

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTRİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DOKTORA TEZİ**

**UÇUŞ KONTROL SİSTEMLERİNDE KULLANILAN  
HİDROLİK KANAT YÖN VERME ELEMANLARININ  
POZİSYON KONTROLÜ**

**ALİ ŞENER KAYA**

**KOCAELİ 2018**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

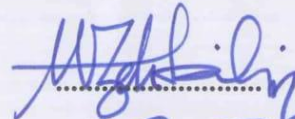
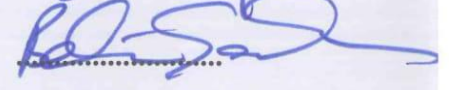
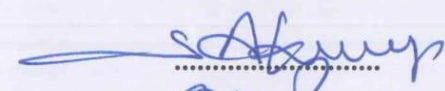

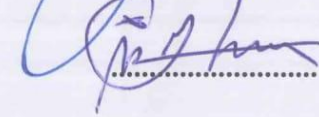
**ELEKTRİK MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**DOKTORA TEZİ**

**UÇUŞ KONTROL SİSTEMLERİNDE KULLANILAN**  
**HİDROLİK KANAT YÖN VERME ELEMANLARININ**  
**POZİSYON KONTROLÜ**

**ALİ ŞENER KAYA**

**Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Zeki BİLGİN**  
Danışman, Kocaeli Üniversitesi  
**Prof. Dr. Bekir ÇAKIR**  
Eş Danışman, Kocaeli Üniversitesi  
**Prof. Dr. Saadettin AKSOY**  
Eş Danışman, Siirt Üniversitesi  
**Prof. Dr. Yaşar BECERİKLİ**  
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi  
**Doç. Dr. Cihan KARAKUZU**  
Jüri Üyesi, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi

Tezin Savunulduğu Tarih: 13.07.2018

## **ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR**

Hava araçlarının kararlılığını sağlamak ve yönelimini gerçekleştirmek için aerodinamik kontrol yüzeyleri veya yakıt itkisinin yönlendirilmesinden faydalanılır. Bu sistemlerde kullanılan alt seviye pozisyon denetleyicileri tahrik elemanlarının istenen statik ve dinamik performans aralığında çalışmasını sağlar. Denetleyicinin temel görevi ise bozucu etkiler altındaki sisteme gönderilen referans komutlarını en düşük referans takip hatasıyla sağlamaktır.

Bu çalışma, hidrolik bir kanat tahrik sistemine doğrusal ve doğrusal olmayan kontrol yöntemlerini uygulama detaylarını kapsamaktadır. Bu amaçla yüksek dereceli kayan kipli kontrol ve kestirim yöntemleri test ve benzetim ortamında uygulanmıştır.

Tez boyunca, çalışmalarımı destekleyen, Dr. Mehmet Zeki Bilgin ve diğer tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Eylül-2018

Ali Şener KAYA

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLolar DİZİNİ .....	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	vii
ÖZET.....	x
ABSTRACT.....	xi
GİRİŞ .....	1
1. HAVA ARAÇLARINDA KULLANILAN TAHRİK SİSTEMLERİ .....	5
1.1. Kontrol Yüzeyi Tahrik Sistemleri .....	7
1.1.1. Tahrik sistemlerinin incelenmesi .....	9
1.1.2. KTS'lerin mimarilerinin karşılaştırması.....	11
1.2. Havacılık Sektöründe Tahrik Sistemi Tasarım Süreçleri .....	13
1.3. Elektro-Hidrolik Tahrik Sistemcileri .....	14
1.4. Matematiksel Modelleme .....	16
1.5. Akış Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	18
1.5.1. Navier-Stokes denklemlerinin uygulanması.....	19
1.5.2. Basınç kayıplarının sistem tasarımına etkisi.....	23
1.5.3. Hidrolik yağ ile sistem dinamiğinin ilişkisi.....	26
1.6. Hidrolik Tahrik Sistemi Analizi .....	38
1.6.1. Doğrusal analiz ve modelleme varsayımları.....	39
1.6.2. Sistem doğrusallığını bozucu temel kaynaklar .....	40
1.6.3. Sistem denklemlerinin elde edilmesi .....	41
1.6.4. Doğrusal sistem modelinin elde edilmesi .....	44
2. KONTROL SİSTEMİ TASARIMI .....	53
2.1. Kontrol Sistemi Tasarım Süreçleri .....	54
2.2. Doğrusal Kontrol.....	55
2.2.1. PI kontrol .....	57
2.2.2. PID kontrol .....	58
2.2.3. PID-FF ileri beslemeli kontrol.....	63
2.2.4. PID-DPF kaskat döngülü kontrol .....	65
2.3. Doğrusal Olmayan Kontrol .....	69
2.4. Kayan Kipli Kontrol.....	72
2.4.1. Yüksek dereceli kayan kipli kontrol .....	73
2.4.2. Üçüncü dereceden kayan kipli kontrol .....	73
2.4.3. İkinci dereceden burulmalı kayan kipli kontrol.....	78
2.5. Kayan Kip Yöntemiyle Durum Değişkenlerinin Kestirimi.....	79
2.5.1. Levant kayan kipli dayanıklı türev yöntemi .....	80
2.6. Kapalı Çevrim Sistem Kararlılığı.....	83
3. TEST VE DEĞERLENDİRME .....	85
3.1. Test Sistemi Donanımları.....	85
3.1.1. Donanım birimlerine ait detaylar .....	86
3.2. Doğrusal Kontrol Gerçek Zamanlı Test Sonuçları.....	88

3.2.1. PID kontrol test ve benzetim sonuçları.....	88
3.2.2. PID-FF kontrol test ve benzetim sonuçları.....	90
3.2.3. PID-DPF kontrol test ve benzetim sonuçları.....	93
3.2.4. PI, PID ve PID-DPF kontrol karşılaştırması.....	96
3.3. Kontrol ve Kestirim Yöntemlerinin Karşılaştırılması.....	100
3.3.1. Levant kayan kipli durum kestirimi.....	100
3.3.2. Kayan kipli denetleyicilerin karşılaştırılması.....	106
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	113
KAYNAKLAR.....	116
EKLER.....	120
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER.....	123
ÖZGEÇMİŞ.....	124



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Bir hava aracı temel kontrol döngüsü görünümü.....	5
Şekil 1.2. Airbus A380 aerodinamik kontrol yüzeylerinin görünümü.....	6
Şekil 1.3. Hava aracı mimarisindeki kontrol döngülerinin görünümü.....	6
Şekil 1.4. Aerodinamik tahrik sisteminin güç ve veri hattı şematiği.....	7
Şekil 1.5. Aerodinamik kontrol yüzeylerinin görünümü.....	8
Şekil 1.6. Hareketli nozul ve kontrol yüzeylerinin görünümü.....	9
Şekil 1.7. (a) Elektro-mekanik (b) Hidrolik tahrik sistemi şematiği.....	10
Şekil 1.8. Tahrik sistemlerinin ulaşabildiği güç-bant genişliği değişimi.....	10
Şekil 1.9. Tahrik sistemi prototip geliştirme süreçleri.....	14
Şekil 1.10. Moog marka hidrolik tahrik sistemi görünümü.....	15
Şekil 1.11. Elektro-hidrolik tahrik sistemine ait alt sistemler.....	16
Şekil 1.12. Hidrolik sistem analizi boyunca takip edilen akış şematiği.....	17
Şekil 1.13. Bir kontrol hacmi üzerine etkileyen kuvvetler.....	18
Şekil 1.14. Akış ve orifis üzerindeki basınç düşümü.....	21
Şekil 1.15. Basınç kaybı ve enerji dönüşümü akış şematiği.....	22
Şekil 1.16. Sürtünme katsayısı ve debi deşarj katsayısı değişimi.....	23
Şekil 1.17. Bir kontrol hacmi için toplam enerji değişimi.....	25
Şekil 1.18. Hidrolik yağ özelliklerinin sıcaklıkla değişimi.....	26
Şekil 1.19. Çözünmemiş (solda) ve çözülmüş (sağda) gazlar.....	29
Şekil 1.20. Hidrolik yağ içerisindeki gazların basınçla değişimi.....	30
Şekil 1.21. Çözünen gaz miktarının sıcaklık ve basınçla değişimi.....	31
Şekil 1.22. Bulk modülü Simulink benzetim modeli görünümü.....	35
Şekil 1.23. Farklı bulk modülleri için basınç değişimi görünümü.....	35
Şekil 1.24. Çözünmemiş hava miktarı için basınç değişimi görünümü.....	36
Şekil 1.25. Farklı bulk modülü değerleri için pozisyon cevabı.....	37
Şekil 1.26. HTS servo valf ve piston basınç ve debi gösterimi.....	39
Şekil 1.27. HTS modeli doğrusallığını bozucu kaynakların görünümü.....	40
Şekil 1.28. Tahrik sistemiyle Jm ataletinin hareket ettirilmesi.....	46
Şekil 1.29. HTS açık çevrim dinamiği görünümü.....	48
Şekil 1.30. Valf, pisto-yük ve toplam bode eğrisi.....	49
Şekil 1.31. Açık çevrim kutup yörüngesi görünümü.....	50
Şekil 1.32. Açık çevrim kazanç ve faz marjı değişimi.....	50
Şekil 1.33. Farklı sıcaklıklar için açık çevrim kazanç ve faz değişimi.....	51
Şekil 1.34. Farklı sıcaklıklar için açık yer kök eğrisi değişimi.....	51
Şekil 2.1. Kontrol sistemi tasarım süreçleri.....	54
Şekil 2.2. Kullanılan doğrusal denetleyici bloklarının görünümü.....	57
Şekil 2.3. PI kontrol bode eğrisi değişimi.....	58
Şekil 2.4. PID kontrol blok diyagramı görünümü.....	59
Şekil 2.5. PID yapısının ayrık zamanlı Simulink diyagramı görünümü.....	60
Şekil 2.6. C1 ve C2 transfer fonksiyonu dinamiği.....	61
Şekil 2.7. PI ve PID kontrol bode eğrileri değişimi.....	62
Şekil 2.8. PID ve PID dürtü (impulse) cevabı.....	62
Şekil 2.9. İleri besleme kazancının blok diyagramında görünümü.....	63

Şekil 2.10. PID ve PID-FF pozisyon çıktısı benzetim karşılaştırması.....	64
Şekil 2.11. Denetleyici çıkış sinyali benzetim karşılaştırması.....	65
Şekil 2.12. PID ve DPF kontrol blok şematiği görünümü .....	66
Şekil 2.13. Piston girişleri arası basınç fark ölçümü.....	67
Şekil 2.14. Sistem kapalı çevrim Simulink modeli görünümü.....	67
Şekil 2.15. Basınç geri beslemeli döngü Simulink modeli görünümü.....	67
Şekil 2.16. PID-DPF kontrol bode eğrisi faz marjları görünümü .....	68
Şekil 2.17. PI, PID ve PID-DPF bode eğrisi karşılaştırması.....	69
Şekil 2.18. Kayan yüzey değişkenlerinin faz değişimleri .....	76
Şekil 2.19. Tahrik sistemi donanımındaki doğrusal olmayan kaynaklar .....	79
Şekil 2.20. Levant kestirim yönteminin Simulink modeli görünümü.....	83
Şekil 2.21. Kapalı çevrim 3-SMC ve SMC kestirimci modeli görünümü .....	84
Şekil 3.1. Gerçek zamanlı test donanım birimleri görünümü .....	85
Şekil 3.2. Gerçek zamanlı test Simulink modeli görünümü.....	86
Şekil 3.3. (a) Kontrol döngüsü (b) Hidrolik Tahrik Sistemi .....	87
Şekil 3.4. PID kontrol ölçüm ve benzetim (a) Pozisyon (b) Kontrol yanıtı.....	89
Şekil 3.5. PI ve PID kontrol pozisyon cevabı ölçüm değeri karşılaştırması .....	90
Şekil 3.6. PID-FF pozisyon çıktısı ölçüm ve benzetim değişimi.....	91
Şekil 3.7. PID-FF kontrol ileri ve geri besleme çıkışı değişimi.....	92
Şekil 3.8. PID ve PID-FF pozisyon ölçümü karşılaştırması .....	92
Şekil 3.9. PI, PID, PID-FF kontrol için ölçüm cevabı karşılaştırması .....	93
Şekil 3.10. Test düzeneği şematiği.....	94
Şekil 3.11. Test düzeneği yükleme cihazı görünümü. ....	94
Şekil 3.12. PI kontrol için pozisyon ve denetleyici test sonucu.....	95
Şekil 3.13. PI ve DPF denetleyici ile birlikte sistem pozisyon cevabı.....	95
Şekil 3.14. Tahrik elemanı pistonu A ve B girişi basınç değişimi.....	96
Şekil 3.15. PI ve PI+DPF için tahrik sistemi cevabı karşılaştırması.....	97
Şekil 3.16. PI, PI+DPF ve PID+DPF pozisyon cevabı karşılaştırması.....	98
Şekil 3.17. PI ve PID+DPF pozisyon cevabı ölçüm karşılaştırması .....	98
Şekil 3.18. Sayısal türev yöntemleri Simulink modeli görünümü .....	100
Şekil 3.19. Levant ve sonlu farklar metodu kestirim sonuçları	
(a) Pozisyon (b) Hız (c) İvme referans ve türev sonucu değişimi.....	101
Şekil 3.20. (a) hız (b) ivme genlik spektrumu (c) faz eğrisi değişimi.....	103
Şekil 3.21. (a) 30 ve (b) 60Hz için hız kestirimi sonuçları .....	105
Şekil 3.22. 30 ve 60 Hz için ivme kestirimi sonuçları .....	106
Şekil 3.23. (a) Pozisyon Yanıtı (b) Kararlı Durum Pozisyon Yanıtı	
(c) Kontrol Çıkışı Değişimi .....	110
Şekil 3.24. (a) Birim basamak pozisyon cevabı (b) Geçici rejim bölgesi	
pozisyon cevabı (c) Kalıcı durum bölgesi pozisyon cevabı	
(d) denetleyici akım çıkışı (e) denetleyici akım çıkışı	
(yakınlaştırılmış grafik).....	120

## TABLolar DİZİNİ

Tablo 1.1. Havacılık sınıfı hidrolik yağ özellikleri .....	27
Tablo 1.2. HTS parametrik belirsizlikleri ve sayısal limitler.....	40
Tablo 1.3. Alt sistemler için açık çevrim dinamiğın karşılaştırılması .....	49
Tablo 2.1. MIL-F-9440D Denetleyici Kararlılık Kriterleri .....	53
Tablo 3.1. Testlerde kullanılan temel alt sistemler ve özellikleri .....	87
Tablo 3.2. PI ve PID kontrol performans karşılaştırması.....	88
Tablo 3.3. PID-FF denetleyici katsayıları .....	91
Tablo 3.4. Doğrusal olmayan denetleyici performanslarının değerlendirilmesi.....	112





## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

°C	: Santigrat Derece
A	: Amper (Akım)
g	: Gravity (İvme)
deg	: Degree (Derece)
dB	: Desibel
kg	: Kilogram
m	: Metre
mm	: Milimetre
V	: Volt
mV	: Milivolt
$\Omega$	: Ohm
Hz	: Hertz
MPa	: Megapascal
Pa	: Pascal (Basınç)
dak	: Dakika
s	: Saniye
ms	: Milisaniye
oct	: Octave (Oktav)
PSI	: Pressure Per Square Inch
L/dak	: Litre/Dakika
$F_g$	: Kuvvet (N)
$M_t$	: Piston ve yansıyan yük kütlesi, (kg)
$B_p$	: Piston ve ilgili yük viskoz sönümlenme katsayısı, (N/m/s)
K	: Rijitlik katsayısı, (N/m)
$F_L$	: Pistona binen yük miktarı, (N)
$K_q$	: Servo valf debi kazanç katsayısı, (m <sup>3</sup> /s/m)
$K_c$	: Servo valf debi-basınç kazanç katsayısı, (m <sup>3</sup> /s/Pa)
$C_{ip}$	: İç kaçak katsayısı, (m <sup>3</sup> /s/Pa)
$C_{ep}$	: Dış kaçak katsayısı, (m <sup>3</sup> /s/Pa)
$x_v$	: Servo valf spool yer değiştirme, (m)
$V_t$	: Sıkıştırılan toplam sıvı hacmi, (m <sup>3</sup> )
$K_g$	: Voltaj-akım dönüştürücü devresi kazancı, (mA/Volt)
$K_{sv}$	: Servo valf akım-debi kazanç değeri, (m <sup>3</sup> /s/mA)
$K_p$	: Debi-piston yer değiştirme değeri kazancı, (1/m <sup>2</sup> )
$K_f$	: Geri besleme hattı kazanç değeri, (deg/volt)
$\zeta_{sv}$	: Servo valf tork motoru sönümlenme katsayısı, (-)
$\zeta_p$	: Piston sönümlenme katsayısı, (-)
$w_n$	: Servo valf tork motoru doğal frekans değeri, (rad/s)
$w_h$	: Piston doğal frekans değeri, (rad/s)
$F_L$	: Pistona binen yük miktarı, (N)
$K_q$	: Servo debi kazanç katsayısı, (m <sup>3</sup> /s/m)

K	: Servo valf debi-basınç kazanç katsayısı, ( $m^3/s/Pa$ )
$C_{ip}$	: İç kaçak katsayısı, ( $m^3/s/Pa$ )
$C_{ep}$	: Dış kaçak katsayısı, ( $m^3/s/Pa$ )
$x_v$	: Spool yer değiştirmesi, (m)
$V_t$	: Sıkıştırılan piston toplam iç hacmi, ( $m^3$ )
$F_{viscous}$	: Viskoz sürtünme kuvveti, (N)
$F_{Inertial}$	: Ataletsel kuvvetler, (N)
$Re$	: Reynold Sayısı, (-)
$Re_{kritik}$	: Kritik Reynold Sayısı, (-)
$\mu$	: Sürtünme Katsayısı, (N/m/s)
v	: Sıvı hızı, (m/s)
D	: Kanal çapı, (m)
$\rho$	: Sıvı yoğunluğu, ( $kg/m^3$ )
$P_{Dynamic}$	: Dinamik Sıvı Basıncı, (Pa)
$P_{Static}$	: Statik Sıvı Basıncı, (Pa)
$\Delta P_{Losses}$	: Basınç Kayıpları, (Pa)
$P_{Net}$	: Net Sıvı Basıncı, (Pa)
$P_{Reservoir}$	: Rezervuar Basıncı, (Pa)
$Q_{Pump}$	: Pompa Debisi, ( $m^3/s$ )
$A_{Piston}$	: Piston Alanı, ( $m^2$ )
$P_{Piston}$	: Piston Çıkış Basıncı, (Pa)
$h_{in}$	: Giriş Entalpi Değeri, (Nm/kg)
$m_{in}$	: Giriş Kütlesi, (kg)
$Q_{Compressb}$	: Sıkıştırılabilirliğe Harcanan Debi, ( $m^3/s$ )
T	: Sıcaklık, ( $^{\circ}C$ )
HP	: Horse Power (Beygir Gücü)

### Kısaltmalar

CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CL	: Close-Loop (Kapalı Çevrim)
DA	: Doğru Akım
DAQ	: Data Acquisition Card (Veri Toplama Kartı)
DC	: Direct Current (Doğru Akım)
DPF	: Dynamic Pressure Feedback (Dinamik Basınç Geri Beslemesi)
EHSV	: Elektro-Hidrolik Servo Valf
EMTS	: Elektro-Mekanik Tahrik Sistemi
FBW	: Fly By Wire (Kontrollü Uçuş)
FF	: Feed Forward (İleri Besleme)
HTS	: Hidrolik Tahrik Sistemi
KKK	: Kayan Kipli Kontrol
KTS	: Kanat Tahrik Sistemi
KY	: Kontrol Yüzeyi
Modf-STA	: Modified Super Twisting Algorithm (Değiştirilmiş Süper Burulmalı Algoritma)
PID	: Proportional Integral Derivative (Oransal-İntegral-Türev)
SMC	: Sliding Mode Control (Kayan Kipli Kontrol)
STA	: Super Twisting Algorithm (Süper Burulmalı Algoritma)

TS : Tahrik Sistemi  
ÜTE : Ünite Test Ekipmanı  
3-SMC : 3rd Order Sliding Mode Control (Üçüncü Dereceden Kayan Kipli Kontrol)  
3-KKK : Üçüncü Dereceden Kayan Kipli Kontrol



## UÇUŞ KONTROL SİSTEMLERİNDE KULLANILAN HİDROLİK KANAT YÖN VERME ELEMANLARININ POZİSYON KONTROLÜ

### ÖZET

İnsanlı veya insansız hava araçları (yolcu, savaş uçakları, uydu fırlatma araçları vb.) tanımlı bir koordinattan diğerine gitmek için aerodinamik kontrol yüzeyi ve/veya yakıt itkinisi yönlendiren mekanizmalardan faydalanırlar. Bu mekanizmalar genellikle mekanik, elektro-mekanik, elektro-hidrolik, pnömatik vb. yapıda olabilirler.

