

**TEKERLEK İÇİ MOTORA SAHİP ELEKTRİKLİ BİR  
ARACIN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN PID VE  
BULANIK MANTIK YÖNTEMLERİ KULLANARAK  
KARŞILAŞTIRMALI KONTROLÜ**

**Mustafa Tayyip TOKSOY**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKERLEK İÇİ MOTORA SAHİP ELEKTRİKLİ BİR ARACIN AKTİF  
SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN PID VE BULANIK MANTIK YÖNTEMLERİ  
KULLANARAK KARŞILAŞTIRMALI KONTROLÜ**

**Mustafa Tayyip TOKSOY**  
**0000-0003-4517-2490**

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS  
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

**Her Hakkı Saklıdır**

**TEZ ONAYI**

Mustafa Tayyip TOKSOY tarafından hazırlanan "TEKERLEK İÇİ MOTORA SAHİP ELEKTRİKLİ BİR ARACIN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN PID VE BULANIK MANTIK YÖNTEMLERİ KULLANARAK KARŞILAŞTIRMALI KONTROLÜ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ

**Başkan** : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ

Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0001-5434-4368

İmza

**Üye** : Prof. Dr. Osman KOPMAZ

**U.Ü.**

Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0002-9429-9300

İmza

**Üye** : Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ

Bursa Teknik Üniversitesi,  
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
0000-0003-3070-6365

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
**Enstitü Müdürü**

..../..../..

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

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

**beyan ederim.**

**08/07/2020**

**Mustafa Tayyip TOKSOY**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### TEKERLEK İÇİ MOTORA SAHİP ELEKTRİKLİ BİR ARACIN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN PID VE BULANIK MANTIK YÖNTEMLERİ KULLANARAK KARŞILAŞTIRMALI KONTROLÜ

**Mustafa Tayyip TOKSOY**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Dr.Öğr.Üyesi Ahmet YILDIZ

Bu çalışmada tekerlek içi motora sahip elektrikli bir aracın sürüş konforunu artırmak için taşıt titreşimini azaltmaya yönelik aktif süspansiyon sisteminin kontrolü üzerine çalışılmıştır. Öncelikle doğrusal olmayan karakteristiğe sahip süspansiyon yaylarının kullanıldığı aktif süspansiyon sistemi ile sürücü modelinin oluşturduğu 14 serbestlik dereceli tam taşıt modeline ait hareket denklemleri çıkarılmış ve bunlar Matlab/Simulink ortamında çözdürülmüştür. Daha sonra PID ve Bulanık Mantık yöntemleri yardımı ile tam taşıt modelinde aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçları kontrolcü olmadan çıkan simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada kontrolcü tasarımına yönelik Bulanık Mantık yönteminin hesaplama metodu, buna ait hata oranı ve hata oranının grafikleri, PID kontrolcü tasarımı, hesaplamaları ve sonuçları da verilmiştir. Çalışmaların sonucunda, her iki kontrolcü ile elde edilen verilerin kontrolcü olmadan elde edilen grafiklere göre titreşim genliğini büyük oranda düşürdüğü ve ayrıca Bulanık Mantık ile yapılan kontrolün genel olarak daha iyi sonuçlar verdiği, PID yöntemine göre referans değerine daha erken ulaştığı gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** PID ve Bulanık Mantık süspansiyon, Bulanık Mantık aktif süspansiyon, tam taşıt titreşim kontrolü, Tekerlek içi elektrikli motor  
**2020, ix +87 sayfa**

## ABSTRACT

MSc Thesis

A COMPARATIVE STUDY ON THE CONTROL OF THE ACTIVE SUSPENSION SYSTEM OF AN ELECTRIC VEHICLE WITH IN-WHEEL MOTOR BY USING PID AND FUZZY LOGIC METHODS

**Mustafa Tayyip TOKSOY**

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

**Supervisor:** Dr.Öğr.Üyesi Ahmet YILDIZ

In this study, the control of an active suspension system aimed at reducing vehicle vibration has been studied in order to increase the driving comfort of an electric vehicle with an in-wheel motor. First of all, the active suspension system using suspension springs with nonlinear characteristics and the motion equations of the 14-degree full vehicle model created by the driver model were extracted and these were solved in Matlab / Simulink environment. Then, with the help of PID and Fuzzy Logic methods, the control of active suspension systems in the full vehicle model was carried out and the results obtained were compared with the simulation results obtained without a controller. In the study, the calculation method of Fuzzy Logic method for controller design, its error rate and error rate graphs, PID controller design, calculations and results are also given. As a result of the studies, it was observed that the data obtained with both controllers significantly reduced the amplitude of the vibration compared to the graphs obtained without the controller, and further more the control performed with Fuzzy Logic controller give better result in general case and it reaches referance value earlier compared to the PID controller.

**Key words:** PID and Fuzzy Logic suspension, Fuzzy Logic active suspension, full vehicle vibration control, In-wheel electric motor

**2020, ix +87 pages**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmada taşıtlara yoldan gelen titreşimlerin hangi sönümleme yöntemin kullanılmasının daha iyi sonuçlar verdiği incelenmiştir. Bu sayede insanu rahatsız eden yol titreşimleri için hangi sistemin kullanılması konusunda bulgular elde edilmiş ve bu konu hakkında çalışma yapmak isteyen kişi veya kurumlara sunulmuştur.

Öncelikle tez konusunu seçerken isteklerimi göz önünde bulundurup bana yardımcı olan tez danışmanım sayın Dr.Öğr.Üyesi Ahmet YILDIZ hocama ve tüm eğitim hayatım boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mustafa Tayyıp TOKSOY  
08/07/2020

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	6
3.1 Taşıt Titreşimleri.....	6
3.1 Süspansiyon Sistemleri.....	7
3.2.1 Pasif süspansiyon sistemi.....	7
3.2.2 Yarı aktif süspansiyon sistemi .....	8
3.2.3 Aktif süspansiyon sistemi .....	11
3.3 Taşıt Modelleri ve Denklemleri .....	12
3.3.1 Çeyrek taşıt modeli: tek serbestlik dereceli.....	13
3.3.2 Çeyrek taşıt modeli: iki serbestlik dereceli.....	13
3.3.3 Yarım taşıt modeli.....	15
3.3.4 Tam taşıt modeli.....	16
3.3.5 Sürücü modeli.....	18
3.3.6 Tekerlek içi motora sahip elektrikli araçlar ve süspansiyon sistemleri.....	21
3.4 İnsanın Titreşime Maruz Kalması.....	24
3.5 Bulanık Mantık Yöntemi.....	24
3.5.1 Klasik mantık ve bulanık mantık.....	25
3.5.2 Bulanık mantık yönteminin avantajları.....	29
3.6 PID Yöntemi.....	30
3.6.1 Temel algoritma.....	30
3.6.2 Oransal kontrolör.....	31
3.6.3 İntegral kontrolör.....	33
3.6.4 Türev kontrolör.....	35
3.6.5 PID kontrol yapıları.....	37
3.6.6 Ziegler ve Nichols yöntemi.....	39
3.6.7 PID katsayılarının kendinden uyarlamalı ayarı .....	44
3.7 Matlab Simulink .....	44
3.8 Bulanık Mantık Üyelik Fonksiyonları.....	46
3.9 Doğrusal Olmayan 14 Serbestlik Dereceli Elektrikli Aracın Modeli.....	51
3.10 Aktif Süspansiyon İçin Kontrolcü Tasarımı.....	56
3.10.1 Bulanık mantık tasarımı.....	56
3.10.2 PID tasarımı.....	58
4. BULGULAR.....	61
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	71
KAYNAKLAR .....	72
EKLER.....	74
EK 1.....	75
EK 2.....	76



EK 3.....	77
EK 4.....	78
EK 5.....	79
EK 6.....	80
EK 7.....	81
EK 8.....	82
EK 9.....	83
EK 10.....	84
EK 11.....	85
EK 12.....	86
ÖZGEÇMİŞ.....	87

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$H_{\infty}$	Sonsuzluk Kontrol Metodu
<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
MR	Magneto-Rheological/Manyeto-Reolojik

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Pasif süspansiyon sistemi yapısı.....	7
Şekil 3.2. Yarı aktif süspansiyon sistemi yapısı.....	9
Şekil 3.3. MR damper, MR piston.....	10
Şekil 3.4. Tipik bir kontrol sisteminin blok şeması.....	11
Şekil 3.5. Aktif süspansiyon sistemi yapısı.....	12
Şekil 3.6. Tek serbestlik dereceli Çeyrek Taşıt modeli.....	13
Şekil 3.7. İki serbestlik dereceli Çeyrek Taşıt modeli.....	14
Şekil 3.8. Yarım taşıt modeli .....	15
Şekil 3.9. Tam taşıt Modeli .....	17
Şekil 3.10. Dört serbestlik dereceli sürücü modeli .....	19
Şekil 3.11. İç organlar eklenmiş dört serbestlik dereceli sürücü modeli.....	20
Şekil 3.12. 11 serbestlik dereceli sürücü modeli.....	21
Şekil 3.13. Tekerlek içi motor modeli.....	22
Şekil 3.14. Dinamik sönümleyici şeklinde modellenmiş tekerlek içi motor.....	22
Şekil 3.15. Teker ile şase arasına bağlanmış tekerlek içi motor .....	23
Şekil 3.16. Klasik küme .....	27
Şekil 3.17. Bulanık küme .....	27
Şekil 3.18. Bulanık mantık sistemi .....	28
Şekil 3.19. Oransal kontrolör için birim basamak cevabı .....	31
Şekil 3.20. Sade geri beslemeli statik bir sistem blok diyagramı.....	32
Şekil 3.21. İntegral işlevinin otomatik sıfırlama olarak yorumlanması .....	34
Şekil 3.22. Türev kontrolün tahminsel kontrol şeklinde yorumlanması .....	35
Şekil 3.23. Paralel yapıda olan PID kontrolör.....	38
Şekil 3.24. Seri yapıda olan PID kontrolör .....	39
Şekil 3.25. Birinci dereceden bir sistemin çıkış grafiği .....	40
Şekil 3.26. Kapalı çevrim cevabı Ziegler – Nichols metodu için çıkış sinyali .....	41
Şekil 3.27. Trimf üyelik fonksiyonu grafiği.....	47
Şekil 3.28. Gbellmf üyelik fonksiyonu grafiği .....	48
Şekil 3.29. Gaussmf üyelik fonksiyonu grafiği.....	49
Şekil 3.30. Sigmf üyelik fonksiyonu grafiği .....	50
Şekil 3.31. Trapmf üyelik fonksiyonu grafiği.....	51
Şekil 3.32. Sürücüsü eklenmiş tam taşıt modeli .....	52
Şekil 3.33. Bulanık Mantık üyelik fonksiyonları .....	56
Şekil 3.34. Bulanık Mantık tabanlı geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü.....	58
Şekil 3.35. PID tabanlı Geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü .....	60
Şekil 4.1. Sağ ön teker titreşim grafiği.....	61
Şekil 4.2. Sol ön teker titreşim grafiği .....	62
Şekil 4.3. Sağ arka teker titreşim grafiği.....	62
Şekil 4.4. Sol arka teker titreşim grafiği .....	63
Şekil 4.5. İnsan modelinin baş titreşim grafiği .....	64
Şekil 4.6. Koltuk titreşim grafiği .....	64
Şekil 4.7. Araç gövdesinin titreşim grafiği .....	65
Şekil 4.8. Araç gövdesinin dönme hareketi titreşim grafiği.....	65
Şekil 4.9. Araç gövdesinin yuvarlanma hareketi titreşim grafiği.....	66
Şekil 4.10. Vücut baş ile bel arası bölgesinin titreşim grafiği .....	66

Şekil 4.11. Vücut diz ile bel arası bölgesinin titreşim grafiği .....	67
Şekil 4.12. Vücut diz altı bölgesinin titreşim grafiği .....	67
Şekil 4.13. Sol arka tekerlek içi motor titreşim grafiği .....	68
Şekil 4.14. Sağ arka tekerlek içi motor titreşim grafiği.....	68
Şekil 4.15. Ön tekerler için aktif süspansiyon kuvvetleri.....	69
Şekil 4.15. Arka tekerler için aktif süspansiyon kuvvetleri.....	69

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Açık çevrim Ziegler–Nichols metodu için değerlerin hesaplanması.....	40
Çizelge 3.2. Kapalı çevrim Ziegler – Nichols metodu için değerlerin hesaplanması....	41
Çizelge 3.3. Ziegler-Nichols frekans cevabı yöntemi PID katsayıları .....	42
Çizelge 3.4. Basamak cevabı yöntemine bağlı Ziegler-Nichols tasarım şartları .....	43
Çizelge 3.5. Tam taşıt modeline ait değerler .....	55
Çizelge 3.6. Bulanık Mantık kural tablosu.....	57
Çizelge 3.7. Kp belirleme tablosu .....	59
Çizelge 3.8. Ki belirleme tablosu .....	59
Çizelge 3.9. Kd belirleme tablosu .....	59
Çizelge 3.10. PID değer tablosu.....	60

## 1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründe taşıtların seyir konforu çok önemli bir araştırma konusudur. Taşıtlarda uzun süre seyahat eden insanların rahatını ve güvenliğini en iyi seviyede sağlamakta mühendislik biliminin işlerindedir. Müşteri memnuniyetini en üst seviyede tutabilmek amacıyla üreticiler sürüş konforunu iyileştirmek için yoğun çalışmalar yapmaktadırlar. Sürüş konforunu etkileyen en önemli faktörlerin başında ise taşıt titreşimleri gelmektedir.

Araçta doğacak taşıt titreşimlerin iki temel kaynağından birisi motor ve iletim organlarında oluşan titreşimler iken ikincisi ve asıl olanı ise yolun pürüzlülüğünden gelen titreşimlerdir. Bu titreşimlerin sönümlenmesi için ileride detaylıca açıklanacak aktif ve pasif süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır ve bunlar üzerine birçok çalışmalar yapılmıştır.

Taşıt titreşimlerinin sönümlenmesi için kullanılan süspansiyon sistemini en genel haliyle bir yay ve damperden oluşan mekanik düzenek olarak açıklayabiliriz. Burada yay ve damperin temel amacı araç gövdesini taşımak ve yoldan gelecek titreşimleri sönümleyerek sürüş konforunu ve yol tutuş kabiliyetini arttırmaktır. Süspansiyon sistemlerinde üç temel performans ölçütü bulunmaktadır. Bu ölçütler seyir konforu performansı, yol tutuş performansı ve süspansiyonun maksimum sapma aralığıdır. Bu performans ölçütlerinin temelini; yoldan gelen bozucu etkilerinin sönümlenmesi, sürüş kabiliyeti ve güvenliğinin artırılması oluşturur.

Öte yandan Dünyadaki hükümetler artık hava kirliliğini ve CO2 emisyonunu azaltma gereksinimlerine ikna olmuş ve gerekli önlemler sayesinde elektrikli araçlara geçiş hızla artmıştır. Dolayısıyla sürüş konforu konusu, otomotiv sektöründe klasik motorlu taşıtlar için ne kadar önemliyse, elektrikli araçlar için de o kadar önemli hale gelmiştir. Elektrikli araçların yapısı incelendiğinde, aracın mimarisine bağlı olarak merkezi motor tahrikli düzen veya tekerlek içi motor tahrikli düzen olarak sınıflandırılabilir. Motorların tekerleklere monte edildiği konfigürasyonun (Tekerlek İçi Motor), son zamanlarda popüler bir araştırma alanı olduğu kanıtlanmıştır.

Tekerlek içi motor tahrikli yerleşim düzeni, yüksek motor tepkisi, hassas tork üretimi, basitlik ve verimlilik gibi birçok avantaja sahiptir. Ayrıca, dört tekerlek içi motor tahrikli elektrikli bir araçta, her bir tekerlek içi moturun torku, aracın yol tutuşu ve dengesinde daha iyi bir performans elde etmek için bağımsız ve hassas bir Şekilde kontrol edilebilir. Bununla birlikte, motorların tekerleklere monte edilmesi, yayılma kütlesinde bir artışa neden olabilir, bu da 10 Hz civarında frekans aralıklarının yanıtında bir artışa yol açar, böylece süspansiyon sürüş konforu performansını ve yol tutma yeteneğini büyük lde bozar. Dolayısıyla tekerlek içi motora sahip elektrikli araçların süspansiyon tasarımı ve kontrolü büyük önem arz etmektedir. Nitekim Bridgestone Company, bu konu ile ilgili çalışmalar gerçekleştirmiş ve tekerlek içi motorun kullanıldığı dinamik sönümlemeye sahip bir tekerlek motorlu tahrik sistemi geliştirmiştir. Geliştirilen sistemin sürüş kalitesini ve yol tutuş performansını artırma potansiyeline sahip olduğu da gösterilmiştir (B. Corporation BC 2016). Ayrıca, bu tür tekerlek içi motor konfigürasyonu, yaylı olmayan kütlenin rezonans aralığında yaylı kütle ivmesini azaltır. Araç konforu tasarımında sürüş konforu ve yolcu güvenliği giderek kritik kriterler haline geldiğinden, tekerlek içi motor tahrikli elektrikli aracın başarılı bir Şekilde uygulanması için aktif bir süspansiyon sistemi gerekli olacaktır.

Bu tez çalışmasında da yukarıda bahsedilen erveler içerisinde teker içi motordan tahrik edilen elektrikli bir aracın aktif süspansiyon sisteminin farklı yöntemler ile kontrol edilmesi ve bunların birbirleri ile karşılaştırması incelenmiştir. Yapılan analizler sonucu taşıtın sürüş konforunun aktif süspansiyon sistemi sayesinde kontrolcüsüz hâle göre oldukça iyileştirildiği ve ayrıca Bulanık Mantık yöntemi ile elde edilen sonuçların PID yöntemine göre bir miktar daha düşük genlikler ve oturma zamanı verebildiği gözlemlenmiştir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde yukarıda bahsedilen sürüş konforunun artırılmasına yönelik süspansiyon sistemleri ile ilgili literatürde var olan çalışmalar verilmiştir. Taşıt performansı üç başlıkta incelenebilir. Bu performans ölçütleri; yoldan gelen bozucu etkilerinin sönümlenmesi, sürüş kabiliyeti ve güvenliğinin artırılmasıdır. Böylelikle araç içindeki yolcuların bu titreşimlerden etkilenmesi en aza indirgenmeye çalışılmaktadır (Guclu 2005). Titreşimleri azaltmak için birçok süspansiyon sistemi tasarlanmıştır. Süspansiyon sistemleri genellikle üç ana kategoriye ayrılır: Pasif süspansiyon, yarı aktif süspansiyon ve aktif süspansiyon sistemi (Gillespie 1996, Jazar 2017, Cao ve ark. 2011). Bunlardan biri olan pasif süspansiyon sistemi basitlik, yüksek güvenilirlik ve düşük maliyet nedeniyle aktif veya yarı aktif süspansiyon sistemlerine göre yaygın olarak kullanılmaktadır. Son zamanlarda, pasif süspansiyon sistemlerinin parametrelerini daha iyi hale getirmek amacıyla yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Öte yandan aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı yol şartlarına uyum sağlama özelliği sayesinde üreticiler için iyi bir seçenektir.

Aktif süspansiyon sistemleri sürekli olarak değişen yol koşullarına uyum sağlama özelliğine sahiptir. Bu sistemler taşıtın hareketlerini sürekli olarak takip eder ve bu takip sonucunda ulaştığı değerleri sistem parametresi olarak kontrol eder. Gelişmiş sensörler ve sürekli bilgi besleyen mikroişlemciler sayesinde istenen referans değerine göre geri besleme sağlar. Değişken yol koşullarına yanıt vermek için aktif süspansiyonlar üstün yol tutuşu, üstün yol hissi ve güvenlik sunar. Aktif süspansiyon sistemleri şu bileşenlerden oluşur: Ayarlanabilir damperler ve yaylar, her tekerlekte bir dizi sensör ve her damper ile yayın üstünde bir aktüatör veya servo bulunur. Gelişmiş aktif süspansiyon sistemlerinde yol yüzeyindeki değişiklikleri sürekli olarak algılayarak ve bu bilgiler geri beslenerek yer değiştirmeler kontrol edilir ve titreşimler azaltılır. Bu bileşenler, sistemin performansını iyileştirmek, damper sertliğini ve yay oranını ayarlamak için kullanılır (Allen 2008).

Sürüş kalitesini iyileştirmek için aktif süspansiyon sistemlerinde birçok kontrolcü kullanılmaktadır. Bulanık kontrol,  $H_{\infty}$  kontrolü, durum geri besleme yöntemi, yapay sinir ağları yöntemi ve kayar kipli kontrol yöntemleri doğrusal olmayan sistemlerde uygulanan tekniklerdir (Rao ve ark. 1997, Adeli ve ark. 1994). Bu kontrol yöntemleri arasında,  $H_{\infty}$



kontrol yöntemi, araç süspansiyon sisteminde yaygın olarak meydana gelen model belirsizlikleri, dış bozulma, aktüatör zaman gecikmesi ve arızalar gibi sistem sorunlarını çözebilmektedir. Aktif süspansiyon sistemleri için hatayı tespit etmek ve kontrolcülü süspansiyon sisteminin daha iyi performans göstermesini sağlamak amacıyla hata tespiti ve hataya dayanıklı kontrol yöntemleri kullanılmıştır (Sun ve ark. 2014). Takagi ve ark. (1985) bulanık modeline göre aktüatör gecikmesi ve hataları bulunan aktif süspansiyon sistemleri için bulanık  $H_{\infty}$  denetleyicisi tasarlanmıştır. Bilinmeyen aktüatör arızaları ve sensör arızaları olduğunda çok girişli ve çok çıkışlı doğrusal olmayan sistemler için izleme kontrol yöntemi önermiştir. Aktüatörlerin pnömatik ve hidrolik özellikleri nedeniyle birçok kontrol sistemi uygulamasında meydana gelen aktüatör gecikmesi, kontrolör tasarımında dikkate alınmazsa kontrol performansını düşürebilir. Sonucunda ortaya çıkan kontrol sistemlerinde kararsızlığa neden olabilir. Sistem sürtünmesi, sistem belirsizlikleri ve harici titreşimler gibi dış bozuklukların kontrol sistemi performansı üzerinde olumsuz etkisi vardır. Dış bozuklukların etkisini tahmin etmek ve telafi etmek için bozulmaları takip eden kontrol yöntemleri kullanılabilir. Bununla birlikte, süspansiyon sistemlerinin gerekli durum değişkenlerinden bazıları ölçülemediğinde, yukarıda bahsedilen yöntemleri kullanmak mümkün değildir. Bu boşluğu gidermek için geri beslemenin çıkışına bağlı kontrol şemaları geliştirilmiştir. Kontrollör gecikmeli aktif süspansiyon sistemi için dinamik geri beslemeli  $H_{\infty}$  kontrolörü önerilmiştir (Li ve ark. 2014).

Ayrıca taşıt titreşimlerinin azaltılması için süspansiyon sistemlerinin analizine yönelik optimizasyon yöntemleri bulunmaktadır (Doğan ve ark. 2015, Özkop ve ark. 2007, Shirahatt ve ark. 2008). Bu çalışmalarda farklı optimizasyon teknikleri ile süspansiyon parametreleri belli aralıklarda tanımlanarak sürüş konforunun artırılması amacıyla titreşimi minimize etmektedir (Badran ve ark. 2012). Çalışmalarda koltuk üzerine insan vücudu eklenmiş ve titreşimi minimize etmeye yönelik yöntemler araç içerisindeki de dikkate alarak yapılmıştır (Yokoyama ve ark. 2001).

Öte yandan, sürüş konforunu artırmak için farklı optimizasyon yöntemleri de kullanılmaktadır. Mehdizadeh (2015), parçacık sürü optimizasyonu, arı algoritması ve evrim stratejisi yöntemleri kullanılarak bir optimizasyon gerçekleştirdi. Bu çalışmada,

taşıtın süspansiyonu için optimize edilmiş parametreler, iletilen titreşimde önemli bir azalma ve sürüş konforunda da iyileşme sağlamıştır.

Son yıllarda elektrikli araçlar hızla geliştirilmekte ve otomobil endüstrisi bu yöne doğru kaymaktadır. Tekerlek içine yerleştirilecek olan motorun ağırlığı ve hacmidir. Elektrikli araçlarda tekerlek içine yerleştirilen motorun ağırlığını ve hacmini azaltmak için çalışmalar yapılmıştır. Nikam ve ark. (2012), nihai sargı etkilerini en aza indirmek ve bakır kaybı ile motor ağırlığını azaltmak amacıyla yoğunlaştırılmış sargı yöntemini kalıcı mıknatıslı fırçasız DC motor tasarladı. Takahashi ve ark. (2017), kalıcı mıknatıs esaslı, düşük maliyetli tekerlek içi aksel boşluklu motor tasarımı sundular. Boyutu ve ağırlığı daha da azaltmak için, yarı kapalı bir yuva yapısı yerine açık bir yuva yapısı kullanmıştır. Deneysel sonuçlar, yarı kapalı yuva yapısının boyut ve ağırlıkta azalma sağlamak için daha etkili olduğunu göstermiştir.

Tekerlek içi motorlar dinamik sönümleyici olarak da tasarlanabilir. Bu yöntemde ters yönde etkiler oluşmuştur. Bir tekerlek içi motorun dikey yönde olumsuz etkilerini bastırmanın yöntemleri yöntemleri mevcuttur. Oliveira ve ark. (2017), damperin titreşim gereksinimlerini karşılamak için belirli bir aralıkta sürekli olarak ayarlanabilen bir tekerlek içi yarı aktif süspansiyon tasarladı. Ma ve ark. (2014), stator ile aks arasında doğrusal bir motor ekleyerek motorun dikey titreşiminin aktif kontrolünü elde etmiştir. Jin ve ark. (2016), yapısal bir tasarıma ve parametre eşleşmesine dayanan bir manyeto-reolojik (MR) yarı aktif süspansiyon sistemi tasarlamıştır. Tasarlanan sistem, aracın sürüş konforunu artırmak için ayarlanabilir bir sönümleme kuvveti sağlamıştır.

Bu çalışmada ise sekiz serbestlik dereceli ve doğrusal olmayan yay karakteristiğine sahip tam taşıt modeli, koltuk modeliyle birlikte dört serbestlik dereceli sürücü modeli ve iki serbestlik dereceli tekerlek içi motor esas alınarak, aktif süspansiyon sisteminin hem Bulanık Mantık yöntemi ile hem de PID denetleyici kullanılarak taşıt titreşiminin kontrolü sağlanmış ve karşılaştırılmıştır. Bulanık Mantık yönteminde kullanılan hata ve hatanın türevine karşılık gelen üyelik fonksiyonları belirlenmiş ve bunlar kullanılarak titreşim genliği azaltılmıştır. Ayrıca PID kontrolcü tasarımı Ziegler Nichols metodu kullanılarak Matlab yardımıyla iyileştirilmiş ve simülasyon sonuçları sunulmuştur.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1 Taşıt Titreşimleri

Titreşim bir denge noktası çevresinde mekanik salınımdır. Taşıtta oluşan titreşimler iki sebepten kaynaklanır. Bunlar taşıta yoldan gelen titreşimler ve taşıtın iletim organlarından oluşan titreşimdir. İletim organlarından olan motorların çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler meydana getirir. Bu tür titreşimler motordaki dönen parçaların dengesizliğinden, düzenli olmayan sürtünmeden veya dişli çarkının hareketinden meydana gelebilir. Düzgün tasarımlar genel olarak istenmeyen titreşimleri en aza indirir.

Yoldan taşıta gelen titreşimin yapısı çok önemlidir. Kara yolu trafiğinin güvenliği için yapılan tüm çalışmalar aynı zamanda araçlara gelen titreşimleri en aza indirmeye yönelik de olmalıdır. Konforun değerlendirilmesi, insanın kişisel titreşim algısı nedeniyle çok daha zor hale gelmektedir. Araç sürüş konforu ve güvenliği arasındaki dengeyi sağlamak çok zordur. Sürüş güvenliği için, araç tekerleklerinin yol yüzeyine sürekli temasını sağlamak son derece önemlidir. Yolcuların rahatı için titreşim algısını en aza indirmek de önemlidir. Sürücü ve yolcuların bütün vücudunun aracın titreşimine maruz kalması kısa süreli vücut rahatsızlığına ve uzun süreli fizyolojik hasarlara neden olabilir. Bu nedenle, taşıtta oluşan titreşimin analizi iyi yapılmalıdır.

