluşan kapalı çevrim transfer fonksiyonları (5.13), (5.14) ve (5.15) şeklini alırlar [26].

$$H_A(s) = \frac{s \ m_u g_3 s^2 + (b_s - g_4)k_t s + (k_s + g_1)k_t}{d(s)} \quad (5.13)$$

$$H_{RS}(s) = \frac{s\{m_u g_3 - (k_t - g_3)m_s\} - (g_2 + g_4)k_t}{d(s)} \quad (5.14)$$

$$H_{TD}(s) = \frac{m_u m_s s^3 + \{(b_s - g_4)m_s + (b_s + g_2)m_u\}s^2 + (m_u + m_s)s}{d(s)} \quad (5.15)$$

Elde edilen transfer fonksiyonlarında $d(s)$ olarak gösterilmiş olan fonksiyon işlem ve ifade kolaylığı açısından verilmiş olup denklem (5.16) ile gösterilmiştir.

$$d(s) = m_s m_u s^4 + \{(b_s + g_2)m_u + (b_s - g_4)m_s\}s^3 + \{(k_s + g_1)m_u + (k_t + k_s + g_1 - g_3)m_s\}s^2 + \{(b_s + g_2)k_t\}s + \{(k_s + g_1)k_t\} \quad (5.16)$$

Elde edilen kapalı çevrim transfer fonksiyonları sayesinde aktif sistemin ve pasif sistemin alçak frekans ve yüksek frekans asimptotları karşılaştırılabilir. Önceki bölümde elde edilmiş performans cevaplar diyagramları da düşünülerek belirli asimptotların incelenmesi yeterli olacaktır.

Aktif süspansiyon ve pasif süspansiyon sistemlerinin aracın düşey ivmesi açısından karşılaştırıldıkları Şekil 5.1, Şekil 5.4 ve Şekil 5.7'den yüksek frekanslarda farklı karakteristiklere sahip oldukları gözlenmektedir. Bu farklılığın sebebini anlayabilmek için sistemlerin yüksek frekans asimptotları incelenmelidir. Pasif sistemin aracın düşey ivmelenmesine ait transfer fonksiyonuna ait yüksek frekans asimptotu (5.17) nolu denklem, aktif sistemin asimptotu da (5.18) nolu denklemde verilmiştir.

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_A(s) = \left(\frac{k_t b_s}{m_u m_s} \right) \frac{1}{s^2} \quad (5.17)$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_A(s) = \left(\frac{g_3}{m_s} \right) \frac{1}{s} \quad (5.18)$$

İki sistemin yüksek frekans asimptotları arasındaki fark incelendiğinde, aktif sistemin asimptotunun g_3 çevrim kazancına bağlı olduğu ortaya çıkmaktadır. Buna göre kontrolcü tasarlanırken g_3 'te yaşanacak olan değişimleri yüksek frekans asimptotunu ve düşey ivmelenme performansını direkt olarak etkileyecektir. Ayrıca aktif süspansiyonda asimptottan sonra meydana gelen azalma oranının pasif süspansiyona göre daha az olduğu görülmektedir.

Tasarlanan üç aktif süspansiyon sisteminin hem birbirleri arasında hem de pasif süspansiyon sistemi ile alçak ve yüksek frekanslarda farklılık gösterdiği gözlenmiştir. Bu durum süspansiyon sapma miktarı ile alakalı olan transfer fonksiyonunun hem alçak hem yüksek frekansta kapalı çevrim kazançlarına bağlı olduğu düşüncesine yol açmaktadır. (5.19) ile verilen pasif süspansiyon ve (5.20) ile verilen aktif süspansiyon alçak frekans asimptotlarına bakıldığında iki sistemin tamamen farklı bir yapıya sahip olduğu ortaya çıkmaktadır. Aktif sistemin alçak frekanslarda davranışının g_1 , g_2 ve g_4 kazançlarından etkilendiği gözlemlenmiştir.

$$\lim_{s \rightarrow 0} H_{RS}(s) = -\frac{m_s s}{k_s} \quad (5.19)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} H_{RS}(s) = -\frac{g_2 + g_4}{k_s + g_1} \quad (5.20)$$

Denklem (5.21) ile verilen pasif sistemin ve (5.22) ile verilen aktif sistemin yüksek frekans karakteristikleri benzer olmasına karşın aktif sistemin yüksek frekans davranışının g_3 kazancından etkilendiği gözlenmiştir.

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_{RS}(s) = -\frac{k_t}{m_u} \frac{1}{s^3} \quad (5.21)$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_{RS}(s) = \frac{g_3 m_u - (k_t - g_3) m_s}{m_u m_s} \frac{1}{s^3} \quad (5.22)$$

Tasarlanmış olan aktif süspansiyon sistemlerinin tekerlek sapma miktarı açısından parametre değişimlerine karşı hem alçak hem de yüksek frekanslarda değişim gösterdiği gözlenmiştir. Bu durum akla alçak ve de yüksek frekanslardaki asimptotların kontrolcu kazançlarından etkilendiği fikrini getirmektedir. Fakat pasif süspansiyon ve aktif süspansiyon asimptotları incelendiğinde her iki durumun da aktif süspansiyon kuvvetinden etkilenmediğini ortaya koymaktadır. Pasif süspansiyonun asimptotları (5.23) ve (5.24), aktif sistemin asimptotları (5.25) ve (5.26) ile hesaplanmıştır.

$$\lim_{s \rightarrow 0} H_{TD}(s) = -\frac{(m_s + m_u)s}{k_t} \quad (5.23)$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_{TD}(s) = -\frac{1}{s} \quad (5.24)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} H_{TD}(s) = -\frac{(m_s + m_u)s}{k_t} \quad (5.25)$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} H_{TD}(s) = -\frac{1}{s} \quad (5.26)$$

Yukarıda verilmiş olan asimptot değerlerinin aktif ve pasif süspansiyon sistemleri için aynı olduğu ve aktif sistemin de hiçbir kazançtan etkilenmediğini ortaya koymaktadır. Bu durum her ne kadar karmaşık ve anlamsız gibi gözükse de, aslında performans etkileşimlerinin ve ödünleşmelerinin etkisini ortaya koymaktadır. Sistemin hareket denklemleri basit bir biçimde tekrar incelendiğinde bu durumun nedeni ortaya çıkacaktır.

Aktif sistemin dinamik modelini gösteren (4.1) ve (4.2) no'lu denklemler birbirleri içinde yazılıp tekrar düzenlenirlerse (5.27) ile gösterilmiş tek bir dinamik denklem elde etmek mümkün olacaktır.

$$m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u + k_t (z_u - z_r) = 0 \quad (5.27)$$

Yukarıda elde edilmiş denklemde şaşırtıcı olan, denklemin hem pasif hem de aktif kuvvetlerden bağımsız olmasıdır. Aktif süspansiyon sistemindeki temel performans etkileşimlerinin ve ödünleşmelerinin açıklaması da aslında bu belirsizlik ile açıklanabilir. (5.27) ile verilmiş denklemde Laplace değişimi uygulanır ve tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$m_s \ddot{z}_s + (k_t + m_u s^2) z_u(s) = k_t z_r(s) \quad (5.28)$$

Daha önce tanımlanmış olan ivmelenme, süspansiyon sapma ve tekerlek sapma transfer fonksiyonları için, $s = j\omega$ değişimi yapılırsa (5.29), (5.30) ve (5.31) ile gösterilmiş denklemler elde edilir.

$$m_s H_A(j\omega) + (k_t - m_u \omega^2) H_{TD}(j\omega) = -j m_u \omega \quad (5.29)$$

$$-m_s \omega^2 H_{RS}(j\omega) - (k_t (m_s + m_u) \omega^2) H_{TD}(j\omega) = -j (m_s + m_u) \omega \quad (5.30)$$

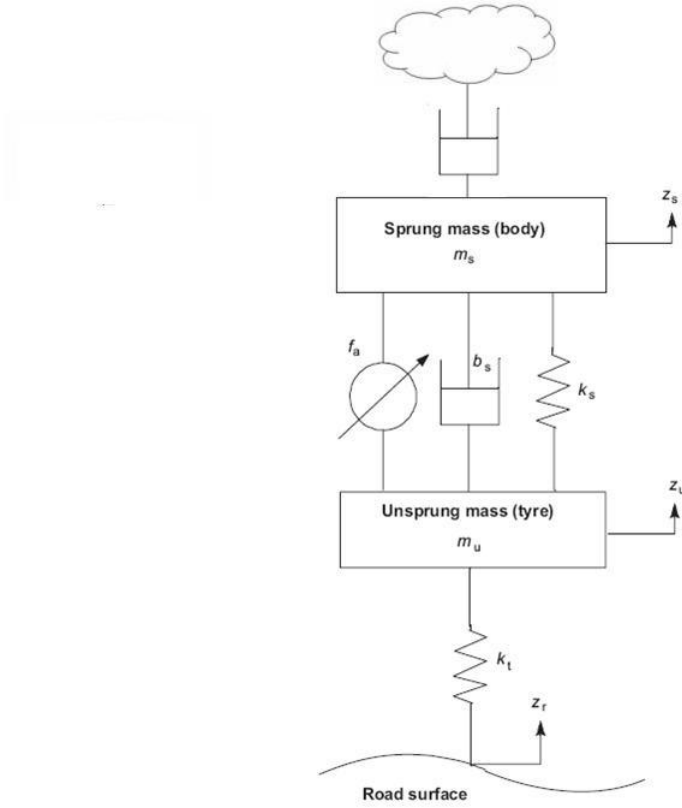
$$\omega^2 (k_t - m_u \omega^2) H_{RS}(j\omega) + (k_t - (m_s + m_u) \omega^2) H_A(j\omega) = j \omega k_t \quad (5.31)$$

Elde edilen bu üç denklem performans kısıtlamalarını ve de ödünleşmeleri gayet iyi açıklamaktadır. Her üç denklem içersinde 2 farklı performans transfer fonksiyonu yer almaktadır. Herhangi bir transfer fonksiyonu değiştiğinde yada belirli bir performans değeri için seçildiğinde, diğer parametreler pasif parametreler olduğu için otomatik olarak belirli sınırlar içersinde kalmakta, hatta değiştirilememektedir. İşte bu sınırlar ve kısıtlamalar yüzünden her üç performanslı sağlamak mümkün değildir, sadece belirli sınırlar içersinde iyileştirmeler ya da performans önemsemeleri yada ağırlıklandırmaları yapılabilir.

5.4 Sky-Hook Kontrol Yöntemi

Şekil 5.10'da Sky-Hook kontrolün genel yapısı görülmektedir. Sky-Hook kontrolünde temel konsept aracın asılı kütlelerinin yani araç gövdesinin sanal bir damper ile sabit bir noktaya bağlanarak asılı kütlelerin hareketinin iki damper ile sönümlenmeye çalışılmasıdır. Sabit noktaya bağlanacak olan damper, sadece tekerleğe bağlanmış olan dampere göre tabi ki çok daha performanslı bir sönümleme

sağlayacaktır. Ancak gerçekte böyle bir yapı mümkün olamayacağı için aynı yapıya aktif süspansiyon yöntemi ile yaklaşılmalıdır.



Şekil 5.10: Sky-Hook kontrol yapısı.

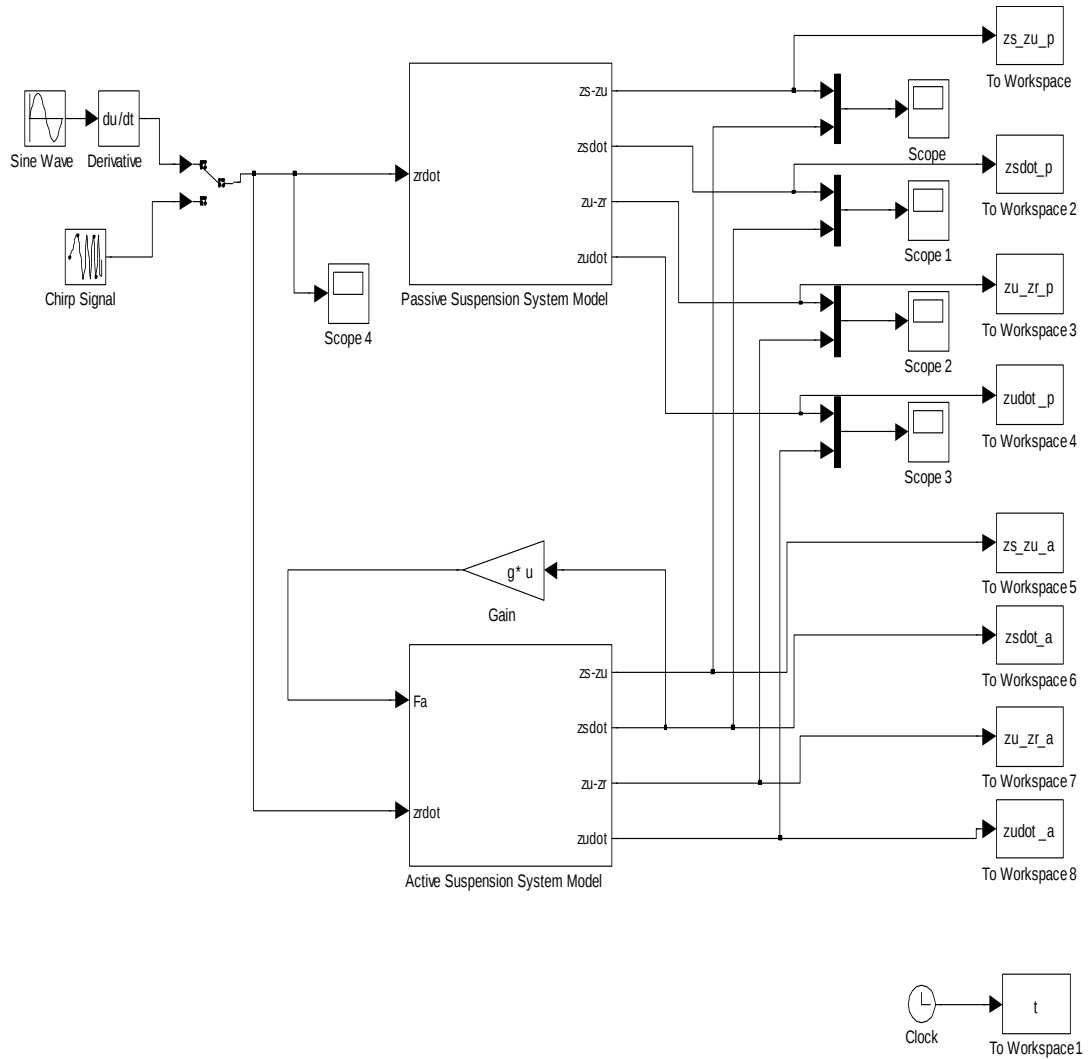
Sky-Hook kontrolü hem yarı-aktif hem de aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Yarı-aktif süspansiyon sisteminde iki yönlü kuvvet sağlayamadığı için, sanal damperden elde edilebilecek optimum performans katkısı sadece aktif süspansiyon sistemiyle mümkündür.

Sky-Hook kontrol yöntemi LQR kontrol yöntemi gibi, sistem durumlarının geri beslemesine dayanır. Fakat LQR yönteminde tüm sistem durumları geri beslenirken, Sky-Hook yönteminde ise sadece gövde hızı geri beslenip belirli bir kazanç ile çarpılarak sisteme uygulanması gereken kuvveti oluşturur. Buradaki kazanç seçiminde dikkat edilmesi gereken unsur, kazanç ne kadar arttırılırsa sürüş kalitesinin o kadar artacağı fakat diğer performans kriterlerinde de aynı şekilde kötüleşme gözleneceği gerçeğidir.

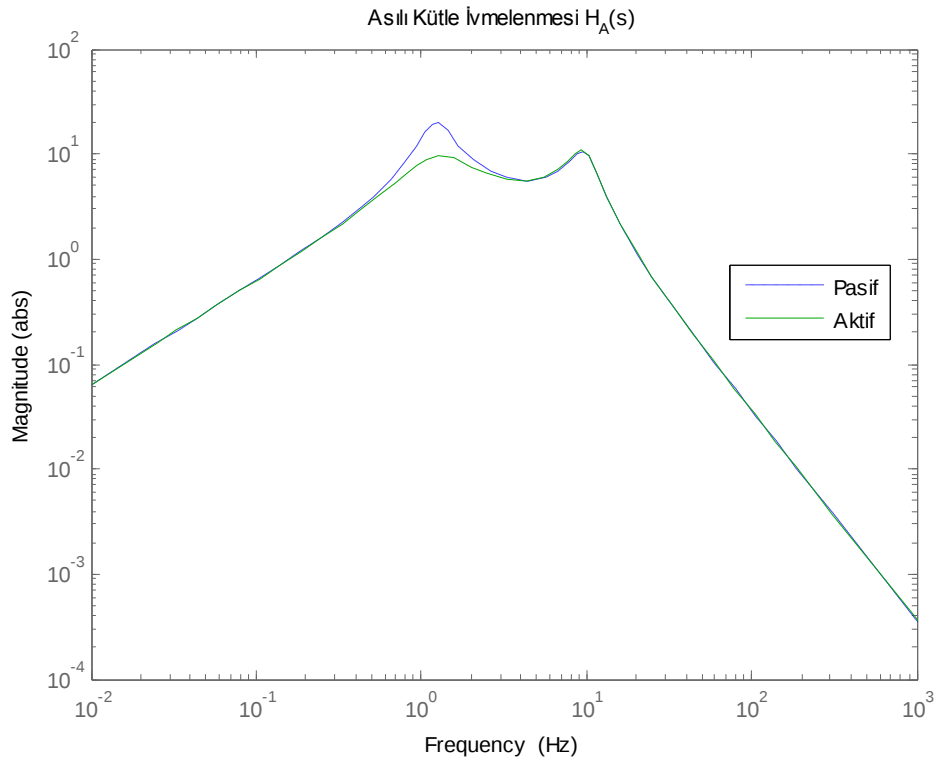
$$F_{SKY} = g_{opt} \dot{z}_s \quad (5.32)$$

5.4.1 Sky-Hook Kontrol Yöntemi Simülasyonları

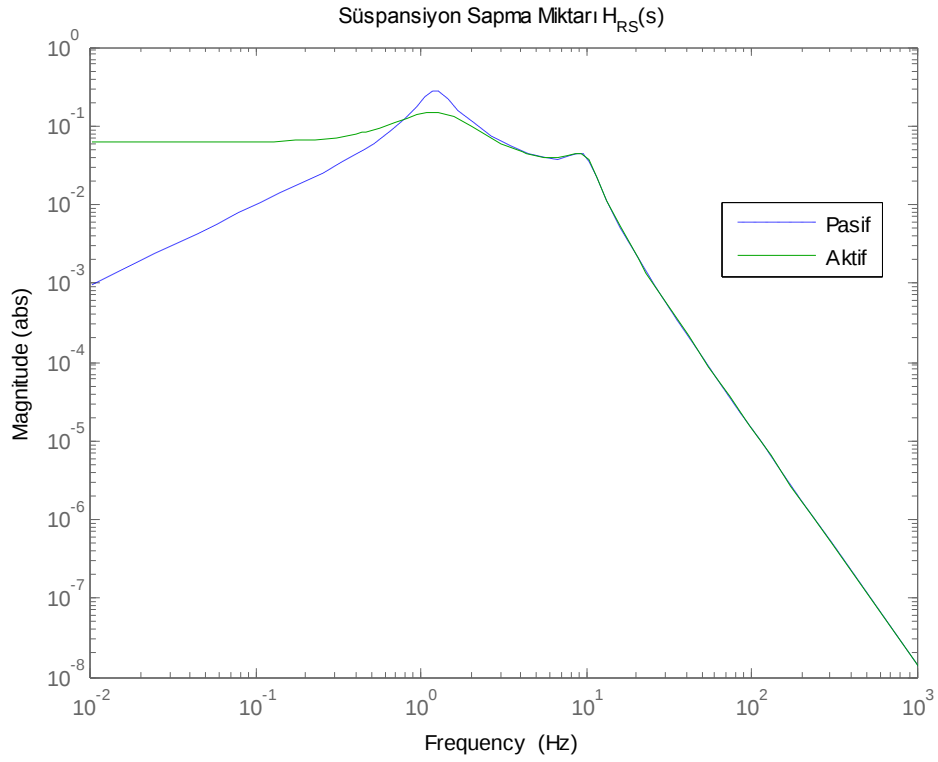
Sky-Hook kontrolcüsünün sistem performansları üzerinde olan etkisini görmek için 3 farklı g_{opt} değerleri için simülasyon yeterli olacaktır. Şekil 5.12'den Şekil 5.20'ye kadar $g_{opt} = 1000, 10000, 100000$ olmak üzere farklı üç değer sonucunda elde edilmiş olan sonuçlar yer almaktadır.