Bu doktora tezinde, kısıtlı parametrik belirsizlikler ve doğrusal olmayan davranışlar sergileyen bir hidrolik kanat yönlendirme sisteminin referans takip problemi üzerinde çalışılmıştır. Bu çalışmanın temel özellikleri ve katkıları sırasıyla: (i) İkinci ve üçüncü dereceden kayan kipli kontrol yöntemlerinin bir referans takip denetleyicisi olarak kullanımı, (ii) İkinci dereceden düşük gürültülü ve dayanıklı kayan kipli sayısal türev yöntemlerinin sistem değişkenlerinin kestiriminde kullanımı (iii) Yüksek dereceli kayan kipli kontrol ve kestirim yöntemlerinin aynı kapalı çevrim kontrol döngüsünde test ve benzetim ortamında kullanımı, (iv) Kapalı çevrim sistem kararlılığını arttırıcı klasik kontrol yapılarının incelenmesi, (v) Doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyici cevaplarının test ve benzetim ortamında karşılaştırılmasıdır. Yüksek dereceli kayan kipli kontrol ve kestirim yöntemlerinin aynı döngüde kullanımı literatürde teorik ve benzetim çalışmaları seviyesindedir. Kontrol yönteminin gerçek zamanlı kullanımı ve bir uçuş kontrol sistemlerinde referans takip denetleyici olarak kullanımı bu çalışmanın temel amacıdır. Çalışma sonucunda doğrusal veya doğrusal olmayan denetleyicilerin iç döngüsünde kullanılan dinamik basınç geri beslemesinin hidrolik sistem rezonans genliğinin düşürülmesinde etkili olduğu testlerle doğrulanmıştır. Tavsiye edilen yüksek dereceli kayan kipli kontrol/kestirim algoritmasını kullanarak, çatırdama olmaksızın en düşük pozisyon takip hatasını sağlayacak kapalı çevrim denetleyici yanıtı elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Doğrusal Olmayan Denetim, Elektro-hidrolik, Kayan Kipli Denetim, Kestirimciler, Uçuş Kontrol Sistemleri.

## **POSITION CONTROL OF AERODYNAMIC SURFACE ACTUATORS OF HYDRAULIC TYPE IN FLIGHT CONTROL SYSTEMS**

### **ABSTRACT**

In order for a manned and/or an unmanned air vehicle (military or public aircrafts, space vehicles, missiles) to follow their given trajectories, aerodynamic control surfaces and thrust actuators need to be controlled precisely thus vehicle guidance and stability can be achieved. The mechanisms which are used are mostly of mechanical, electro-hydraulic and pneumatic type.

In this PhD thesis, an output feedback sliding mode position controller/estimator scheme is proposed to control a system subject to bounded nonlinearities and parametric uncertainties. The main outcomes of the proposed approach are: (i) The application of a second and third order sliding mode closed loop controller for a reference tracking problem, (ii) The application of a second order robust sliding mode differentiator as a state estimator, (iii) The application of a combined high order sliding mode controller/estimator scheme for a reference tracking problem (iv) Proposing techniques to improve the closed loop stability margins of classical controllers, (v) Analysing and comparing the results of the linear and nonlinear controllers in real-time and simulation environment. Various works have been published addressing the theoretical effectiveness of the Third Order Sliding Mode Control (3-SMC). However, the application of 3-SMC with a feedback estimator to a flight actuators has not been treated explicitly. The main focus of the paper is to experimentally demonstrate the stability and positioning performance of a high order sliding mode controller/estimator algorithm. The obtained results have demonstrated that the proposed high order sliding mode controller/estimator scheme has a smaller position tracking error with minimum chattering compared to the linear counterparts.

**Keywords:** Nonlinear control, Electro-hydraulic, Sliding Mode Control, Estimation, Flight Control Systems.

## GİRİŞ

Hava araçlarının kararlılığı, uçuş bilgisayarının ürettiği güdümü sağlayacak pozisyon komutlarının yakıt itki veya aerodinamik yüzey tahrik sistemleri tarafından gerçekleştirilmesiyle sağlanır. Böylelikle araç, hedef yönelimini gerçekleştirirken x, y ve z eksenlerinde de kararlılık sağlanmış olur [1]. Kanat veya yakıt itkisinin yönlendirmesi için gerekli kuvvet çoğunlukla elektromekanik, hidrolik veya pnömatik tahrik sistemleri tarafından sağlanır. Bu sistemler arasında yüksek güç/hacim ve bant-genişliğine sahip olan elektro-hidrolik tahrik sistemleri havacılık ve savunma sistemlerinde halen yoğun olarak kullanılmaktadır [2].

Tahrik sistemlerinin gönderilen pozisyon referans komutunu istenen kararlılık marjında ve en düşük hata ile takip etmesi alt seviye kapalı çevrim pozisyon kontrol döngüleri tarafından gerçekleştirilir. Bu döngüler kontrol mühendisliği bakış açısında açısından değerlendirildiğinde, dinamiği doğrusal olmayan kaynaklar ve parametrik belirsizlikler barındırır [2].

Mekatronik sistemlerin parametrik belirsizlikler ve bozucu etkiler altında hassas pozisyon kontrolü geçmişten günümüze aktif bir araştırma alanı olmuştur. Bu amaçla çeşitli doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyiciler havacılık, savunma vb. birçok endüstride uygulanmıştır [3-5]. Doğrusal kontrol teorisi günümüzde bu tip sistemler için yaygın olarak kullanılmaya devam etmektedir. Ancak sistemdeki parametrik belirsizler ve doğrusal olmayan kaynaklarının denetleyici performansını etkileyeceği ve doğrusal kontrol teorisi ile kontrolün dezavantajları olduğu bilinmektedir [2].

Tahrik sistemlerinde kullanılan pozisyon denetleyicileri, referans takip problemleri doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyicilerle sağlanmaktadır. Elektro-Hidrolik Tahrik Sistemlerinde (EHA), tıpkı Elektro-Mekanik (EMA) sistemler gibi kontrol döngülerinde doğrusal sistem teorisinden yaygın olarak faydalanılır. Ancak hidrolik sistem açık çevrim doğal frekansının düşük sönümlü olması nedeniyle sistem kapalı çevrim bant genişliği kısıtlı olarak arttırılabilir [6].

Gerek kontrol algoritmalarının ve gerekse de işlemci mimarilerinin gelişmesiyle ileri seviye doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyiciler gerçek zamanlı olarak uygulanmaya başlanmıştır. Bu durum, kontrol algoritmalarının yüksek bant genişliği ve hassasiyet sağlayacak şekilde tasarlanmasına olanak vermiştir [7].

Doğrusal olmayan kontrol teorisinin EHA'lara uygulanması geçmişten günümüze aktif bir araştırma alanı olmaya devam etmektedir. Parametrik belirsizlerin etkisinin azaltılması amacıyla adaptif kontrol yöntemleri yoğun olarak kullanılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları, doğrusal olmayan dayanıklı kontrol yöntemleri, bulanık mantık, yapay sinir ağları, kayan kipli kontrol gibi yöntemlerin kullanımını kapsamaktadır. Bu yöntemlerin Hidrolik Tahrik Sistemlerine (HTS) uygulanmasına literatürde birçok kaynakta atıfta bulunulmuştur [8-10].

Doğrusal olmayan denetleyiciler, referans takip problemlerinin en az hata ile elde edilmesi amacıyla yoğun olarak kullanılmakta olup denetleyici başarısı sistem belirsizlikleri ve doğrusal olmayışı seviyesine göre değişiklik göstermektedir [11,12]. Bu nedenle sistemin matematiksel modellenmesinin yüksek doğrulukta elde edilmesi önemlidir. Matematiksel modellemenin kalitesini ise uzmanlık ve harcanan süreler belirlemektedir.

Doğrusal olmayan denetleyici alternatiflerinden bir diğer dayanıklı kontrol yöntemi kayan kipli algoritmalar olup, sistem belirsizlikleri altında referans takip problemlerinin çözümünde iyi performans gösterdiği bilinmektedir [10]. Kayan kipli kontrol uygulanmasında ortaya çıkan en yaygın problem ise denetleyici çıkışının süreksiz bir davranış sergilemesi ve çatırdamasıdır (ing. chattering) [10]. Çatırdama kontrol çıkışlarının kararlı durum halinde yüksek frekans ve/veya genlikli davranış göstermesidir. Bu durum birçok sistem gibi hidrolik sistem için de istenmeyen bir durumdur. Örnek olarak, tahrik sistemi servo valfine gönderilecek yüksek frekanslı bir süreksiz kontrol çıktısı, valfte sürücüsü, içyapısında deformasyon veya kalıcı miknatislanmaya sebep olabileceği gibi, sistemde mekanik veya hidrolik doğal frekanslarda salınımlara neden olabilir. Literatürde [10] çatırdama (ing.chattering) olarak tanımlanan yüksek veya düşük frekanslı süreksiz kontrol çıktısının temel nedenleri idealde sistem dinamiği zaman sabitlerinin sınırlı, modellenemeyen sistem dinamiklerinin varlığı veya parametrik belirsizliklerdir. Bu durumun en aza

indirilmesi için, süreksiz kontrol çıktısının sürekli bir fonksiyon haline getirilmesi yüksek dereceli kayan kipli kontrol yöntemleriyle sağlanmıştır [13].

Literatürde kayan kipli algoritmalarla referans takip problemlerinin çözümü için birçok çalışma yapılmıştır. İkinci dereceden bir kayan kipli kontrol, hassas hız ve pozisyon kontrol uygulamaları için elektro-mekanik tahrik sistemlerine başarıyla uygulanmıştır [10]. Benzer şekilde bilinmeyen sistem çıktılarının kestirimi için de kayan kipli dayanıklı türev algoritmaları test ve benzetim ortamlarında kullanılmıştır [14]. İkinci dereceden kayan kip algoritmaları bağıl derecesi iki ve altı davranış sergileyen sistemlere uygulanmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir [15]. Yüksek dereceli davranış sergileyen sistemlerdeki çatırdamanın azaltılması ve bozucu etkilere karşı dayanıklı kontrol çıktısının elde edilmesi için üçüncü dereceden kayan kipli kontrol algoritmaları benzetim ortamında kullanılmaya başlanmıştır [16]. Bu yöntem sistem çıktılarının yüksek dereceli türevlerine ihtiyaç duyduğundan model tabanlı veya nümerik türev ile kestirim yöntemleri denetleyiciyle birlikte kullanılmıştır [16, 17].

Cucuzzella M. ve arkadaşları üçüncü dereceden bir kayan kipli denetleyicinin elektrik-dağıtım şebekeleri (ing. micro-grid) sistemine uygulanması üzerine bir çalışma yapılmış, etkinliği benzetim ortamında değerlendirilmiştir [17].

Schmidt L. ve arkadaşları, bir ikinci dereceden süper burulmalı (ing. super-twisting) kayan kipli denetleyiciyi hidrolik tahrik sistemine uygulanmış ve tatmin edici sistem cevabı alındığını test sonuçlarıyla doğrulamıştır. Lakin bu yöntemde ortaya çıkacak modellenmemiş sistem dinamiğinin çatırdamaya neden olabileceği risk olarak belirtilmiştir [18].

Bu çalışmada, hidrolik bir kanat tahrik elemanının kısıtlı parametrik belirsizler ve bozucu etkiler altındaki referans takip probleminin çözümü üzerine çalışılmıştır. Tasarlanan denetleyicinin komut referansını en düşük çatırdamayla ve pozisyon kontrol hatasıyla takip etmesi hedeflenmiştir. Bu çalışmanın temel katkıları sırasıyla: (i) İkinci ve üçüncü dereceden kayan kipli kontrol yöntemlerinin bir referans takip denetleyicisi olarak kullanımı, (ii) İkinci dereceden düşük gürültülü ve dayanıklı kayan kipli sayısal türev yöntemlerinin sistem değişkenlerinin kestiriminde kullanımı (iii) Yüksek dereceli kayan kipli kontrol ve kestirim yöntemlerinin aynı kapalı

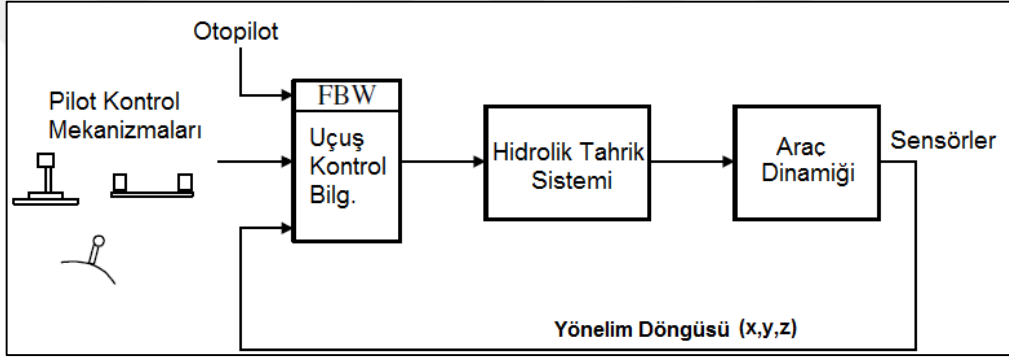


çevrim kontrol döngüsünde test ve benzetim ortamında kullanımını, (iv) Kapalı çevrim sistem kararlılığını arttırıcı klasik kontrol yapılarının incelenmesi, (v) Doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyici cevaplarının test ve benzetim ortamında karşılaştırılması olarak ifade edilmiştir.

Üçüncü dereceden kayan kipli kontrolcünün hidrolik bir aerodinamik yüzey tahrik elemanına uygulanması, durum değişkenlerinin kayan kipli dayanıklı türev yöntemiyle kestirimi ve tüm algoritmaların gerçek zamanlı kestirimi için benzetimi temel motivasyodur. Kullanımı hedeflenen edilen kontrol/kestirim yöntemi literatürde teorik çalışmalar ve benzetim seviyesinde olup, bu çalışmaların gerçek zamanlı olarak uygulanması, sonuçlar diğer doğrusal ve doğrusal olmayan yöntemlerle karşılaştırılması çalışmanın temel katkılarıdır. Takip edilen yöntemlerin test ortamında olumlu sonuçlar vermesi ve havacılık sektörüne uygulanması çalışmanın temel hedefidir.

## 1. HAVA ARAÇLARINDA KULLANILAN TAHRİK SİSTEMLERİ

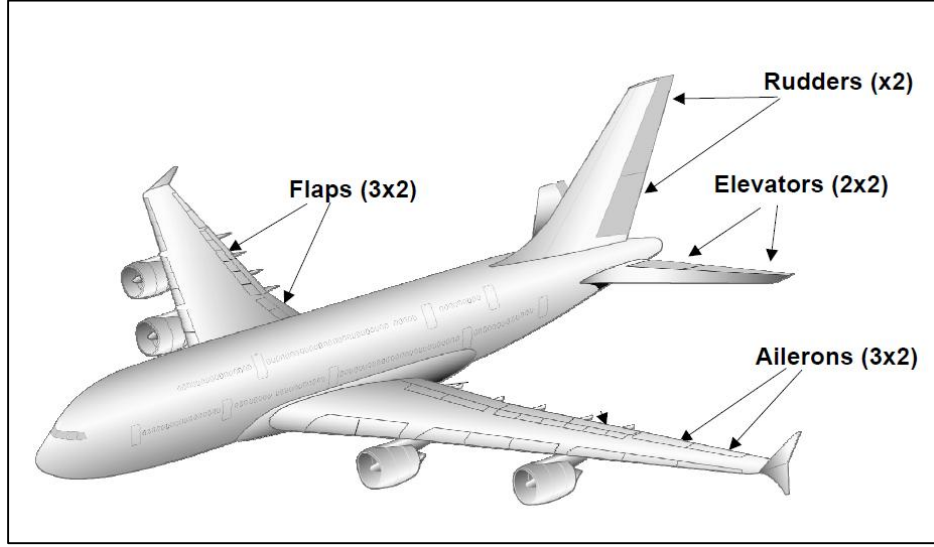
Hava aracının tanımlı bir yörüngede kararlı bir şekilde hareket etmesi, hava aracının x, y, ve z eksenlerinde kararlılığının sağlanmasıyla mümkündür. Bu durumun sağlanabilmesi için hava aracı sensörlerinden (ör: açısal pozisyon, hız vb.) toplanan veriler uçuş bilgisayarı tarafından işlenerek her bir eksen için kararlılığı sağlayacak kontrol çıktısı oluşturulur. Bu durum uçuş bilgisayarı içindeki uçuş kararlılığı döngüsü tarafından sağlanır. (Bkz. Şekil 1.1.)



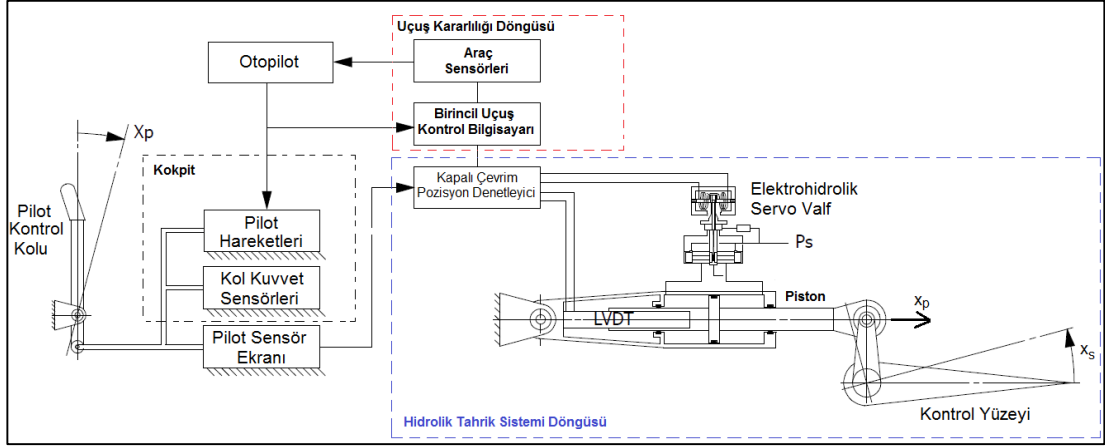
Şekil 1.1. Bir hava aracı temel kontrol döngüsü görünümü [19]

Uçuş kararlılık döngüsü tarafından üretilen kararlılık ve yönelimi sağlayacak sinyaller aerodinamik yüzey kontrol sistemlerine referans komutu olarak gönderilir. Şekil 1.2’de gösterilen her bir kontrol yüzeyinin pozisyonu tahrik sistemleri tarafından hassas doğrulukta kontrol edilir. Böylelikle Şekil 1.3’te gösterilen hava aracı x, y, ve z ekseninde sırasıyla flap, aileron ve rudder kontrol sistemleri tarafından hareket ettirilmiş olur.

Şekil 1.3’te bir hava aracı kontrol döngüsü mimarileri açısından incelenmiştir. Pilot kontrol kolu veya otopilot tarafından x, y veya z ekseninde gönderilen manevra referans sinyalleri uçuş bilgisayarı tarafından uçuş kararlılığı döngüsünde işlenerek kararlılık ve güdümü sağlayıcı pozisyon referanslarının üretilmesini sağlar. Bu sinyaller her bir aerodinamik yüzey tahrik sistemine pozisyon referansı olarak gönderilir.