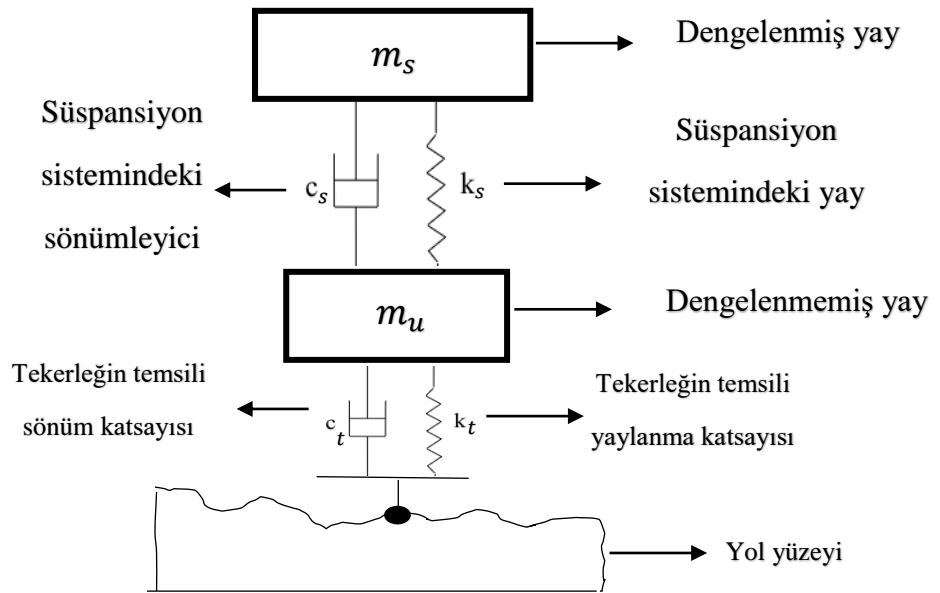
Taşıt titreşimlerini sönmölemek için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sisteminin hazırlanmasında, üzerindeki bütün yükü taşıyabilecek bir yay seçilip geriye istenilen sönmöleme etkisini karşılayabilecek sönmöleyici katsayısının belirlenmesi kalır. Yayların görevi, tekerlekleri sürekli yolla temas halinde tutulmasını sağlamaktır. Bunun için de çukurda uzar, tümseklerde genişlerler. Amortisörlerse bu hareketlerin karşı yönünde etki gösteren süspansiyon sistemi bileşenidir. Yani yayın tekerlekleri çukura girdiğinde önce aşağı, sonra yukarı ve tekrar aşağı itmesi şeklinde süren çalışmasında dengeyi sağlayan parçalar amortisörlerdir.

## 3.2 Süspansiyon Sistemleri

### 3.2.1 Pasif süspansiyon sistemi

Pasif bir süspansiyon sistemi yapısal değerleri sabit ve taşıt hareketi sırasında bu değerleri değişmeyen elemanlardan oluşur. Bu yapısal değerler sistem dizayncıları tarafından taşıtın tasarımı sırasında arzu edilen amaçları gerçekleştirecek yönde belirlenmekte ve araca montajı yapılmaktadır. Pasif süspansiyon sisteminde bundan sonra eleman değerlerinin değiştirilebilmesinin tek yolu yeni değere sahip elemanların sisteme monte edilmesidir.

Pasif ve aktif süspansiyon sistemleri titreşimlere tepki verme ve yönetme biçimleri bakımından farklılık gösterir. Pasif titreşim sönümlenme sistemleri genellikle titreşimi azaltmak için mekanik bir cihaz veya sıvı kullanır, ayrıca viskoelastik malzemelerle pasif sönümlenme de elde edilebilir. Her iki durumda da titreşimin kinetik enerjisi ısıya dönüştürülür. Pasif titreşim sönümleyicileri ayrıca birden fazla yönde meydana gelen titreşimleri telafi etme konusunda sorun yaşamaktadır. Başka bir deyişle, yalnızca X, Y veya Z yönünde oluşan titreşimler için etkilidir ve aynı anda birden fazla yönde etkili olamazlar.



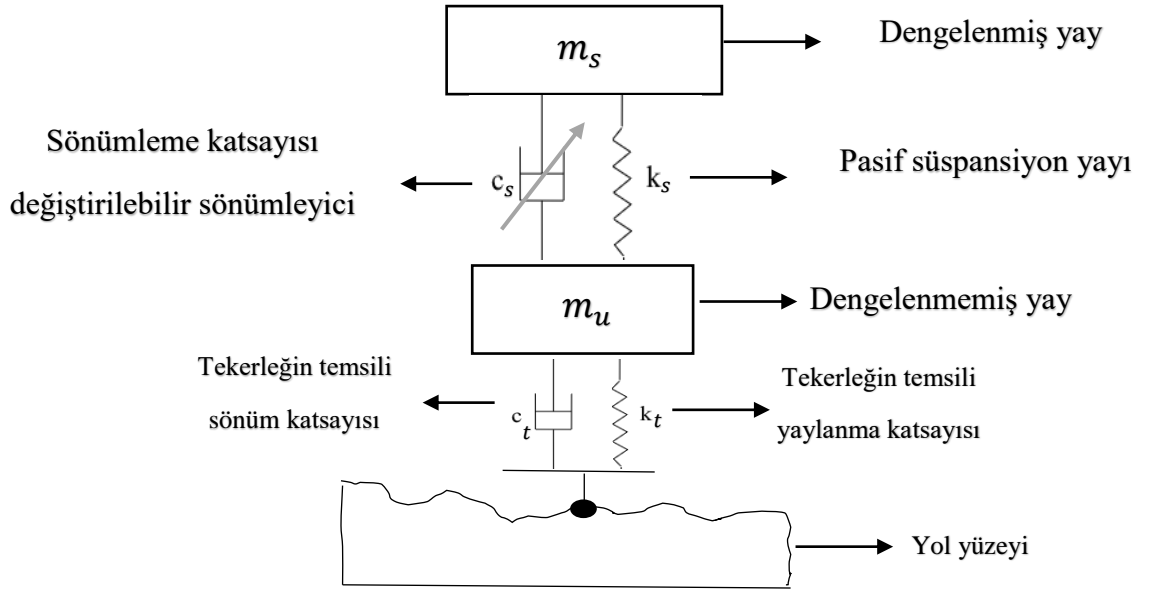
Şekil 3.1. Pasif süspansiyon sistemi yapısı

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi pasif süspansiyon sistemleri yay üzerinde enerji tutabilme ve sönümleyici aracılığıyla da enerjiyi dağıtabilme imkânına sahiptir. Sistemde yaylanma katsayısı  $k$  ve sönümleme katsayısı ise  $c$  ile gösterilmekte ve bu değişken değerleri sürüş sırasında değiştirilememektedir.

Pasif süspansiyon sistemlerinde kullanılan amortisörler tek başlarına aracın ağırlığından ezilecekleri için yaylarla beraber çalışırlar ve iki türleri bulunur. Tek tesirli amortisörler, yayların açılması ve kapanması sırasında sadece bir görev üstlerine alırken, çift tesirli amortisörlerse hem kapanma hem de açılma durumunda görev alırlar. Bu sebeple en çok da çift tesirli amortisörler tercih edilmektedir. Bozuk amortisörlerin ise araçlarda oluşturabileceği olumsuzluklar şöyledir: Süspansiyonlar yumuşar, yol tutuşu düşer, direksiyon sertleşir ve titrer, ıslak zeminde araç kayabilir, lastikleri aşındırır ve frenler düzgün çalışmayabilir.

### **3.2.2 Yarı aktif süspansiyon sistemi**

Pasif süspansiyon sistemlerinde, taşıtın oluşturulması esnasında yapılan süspansiyon sistemi parametrelerinin seçimi işleminin taşıt hareketli halde olduğu sırada değiştirilme gereksinimi duyulması üzerine yarı aktif süspansiyon sistemi ortaya çıkmıştır. Böyle sistemlerde pasif yay elemanı yerini korurken sönümleyici ve sönümleme katsayısı dışarıdan ayarlanabilir olan modelleriyle değiştirilmiştir. Fakat pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimi gibi bir eylem mevcut olmadığından bu işlem için fazladan enerji kaynağına ihtiyaç gerekmezken, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde sönümleme katsayısını belirleme ve denetleyici sistemlerle kontrolcülerini çalıştırmak için harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır.



**Şekil 3.2.** Yarı aktif süspansiyon sistemi yapısı

Şekil 3.2’de yapısı verilen sistem tasarımından da görüldüğü üzere; yarı aktif süspansiyon sistemlerinin pasif sistemden farkı sönümlenme kuvveti ayarlanabilir bir sönümleyici olmasıdır. Gerekli sönümlenme kuvveti, kontrolcüler aracılığıyla taşıt üzerinden toplanan veriler kullanılarak denetim yönteminde belirtilen metot ile denetleyici tarafından hesaplanmakta ve sönümleyiciye bunun için gerekli işaretler gönderilerek sönümlenme katsayısı oluşturulmaktadır. Burada önemli nokta, sönümlenme kuvvetinin sönümlenme katsayısına ve sönümleyicinin bağlı hızına (taşıt gövdesi ve tekerlek grubu hızı farkları) bağlı olmasıdır.

## **MR Damper**

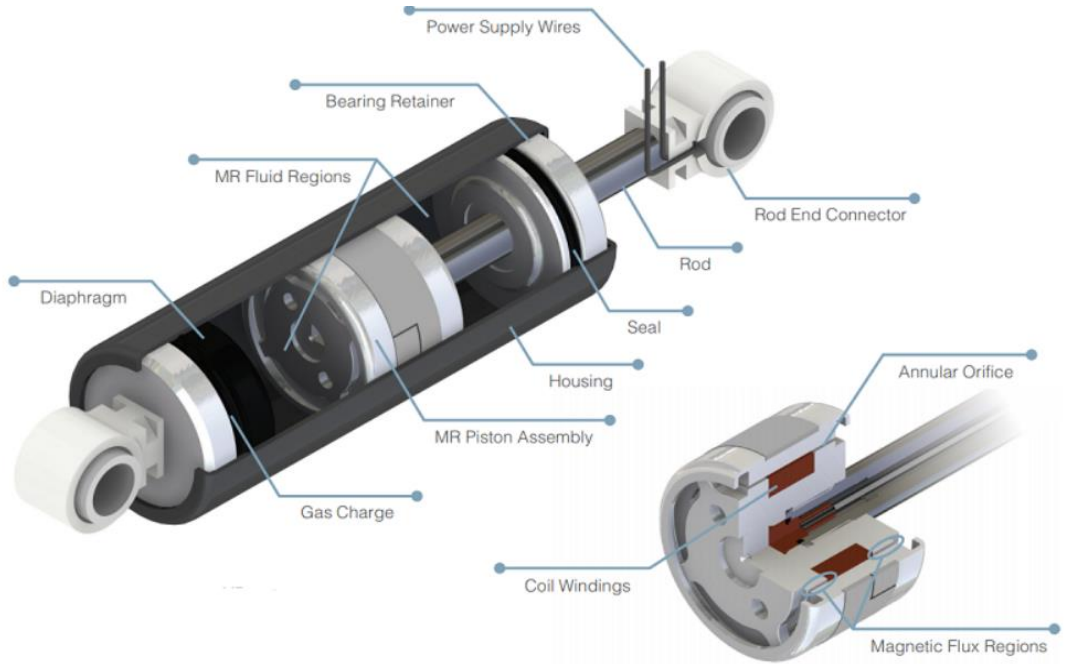
### **MR sıvıları**

MR Sıvıları, bir taşıyıcı sıvıdaki manyetik (tipik olarak demir) parçacıklardan oluşur. Bir manyetik alanın mevcudiyetinde, mikron boyutlu parçacıklar bağlanır ve sıvıyı milisaniye içinde bir yarı katıya değiştirir. Manyetik alan çıkarıldığında, akışkan hızla doğal serbest akış durumuna geri döner. Ayrıca, sıvının yarı bir katıya dönüşme derecesi manyetik alanın gücü ile orantılıdır, bu da sıvıya sonsuz kontrol edilebilirlik ve hassasiyet

verir. Akışkanın kapladığı boşluk boyunca uygulanan bir manyetik alan olmadığında, akışkan serbestçe akar veya serbest harekete izin verir. Manyetik alanın uygulanması üzerine, parçacıklar zincirler gibi alanın yönüne göre hizalanır. Bu parçacık zincirlerinin oluşumu, sıvının akma dayanımı arttığı için sıvının boşluk içindeki hareketini kısıtlar. Alanın gücünü arttırarak veya azaltarak parçacıklar arası çekiciliğin değiştirilmesi, sıvının reolojik özelliklerinin ve dolayısıyla sönümleme, debriyaj veya frenleme kuvvetinin sürekli kontrolüne izin verir.

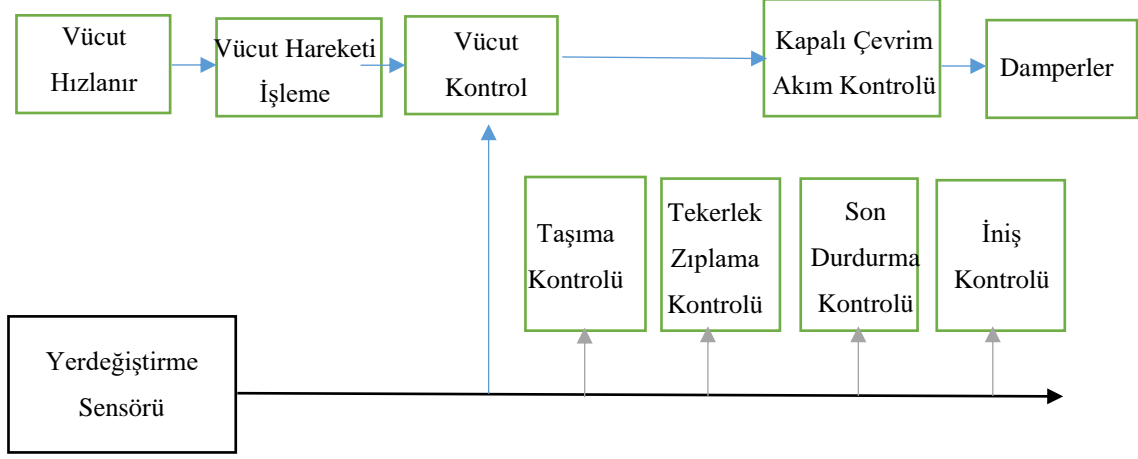
### MR damper

Pasif hidrolik amortisörlere benzer şekilde, bir MR amortisörü, pistondaki küçük delikler yoluyla farklı bölmeler arasında hareket eden ve damper enerjisini ısıya dönüştüren bir sıvıdan oluşur. Bununla birlikte, bir MR damperinde, pistonu bir elektrik devresi sokulur. Dampere elektrik akımı verildiğinde, pistonun içindeki bir bobin manyetik bir alan oluşturur ve pistondaki MR Sıvısının özelliklerini anında değiştirir. Sonuç olarak, damperin direnci, dampere elektrik akımı ayarlanarak gerçek zamanlı olarak sürekli olarak değiştirilebilir.



**Şekil 3.3.** MR damper, MR piston (Parker Lord)

Bu damper sisteminde kontrol yapılması için birçok kontrolör yapısı oluşturulmuştur. Şekil 3.4'te en çok kullanılan kontrol şeması gösterilmiştir.

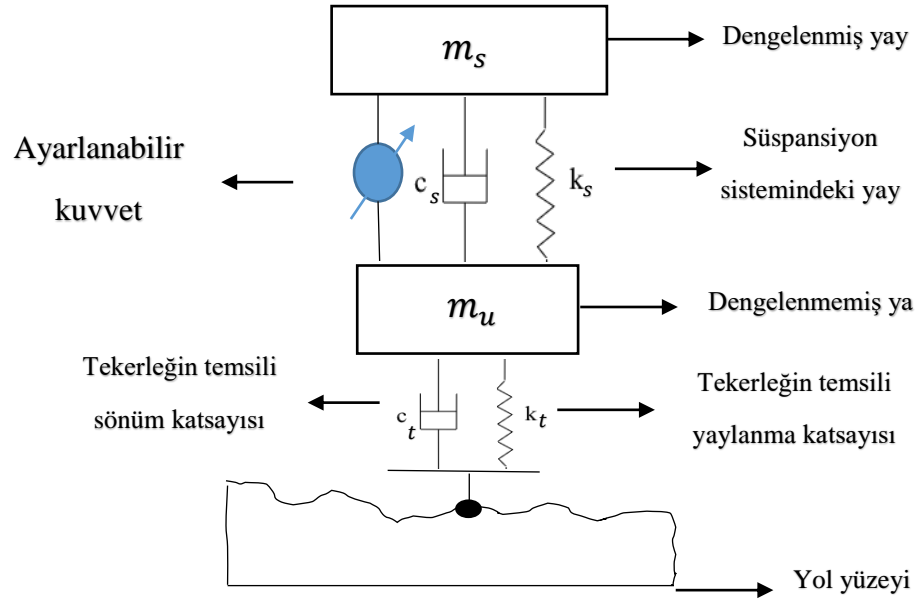


Şekil 3.4. Tipik bir kontrol sisteminin blok şeması

### 3.2.3 Aktif süspansiyon sistemi

Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemleriyle karşılaştırıldığında, aktif süspansiyon sistemine sahip olan araç, sensörlerinden toplanan bilgileri bir kontrol algoritması ile kuvveti düzenleyen ve uygulayan bir aktüatör içerir. Şekil 3.5'te gösterildiği gibi, aktif süspansiyonda bir aktüatör, mekanik yay ve amortisör sistemi mevcuttur. Yoldan gelen titreşimleri istenilen referans değeri ile karşılaştırarak geri besleme yöntemiyle kontrol eder.





**Şekil 3.5.** Aktif süspansiyon sistemi yapısı

Bu tür sistemler öngörülemeyen yol girişi değişikliklerinden dolayı oluşan dikey kuvvetlere karşı çok daha iyi reaksiyon kabiliyetine sahiptir. Çünkü amortisörler ve yayların yanında aktüatör kuvveti mevcuttur. Bu aktüatör sisteme enerji vererek çalışır ve tasarıma bağlı olarak denetleyiciler ile kontrol edilir. Uygun kontrol yöntemleriyle aktif bir süspansiyon yol tutuşunun stabilitesini daha iyi hale getirir ve aynı zamanda kaliteli bir sürüş konforu imkanı sağlar. Bu nedenle çoğu araştırmacı aktif süspansiyon sistemlerinin değişen yol koşullarına karşı daha iyi bir kontrol sağlaması sebebiyle kullanılabilir en iyi yollardan biri olduğunu kabul etmiştir.

### 3.3 Taşıt Modelleri ve Denklemleri

Bu bölümde farklı otomobiller için genel hareket denklemleri hem skaler hem matris formunda verilecektir. Tek serbestlik derecesi için hareket denklemi sistemi şöyle yazılır:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.1)$$

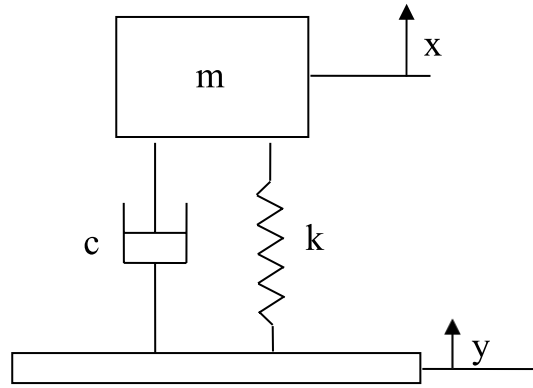
$$f(t) = ky + c\dot{y} \quad (3.2)$$

Çok serbestlik dereceli sistemler için, hareket denklemleri matris formu aşağıdaki gibi yazılır:

$$M \{ \ddot{x} \} + [C] \{ \dot{x} \} + [K] \{ x \} = \{ F(t) \} \quad (3.3)$$

### 3.3.1 Çeyrek taşıt modeli: tek serbestlik derecesi

Tek serbestlik dereceli bir sistemin titreşim analizi Şekil 3.6'da gösterilen çeyrek taşıt modeli üzerinden yapılmıştır. Bu modelde yalnızca taşıt kütlelerinin ve süspansiyonunun dörtte biri dikkate alınmıştır.



Şekil 3.6. Tek serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

Denklem 3.1 ve 3.2 ile verilen sistemin hareket denklemi  $\xi$  ve  $w_n$  türünden yazılışı aşağıdaki gibidir:

$$\ddot{x} + 2\xi w_n \dot{x} + w_n^2 x = w_n^2 f(t) \quad (3.4)$$

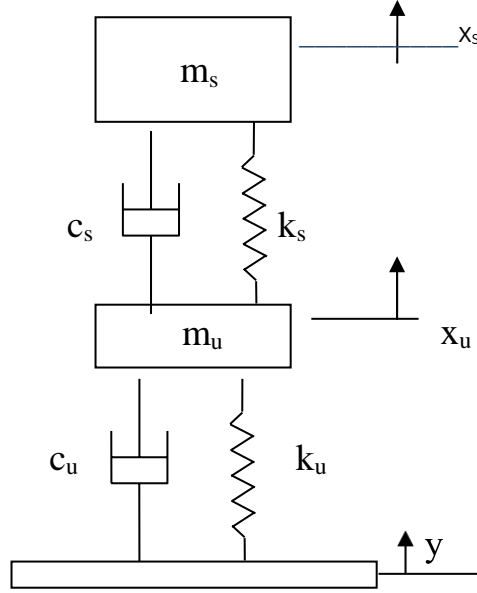
$$f(t) = \frac{2\xi}{w_n} \dot{y}(t) + y(t) \quad (3.5)$$

### 3.3.2 Çeyrek taşıt modeli: iki serbestlik derecesi

Lastikler ve süspansiyonlar Şekil 3.7'de gösterildiği üzere iki serbestlik dereceli taşıt modeli olarak adlandırılır. Bu model, tek serbestlik derecesine sahip bir çeyrek taşıt modelinden daha gerçekçidir. Hareket denklemleri şu şekilde tanımlanır:

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (3.6)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_u(x_u - y) - c_u(\dot{x}_u - \dot{y}) \quad (3.7)$$



**Şekil 3.7.** İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

Denklem 3.6 ve 3.7 yer değiştirme vektörüne bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_s(t) \\ x_u(t) \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

daha sonra kütle, sertlik, sönüm matrisleri ve kuvvet vektörü şu şekilde yazılır:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

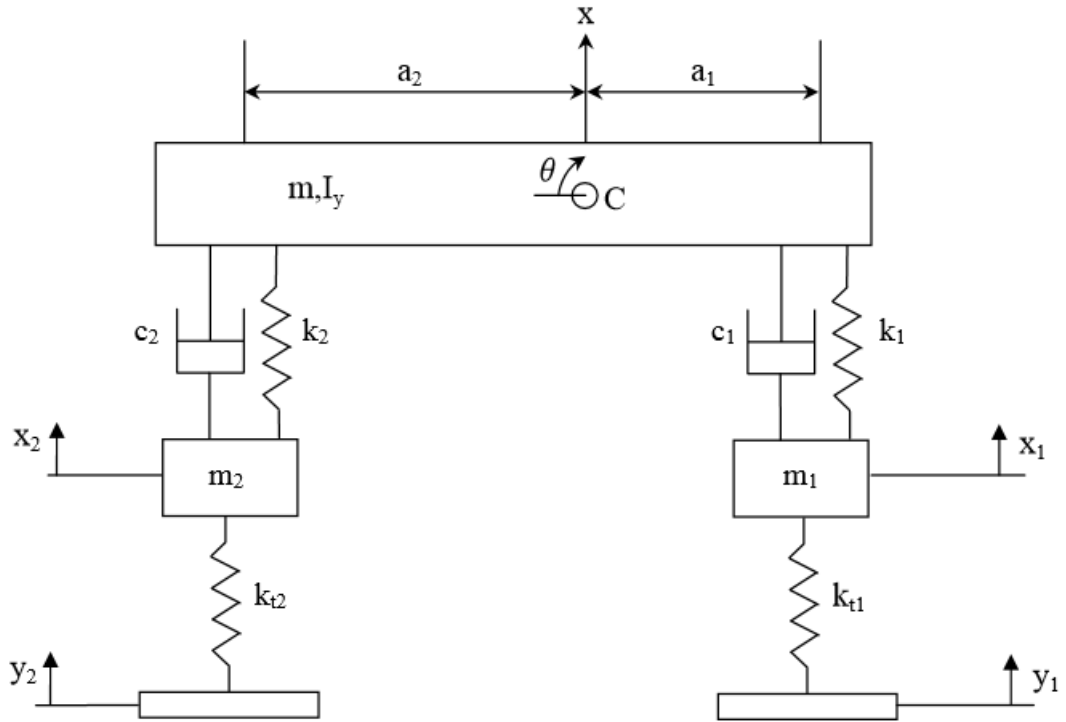
$$[K] = \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_u \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s + c_u \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$\{F(t)\} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_u y + c_u \dot{y} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

### 3.3.3 Yarım Taşıt Modeli

Yarım taşıt modelinde çeyrek taşıt modeline ek olarak taşıtta oluşan başvurma hareketini de içerir. Şekil 3.8’de yarım taşıt modeline ait tasarım gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Yarım taşıt modeli

Bir yarım taşıt modelinin hareket denklemleri aşağıdaki gibi verilir,

$$m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) + k_1(x - x_1 - a_1\theta) + k_2(x - x_2 - a_2\theta) = 0 \quad (3.13)$$

$$I_z\ddot{\theta} - a_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + a_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) - a_1k_1(x - x_1 - a_1\theta) + a_2k_2(x - x_2 - a_2\theta) = 0 \quad (3.14)$$

$$m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + k_{t1}(x_1 - y_1) - k_1(x - x_1 - a_1\theta) = 0 \quad (3.15)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - a_2\dot{\theta}) + k_{t2}(x_2 - y_2) - k_2(x - x_2 - a_2\theta) = 0 \quad (3.16)$$

3.13-3.16 denklemleri yer değiştirme vektörüne bağlı olarak denklem 3.3 şeklinde yazılırsa,

$$\{x(t)\} = \begin{bmatrix} x(t) \\ \theta(t) \\ x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} \quad (17)$$

daha sonra kütle, sertlik, sönüm matrisleri ve kuvvet vektörü şu şekilde yazılır:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2a_2 - c_1a_1 & -c_1 & -c_2 \\ c_2a_2 - c_1a_1 & c_1a_1^2 - c_2a_2^2 & c_1a_1 & -c_2a_2 \\ -c_1 & c_1a_1 & c_1 & 0 \\ -c_2 & -c_2a_2 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

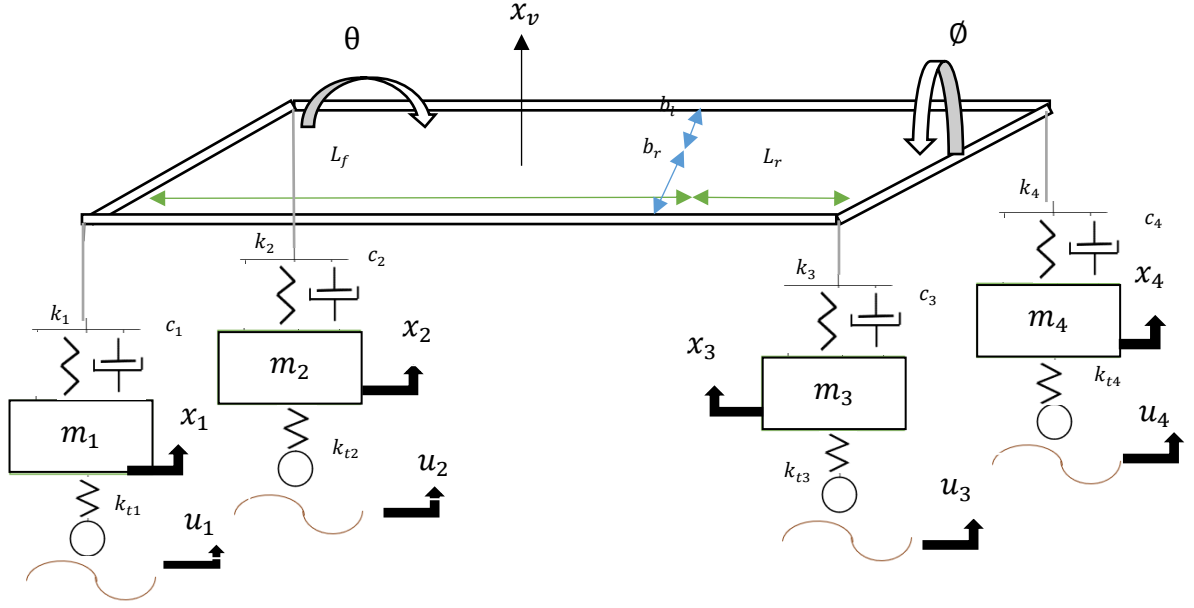
$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2a_2 - k_1a_1 & -k_1 & -k_2 \\ k_2a_2 - k_1a_1 & k_1a_1^2 - k_2a_2^2 & k_1a_1 & -k_2a_2 \\ -k_1 & k_1a_1 & k_1 + k_{t1} & 0 \\ -k_2 & -k_2a_2 & 0 & k_2 + k_{t2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\{F(t)\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1k_{t1} \\ y_2k_{t2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

### 3.3.4 Tam taşıt modeli

Tam taşıt modeli yedi serbestlik derecesine sahiptir:  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_v, \theta$  ve  $\emptyset$ . Bunlar sağ ön tekerin hareketi, sol ön tekerin hareketi, sağ arka tekerin hareketi, sol arka tekerin hareketi, yolcu koltuğunun sıçrama hareketi, taşıt gövdesinin sıçrama hareketi, taşıt

gövdesinin kendi eksenini etrafında dönme hareketi ve taşıt gövdesinin yuvarlanma hareketi şeklinde sıralı bir halde verilmiştir.