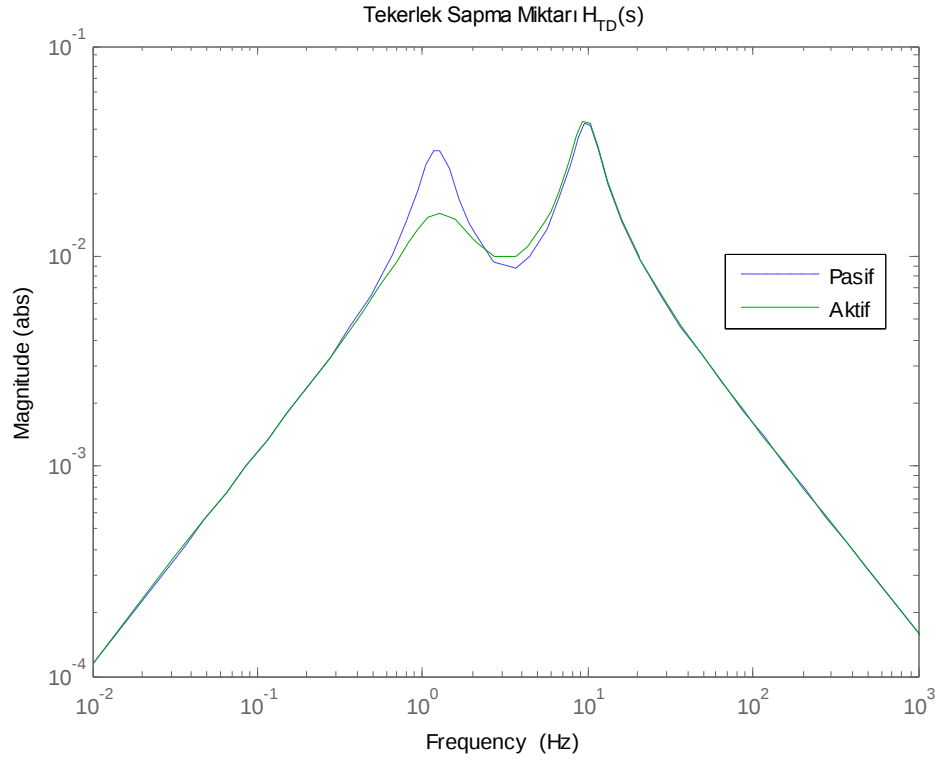
Şekil 5.11: Sky-Hook kontrolcülü Simulink blok diyagramı.



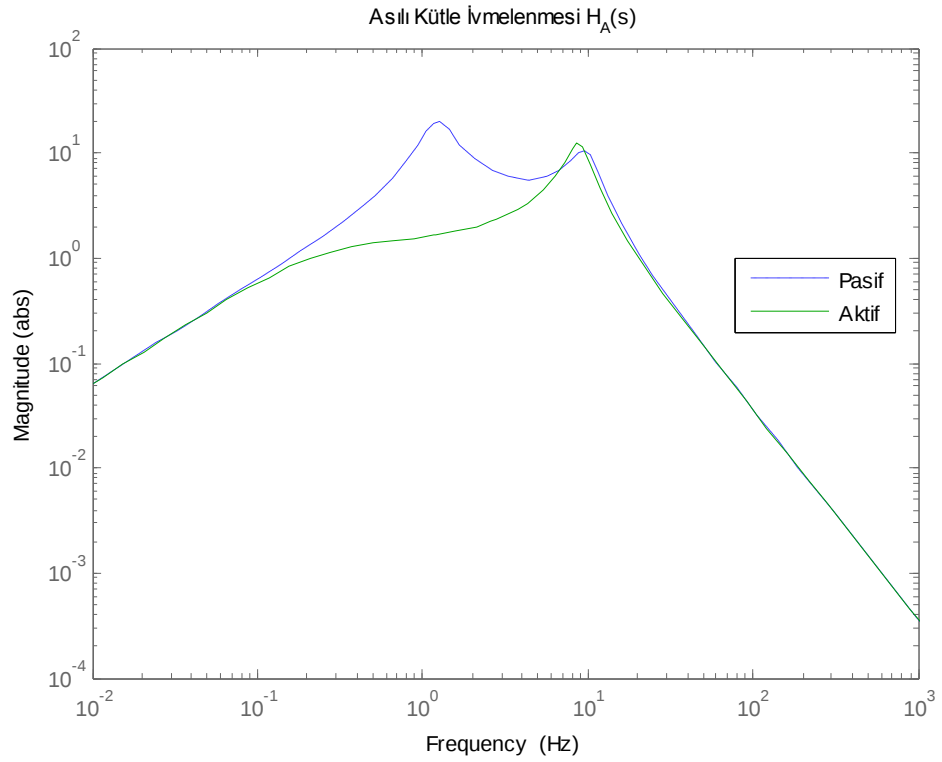
Şekil 5.12: $g_{opt} = 1000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.



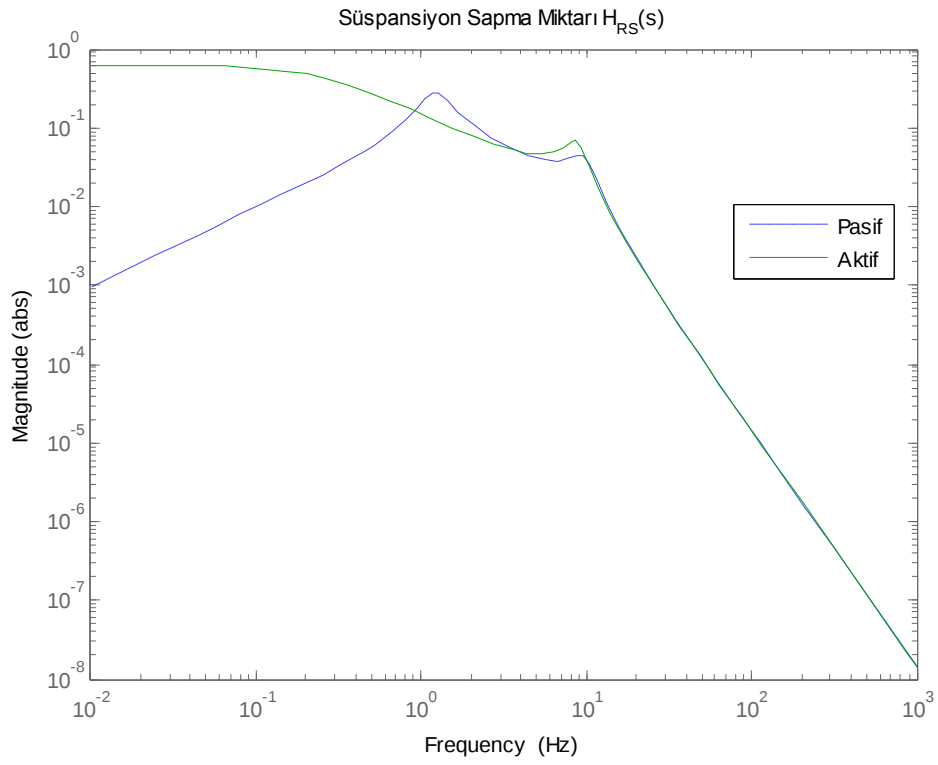
Şekil 5.13: $g_{opt} = 1000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.



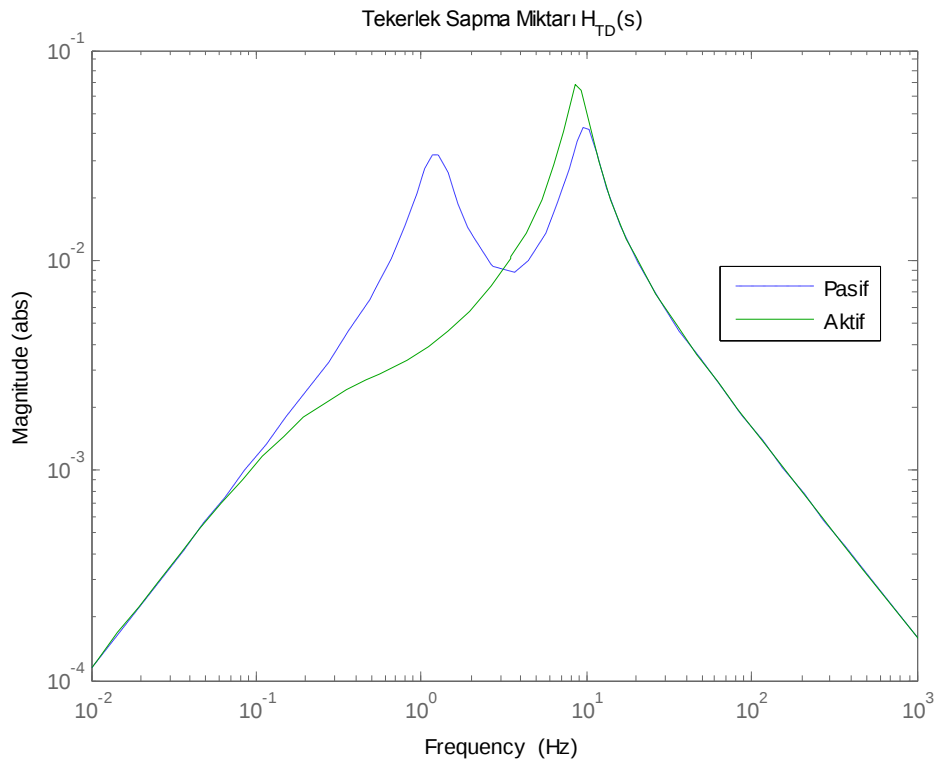
Şekil 5.14: $g_{opt} = 1000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.



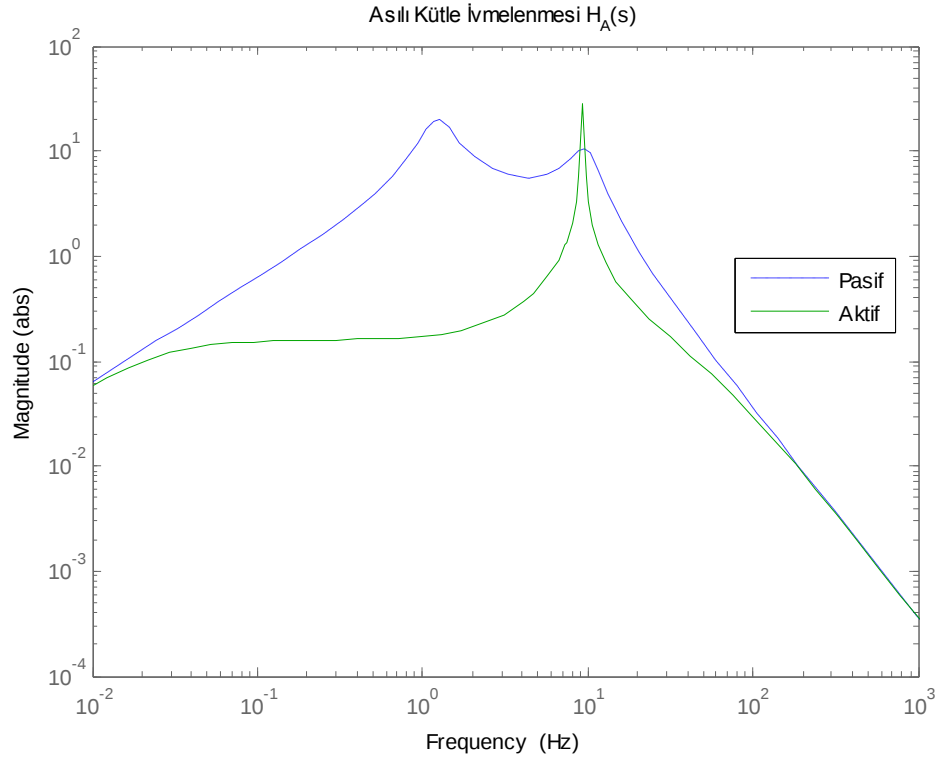
Şekil 5.15: $g_{opt} = 10000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.



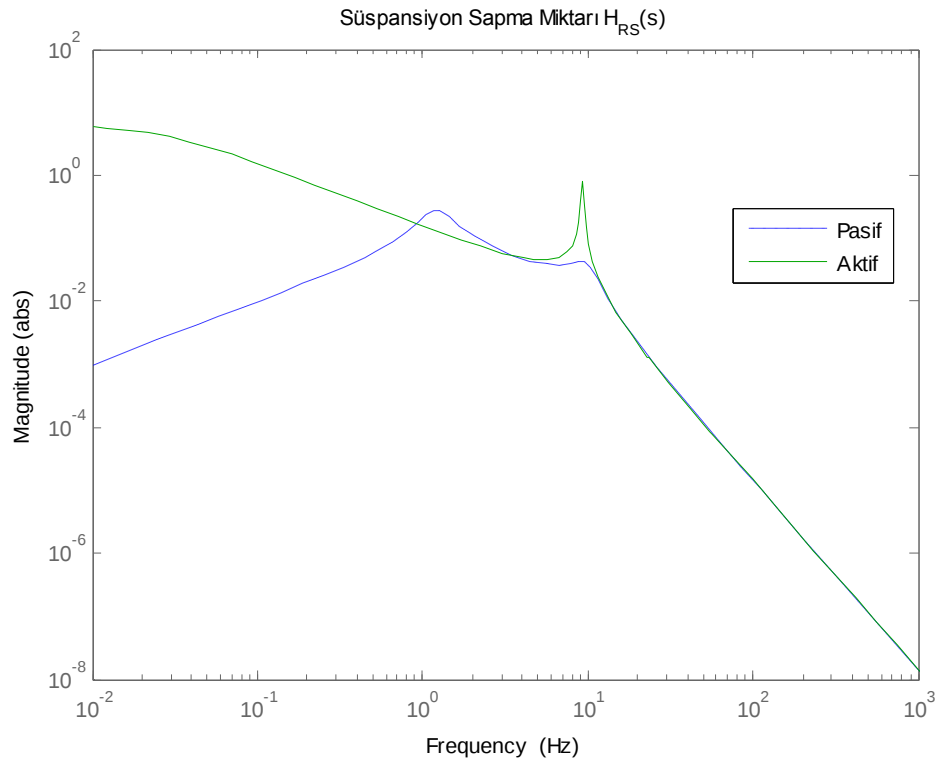
Şekil 5.16: $g_{opt} = 10000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.



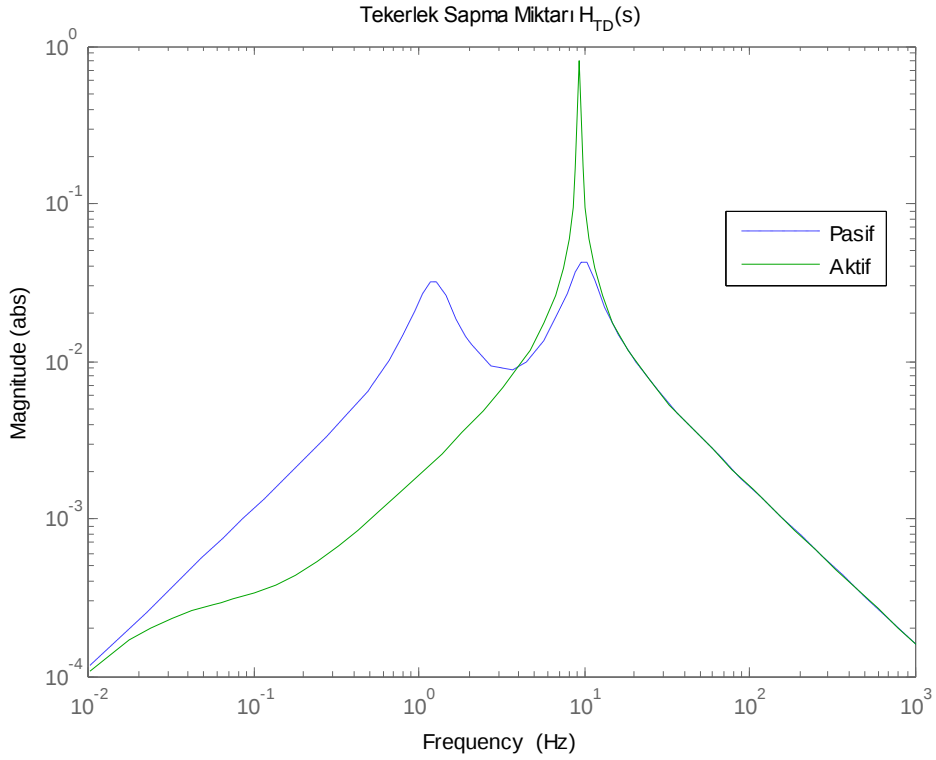
Şekil 5.17: $g_{opt} = 10000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.



Şekil 5.18: $g_{opt} = 100000$ için elde edilen asılı kütle ivmelenmesi.



Şekil 5.19: $g_{opt} = 100000$ için elde edilen süspansiyon sapma miktarı.



Şekil 5.20: $g_{opt} = 100000$ için elde edilen tekerlek sapma miktarı.

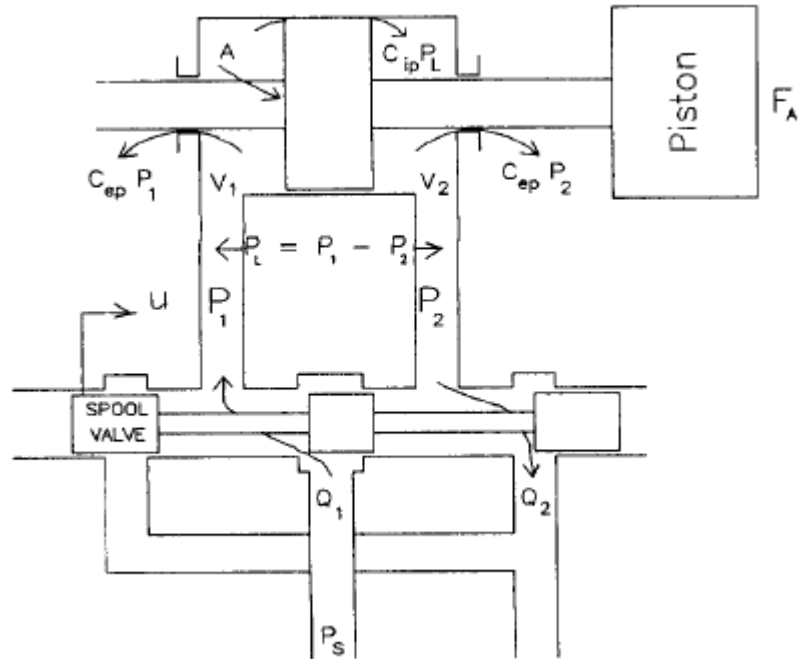
Üç farklı kazanç miktarı için elde edilmiş simülasyonlar aslında çok basit bir hız geriçeşvrimi ve kazanç ile elde edilmiş Sky-Hook kontrolcüsünün daha karmaşık olan LQR kadar olmasa da gayet tatmin edici sonuçlar verdiğini göstermektedir. Kazanç miktarı arttırıldıkça asılı kütle ivmelenmesi azalmakta yani daha konforlu bir sürüş ortaya çıkmaktadır. Aynı LQR kontrolcüsünde olduğu gibi kazancın çok yüksek olmadığı durumlarda belirli frekans aralıklarında tekerlek ve süspansiyon sapma miktarında da iyileşme olduğu görülmektedir.

Hem LQR hem de Sky-Hook kontrol yönteminden görüldüğü üzere sistem durumları geri beslenerek gayet başarılı sonuçlar veren aktif sistemler dizayn etmek mümkündür. Gerçek hayatta bu tip kontrolcülerde karşılaşılan en önemli sorun ise seçilen durumların anlık değerlerini öğrenmenin çok zor ve maliyetli olmasıdır. Bu yüzden genelde seçilmiş olan uzay durumları gözlemleyiciler sayesinde hesaplanmakta ve dizayn edilecek kontrolcünün de bu değerler üzerinden işlevini görmesi tercih edilmektedir.