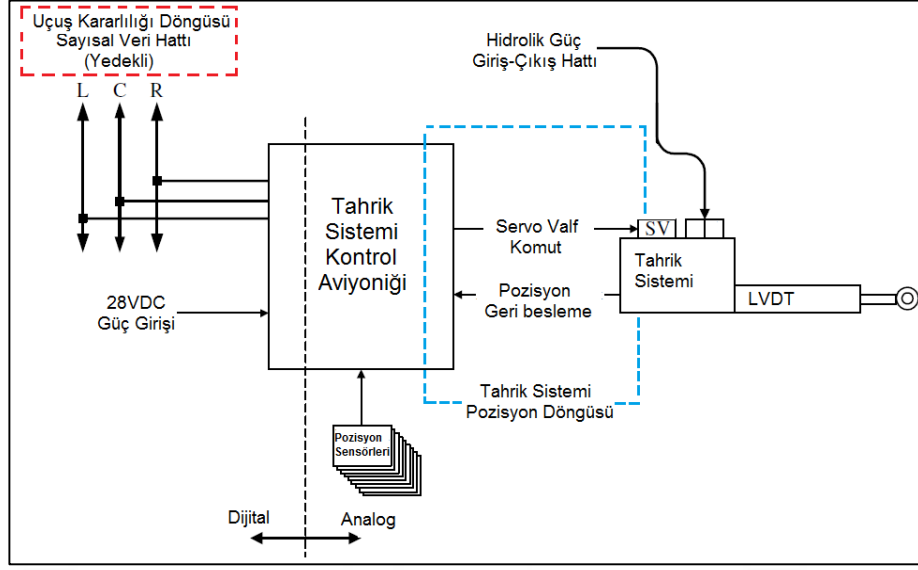


Şekil 1.2. Airbus A380 aerodinamik kontrol yüzeylerinin görünümü [20]



Şekil 1.3. Hava aracı mimarisindeki kontrol döngülerinin görünümü [20]

Tahrik sistemi pozisyon döngüsü Şekil 1.3'te gösterilmiş olup, hava aracı alt-seviye kontrol döngülerinden biridir [19]. Bu döngü içine girdi olan pozisyon, basınç, sıcaklık gibi sensörlerin tamamı yedekli olup, toplanan veriler sürekli pozisyon kontrol döngüsü ve sistem sağlığının değerlendirildiği karar verici kontrol (ing. Supervisory Control Unit) döngüsüne girdi olur.

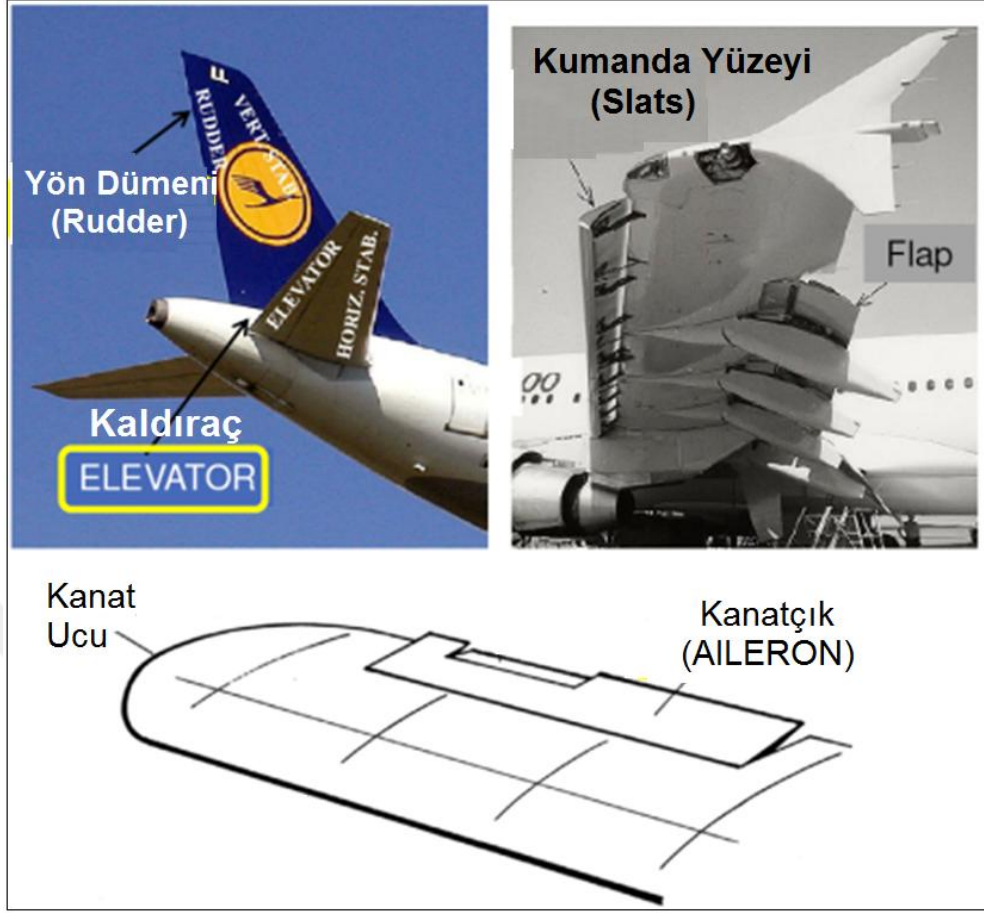


Şekil 1.4. Aerodinamik tahrik sisteminin güç ve veri hattı şematiği [20]

Şekil 1.4'te gösterilen tahrik sistemi döngüsünde işlenen referans sinyalleri, aerodinamik kontrol yüzeyini istenen konuma getirerek gövde hareketini sağlar. Gönderilen referans sinyalleri uçuş kararlılığı döngü frekansına göre sayısal veri hattı üzerinden tahrik sistemine gönderilir. Bu durum Şekil 1.4'te gösterilmiştir. Yedekli uçuş bilgisayarı veri hattı üzerinden alınan sayısal sinyaller çözümlenerek tahrik sistemi kontrol döngüsü içinde değerlendirilir. Döngü çıktısı olarak oluşturulan analog/sayısal sinyaller ilgili valf, elektrik motoru vb. son kontrol elemanlarına gönderilerek yüzeyler hareket ettirilir.

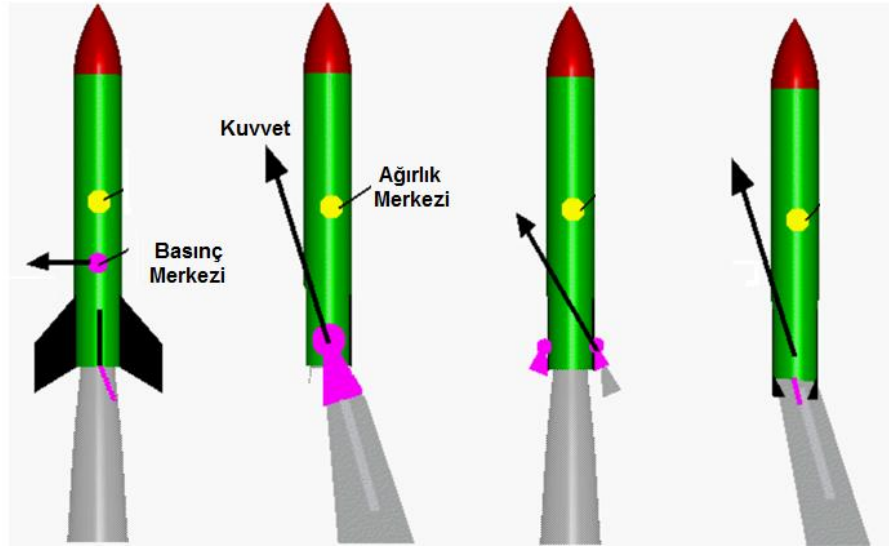
### 1.1. Kontrol Yüzeyi Tahrik Sistemleri

Tahrik sistemlerinin kontrol yüzeyi üzerinde kullanılması, gerekli hacim ve ağırlık standartlarının sağlanmasıyla mümkün olur. Dolayısıyla kullanılan bir tahrik sistemi düşük hacim ve ağırlık kısıtlarını sağlamalıdır. Savunma ve havacılık sektöründe kullanılan hava araçları en kötü senaryo (ör: kötü hava koşulları, yüksek manevra gereksinimleri) altında güdüm bilgisayarı tarafından gönderilen yönelimi gerçekleştirmek zorundadır. Yönelim esnasında hava aracına etkiyecek kötü senaryolar, kullanılan tahrik sistemi kararlılık, pozisyonlama hassasiyeti, cevap karakteristiğini en az seviyede etkilemelidir.



Şekil 1.5. Aerodinamik kontrol yüzeylerinin görünümü [19]

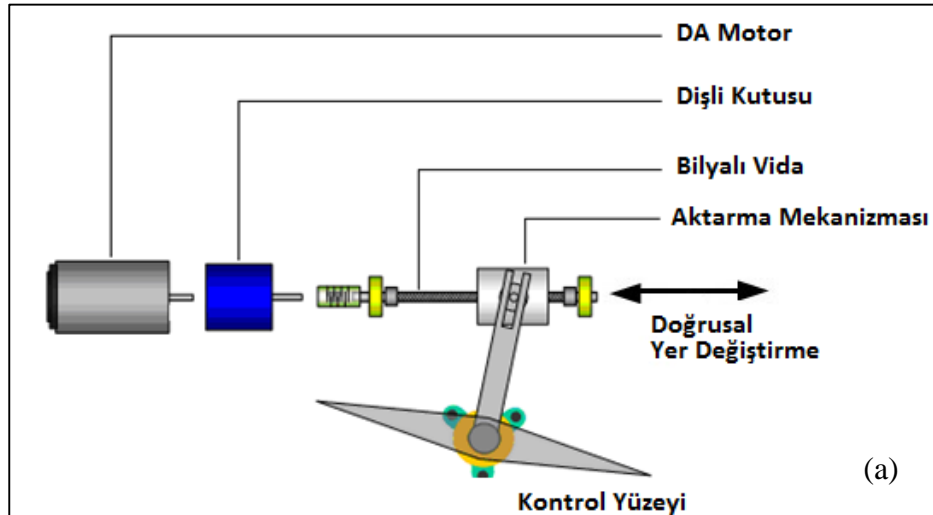
Şekil 1.5'te gösterilen kontrol yüzeylerinin tahriki hidrolik sistemler tarafından sağlanıp, günümüze özellikle yolcu/savaş uçakları ve uydu fırlatma araçlarında yoğun olarak kullanılmaktadır [4]. Şekil 1.6'da güdümlü roketlere ait hareketli nozul ve aerodinamik kontrol yüzeyleri gösterilmiştir.



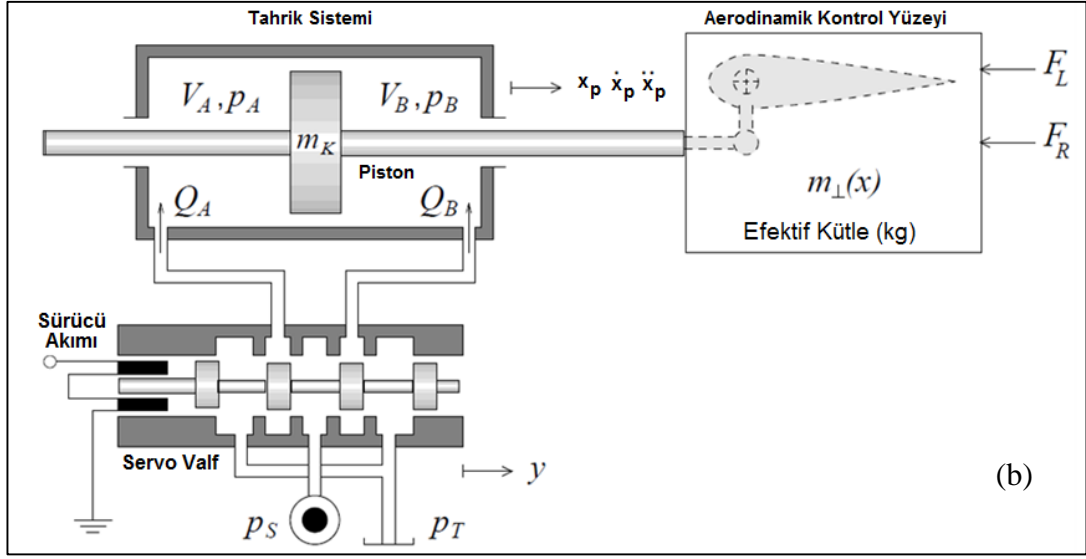
Şekil 1.6. Hareketli nozul ve kontrol yüzeylerinin görünümü [22]

### 1.1.1. Tahrik sistemlerinin incelenmesi

Günümüzde, itki veya aerodinamik kuvvetlerin yönlendirilmesini sağlayan tahrik sistemleri daha düşük hacimlerde tasarlanmaktadır [4]. Sistem tasarımındaki iyileştirmelere ek olarak, kontrol sistemi tasarımında da en uygun (optimal) tasarım ihtiyaçlarının (ör: bant genişliği, pozisyon kontrol hassasiyetinde artış) karşılanması beklenmektedir. Bu amaçla kontrol sistemlerinin tasarımında model tabanlı analiz ve kontrol yöntemleri yoğun olarak kullanılmaktadır [1, 19].

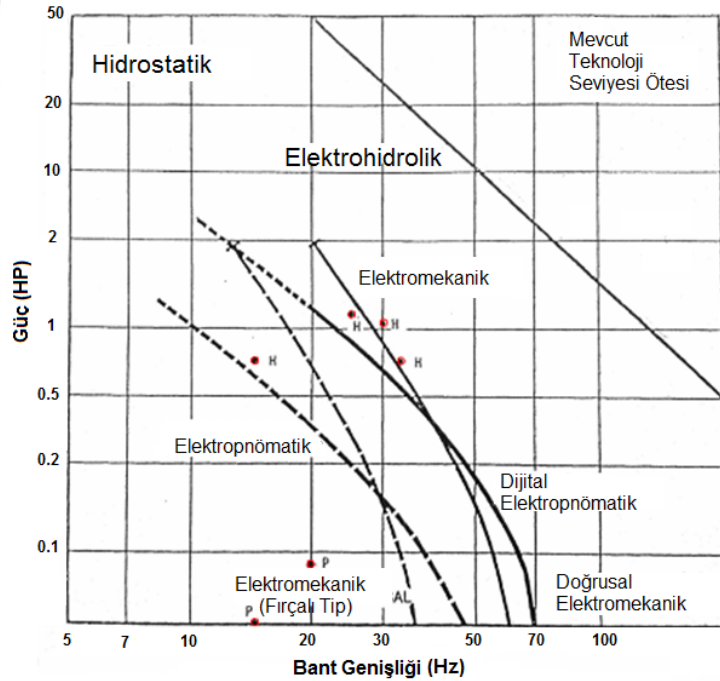


Şekil 1.7. (a) Elektro-mekanik (b) Hidrolik tahrik sistemi şematigi [11]



Şekil 1.7. (Devam) (a) Elektro-mekanik (b) Hidrolik tahrik sistemi şematığı [11]

Şekil-1.7.(a) ve (b)'de sırasıyla elektro-mekanik ve hidrolik bir tahrik sistemine ait şematik verilmiş olup, uygun tahrik yapısının belirleyecek ana faktörler fonksiyonel isterler, mekanik kısıtlar, sistem güvenilirliği ve maliyet olacaktır.



Şekil 1.8. Tahrik sistemlerinin ulaşabildiği güç-bant genişliği değişimi [21]

Hidrolik tahrik sistemleri yüksek bant genişliği ve güç yoğunlukları dolayısıyla havacılık uygulamalarında tercih edilir. (Bkz. Şekil 1.8.)

Büyük kütleli araçlarının hava manevrası için gerekli kuvvetler yüksek olduğundan (ör: yolcu, askeri tip uçaklar) kullanılan birçok kanat tahrik elemanı (ör: flap, airleron, vb.) hidrolik yapıdadır. Hidrolik tahrik sistemleri, yüksek kuvvetleri küçük hacimler ve yüksek basınçların kullanımıyla elde ettiklerinden yüksek güç/hacim oranına sahiptirler [2, 21]. Bununla birlikte malzeme ve tasarım iyileştirmeleri elektro-mekanik tahrik sistemlerinin de küçük hacimlerde yüksek güç üretmesini sağlamakta, bakım ve maliyet etmenlerinden ötürü hidrolik sistemlerin yerini almaya devam etmektedir [21].

Kontrol edilebilirlik açısından değerlendirildiğinde hidrolik sistemler elektromekanik (ör: elektrik motor tahrikli sistemler) sistemlere göre daha zor bir dinamiğe sahiptirler. Kullanılan hidrolik yağın çevresel koşullar ya da basınç kayıpları sonrasında sıcaklığının artması, düşük çevresel sıcaklıkta çalışma, kapalı çevrim bir kontrol döngüsünün kararlılık sınırlarını ve ideal çalışma noktasını değiştirir. Bu durum hidrolik sistemlerin parametrik belirsizliklerinin yüksek olduğunu gösterir [23].

### **1.1.2. KTS'lerin mimarilerinin karşılaştırması**

Havacılık uygulamalarında tahrik sisteminin seçimi, statik ve dinamik performans gereksinimlerine ek olarak mekanik kısıtlar ve çevresel şart standartlarını da karşılayacak yapının seçilmesi önemlidir [20, 21]. Yüksek güç, küçük hacimli bir sistem yüksek güç yoğunluklu (ing. High power density) olarak adlandırılır.

Hava aracının güç ve manevra isteğine göre kullanılan tahrik ünitesi genellikle hidrolik ya da elektro-mekanik yapıda olup, bir birlerine göre avantaj ve dezavantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir,

- ✓ Hidrolik yapıdaki sistemler yüksek Güç/Ağırlık oranına sahiptir. Günümüzde hidrolik pompa/motorlar en az 4,4 HP/Kg'lık oranlarda olup elektro-mekanik sistemlere göre daha kompakt yapıda ve daha yüksek güç üretirler.
- ✓ Güç üretimi esnasında oluşan kayıplardan kaynaklı ısının, hidrolik çevrim aracılığıyla sistemden atılabilmesi, tasarım sırasında daha küçük boyutlara indirgenmesini sağlar. Bu bağlamda HTS ile karşılaştırılacak bir elektro-mekanik HTS'nin kayıplarından kaynaklanan ısıyı uzaklaştırması daha zordur. Elektrik



motorlu HTS'lerin sürekli ve tam yükte çalışması durumunda sistem sıcaklığı yüksek değerlere çıkar ve soğutulması gerekir. Bu durum sürekli yüksek güç çevriminin (ing. duty cycle) gerektiği sistemler için istenmeyen bir durumdur.