Şekil 3.9. Tam taşıt modeli

$$F_1 = k_{t1}(u_1 - x_1) \quad (3.22)$$

$$F_2 = k_{t2}(u_2 - x_2) \quad (3.23)$$

$$F_3 = k_{t3}(u_3 - x_3) \quad (3.24)$$

$$F_4 = k_{t4}(u_4 - x_4) \quad (3.25)$$

$$x_{k1} = x_1 - x_v - L_r\theta + b_r\phi \quad (3.26)$$

$$x_{k2} = x_2 - x_v + L_f\theta + b_r\phi \quad (3.27)$$

$$x_{k3} = x_3 - x_v - L_r\theta - b_l\phi \quad (3.28)$$

$$x_{k4} = x_4 - x_v + L_f\theta - b_l\phi \quad (3.29)$$

$$F_{k1} = k_1(x_1 - x_{k1}) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{k1}) \quad (3.30)$$

$$F_{k2} = k_2(u_2 - x_{k2}) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{k2}) \quad (3.31)$$

$$F_{k3} = k_3(u_3 - x_{k3}) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_{k3}) \quad (3.32)$$

$$F_{k4} = k_4(u_4 - x_{k4}) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_{k4}) \quad (3.33)$$

$$m_1\ddot{x}_1 = (F_1 - F_{k1}) \quad (3.34)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = (F_2 - F_{k2}) \quad (3.35)$$

$$m_3\ddot{x}_3 = (F_3 - F_{k3}) \quad (3.36)$$

$$m_4\ddot{x}_4 = (F_4 - F_{k4}) \quad (3.37)$$

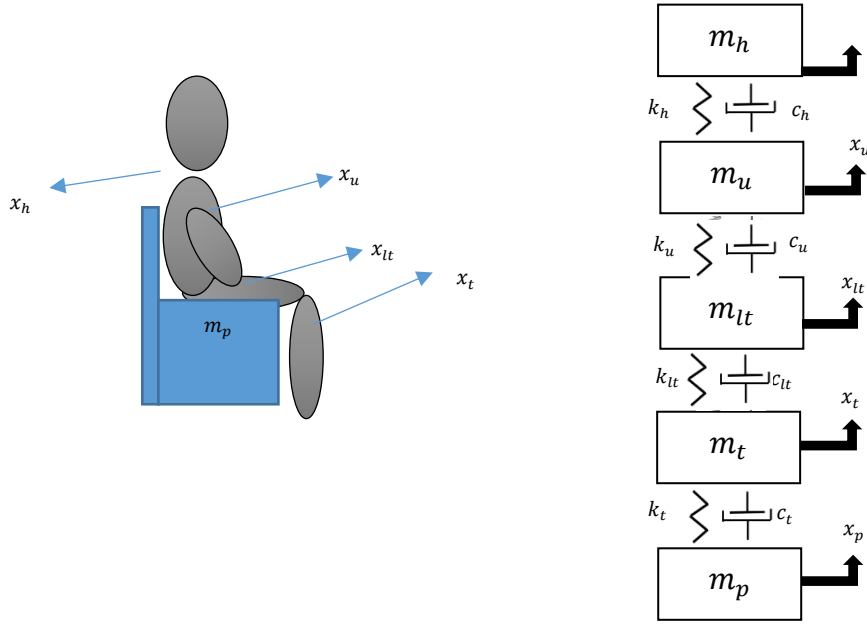
$$m_v\ddot{x}_v = (F_{k3} + F_{k4} + F_{k1} + F_{k2}) \quad (3.38)$$

$$I_v \ddot{\theta} = \left( (-F_{k3})L_f + (-F_{k4})L_f + (F_{k1})L_r + (F_{k2})L_r \right) \quad (3.39)$$

$$I_y \ddot{\phi} = \left( (-F_{k3})b_r + (-F_{k1})b_r + (F_{k4})b_l + (F_{k3})b_l \right) \quad (3.40)$$

### 3.3.5 Sürücü modeli

Araca eklenen sürücü modelinin amacı gelen titreşimin insan modeli üzerinde uygulayacağı etkiyi dikkate alarak daha iyi bir sönümleme yapmaya çalışmaktır. Sürücü modelinin sisteme eklenmesiyle dört serbestlik derecesi daha tam taşıt modeline eklenerek on iki serbestlik derecesine çıkartır. Sahip olduğu dört serbestlik derecesi şu şekildedir;  $x_t$ ,  $x_{lt}$ ,  $x_u$  ve  $x_h$ . Bunlar vücudun diz altı, vücudun diz ile bel arası, vücudun bel ile baş arası ve vücudun başı şeklinde sırasıyla verilmiştir. Aracın bir yolcu koltuğu ile modellenmesindeki yaygın uygulama, yalnızca bir yolcu koltuğunun -tercihen sürücü koltuğu konumuna- eklenmesidir.



**Şekil 3.10.** Dört serbestlik dereceli sürücü modeli

Sürücü modelinin denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$m_h \ddot{x}_h = (c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) + k_h(x_u - x_h)) \quad (3.41)$$

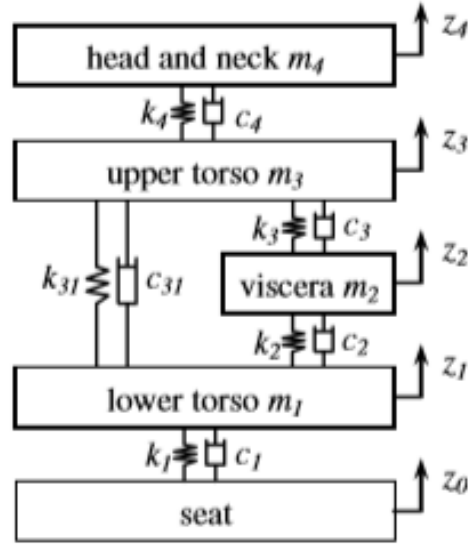
$$m_u \ddot{x}_u = (c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_u) + k_u(x_{lt} - x_u)) - ((c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) + k_h(x_u - x_h))) \quad (3.42)$$

$$m_{lt} \ddot{x}_{lt} = (c_{lt}(\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) + k_{lt}(x_t - x_{lt})) - ((c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_u) + k_u(x_{lt} - x_u))) \quad (3.43)$$

$$m_t \ddot{x}_t = \left( (c_t(\dot{x}_p - \dot{x}_t) + k_t(x_p - x_t)) - c_{lt}((\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) + k_{lt}(x_t - x_{lt})) \right) \quad (3.44)$$

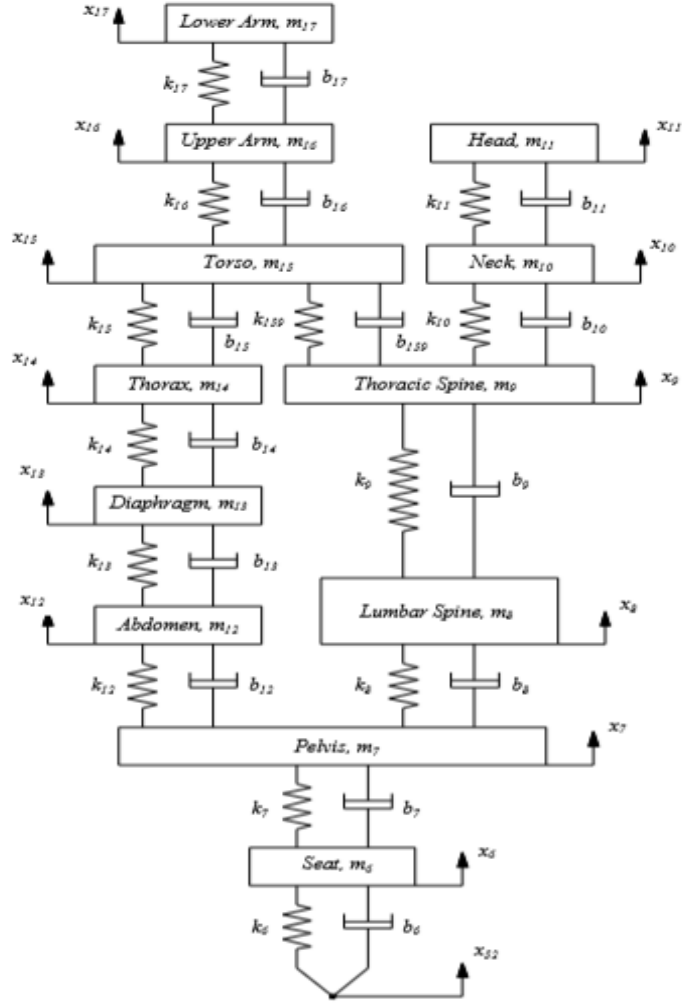
İnsan vücudunu dinamik bir sistem olarak modellemek için birçok yapı mevcuttur. Wan ve ark. (1995) bu konuyla ilgili bazı çalışmalar yürütmüştür. 4 serbestlik dereceli dinamik insan modeli Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Yukarıdaki 4 serbestlik dereceli insan modelinden farkı vücudun diz ile bel arası kısmı yerine iç organların denkleme eklenmesidir.





**Şekil 3.11.** İç organlar eklenmiş dört serbestlik dereceli sürücü modeli (Wan ve ark.1995)

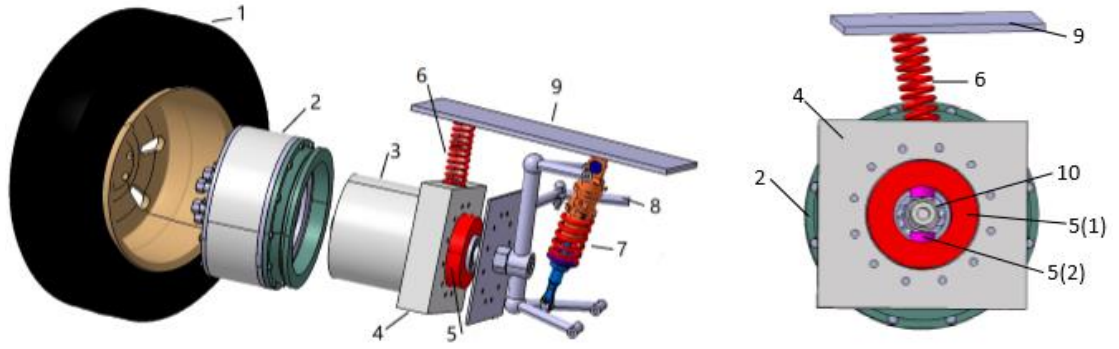
Liang ve ark. (2006) sistem parametreleriyle ilgili bazı modeller hakkında bir çalışma yürütmüştür. 11 serbestlik dereceli insan dinamik modeli Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. 11 serbestlik dereceli sürücü modeli (Liang ve ark.)

### 3.3.6 Tekerlek içi motora sahip elektrikli araçlar ve süspansiyon sistemleri

Tekerlek içi motor adından da anlaşılacağı üzere tekerin içine monte edilen, teker ile birleşik bir motor manasına gelir. Elektrikli taşıtlarda elektrik motorları içten yanmalı motorların yerini alması veya destekleyici bir sistem olarak kullanılmıştır. Taşıtlara uygulanan tekerlek içi motorun yapısı şekil 3.13'te gösterilmiştir.



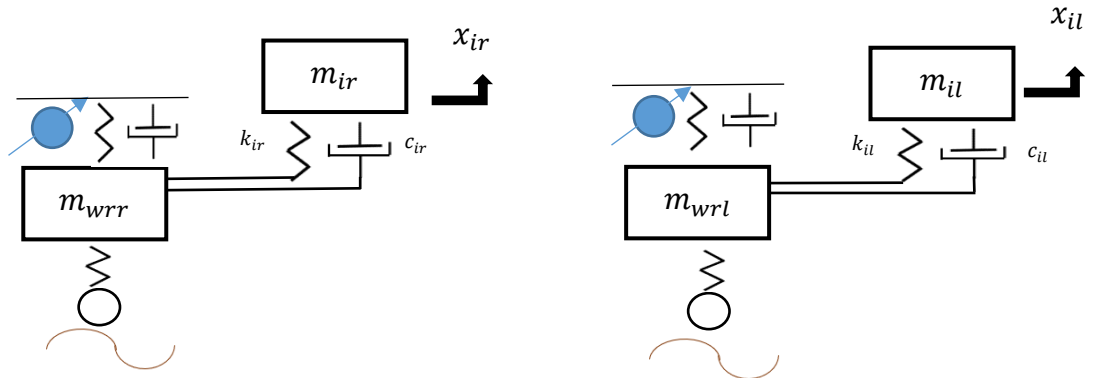
**Şekil 3.13.** Tekerlek içi motor modeli (Liu ve ark. 2017)

(1.Tekerlek, 2.Motor rotoru, 3.Motor statoru, 4.Stator uzatması, 5.Tekerlek içi sönümleyicisi, 5 (1).Anüler kauçuk burç, 5 (2).Kontrol edilebilir sönümleyici, 6.Tekerlek içi yay, 7.Araç süspansiyonu, 8.Direksiyon topuzu, 9.Araç gövdesi, 10.Tekerlek Mili)

### A)Tekerlek içi motorun tekerleğe dinamik olarak eklenmesi

Tekerlek içi motoru tekerleğe dinamik olarak eklemenin avantajları şunlardır;

- Lastik temas gücünü azaltır ve yüksek yol tutuş performansı sağlar.
- Yayın titreşimini azaltır ve sürüş kalitesini artırır.
- Motoru araç ağırlığından kurtarır ve motora giden titreşim girişini azaltır.



**Şekil 3.14.** Dinamik sönümleyici şeklinde modellenmiş tekerlek içi motor

Tam taşıt modeline tekerlek içi motor eklendiği zaman oluşan denklemlerin yukarıdaki denklemlerden farkı 2 serbestlik derecesi daha eklenerek 14 serbestlik derecesine sahip olmasıdır. Sağ arka teker ve sol arka tekere ek olarak teker içi motorda oluşan kuvvetler aynı yön olacak şekilde eklenir.

$$F_{ir} = k_{ir}(x_{ir} - x_{wrr}) + c_{ir}(\dot{x}_{ir} - \dot{x}_{wrr}) \quad (3.45)$$

$$F_{il} = k_{il}(x_{il} - x_{wrl}) + c_{il}(\dot{x}_{il} - \dot{x}_{wrl}) \quad (3.46)$$

$$m_{wrr}\ddot{x}_{wrr} = (F_{wrr} + F_{ir} - F_{srr}) \quad (3.47)$$

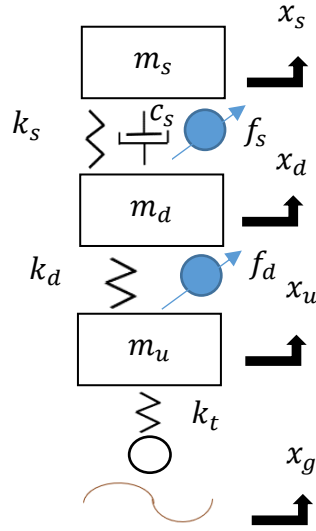
$$m_{wrl}\ddot{x}_{wrl} = (F_{wrl} + F_{il} - F_{srl}) \quad (3.48)$$

$$m_{ir}\ddot{x}_{ir} = (-F_{ir}) \quad (3.49)$$

$$m_{il}\ddot{x}_{il} = (-F_{il}) \quad (3.50)$$

### B) Tekerlek içi motorun teker ile şase arasında eklenmesi

Bu yöntem ile tekerlek içi motor ve şase birbirlerine bağlanırlar. Tekerlek içi motorun rotor ve stator arasındaki hava boşluğu oluşur, dengesiz hava boşluğu rotor tarafından üretilir. Araç modelinin geliştirilmesinde, farklı yol uyarımlarının motor rotoru, araç dinamik yanıtı ve tekerlek içi motor statorunun dikey hareketi üzerindeki etkisi dikkate alınmaktadır.



Şekil 3.15. Teker ile şase arasında bağlanmış tekerlek içi motor

$$m_s\ddot{x}_s = k_s(x_d - x_s) + c_s(\dot{x}_d - \dot{x}_s) + f_s \quad (3.51)$$

$$m_d\ddot{x}_d = -k_s(x_d - x_s) - c_s(\dot{x}_d - \dot{x}_s) - f_s + k_d(x_u - x_d) + f_d \quad (3.52)$$

$$m_u\ddot{x}_u = k_t(x_g - x_u) - k_d(x_u - x_d) - f_d \quad (3.53)$$

Bu çalışmada tekerlek içi motorun tekerleğe dinamik olarak eklenmesi yöntemi kullanılmıştır. Değişkenlerin değeri ise tabloda verilmiştir.

### **3.4 İnsanın Titreşime Maruz Kalması**

İnsan vücudunu farklı doğrultularda etkileyen farklı frekans durumlarına cevabı ile alakalı uluslararası standartlar mevcuttur. ISO 2631-1:1997 ve Türk Standartları Enstitüsüne denk olan TS ISO 2631-1 konuyu açıklayan standartlardır. ISO 2631-1:1997 genel bir içerik olarak periyodik, rastgele ve ani frekans değerlerinin insanların nasıl etkilediğini inceler. Standart içerisinde titreşim ölçümü sırasındaki ölçüm konumları ve doğrultuları, ölçüm cihazları, ölçüm zamanları gibi ölçüm metotları mevcuttur.

Yapılan araştırmalar ışığında insan vücudu duyarlılığının frekansa bağlı olduğu anlaşılmıştır. Bu sebeple yapılan hesaplamalar titreşim frekans aralığı göz önünde bulundurularak elde edilen ivme değerinin etkisini belirlemek için gerçekleştirilir. İnsan modeli için dikey eksenli koltuk yüzeyi frekanslarını 4-13 Hz aralığında, yatay eksenli düzlemde ise 0.5-2 Hz aralığında tutmak gereklidir. Yolculara konforlu bir yolculuk sunmak için frekans değerlerini bu aralıkta tutmak gereklidir.

### **3.5 Bulanık Mantık Yöntemi**

Bulanık mantık yöntemi mekatronik, yapay zeka, matematik, sosyoloji ve tıp alanının kesişim kümesi olarak söylenebilir. Ayrıca insan ve makinenin birbirlerine yaklaştığı en uç nokta olarak da kabul görmektedir. Bu gibi yaklaşımlar yardımıyla insana ait deneyimler ve insana özgü çeşitli bilgiler, yapay zeka benzeri teknolojiler ile kullanılması için makinelere aktarılır. Bilgisayar ortamına iletilerek işlenebilir bir duruma gelen - matematiksel biçimde ifade edilebilen- bilgiler makinelere bu yetenekleri kazandırır.

Bulanık mantık yöntemi bir şifreleme türünü ayrı bir şifreleme türüne dönüştürebilen bir formül olarak da düşünülebilmektedir. Yaklaşım yöntemi olarak bulanık mantık sistemi

makinelere insana ait özelliklere benzer bir biçimde çalışma kabiliyeti sağlarken çıkışında da klasik bir mantık bulundurur.

Doğal olarak bulunanların matematiksel bir şekilde makineye yansıtılmasını sağlayan bir mekanizma mevcuttur. Doğada olan karmaşık davranışlar nasıl doğrusal ve net bir biçimde değilse, bu yapıların mantık yardımıyla makinelere iletilmesi de “bulanık” olacağından fuzzy logic teoremi yani bulanık mantık teoremi oluşmuştur. Matematiksel olan modellerin doğal olan modele uymaya çalışması sırasında gerekli olan uyum bulanık mantığın temelini oluşturur. Sistemde belirsizlikler mevcuttur çünkü bu sisteme kesinlik sağlamak çok zordur.

### **3.5.1 Klasik mantık ve bulanık mantık**

Klasik mantığın çalışma şartları matematiksel olarak ele alındığında karşımıza “1” ve “0” değerlerini içeren bir tablo ortaya çıkar. “Doğru” olma hâli “1” ile belirtilirken, “yanlış” “0” olarak ele belirtilir. Öte yandan doğal, sözel ve insani olan şeylerin daima bu gruplara kesin olarak ait olması imkânsız olarak görünmektedir. İşte bu sebeple klasik gruplar - yani başka bir söyleyişle kesin gruplar- düşüncesinin yaklaşımları yetersiz olur. Bu durumda alternatifi olan bulanık mantık devreye girer. İki temel değer olan “1” ile “0” aralığında olan diğer olasılıklara da değer verilir. Bulanık mantık için 1 ve 0 mutlak birer değer değil sınır konumları gibi görülür.

Bulanık mantık için bir örnek verecek olursak; ağaçta bulunan elmaların yeşil renkli olanları “0” kırmızı renkli olanları “1” olarak ifade ediliyor. Peki bütünüyle kızarmamış ama bütünüyle yeşil renkli de olmayan elmalar hangi sınıfta yer alır? Doğanın mutlak olmamasından dolayı bu sistemlerinde buna göre hareket etmesi gereklidir. A grubunun elemanları yeşil renkli ve olgunlaşmamış elmalar, B grubunun elemanları da kırmızı renkli ve olgunlaşmış elmalar diye oluşturulmuş klasik mantık metodu, bulanık mantık metodu ile çelişmektedir.

Yeşil renkli elmanın başlangıç değeri %0, azıcık kızarmış bir yeşil renkli elma %30, daha kızarmışsa %50, biraz daha yeşilse %70 kızarmış elmalar grubundadır. Klasik mantık kümesinin doğruluk değerlerini arttıran bir yöntemdir.

Düşünme yetisi olan bir makine ya da sistemin yapabileceklerine dair yapılan ilk çalışmalar bulanık mantık yönteminin ortaya çıkmasına yol açmıştır. Bu yöntem sayesinde ihtimaller insan düşüncesinin benzeri biçiminde gruplandırılmış ve makinenin “düşünce” yapısı zenginleştirilmiştir.

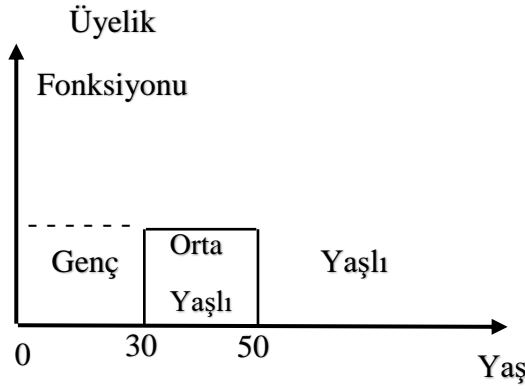
Bu mantık yönteminin çalışmasında geleneksel yöntemlerden değişik üç kısım kullanılır:

- 1-Bulanık gruplarının oluşturulması
- 2-Grupları kullanarak kurallar yazılması
- 3-Karar verme aşaması

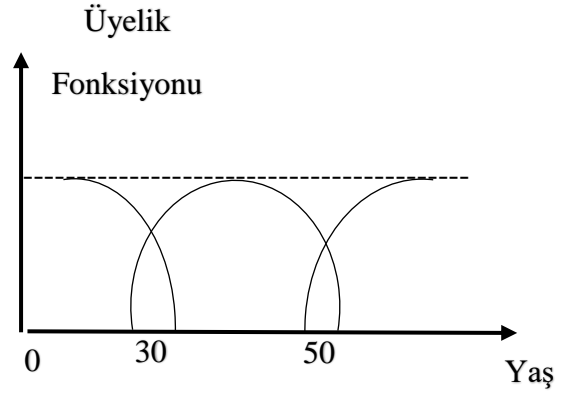
Ele alınan varlıkların yalnız tek bir gruba ait olmak gibi bir zorunluluğunun olmaması, birden fazla gruba da ait olabilme karakteristiği bulanık mantık yönteminin uygulamalardaki eşi olmayan işleyişinin kilit noktasıdır. Bulanık mantık sistemi bir gruba veya birden fazla gruba ait olunabilirlik olarak tanımlanabilir.

Bulanık Mantık sistemleri kurallardan oluşan ve bu kurallara bağlı sonuçlar çıkaran sistemlerdir. Hem matematiksel kısımlar -yani neden ve sonuç ilişkisi- söz konusudur hem de karar verme durumu bu sistemlere ait olur. Bunlara en uygun örnek yüz tanıma sistemidir.

Klasik ve bulanık küme teorisi örnek olarak seçilen bir yaş grubu problemine uygulanabilir. Şekil 3.16'da klasik küme, 3.17'de ise bulanık küme üyelik fonksiyonları görülebilmektedir.



Şekil 3.16. Klasik küme



Şekil 3.17. Bulanık küme

Şekil 3.16'da görüldüğü gibi 0-30 yaş genç, 30-50 yaş orta yaşlı ve 50 yaşın üstü ise yaşlı sınıfında bulunmaktadır. Bu kurallara göre 49 yaşındaki kişi orta yaşlıyken 51 yaşındaki kişi ise yaşlı sayılmaktadır. Bu durum Şekil 3.17'de görünen bulanık küme teorisine göre incelenecek olursa 50 yaşındaki bir kişi belli oranda orta yaşlı, belli oranda ise yaşlı sayılır. Yani bulanık mantıkta esnek bir yaklaşım ve kısmi üyelik vardır.

Klasik kümelerde olduğu gibi bulanık kümelerde de kesişim, birleşim gibi bazı işlemler yapılabilir.

A ve B kümeleri U evrensel kümesi içerisinde tanımlanan iki bulanık küme olarak kabul edilsin;

- A ve B bulanık kümelerinin eşit olabilmesi için:

$$\forall u \in U: \mu_A(u) = \mu_B(u)$$

- A kümesinin B kümesinin alt kümesi olabilmesi için:

$$\forall u \in U: \mu_A(u) \leq \mu_B(u)$$

- A ve B bulanık kümelerinin kesişim ve birleşimine ait üyelik fonksiyonları:



- $\forall u \in U$  için  $A \cap B$ 'nin  $\mu_{A \cap B}(u)$  üyelik fonksiyonu;

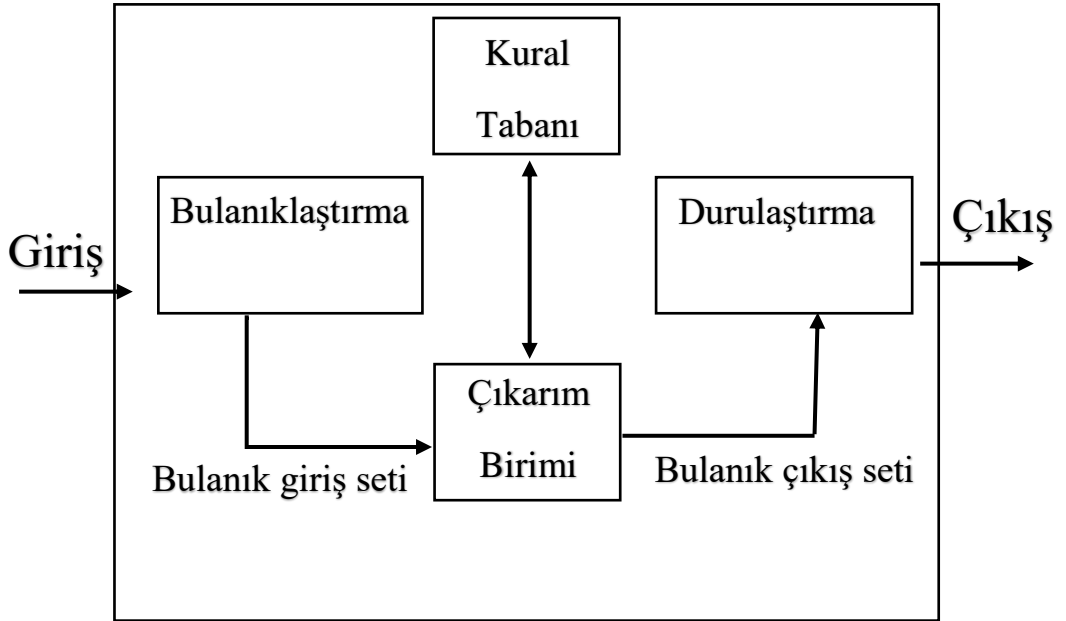
$$\mu_{A \cap B}(u) = \min\{\mu_A, \mu_B\}$$

- $\forall u \in U$  için  $A \cup B$ 'nin  $\mu_{A \cup B}(u)$  üyelik fonksiyonu;

$$\mu_{A \cup B}(u) = \max\{\mu_A(u), \mu_B(u)\}$$

olarak yazılırlar.

Bulanık Mantık sistemin temel elemanları; bulanıklaştırma birimi, çıkarım birimi, kural tabanı ve durulaştırma birimi Şekil 3.18'de gösterilmektedir.



Şekil 3.18. Bulanık mantık sistemi

Bulanıklaştırma işlemi yapmak için sistem üzerinden alınan giriş verilerinin dilleri temsil eden niteleyiciler olarak bilinen sembolik parametrelere döndürme işlemidir. Üyelik işlevlerinden yararlanılarak giriş verilerinin sahip olduğu bulanık küme veya kümeler ve üyelik mertebesi saptanıp girilen küçük değerler değişken olarak atanmaktadır.

Model ya da kontrolörlerin giriş ve çıkış değişken değerleri bilerlenerek, değişken değerler için ifade grupları seçilip daha sonra kural tabanında mevcut olan kurallar kullanılır. Giriş ve çıkış arasında olan bağıntılar bu şekilde sağlanır. Sistem için girişleri A ve B, çıkışı ise C olarak varsayılırsa;

IF A = x ve B = y ise THEN C = z

şeklindeki A ve B giriş değerleri için C çıkışının bulanık sonucu hesaplanır.

Bulanıklaştırma işlemi yapılmış girişleri ve kural tabanında mevcut kuralları kullanan çıkarımsama birimi, gelen bilgileri işler ve ideal bir çıkış üretir. Buradan elde edilen çıkış değeri gerçek dünyada kullanılacağı için bulanık olan değerlerden gerçek olan değerlere dönüştürülmesi gereklidir. Bu işleme ise bulanıklaştırma denmektedir.