5.4.2 Gözlemci tasarımı

LQR ve Sky-Hook kontrol yöntemleri gibi sistemin durumlarının geri beslendiği ve kontrolde direkt olarak kullanıldığı yöntemlerde, sistemin durumlarını anlık olarak bilmek çok önemlidir. Gerçek hayatta ise kontrol yönteminde kullanılan sistem durumlarını anlık olarak ölçebilmek genelde çok zor yada pahalı bir şekilde mümkün olmaktadır. Bu yüzden, sistem durumlarını anlık olarak ölçmek yerine iyi bir şekilde tahmin etmek çok daha kolay ve ucuz olmakla beraber kontrol açısından da kabul edilebilir sonuçlar doğuracaktır.

Basit Sky-Hook kontrol yöntemi ele alındığında, sistemin düşey eksenindeki hızı geri çevrilerek sisteme uygulanması gereken aktif kuvvet hesaplanmıştır. Burada $\dot{z}_s$ ile verilmiş olan sistem durumunun tahmin edilmesi yeterli olacaktır. Sky-Hook yönteminde bir diğer önemli nokta ise arzu edilen F_a kuvvetinin sağlıklı bir şekilde elde edilmesidir. Normalde aktif süspansiyon içeren araçlarda, istenilen kuvvet hidrolik aktüatörler ile sağlanmaktadır. Şekil 5.20 ile gösterilmiş hidrolik aktüatörden elde edilecek olan F_a kuvveti, sisteme etki eden sürtünme kuvvetine de bağlı olacaktır.



Şekil 5.21 Hidrolik aktüatör'ün yapısı.

Gözlenmesi gerekli olan iki durum F_a ve $\dot{z}_s$ olarak belirlenmiştir. Bu iki durum ile beraber sistemin uzay durum modeli için gerekli olan durum değişkenleri (5.33) ile verilmiştir.

$$x = \begin{pmatrix} z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ z_u - z_r \\ \dot{z}_u \\ F_a \end{pmatrix} \quad (5.33)$$

Hidrolik aktüatör dinamiği ve de sürtünme kuvveti gözönüne alınıp sistem durum uzayı şeklinde gösterilirse (5.34) elde edilmiş olunur.

$$\dot{x} = Ax + \phi(x, u) + b \operatorname{sgn}(x_2 - x_4) \mu + \Gamma \dot{z}_r \quad (5.34)$$

(5.34)'te kullanılmış olan uzay durum matrisleri

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ -k_s/m_s & -b_s/m_s & 0 & b_s/m_s & 1/m_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ k_s/m_u & b_s/m_u & -k_t/m_u & -b_s/m_u & -1/m_u \\ 0 & -c_4 & 0 & c_4 & c_5 \end{bmatrix}, \quad \phi(x, u) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_1 \mu \sqrt{c_2 - c_3 \operatorname{sgn}(u) x_5} \end{pmatrix},$$

$$b = \begin{pmatrix} 0 \\ -1/m_s \\ 0 \\ 1/m_u \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \Gamma = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ gibidir.}$$

Bundan sonra yapılması gereken (5.35) ile verilmiş olan genel non-lineer sistem modelleri için ortaya konmuş olan gözlemci tasarım şeklini, yukarıda (5.34) ile verilmiş olan aktif süspansiyon sistemi için tasarlamaktır [35].

$$\dot{x} = Ax + \phi(x, u) + bf(y)\theta, \quad y = Cx \quad (5.35)$$

(5.35) ile verilmiş olan sistemde, aşağıdaki üç şart sağlandığı takdirde sistem durumlarını iyi tahmin edebilecek bir gözlemci tasarlanabilir.

1. Aşağıdaki eşitliği sağlayacak bir pozitif simetrik P matrisi yazılabiliyorsa

$$b^T P = C,$$

2. ϕ , Lipschitz katsayısı γ ile x üzerinde Lipschitz ise

$$\|\phi(x, u) - \phi(\hat{x}, u)\| \leq \gamma \|x - \hat{x}\|,$$

3. Aşağıdaki eşitliği sağlayan bir L kazanç matrisi yazılabiliyorsa

$$\gamma < \frac{\lambda_{\min}(Q)}{2\lambda_{\max}(P)}, (A - LC)P + P(A - LC) = -Q,$$

(5.36) ile verilmiş olan ve $t \rightarrow \infty$ ise $\tilde{x} \rightarrow 0$ durumunu sağlayan, kararlı yapıya sahip adaptif gözlemci elde edilebilir.

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + \phi(\hat{x}, u) + bf(y)\hat{\theta} + L[y - C\hat{x}], \quad \dot{\hat{\theta}} = \gamma[y - C\hat{x}] \quad (5.36)$$

Gözlemci tasarımında ilk olarak $b^T P = C$ şartını sağlayacak bir P matrisi bulunmalıdır. Bu pozitif simetrik matris (5.37) ile verilen matris şeklinde seçildiğinde tasarımın ilk şartı sağlanmış olur [35].

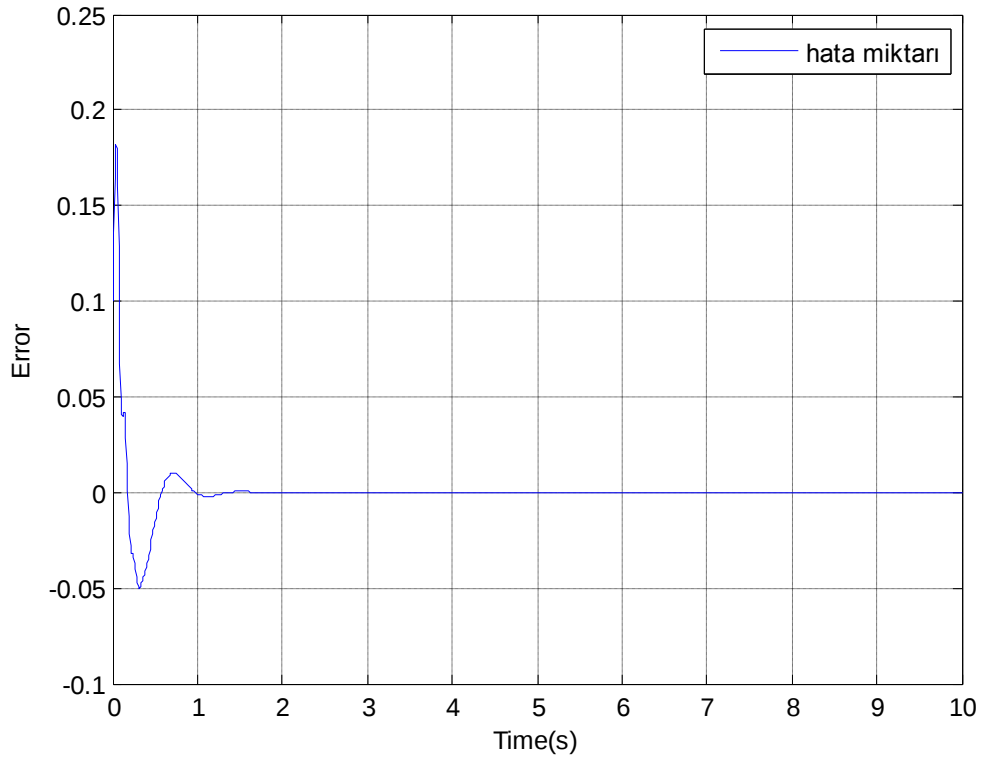
$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_u & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

Gözlemci tasarımı için gerekli son şartı sağlayan L kazanç matrisi (5.38) ile verilmiştir. (5.39) denklemini ile kararlılık şartının da sağlandığı ortaya konmuştur.

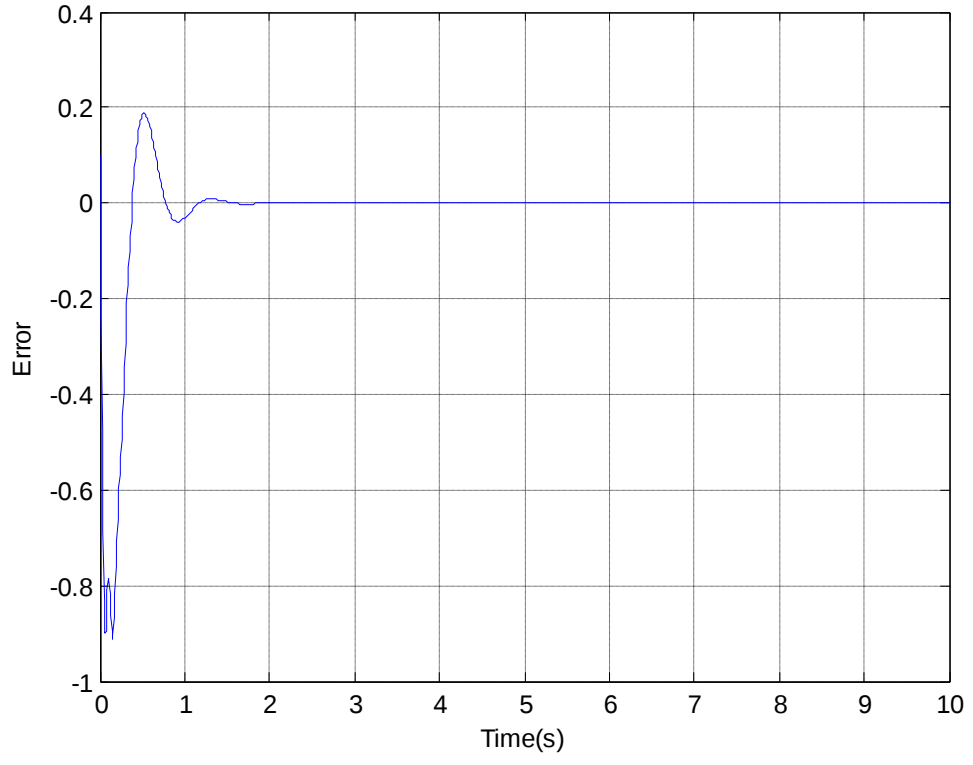
$$L = \begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -0.01 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.38)$$

$$\gamma < \frac{\lambda_{\min}(Q)}{2\lambda_{\max}(P)} = 0.0151 \quad (5.39)$$

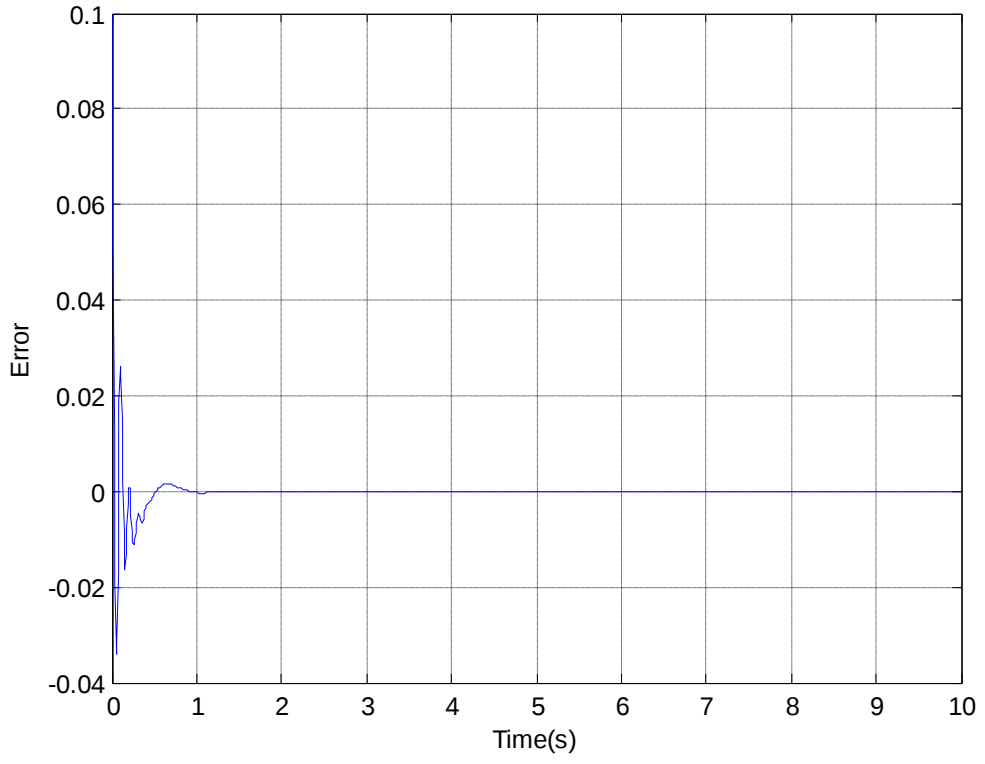
Gözlemcinin performansının gösterimi için sistemde oluşacak olan sistem durumlarının tahmin hatalarına bir başlangıç değeri verilip, oluşacak olan hatalar gözlenebilir. Hatanın sıfıra indirgenebilmesi ve indirgenme hızı gözlemcinin performansını ortaya koyacaktır.



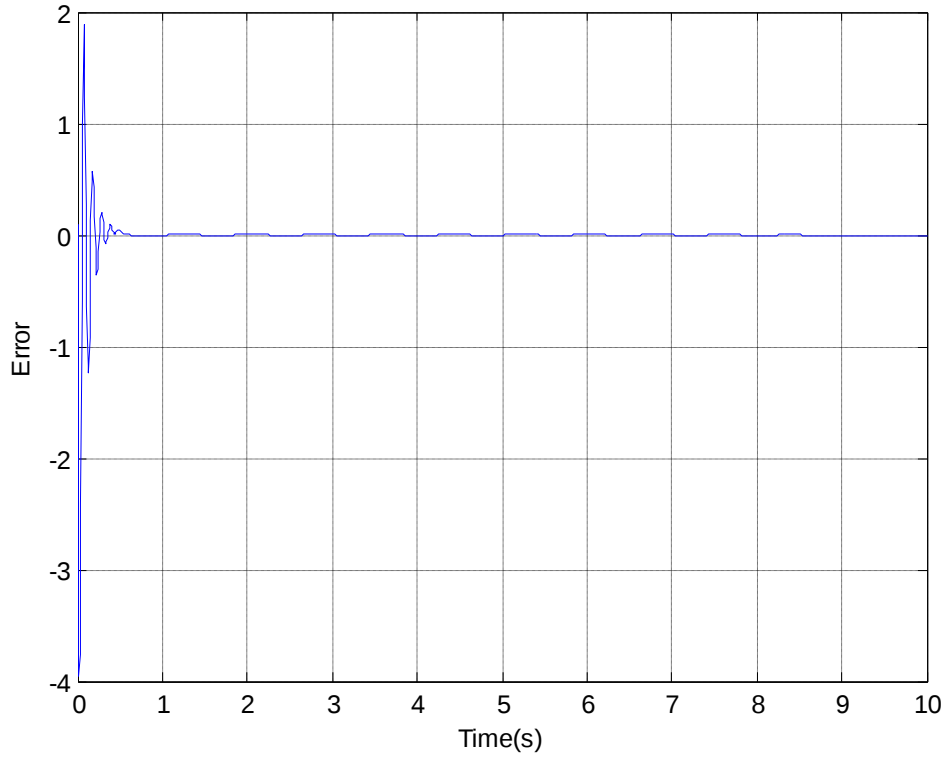
Şekil 5.22 Süspansiyon sapma miktarı hatası.



Şekil 5.23 Asılı kütle hızı hatası.



Şekil 5.24 Tekerlek sapma miktarı hatası.



Şekil 5.25 Tekerlek hızı hatası.

Tasarlanan gözlemci ile erişmesi güç yada pahalı olan durumların ölçümlerinin tahmini sağlanmaya çalışılmıştır. Gözlemcinin ne kadar hızlı ve ne kadar iyi performans gösterdiğinin anlaşılabilmesi için, hatalara başlangıç değeri olarak 0.1 verilmiş ve simülasyonlar ile tasarlanmış olan gözlemcinin performansının gayet iyi olduğu gözlenmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hızla gelişen bilgisayar ve elektronik sistemler teknolojinin ön planda olduğu araç ve gereçlerde katlanarak artan hızda gelişmelere olanak vermiştir. Taşıt ve taşıt sistemleri de teknolojiden en hızlı etkilenen sistemlerdir. Bu bağlamda hem sürüş güvenliğini hem de sürüş konforunu doğrudan etkileyen araç süspansiyon sistemleri bir çok bilim adamının ve mühendisin üzerinde çalıştığı önemli bir alan haline gelmiştir.

Bu tez çalışmasında süspansiyon sistemleri ve çeşitleri hakkında detaylı bilgi verilerek pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri matematiksel olarak modellenmeye çalışılmıştır. Elde edilen modellerde sisteme etkileyen katsayılar ve bu katsayıların etkileri görülmeye çalışılarak aktif süspansiyon sistemi için kontrolcü tasarlanıp performans analizi yapılmıştır.

Tezin ilk kısmında pasif süspansiyon sistemleri hakkında detaylı bilgi verilip, günümüzde kullanılan süspansiyon tipleri ve bu süspansiyonların içerdikleri elemanlar incelenmiştir. Daha sonra bir taşıt süspansiyon sisteminden beklenen sürüş konforu, sürüş güvenliği ve aracın statik dengesine olan destek performanslarının tanımı ve analizi yapılmıştır. Bu üç performans kriterine sistem elemanlarının etkileri araştırılarak, sistem parametre değişimlerinin performanslar üzerindeki etkileri gözlenmiştir.

Tezin ikinci kısmında sisteme katsayısı değişebilen bir damper eklendiğinde ortaya çıkan yarı-aktif süspansiyon sistemlerinden bahsedilmiştir. Bu tip sistemlerde değişkenliğin nasıl sağlandığı ve bu değişkenliğin sistem modeli etkisi üzerinde modelleme yapılmıştır.

Tezin üçüncü kısmında asıl analiz konusu olan aktif süspansiyon sistemleri hakkında bilgiler verilmiştir. Daha sonra aktif süspansiyon sisteminin modeli çıkarılarak sistem parametrelerinin etkileri ortaya konulmuştur.

Tezin son kısmında ise aktif süspansiyon sistemine ait 3 farklı parametre kümesine sahip durum geribeslemeli LQR kontrolcü tasarlanmış ve sistemin performans değerlerindeki değişim gözlenerek pasif süspansiyon sistemiyle karşılaştırılmıştır.

Alternatif bir yöntem olan basit Sky-Hook yöntemi tasarlanarak, parametre değişimine göre simülasyonlar yapılmıştır. Son olarak ta sistem durumlarını tahmin edebilmek için bir gözlemci tasarlanmıştır.

Tezde kullanılan araç modeli çeyrek araç modeli olarak seçilmiştir. Düşey doğrultuda olan hareketleri incelemek için basit iki serbestlik dereceli çeyrek araç modelleri yeterli gözüktüğü de aracın yalpalaması ve kafa vurması gibi performans etkilerinin incelenebilmesi için yarım araç ya da tam araç modellerinin geliştirilmesi aktif süspansiyon sistemi tasarımı açısından daha gerçekçi daha performanslı sonuçlar sağlayacaktır.

Yapılan tez çalışmasından çıkarılacak en önemli sonuç ise çalışmanın son kısmında ortaya konan, performans değerleri arasındaki ödünleşmenin geniş bant frekans aralıklarında mümkün olmayışdır. Üç performans değerinin birbirine olan direkt etkisi bu kısıtlamayı da beraberinde getirmiştir. Bu tezde kullanılmış olan lineer kontrolcü performans değerlerinden bir ya da en fazla ikisini iyileştirirken, üçüncü performans değerini ya belirli dar frekans aralıklarında iyileştirmekte ya da tamamen kötüleşmeye yol açmaktadır. Çalışmada kullanılmış olan performans ağırlıklandırma katsayı seçimi ayarlamalar yapılarak dar da olsa tercih edilen bant aralıklarında her üç performansta da artış sağlayabilir. Fakat bunun yerine farklı bant aralıklarında farklı davranabilen non-lineer kontrolcü tasarımı üzerinde çalışmak çok daha performanslı sistemler sağlayacaktır.