- ✓ HTS'ler en az 2. dereceden sistemler olarak değerlendirilir [2]. Bu durum, daha yüksek kapalı çevrim bant genişliği anlamına gelir. Ancak hidrolik HTS'lerde artan kontrol kazanç değeri için, sistemi gürültülere karşı daha fazla hassaslaştırır ve kontrol tasarımı elektro-mekanik sistemlere göre daha detaylı analizler gerektirir. Benzer şekilde hazır satın alınan motor ve dişli kutusu seçimi ile elde edilecek tahrik gücü, HTS 'de pompa, servo valf, rezervuar, piston, sızdırmazlık elemanları, hidrolik yağ, gövde tasarımı gibi birçok elemanın uygun seçimi ve optimum performansta seçimini gerektirir. Bu bağlamda elektro-mekanik ve HTS'ler ön tasarım süreçleri açısından değerlendirildiğinde HTS'lerin çok daha detaylı ve doğrulanmış matematiksel modelleme gerektireceği açıktır.
- ✓ Hidrolik sistemler güç iletimi esnasında aktarma elemanı (dişli kutusu vb.) kullanılmadığından daha az boşluklu tasarlanabilir.
- ✓ Elektromekanik KTS tasarım ve devreye alma süreleri HTS'lere oranla daha kolaydır. Temin edilen motor-dişli kutusu ünitesinin uygun yazılım ve sürücü donanımıyla ile kolaylıkla kullanılabilir duruma getirebilir. Diğer taraftan HTS'nin çalıştırılabilmesi için gereken, bir adet hidrolik kaynak ünitesi, uygun tezgâh ve hidrolik kanalların yanı sıra, uygun sızdırmazlık elemanları, servo-valf, pompa, tahliye valfleri, filtreler ihtiyacı duyulur.
- ✓ Problemsiz sistem tasarımı, hassas toleranslarda mekanik tasarım gerektirir, dolayısıyla artan maliyetler proje bütçelerinin elektro-mekanik sistemlere göre daha yüksek olmasına neden olur.
- ✓ Tasarımı ve eleman seçimi süresince sistem tasarım iş gücü daha yoğun, doğrulama ve testleri daha uzundur, dolayısıyla birim maliyeti daha yüksektir
- ✓ HTS'ler çalışma ömürleri boyunca sızdırmazlık elemanları, kimyasallar, filtreler vb. alt sistemleri için düzenli bakım gerektirir. Dolayısıyla depolama ya da operasyon boyunca bakım maliyetleri yüksektir.
- ✓ Hassas mekanik tasarım toleransları, bakım gereksinimleri HTS'lerin EMTS'lere göre güvenilirliğinin düşük olmasına neden olur. EMTS'lerin uzun süreli operasyonel güvenilirlikleri (ing. reliability) daha yüksektir [21].

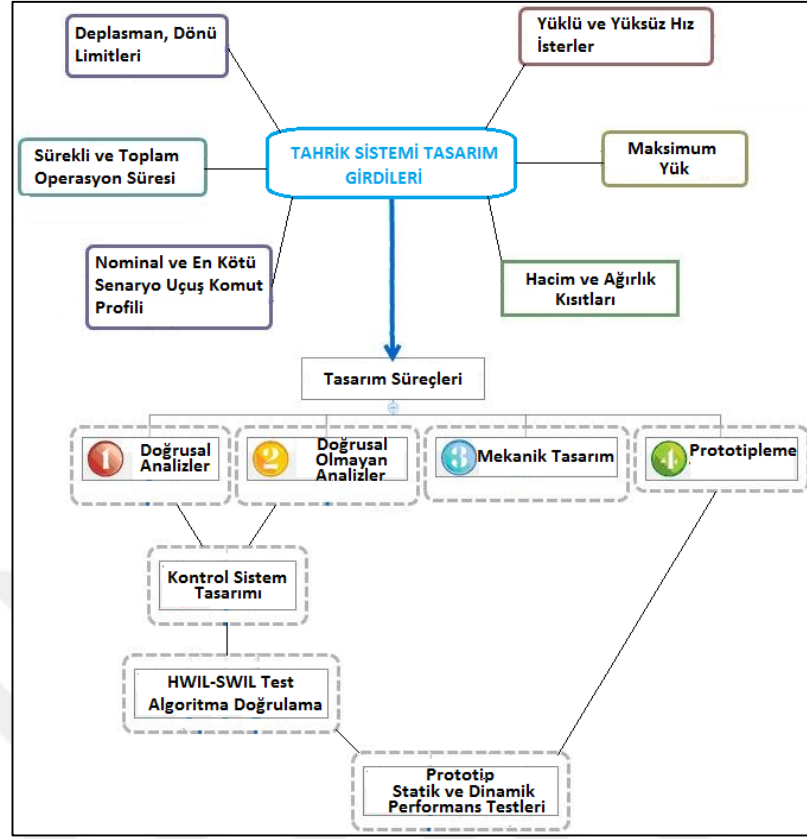
## 1.2. Havacılık Sektöründe Tahrik Sistemi Tasarım Süreçleri

Ticari ya da askeri bir hava aracında kullanılan HTS veya EMTS'nin tasarımında girdiler sistem seviyesinde duyulan ihtiyaçlara göre belirlenir. Sonrasında alt sistemlerden EMTS veya HTS tasarımına geçilir.

Tahrik sistemi tasarımında, mekanik tasarımı öncesinde, sistem mühendisi, HTS performans gereksinimine göre kullanılacak alt-sistemlerin analizini gerçekleştirir. Amaç, mekanik tasarım öncesinde HTS dinamiğini oluşturan alt-sistemlerin ve sistem kapasitelerini belirlemek ve gereksinimlerin uygulanabilir olduğunu göstermektir.

Doğrusal modeller, temel performans büyüklüklerinden olan güç, kuvvet, hız, basınç, debi değişimini elde edebileceğimiz, doğrusal diferansiyel denklem setlerinden oluşan, çeşitli kabullerin yapıldığı basitleştirilmiş modeldir. Ön görülen ilk tasarımın performans limitlerinin belirlenmesi ve tasarım sürecinde kullanılan elemanların doğal frekans analizleri için kullanılır. Ayrıca, elde edilen doğrusal matematiksel model kullanılarak klasik kontrol teorileri (örn: PI, Lead-Lag, Notch vb.) sisteme uygulanabilir [18, 24, 25].

HTS performans gereksiniminin belirlenmesinin ardından, sırasıyla Şekil 1.9'da gösterilen adımlar uygulanarak test ve prototip geliştirme aşamasına gelinir.

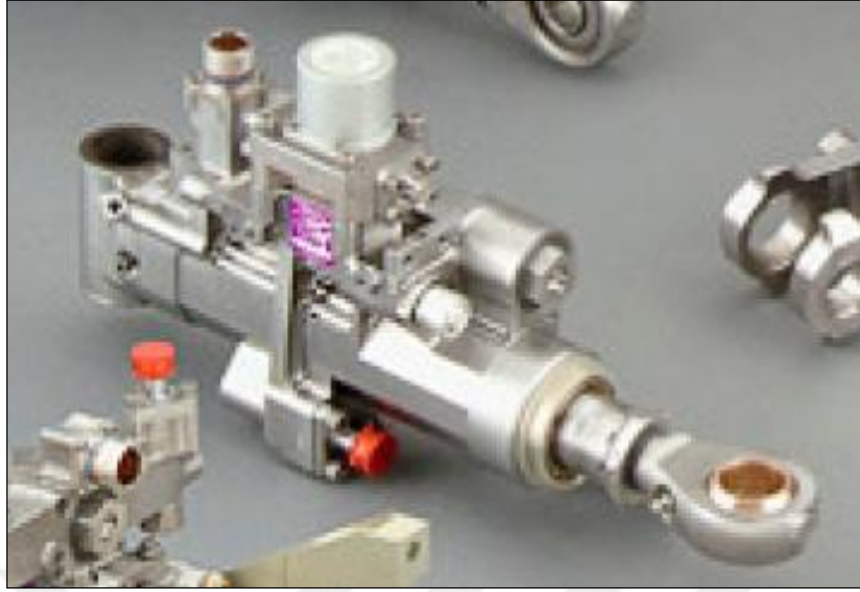


Şekil 1.9. Tahrik sistemi prototip geliştirme süreçleri

Doğrusal olmayan (ing. nonlinear) model, denetleyici doğrulama, sistem ve alt sistem kapasitelerinin belirlenmesi için kullanılır. Bu model ayrıca sisteme ait tüm detayları barındırıp, termodinamik, akış, hareket denklemlerinin tamamının dâhil edildiği yüksek serbestlik dereceli bir modeldir. Doğrusal olmayan model ayrıca, doğrusal bir kontrol sisteminin dayanıklılığının testi için de kullanılır.

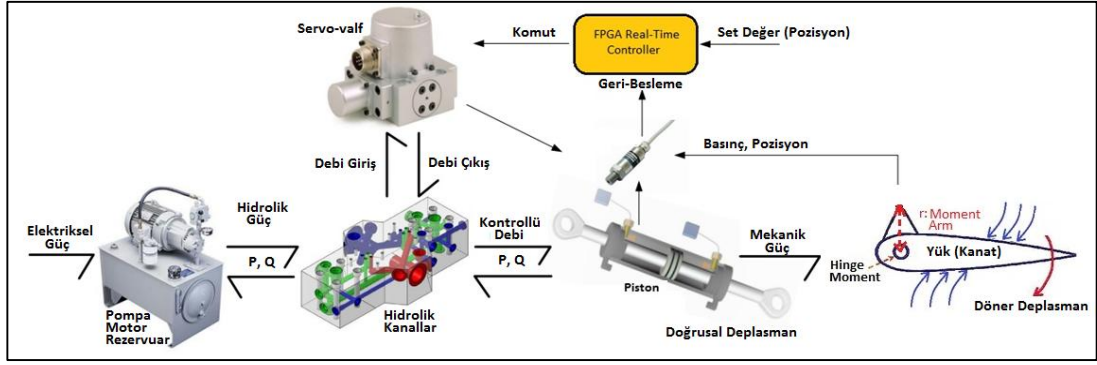
### 1.3. Elektro-Hidrolik Tahrik Sistemcileri

Yüksek gücü küçük hacimlerle sağlayabilen hidrolik sistemler geçmişten günümüze özellikle yolcu/savaş uçakları ve uydu fırlatma araçlarında yoğun olarak kullanılmaktadır. (Bkz. Şekil 1.10.) Teknolojinin gelişimiyle, küçülen tasarım boyutları hidrolik sistemlerde çıkış gücünün korunması amacıyla çalışma basıncında artışı beraberinde getirmiştir [22, 26]. Malzeme ve üretim teknolojilerinin gelişmesi tahrik sistemlerinin düşük hacimde yüksek kuvvet elde edilmesini sağlamıştır. Şekil 1.10'da Moog marka bir elektro hidrolik tahrik sistemi verilmiş olup havacılıkta yaygın olarak aerodinamik kontrol yüzeylerinin kontrolünde kullanılmaktadır.



Şekil 1.10. Moog marka hidrolik tahrik sistemi görünümü [26]

Şekil 1.10'da Moog marka bir kanat tahrik sistemi gösterilmektedir. Günümüzde, askeri veya ticari hava araçlarından beklenen konfor, yüksek manevra veya hassas güdüm isterleri bu araçlarda kullanılan alt sistemlerde ve yazılım algoritmalarında tasarım iyileştirmelerini zorunlu kılmıştır. Gelişen teknoloji, özellikle askeri hava araçları (ör: aerodinamik ya da itki kontrollü savaş uçakları, füzeler) üzerindeki kanat tahrik sistemlerinden beklenen performans limitlerini arttırmıştır. Bu durum kötü hava koşullarında ve/veya yüksek manevra yapan bir hava aracının hedeflenen noktaya erişebilmesi için yeterli bant genişliğine ve pozisyonlama hassasiyetine sahip bir tahrik elemanına sahip olmasıyla sağlanmaktadır. Tahrik sistemi operasyonu süresince, uygun kapalı çevrim kararlılık marjlarına sahip olmalı, parametrik belirsizliklere (ing. Parametric uncertainties) karşı dayanıklı davranış sergileyerek kararlılığını koruyabilmesi, bozucu etkilere karşı sistem cevabının istenilen değerler arasında tutması gerekmektedir [6].



Şekil 1.11. Elektro-hidrolik tahrik sistemine ait alt sistemler [27]

Bir hidrolik tahrik sistemi temelde aşağıdaki devre elemanlarından meydana gelir.

- Pompa-Motor
- Rezervuar (ing. Reservoir)
- Servo Valf (ing. Servo valve)
- Silindir (ing. Cylinder)
- Doğrusal Yer Değiştirme Sensörlü (LVDT, ing. Linear Displacement Sensor)

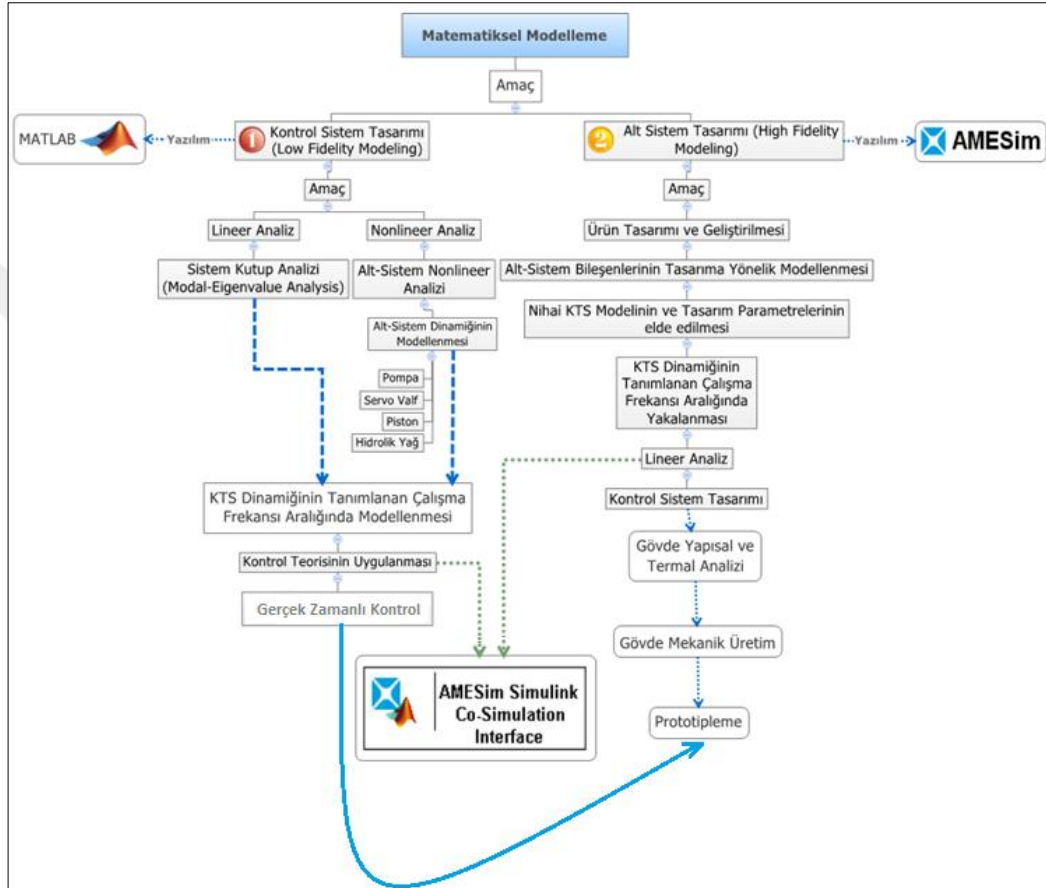
Şekil 1.11’de verilen sistemin bir çevrimi aşağıdaki gibi açıklanabilir:

DC motor, hidrolik pompayı tahrik ederek rezervuardan hidrolik yağın emilmesini ve yüksek basınçlı olarak iletimini sağlar. Hidrolik pompa, sabit basınç ve değişken deplasmanlı tipte olup, pompa çıkışında basınç değeri debinin değiştirilmesiyle sabit tutulmaya çalışılır. Beslenen debi miktarı piston yer değiştirme miktarına diğer bir ifade ile kanat (kontrol yüzeyi) açi değişimine göre değişir. Debi miktarının ayarlanması, pistonun hareket miktarı, HTS temel kontrol mekanizması olan servo valf tarafından gerçekleştirilir. Pompadan ayrılan yüksek basınçlı yağ filtreden geçerek besleme kanalı aracılığıyla servo mekanizmaya doğru yol alır. Uygun basınçtaki hidrolik yağ servo valfe ulaştıktan sonra, servo valfe gelen yönelim komut sinyallerine göre hidrolik yağın yönünün değiştirilmesi, pistonu itme ve çekme hareketi yaratır. Böylelikle bir hidrolik çevrim tamamlanmış olur.

#### 1.4. Matematiksel Modelleme

Bu bölümde HTS’nin doğrusal ve doğrusal olmayan matematiksel modeline ait alt sistem detaylarına inilmiştir. Matematiksel modelleme boyunca faydalanılan yasalar

ve dikkat edilmesi gereken noktalar detaylandırılmıştır. Raporda HTS doğrusal ve ardından doğrusal olmayan modeline ilişkin analizlere yer verilmiştir. Modelleme süresince MATLAB/Simulink, SimHydraulics, SimElectronics ve Optimization ToolBox kullanılmıştır. (Bkz. Şekil 1.12.) Modelleme sonucunda elde edilen çıktılar doğrusal ve doğrusal olmayan kontrol sistemleri tasarımında kullanılmıştır.

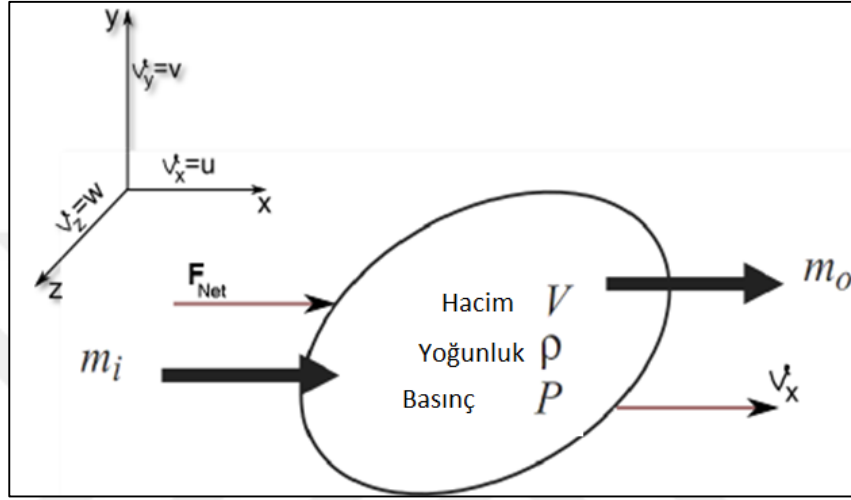


Şekil 1.12. Hidrolik sistem analizi boyunca takip edilen akış şematığı

Lineer modelleme boyunca sistem doğrusal diferansiyel denklemler ile ifade edilerek, HTS dinamiği içinde yer alan boşluk, histerezis, ölü bölge, gecikmeler, sürtünmeler vb. doğrusal olmayan etkiler dikkate alınmaz. Doğrusallaştırılan denklemler sadece HTS çalışma aralıkları boyunca sistem dinamiğini yansıtır. Sonuç olarak, her iki modelin aynı çalışma aralığında, ölçüm sonuçlarıyla çok yakın cevaba sahip olması beklenir.

## 1.5. Akış Denklemlerinin Elde Edilmesi

Hidrolik sistemlerin analizinde kullanılan temel yasalar kütle, momentum ve enerji korunumu olup, bu yasalar sistem benzetimleri boyunca çeşitli kabuller yapılarak matematiksel modellemeye dâhil edilir. Bir kontrol hacmi üzerine x, y, z düzleminde etkiyen kuvvetler Şekil 1.13'te verilmiştir.



Şekil 1.13. Bir kontrol hacmi üzerine etkiyen kuvvetler [22]

Hareket eden birim sıvı hacmine ( $N/m^3$ ) (ing. control volume) etkiyen temel kuvvetler; basınç, viskoz, yer çekimi kuvveti olup, kuvvetlerin toplamı  $m$  kütleli ve  $V$  hacimli sıvıyı  $dv_x/dt$  ivmesiyle hızlandırır. Etkiyen kuvvetlerin toplamı  $F_{Net}$ ,  $\rho$  sıvı yoğunluklu,  $V$  kontrol hacminin momentumunu değiştirir. Momentumun zamana göre değişimi kuvvet olup, hareket denklemiyle ilişkilendirilir;

$$F_{net} = dp/dt = m \cdot a \quad (1.1)$$

Hareket denklemlerinin, kontrol hacmine uygulanması Navier-Stokes denklemleriyle ifade edilip,  $m_i$  giriş,  $m_o$  çıkış sıvı kütlesi olmak üzere, bir kontrol hacmine etkiyen kuvvetler sıvı hacmini hızlandıracak kuvvete (ing. inertial force) eşit olup tek boyutlu düzlemde (1-D) Navier-Stokes denklemleriyle ifade edilebilirler [22].

$$F_{inertial\_Force} = m \cdot a = F_{Gravitational} - F_{Load} + F_{Friction} \quad (1.2)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{u \partial u}{\partial x} = \rho X - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1.3)$$

Denklem (1.3)'te sol tarafındaki eşitlik  $m=\rho V$  kütleli sıvı hacmini hızlandıran ataletsel kuvvet (ing. inertial force), denklemin sağ tarafı ise sırasıyla yer çekimi, basınç ve viskoz kuvvetlerin birim hacme etkisinin toplamıdır.  $m$  kütleli sıvı hacminin hızlanması, zamana (ing. local acceleration) ve  $x$  düzlemine göre (ing. convective acceleration) değişip,  $y$  ve  $z$  boyutundaki kuvvetler ihmal edilmiştir.  $u$ ,  $x$  düzlemindeki akışkan hız değeri,  $P$  basınç,  $\mu$  mutlak viskozitedir.  $X$  yerçekimi ivmesi  $x$  düzlemi bileşenidir.