### 3.5.2 Bulanık mantık yönteminin avantajları

Bulanık mantık yönteminin faydaları aşağıdaki gibidir:

- Bulanık mantığı kavramsal olarak anlamak kolaydır.  
Bulanık akıl yürütmenin arkasındaki matematiksel kavramlar çok basittir. Bulanık mantık, geniş kapsamlı karmaşıklık olmadan daha sezgisel bir yaklaşımdır.
- Bulanık mantık esnektir.  
Herhangi bir sistemde, sıfırdan tekrar başlamadan daha fazla işlevsellik katmak kolaydır.
- Bulanık mantık, kesin olmayan verilere toleranslıdır.  
Yeterince yakından bakarsanız her şey kesin değildir, ancak daha da fazlası, dikkatli denetimde bile çoğu şey kesin değildir. Bulanık akıl yürütme, bu anlayışa sahip bir sistemdir.
- Bulanık mantık, rastgele karmaşıklığın doğrusal olmayan fonksiyonlarını modelleyebilir.  
Herhangi bir giriş-çıkış veri kümesine uyacak bulanık bir sistem oluşturabilirsiniz. Bu işlem, Bulanık Mantık Araç Kutusu yazılımında bulunan Uyarlanabilir Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemleri gibi tekniklerle kolaylaştırılmıştır.

- Bulanık mantık, uzmanların deneyiminin üzerine inşa edilebilir.
- Bulanık mantık, geleneksel kontrol teknikleri ile harmanlanabilir.  
Bulanık sistemler, geleneksel kontrol yöntemlerinin yerini almak zorunda değildir. Birçok durumda bulanık sistemler onları güçlendirir ve uygulamalarını basitleştirir.
- Bulanık mantık doğal dile dayanır.  
Bulanık mantığın temeli, insan iletişiminin temelidir. Bu gözlem, bulanık mantıkla ilgili diğer ifadelerin çoğunu desteklemektedir. Bulanık mantık, günlük dilde kullanılan nitel açıklama yapıları üzerine kurulduğundan, bulanık mantığın kullanımı kolaydır.

### 3.6 PID Yöntemi

PID kontrolörünün yapısı oransal, integral ve türev kısımlarının toplamından oluşur. Bu parçalardan her biri sistemi farklı bir şekilde etkiler. Bir kontrol uygulamasında bu parçalardan biri, ikisi veya üçü birden kullanılabilir. Kontrolör tasarlanırken hangi elemandan hangi oranda kullanılacağına karar verilir. PID kontrolör en yaygın kontrol algoritmasıdır.

#### 3.6.1 Temel algoritma

PID kontrolörü aşağıdaki temel yapıya sahiptir:

$$u(t) = K \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3.54)$$

Burada değişkenler;

$u$  : kontrol değişkenini

$e$ : etkin hatayı ( $e(t) = r(t) - y(t)$ )

temsil etmektedir.

Bu denklemlerden de gözlemlenebileceği gibi kontrol değişkeni, hata ile orantı içinde olan Oransal bölümü, hatanın integrali ile orantı içinde olan İntegral bölümü ve hatanın türevi ile orantı içinde olan Türevsel kısımlarından oluşur. Kontrolör parametreleri ise:

$K$  : Oransal kazancı

$T_d$  : Türev zaman sabitini

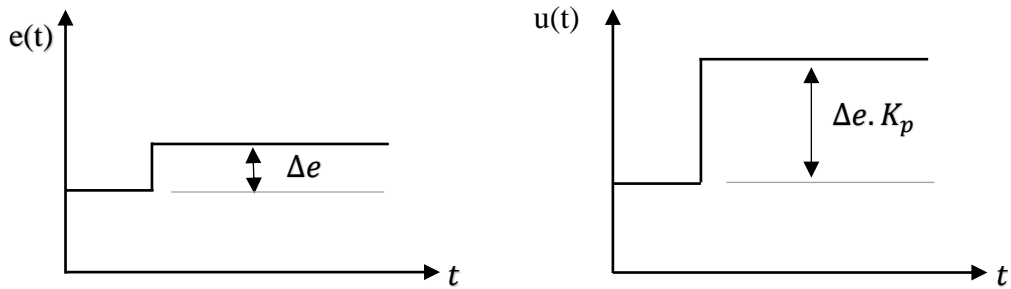
$T_i$  : İntegral zaman sabitini

olarak tanımlanır.

### 3.6.2 Oransal kontrolör

$K$  sabit kazançlı bir kontrol çıkışındaki işaret, girişinde olan işarete sabit bir oran aracılığıyla bağlı olduğundan oransal kontrol olarak adlandırılır. Oransal kontrolü tanımlamak için denklem şekildeki gibi sade bir halde yazılabilir. Şekil 3.19’da  $\Delta e$  sabit hatada kontrol değişkeninin farklılaşması görülmektedir.

$$u(t) = K e(t) \quad (3.55)$$

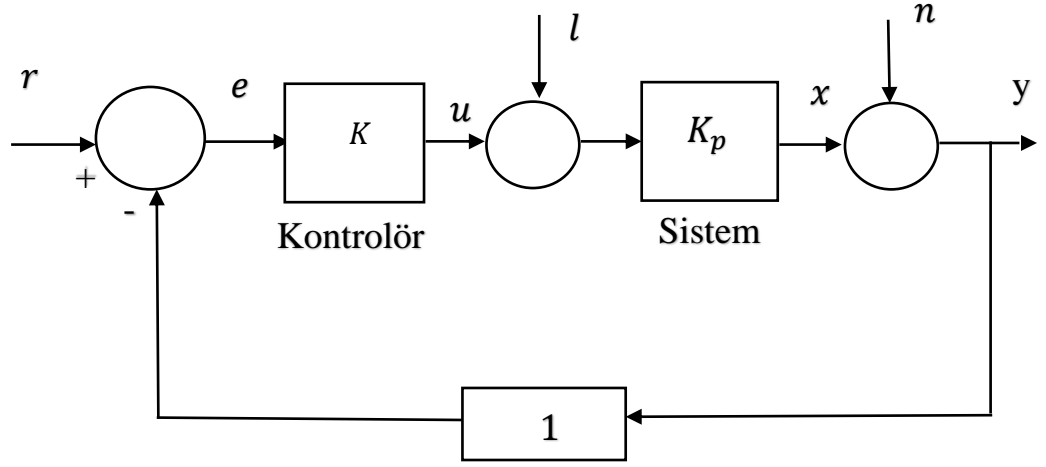


Şekil 3.19. Oransal kontrolör için birim basamak cevabı

Kontrol sinyali kontrol hatası ile orantılıdır. Geri beslemenin en sade şeklidir. Oransal kontrolün birçok karakteristik özelliği aşağıda gösterilen şekil üzerinden anlaşılabilir. Şekil 3.20’deki proses oransal kontrolörü;

$$x = K_p u \quad (3.56)$$

şeklinde statik olarak modellenmiş bir sistemden meydana gelmektedir.



Şekil 3.20. Sade geri beslemeli statik bir sistem blok diyagramı

Şekil 3.20'den aşağıdaki eşitliklere ulaşılır.

$$y = x + n \quad (3.57)$$

$$x = K_p (u + l) \quad (3.58)$$

$$u = K(r - y) \quad (3.59)$$

Arada olan değişkenlerin elenmesiyle birlikte  $x$  sisteminin değişkeni ile  $r$  referansdeğeri,  $l$  bozucu sinyali ve  $n$  ölçümünün gürültüsü arasında aşağıdaki gibi bir eşitlik yazılabilir:

$$x = \frac{K K_p}{1 + K K_p} (r - n) + \frac{K_p}{1 + K K_p} l \quad (3.60)$$

Burada bulunan çevrim kazancı, boyutu olmayan bir sayıdır. Şekil 3.20'deki yapının birçok önemli özelliği bu denklemden elde edilebilir,  $x$  sistem değişkeninin  $r$  referans değerine yaklaşabilmesi çevrim kazancının büyük olmasına bağlıdır. Ayrıca büyük çevrim kazancı değeri sistemi bozucu sinyaline karşı etkilenmeyen bir hal almasına sebep olmaktadır. Denklemden  $n$  ölçüm titreşiminin sistem çıkışında  $r$  referans değeri ile eşit

oranda etkilendiği görülmektedir. Dolayısıyla büyük çevrim kazancı, sistemlerin ölçülen gürültüsüne karşı duyarlılık oranını yüksektir.

Kapalı çevrim sisteminin statik sistem olarak kabul görmesine dayanarak bu bulgular ortaya konulurken birtakım özellikler göz önüne alınmamıştır. Bunların arasında en önemli olanı sistem dinamikleri göz önüne alındığı zaman kapalı çevrim sistemin büyük çevrim kazancı durumunda kararsız olduğudur.

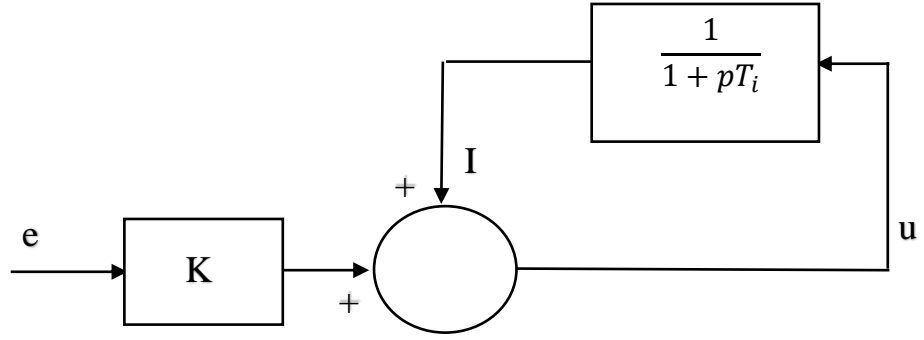
### 3.6.3 İntegral kontrolör

İntegral bloklarının asıl işlevi, sürecin çıkışında kararlı hâlin hatasını yok etmesidir. Oransal kontrolde kontrol sinyalinin 0 olmaması için hata gerekliydi. İntegral elemanı oldukça küçük pozitif olan hatalarda artan, negatif hatalarda ise azalan bir kontrol sinyaline neden olur. Aşağıda görülen örnek kalıcı hâlin hatasının her daim 0 olacağını göstermektedir. Sistem için sürekli hâl kontrol sinyali  $u_0$ , sürekli hata  $e_0$  olsun. Böyle bir durumda kontrol sinyali aşağıdaki gibi yazılır:

$$u_0 = (e_0 + \frac{e_0}{T_i} t) \quad (3.61)$$

Bu sistemde  $e_0 \neq 0$  olduğu müddetçe  $u_0$ 'ın durağan kalmayacağı görülür. Bu sebepten dolayı integral elemanlı kontrolörlerde sürekli bir hata oluşmaz. Kontrolör integrali elemanları, rastgele bir referans girişi için, kontrolü yapılan sistemin kazancının bilinmesine gereksinim duyulmaksızın doğru olarak  $u_0$  değeri belirlenir.

İntegral bölümü bir oransal kontrolörün sıfırlama yapmasını otomatik bir şekilde gerçekleştiren bir kısımdır. Şekil 3.21'de bu düşünce tarzına uygun olacak şekilde sıfırlamanın otomatik olarak gerçekleşme işlemi görülür. Bu işlem, sistemin çıkışından alınıp, filtre uygulanarak kontrolörün toplama alanına geri beslenen bir sinyalle sağlanır. Bu, aslında integral işleminden önce bulunan ve “otomatik olarak sıfırlama” diye isimlendirilen yapıya zıt düşer. Bu durumda  $p = \frac{dy}{dx}$  türev operatörüne zıt düştüğü düşünülürse:



Şekil 3.21. İntegral işlevinin otomatik sıfırlama olarak yorumlanması

Yukarıdaki şekilden aşağıdaki denklemler yazılabilir;

$$u = K_i + I \quad (3.62)$$

$$I = \frac{1}{1+p T_i} u \quad (3.63)$$

Bu eşitlikler birlikte yazılırsa;

$$T_i \frac{dI}{dt} + I = K e + I \quad (3.64)$$

$$T_i \frac{dI}{dt} = K e \quad (3.65)$$

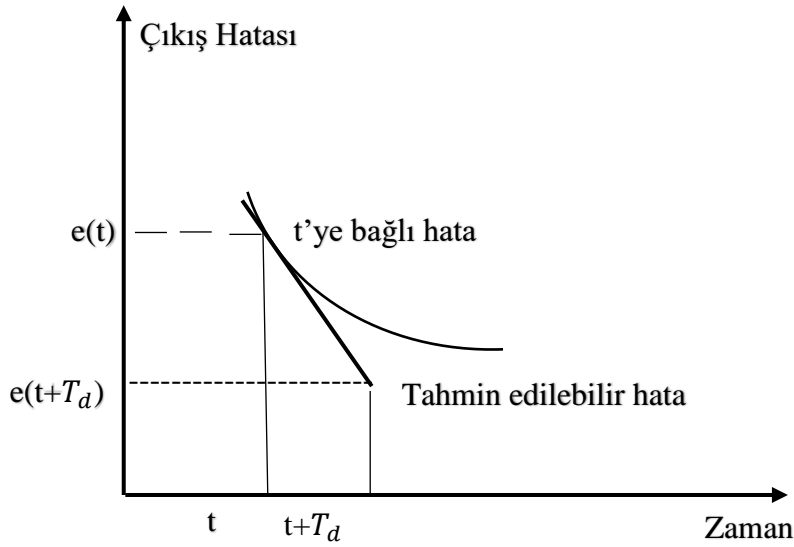
$$dI = \frac{K}{T_i} e dt \quad (3.66)$$

$$I = \frac{K}{T_i} \int e(t) dt \quad (3.67)$$

olarak bulunur. Bu çıktı I(otomatik sıfırlama) işlemi ile integral işleminin eşit olduğunu bildirir.

### 3.6.4 Türev kontrolör

Türev elemanının devredeki görevi kapalı çevrim kararlılıklarını yükseltmektir. Kontrol sinyalindeki değişimin sistemin çıkışına etkisi olması, sistem dinamikleri sebebiyle zaman almaktadır. Oransal eleman ile türev elemanından oluşturulan kontrolör ön görülen hata ile bağlantılıdır. Buradaki tahmin Şekil 3.22'den de görüleceği gibi hata eğrisi üzerinde o noktanın eğiminden yararlanılarak tahmin edilir.



Şekil 3.22. Türev kontrolün tahminsel kontrol şeklinde yorumlanması

Türev tanımını

$$e(t+T_d) - e(t) = \left. \frac{de}{dt} \right|_t (t+T_d - t) \quad \text{şeklinde yazılabilir. Bu halde}$$

$$e(t+T_d) = e(t) + T_d \left. \frac{de}{dt} \right|_t \quad \text{ilişkisi de yazılabilir.}$$

$T_d$  = PID türevsel katsayısı

olarak isimlendirilir.



### Türev Teriminin Farklaştırılması

$e = r - y$  yapısı için türevsel parçanın denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$D = KT_d \frac{de}{dt} = KT_d \left( \frac{dr}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) \quad (3.68)$$

$r$  referans değerleri ani değişimler dışında sabittir ve kontrolör türev parçasına etki etmez ( $\frac{dr}{dt} \equiv 0$ ). Bundan dolayı genel uygulamalarda türev süreci yalnızca sistemin çıkışına uygulanmalıdır. Bu işlemlerden sonra ise türev durum ifadesi aşağıdaki hale dönüşür:

$$D = -KT_d \frac{dy}{dt} \quad (3.69)$$

### Türev kazancına sınır değer verilmesi

Eğer bir sistemde çok yüksek frekanslı ölçüm titreşimi varsa, türev olan bölüm sorunlara neden olur. Ölçüm gürültüsü:

$$n = a \sin \omega t \quad (3.70)$$

olarak alınsın. Gürültü kontrol sinyalini

$$u_n = KT_d \frac{dn}{dt} = aKT_d \omega \cos \omega t \quad (3.71)$$

biçiminde etkiler.

Yukarıdaki ifadeden de görüldüğü üzere  $u_n$  kontrol sinyaliyle  $\omega$  frekansı doğru orantılı bir yapıdadır. Bu nedenle türev ifadesinin çok yüksek frekans kazancı azaltılmak istenmektedir. Bu etki ise türev elemanını aşağıdaki gibi değiştirilerek giderilebilir:

$$\frac{T_d}{N} \frac{dD}{dt} + D = KT_d \frac{dy}{dt} \quad (3.72)$$

Değiştirilmiş türev işlemi aşağıdaki operatörle gösterilebilir.

$$D = \frac{pKT_d}{1+pT_d/N} y \quad (3.73)$$

Bu değiştirme işlemi  $T_d/N$  ifadesi birinci dereceden sistem aracılığıyla filtrelenmiş en uygun türev terimi olarak açıklanabilir. Bu yaklaşım yöntemi düşük frekanslı sinyal bileşeninde türevsel bir özellik gösterir. Kazanç  $1/N$  ile kısıtlanmıştır. Başka bir şekilde söylenirse çok yüksek frekanslı ölçüm için gürültü en fazla  $1/N$  katsayısı ile güçlendirilir.

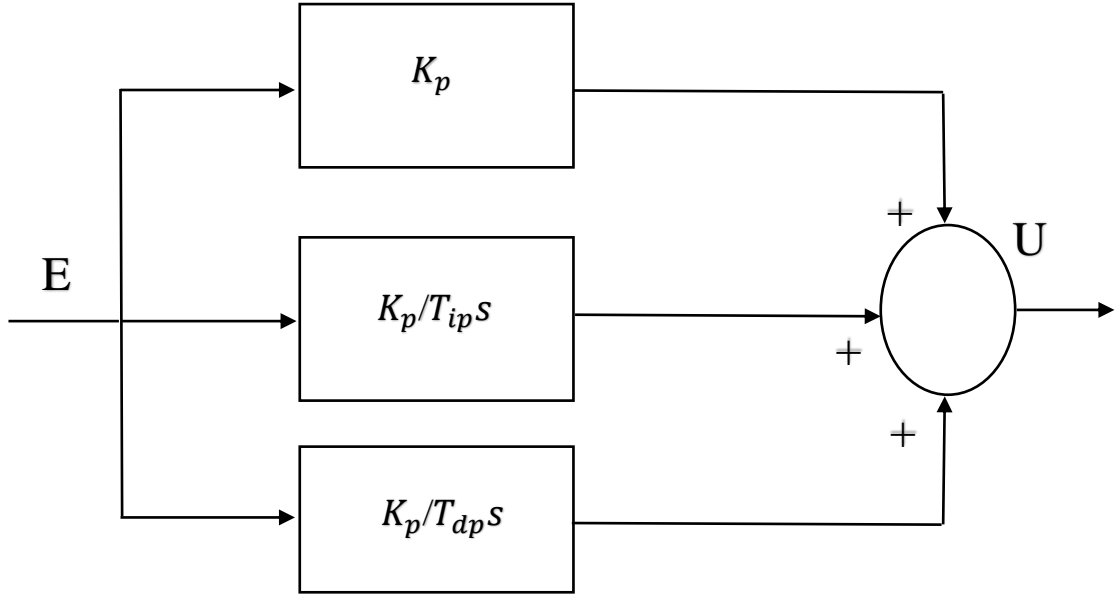
### 3.6.5 PID kontrol yapıları

PID kontrolörleri için iki temel yapı vardır.

#### **PID paralel yapısı**

$$u(t) = K_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_{ip}} \int e(t) dt + T_{dp} \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3.74)$$

Bu tip kontrol yapıları ideal yapılar olarak da adlandırılır. Bu denklemden sade olmasından ötürü türev filtrelemesi tarzında küçük yapısal farklılıklar gösterilmemiş, temel yapısı ortaya koyulmuştur. Paralel yapı Şekil 3.23'te gösterildiği gibidir.



**Şekil 3.23.** Paralel yapıda olan PID kontrolör

Genel yapı olarak kontrolörün P, I ve D bileşenleri tek başına ve paralel biçimde bağlıdır. Uygulama içinde son yıllara gelene kadar çok karşılaşılan bir PID yapısı değildi. Bunun sebebi maliyetleri önemli derecede pahalı olan analog yükseltici ile bu yapının oldukça zor gerçekleştirilebilmesidir. Mikrobilgisayar tabanına dayalı teknolojilerin ilerlemesi ile birlikte paralel PID kontrolörler büyük oranda yaygınlaşmıştır.

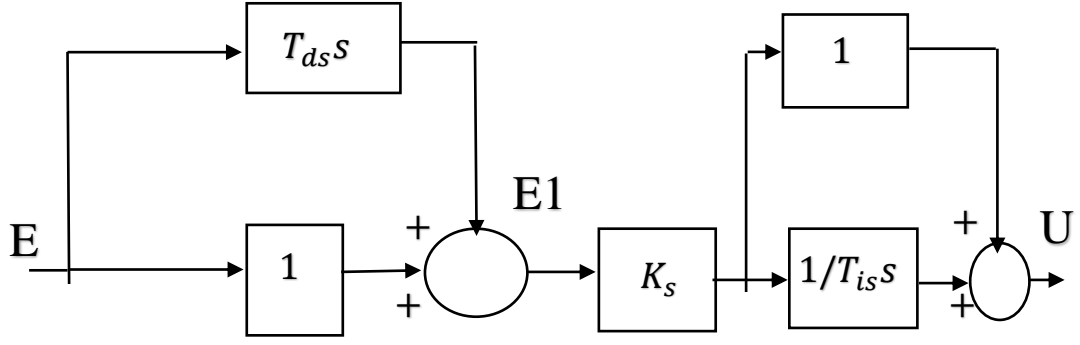
### **PID seri yapısı**

Seri yapılar ise aşağıda bulunan denklemlerle açıklanabilir.

$$e_1 = e + T_{ds} \frac{de}{dt} \quad (3.75)$$

$$u = K_s \left[ e_1 + \frac{1}{T_{is}} \int e_1 dt + \frac{de_1}{dt} \right] \quad (3.76)$$

Şekil 3.24'te seri yapıda olan PID kontrolör gösterilmektedir.



**Şekil 3.24.** Seri yapıda olan PID kontrolör

Bu yöntemde seri yapıda olan I ve D elemanları paralel yapıdakiler gibi bağımsız değildir. Seri bağlı PI ve PD kontrolörlerden oluşabilir. Seri ve paralel yapıda olan PID kontrolörler sırası ile etkileşimli hâlde ve etkileşimsiz hâlde olarak da adlandırılır. Etkileşimli bir yapıda üç terimli bir kontrolör yalnızca tek bir yükseltici kullanılarak gerçekleştirilebilir. İşte bu sebeple maliyeti düşürmek amacıyla pnömatik kontrolörler için etkileşim içinde olan form kullanılmaktaydı. Bazı üretim yapan kişiler bugünlerde de eski ayar verme yöntemlerine uygun olabilmesi açısından etkileşimli biçimde algoritmalar üretmektedirler.

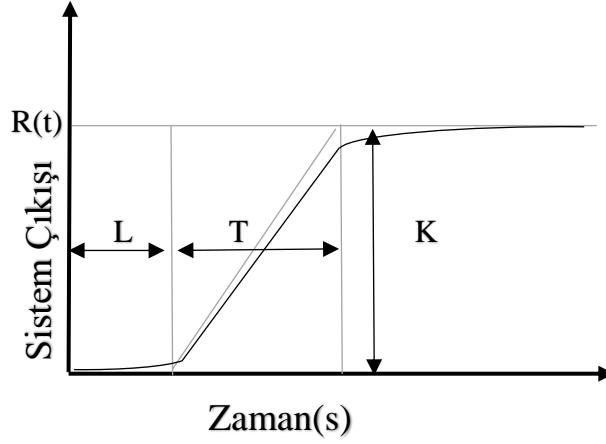
### 3.6.6 Ziegler ve Nichols yöntemi

Ziegler–Nichols yöntemi PID değişkenlerinin hesaplanması için en yaygın şekilde kullanılan metot olarak kullanılır. Avantajlarından biri de sistem modeli gerektirmemesidir. Bu metodun açık çevrim ve kapalı çevrim olarak iki yapısı vardır.

#### Açık çevrim Ziegler–Nichols

Bu metot birçok sistem için kullanışlı bir yapıdır. Açık çevrim Ziegler–Nichols metodunda yapının ölü zamanı ile maksimum eğimi hesaplanır. Bulunan bu parametrelere gerekli olan formüller uygulanarak PID kontrolör için katsayıların hesabı yapılır. Şekil 3.25'te ölü zamanı olan birinci mertebeden sistemin çıkış grafiği görülebilmektedir. Sisteme ait olan genel formüller denklemde gösterilmiştir.

$$G(s) = e + T_{ds} \frac{K e^{-Ls}}{\tau s + 1} \quad (3.77)$$



Şekil 3.25. Birinci Dereceden Bir Sistemin Çıkış Grafiği

Şekil 3.25'te eğrideki K ve T değerlerinden yararlanılarak denklemdaki R olarak ifade edilen değer elde edilir.

$$R = \frac{K}{T} \quad (3.78)$$

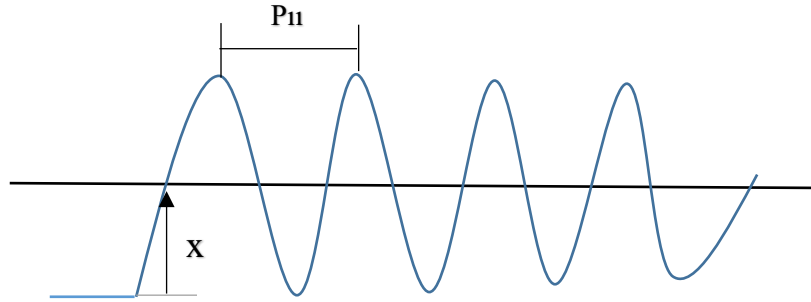
Şekil 3.25'teki değerler, Çizelge 3.1'de olan denklemler üzerinden PID değerleri hesaplanabilir.

Çizelge 3.1. Açık çevrim Ziegler–Nichols metodu için değerlerin hesaplanması

Kontrolörler	$K_p$	$K_i$	$K_d$
P	P/RL	-	-
PI	0.9P/RL	1/1.33L	-
PID	1.2P/RL	0.5L	2L

### **Kapalı çevrim Ziegler–Nichols metodu**

Bir kapalı çevrim Ziegler–Nichols metodu kullanılarak sistemin salınım hareketi yapması sağlanır. Şekil 3.26’da sistem çıkış noktasının x noktasına geldiği yerdeki kazanç değeri salınım kazancı olarak belirlenir ve osilasyon periyodu ( $P_u$ ) ile birlikte kullanılarak gerekli olan PID katsayıları Çizelge 3.2’te gösterilen formüller yardımıyla hesaplanabilir.



**Şekil 3.26.** Kapalı Çevrim Cevabı Ziegler – Nichols Metodu İçin Çıkış Sinyali

**Çizelge 3.2.** Kapalı çevrim Ziegler – Nichols metodu için değerlerin hesaplanması

Kontrolörler	$K_p$	$K_i$	$K_d$
P	$K_u/2$	-	-
PI	$K_u/2.2$	$P_u/1.2$	-
PID	$K_u/1.7$	$P_u/2$	$P_u/8$

### **Ziegler-Nichols frekans cevabı yöntemi**

En uygun PID katsayıları hesaplanabilmesi adına sistemin matematik modelinin anlaşılması ve bilinmesi gereklidir. Fakat birçok uygulamada olduğu gibi eğer model bilinmiyorsa katsayıları ayarlamak bazı deneysel metotlar ile en uygun değerlere yaklaştırılabilir. Bu yapı, kapalı döngü frekans cevabının Nyquist eğrisinin birtakım özellikleri aracılığıyla sistemin dinamiklerinde tanımlanmış tasarımı yapılan yöntemlerine dayanır. Nyquist eğrisinin negatif gerçekte ilk kestiği yerde olan kritik nokta verisi kullanılır. Sistemde Nyquist eğrisinin kritik noktasından bulunan iki değer uygulanarak, PID kontrolör için sistem tarafından önerilen değerler belirlenir. Ziegler-Nichols frekans

cevabı yöntemine bakarsak, kapalı çevrime sahip sistemlere yalnızca oransal denetleyici ile kontrolü yapılırken birim basamak türünde giriş uygulaması yapılır. P oransal kazanç değeri  $K_p$ , sistem cevabı eşik kararlılık noktasına gelene kadar artırılır ve sistemin yanıtı sinüzoidal yanıtı yaklaşıır. Bu gibi durumlarda kritik kazanç değeri  $k_u$  ve sinüs dalgası kritik periyodu  $t_u$  olarak belirlenir. Kullanılacak olan kontrolör türüne göre  $k_u$  ve  $t_u=2\pi/\omega_t$  değerleri aşağıda verilen formüllere göre ayarlanır.

**Çizelge 3.3.** Ziegler-Nichols frekans cevabı yöntemi PID katsayıları

Kontrolörler	$K_p$	$T_i$	$T_d$
P	$0.5K_u$	-	-
PI	$0.45K_u$	$0.8T_u$	-
PID	$0.6K_u$	$0.5T_u$	$0.125T_d$

Avantajları:

- A) Kolayca öğrenilebilir, yalnızca P kontrolörünün değiştirilmesi gereklidir.
- B) Sistemin hareketleri hakkında daha kesin bir sonuç veren bütün aşamaların dinamik yapısını içerir.

Dezavantajları:

- A) Öğrenilmesi zaman alabilir.
- B) P kontrolörünü denerken, sistemi kontrolünün dışında bir hâle götürebilecek, kararlı olmayan alanın içine sokmama garantisi yoktur.