Sonuç olarak tasarlanmış olan aktif süspansiyon sistemlerinde ödünleşmeler de olsa tekli ya da ikili performans kriterlerinde oldukça başarılı sonuçlar gözlenmiş hatta bazı frekans aralıklarında her üç performansta da aynı anda artış sağlanmıştır. Genel olarak çalışmanın tamamı düşünülüp kısa bir değerlendirme yapıldığında, tüm süspansiyon sistemleri hakkında bilgi veren ve aktif süspansiyon sistemi tasarımı elde edilen pozitif sonuçlar ile başka çalışmalara yardımcı olabilecek bir çalışma olduğunu söylemek yanlış olmayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **T.C. Milli Eğitim Bakanlığı (MEB)**, 2005. Süspansiyon Sistemleri, *Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi (MEGEP)* , Ankara.
- [2] **Smith, A, W., and Zhang, N.**, 2009. Recent developments in passive interconnected vehicle suspension, *Frontiers of Mechanical Engineering*, China, 1-18.
- [3] **Onat, C., Yüksek, İ., and Sivrioğlu, S.**, 2006. Bir aktif süspansiyon sistemi için H_{∞} kontrol temeline dayalı doğrusal olmayan kontrolcü tasarımı, *Mühendis ve Makina*, **47**, pp. 36-43.
- [4] **Şengirgin, M., Yüksel, İ., Erzan, E., Şefkat, G., and Şiren, M, N.**, 2000. Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin titreşim yalıtım performansının incelenmesi, *9. Uluslar arası Makine Tasarım ve İmalat Kongresi*, pp. 21-30.
- [5] **Khajavi, M, N., and Abdollahi V.**, 2007. Comparison between optimized passive vehicle suspension system and semi active fuzzy logic controlled suspension system regarding ride and handling, *Engineering and Technology*, World Academy of Science, **25**, 57-61.
- [6] **Craig, Kevin..** Automotive Suspension Systems, *Motivation for the study of mechanical system physical & mathematical modeling*, Rensselaer Polytechnic Institute.
- [7] **Fischer, D., and Iserman, R.**, 2003. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, *Control Engineering Practice*, **12**, 1353-1367.
- [8] **Williams, R, A.**, 1997. Automotive active suspensions part:1 basic principles, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **211**, pp. 415-426.
- [9] **Aksun, Güvenç, B.**, 2006. *Taşıt Sistem Dinamiği ve Kontrolü Ders Notları*, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [10] **Williams, R, A.**, 1997. Automotive active suspensions part:2 practical considerations, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, pp. 427-444.
- [11] **Salem, M, M, M., Ayman, A, A.**, 2009. Fuzzy control of a quarter-car suspension system, *Proceedings of Academy of Science, Engineering and Technology*, **41**, pp. 258-263
- [12] **Tseng, T., Hrovat, D.**, 1990. Some characteristics of optimal vehicle suspensions based on quarter-car models, *Proceedings of the 29th Conference on Decision and Control*, pp. 2232-2237, Honolulu.
- [13] **Zheng, J., and Yao, J.**, Semi-active suspension design for quarter-car model using model reference sliding mode control, *Vehicular Electronics and Safety*, pp. 398-402
- [14] **Url-1** <http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/suspansiyon_sis/onsus_sis1.htm>, alındığı tarih 02.05.2010.

- [15] **Url-2** <<http://www.ehliyetokulu.com/dersnotlariy/motor/suspansiyon0.jpg>>, alındığı tarih 03.05.2010.
- [16] **Url-3** <<http://www.citroenet.org.uk/miscellaneous/hydraulics/images/hydro-2.jpg>>, alındığı tarih 05.05.2010.
- [17] **Sankaranarayanan, V., Emekli, E., Güvenç, B, A., Güvenç, L., Öztürk, S., Ersolmaz, S., Eyol, E., and Sinal, M.,** 2008. Semiactive control of a light commercial vehicle, *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, **13**, pp. 598-604.
- [18] **Bastow, D.,** 1987. Car suspension and handling, Pentech Press Limited, 2nd Edition, 072730318X.
- [19] **Url-4** <http://www.mercedesbenz.co.in/content/media_library>, alındığı tarih 05.05.2010.
- [20] **Rajamani, R., and Hedrick, J, K.,** 1994. Performance of active automotive suspensions with hydraulic actuators : theory and experiemment, *Proceedings of the 1994 American Control Conference (ACC)*, **2**, pp.1214-1218, Baltimore, Maryland.
- [21] **Redfield, R, C., and Karnopp, D, C.,** 1989. Performance sensitivity of an actively damped vehicle suspension to feedback variation, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions ASME, **111**, pp. 51-60.
- [22] **Sharp, R, S., and Hassan, S, A.,** 1986. Evaluation of passive automotive suspension systems with variable stiffness and damping parameters, *Vehicle System Dynamics*, **15**, pp. 335-350.
- [23] **Url-5** <<http://ckpmac7.yz.yamagata-u.ac.jp/E-Page/Project/research/>>, alındığı tarih 01.05.2010.
- [24] **Thomson and Dahlel.,** 2001.Theory of vibration with applications, *Prentice Hall*, 5th Edition.
- [25] **Yue, C., Butsuen, T., and Hedrick, J, K.,** 1988. Alternative control laws for automotive suspensions, *Proceedings of the American Control Conference (ACC)* , pp. 2373-2378.
- [26] **Butsuen, T.,** 1989. The design of semi-active suspensions for automotive vehicles, *Ph.D. Dissertation*, M.I.T.
- [27] **Hedrick, J, K., and Butsuen, T.,** 1990, Invariant properties of automotive suspensions, *Proceedings of the Inst. of the Mech. Eng., Part D Transport Engineering*, pp 21-27.
- [28] **Url-6** <<http://homepages.cae.wisc.edu/~klingen/group/images/applications.jpg>, alındığı tarih 01.05.2010.
- [29] **Karnopp, D.,** 1986, *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, **15**.
- [30] **Url-7** <<http://us1.webpublications.com.au/static/images/articles/i1109>, alındığı tarih 01.05.2010.
- [31] **Rajamani, R.,** 2005, *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, Minnesota.
- [32] **Tseng, H, E., and Hedrick, J, K.,** 1994, Semi-active control laws: optimal and sub-optimal, *Vehicle System Dynamics*, **23**, pp. 545-569.

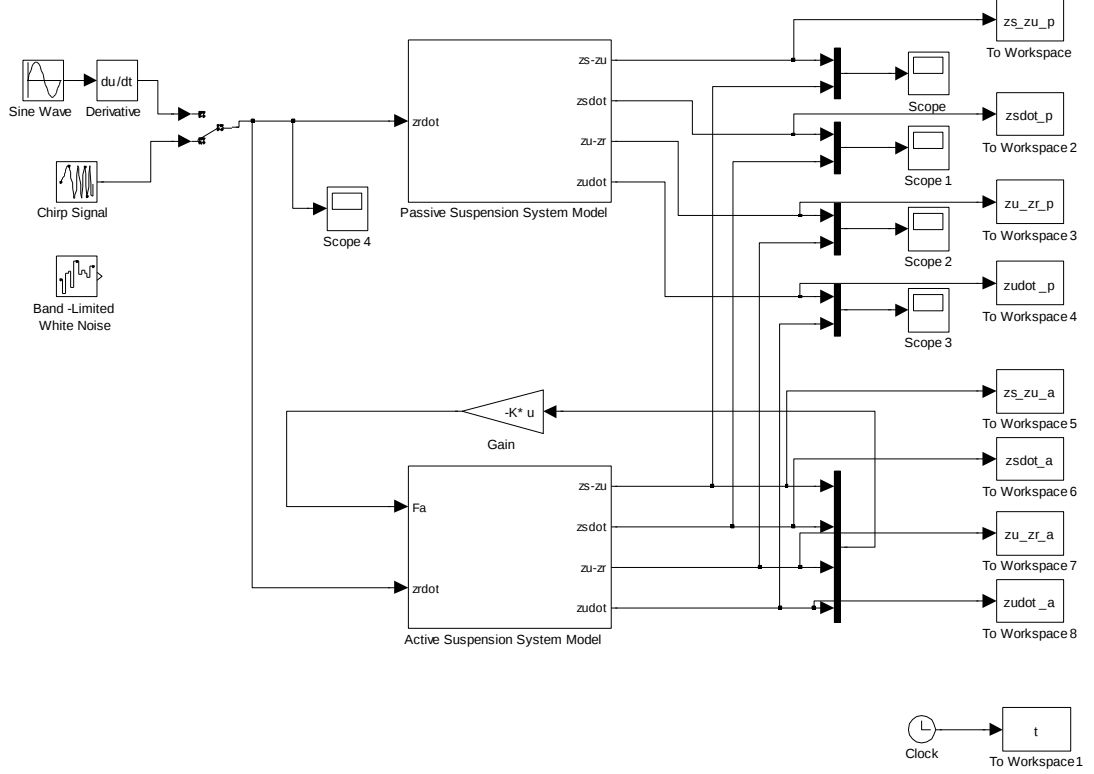
- [33] **Url-8** <<http://www.port.ac.uk/media/Media,77757,en.JPG>>, alındığı tarih 05.05.2010.
- [34] **Url-9** <<http://www.howstuffwork.com/>>, alındığı tarih 02.05.2010.
- [35] **Rajamani, R, and Hedrick, J K.**, 1993, Adaptive Observer for Active Automotive Suspensions, *Proceedings of the American Control Conference, San Fransisco, June 1993*, pp. 706-710
- [36] **Rajamani, R, and Hedrick, J K.**, 1995, Adaptive Observer for Active Automotive Suspensions: Theory and Experiement, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, March 1995, **3**, pp. 86-93.

EKLER

EK A : Tasarlanmış olan üç farklı aktif süspansiyon sisteminin farklı girişlere göre verdiği performans cevapları.

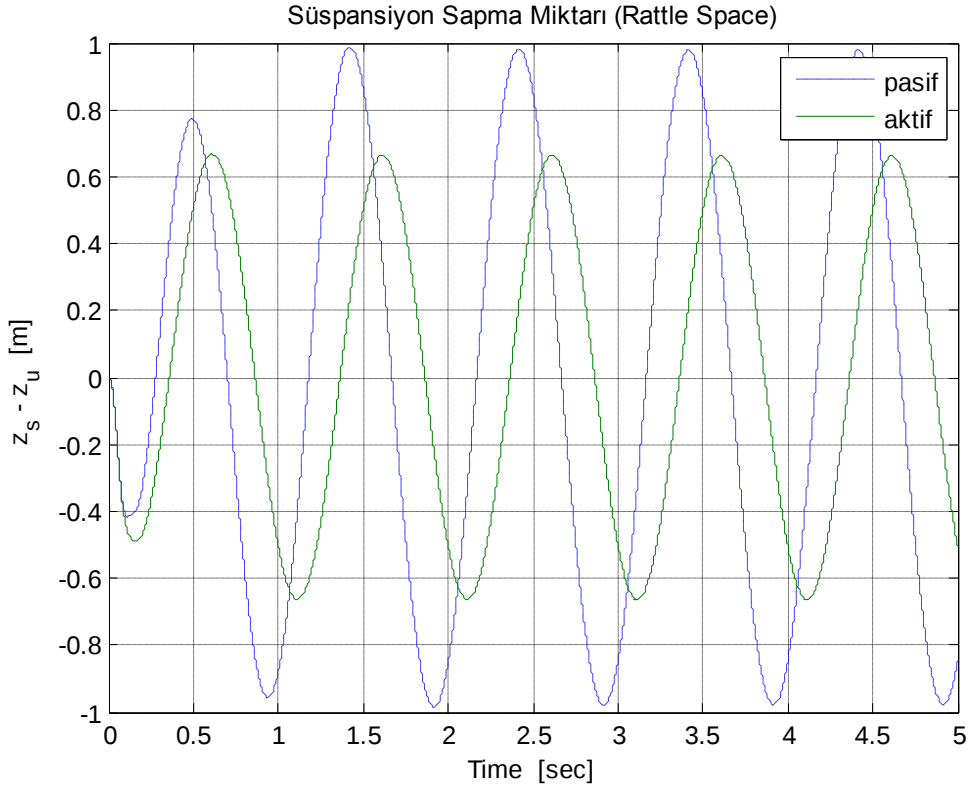
EK A

Ek A bölümünde çizelge 5.1 ile verilmiş olan farklı ağırlıklandırma katsayıları ile tasarlanmış üç kontrolcünün, farklı yol girişlerine ait cevapları gözlenmiştir. Bu özlem sırasında kullanılan Simulink blok diyagramı Şekil A.1 ile verilmiştir.

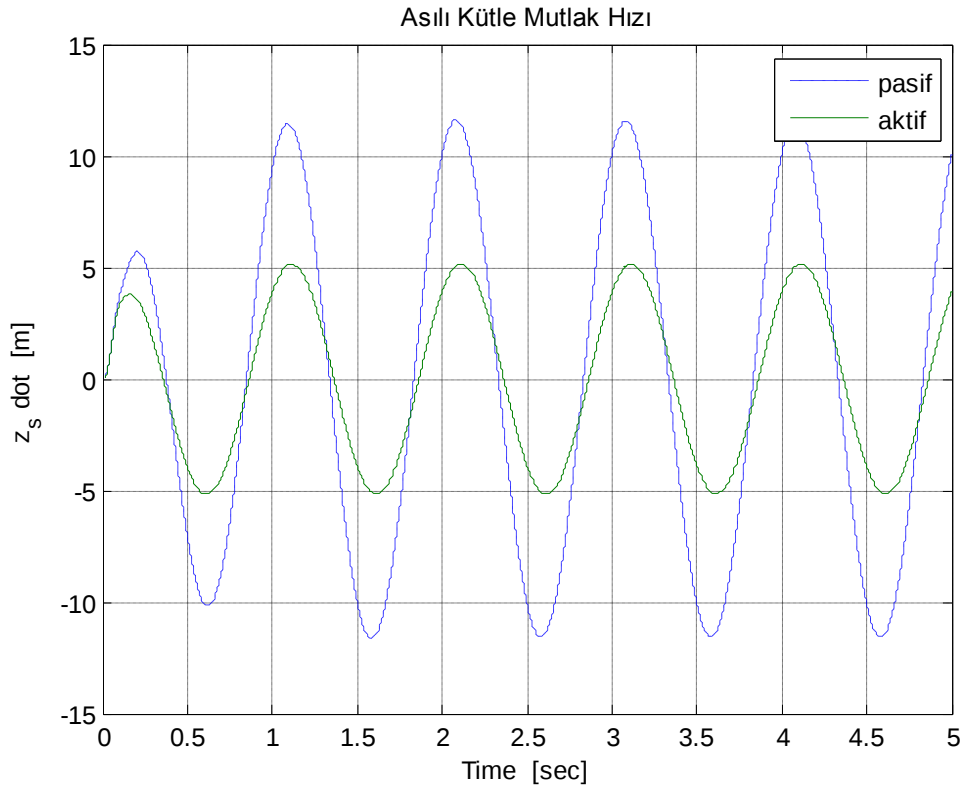


Şekil A.1: Aktif ve pasif süspansiyon benzetimi Simulink blok diyagramı.

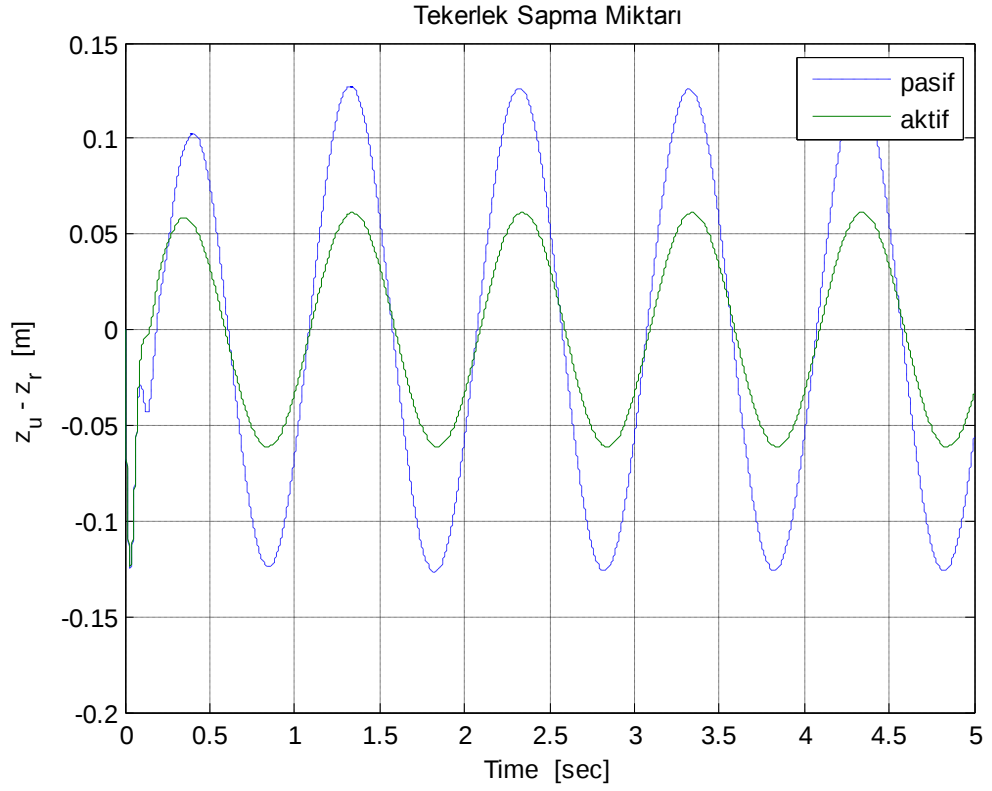
Sisteme sinüsoidal bir giriş uygulandığında elde edilen sonuçlar Şekil A.2'den Şekil A.13'e kadar olan diyagramlarda gösterilmiştir. Sisteme değişken frekanslı sinüsoidal bir giriş uygulandığında alınmış olan sonuçlar A.14 ile A.25 arasındaki şekiller ile verilmiştir. Son olarak ta sisteme belirli bant genişliğinde rastgele değerler içeren bir gürültü sinyali verilmiştir ve sistem cevapları Şekil A.26 ile Şekil A.37 arasında verilmiştir. Şekillerin tanımlamalarında kullanılmış olan sistem numaraları üç set olarak verilmiş olan performans indeks ağırlıklarının değişimi elde edilmiş üç kontrolcü ile ayrı ayrı oluşturulmuş üç farklı aktif süspansiyon sistemini temsil etmektedir.



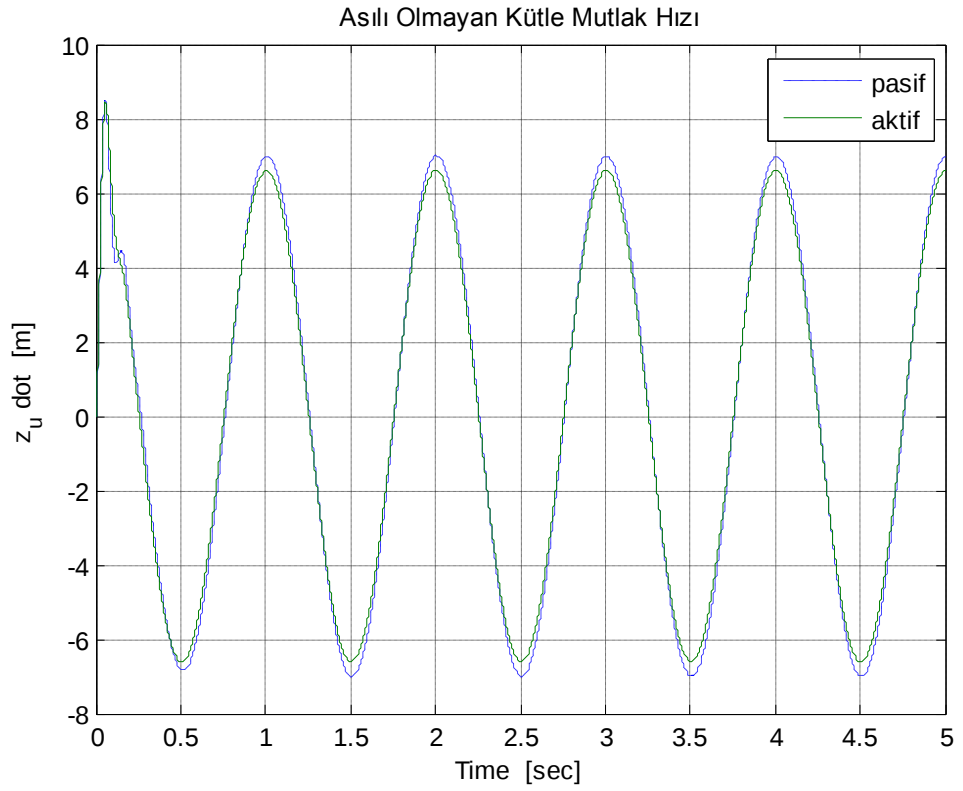
Şekil A.2: 1. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



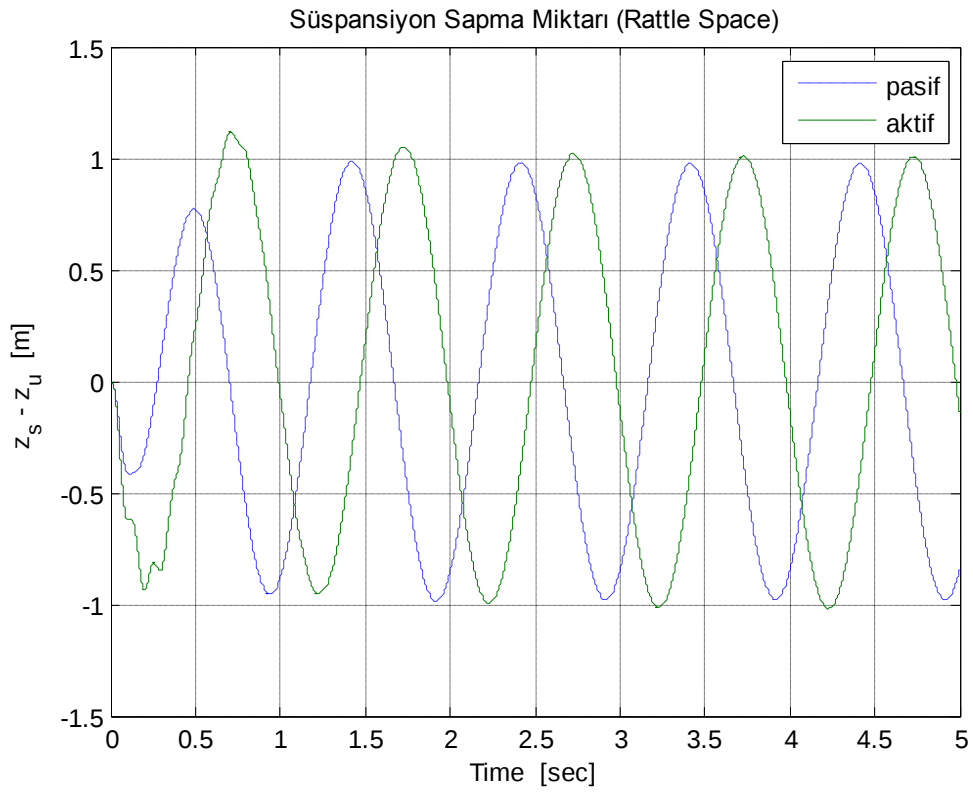
Şekil A.3: 1. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.