### 1.5.1. Navier-Stokes denklemlerinin uygulanması

Yoğunluk ve viskozitenin sabit olduğu varsayılarak hidrolik sıvıya Navier-Stokes denklemleri uygulanır. Birim hacme etkiyen ataletsel, viskoz ve yer çekimi kuvvetleri  $m$  kütleli sıvıyı hareket ettirir. Hareket eden sıvıya etkiyen kuvvetlerin değerleri akış tipini belirler. Bir hidrolik kanal içerisindeki sıvıya etkiyen sürtünme kuvveti ve  $v$  hızı ile hareket eden sıvıya etkiyen ataletsel kuvvetlerin oranı akışın tipi hakkında bize bilgi verir.

Denklem (1.3)'te verilen Navier-Stokes denklemine göre akışın 1 boyutta, kararlı, sıkıştırılamaz ve sürtünmesiz ortamda meydana geldiği varsayılırsa, denklem sadeleşerek (4) formunu alır.

$$u \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (1.4)$$

Her iki tarafın integrali alındığında,  $\frac{1}{2} \rho v^2 + P = \text{sabit}$  elde edilir. Bu eşitlik sürtünmesiz, kararlı akış için bir boyutlu düzlemde Bernoulli denklemini ifade eder. İlk terim ( $v$ ) sıvı hızına göre değişen dinamik basınç, ikinci terim  $P$  ise statik basınca eşit olup, bir hidrolik kanal boyunca toplam basınç sabit kalırken statik ya da dinamik basıncın değişebileceğini ifade eder.

$$P_{\text{Sum}} = P_{\text{Dynamic}} + P_{\text{Static}} = \frac{1}{2} \rho v_1^2 + P_1 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + P_2 \quad (1.5)$$

Şekil 1.14'te gösterilen sıvının başlangıçta  $v_1$  hızına sahip olduğu ve kanal sonunda hızının  $v_3 \gg v_1$  olduğu varsayılırsa, toplam basıncın büyük bir kısmının dinamik basınca dönüştüğü anlaşılmalıdır. Diğer bir ifade ile  $m$  kütleli sıvı Navier-Stokes



denklemlerinde  $F=(P_1-P_3)A_2$  kuvvetine maruz kalmış,  $t_0$  anında  $v_1$  hızından,  $t_3$  anında  $v_3$  hızına gelmiştir.  $t_0$  anında  $v_1$  hızının çok küçük olduğu varsayılırsa, sıvının henüz hızlanamadığı, ataletsel kuvvetinin düşük olduğu anlaşılmalıdır. Diğer bir ifade ile dinamik basıncı düşük olan sıvının birim hacmine etkiyen ataletsel kuvveti düşüktür.

$$F_{\text{Inertial\_Force}} = \frac{P_{\text{Dynamic}} A}{V} \left( \frac{N}{m^3} \right) \quad (1.6)$$

$$F_{\text{Inertial\_Force}} = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \frac{P_{\text{Dynamic}} A}{V} \left( \frac{N}{m^3} \right) \quad (1.7)$$

$F_{\text{inertial\_Force}}$  değerine göre baskın olup yüksektir. Bu durum  $t_3$  anında tam tersi olup, ataletsel kuvvetler daha yüksektir.  $t_0$  anında,  $v_1$  hızındaki sıvıya etkiyen sürtünme kuvveti  $F_{\text{FrictionForce}}$  'dir.

Akış boyunca akış yönünün tersi yönde etkiyen kuvvetler viskoz ve ataletsel kuvvetlerdir. Akış süresince her iki kuvvetin varlığı mevcut olup, çoğu zaman ataletsel ya da viskoz kuvvetleri biri diğerine göre baskın olup, ikisinden biri ihmal edilir.

Ataletsel Sürtünme Kuvveti (ing. inertial drag), sıvı akış yönünün tersi yönde etkidiğinden dolayı sürtünme ifadesi kullanılmış olup, viskoz kuvvetler (sıvı viskozitesi) ile herhangi bir ilgisi yoktur.  $V(m/s)$  hızı ile  $A (m^2)$  alanından geçen bir sıvının yoğunluğu  $\rho (kg/m^3)$  ise, sıvı  $\Delta t$  kadarlık sürede  $V=A.v.\Delta t (m^3)$  hacminde olur. Bu durumda sıvı ivmelenmesi  $v/\Delta t$  ise,  $F_{\text{Inertial}}=m.a=Av^2\rho (N)$  olur ve ataletsel kuvvetler, hız, yoğunluk ve akış geometrisi orantılı olup, viskoziteden tamamen bağımsızdır.

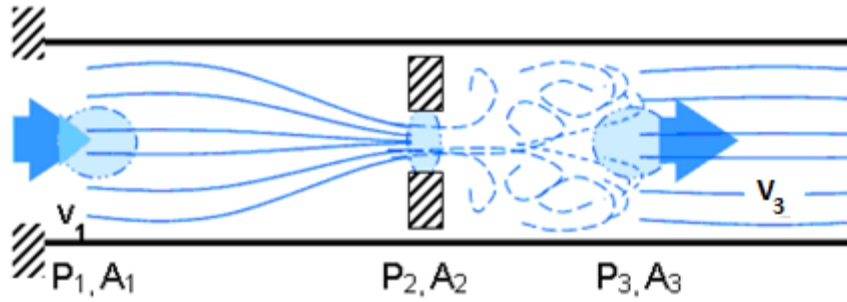
Viskoz sürtünme kuvveti (ing. viscous drag), sıvı viskozitesi, hızı ve geometrisine göre değişip  $D (m)$  kanal çapı için  $F_{\text{viscous}}=\mu.v.D (N)$  olur.

Akış süresince yukarıda verilen viskoz ve ataletsel kuvvetlerden biri diğerine göre ihmal edilecek kadar çok büyük olur ve ihmal edilerek akış süresince kullanılan denklemler basitleştirilmiş olur. Her iki kuvvet arasındaki ilişki Reynolds  $R_e$  sayısı ile tanımlanmış olup;

$$Re = \frac{F_{\text{Inertial}}}{F_{\text{FrictionalForce}}} = \frac{Av^2}{\mu vD} = \frac{\rho vD}{\mu} \quad (1.8)$$

Her iki durum sonucunda ortaya çıkan kuvvetlerin bir birine oranı, sıvı akış tipi hakkında bilgi verir. Örnek olarak, sıvı hızının çok yüksek olması sonucunda Reynolds sayısının viskoz kuvvete göre çok yüksek olması akışın türbülanslı, tersi durum ise laminer olduğunu gösterir.

Reynolds sayısının değeri, akışın tipine göre hidrolik sistemlerde basınç düşümünü doğrudan etkiler. Akış süresince etkiyen zıt yönlü kuvvetin büyüklüğü, basınç düşümünü artırır, enerji denklemlerindeki kayıp teriminin değerini artırır. Pratikte akış sürtünmeli gerçekleşip, basınç düşümü olarak görülen  $\Delta P_{\text{Losses}}$  terimi akışın türbülanslı ya da laminer oluşuna göre farklı değerler alır. Şekil 1.14'te bu durum farklı kesitler için verilmiştir.

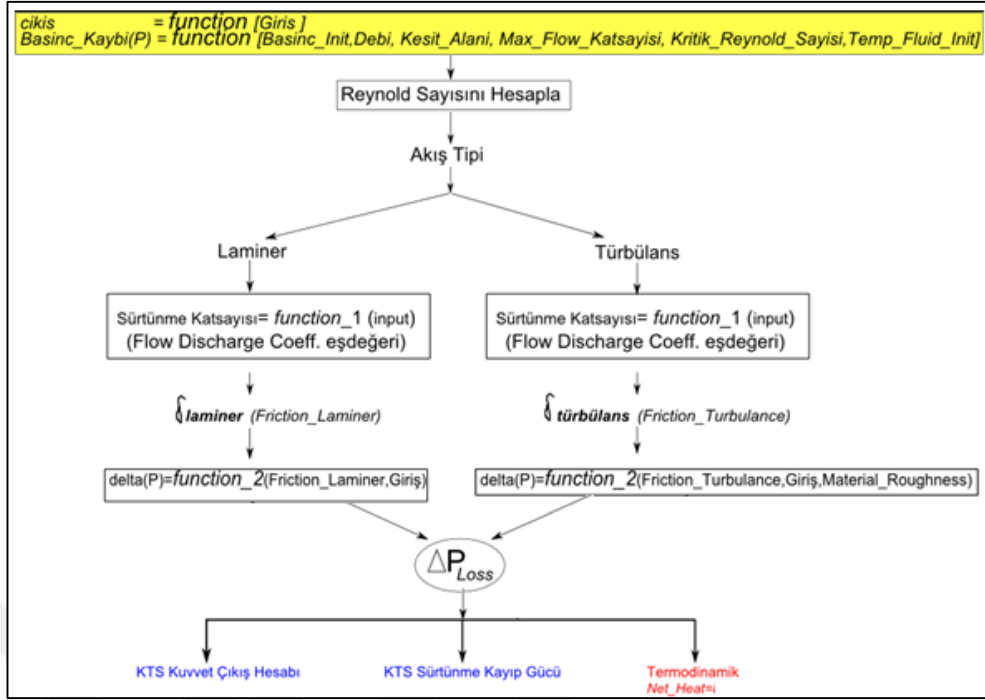


Şekil 1.14. Akış ve orifis üzerindeki basınç düşümü [6]

$$P_1 + \left(\frac{1}{2}\rho v_1^2\right) + (\rho gh_1) = P_3 + \left(\frac{1}{2}\rho v_3^2\right) + (\rho gh_3) + \Delta P_{\text{Losses}} \quad (1.9)$$

$\Delta P_{\text{Losses}}$  terimi laminer ya da türbülanslı akışa göre değişen  $\zeta$  katsayısıyla hesaplanır. Bu değer laminer akışta Reynolds sayısının bir fonksiyonu iken, türbülanslı akışta aynı zamanda Bağlı Pürüzlülük Katsayısı (ing.  $rr$  - relative roughness) değerinin de bir fonksiyonuyla  $\zeta = f(Re, rr)$  farklılık gösterir.

Şekil 1.15'te, hidrolik benzetimler boyunca kullanılan hesaplama adımları gösterilmektedir.



Şekil 1.15. Basınç kaybı ve enerji dönüşümü akış şematiği

Hidrolik eleman giriş ve çıkış portları arasında deplasman farkı yoksa,  $h_1=h_2$  için,  $\Delta P_{Losses}$  kayıpları hesabı aşağıda belirtildiği gibi hesaplanabilir. Giriş ve çıkış arasında statik ve dinamik basınç toplamı  $P_{Total}$  ise;

$$P_{Giriş} = P_1 + \left(\frac{1}{2} \rho v_1^2\right) \quad (1.10)$$

$$P_{Çıkış} = P_3 + \left(\frac{1}{2} \rho v_3^2\right) \quad (1.11)$$

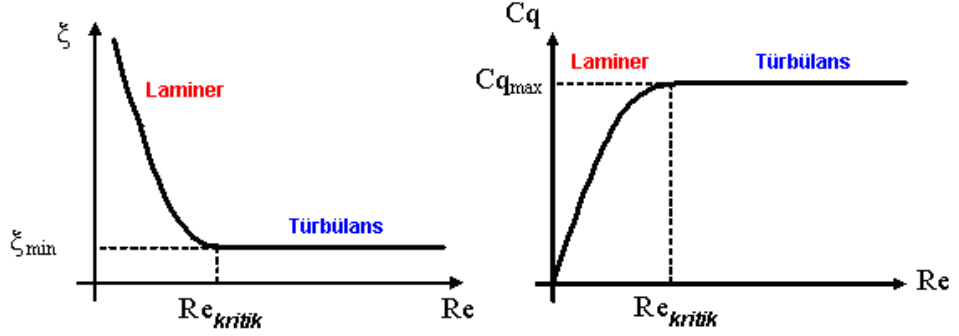
için,

$$\Delta P_{Losses} = P_{Giriş} - P_{Çıkış} \quad (1.12)$$

olur. Hidrolik kanal boyunca oluşan dinamik basınç kaybı Denklem (1.13)'te belirtilmiş Darcy-Weisbach [29] denkleminde hesaplanır.

$$\Delta P_{Losses} = \zeta \left(\frac{1}{2} \rho V_1^2\right) \quad (1.13)$$

$\zeta$  sürtünme katsayısı, debi deşarj katsayısı (ing. flow discharge coeff.)  $c_q$ 'nın karesiyle ters orantılı olup  $\zeta=1/(c_q^2)$ 'e göre hesaplanır.  $c_q$  ve  $\zeta$  değerleri Reynolds sayısı ve akış geometrisine göre değişip, CFD hesabı ya da ölçümle bulunabilir. (Bkz. Şekil 1.16.)



Şekil 1.16. Sürtünme katsayısı ve debi deşarj katsayısı değişimi [27]

Hidrolik sistem için  $Re < Re_{kritik}$  laminer,  $Re > Re_{kritik}$  ise türbülanslı akış olarak kabul edilip, ara değerler hem laminer hem de türbülanslı akışa işaret eder. Genellikle Reynolds sayısının (birimsiz) 1000 değeri kritik geçiş kabul edilip  $Re_{kritik}$  üst değerleri türbülanslı alt değerleri ise laminer kabul edilir. Ancak bu değer zor geometriler için farklılık gösterebilmektedir [28].

Belirli bir çap ve uzunluktaki hidrolik kanallarda oluşan basınç düşümleri yukarıdaki gibi ifade edilirken, T-bağlantı noktası, kanal büküm noktaları vb. noktalarda bölgesel hidrolik basınç düşümleri görülür. Bunlar geometriye bağlı olarak geliştirilmiş deneysel formüllerden faydalanılarak hesaplanır [22, 28].

Hidrolik sistemlerde basınç düşümü, laminer akışta hız ile orantılı olarak değişirken, akışın türbülanslı olduğu durumda hidrolik elemanlardaki basınç düşümü yüzey pürüzlülüğü ve sürtünme katsayı değerinin de etkisiyle hızın karesiyle değişir. Aşağıda her iki durum için ilgili basınç düşümünün değişimi gösterilmektedir.

### 1.5.2. Basınç kayıplarının sistem tasarımına etkisi

Basınç düşümü, sabit sıvı yoğunluğu ve viskozitesi için akışın tipine göre değişir. Sabit basınçlı değişken deplasmanlı pompa tarafından gönderilen hidrolik sıvı, pompadan piston başlarına gelinceye kadar hidrolik kanal, orifis, T-bağlantı noktası

vb. elemanlar üzerinde basınç kaybına uğrar. Bu kayıp, enerji denklemleriyle ilişkilendirilerek basınç düşümü ve sıcaklık arasındaki dinamik değişim elde edilir. Basınç düşümünün bir sonucu olan sıcaklık artışı ilişkisi, Navier-Stokes denklemlerinin termodinamik yasalarıyla ilişkilendirilmesi sonucunda elde edilmiş olur [22].

HTS'nin çalışması boyunca gerçekleşen ısı alışverişinin (ing. thermo-hydraulic equations) KTS benzetimine yansıtılması 2 farklı yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Modelin çevre ile ısı alışverişinde bulunduğu durum AMESIM<sup>1</sup> yazılımı [28], bulunmadığı durum (izotermal) MATLAB Simulink [30] yazılımıyla gerçekleştirilmiştir. İzotermal modellemede ısı alışverişinin etkisi, değişen başlangıç sıcaklığı için başlangıç viskozite, bulk modülü vb. yağ özelliklerinin Simulink modeline eklenmesi ve batch<sup>2</sup> simülasyonu ile incelenmiştir.

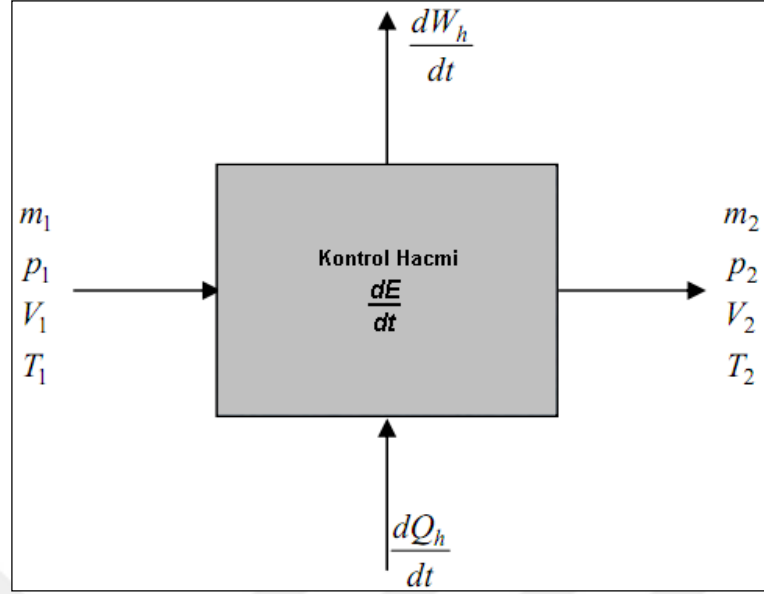
Basınç kaybı hesabı, HTS performansının belirlenmesinde aşağıdaki nedenlerden dolayı önemlidir;

Pompa tarafından gönderilen  $P_{Pump}$  basıncı piston başlarına gelinceye kadar  $\Delta P_{Loss}$  (Bar) kadarlık basınç kaybına uğrar. Bu kayıp, kanallar, servo valf, bağlantı noktaları, pompa vb. elemanlarda olup, piston başlarına aktarılan net basınç  $P_{Net} = P_{Pump} - \Delta P_{Loss} - P_{Rezervoir}$  olur.  $P_{Net}$  basınç değeri  $F = P_{Net} \cdot A_{Piston}$  (N) kuvvetini doğrudan belirleyeceğinden, tahrik sisteminin oluşturduğu net kuvvetin bulunması, doğru basınç düşümü hesabını gerektirir. Her ne kadar  $\Delta P_{Loss}$  basınç kaybı sonrasında net kuvvet, dolayısıyla HTS gücü azalsa da, asıl performansı etkileyen durum basınç düşümünün yarattığı sıcaklık artışı olmaktadır. Bu artış yağ dinamiğini (bulk modülü, viskozite, yoğunluk, vb.) değiştirerek HTS dinamiğini doğrudan etkiler. Basınç kaybı  $\Delta P_{Loss}$  sonrasında HTS 'de birim zamanda harcanan güç  $P_{Loss} = \Delta P_{Loss}(t) Q_{Pump}(t)$  olarak tanımlanır.

Kanal, orifis, bağlantı noktaları vb. elemanları hidrolik rezistans olarak düşünürsek, bu durum elektrik analogisinde direnç üzerinde oluşan gerilim düşümünün, ısı enerjisine çevrilmesi durumuyla benzerdir. Açığa çıkan ısının hidrolik sıvıya etkisi (örn: yoğunluk, bulk modülü, viskozitenin değişmesi) sistem performansına etkir.

<sup>1</sup> AMESIM: Advanced Modeling Environment and Simulation.

<sup>2</sup> Benzetim boyunca tek parametrenin farklı değerleri için benzetim değerlerinin gözlemlenmesi.