### **Ziegler-Nichols basamak cevabı yöntemi**

Ziegler ile Nichols, kendi yöntemleri olan kapalı döngü yöntemlerine ek olarak, PID kontrolör değişkenlerini bulabilmek amacıyla uygulanan işlemin açık döngü basamak cevabından gelen verileri kullanan farklı bir yöntem önerisinde bulunmuşlardır. Eğer ki sistemin integratör yöntemi karmaşık kutuplar içermiyorsa, eğri genel olarak bir basamak sinyali biçiminde sisteme eklenir ve deneysel yöntem kullanılarak sonuca ulaşılabilir.

Verilen üç sistem değişkeni ( PID kontrolör değerleri), Çizelge 3.4'te verilen Ziegler ve Nichols yönteminin önerdiği ayar denklemleri ile belirlenir. Kontrolörün  $K_p$ ,  $T_i$  ve  $T_d$  değerleri kapalı çevrim yönteminde veya frekans yanıtı yönteminde uygulanan parametrelere benzerdir.

**Çizelge 3.4.** Basamak cevabı yöntemine bağlı Ziegler-Nichols tasarım şartları

Kontrolörler	$K_p$	$T_i$	$T_d$
P	$\frac{1}{K} \left(\frac{L}{T}\right)^{-1}$	-	-
PI	$\frac{0.9}{K} \left(\frac{L}{T}\right)^{-1}$	3.33L	-
PID	$\frac{1.2}{K} \left(\frac{L}{T}\right)^{-1}$	2.0L	0.5L

Avantajları:

A) Diğer yöntemlere göre hızı ve kullanımı çok daha basittir.

Dezavantajları:

A) Yalnızca birinci dereceden sistemler için kullanılabilir.

B) Sistem değişkenlerine bağlıdır.

Ziegler – Nichols ayarlama denklemleri, ayar sınırında basamak değişiklikleri yapıldığında osilasyonlu kapalı çevrim cevap eğrisi sonucuna ulaşılır. Çünkü bu denklemler aslında ikinci mertebeden sistem denkliğide  $\zeta= 0.22$  değerine göre yüzde yirmi beş oranını sağlamak amacıyla dizayn edilmiştir. Bununla beraber osilasyon olmadan ayarlama noktasından yüksek bir sapmayı engellediği için, bu eğri titreşimli giriş için çok avantajlıdır. Aynı zamanda bu parametreler, PID kontrolör değerlerine uygun bir başlangıç tahmin imkânı sağlar ve daha sonra yapılan ayarlara başlangıç noktası olarak uygulanabilir.



### 3.6.7 PID katsayılarının kendinden uyarlamalı ayarı

Katsayıların kendinden uyarlamalı ayarı, kontrolcünün kendi başına sistemin dinamiklerini algılamasını ve buradan çıkan değerlere göre kendine uygun olabilecek katsayılarını kendisinin bulması anlamına gelmektedir.

Bu yapının pratikte şöyle avantajları mevcuttur:

- Sistem kendine uygun en iyi kontrol değişkeni belirlemesini yapılabilir.
- Sistemde oluşabilecek her türlü değişiklikte sistem tarafından algılanarak kendini o anki duruma göre ayarlayabilir.
- Kontrolör için gerekli değerleri öncesinden hesaplamaya gerek duyulmaz.
- Kontrolör yalnızca bir sisteme ait olmaz, birden çok sistem için kullanılabilir.

### 3.7 Matlab Simulink

Matlab/Simulink statik olmayan sistemleri modellemesi, simüle etmesi ve analiz etmesi için kullanılan bir tür yazılım programıdır. Matlab/Simulink programında yapılan işlem bir bilgisayar modeli oluşturmaktır. Bilgisayar modeli kişi, bina, araç, ağaç, masa, kalem gibi her türlü nesnenin matematiksel olarak gösterilmesidir. Model, rüzgar hareketleri, trafik akışı gibi işlemlerin de gösterimi olabilmektedir. En geniş hâli ile simülasyon (benzetim), gerçek ya da teorik olan fiziksel bir sistemi bilgisayar ortamında tasarlanma ve analiz yapma işlemidir. Simulink,

- İş akış kontrollerinde
- Soğutma, ısıtma, süspansiyon ve fren sistemlerinde
- Sayısal İşaret İşleme ile haberleşme alanında
- Diferansiyel denklemlerin çözülmesinde
- Durum-uzay modellemesinde
- Transfer fonksiyonlarında
- Neuro-Fuzzy yapı modellemelerinde
- Elektrik devreleri çözümlerinde
- Kontrol sistemlerinde
- Dış ortamlarla veri alışverişinde

- Uzaktan Web tabanlı kontrollerde
- Robotik çalışmalarında

olmak üzere birçok elektrik, elektronik, mekanik ve termodinamik gibi alanlarda gerçek dünyada olan sistemlerin simülasyon işlemini yapabilir. MATLAB arayüzü olan Simulink'te modelleme işlemi yapabilmek için:

- Simge hâlinde sürekle-bırak mantığı ile işleyen bloklar kullanılır.
- Matlab kodu ile uğraşmak yerine, işlem yapan blokları birbirine bağlayarak model yapıları oluşturulur.
- Blok simgeleri, sistemin girişini, ana parçalarını ve çıkışını gösterebilir.

Simulink'in başka bir önemli özelliği de Matlab kod arayüzü ile etkileşim halinde olmasıdır:

- Simulink'te elde edilen çıkış sonuçları, Matlab çalışma alanına aktarılabilir ya da bu alandan veri çekilebilir.
- Simulink yapıları, setparam ve getparam komutları yardımıyla programlama (.m) dosyası olarak kontrolü yapılabilir.
- Simulink, GUI yapısı sayesinde interaktif bir ortam oluşturup kullanabilir.

Dinamik bir sistemin simülasyonunun yapılabilmesi, iki adımdan oluşan bir Simulink işlemidir:

- İlk olarak Simulink model editörü kullanarak dinamik yapıda olan bir sistemin girişleri, durumu ve çıkışları arasında zamana bağlı matematiksel ilişkisini grafik biçiminde gösteren bir blok diyagramı oluşturulur.
- İkinci aşamada ele alınan bir zaman aralığı içerisinde modellemesi yapılan sistem çalıştırılır ve simülasyon işlemi yapılmış olur.

### 3.8 Bulanık Mantık Üyelik Fonksiyonları

#### Üçgen üyelik fonksiyonu(trimf)

Bu işlem, üçgen üyelik işlevini kullanarak bulanık üyelik değerlerini hesaplar. Hesaplama aralığı bu yöntem için şu şekilde verilebilir:

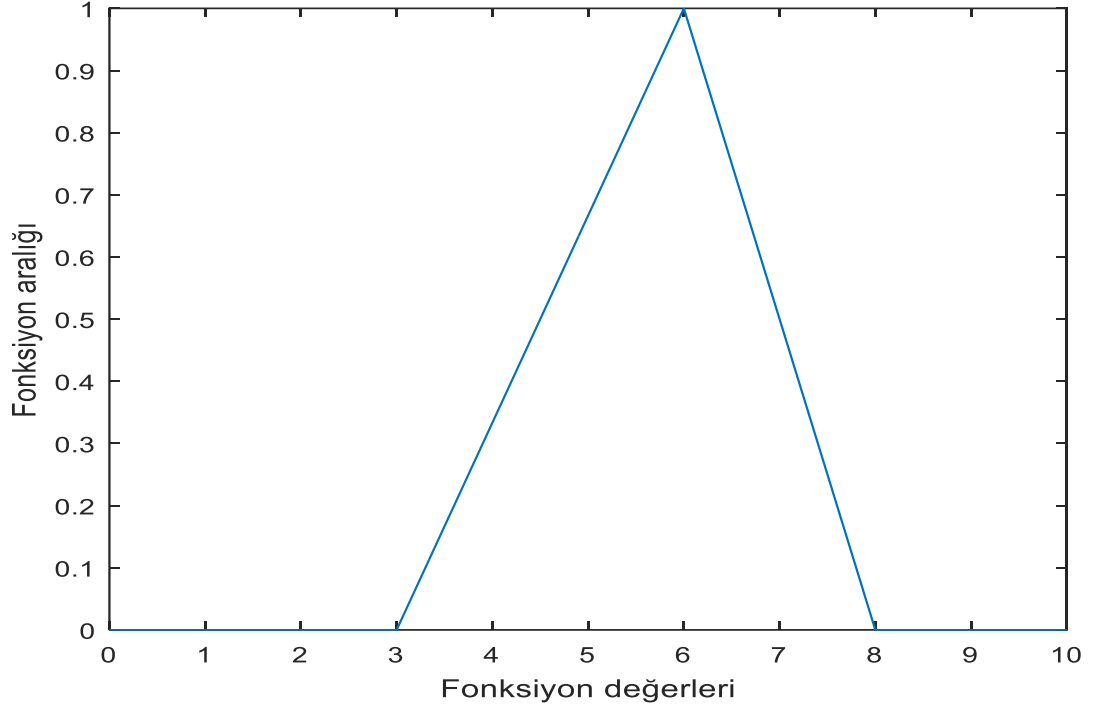
$$\begin{aligned} 0, & \quad x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a}, & \quad a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b}, & \quad b \leq x \leq c \\ 0, & \quad c \leq x \end{aligned} \tag{3.79}$$

veya daha kompakt bir şekilde:

$$f(x; a, b, c) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, \frac{c-x}{c-b}\right), 0\right) \tag{3.80}$$

olarak ifade edilebilir.

Burada a; fonksiyonun yükselişe geçtiği nokta, b; fonksiyonun en yüksek noktası, c; fonksiyonun düşüşünün bittiği nokta olarak söylenir. Aşağıdaki grafik için a=3, b=6, c=8 dir.



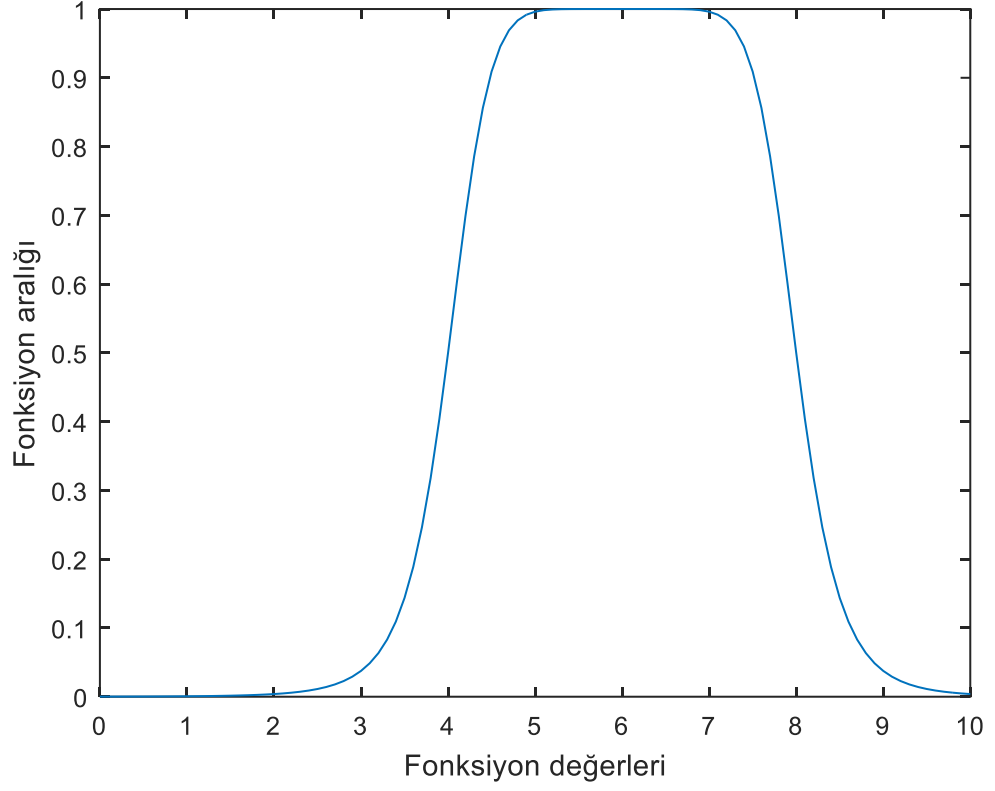
Şekil 3.27. Trimf üyelik fonksiyonu grafiği

**Genelleştirilmiş çan şeklindeki üyelik fonksiyonu(gbellmf)**

Bu işlev, genelleştirilmiş bir çan şeklindeki üyelik işlevini kullanarak bulanık üyelik değerlerini hesaplar. Yöntemin hesaplanması için denklemi şu şekildedir:

$$f(x; a, b, c) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x-c}{a} \right|^{2b}} \quad (3.81)$$

Burada a; fonksiyonun yükselişe geçtiği nokta, b; fonksiyonun yükselişteki orta noktası, c; fonksiyonun en yüksek noktası olarak söylenir. Aşğıdaki grafik için a=2, b=4, c=6 dir.



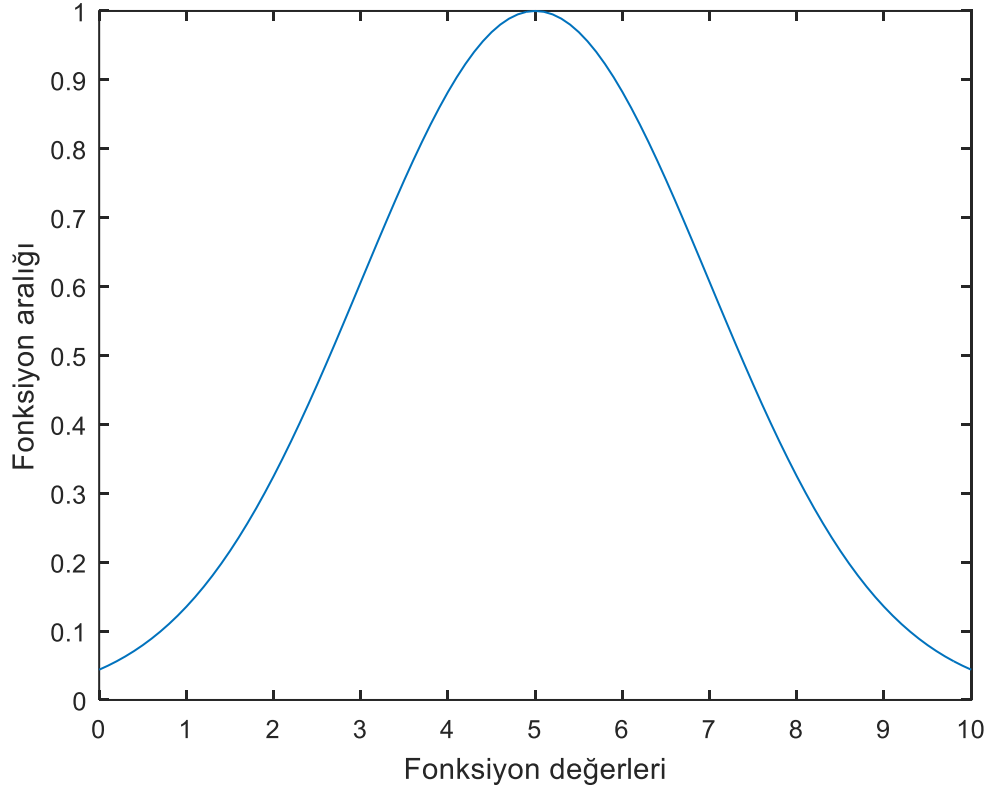
**Şekil 3.28.** Gbellmf üyelik fonksiyonu grafiği

### **Gauss üyelik fonksiyonu(gaussmf)**

Bu işlev bir Gauss üyelik işlevi kullanarak bulanık üyelik değerlerini hesaplar. Yöntemin hesaplanması için denklemi şu şekildedir:

$$f(x ; a , c)=e^{\frac{-(x-c)^2}{2a^2}} \quad (3.82)$$

Burada a; fonksiyonun standart sapması, c; fonksiyonun en yüksek noktası olarak söylenir. Aşağıdaki grafik için a=2, c=5 dir.



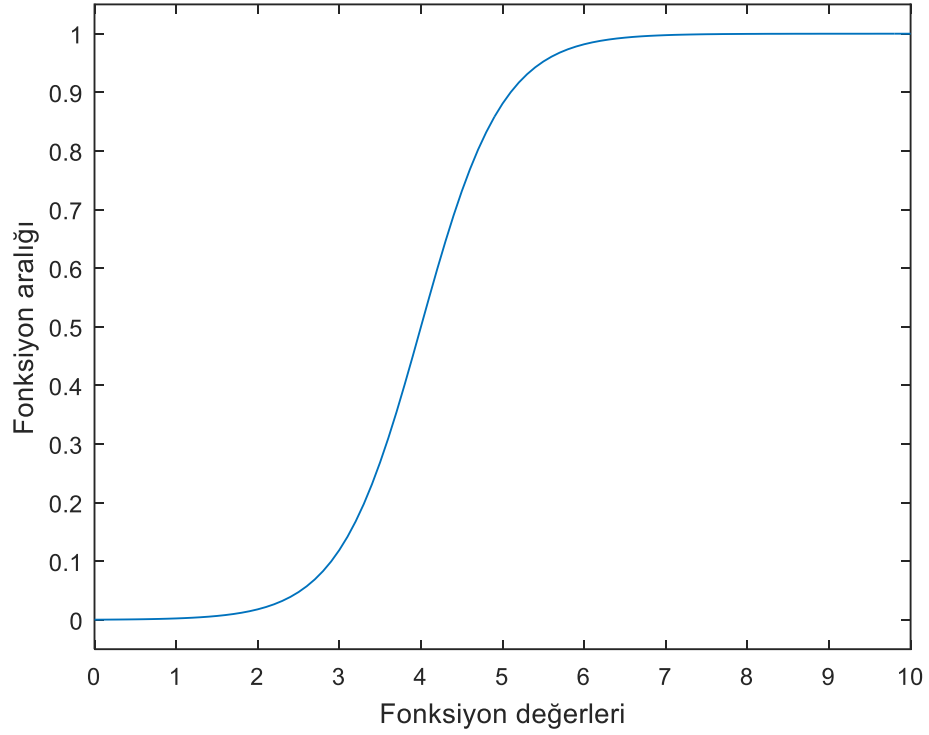
**Şekil 3.29.** Gaussmf üyelik fonksiyonu grafiği

**Sigmoidal üyelik fonksiyonu(sigmf)**

Bu işlev, iki sigmoidal üyelik işlevi arasındaki farkı kullanarak bulanık üyelik değerlerini hesaplar. Yöntemin hesaplanması için denklemini şu şekildedir:

$$f(x ; a , c) = \frac{1}{1+e^{-a(x-c)}} \tag{3.83}$$

Burada a; fonksiyonun yükselişine geçtiği nokta, c; fonksiyonun yükselişteki orta noktası olarak söylenir. Aşağıdaki grafik için a=2, c=5 dir.



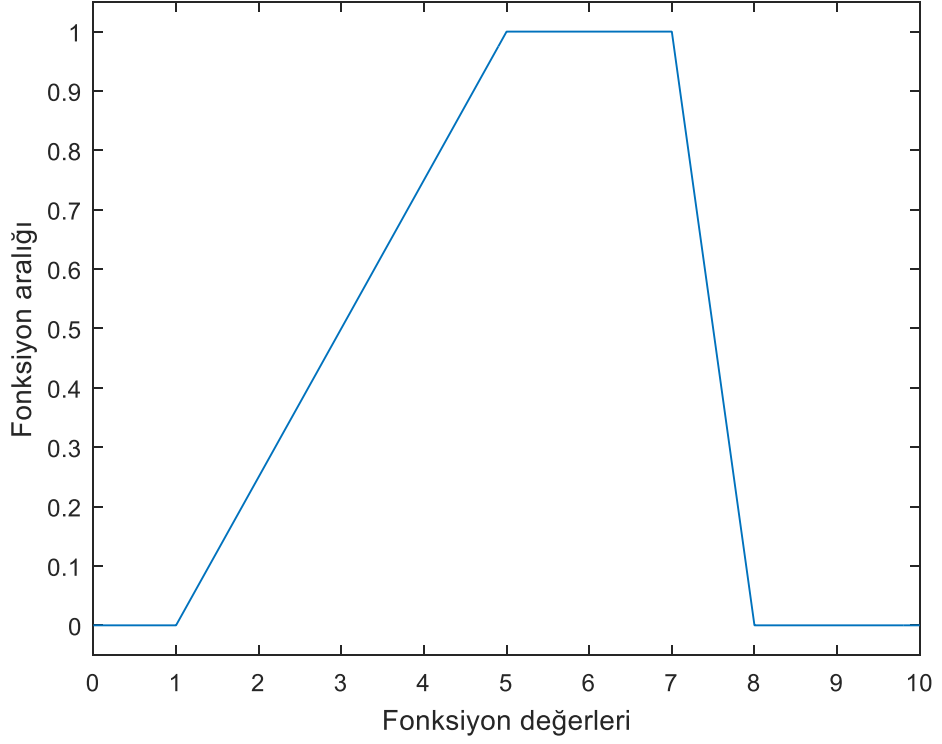
**Şekil 3.30.** Sigmf üyelik fonksiyonu grafiği

### **Trapez üyelik fonksiyonu(trapmf)**

Bu işlev yamuk üyelik işlevi kullanarak bulanık üyelik değerlerini hesaplar. Yöntemin hesaplanması için denkleminin şu şekildedir:

$$f(x ; a , b , c , d) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, 1, \frac{d-x}{d-c}\right)\right) \quad (3.84)$$

Burada a; fonksiyonun yükselişine geçtiği nokta, b; yükselişteki en yüksek nokta c; fonksiyonun en yüksek noktadan düşüşe geçtiği nokta, d; fonksiyonun en düşükte olduğu nokta olarak söylenir. Aşağıdaki grafik için a=1, b=5, c=7, d=8 dir.

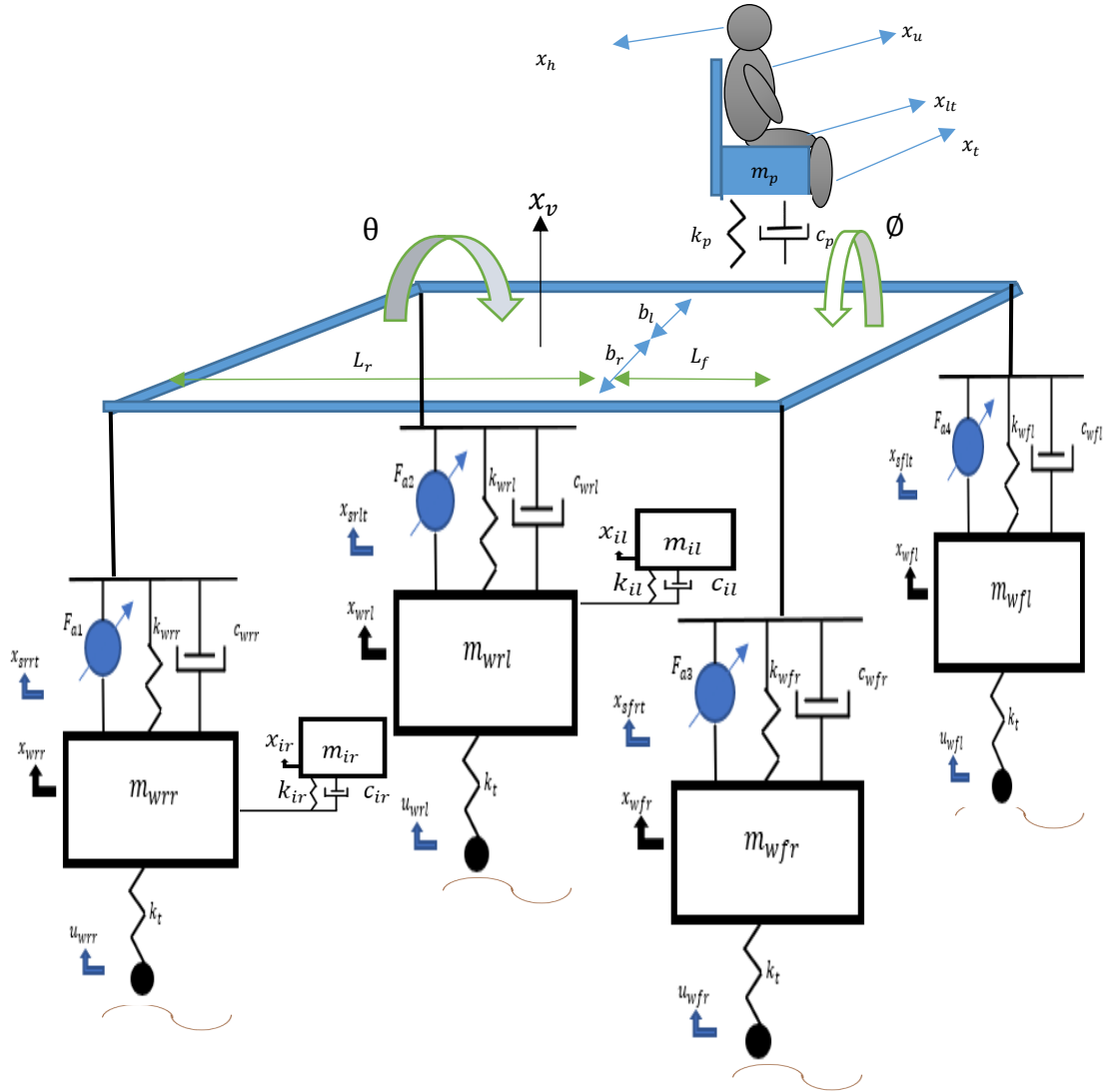


**Şekil 3.31.** Trapmf üyelik fonksiyonu grafiği

### 3.9 Doğrusal Olmayan 14 Serbestlik Dereceli Elektrikli Aracın Modeli

Bu bölümde tezde incelenen doğrusal olmayan 14 serbestlik dereceli elektrikli araç modelinin tasarımı, denklemleri, matlab simulink ortamında oluşturulan modele ait çalışmalar ve kullanılan Bulanık Mantık ile PID yöntemlerinin en ideal sonuca ulaşması için seçilen değerler bulunmaktadır. Seçilen değişkenler gelen titreşimi istenilen düzeye en yakın sonucu verecek şekilde seçilmiştir.