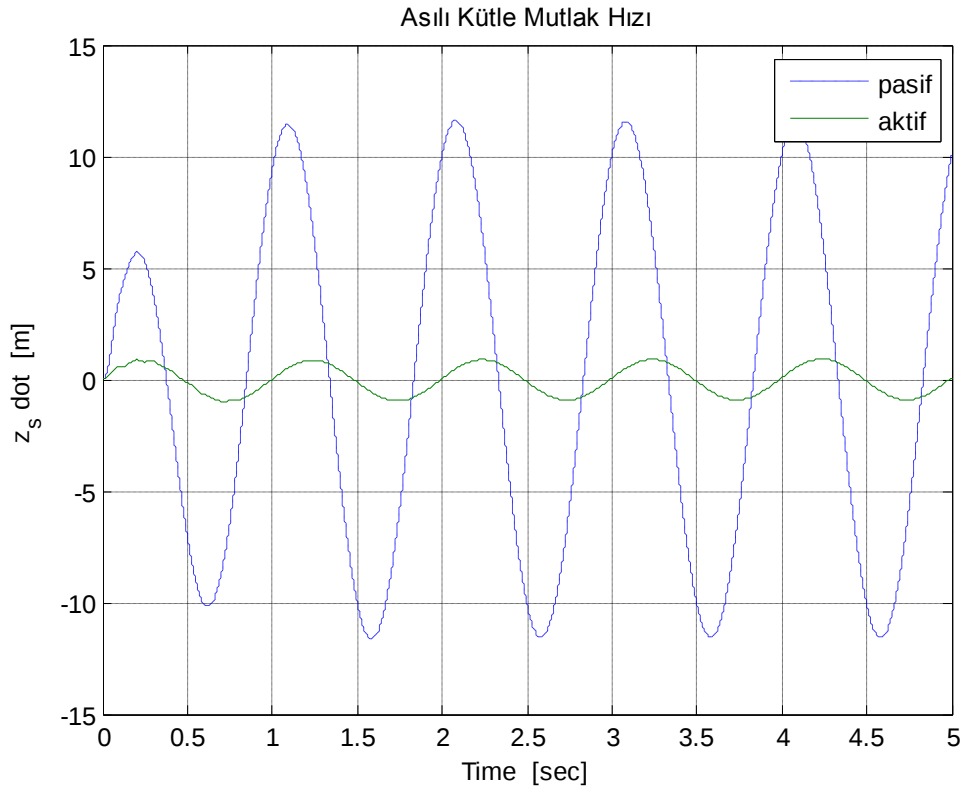
Şekil A.4: 1. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



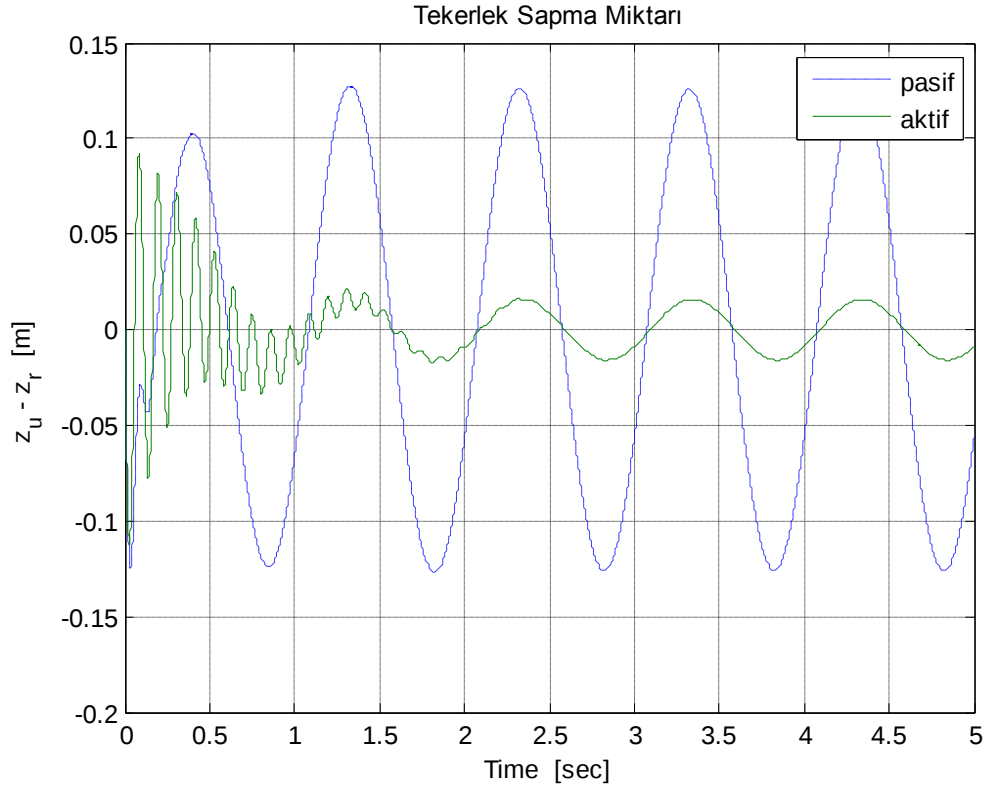
Şekil A.5: 1. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



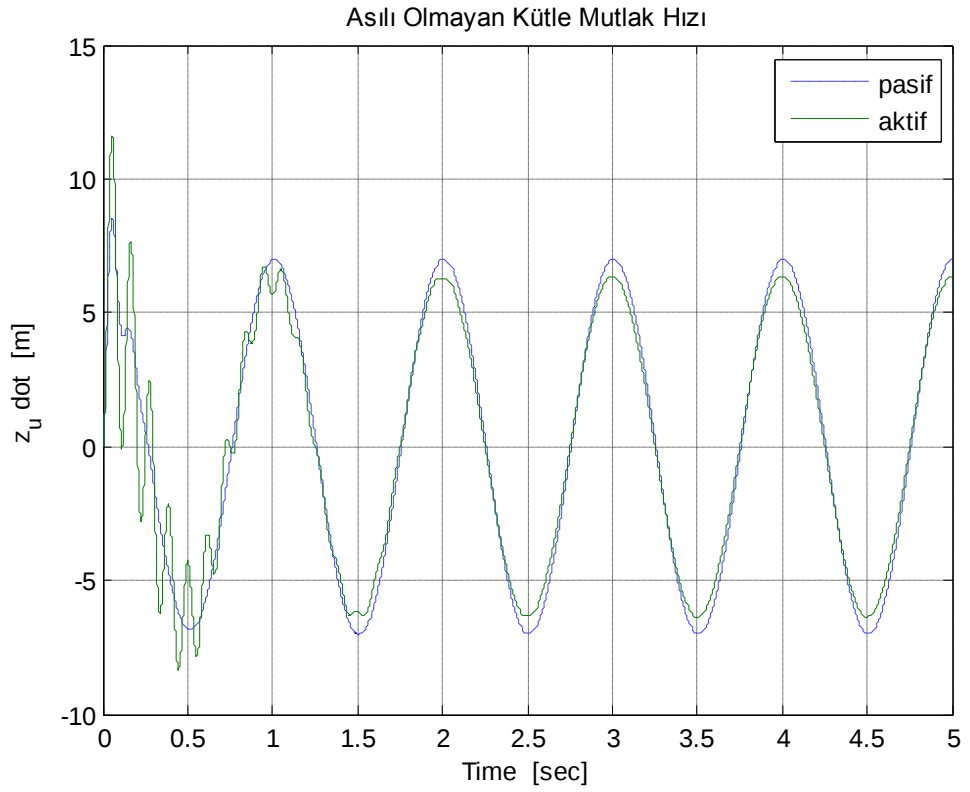
Şekil A.6: 2. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



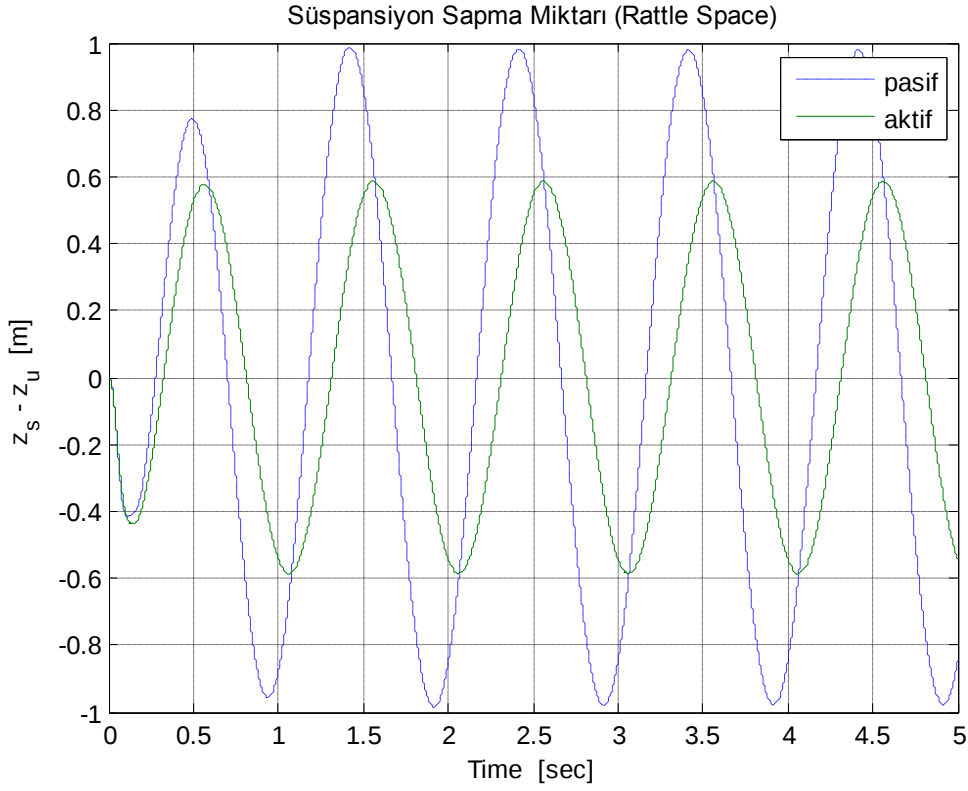
Şekil A.7: 2. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.



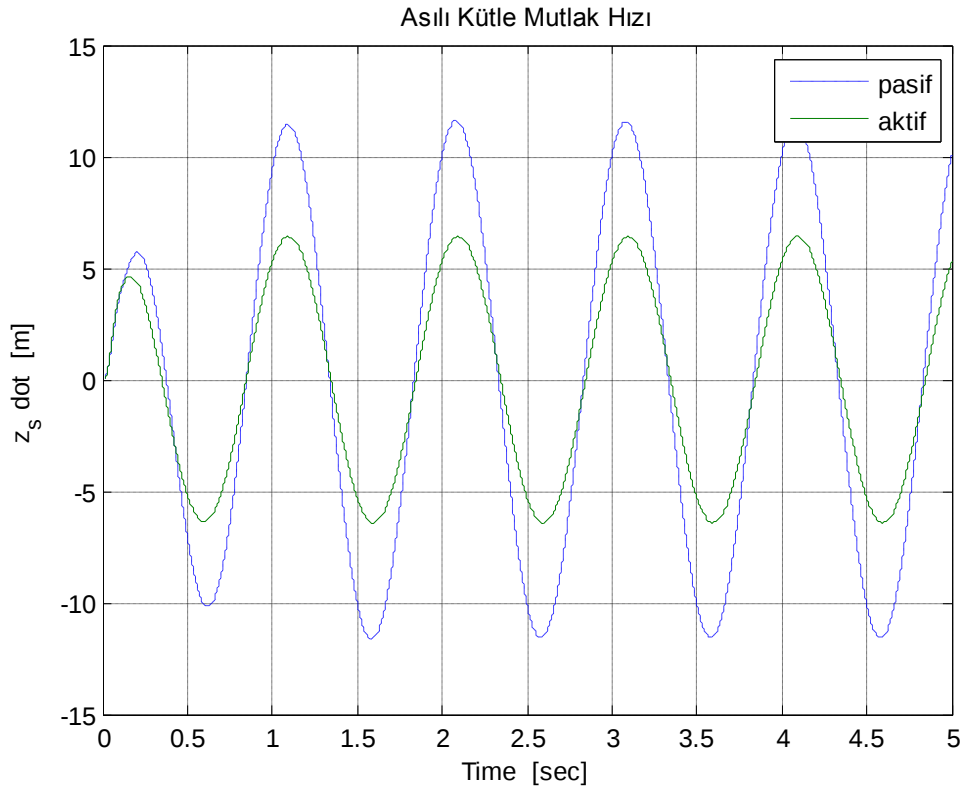
Şekil A.8: 2. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



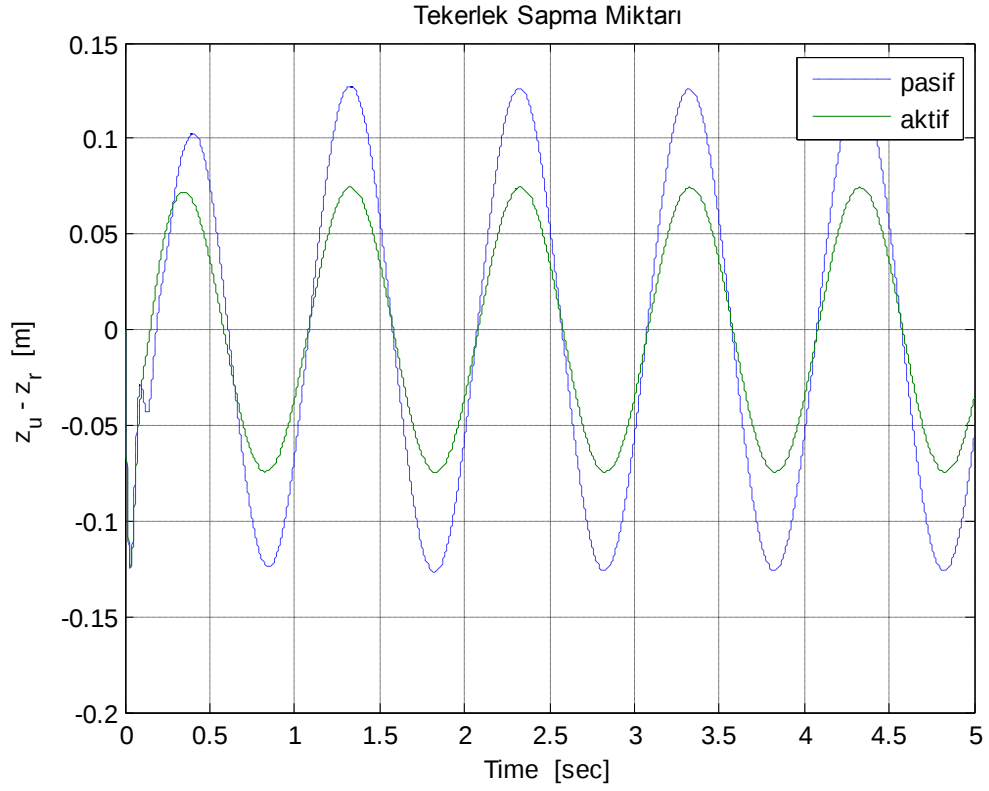
Şekil A.9: 2. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



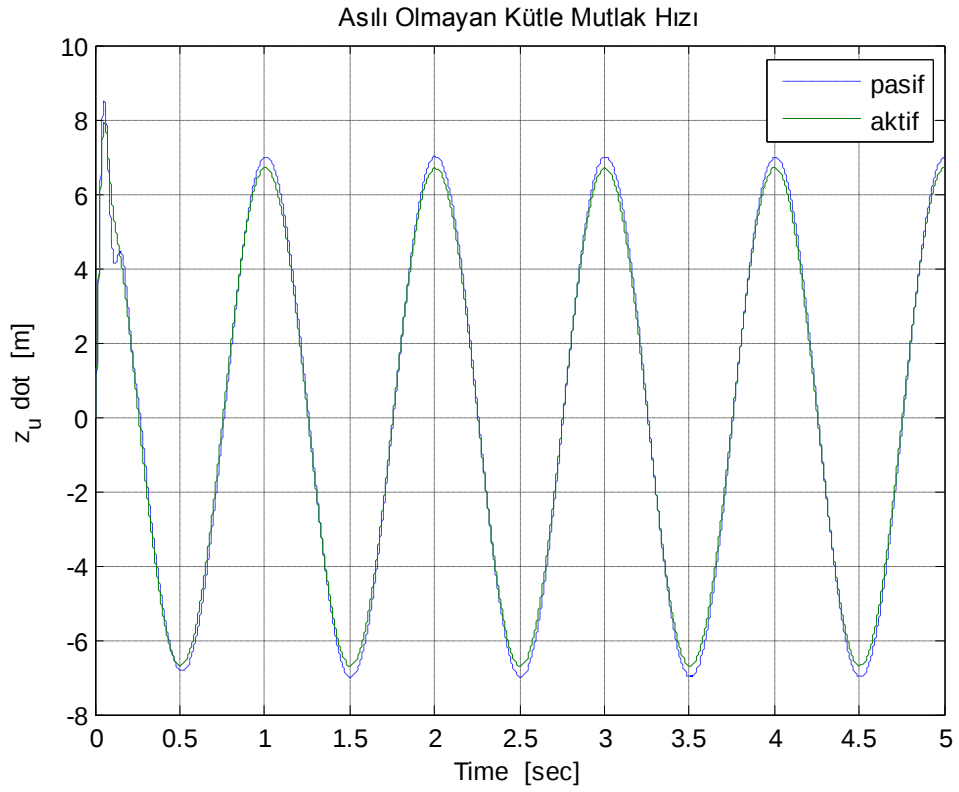
Şekil A.10: 3. Sistemin sinüsoidal girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



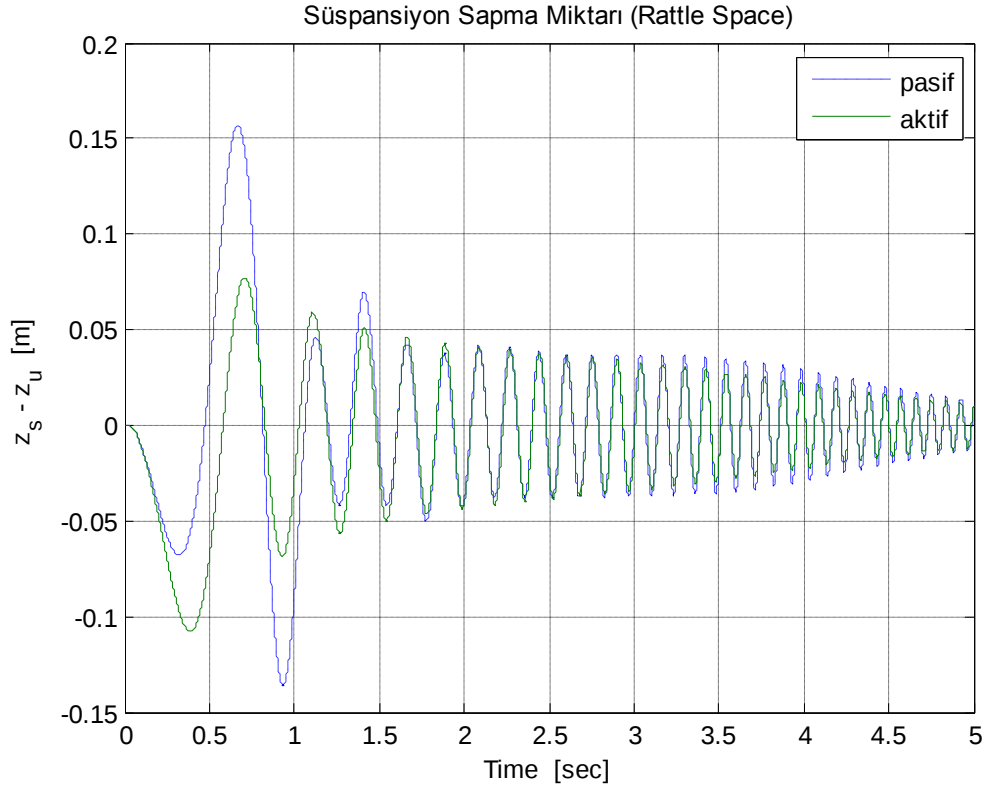
Şekil A.11: 3. Sistemin sinüsoidal girişte asılı kütle hızı cevabı.