Şekil 1.17. Bir kontrol hacmi için toplam enerji değişimi [21]

Hidrolik sıvıya ait bir kontrol hacmi için Şekil 1.17’de verilmiştir. Enerji denklemleri bir kontrol hacmine ait enerji değişimi  $dE/dt$  (Nm/s), hacme aktarılan enerji  $(dQ_h)/dt$ , yapılan işe harcanan enerji  $dW_h/dt$  olarak tanımlanır. Bu durumda kontrol hacminde kalan net enerji, basınçtan kaynaklanan potansiyel (ing. internal energy) ve kinetik enerji toplamı olup  $h_{in}$  ve  $h_{out}$  (Nm/kg, BTU/kg) entalpi değeri  $m_{in}$  ve  $m_{out}$  (kg/s) kütle göre hesaplanır.  $u$  (Nm/kg) iç enerji değeri,  $V$  (m/s) hız değeri,  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) yoğunluk,  $g$  (m/s<sup>2</sup>) yer çekimi ivmesi olmak üzere, kontrol hacmi üzerindeki enerji değişimi  $dE/dt$  aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{dQ_h}{dt} - \frac{dW_h}{dt} + \sum m_{in}h_{in} - \sum m_{out}h_{out} = \frac{dE}{dt} \left( \frac{Nm}{s} \right) \quad (1.14)$$

Burada;

$$h = u + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2g} \left( \frac{Nm}{kg} \right) \quad (1.15)$$

olarak hesaplanır. Hidrolik kanallar ve diğer elemanlarda kaybedilen basınç,  $\Delta P_{Loss}$  (t) ve anlık debi  $Q(t)$  için güç hesabı;

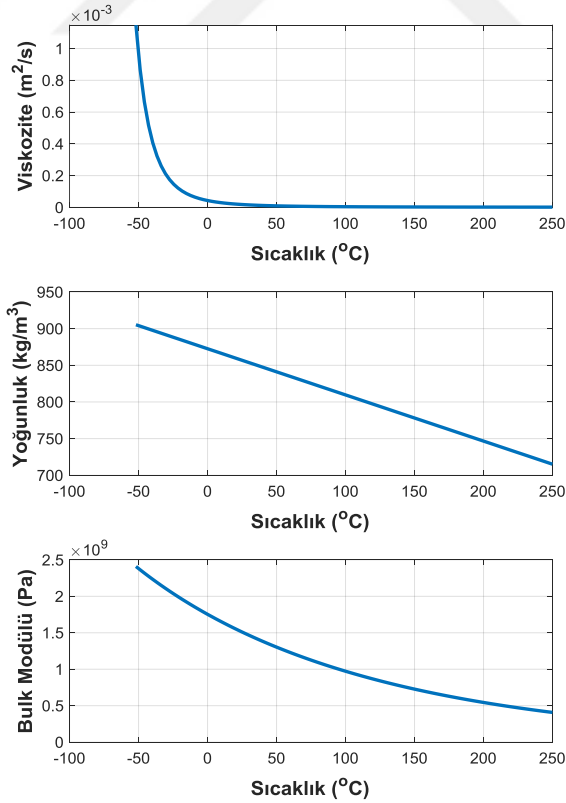
$$\frac{dW}{dt} = \Delta P_{Loss}(t)Q(t) \quad (1.16)$$

olur. Burada  $dW/dt$  harcanan güçtür. Bu da, mineral bazlı bir hidrolik yağ için yaklaşık 140 PSI'lık (9.65 bar) basınç düşümü, sıcaklıkta  $0.55\text{ }^{\circ}\text{C}$  'lik bir artış meydana getirir [9]. Özellikle uzun çalışma süreleriyle katlanmış olarak artan sıcaklık sonucunda değişen viskozite, bulk modülü ve yoğunluğun HTS performansına etkisinin incelenmesi gerekir.

Artan sıvı sıcaklığında ya da ani olarak düşen hidrolik basınç, hidrolik yağ bulk modülünü düşüreceğinden, sıkıştırılabilirliğe harcanan debi değeri  $Q_{\text{Compressib}}=(V_o/\beta).(dP/dt)$  artar, böylelikle iş yapmak için kullanılacak olan debinin bir kısmı, bu terim üzerinde harcanmış olur ve hidrolik verim düşer [23]. Tez boyunca sıcaklığın etkisi statik olarak incelenmiş, belirlenmiş en kötü senaryolar ve ideal koşullarda çalışmalar yapılmıştır.

### 1.5.3. Hidrolik yağ ile sistem dinamiğinin ilişkisi

Yağ sıcaklığı arttıkça temel parametreleri değişir. Bu durum Şekil 1.18'de gösterilmektedir.



Şekil 1.18. Hidrolik yağ özelliklerinin sıcaklıkla değişimi [30]

### 1.5.3.1. Yağ sıcaklığının kontrol tasarımına etkisi

HTS’de içinde basınç kayıplarından kaynaklanan sıcaklık artışı, sıvı yoğunluğu, viskozitesi ve bulk modülünü doğrusal olmayan bir dinamiğe sahiptir. Yağ özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi, yağ test sonuçlarının benzetim modeline look-up tablosu şeklinde eklenip, sıralı (ing. batch) benzetimlerin yapılabileceği gibi diferansiyel denklemler ile de ifade edilir. Denklemlerin ölçüm sonuçlarıyla doğrulanması ya da sadece ölçüm sonuçlarının modelleme boyunca kullanılması modelin fiziksel sistem cevabını yansıtabilmesi açısından önemlidir. MIL-PRF-5606H standardına uygun hidrolik yağa ait parametreler Tablo 1.1’de verilmiştir.

Tablo 1.1. Havacılık sınıfı hidrolik yağ özellikleri [29]

Kinematik Viskozite	12,75 cSt (@ 40 °C)
	4,62 cSt (@ 100 °C)
Yoğunluk	831 kg/m <sup>3</sup>
Bulk Modülü	1,38e+9 Pa (200,000PSI)

Basınç kayıpları ve çevresel şartlardan kaynaklanan sıcaklıklarının değişimleri hidrolik yağın viskozite, bulk modülü ve yoğunluğunu değiştirir. Değişen parametreler HTS tasarımına ve dinamik performansına etkisi hidrolik yağın viskozite, yoğunluk ve bulk modülü parametreleri üzerinden olup, aşağıdaki gibi verilmiştir.

#### Viskozite

Sıcaklığa bağlı olarak artan ya da düşen viskozite basınç düşümünde artma ya da azalmalara neden olur. (Bkz. Şekil 1.18.) Tasarım sürecinde, en kötü senaryo için sıcaklığın yağ özelliklerine olan etkisinin HTS performansı ile ilişkisi dinamik olarak incelenmelidir.

HTS’nin çalışması süresince yağ sıcaklığındaki artış ve çevresel sıcaklıklar HTS’nin minimum ve maksimum çalışma sıcaklıklarını belirleyecektir. Oluşan bu değerler sızdırmazlık elemanlarının seçiminde belirleyici etkenlerdendir. Simülasyonlar kayıpların istenen limitler içerisinde olduğu varsayımıyla gerçekleştirilir. Azalan ya da artan viskozitenin dinamik etkisi, basınç düşümlerinin hesabında ortaya çıkar.



## Yoğunluk

Hidrolik yağın yoğunluk değeri sıcaklık, basınç ve bulk modülüne göre değişip aşağıdaki gibi ifade edilir. T sıcaklık, P basınç ve  $\rho$  yoğunluk olmak üzere, belirlenen  $T_0$  ve  $P_0$  başlangıç değeri için,

$$\rho = \rho_0 \left( \frac{\partial \rho}{\partial V} \right)_T (P - P_0) + \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P (T - T_0) \quad (1.17)$$

elde edilir[4]. Denklemin Taylor serisine açılması ve parametrik hale getirilmesi ile

$$\rho(T, P) = \rho_0 \left[ 1 + \frac{1}{\beta} (P - P_0) - \alpha (T - T_0) \right] \quad (1.18)$$

denklemini elde edilir. Bulk modülü  $\beta$  ile ifade edip, hidrolik sıvı yoğunluğunun bulk modülü ile ilişkisi dinamik modelleme boyunca dikkate alınır. Sıcaklık etkisi ise, eğer termal etkiler dinamik modellemeye ekleniyorsa, sıcaklık değişiminin yoğunluğa etkisi de eklenmiş olur.

Sıcaklığa bağlı olarak yoğunluktaki değişim,  $\alpha (T - T_0)$  teriminden kaynaklanır.  $\alpha$  genleşme katsayısı (ing. cubical expansion coefficient) mineral bazlı hidrolik sıvılar için  $\alpha = 0.5e3 \text{ } 1/^\circ\text{F}$  olup, her  $100^\circ\text{F}$  ( $37.7^\circ\text{C}$ ) sıcaklık artışı sıvı hacminde %5'lik bir artışı ortaya çıkarır. Sabit hacimli bir HTS 'de bu durum iç basıncının sıcaklıkla yükselmesi anlamına gelir.

## Bulk Modülü

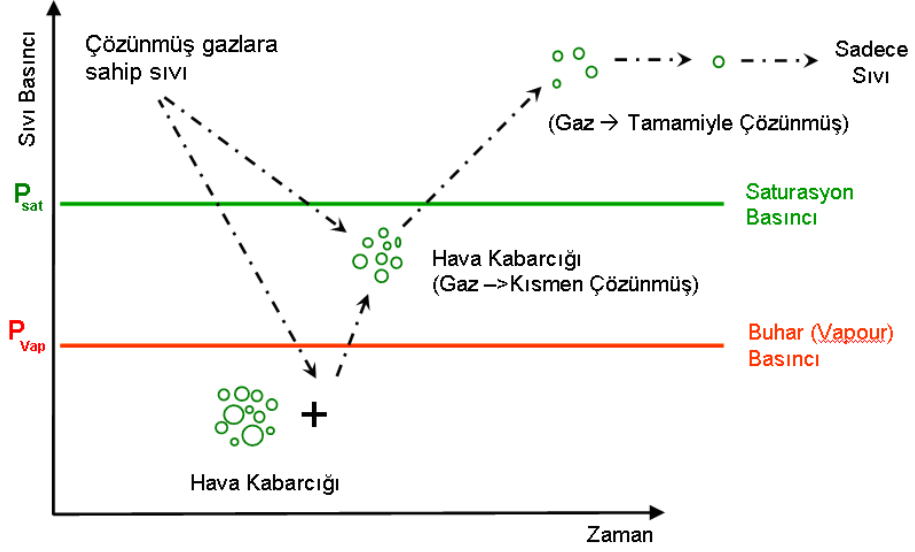
Gazlar, hidrolik sıvı içerisinde çözünmüş, kısmen çözünmüş ya da çözünmemiş olarak (ing. aeration phenomenon) bulunabilir. (Bkz. Şekil 1.19.) Tasarımda ve üretimde amaçlanan, hidrolik yağ içerisindeki Hava/Gaz miktarının düşük seviyelerde ve bu gazların çözünmüş olarak bulunmasıdır.



Şekil 1.19. Çözünmemiş (solda) ve çözülmüş (sağda) gazlar [29]

Hidrolik yağın kullanımı süresince, her durumda içinde bir miktar çözülmüş gaz bulunacağından, HTS tasarımı bu gazların çözünmesini en düşük seviyede tutacak şekilde olmalıdır. Aksi takdirde oluşacak kavitasyon hidrolik elemanlara zarar vererek, HTS performansını düşürecektir. Bu durumun önlenmesi, hidrolik sistemde (gövdede) görülen en düşük basınç değerlerinin, gazların açığa çıkma basıncından (ing. minimum vapor pressure) daha yüksek olacak şekilde belirlenmesini gerektirir. En düşük basınç gövde içinde rezervuarda görülüp, değeri bootstrap rezervuar (basınçlandırma pistonu) tarafından 5~6 Bar aralığında tutulur.

Pompa tarafından yüksek hızla emilen hidrolik yağ ya da dönüş hattından rezervuara yüksek hızlı olarak giren hidrolik yağ rezervuar basıncının düşmesine neden olur. Düşen basınç, basınçlandırılmamış bir rezervuarda çözülmüş gazların ortaya çıkmasına neden olur. Ortaya çıkan gaz kabarcıkları yüksek hızda hareket edip, gövde içinde yüksek basınca maruz kalınca patlayarak mekanik aşınma ve ısınmaya neden olur. Bu nedenle rezervuar iç basıncı en düşük buharlaşma basıncından daha yüksek olacak şekilde tutulmalıdır.



Şekil 1.20. Hidrolik yağ içerisindeki gazların basınçla değişimi [28]

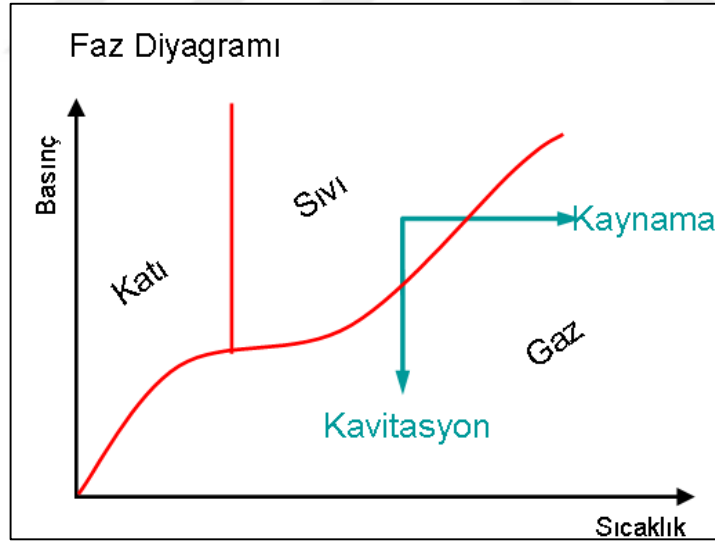
HTS rezervuarının iç basıncını belirlemede, uçuş süresince görülen en yüksek sıcaklık değeri ve pompa emiş basıncı belirlenmelidir. Ayrıca hidrolik yağ akış hızının, uçuş sırasında oluşan pozitif ya da negatif g kuvvetlerinin (ivmelenmelerin) etkisiyle değişebilecek (hızlanabilecek) olması da en düşük rezervuar iç basıncının belirlenmesinde etkilidir.

HTS'nin özellikle yüksek hızlı kanat hareketlerinde yüksek ve düşük basınç kanallarındaki akışkan, yüksek dinamik basınç değerine  $P_{D_{yn}}=1/2\rho v^2$  sahiptir. Sıvı rezervuara girerken sahip olduğu kinetik enerjisinin tamamını rezervuarda kaybeder. Yüksek hızlı sıvı basınçlandırılmamış rezervuara girdiği anda çevresindeki basıncı buharlaşma basıncı altına  $P_{Vapor}$  (ing. fluid vapor pressure) çeker. Çözünen gazlar açığa çıkarak hava kabarcıkları oluşur. Rezervuar dönüş portunda meydana gelen bu olayın bir benzeri, pompanın emiş portunda sıvıyı yüksek hızlı olarak emmesi nedeniyle, basıncın  $P_{Vapor}$  altına düşmesiyle tekrarlanır. Bu durum çözünmemiş hava kabarcıklarının pompa tarafından emilerek pompa kavitasyonuna, hidrolik yağın aşırı ısınmasına, uzun süreli çalışmalarda pompanın işlevsiz hale gelmesine neden olur. Ayrıca bulk modülü değeri de düşer.

Bu problemlerin ortadan kaldırılması için rezervuar iç basınç değeri 0.3~0.4 m/s mertebedeki hızlarda hareket eden MIL-PRF-5606H yağı için, 5~6 Bar aralığındadır. Böylelikle çözünmüş olan gazların basınç düşümünden dolayı açığa çıkması büyük ölçüde önlenmiş olur.

HTS’de artan yağ sıcaklığı, çözünmüş gazların daha yüksek basınçlarda açığa çıkmasına neden olur. Diğer bir ifade ile buharlaşma basıncı sıcaklık arttıkça artar. (Bkz. Şekil 1.21.) Bu durum HTS’de yüksek basınçtan düşük basınca geçişteki en kritik eleman olan rezervuarın iç basıncının belirlenmesi ve tasarımı aşamasında HTS çalışma sıcaklığı bandının yüksek doğrulukla hesaplanması gerekliliğini ortaya çıkarır. Eğer rezervuarın 25 °C ’deki yağ sıcaklığına göre kavitasyonu önleyecek en düşük iç basınç değeri belirlendiyse, bu durum 75 °C sıcaklığa kadar çıkan bir sistem için kavitasyon görülme ihtimalini attıracaktır. HTS’nin en yüksek çalışma sıcaklığında, performans kaybını (kavitasyon) en az seviyede tutacak, en düşük rezervuar iç basınç değerinin belirlenmesi gerekecektir.

Hidrolik sıvıdaki çözünmemiş gazların, pompada yarattığı kavitasyon etkisi sonrasında doğacak işlevsizlik ile beraber çözünmemiş gazlar, hidrolik sıvıya bir nevi yay sabiti etkisi verir. Bu durum düşük bulk modülüne sebep olur ve basınçtaki değişimin sıvı hacmindeki değişime oranı olarak tanımlanır. Bir mekanik sistemdeki karşılığı yay sabiti olup kapalı çevrim rijitliğini belirler. (ing. closed loop stiffness)



Şekil 1.21. Çözünen gaz miktarının sıcaklık ve basınçla değişimi [28]

V toplam hacim,  $V_0$  başlangıç hacmi için bulk modülü,

$$\beta = -V_0 \left( \frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \quad (1.19)$$

şeklinde tanımlanır. Hidrolik sistemlerde genellikle arzu edilen durum bulk modülünün yüksek olması, çözünmemiş gaz miktarının mümkün olan en düşük seviyede olmasıdır (MIL-PRF-5606H için en düşük  $\beta=200000$  PSI) Bulk modülünün hidrolik sistem performansına etkisi, kapalı çevrim sistemin rijitliğini belirlemesidir. Şöyle ki basit bir kütle-yay-damper mekanik sisteminin yay sabiti, hidrolik sıvıda bulk modülüne karşılık gelir. Bulk modülü sıvı içerisindeki çözünmemiş gaz miktarının artmasıyla düşer, diğer bir ifade ile kütle-yay-damper analogisinde sistem yay sabiti azalır ve osilasyon (dalgalanma) miktarı artar, dolayısıyla sistemin tamamının kararlılık (stiffness, rijitlik) değeri azalır. Bu durum sıkıştırılabilirlik teriminin  $Q_{\text{Compressib}}=(V_o/\beta).(dP/dt)$  değerinin artmasına (sıvı sıkıştırılır, kaçaklar ihmal edilirse kütle korunur), iş yapmak için gereken net debinin azalmasına neden olur. Sonucunda azalan debi, HTS piston başlarında basınç artışının daha uzun sürede istenen seviyeye gelmesi anlamına gelir. Diğer bir ifade ile hidrolik sistemde basınç yükselmesi  $\tau_{\text{Fluid}}(s)$  zaman sabitine göre değişerek gecikmeli olarak artar. Bu değer yüksek olması istenen basınç seviyesine gecikmeli olarak ulaşılması anlamına gelir.  $\tau_{\text{Fluid},1}$  zaman sabitine etkileyen bir diğer faktör ise sıvı ataleti olup (ing. fluid inertia) büyük sıvı kütlelerinin L boyundaki ve A kesitli boruda hareketinde  $m_{\text{Fluid}}=\rho LA$  kütleli sıvının hızlandırılması gerekir. Sıvı ataleti bu durumda basınç üzerinde  $\tau_{\text{Fluid},2}$  zaman sabitine sahip olur. Bu durum ve düşük bulk modülü senaryosu HTS performansını aşağıdaki gibi etkiler.