Şekil 3.32. Sürücüsü eklenmiş tam taşıt modeli

Tam taşıt modelinin süspansiyon yer değiştirmeleri aşağıda verilen Denklem 77-81 ile tanımlanır:

$$x_{sfrr} = x_{wfr} - x_v + L_f\theta + b_r\phi \quad (3.85)$$

$$x_{sflt} = x_{wfl} - x_v + L_f\theta - b_l\phi \quad (3.86)$$

$$x_{sr rt} = x_{wrr} - x_v - L_r \theta + b_r \dot{\theta} \quad (3.87)$$

$$x_{sr lt} = x_{wrl} - x_v - L_r \theta - b_l \dot{\theta} \quad (3.88)$$

$$x_{pt} = x_v - x_p - n\theta + m\dot{\theta} \quad (3.89)$$

Denklem 77-81 ile verilen yer değiştirmelerin turevleri ise aşağıdaki Denklem 82-86 gibidir:

$$\dot{x}_{sf rt} = \dot{x}_{wfr} - \dot{x}_v + L_f \dot{\theta} + b_r \ddot{\theta} \quad (3.90)$$

$$\dot{x}_{sf lt} = \dot{x}_{wfl} - \dot{x}_v + L_f \dot{\theta} - b_l \ddot{\theta} \quad (3.91)$$

$$\dot{x}_{sr rt} = \dot{x}_{wrr} - \dot{x}_v - L_r \dot{\theta} + b_r \ddot{\theta} \quad (3.92)$$

$$\dot{x}_{sr lt} = \dot{x}_{wrl} - \dot{x}_v - L_r \dot{\theta} - b_l \ddot{\theta} \quad (3.93)$$

$$\dot{x}_{pt} = \dot{x}_v - \dot{x}_p - n\dot{\theta} + m\ddot{\theta} \quad (3.94)$$

Sistemde oluşan kuvvetler hareket denklemlerinde kullanılmak üzere şu şekilde tanımlanabilir

$$F_{sfr} = k_{sfr}(x_{sf rt}) + k_{sfrn}(x_{sf rt})^3 + c_{sfr}\dot{x}_{sf rt} \quad (3.95)$$

$$F_{sfl} = k_{sfl}(x_{sf lt}) + k_{sfln}(x_{sf lt})^3 + c_{sfl}\dot{x}_{sf lt} \quad (3.96)$$

$$F_{srr} = k_{srr}(x_{sr rt}) + k_{srrn}(x_{sr rt})^3 + c_{srr}\dot{x}_{sr rt} \quad (3.97)$$

$$F_{srl} = k_{srl}(x_{sr lt}) + k_{srln}(x_{sr lt})^3 + c_{srl}\dot{x}_{sr lt} \quad (3.98)$$

$$F_p = k_p(x_{pt}) + k_{pn}(x_{pt})^3 + c_p\dot{x}_{pt} + c_t(\dot{x}_t - \dot{x}_p) + k_t(x_t - x_p) \quad (3.99)$$

$$F_{wfr} = k_{wfr}(u_{wfr} - x_{wfr}) + c_{wfr}(\dot{u}_{wfr} - \dot{x}_{wfr}) \quad (3.100)$$

$$F_{wfl} = k_{wfl}(u_{wfl} - x_{wfl}) + c_{wfl}(\dot{u}_{wfl} - \dot{x}_{wfl}) \quad (3.101)$$

$$F_{wrr} = k_{wrr}(u_{wrr} - x_{wrr}) + c_{wrr}(\dot{u}_{wrr} - \dot{x}_{wrr}) \quad (3.102)$$

$$F_{wrl} = k_{wrl}(u_{wrl} - x_{wrl}) + c_{wrl}(\dot{u}_{wrl} - \dot{x}_{wrl}) \quad (3.103)$$

$$F_{ir} = k_{ir}(x_{wrr} - x_{ir}) + c_{ir}(\dot{x}_{wrr} - \dot{x}_{ir}) \quad (3.104)$$

$$F_{il} = k_{il}(x_{wrl} - x_{il}) + c_{il}(\dot{x}_{wrl} - \dot{x}_{il}) \quad (3.105)$$

Yukarıdaki denklemlerde k ve c süspansiyon katılık ve sönüm katsayılarını, m ise kütleleri temsil eder. Alt indisler wfr ve wfl sağ ön tekerleri, wrr ve wrl sol ön tekerleri ve  $x_{wfr}$ ,  $x_{wfl}$ ,  $x_{wrr}$ ,  $x_{wrl}$  ise bunlara ait yer değiştirmeleri temsil eder. Dışarıdan yol girdisi( $u_{wfl}$ ,  $u_{wfr}$ ,  $u_{wrr}$ ,  $u_{wrl}$ ) olarak ön tekerlere  $0,05\sin wt$ , arka tekerlere  $0,05\sin w(t - ss)$  verilmiştir. Araç hızı (V) 22.22 m/sn, aracın aldığı yol ( $\delta$ ) ise 11,11 m olarak alınmıştır. Frekans olarak verilen w değeri  $(2*\pi*V)/\delta$  olarak hesaplanmış ve yaklaşık olarak 6.28 bulunmuştur. ss(ön ve arka tekerlerlekler arası gecikme) değeri aracın uzunluğu (Lf+Lr) ve aracın hızına bağımlı olarak  $ss=(Lf+Lr)/V$  şeklinde formülize edilmiş, sonucunda ss değeri 0,1350 olarak bulunmuştur. Alt indisle verilen değerler dört tekere ait bilgileri göstermekte ve bunlar Şekil 3.32’de görülmektedir. Ayrıca yay katılığı  $k_s(x_s) + k_s(x_s)^3$  şeklinde yer değiştirmenin küpü şeklinde doğrusal olmayan bir yapıya sahip olduğu görülmektedir. Tanımlanan bu kuvvetler yardımıyla 14 serbestlik dereceli doğrusal olmayan sistemin denklemleri aşağıdaki gibi Newton-Euler yaklaşımı ile elde edilmiştir:

$$m_{wfr}\ddot{x}_{wfr}=(F_{wfr} - F_{sfr} - F_{a3}) \quad (3.106)$$

$$m_{wfl}\ddot{x}_{wfl}=(F_{wfl} - F_{sfl}-F_{a4}) \quad (3.107)$$

$$m_{wrr}\ddot{x}_{wrr}=(F_{wrr} - F_{ir} - F_{srr} - F_{a1}) \quad (3.108)$$

$$m_{wrl}\ddot{x}_{wrl}=(F_{wrl} - F_{il} - F_{srl} - F_{a2}) \quad (3.109)$$

$$m_{ir}\ddot{x}_{ir}=(F_{ir}) \quad (3.110)$$

$$m_{il}\ddot{x}_{il}=(F_{il}) \quad (3.111)$$

$$m_v\ddot{x}_v = (-F_p + F_{sfr} + F_{sfl} + F_{srr} + F_{srl} + F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4}) \quad (3.112)$$

$$m_p\ddot{x}_p = (F_p) \quad (3.113)$$

$$I_v \ddot{\theta} = \left( (F_p n) + (-F_{sfr} - F_{a3})L_f + (-F_{sfl}F_{a4})L_f + (F_{srr} + F_{a1})L_r + (F_{srl} + F_{a2})L_r \right) \quad (3.114)$$

$$I_y \ddot{\phi} = \left( (-F_p m) + (-F_{sfr} - F_{a3})b_r + (-F_{srr} - F_{a1})b_r + (F_{sfl} + F_{a4})b_l + (F_{srl} + F_{a2})b_l \right) \quad (3.115)$$

$$m_h \ddot{x}_h = (c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) + k_h(x_u - x_h)) \quad (3.116)$$

$$m_u \ddot{x}_u = (c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_u) + k_u(x_{lt} - x_u)) - ((c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) + k_h(x_u - x_h)) \quad (3.117)$$

$$m_{lt} \ddot{x}_{lt} = (c_{lt}(\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) + k_{lt}(x_t - x_{lt})) - ((c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_h) + k_u(x_{lt} - x_h)) \quad (3.118)$$

$$m_t \ddot{x}_t = \left( (c_t(\dot{x}_p - \dot{x}_t) + k_t(x_p - x_t)) - c_{lt}((\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) + k_{lt}(x_t - x_{lt})) \right) \quad (3.119)$$

$$m_{wrr} \ddot{x}_{wrr} = (F_{wrr} + F_{ir} - F_{srr}) \quad (3.120)$$

$$m_{wrl} \ddot{x}_{wrl} = (F_{wrl} + F_{il} - F_{srl}) \quad (3.121)$$

Tam taşıt modeli, sürücü modeli ve tekerlek içi motora ait değerler Çizelge 3.5’de verilmiştir.

**Çizelge 3.5.** Tam taşıt modeline ait değerler

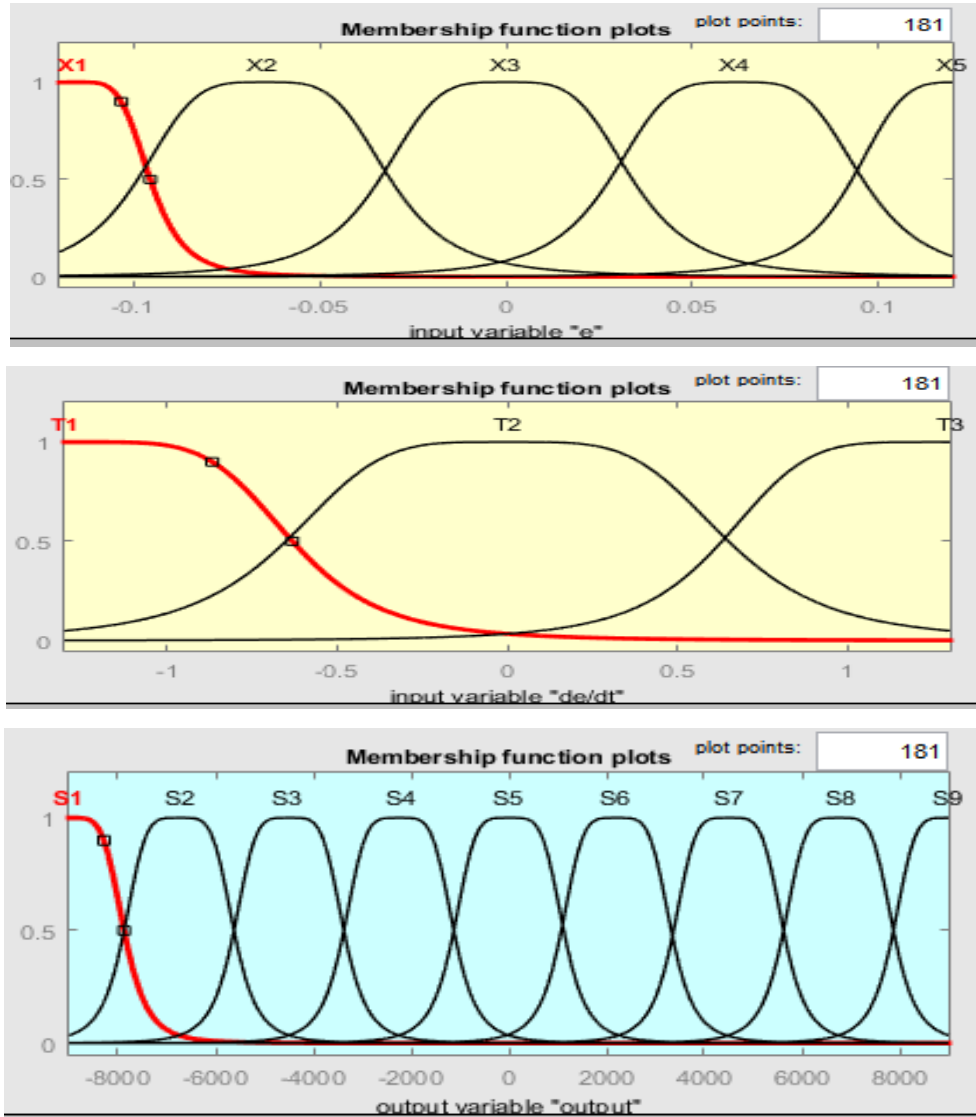
Parametreler	Değerler	Parametreler	Değerler	Parametreler	Değerler	Parametreler	Değerler
$m_{wfr}$ [kg]	60	$b_r$	0,8	$k_{wfr}$ [kN/m]	190	$c_{wrr}$ [Ns/m]	10
$m_{wfl}$ [kg]	60	$b_l$	0,8	$k_{wfl}$ [kN/m]	190	$c_{wrl}$ [Ns/m]	10
$m_v$ [kg]	1460	$I_v$ [kgm <sup>2</sup> ]	1450	$k_{wrr}$ [kN/m]	190	$c_p$ [Ns/m]	800
$m_p$ [kg]	100	$I_y$ [kgm <sup>2</sup> ]	311	$k_{wrl}$ [kN/m]	190	$c_{sfr}$ [Ns/m]	2012
$m_t$ [kg]	36	$k_t$ [kN/m]	20	$k_p$ [kN/m]	10	$c_{sfl}$ [Ns/m]	2012
$m_{lt}$ [kg]	5,5	$k_{lt}$ [kN/m]	144	$k_{pn}$ [kN/m]	1000	$c_{srr}$ [Ns/m]	1848
$m_u$ [kg]	15	$k_u$ [kN/m]	10	$k_{sfr}$ [kN/m]	78,15	$c_{srl}$ [Ns/m]	1848
$m_h$ [kg]	4,17	$k_h$ [kN/m]	166,9	$k_{sfrn}$ [kN/m]	0,5	$c_t$ [Ns/m]	330
$m_{wrr}$ [kg]	70	$k_{srr}$ [kN/m]	41,73	$k_{sfl}$ [kN/m]	78,15	$c_{it}$ [Ns/m]	909,1
$m_{wrl}$ [kg]	70	$k_{srrn}$ [kN/m]	0,01	$k_{sfln}$ [kN/m]	0,5	$c_u$ [Ns/m]	200
$L_f$	1,5	$k_{srl}$ [kN/m]	41,73	$c_{wfr}$ [Ns/m]	10	$c_h$ [Ns/m]	310
$L_r$	1,5	$k_{srln}$ [kN/m]	0,01	$c_{wfl}$ [Ns/m]	10	$c_{ir}$ [Ns/m]	1686

$m_{ir}$ [kg]	30	$k_{ir}$ [kN/m]	25	$k_{il}$ [kN/m]	25	$c_{il}$ [Ns/m]	1686
$m_{il}$ [kg]	30						

### 3.10 Aktif Süspansiyon İçin Kontrolcü Tasarımı

#### 3.10.1 Bulanık mantık tasarımı

Tam taşıt modelinin kararlı halde titreşimi azaltması için Bulanık Mantık sistemine hata oranı ( $\epsilon$ ) ile hata oranının türevi ( $d\epsilon/dt$ ) girdi olarak verilmiştir.



Şekil 3.33. Bulanık Mantık üyelik fonksiyonları

Bulanık Mantık sistemi grafik çizimi için **gbellmf** yöntemi kullanılmıştır ve bu yöntemin hesaplaması şu şekildedir;

$$f(x; a, b, c) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x-c}{a} \right|^{2b}} \quad (3.122)$$

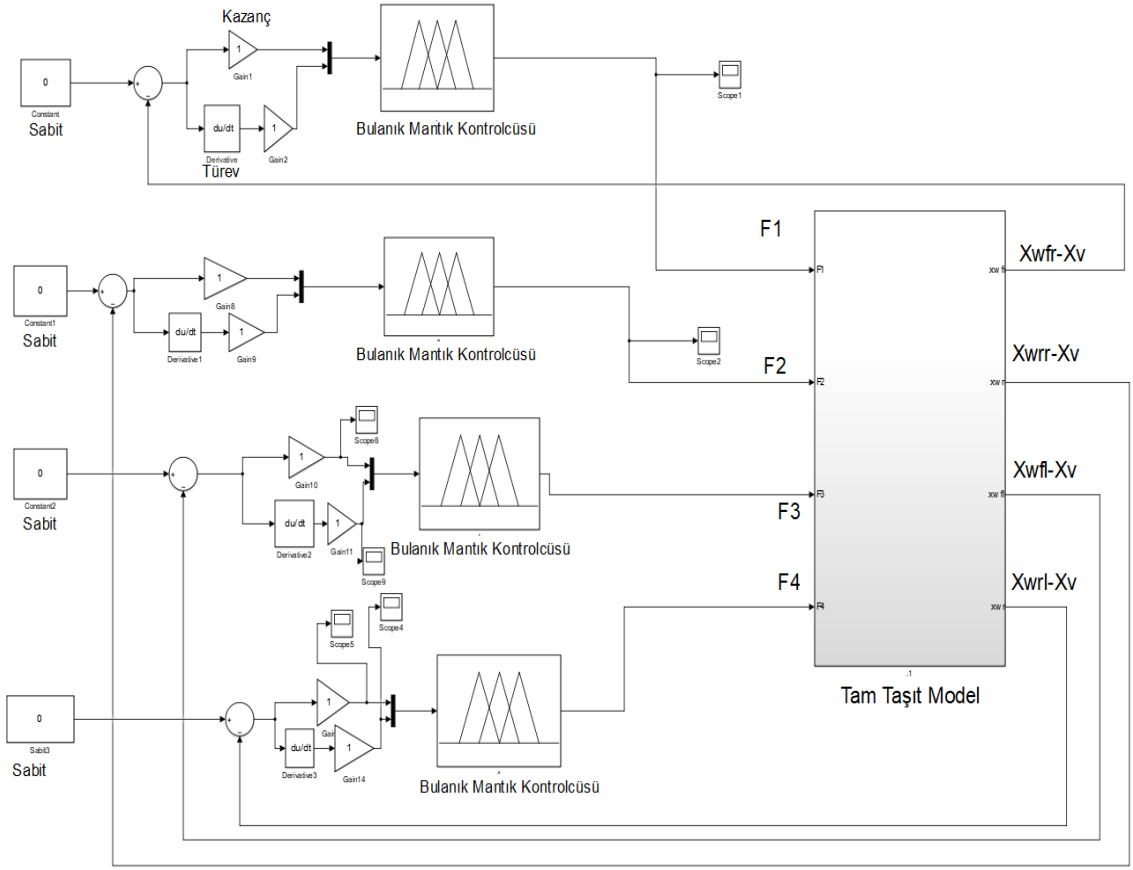
Bu denklemden  $a$ , daha büyük bir değerin daha geniş bir üyelik işlevi oluşturduğu üyelik işlevinin genişliğini tanımlar.  $b$ , merkez platonun her iki yanındaki eğrinin şeklini tanımlar; burada daha büyük bir değer daha dik bir geçiş oluşturur.  $c$ , üyelik işlevinin merkezini tanımlar.

Gelen değerlere göre çıkışında hesaplama yapılabilmesi için Çizelge 3.6'daki gibi kurallar oluşturulmuş ve buna göre Bulanık Mantık sisteminin hesap yapması sağlanmıştır.

**Çizelge 3.6.** Bulanık Mantık kural tablosu

dé/dt-é	X1	X2	X3	X4	X5
T1	S2	S3	S4	S5	S6
T2	S3	S4	S5	S6	S7
T3	S4	S5	S6	S7	S8

Çizelge 3.6'da verilen X, T ve S değişkenleri Şekil 3.34'de verilen Bulanık Mantık Üyelik Fonksiyonlarında gösterilmiştir. Doğrusal olmayan tam taşıt modeli için geliştirilen bulanık mantık tabanlı geri beslemeli kontrolcünün şeması Şekil 3.35'te verilmiştir. Şekil 3.35'te verilen kontrol sisteminde taşıtın dört köşesinde oluşan ve denklem 85-88 ile verilen yer değiştirmelerin geri beslenmesi minimize edilmiştir.



**Şekil 3.34.** Bulanık Mantık tabanlı geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü

### 3.10.2 PID tasarımı

Bu sistemde PID için hesaplanan değerler aşağıda belirtilen tablodan elde edilen değerler dikkate alınarak belirlenmiştir. Bunun için aşım ve oturma zamanı referans alınarak en iyi değerleri veren PID katsayıları seçilmiştir. Burada çıkan değerler aşağıdaki gibi alınıp sistemin en iyi sonuçlara ulaşması sağlanmıştır.

**Çizelge 3.7.** K<sub>p</sub> belirleme tablosu

$K_p$	$K_i$	$K_d$	Aşım	Oturma Zamanı
0-1000	100	100	%52.46	3.1568
1000-5000	100	100	%50.36	3.0053
5000-10000	100	100	%45.63	2.9124
10000-20000	100	100	%38.31	2.8602
20000-50000	100	100	%33.27	2.7516
50000-60000	100	100	%32.15	2.7509
60000-70000	100	100	%37.22	2.8573

**Çizelge 3.8.** K<sub>i</sub> belirleme tablosu

$K_p$	$K_i$	$K_d$	Aşım	Oturma Zamanı
53600	0-20	100	%34.46	2.7953
53600	20-50	100	%34.34	2.6215
53600	50-90	100	%33.86	2.5326
53600	90-140	100	%32.03	2.2217
53600	140-200	100	%33.25	2.4632
53600	200-500	100	%34.85	2.9135

**Çizelge 3.9.** K<sub>d</sub> belirleme tablosu

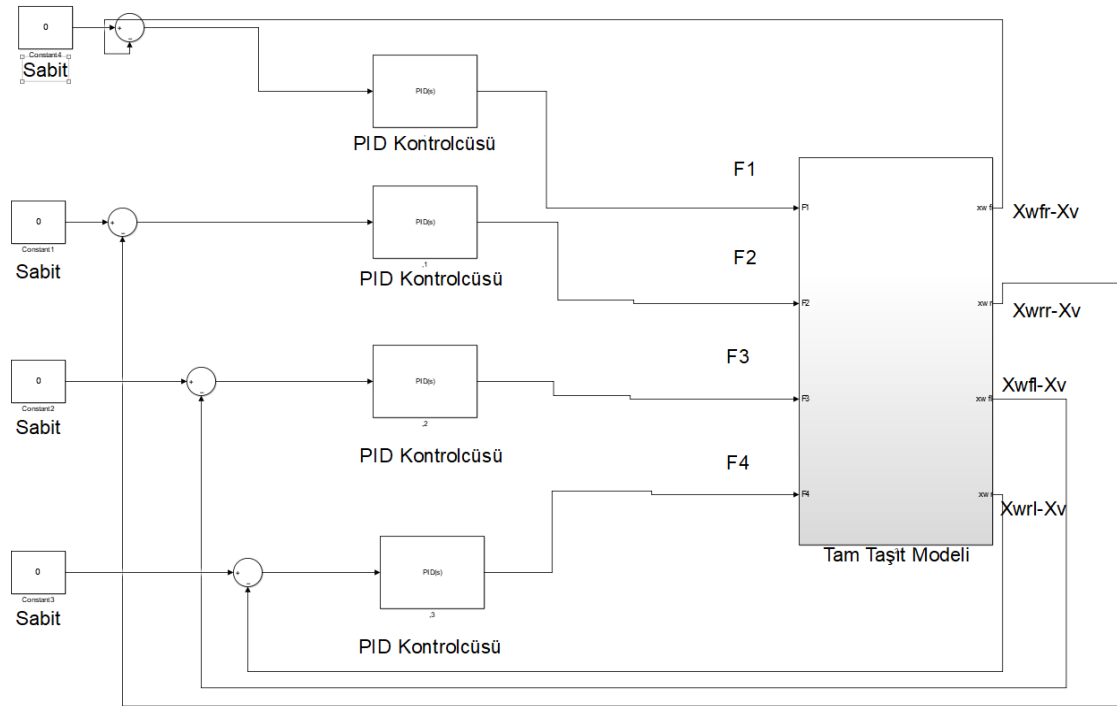
$K_p$	$K_i$	$K_d$	Aşım	Oturma Zamanı
53600	136	0-100	%32.79	2.8327
53600	136	100-500	%32.34	2.5215
53600	136	500-1000	%32.09	2.4225
53600	136	1000-1500	%31.18	2.4317
53600	136	1500-200	%31.86	2.7666



Oluşturulan tablolarda simülasyon sonuçları yüksek  $K_p$ ,  $K_i$  ve  $K_d$  değerlerine göre de değişmektedir. Ancak bu değerler daha yüksek veya daha alçak seçilirse grafiklerdeki şekiller bozulmaya veya dağılmaya neden olur. Burada belirlenen amaç en iyi şekilde aşım oranını azaltmak ve oturma zamanını en ideal konumuna getirmektir. Bu amaç doğrultusunda sistem için olabilecek en uygun değerler fiziksel sınırlara bağlı kalarak ve aşım ile oturma zamanını en minimal seviyeye çekebilecek biçimde oluşturulmuştur. Elde edilen en iyi değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir. Aşım ve oturma zamanı değerleri yolcu koltuğu grafiği üzerinden belirlenmiştir.

**Çizelge 3.10. PID değer tablosu**

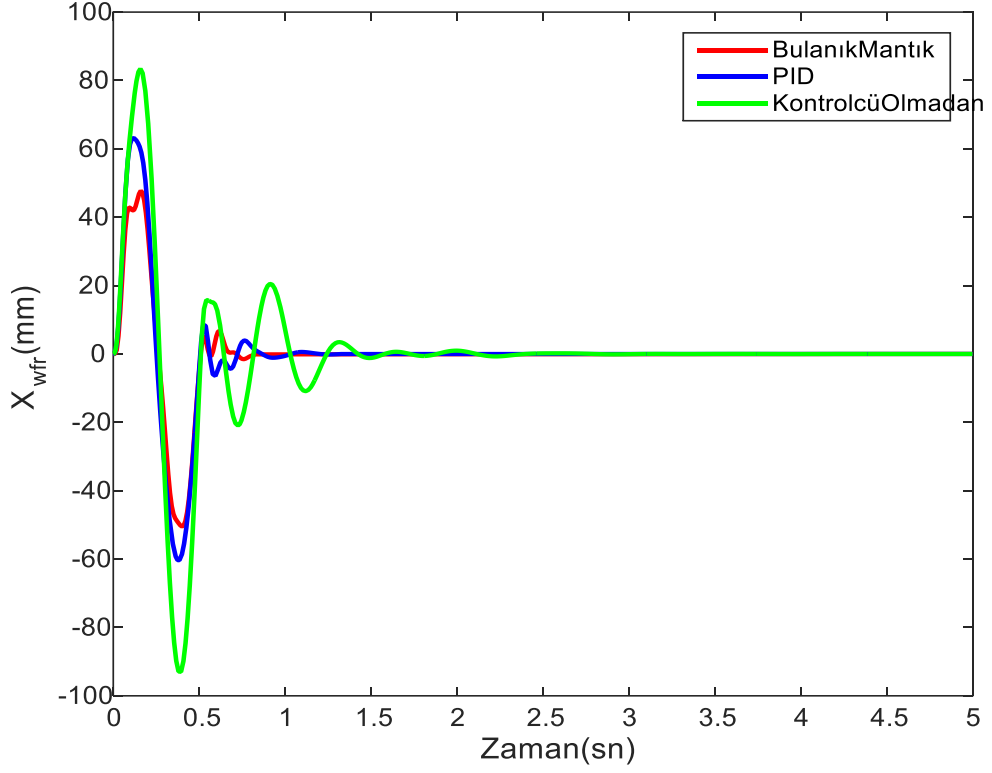
Kontrolörler	Değerler	Aşım	Oturma Zamanı
$K_p$	53600	%31.10	2.2217
$K_i$	136		
$K_d$	1008		



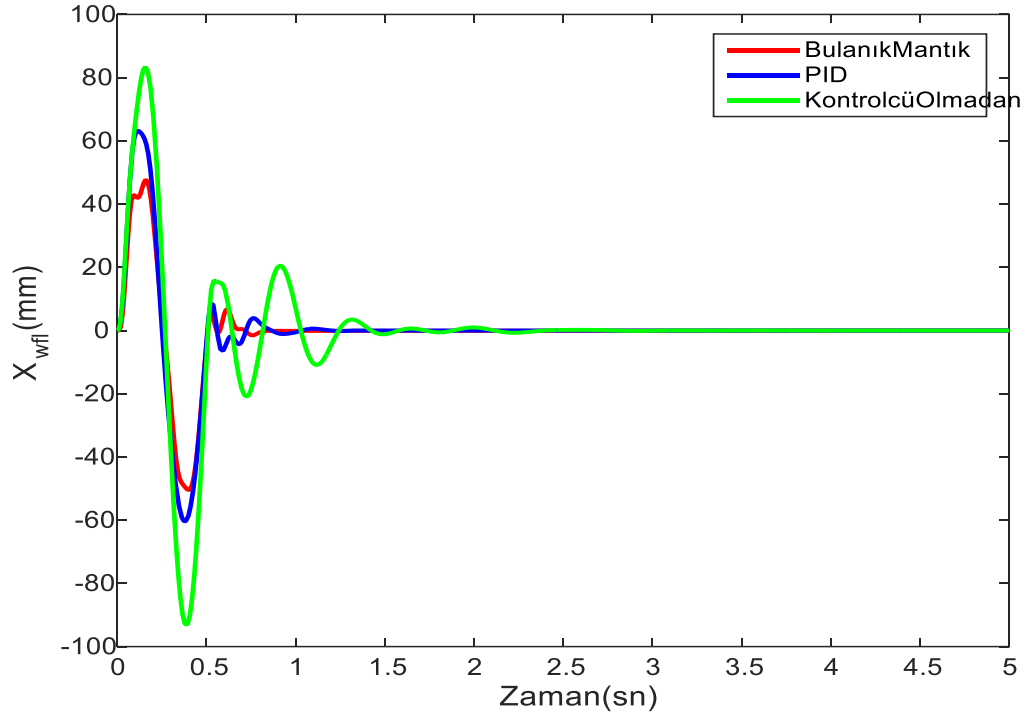
**Şekil 3.35. PID tabanlı geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü**

#### 4. BULGULAR

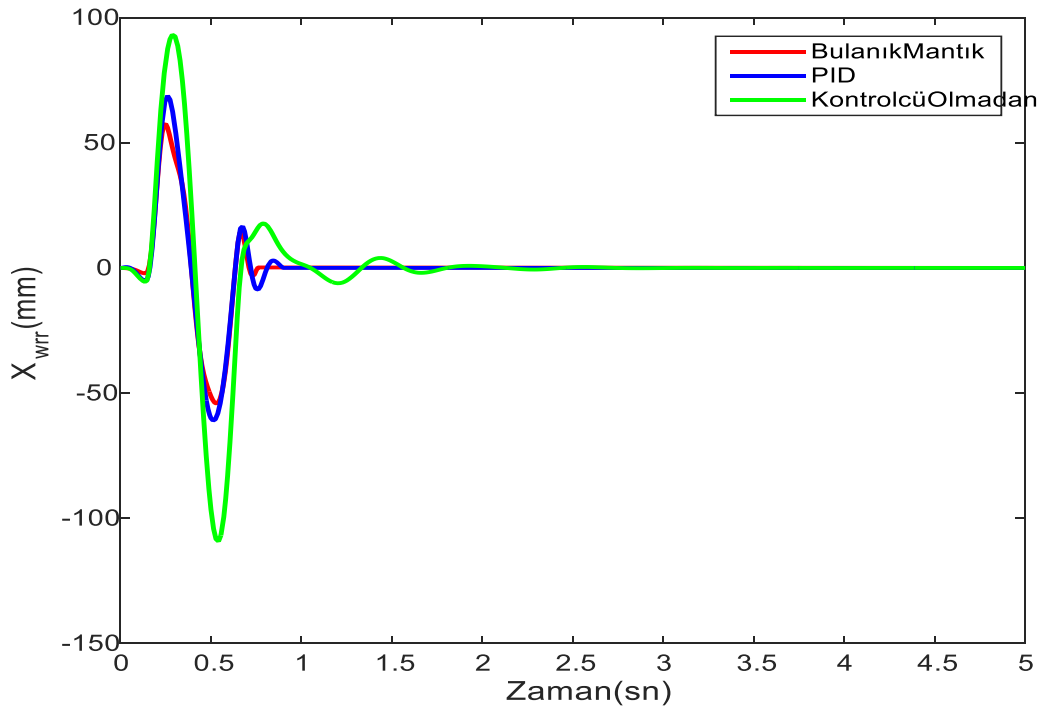
Bu çalışma kapsamında aracın 4 köşesindeki tekerler üzerinde hem kontrolcü olmadan hem PID hem de Bulanık Mantık yöntemleri uygulanmıştır. Kontrol algoritmaları uygulandıktan sonra oluşan grafikleri birleştirilip, sonuçlar ortak halde sunulmuştur.