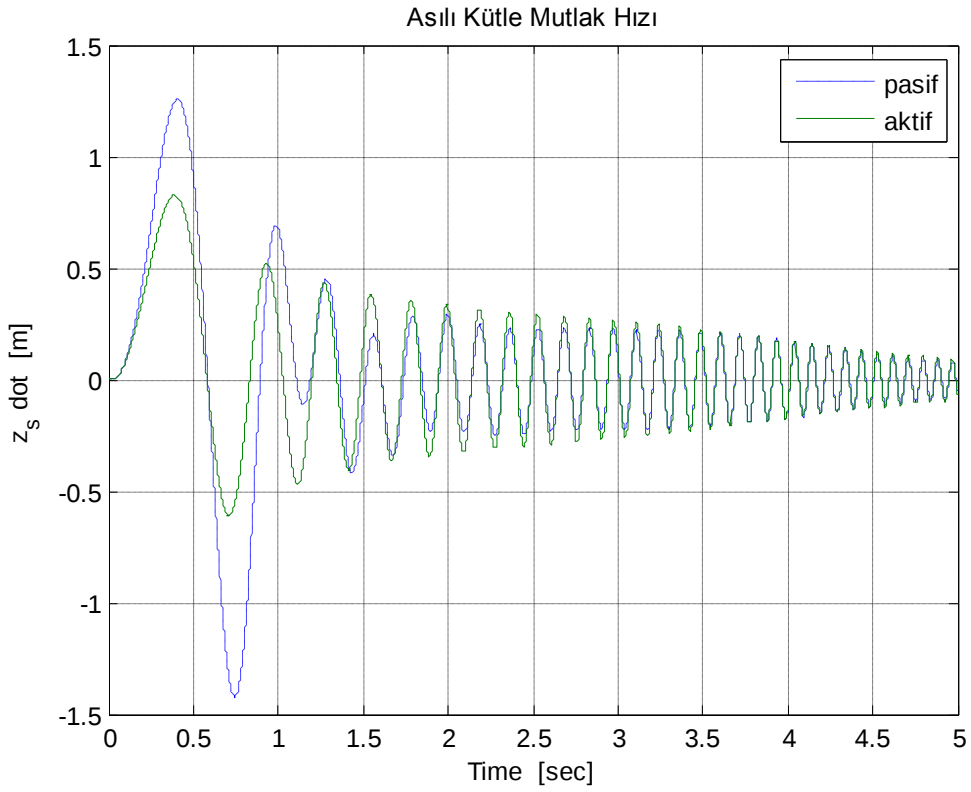
Şekil A.12: 3. Sistemin sinüsoidal girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



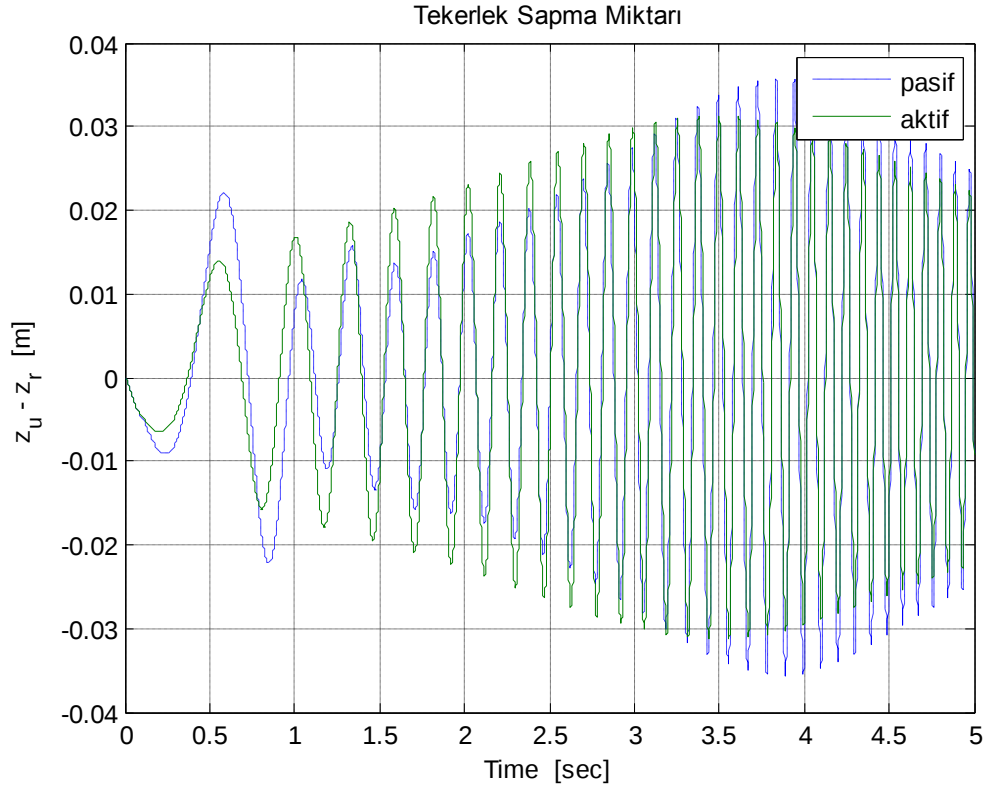
Şekil A.13: 3. Sistemin sinüsoidal girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



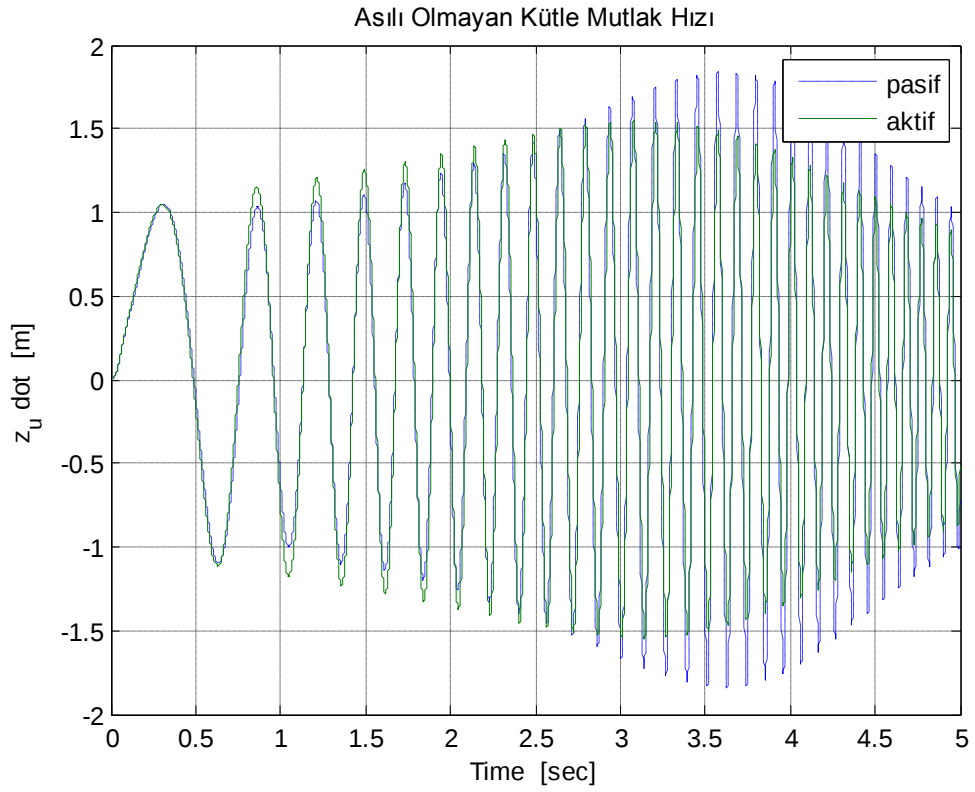
Şekil A.14: 1. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



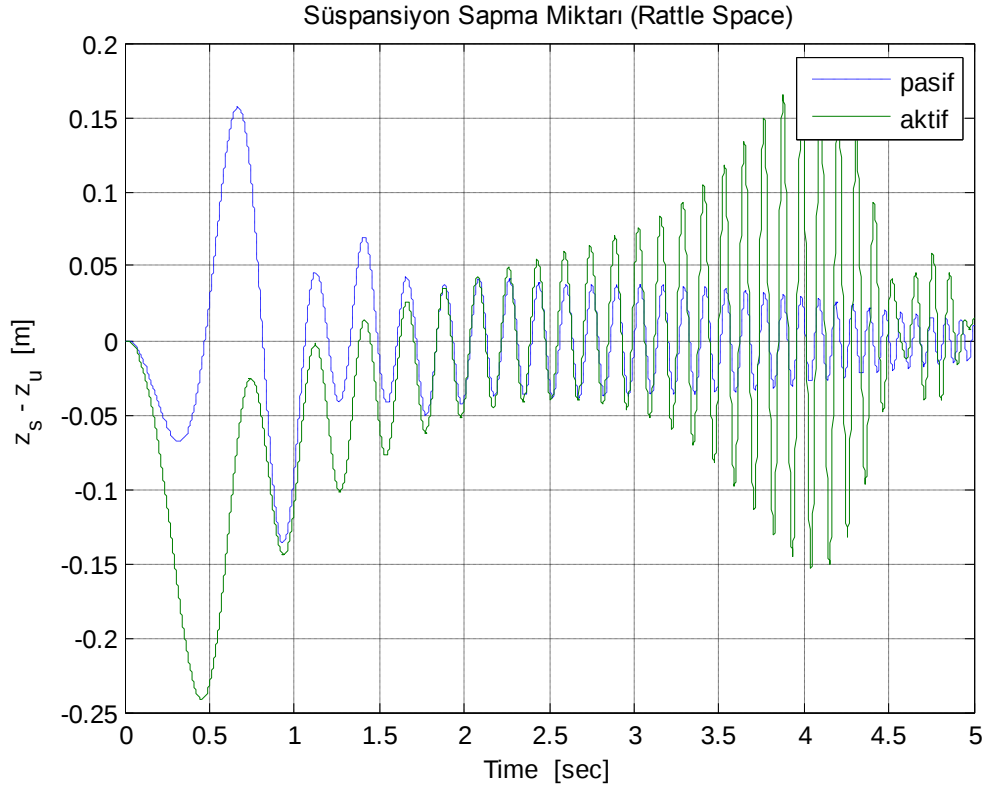
Şekil A.15: 1. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.



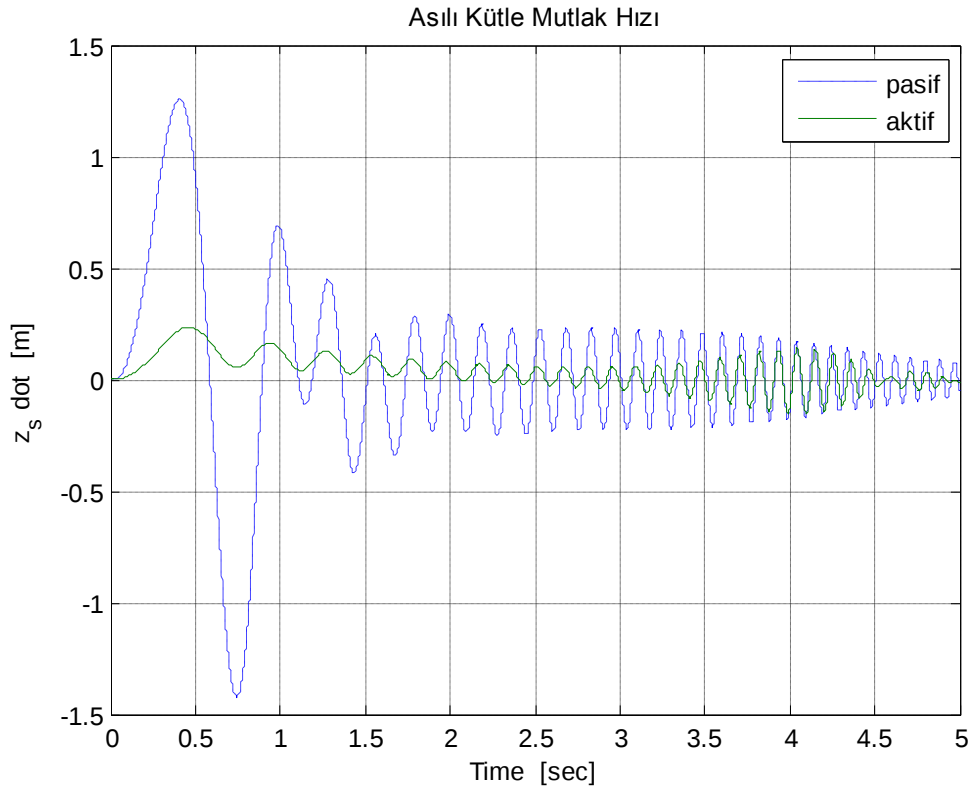
Şekil A.16: 1. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



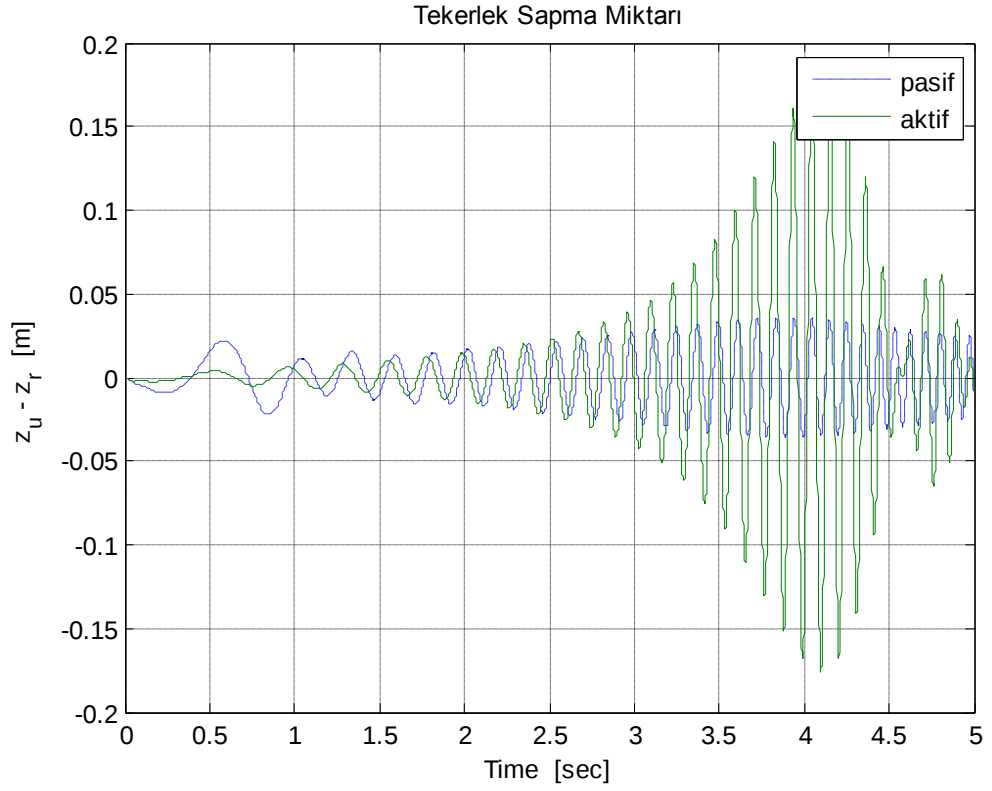
Şekil A.17: 1. Sistemin chirp girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



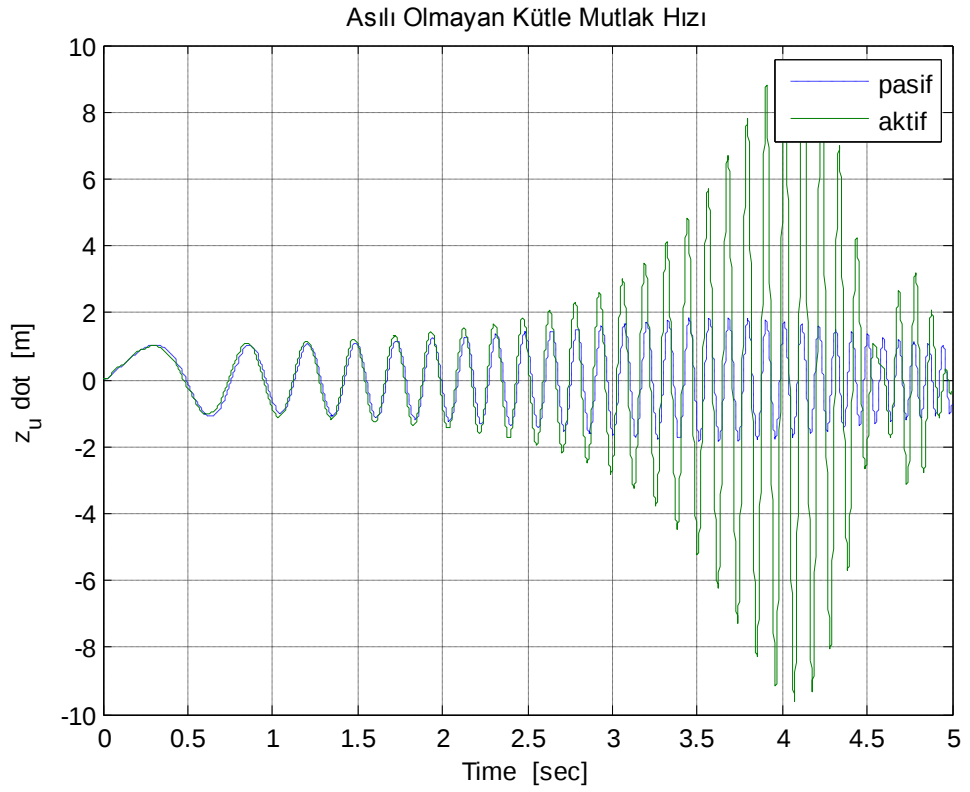
Şekil A.18: 2. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



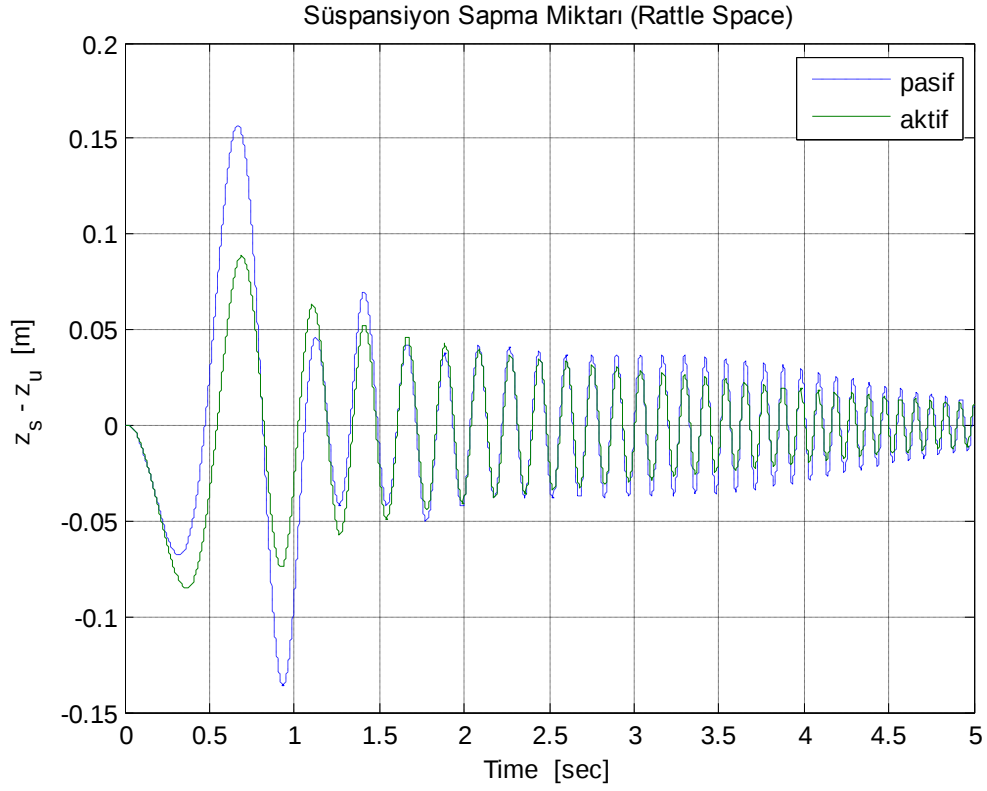
Şekil A.19: 2. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.