- Basınçla orantılı olarak değişen kuvvet  $\tau_{\text{Fluid}}$  zaman sabitine sahip olur. Yüksek genlikli kanat hareketi anında gereken yüksek basınç, gecikmeli olarak sağlanacağından pozisyon kontrol hatası artar, denetleyici çıkışı servo valfi maksimum spool pozisyonuna çeker. Bu durum basıncın istenen seviyeye geldiğinde aşım yapmasına neden olur, artan basınç  $F_{\text{piston}}=PA_p$  (N) değeriyle orantılı olarak aşım olar. Bu kuvvetin  $F_{\text{piston}}=ma$  denkleminde etkisi pozisyon aşımı olur ve HTS pozisyon çıktısı komut değerine gelirken dalgalanarak referans değerine oturmasına sebep olacaktır. (ing. response overshoot).

Bulk modülünün yüksek olması, mekanik hareketli parçalar ve hidrolik sıvı etkileşimi sonrasında doğacak hidrolik rezonans frekanslarının da daha yüksek mertebelerde olmasını sağlar. Kapalı çevrim hidrolik sistem rijitliği artmış olur. Bu

amaçla MIL-PRF-5606H standardında olan hidrolik yağın en az 200.000 PSI'lık bulk modülü değerini karşılması istenir. Hidrolik yağ içerisinde bulunan çözünmemiş hava miktarı bulk modülünü önemli ölçüde değiştirir. Çözünmemiş gaz hacminin, hidrolik sıvı hacmine oranının  $V_g/V_f$  bulk modülüne etkisi aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

Sabit sıcaklıkta bu oranın %1'lik artışı bulk modülünün %55 düşmesine, sıcaklığın her 37.7 °C 'lik artışı ise bulk modülünde %61'lik düşüşe neden olur. Her iki durumun aynı anda olması ise bulk modülünde %67'lik bir düşüşe neden olacaktır [2, 28]. Düşen bulk modülü, hidrolik yağda kapasitif etkinin ve sıkıştırılabilirlik teriminin artması anlamına gelir. Sıkıştırılabilirlik ve kaçakların pompa debisinden çıkarılması sonrasında kalan debi, iş yapmak için pistonu basınçlandırarak kanatları hareket ettirecek  $dP_{Net}/dt$  basıncıdır.

$$Q_{Pump} - Q_{Compressibility} - Q_{Leak} = C \frac{dP}{dt} = \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (1.20)$$

$$\frac{dP_{Net}}{dt} = \frac{1}{C} \int Q_{Net}(t) dt = \frac{\beta}{V} \int Q_{Net}(t) dt \quad (1.21)$$

Herhangi bir V hacmi üzerinden Q debisi geçtiğinde oluşan basınç değişimi, f doğrusal olmayan fonksiyonuna göre belirlenir. Burada C hidrolik kapasitans olup, hacmin bulk modülüne oranıdır.

$$C = \frac{V}{\beta} \left( \frac{m^3}{Pa} \right) \quad (1.22)$$

ile ifade edilir. Bulk modülü ve efektif HTS hacminin<sup>3</sup> doğrusal bir fonksiyonudur.  $K_{MechSpring}$  (N/m), hidrolik bir sistemdeki karşılığı (ing. hydraulic spring constant)

<sup>3</sup> Efektif HTS hacmi, kanalların rijit olduğu varsayımıyla (hidrolik hortum ya da elastik hidrolik kullanılmadığı durum varsayımı için) HTS iç hacmi ve pistonu giden kanalların hacimleri toplamıdır. Ayrıca efektif bulk modülünün hesabında kullanılır.

$K_{HydSpring}$  ( $\text{Pa/m}^3$ ) ya da ( $\text{N/m}^5$ ) olup  $K_{HydSpring} = 1/C$  'dir.

#### Bulk Modülünün Sıvı Kütlesi Korunumuna Etkisi

Matematiksel modellemede bulk modülü, sıvı süreklilik denklemlerinde (kütlenin korunumu) (ing. flow continuity equations) sıkıştırılabilirlik etkisinin modellenmesi süresince kullanılıp,  $m_{in}$  giren kütle,  $m_{out}$  çıkan sıvı kütlesi ise,

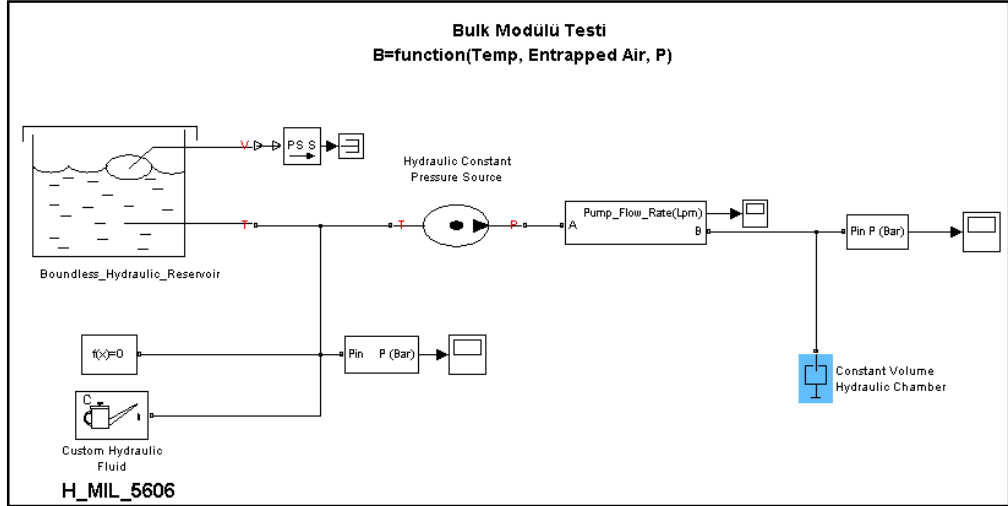
$$m_{in} - m_{out} = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (1.23)$$

$$\rho Q_{in} - \rho Q_{out} - \rho Q_{Leak} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (1.24)$$

Bu durum, HTS'ye pompa tarafından gönderilen debinin bir kısmının ilgili piston hareketini yapmaya, diğer kısmının ise sıvının sıkıştırılmasına harcadığı anlamına gelmektedir. Tasarım sürecinde sıkıştırılabilirliğin sistem modellerine eklenmesi ve ilgili değere göre pompa debi hacminin belirlenmesi gerekir. Aksi takdirde sistem debi ihtiyacının tam olarak karşılanamaması, dolayısıyla HTS'de performans düşümü meydana gelecektir. Toplam debi isterinin belirlenmesi, pompa seçimi için önemli olup, pistonun bir tam deplasman değeri süresince süpürülen hacim, ilgili kaçaklar ve sıkıştırılabilirliğe harcanan debi pompada istenen maksimum anlık debi miktarını ( $l/dk$ ) belirleyecektir.

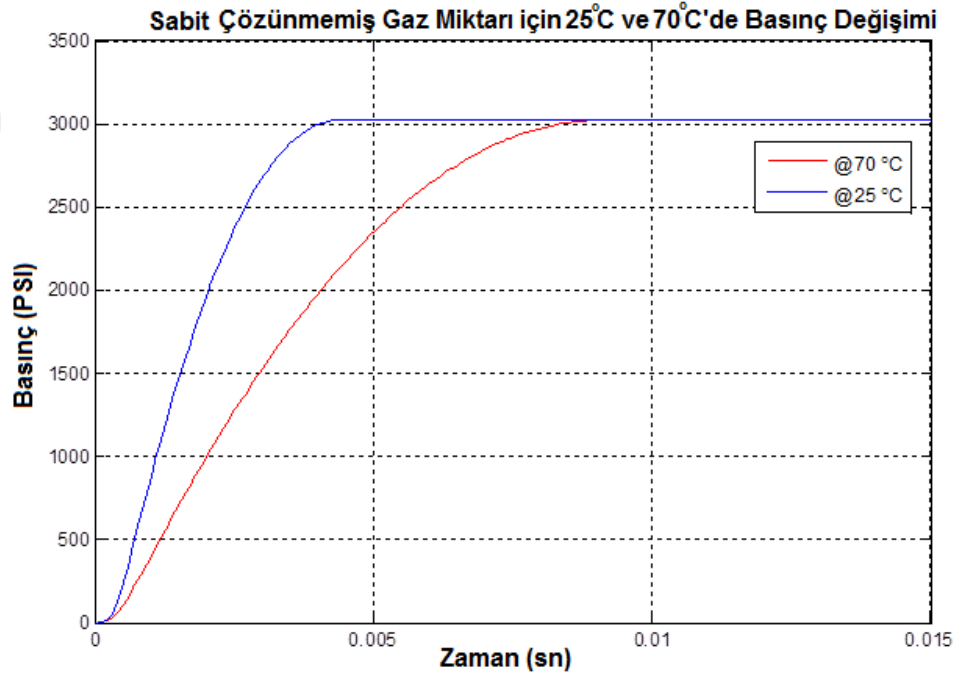
KTS'nin çalışması boyunca bulk modülü değişiminin, HTS performansına etkisini yorumlamak gerekirse; hacim, yer değiştirme, piston yüzey alanı, kanat-yük ataletinin zaten bilindiği, dolayısıyla kapalı çevrim rijitliğini değiştirecek temel etkenin bulk modülü olacağı bilinmelidir. Bulk modülünün mekanik sistemlerde yay sabiti eşdeğeri olduğu düşünülürse, bu değerın mümkün olan en az değişime uğraması HTS'nin istenen kriterlerde pozisyonlama işlevini yerine getirmesi için önemlidir.

MIL-PRF-5606H hidrolik yağının bulk modülünü sıcaklık, çözünmemiş gaz oranı gibi parametrelerin değiştireceği düşünüldüğünde, Aşağıda sıcaklık, yağ ve çözünmemiş hava miktarıyla değişen bulk modülünün HTS performansına etkisini inceleyen grafikler ve yorumlara yer verilmiştir.



Şekil 1.22. Bulk modülü Simulink benzetim modeli görünümü

Şekil 1.22'deki bulk modülü test modelinde, sabit 3000 PSI (210 Bar) hidrolik basınç mavi renkle gösterilmiş silindire uygulanmıştır. Değişen bulk modülünün etkisinin sabit hacimli haznedeki basıncı değiştirmesi Şekil 1.23 ve Şekil 1.24'te incelenmiştir.



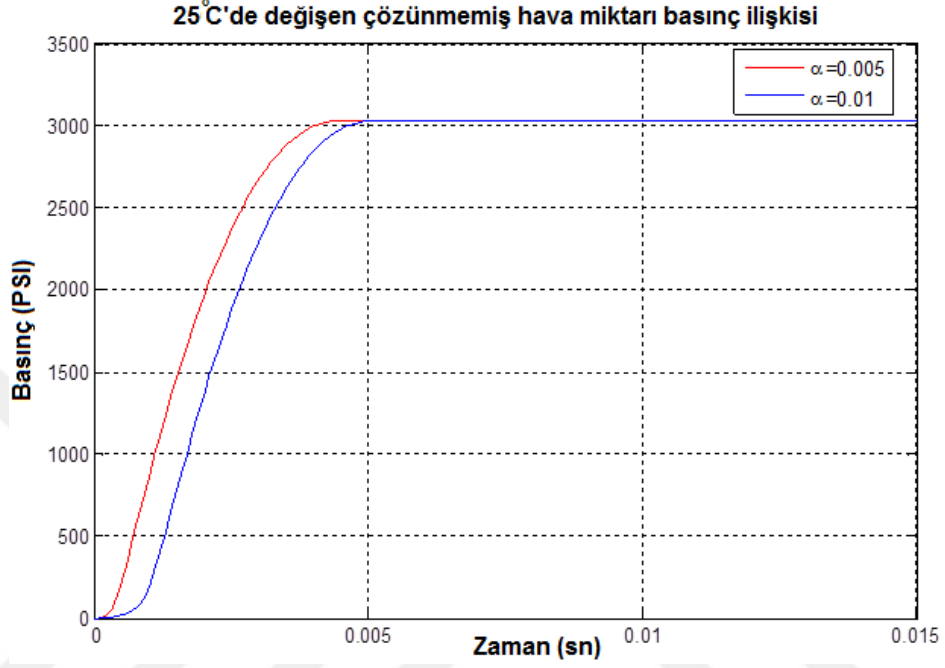
Şekil 1.23. Farklı bulk modülleri için basınç değişimi görünümü

Şekil 1.23'te HTS yağ sıcaklığının 70 °C'ye çıkması durumunda ve oda koşullarında (25 °C) oluşan bulk modülü için pozisyon cevaplarının karşılaştırılması verilmiştir.

Artan hidrolik sıvı sıcaklığı sonucunda oluşan bulk modülü değerlerinin basınç artışına etkisi gösterilmektedir. Artan sıcaklıkta bulk modülünün düştüğü, düşen bulk

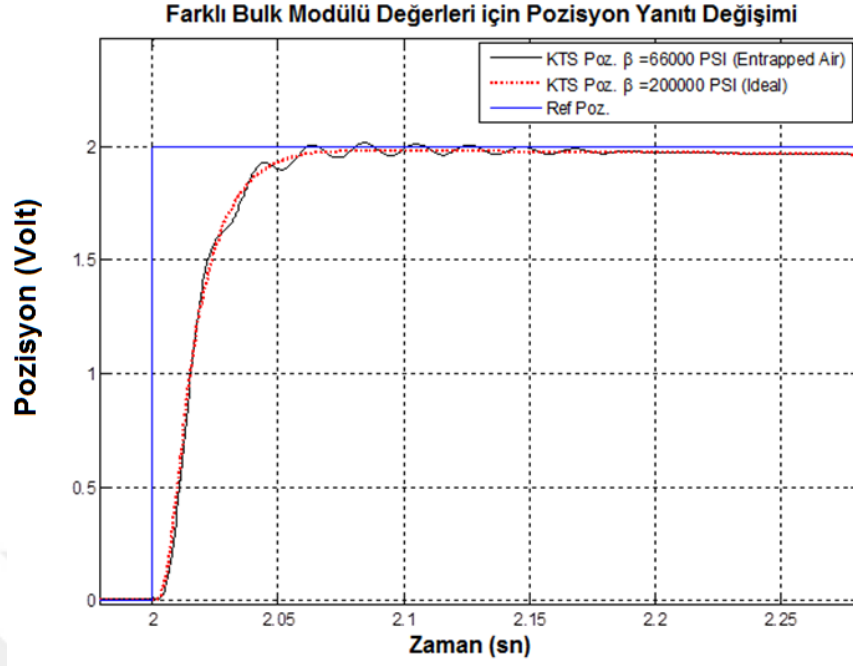


modülünün sıkıştırılabilirliğe harcanan debiyi arttırıp, iş yapmak için gereken debiyi azalttığını dolayısıyla basıncın daha büyük zaman sabitiyle yükseldiğini görülmektedir. Şekil 1.24'te bulk modülünün sıcaklık ve çözünmemiş gaz miktarına göre değişimi, HTS pozisyonlama karakteristiğine etkisi verilmiştir.



Şekil 1.24. Çözünmemiş hava miktarı için basınç değişimi görünümü

Şekil 1.24'te hidrolik sıvı içerisindeki  $\alpha$  çözünmemiş gaz oranının artması, bulk modülünün düşmesi anlamına gelir. Bu durumda HTS piston başlarına etkiyen basıncın belirli bir zaman sabiti artışıyla istenilen değerlere çıktığı gözlemlenmelidir.  $\alpha$  değerinin artması HTS'nin cevap hızını düşüreceğinden istenmeyen bir durumdur.



Şekil 1.25. Farklı bulk modülü değerleri için pozisyon cevabı

Şekil 1.25'te düşük bulk modülü durumunda, basıncın yükselen zaman sabitiyle gecikmeli olarak referans değerine çıkması HTS'nin pozisyon referansına çıkarken cevap karakteristiğini de etkiler. Basıncın doğrusal bir fonksiyonu olan kuvvet de gecikmeli olarak aktarma organlarına aktarılır. Bu durum HTS'ye gönderilen  $2V = 6^\circ$  referans komutunda, modelin pozisyon cevabını aşağıdaki gibi değiştirir.

Düşen bulk modülü değeri hidrolik yağın yay etkisini (ing. spring effect) artırır. Bu durum HTS basıncının daha yavaş yükselmesi, artan zaman sabitiyle yükselen basıncın, HTS pozisyon cevabını gecikmeli olarak değiştirir ve pozisyonun salınım yaparak referansa yükselmesine neden olur [24].

HTS çalışması boyunca bulk modülü performansa doğrudan etki eder. Düşen bulk modülü, HTS'nin pozisyonlama doğruluğunu (ing. positioning accuracy) azaltırken, sıkıştırılabilirlik üzerinde harcanan debi artar, verim düşer. Debinin düşmesi basıncın daha uzun sürede istenen değerlere gelmesi, dolayısıyla HTS'nin pozisyonlama zaman sabitinin artmasına neden olur.

Basınç, sıcaklık ve çözünmemiş gaz miktarına göre değişen bulk modülünün istenilen değerlerde tutulması için hidrolik yağın kullanım öncesinde kapalı kaplarda

saklanarak hava ile temasının kesilmesi, hidrolik yağ dolununun hava alınmayacak şekilde yapılması yağ sıcaklığının uygun değerler arasında tutulması gerekmektedir.

Özet olarak, hidrolik sistemlere ait diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan denklemler kütle, momentum ve enerji korunumu yasaları olup modelleme süresince yasalar tek boyutlu olacak şekilde (1-D) çözülür. Bu raporda bahsi geçen modelleme çalışmalarında ilk etapta izlenen yöntem, HTS hidrolik sisteminin izotermal karakteristiğe sahip olduğu ve sıcaklığın zamanla değişmediğidir. Değişen durumlar, denklem başlangıç koşullarının değiştirilerek benzetimlerin tekrarlanması şeklinde gerçekleştirilmiştir. Bu durum MATLAB/Simulink yazılım paketinde izotermal olarak sağlanırken, ilerleyen aşamalarda sıcaklığın sistem denklemlerine etkisi ele alınarak, enerji denklemleri sistem dinamiğine dâhil edilmiştir [30].

Hidrolik sistemdeki parametrik değişimlerin gözlemlenmesi ve doğrusal olmayan etkilerin belirlenebilmesi için, yukarıdaki verilen çalışmalar yapılmıştır. Çalışma, verim kaybından kaynaklı ısınma, çevresel şartlar ya da hidrolik yağ dolum belirsizliklerinde dolayı parametrik belirsizliklerin ortaya çıkarabileceğini göstermiştir. Bir sonraki adımda, model doğrusal analizi ve kontrol sistem tasarımı için MATLAB & Simulink ortamında sistem dinamik denklemleri elde edilecektir [30].

## **1.6. Hidrolik Tahrik Sistemi Analizi**

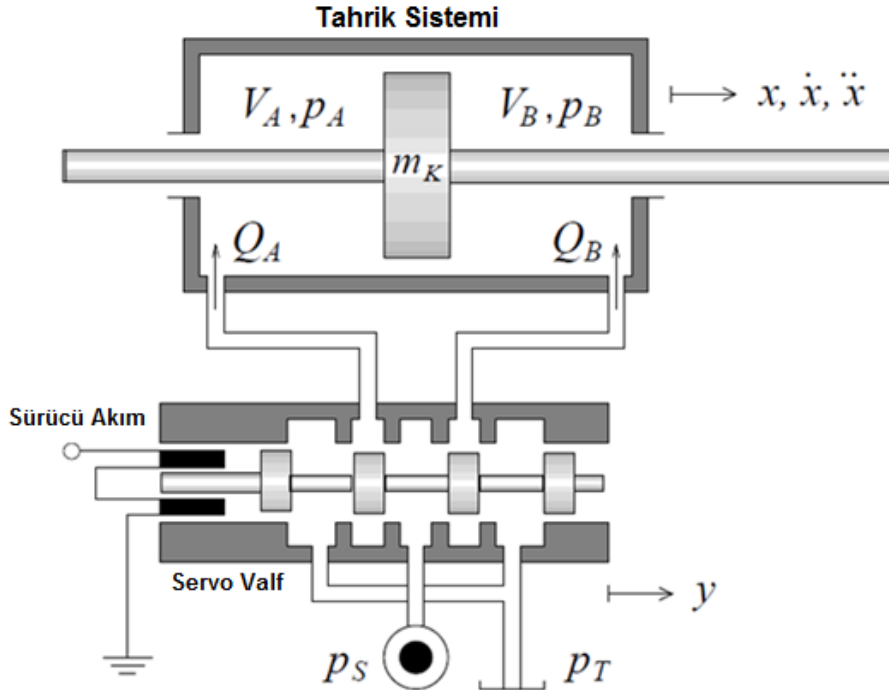
Bu bölümde sisteme ait doğrusal ve doğrusal olmayan sistem denklemleri elde edilmiştir ve alt-sistemlerin doğrusal dinamikleri, tahrik sistemi çalışma frekansını kapsayacak detayda modellenmiştir.