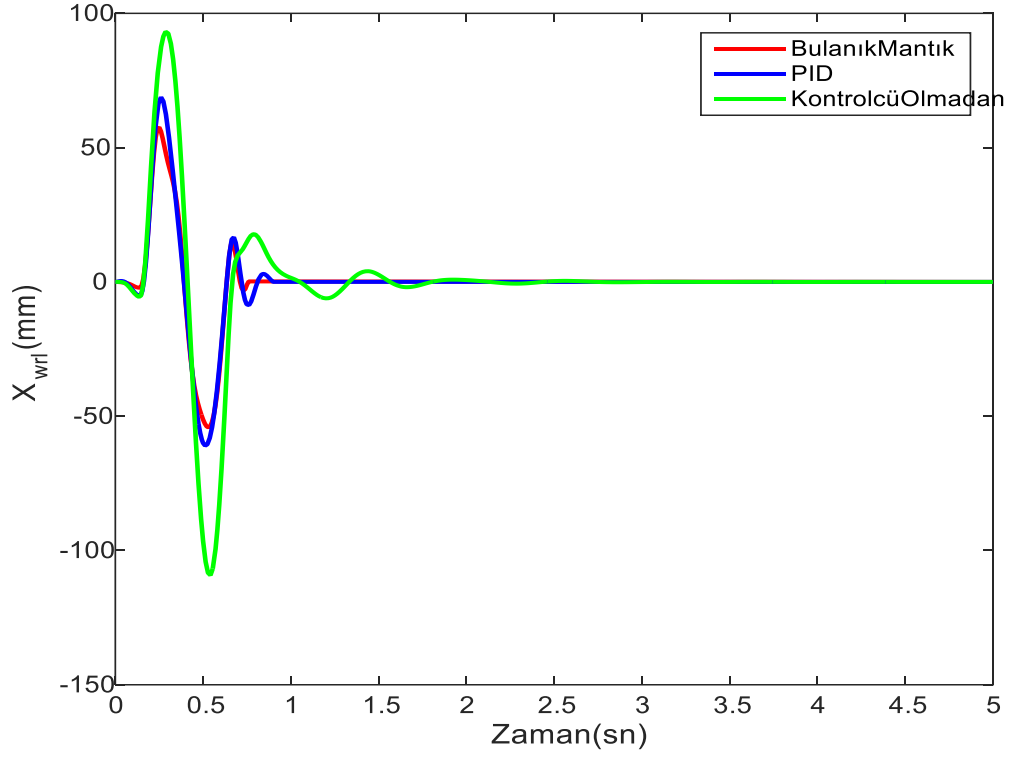
Şekil 4.1. Sağ ön teker titreşim grafiği



Şekil 4.2. Sol ön teker titreşim grafiği

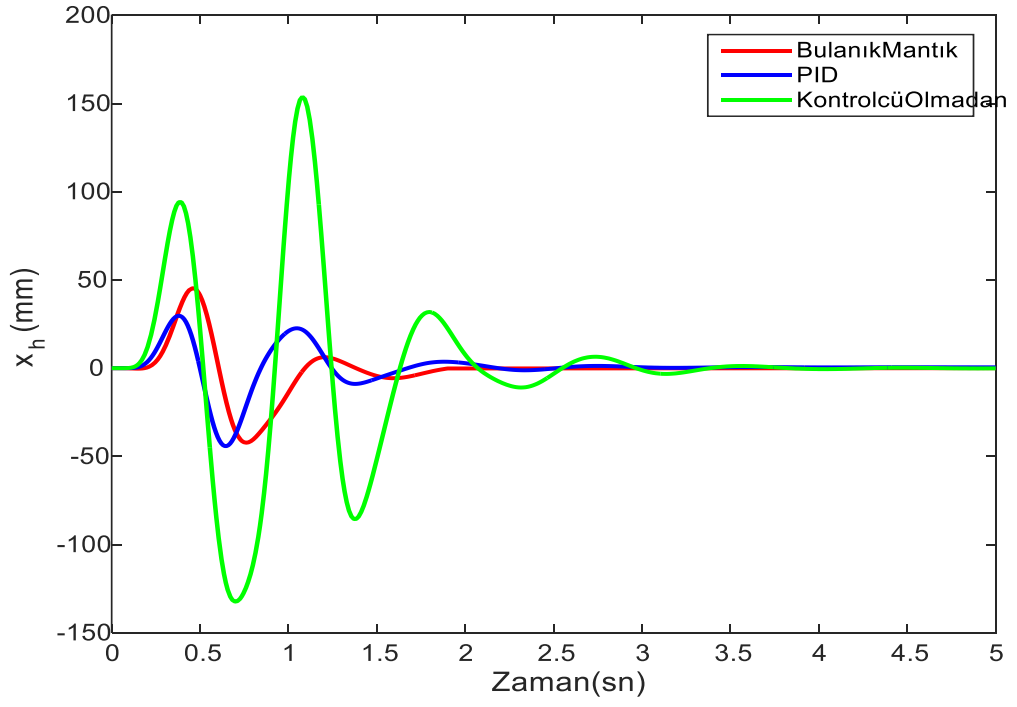


Şekil 4.3. Sağ arka teker titreşim grafiği

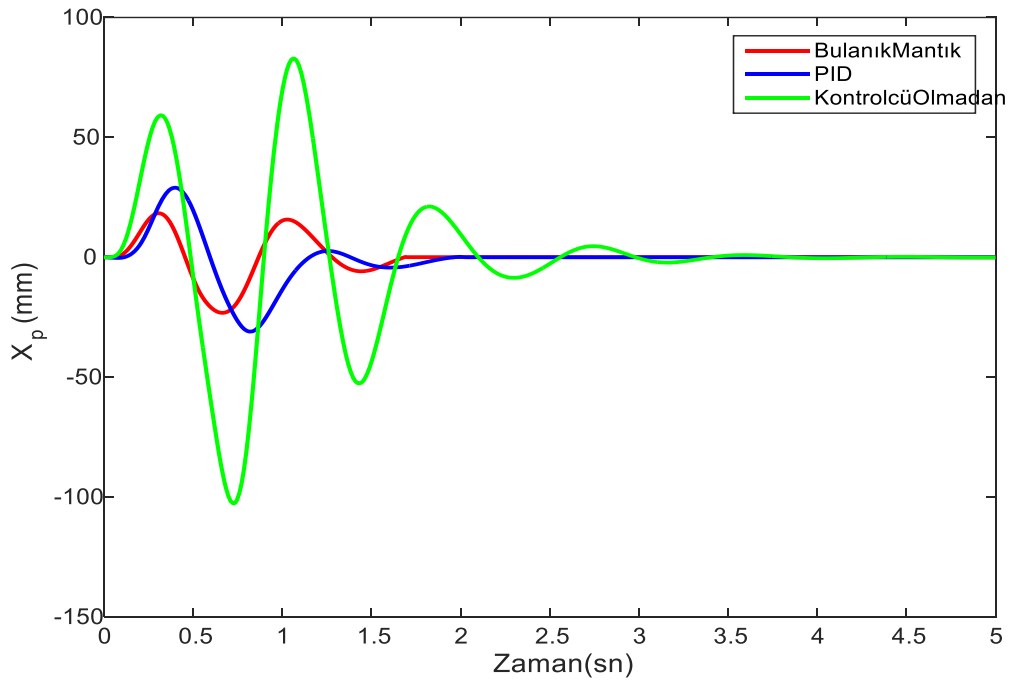


**Şekil 4.4.** Sol arka teker titreşim grafiği

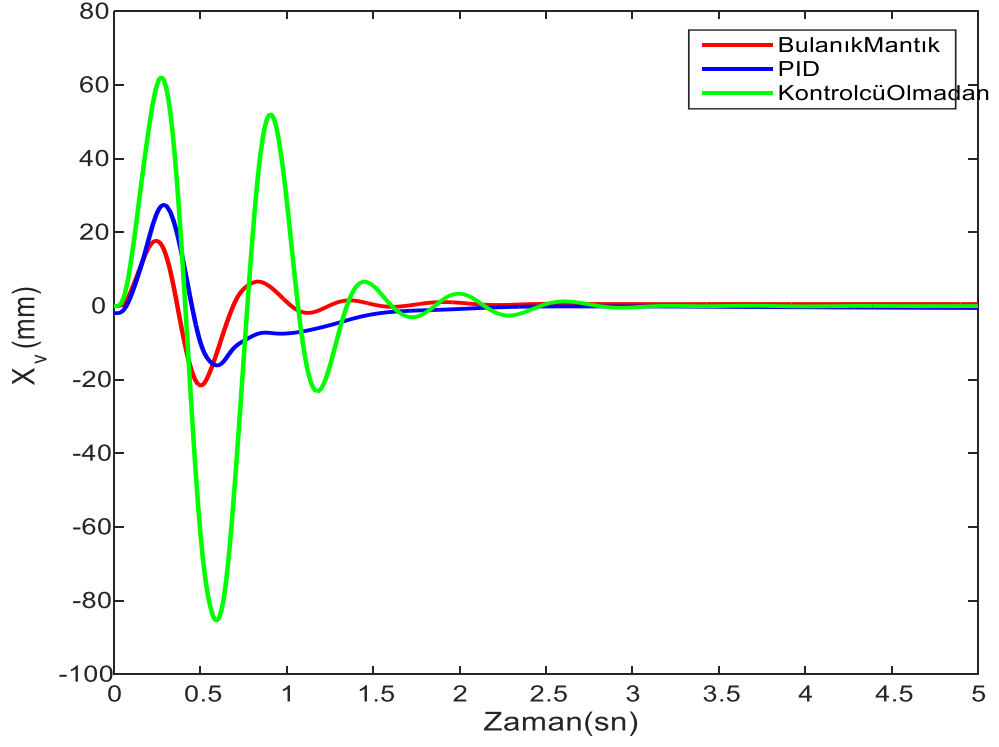
Yukarıda Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4'te görüldüğü gibi kontrolcü olmadan gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının genlikleri kontrolcü eklendiğinde büyük oranda azalmıştır. Ayrıca Bulanık Mantık yöntemi bütün sonuçlarda da görüldüğü gibi PID kontrolcüsüne göre daha iyi sonuçlar vermiştir.



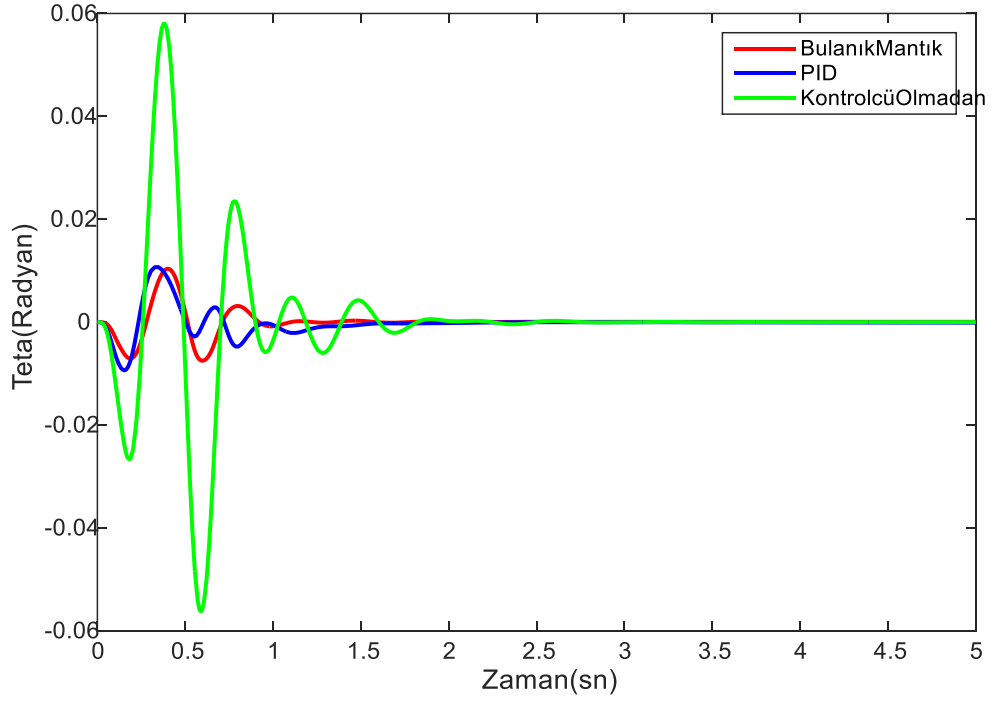
Şekil 4.5. İnsan modelinin baş titreşim grafiği



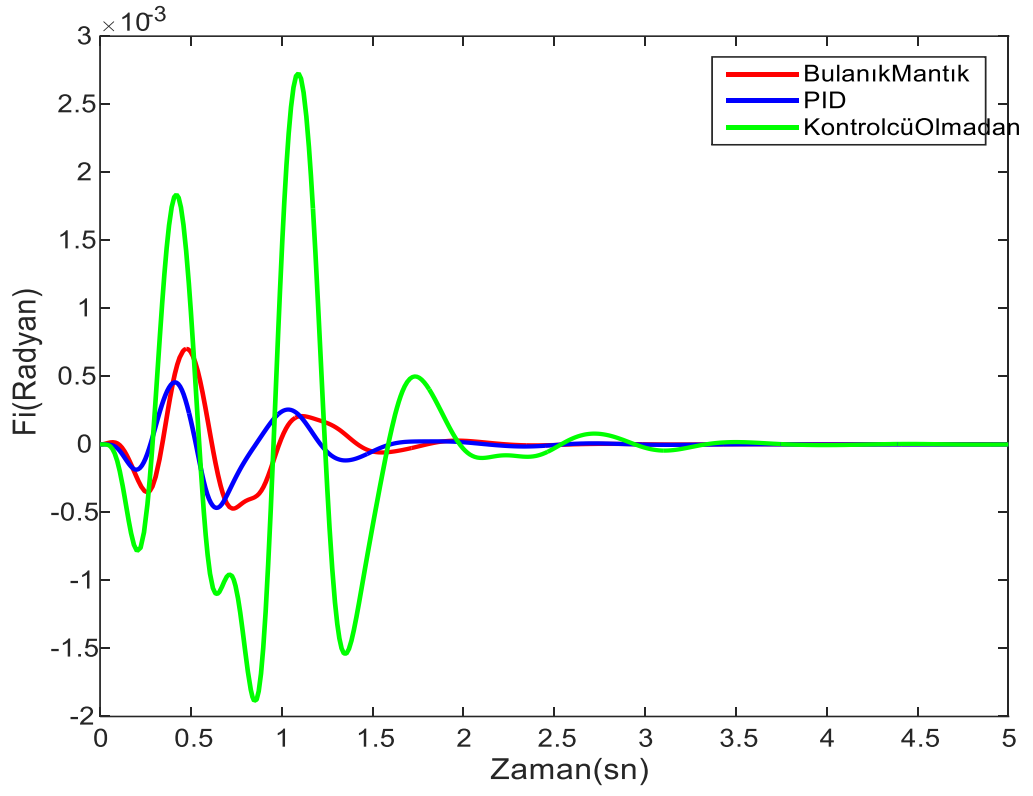
Şekil 4.6. Koltuk titreşim grafiği



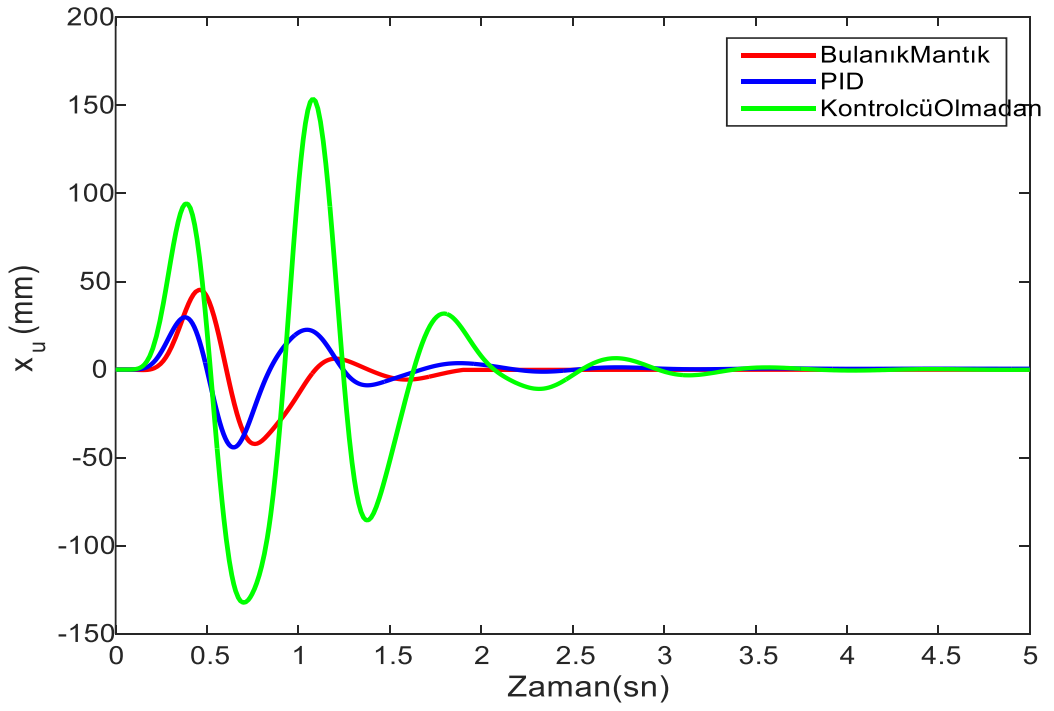
Şekil 4.7. Araç gövdesinin titreşim grafiği



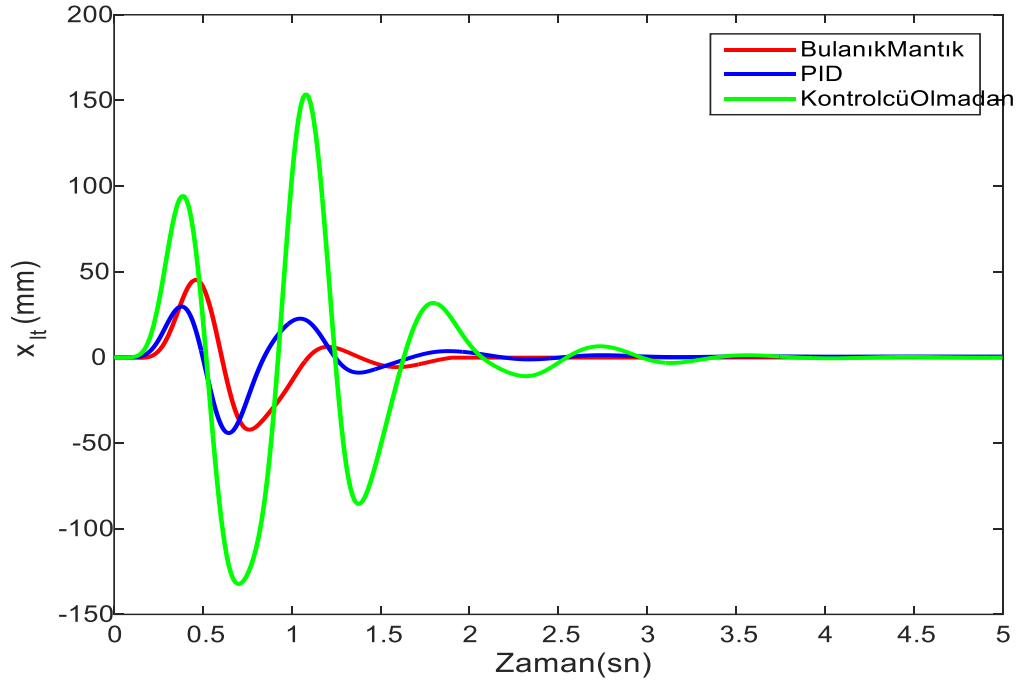
Şekil 4.8. Araç gövdesinin dönme hareketi titreşim grafiği



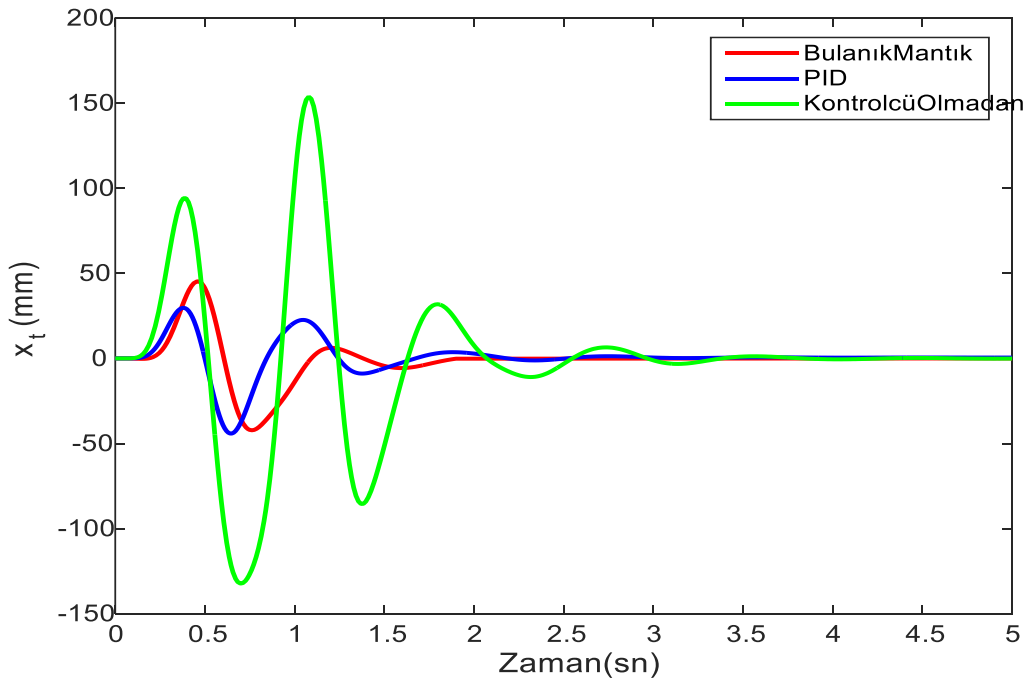
Şekil 4.9. Araç gövdesinin yuvarlanma hareketi titreşim grafiği



Şekil 4.10. Vücut baş ile bel arası bölgesinin titreşim grafiği

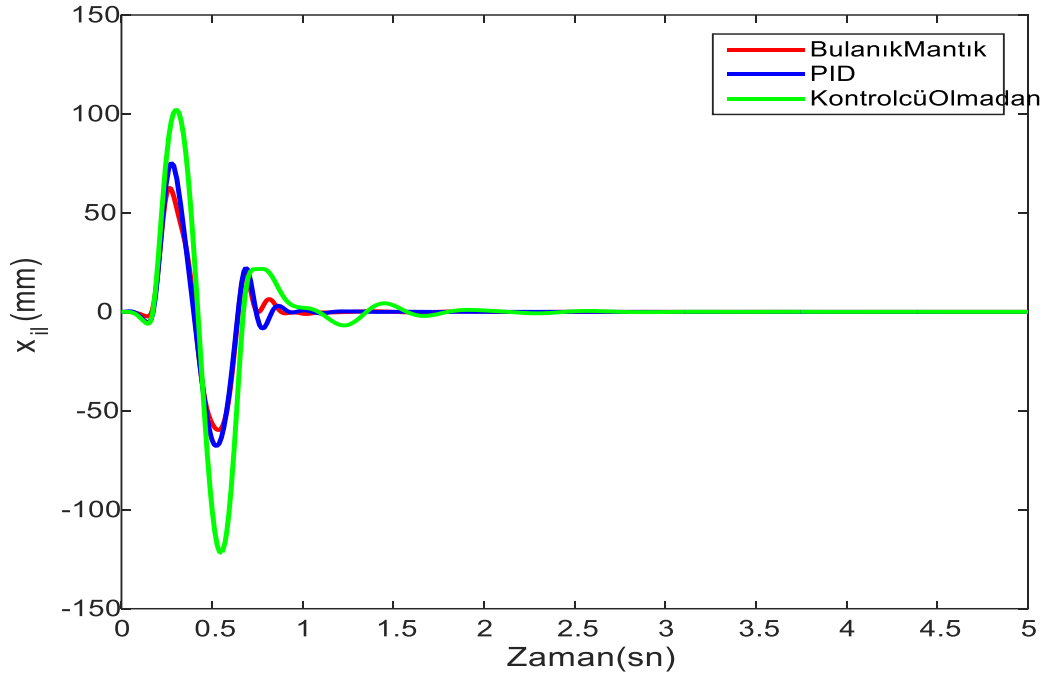


Şekil 4.11. Vücut diz ile bel arası bölgesinin titreşim grafiği

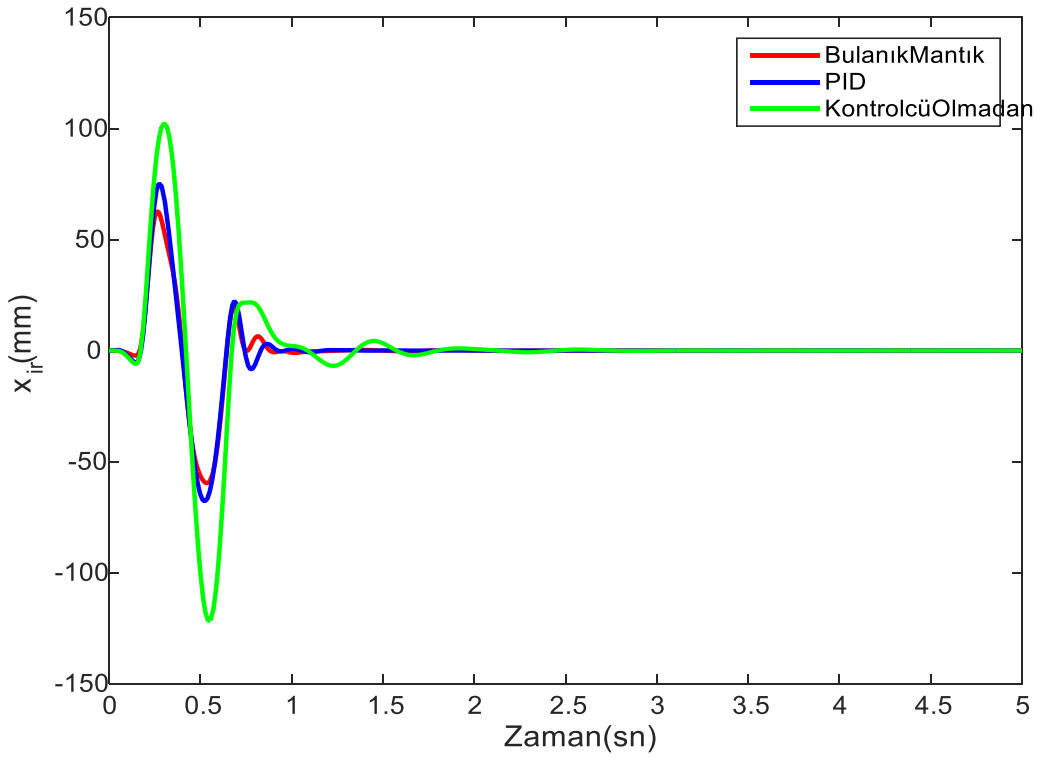


Şekil 4.12. Vücut diz altı bölgesinin titreşim grafiği

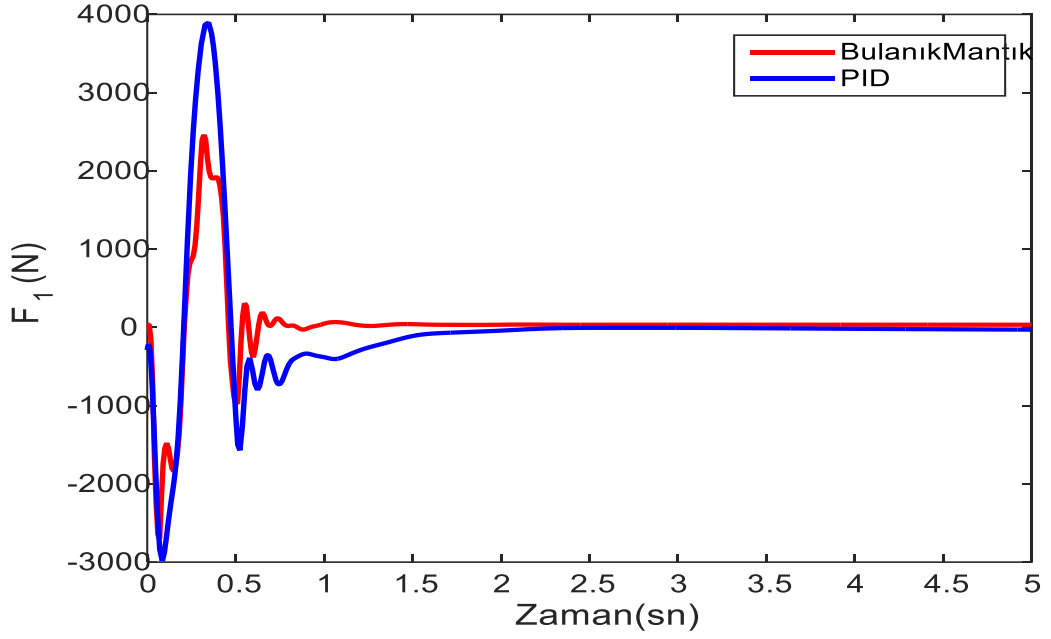




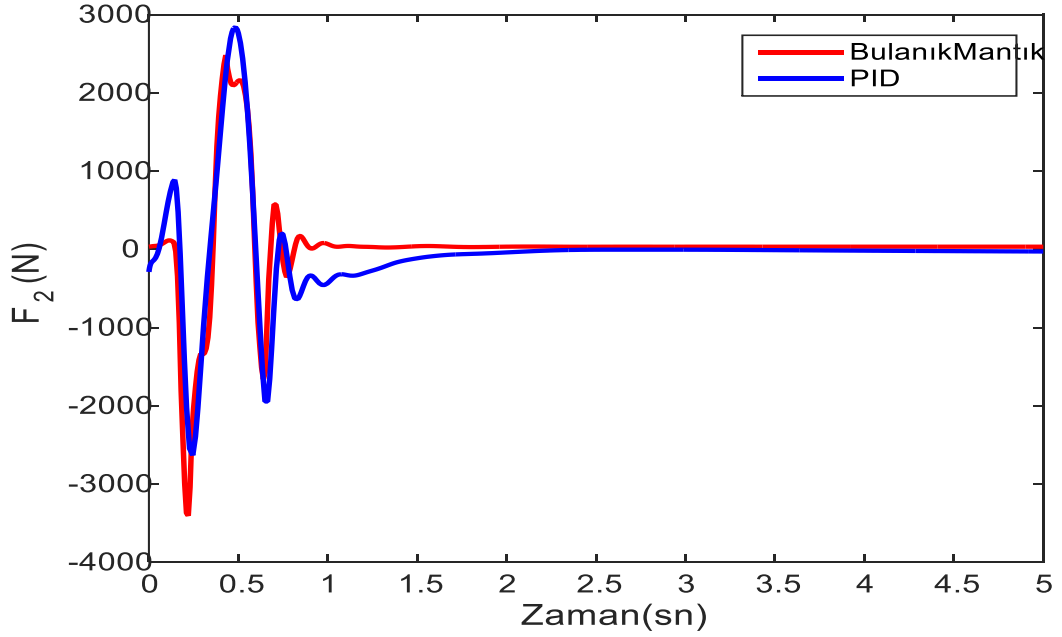
Şekil 4.13. Sol arka tekerlek içi motor titreşim grafiği



Şekil 4.14. Sağ arka tekerlek içi motor titreşim grafiği



Şekil 4.15. Ön tekerler için aktif süspansiyon kuvvetleri



Şekil 4.16. Arka tekerler için aktif süspansiyon kuvvetleri

Şekil 4.15 ve 4.16’da aktif süspansiyona ait aktüatör kuvvetlerinin değişimi verilmiştir.  $F_1$  olarak ifade edilen kısım  $F_{a3}$  ve  $F_{a4}$ ,  $F_2$  olarak ifade edilen kısım ise  $F_{a1}$  ve  $F_{a2}$  olarak belirtilen aktüatör kuvvetleridir. Bunların maksimum değerleri yaklaşık 4000 N

seviyelerindedir. Bu seviyeler fiziksel olarak da uygulanabilir olduğu değerlendirilmiştir. Sonuçların birbirine yakın olması beklenen bir durumdur. Çünkü PID ve Bulanık Mantık denetleyicilerinin performansları yukarıda da görüldüğü gibi birbirine yakındır. Ayrıca simülasyonlarda sağ ve sol tarafa aynı yol girdisi verildiği için n ve arka tekerlerin sağ ve sol taraftaki aktüatör kuvvetleri birbirine eşit çıkmıştır.