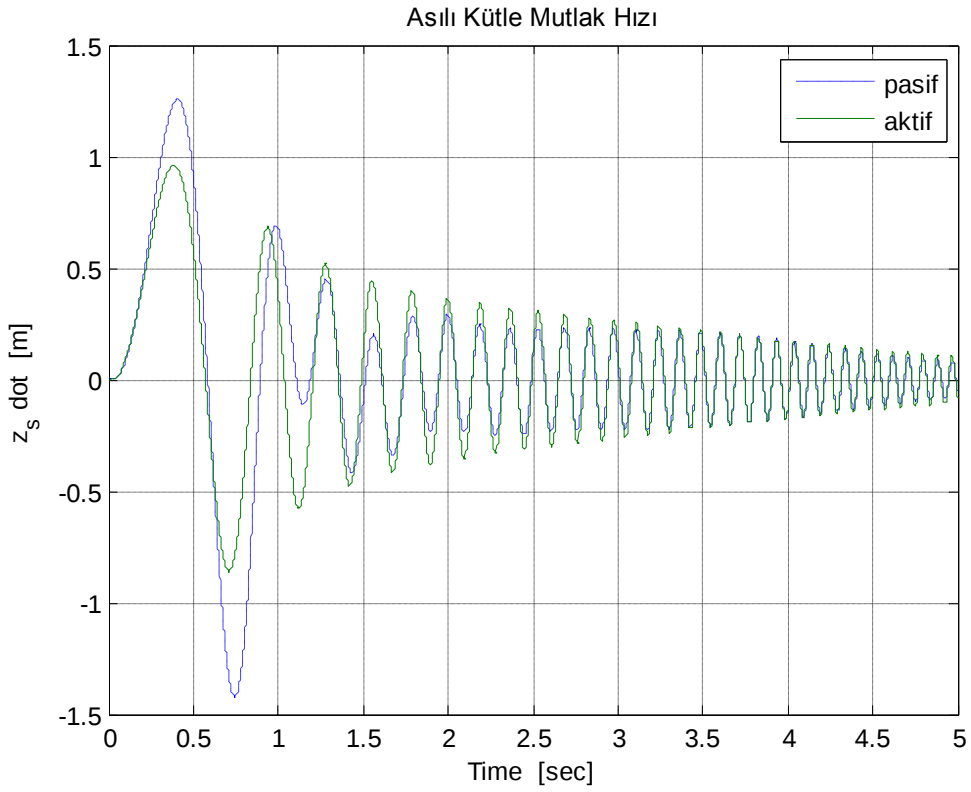
Şekil A.20: 2. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



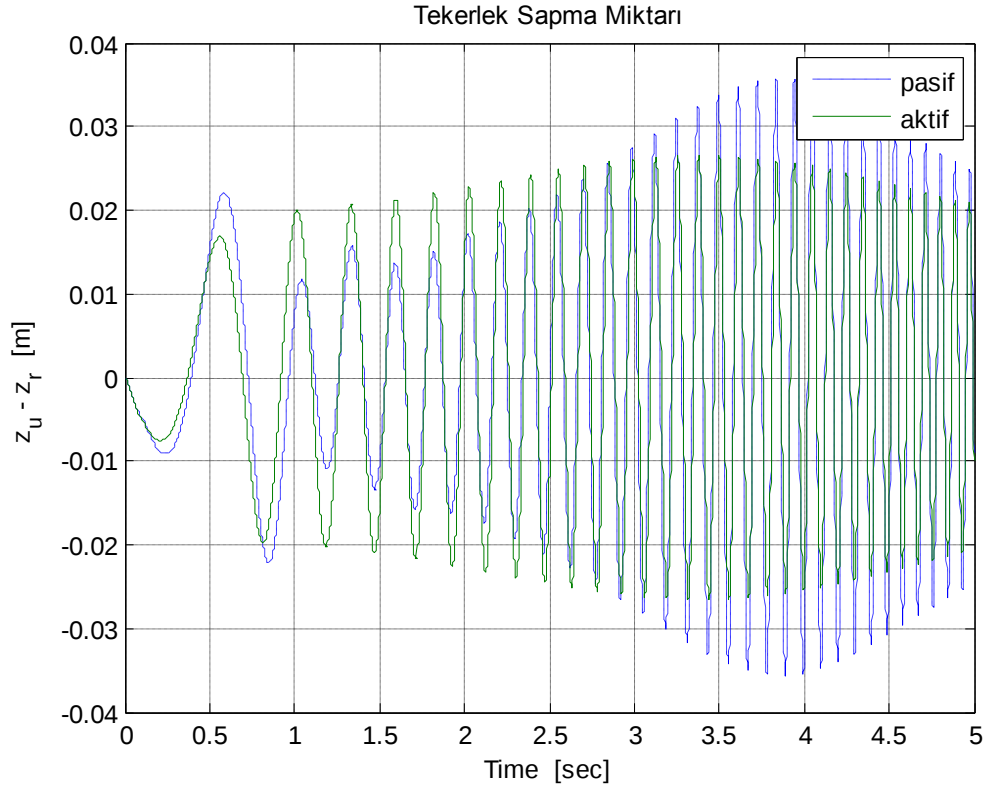
Şekil A.21: 2. Sistemin chirp girişte ssılı olmayan kütle hızı cevabı.



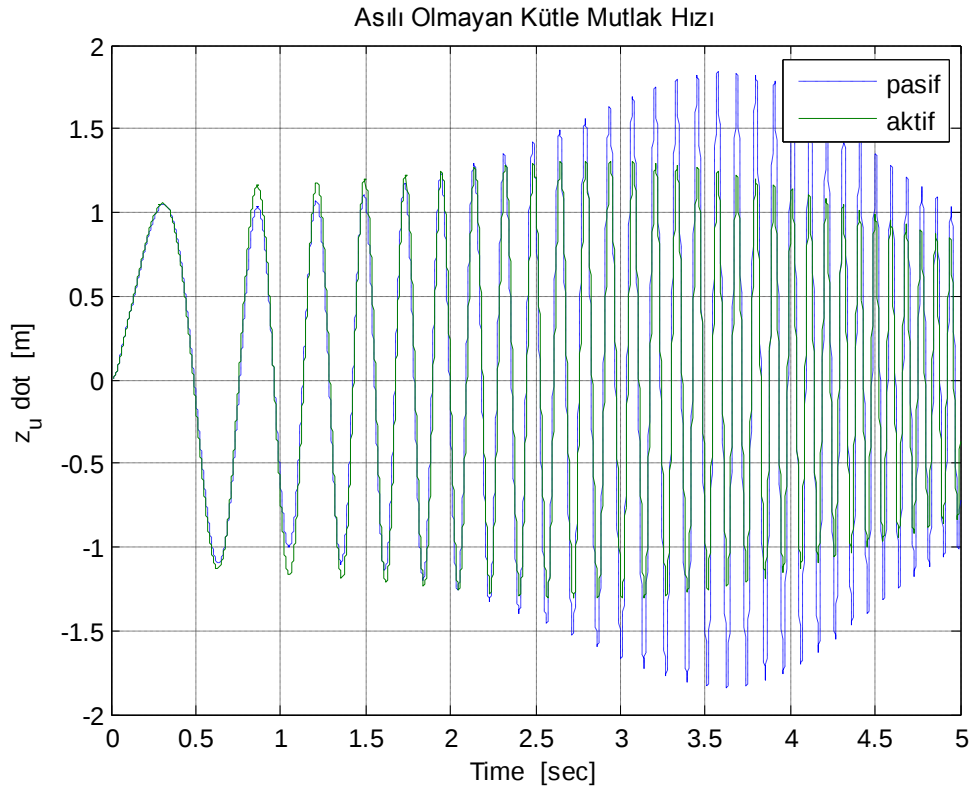
Şekil A.22: 3. Sistemin chirp girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



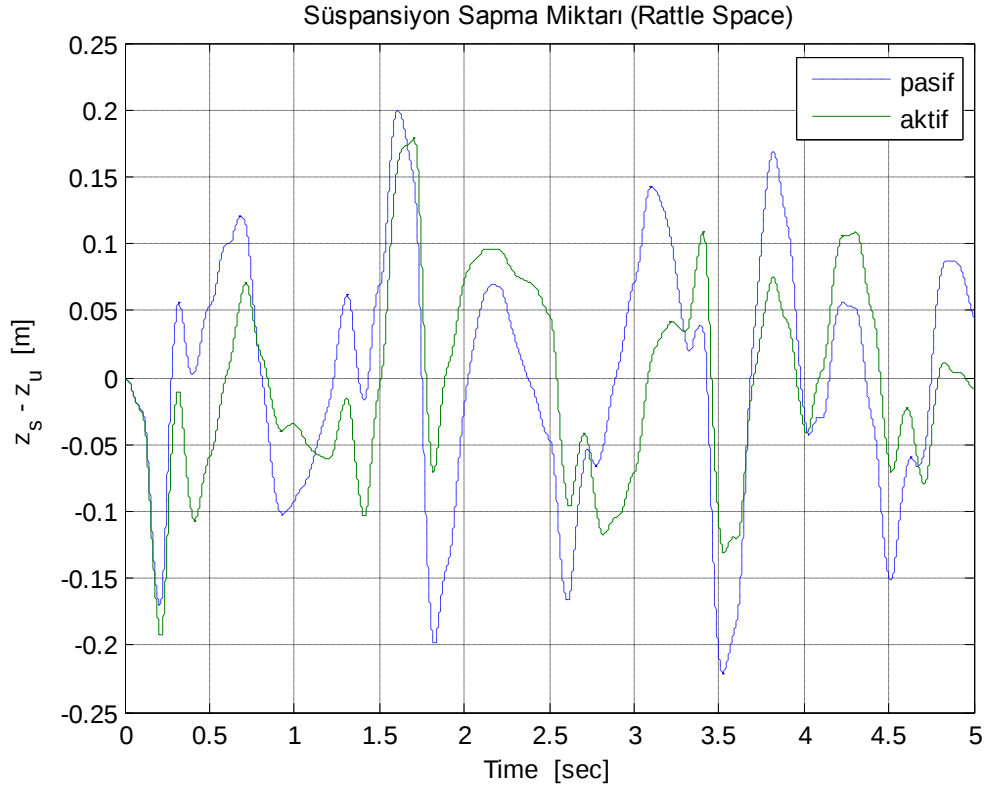
Şekil A.23: 3. Sistemin chirp girişte asılı kütle hızı cevabı.



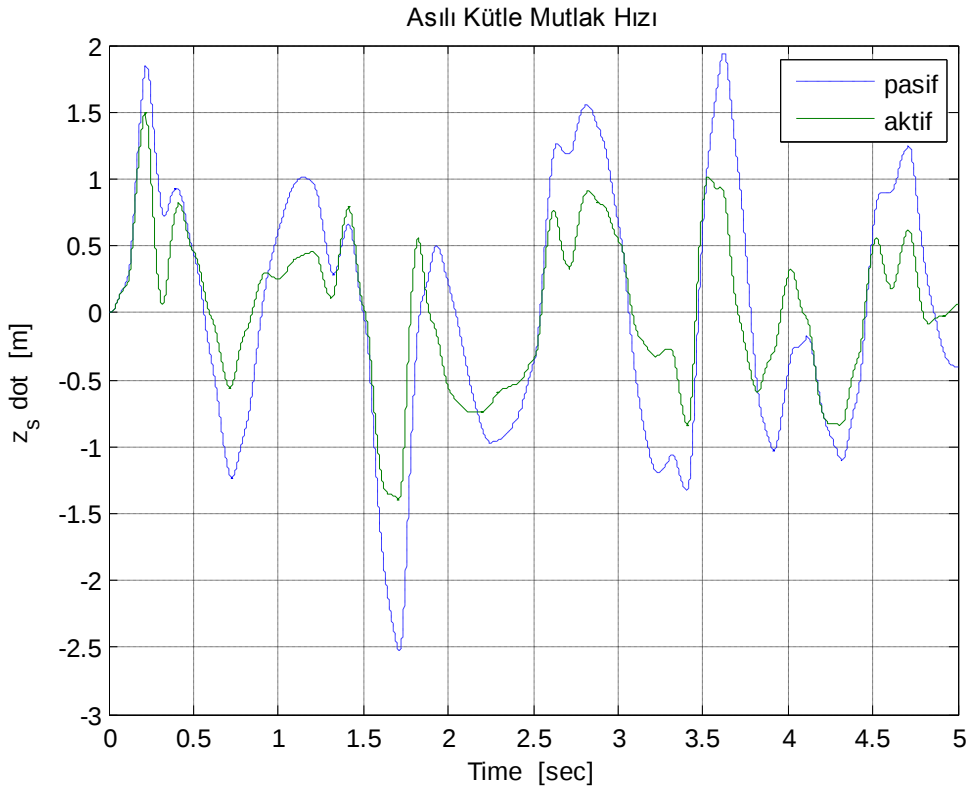
Şekil A.24: 3. Sistemin chirp girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



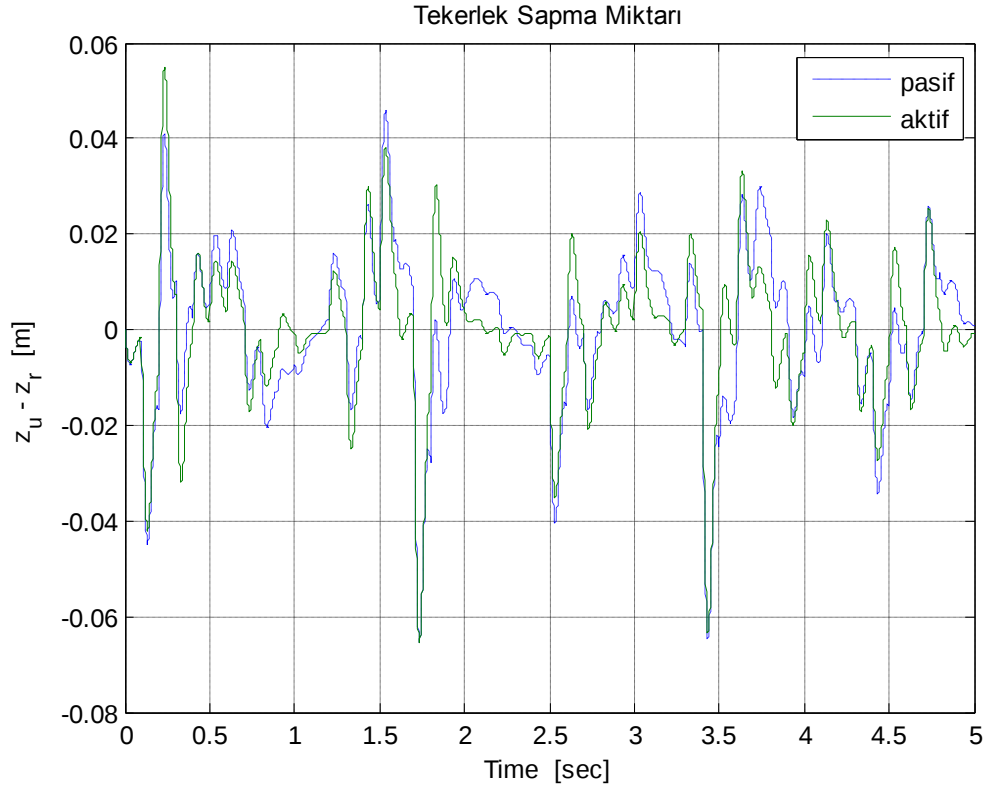
Şekil A.25: 3. Sistemin chirp girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



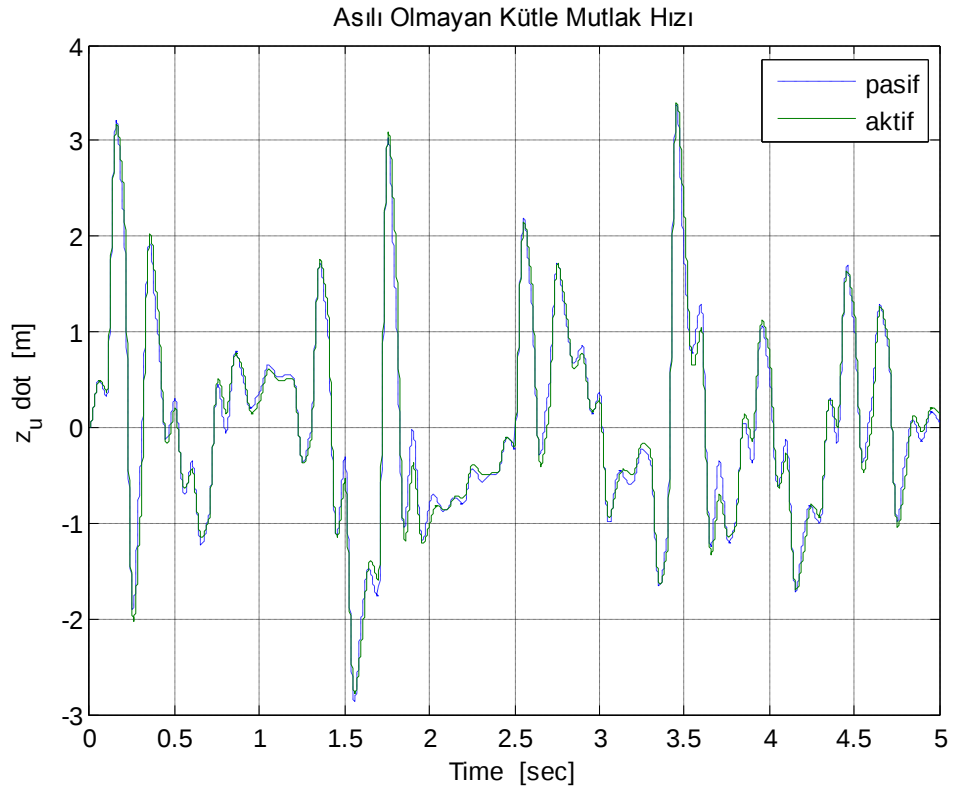
Şekil A.26: 1. Sistemin gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



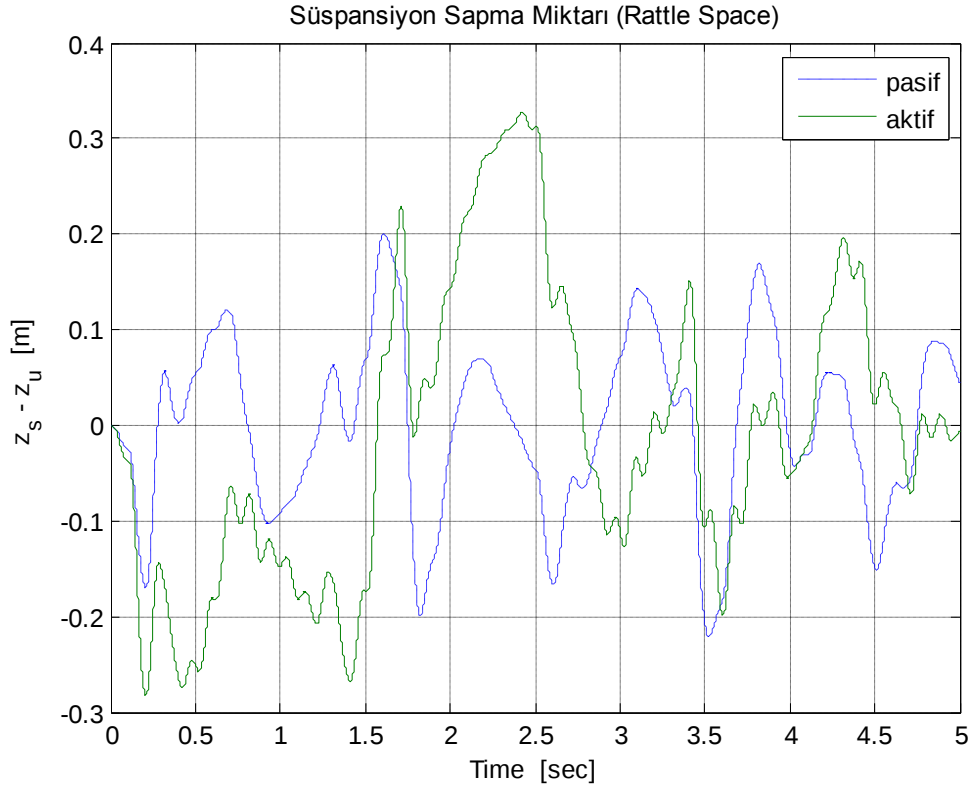
Şekil A.27: 1. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı.