## 5.TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan çalışmada çıkan sonuçlar neticesinde en etkili yöntemin Bulanık Mantık yöntemi olduğu gözlemlenmiştir. Kontrolcü olmadan yapılan testte genliklerin ve oturma zamanının oldukça yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Aşım değerleri ve oturma zamanı dikkate alındığında Bulanık Mantık yöntemi PID yöntemine göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Etki eden titreşimlerde gözlemlendiği üzere Bulanık Mantık yöntemi PID ve Kontrolçüsüz yöntemlerine göre titreşimi daha iyi sönümlendiği ve yolcuları etkileyebilecek titreşimi en aza indirdiği gözlemlenmiştir.

Gelecek çalışmalarda daha iyi sonuçlar elde edebilmek için Bulanık Mantık yöntemi hata oranı ( $\epsilon$ ) ve hata oranının türevinin ( $d\epsilon/dt$ ) değerlerine ilaveten tam taşıt modeli üzerine uygun bir optimizasyon uygulanarak daha kararlı hale getirilebilir. PID yöntemi üzerinden ise yeni teknolojik hesaplama yöntemleri kullanarak değerlerin en mükemmel şekilde çıkartılarak sönümlenme oranını daha da arttırılabileceği ön görülmektedir.

## KAYNAKLAR

- Adeli, Hung. 1994.** Machine Learning: Appro-aches from the Neural Networks, Genetic Algorithms and Fuzzy Systems (PRT-U). Wiley.
- Allen, J.A. 2008.** Design of active suspension control based upon use of tubular linear motor and quarter-car model. Texas A&M University, Mechanical Engineering Department, M.Sc. Thesis. Texas.
- Badran, S., Salah, A., Abbas, W., Abouelatta, O.B. 2012.** Design of Optimal Linear Suspension for Quarter Car with Human Model using Genetic Algorithms. The Research Bulletin of Jordan ACM , Volume II.
- Cao D., Song X., Ahmadian M.** Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control. Vehicle System Dynamics, Vol. 49, Issues 1-2, 2011, p. 3-28.
- Corporation, B. 2016.** Bridgestone Dynamic-Damping In-wheel Motor Drive System. [http://enginuitysystems.com/files/In-Wheel\\_Motor-\(25.04.2020\)](http://enginuitysystems.com/files/In-Wheel_Motor-(25.04.2020))
- Doğan, H., Kaplan, K., Kuncan, M., Ertunç,H.M. 2015.** Araç Süspansiyon Sistemi Kontrolüne PID ve Bulanık Mantık Yaklaşımları. Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı. TOK'2015 10-12 Eylül 2015,Denizli.
- Gillespie T. D.** Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International, Warrendale, 1996.
- GUCLU, R. 2005.** Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model. Nonlinear Dynamics, 40: 21–34.
- Jazar R. N.** Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer International, New York, 2017.
- Jin, L., Yu, Y., Fu, Y. 2016.** Study on the ride comfort of vehicles driven by in-wheel motors. Adv. Mech. Eng. 2016, 8, 1–9.
- Li, H., Jing, X., Karimi, HR. 2014.** Output-feedback-based  $H_{\infty}$  control for vehicle suspension systems with control delay. IEEE Trans Ind Electron 2014;61:436–46.
- Liang, C.C., Chiang, C.F. 2006.** Int. J. of Ind. Ergonomics 36.
- Liu, M., Gu, F., Zhang, Y. 2017.** Ride Comfort Optimization of In-Wheel-Motor Electric Vehicles with In-Wheel Vibration Absorbers. 19 October 2017 4 of 21
- Ma, Y., Deng, Z., Xie, D. 2014.** Analysis and optimization of in-wheel motor suspension configuration. J. Cent. South Univ. 2014, 45, 3008–3013.

**Mehdizadeh, S. A. 2015** .Optimization of passive tractor cabin suspension system using ES, PSO and BA. Journal of Agricultural Technology, vol. 11, no. 3, pp. 595-607.

**Nikam, S., Vandana, R., Fernandes, B. A. 2012.** High-Torque-Density Permanent-Magnet Free Motor for In-Wheel Electric Vehicle Application. IEEE Trans. Ind. Appl. 2012, 48, 2287–2295.

**Oliveira, K., Cesar, M., Goncalves, J. 2017.** Fuzzy based Control of a Vehicle Suspension System using a MR Damper. In Proceedings of the 12th Portuguese Conference on Automatic Control, Guimaraes, Portugal, 14–16 September 2017.

**Özkop, E. Altaş, İ.H. 2007.** Bulanık Mantık Denetleyici ile Aktif Otomobil Süspansiyon Denetimi. Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü. Karadeniz Teknik Üniversitesi Trabzon.

**Rao, M. V. C., Prahlad, V., 1997.** A tunable fuzzy logic controller for vehicle-active suspension systems. Fuzzy Sets and Systems, 85(1).

**Shirahatt, A. Prasad, P.S.S. Panzade, P. Kulkarni, M.M. 2008.** Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding. January-March 2008. Vol. XXX, No. 1 / 67-68.

**Sun, W., Pan, H., Yu, J., Gao, H.** Reliability control for uncertain half-car active suspension systems with possible actuator faults. IET Control Theory A 2014;8:746–54.

**Takagi, T., Sugeno, M. 1985.** Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics ( Volume: SMC-15 , Issue: 1 , Jan.-Feb. 1985 )

**Takahashi, T., Takemoto, M., Ogasawara, S. Hino, W., Takezaki, K.S. 2017.** Weight Reduction of an In-wheel Axial-gap Motor Using Ferrite Permanent Magnets for Electric City Commuters. In Proceedings of the 18th.

**Wan, Y., Schimmels, J.M. 1995** A simple model that captures the essential dynamics of a seated human exposed to whole body vibration, Bioeng Div ASME 31:333–334, 1995.

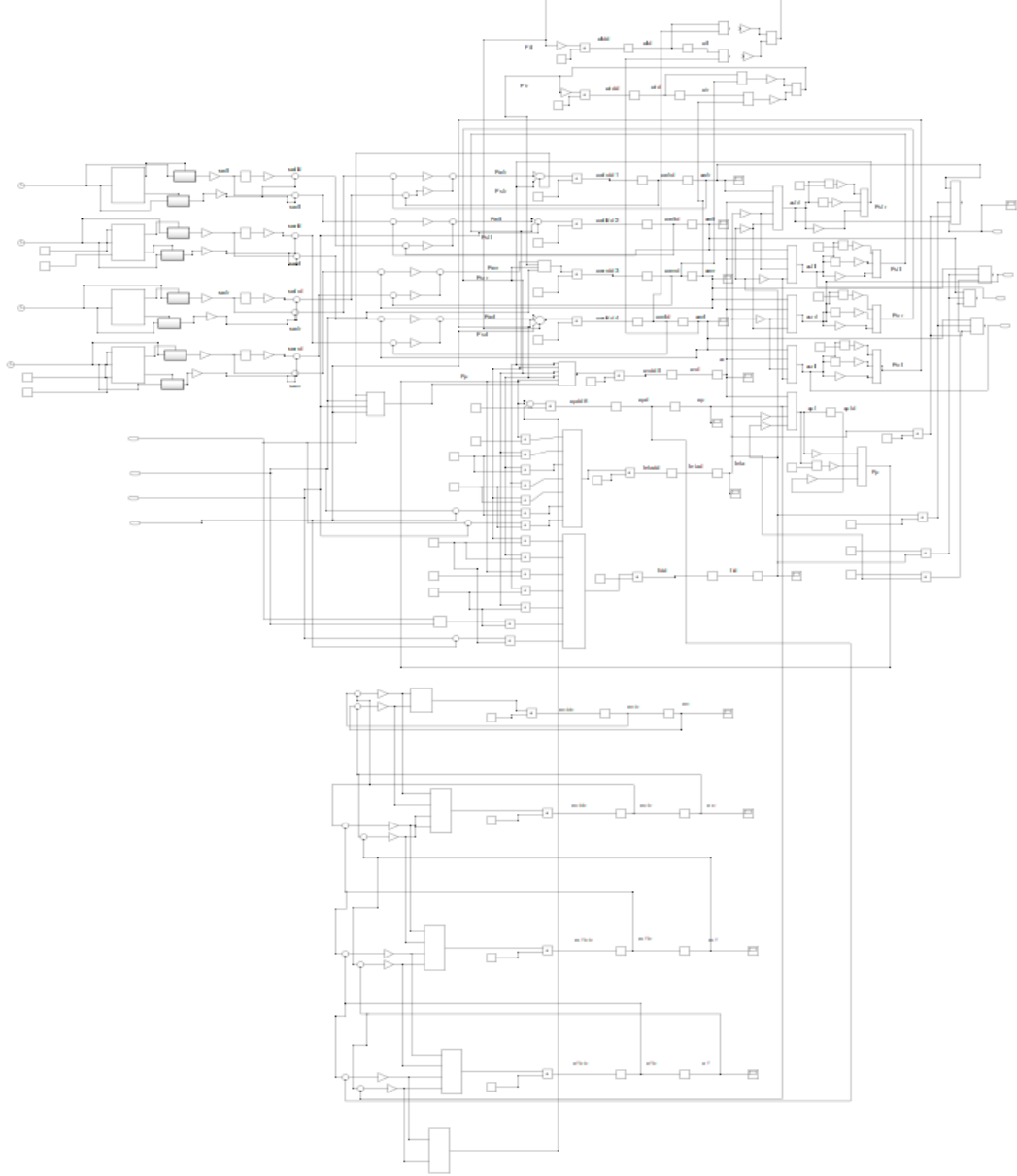
**Yokoyama, M., Hedrick, J.K., and Toyama, S. 2001.** A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers. in Proceedings of the American Control Conference, Arlington, VA, Vol. 4, June 25–27.

## **EKLER**

- EK 1** Doğrusal olmayan 14 serbestlik dereceli elektrikli tam taşıt modeli simulink tasarımı
- EK 2** Tekerlek içi motor simulink tasarımı
- EK 3** Sağ arka teker simulink tasarımı
- EK 4** Sağ ön teker simulink tasarımı
- EK 5** Sol arka teker simulink tasarımı
- EK 6** Sol ön teker simulink tasarımı
- EK 7** Taşıt gövdesinin yuvarlanma hareketi simulink tasarımı
- EK 8** Taşıt gövdesinin kendi ekseninde dönme hareketi simulink tasarımı
- EK 9** Yolcu koltuğunun sıçrama hareketi simulink tasarımı
- EK 10** Taşıt gövdesinin sıçrama hareketi simulink tasarımı
- EK 11** Yolcu koltuğu ve insan modeli simulink tasarımı
- EK 12** Yoldan gelen titreşim simulink tasarımı

## EKLER

### EK 1 Doğrusal olmayan 14 serbestlik dereceli elektrikli tam taşıt modeli simulink tasarımı

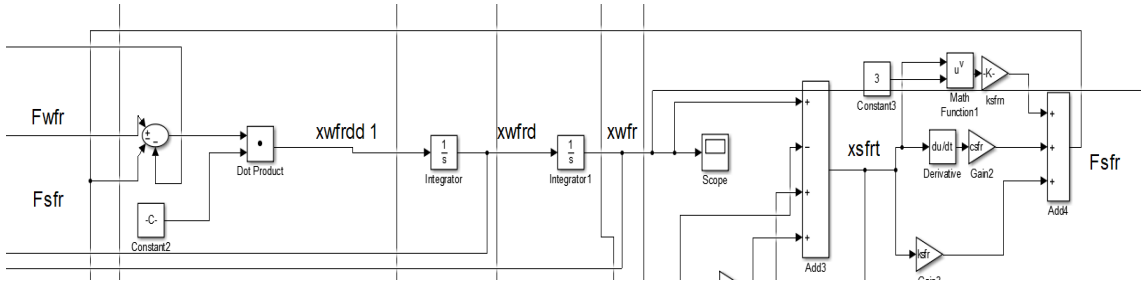




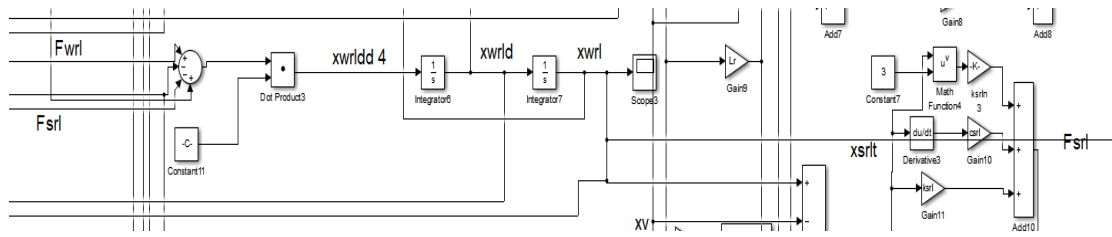




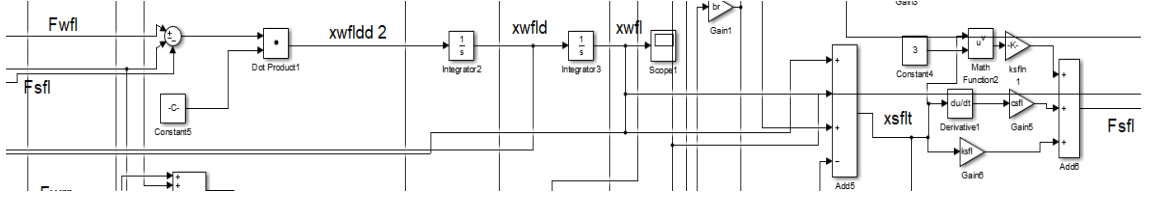
**EK 4** Sağ ön teker simulink tasarımı



**EK 5** Sol arka teker simulink tasarımı

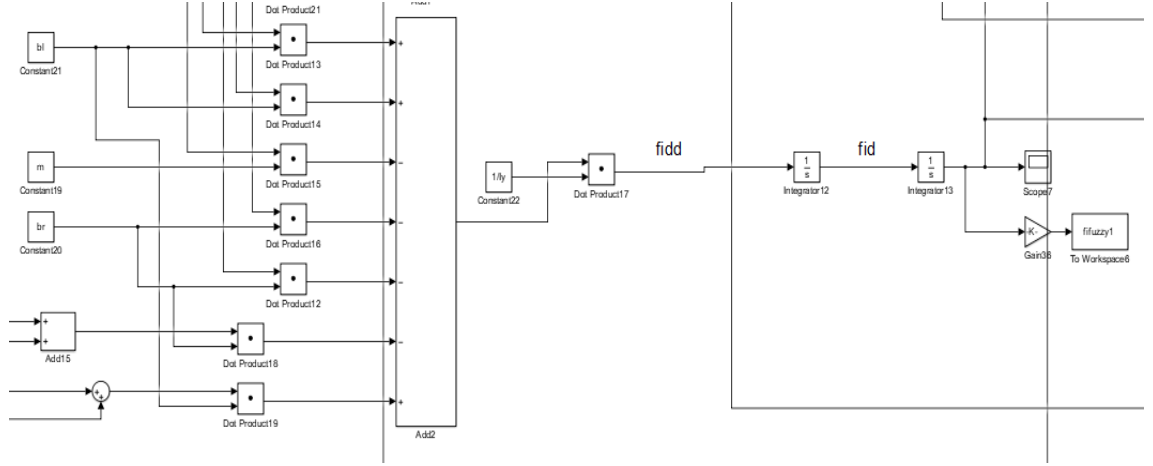


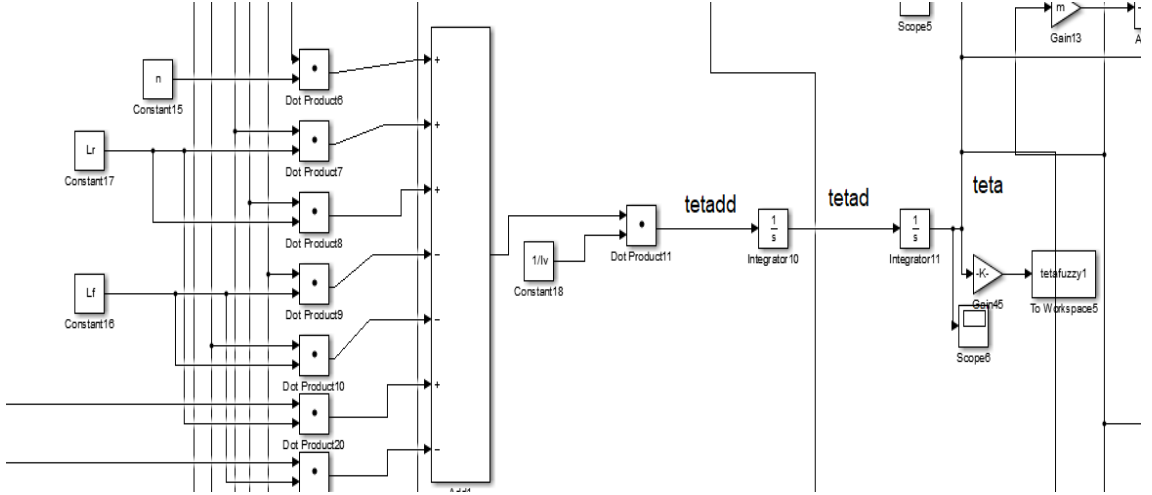
## EK 6 Sol ön teker simülink tasarımı



## EK 7

## Taşıt gövdesinin yuvarlanma hareketi simulink tasarımı



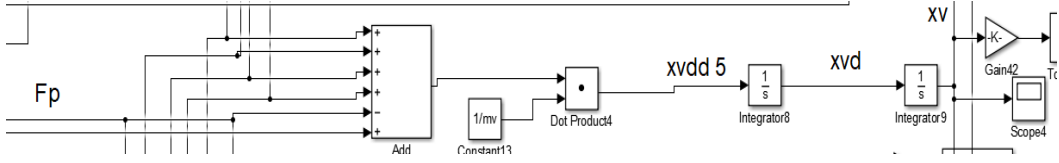
**EK 8****Taşıt gövdesinin kendi eksenini etrafında dönme hareketi simülasyonu**





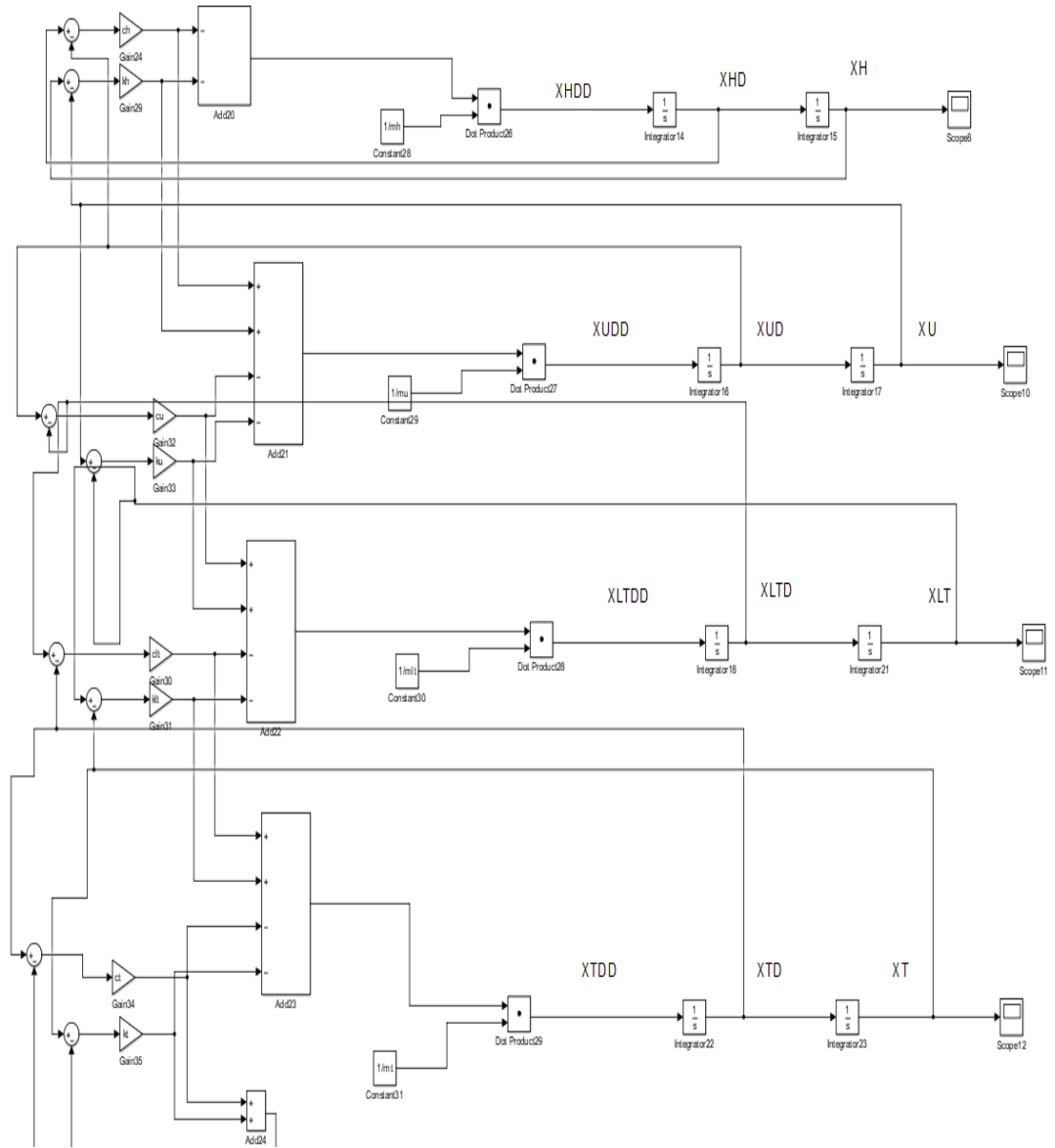
**EK 10**

## Taşıt gövdesinin sıçrama hareketi simulink tasarımı



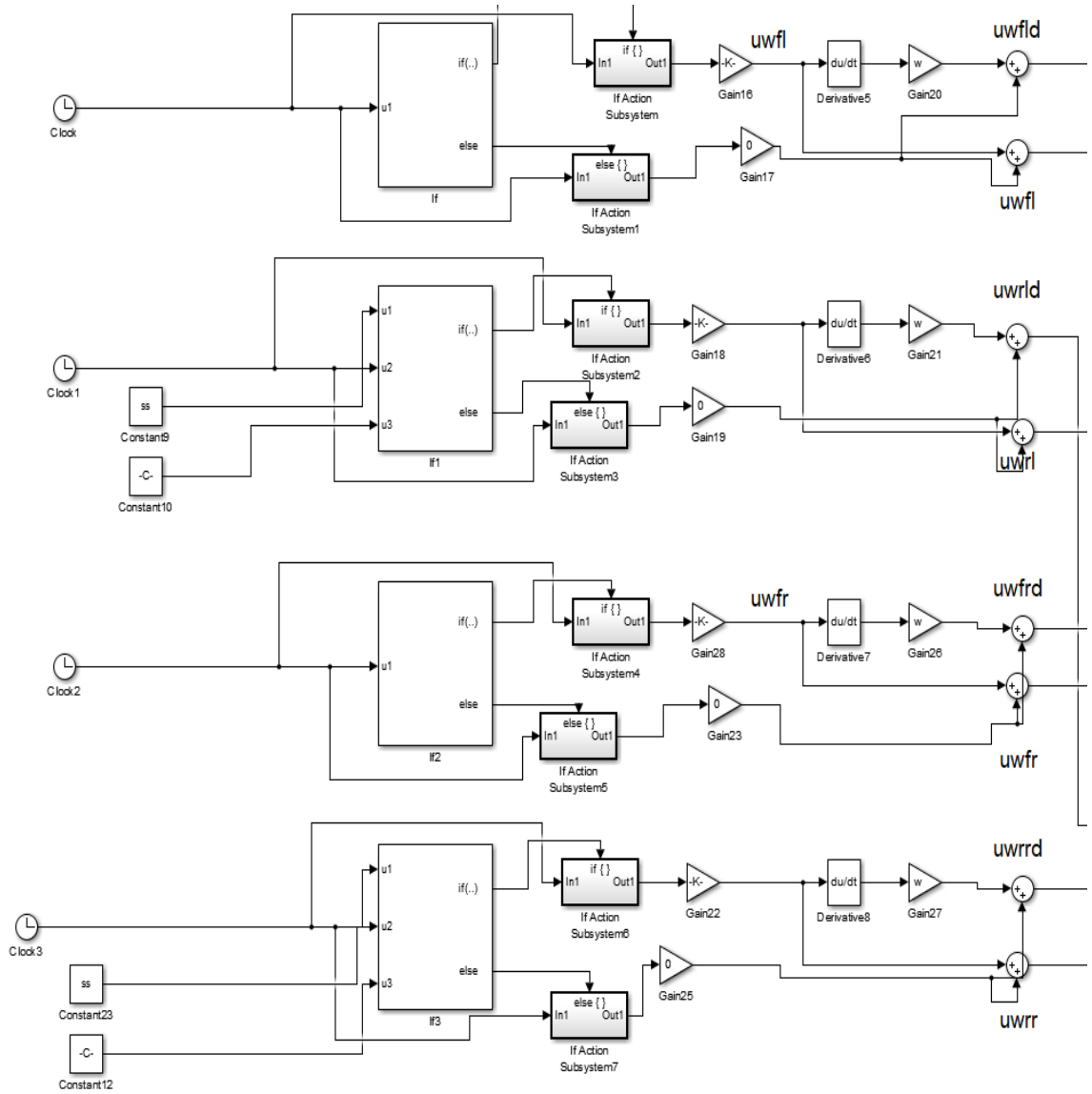
**EK 11**

**Yolcu koltuğu ve insan modeli simulink tasarımı**



**EK 12**

**Yoldan gelen tireşim simulink tasarımı**



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mustafa Tayyip TOKSOY  
Doğum Yeri ve Tarihi : Çaykara-22.04.1995  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Mustafa Azmi Doğan Anadolu Lisesi  
Lisans : Selçuk Üniversitesi Elektrik Elektronik Mühendisliği  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Ototmotiv Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar :

İletişim (e-posta) : tayyiptoksoy@gmail.com

Yayınları :