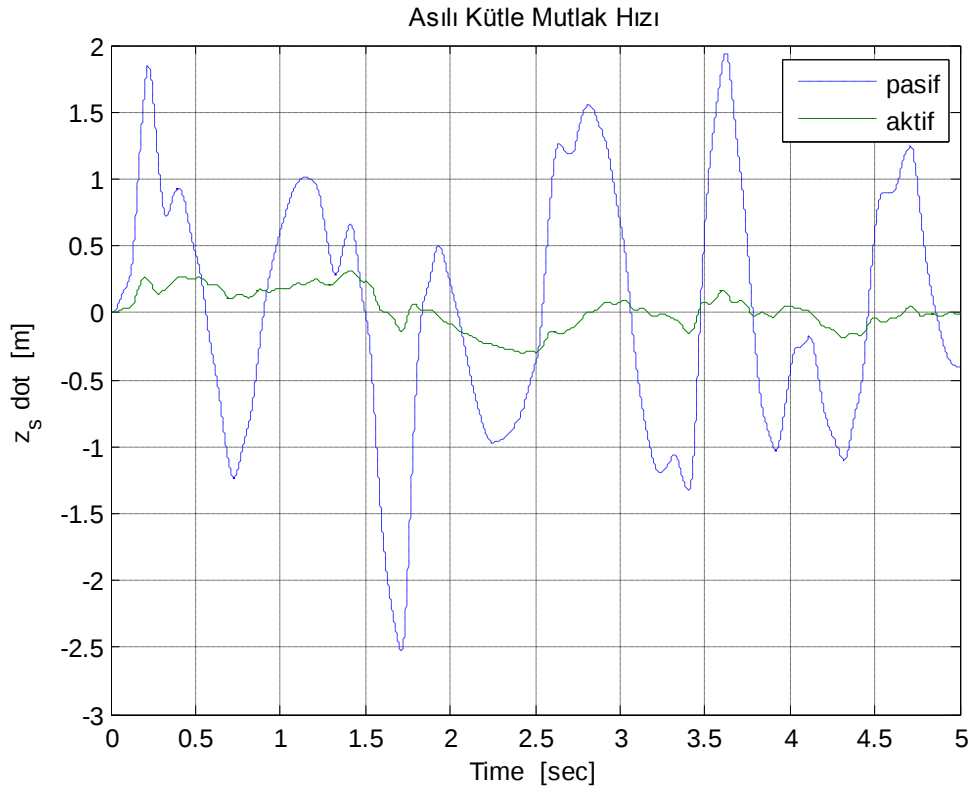
Şekil A.28: 1. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



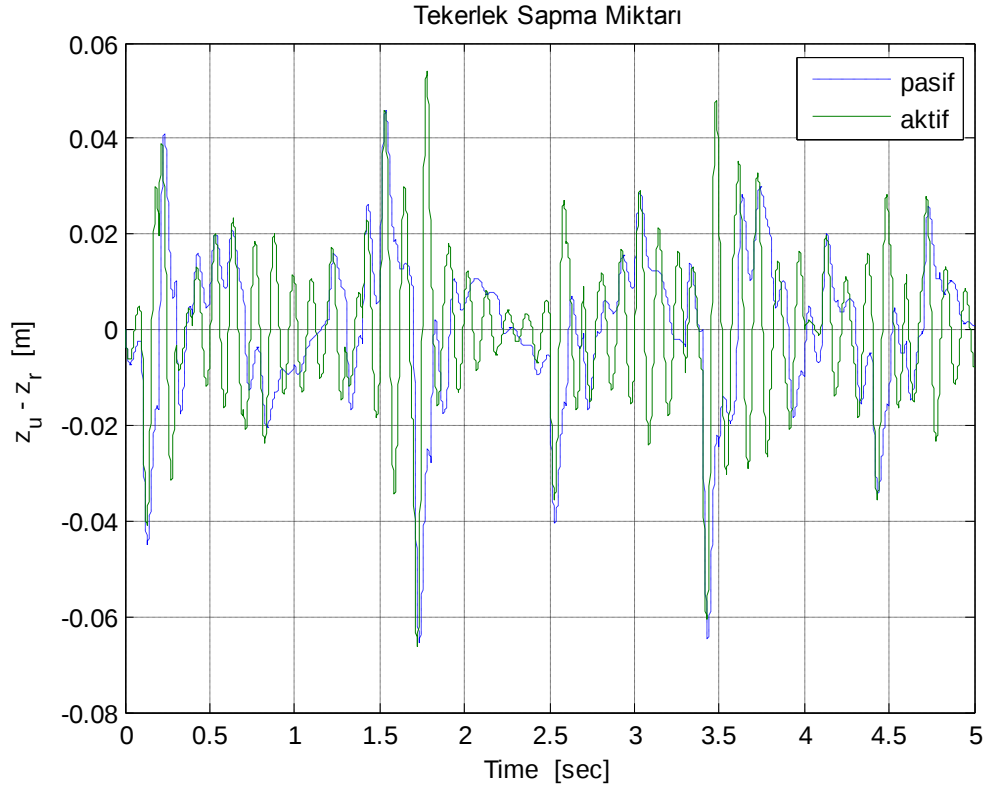
Şekil A.29: 1. Sistemin gürültülü girişte ssılı olmayan kütle hızı cevabı.



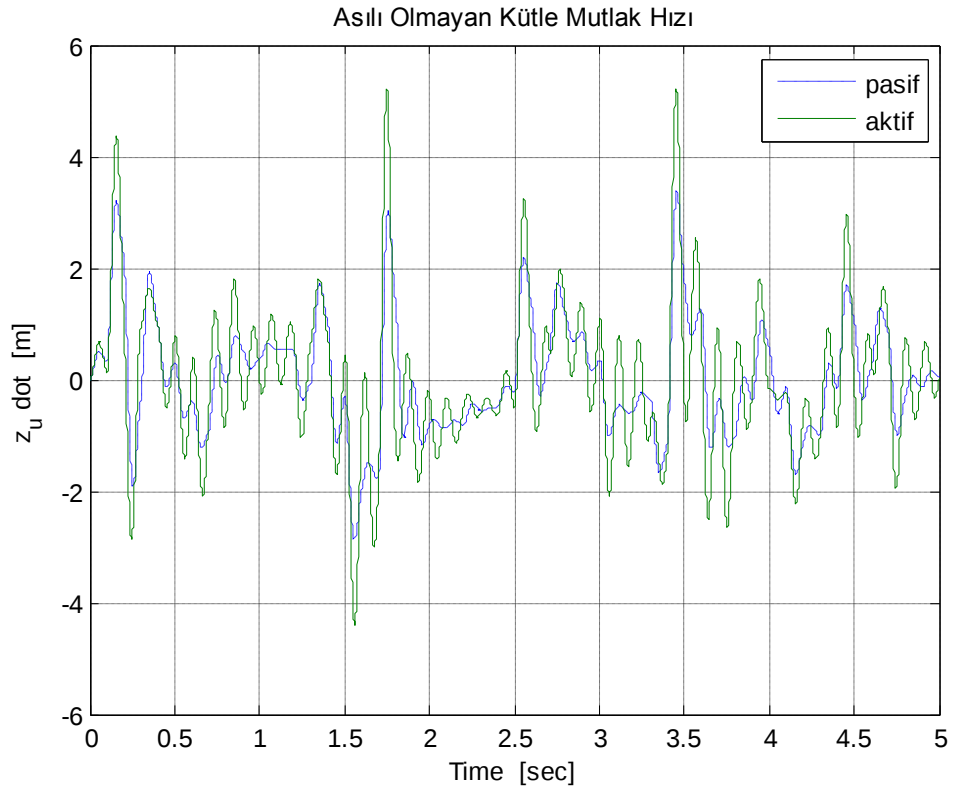
Şekil A.30: 2. Sistemin gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



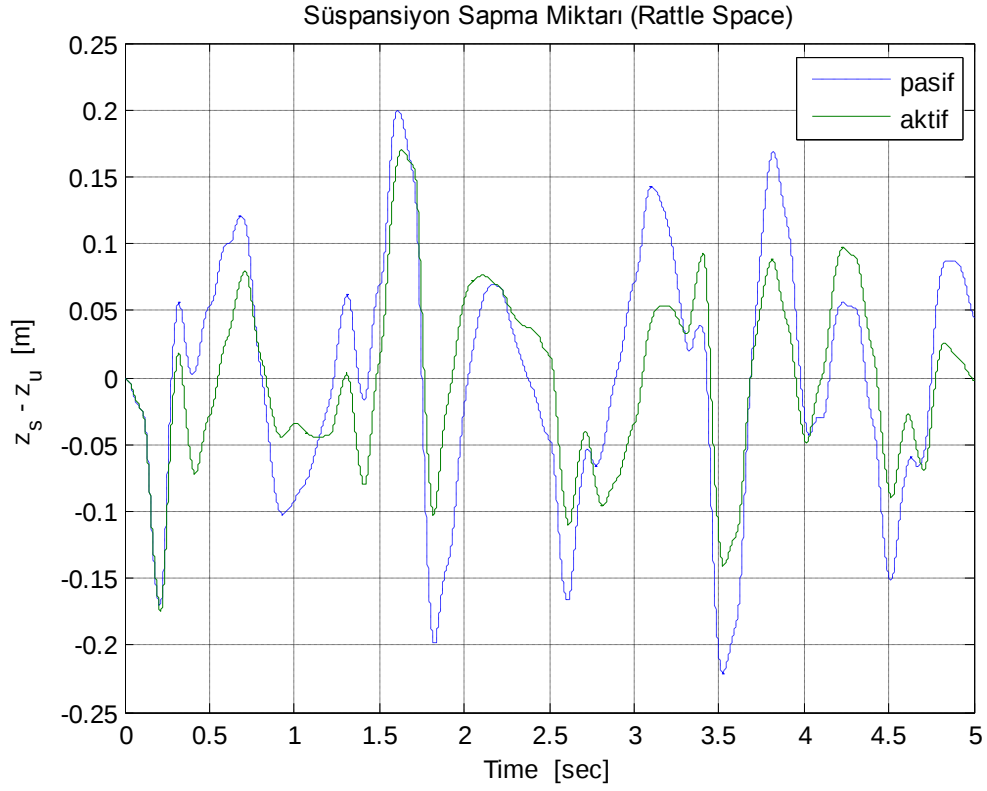
Şekil A.31: 2. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı.



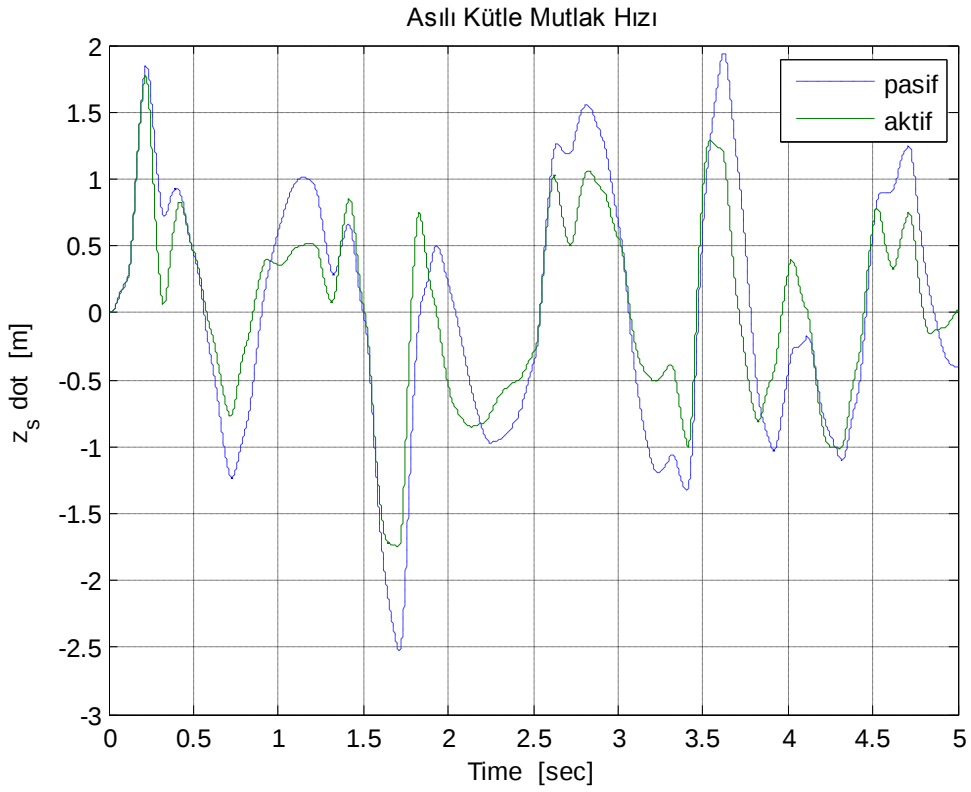
Şekil A.32: 2. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



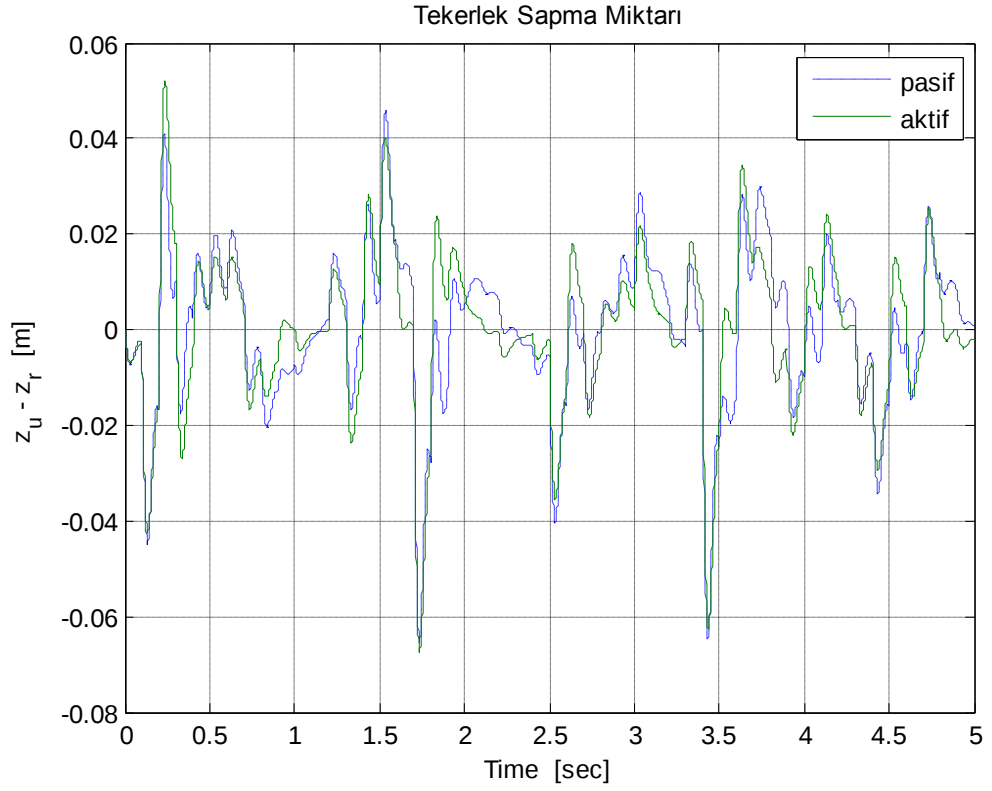
Şekil A.33: 2. Sistemin gürültülü girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.



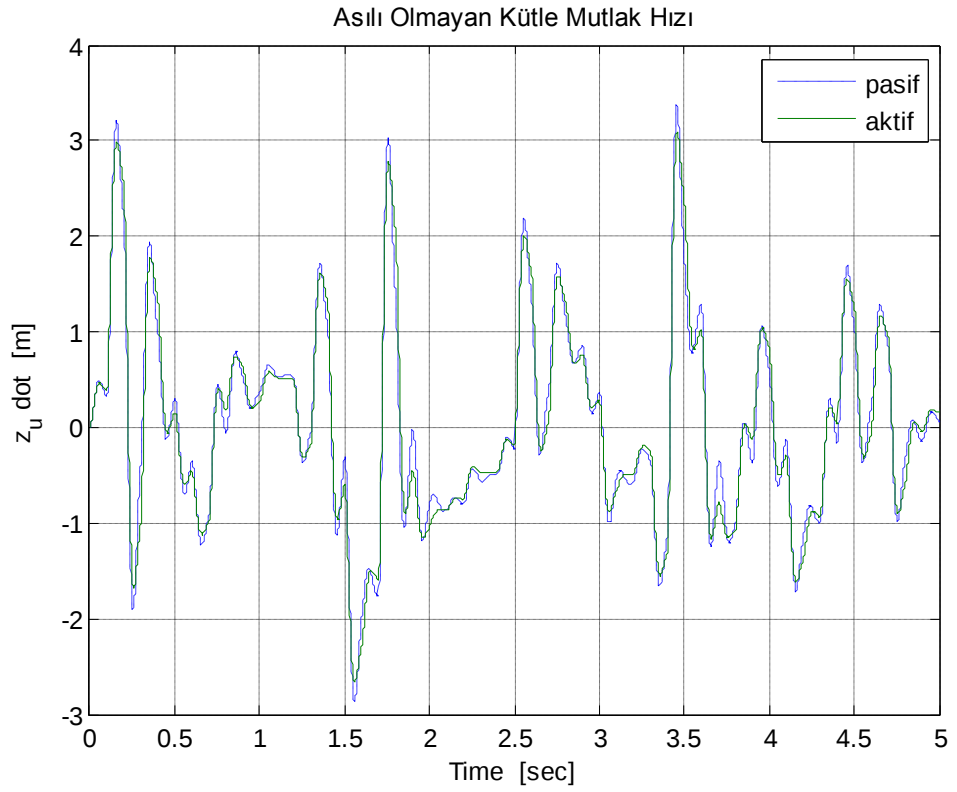
Şekil A.34: 3. Sistemin Gürültülü girişte süspansiyon sapma miktarı cevabı.



Şekil A.35: 3. Sistemin gürültülü girişte asılı kütle hızı cevabı.



Şekil A.36: 3. Sistemin gürültülü girişte tekerlek sapma miktarı cevabı.



Şekil A.37: 3. Sistemin gürültülü girişte asılı olmayan kütle hızı cevabı.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Sabri GÜNDÜZ

Doğum Yeri ve Tarihi: Çanakkale, 08/07/1984

Adres: Girne Mah. Eser Sok. No: 5 Meriç Sit. B Blok D:2 Maltepe/İSTANBUL

Lisans Üniversite: Yeditepe Üniversitesi

Sistem Müh. (Burslu) / Kontrol ve Otomasyon Müh. opsiyonu