HTS doğrusal analizi boyunca sistem; kullanılan MIL-PRF-5606H standardındaki hidrolik akışkanın yoğunluk, viskozite ve bulk modülünün sıcaklıkla dinamik olarak değişmediği varsayılarak, sabit bir sıcaklık değerleri için Tablo 1.2’de verilmiştir. Bu basitleştirme, sistemin doğrusal modelinin elde edilmesi ve frekans analizinin yapılabilmesi için gerekli olup, aksi takdirde sistemin doğrusallaştırılması ve analitik olarak çözümü mümkün olmayacaktır. Doğrusal analizde, sistemi oluşturan komponentlere ait kutuplar incelenip (ing. eigenvalue analysis), hedeflenen çalışma frekansının çok üzerindeki yüksek frekanslı kutuplar sistem karakteristiğini değiştirmeyeceğinden modellemeye dâhil edilmemiştir.

### 1.6.1. Doğrusal analiz ve modelleme varsayımları

Lineer analizinde analitik çözümün gerçekleştirilebilmesi için çeşitli kabullerin yapılması gerekmektedir. Bunlardan birincisi yoğunluk, bulk modülü ve viskozitenin sıcaklık ve basınca bağlı olarak dinamik değişmediği varsayımdır. Şöyle ki, sabit bir sıcaklık  $T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $P=210\text{ Bar}$  için bulk modülü, yoğunluk ve viskozitenin değerleri sabit kabul edilmiştir (ing. isothermal analysis). Doğrusal olmayan analizde ise enerji denklemleri devreye girerek HTS iç basınç kayıpları sonucunda artan sıcaklığın viskozite, yoğunluk ve bulk modülüne olan etkisinin performansa olan etkisi incelenebilir.

- I. Hidrolik kanalları rijit kabul edildiğinden dolayı (malzeme esnekliği ihmal edilecek kadar düşük) bulk modülü efektif bulk modülüne eşit kabul edilmiştir. Hidrolik hortum vb. elastik kanalların kullanılması bulk modülü değerini düşürerek efektif değer hesaplanmasını gerektirir.
- II. Çalışması süresince ortam sıcaklığı ve basınç düşümünden kaynaklanan sıcaklık artışı ve basınç düşümleri ihmal edilmiştir.
- III. Hidrolik sistem giriş basıncında değişim olmadığı ve sabit basıncın sağlandığı varsayılmıştır.



Şekil 1.26. HTS servo valf ve piston basınç ve debi gösterimi [11]

Hidrolik sistem lineer analizi Şekil 1.26'da verilen temel servo valf-piston-kütle şematiğine göre gerçekleştirilir. Burada HTS açık çevrim lineer modeli 2 adet temel transfer fonksiyonundan oluşur. 1. transfer fonksiyonu hidrolik akış ve piston dinamiği modelini, 2. transfer fonksiyonu ise servo valf tork motoru dinamiğinden meydana gelir. Öncelikle piston hidroliğine ait lineer analiz çalışmalarına yer verilmiş olup, ardından tork motoru transfer fonksiyonunun oluşturulmasına değinilmiştir.

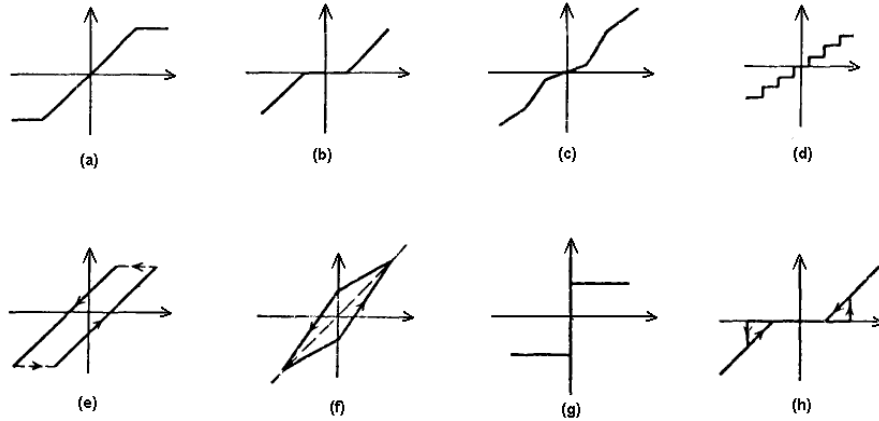
### 1.6.2. Sistem doğrusallığını bozucu temel kaynaklar

Bir önceki bölümde doğrusal analizi yapılan HTS modeli, fiziksel kısıtları yok sayılarak lineer diferansiyel denklem setlerinden oluştuğu varsayımıyla incelenmiştir. Doğrusal analizde, küçük sinyal değerleri için (ing. small signal analysis) HTS dinamiğinin yüksek doğrulukta çıkışlar üretebileceği değerlendirilmiştir. Ancak HTS işletimi süresince, sistem kaynak limitlerine yakın (örn: akım, debi, vb.) çalışabileceğinden doğrusal olmayan analizde sistem kısıt (doyum) bloklarının modele eklenmesi gerekmektedir. Tablo 1.2'de HTS'ye ait parametrik belirsizliklere ait belirsizlik limitleri verilmiştir.

Tablo 1.2. HTS parametrik belirsizlikleri ve sayısal limitler

Parametre	Nominal Değer	Değişim %
Bulk Modülü	1,38e+9 Pa	%6
Sönümlenme Katsayısı	0,12	%2

Doğrusallığı bozucu temel kaynakların gösterimi Şekil 1.27'de verilmiştir.



Şekil 1.27. HTS modeli doğrusallığını bozucu kaynakların görünümü

Her bir grafiğin detayı kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir [27];

- a. Sistem besleyici kaynak kullanımının sınırlanmasından kaynaklanan histerezis blokları(örn: servo valf akım limiti, debi limiti, dc motor akım limiti vb. kaynak sınırlamaları).
- b. Ölü bölge kaynakları (ing. dead zone) (örn: servo valf sürgüsünün (ing. spool) gereğinden daha geniş toleranslı mekanik tasarımından kaynaklı sorunlar (ing. servo valve spool overlap), piston içi hidrolik ölü bölgeler).
- c. Kazanç ve doğrusal olmama kaynakları (örn: servo valf akıma karşılık debi eğrisinden kaynaklanan sapmalar)
- d. Düşük çözünürlüklü veri toplama kartları, düşük hızda gerçekleşen kontrol çevrimi
- e. Piston - aktarma elemanı - kanat bağlantısı arası boşluklar (ing. backlash). Valf tork motoru manyetik histerezisi
- f. Kalıcı mıknatıslanma kaynakları (örn: servo valf tork motoru sargılarında oluşabilecek kalıcı mıknatıslanma hataları)
- g. Statik ve coulomb sürtünme kaynakları
- h. Viskoz (ing. viscous) sürtünme kaynakları

### 1.6.3. Sistem denklemlerinin elde edilmesi

Bu bölümde HTS'ye ait sistem denklemleri elde edilmiştir. HTS elektrik enerjisini mekanik enerji çevirerek aerodinamik kanat yüzeylerini pilot veya oto-pilot pozisyon komutları yerine getirecek şekilde hareket ettirir. Üretilen kuvvet, sistem sürtünmelerini, ataletsel kuvvetleri ve dış yükleri yenerek yük hareketini sağlar [27].

Yukarıda detayları verilen sistemin en temel kontrol elemanı elektro-hidrolik servo valf olup, denetleyici tarafından üretilen komut çıktısı akıma çevrilerek servo valfe gönderilir. Valf, akım oranına göre akışın debi ve yönünü kontrollü olarak değiştirir. Sistemin çalışma basıncı 210 Bar olup, kullanılan rezervuar iç basıncı pompa giriş hattı gereksinimine göre 3~5 Bar seviyesindedir.

Öncelikle sistem denklemleri hidrolik piston için akış süreklilik denklemine (ing. flow continuity equations) göre oluşturulur. Akış süreklilik denklemleri HTS pistonu  $V_A$  ve  $V_B$  hacmi için aşağıdaki gibi yazılır.

Sistem denklemleri oluşturulurken, öncelikle servo valften piston girişlerine doğru debi girişleri yazılır. Piston girişleri A ve B olarak isimlendirilirse  $Q_A$  ve  $Q_B$  buradaki debileri ifade eder. Valfe gönderilen komut işareti ve genliğine göre debi Denklem (1.25)'deki gibi yazılır.

$$Q = w C_d x_v \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (1.25)$$

Burada Denklem (1.25), Denklem (1.26) kullanılarak basitleştirilirse, Denklem (1.27) elde edilir.

$$K = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (1.26)$$

$$Q = K x_v \sqrt{\Delta p} \quad (1.27)$$

$$Q_A = \text{sgn}(x_v) K_A x_v \sqrt{P_s - P_A} - \text{sgn}(-x_v) x_v \sqrt{P_A} \quad (1.28)$$

$$Q_B = \text{sgn}(x_v) K_A x_v \sqrt{P_B} - \text{sgn}(-x_v) x_v \sqrt{P_s - P_B} \quad (1.29)$$

$$\text{sign}(x_v) = \begin{cases} 1 & x_v > 0 \\ 0 & x_v = 0 \\ -1 & x_v < 0 \end{cases} \quad (1.30)$$

Denklem (1.28) ve (1.29)'da verilen valf orifisi çıkış debileri portları arasındaki basınç farkına bağlı olup, bu debi piston iç hacminde biriktikçe basınç zamanla değişecektir. Akış süreklilik denklemleri ise pistonun itme ve çekme hareketine göre  $Q_A$  ve  $Q_B$  için aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$Q_{\text{flow-servo}} - Q_{\text{int.leakage}} - Q_{\text{extr.leakage}} = Q_{\text{Netflow}} + Q_{\text{Compressibility}} \quad (1.31)$$

$$Q_A - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} P_A = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt} \quad (1.32)$$

$$Q_B - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} P_B = A_p \frac{dx_p}{dt} - \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dP_B}{dt} \quad (1.33)$$

Burada  $V_A=V_{A0}+A_p x_p$  ,  $V_B=V_{B0}-A_p x_p$  ise, basınçlar  $\dot{P}_A$  ve  $\dot{P}_B$ 'nin değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir. Akış süreklilik denklemlerindeki iç kaçak  $Q_{Li}=C_L(P_A-P_B)$  ile ifade edilip, dış kaçaklar ise ihmal edilmiştir.

$$\dot{P}_A = \frac{\beta_e}{V_{A0}+A_p x_p} (Q_A - \dot{x}_p A_p + Q_{Li}) \quad (1.34)$$

$$\dot{P}_B = \frac{\beta_e}{V_{A0}+A_p x_p} (Q_B + \dot{x}_p A_p - Q_{Li}) \quad (1.35)$$

Basınç değişim denklemlerinin elde edilmesi sonrasında, basıncın oluşturacağı hareket ettirici kuvvetin  $M_{Eq}$  kütesini hareket ettirdiği varsayılmıştır. Oluşturulan kuvvet  $F_G$  her iki piston tarafında oluşturulan basınç farkı sonucu elde edilmiştir.  $F_G = (P_A - P_B)A_p$ . Bu kuvvet, statik ve dinamik kuvvetleri yenerek kanat ataletini aşağıdaki hareket denklemlerine göre hareket ettirir.

$$(P_1-P_2)A_p = M_t \ddot{x}_p^2 + F_{fric} + F_L \quad (1.36)$$

Bu sistem, önceki bölümde verilen doğrusal olmayan etkileri barındırdığı gibi, mekanik sistem sürtünmelerinden kaynaklanan etkileri de barındırmaktadır. Temel doğrusal olmayan etkiler aşağıdaki gibi özetlenebilir [25]:

- Kaynak kısıtlarından kaynaklanan etkiler (Valf, hidrolik pompa maksimum debi kısıtları)
- Servo valf ve piston mekaniğinden kaynaklı histerezis, ölü bölgeler ve kalıcı mıknatıslık etkileri
- Mekanik sürtünmeler

Tahrik sistemi pistonundaki sürtünme kuvvetlerinin toplamı  $F_R$  ile ifade edilip, bu kuvvet sırasıyla viskoz  $F_v$ , coulomb  $F_c$  ve stribeck  $F_s$  sürtünmeleri toplamına eşittir. Dolayısıyla  $F_R$  tarafından gelen doğrusal olmayan etkiler aşağıdaki gibi formulendirilir.

$$F_R = F_v + F_c + F_s \quad (1.37)$$

$$F_R = B_p \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left[ F_c + F_s \exp\left(\frac{|\dot{x}_p|}{C_s}\right) \right] \quad (1.38)$$



Dış yükler, rijitlik ve sönümleyici kuvvetlerin  $F_L$  terimi içine alındığı varsayılırsa, sistem denklemleri durum uzay matrisi formunda ifade edilebilir. Burada durum vektörü  $x=f(x_1, x_2, x_3, x_4)$  olup sırasıyla pozisyon, hız, piston A ve B noktaları basıncından oluşur.

#### 1.6.4. Doğrusal sistem modelinin elde edilmesi

Servo valf kontrollü bir hidrolik tahrik sisteminin açık çevrim dinamiği doğrusal diferansiyel denklemler ifade edilmek istenirse, alt sistem dinamiklerinin belirli bir çalışma noktasında doğrusallaştırılması gerekir. HTE özelinde, kritik alt sistemler servo valf ve piston-yük dinamiğidir.

Sistem doğrusal denklemleri oluşturulurken aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

Varsayım-1: Servo valf çalışma frekansı sistemden beklenen bant genişliğinin üzerinde olduğu için, sistem dinamiğine etkisi sabit bir kazanç olarak alınmıştır [31]. Dolayısıyla valfe uygulanan akım doğru orantılı valf spool deplasmanı yaratır. Burada  $x_v$  spool deplasmanı,  $u$  denetleyici çıkışı ise  $x_v=k_{xv}u$ 'dur. Kullanılan servo valf parametreleri Test ve değerlendirme bölümünde verilmiştir. Kapalı çevrim sistemden beklenen asgari bant genişliği 5~6 Hz seviyesinde, servo valfin ise 200Hz seviyesinde olup sistem bant genişliği aralığının çok üstündedir.

Varsayım-2: Piston girişleri basıncı  $P_A, P_B$ 'nin kaynak maksimum çıkış basıncıyla sınırlı olduğu varsayılmıştır. Valf port A ve B debi çıkışlar,  $Q_A$  and  $Q_B$  debileri kaynak maksimum debisiyle sınırlı olduğu varsayılmıştır.

Varsayım-3: Sistemin asimptotik olarak açık çevrim kararlı olduğu ancak  $M_{Eq}, B_p, k_{xv}, \beta_e, C_s, C_L$  parametrelerinin belirsizlik seviyelerinin tam olarak bilinmediği ancak maksimum ve minimum bir bant aralığında sınırlı olduğu varsayılmıştır. Dolayısıyla parametrik belirsizlikler vektörünü  $\theta$ 'nın aşağıdaki koşulu sağladığı varsayılmıştır.

$$\theta = \Omega_\theta \triangleq \{\theta: \theta_{\min} \leq \theta \leq \theta_{\max}\} \quad (1.39)$$

ve  $\theta = [\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4 \ \theta_5 \ \theta_6]^T$   $\theta_{\min} = [\theta_{1\min} \ \theta_{2\min} \ \theta_{3\min} \ \theta_{4\min} \ \theta_{5\min} \ \theta_{6\min}]^T$   $\theta_{\max} = [\theta_{1\max} \ \theta_{2\max} \ \theta_{3\max} \ \theta_{4\max} \ \theta_{5\max} \ \theta_{6\max}]^T$ ,  $\theta$  vektör setinin, bilinen alt ve üst belirsizlik limitleriyle sınırlı olduğu varsayılmıştır.

Toplam debi basınç katsayısı  $K_{ce} = K_c + C_{ip} + C_{ep}/s$  olmak üzere,  $x_p$  piston pozisyonu transfer fonksiyonu Denklem (1.41)'deki gibi ifade edilir.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} - s) F_L}{\frac{V_t M_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + (\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2}) s^2 + (1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}) + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \quad (1.40)$$

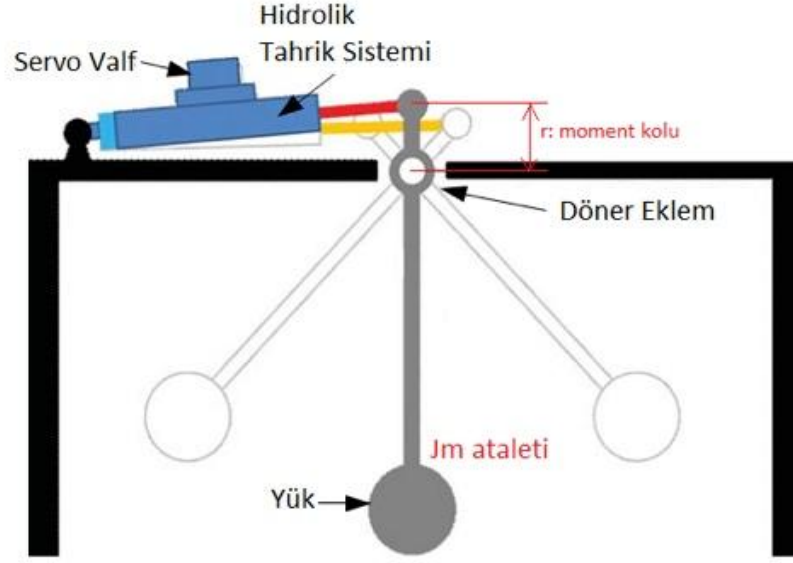
$w_h$  (rad/s) HTS hidrolik doğal frekansı (ing. hydraulic natural frequency) ve  $\delta_h$  hidrolik sönümleme katsayısı (ing. damping ratio) olmak üzere aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$w_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{M_t} \left( \frac{1}{V_{01}} + \frac{1}{V_{02}} \right)} \quad (1.41)$$

$$\delta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{4\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}} \quad (1.42)$$

HTS'nin sönümleme katsayısı ve rezonans frekansı hidrolik elemanlar tarafından belirlenip, mekanik sistem doğal frekansı transfer fonksiyonuna dahil edilmemiştir. HTS mekanik sistemi en yüksek doğal frekansa sahip olup sistem analizi sürecine dâhil edilmesine gerek görülmemiştir.

Denklem (1.42)'de verilen HTS hidrolik rezonans frekansının, yapısal frekanstan daha düşük değerlerde oluşacağı varsayımıyla, aşağıda hidrolik rezonans frekansı hesabı yapılmıştır. Mekanik sistem yapısal rezonans frekansı sonlu elemanlar metodu ile bulunabilir. Hidrolik sistem rezonansı en kötü senaryoda piston orta konumda iken en düşük değerini alır. Doğal frekans HTS ve kanat çifti ile beraber daha düşük değerlerde oluşacağından hesaplamalara  $J_s$  (kgm<sup>2</sup>) ataleti de dâhil edilir.



Şekil 1.28. Tahrik sistemiyle Jm ataletinin hareket ettirilmesi

Örnek olarak, Şekil 1.28’de kanat ataleti  $J_s=0,1 \text{ kgm}^2$ , efektif piston yüzey alanı  $A_p \text{ (m}^2\text{)}$  ve doğrusal piston hareketinin döner harekete çevrildiği aktarma organı kanat bağlantı çapı  $L_{rod}=50\text{mm}$  ise, doğrusal düzeleme indirgenmiş efektif kütle değeri  $M_t=J_s/L_{rod}^2$  olarak hesaplanır. Rezonans frekansının,  $w_h \text{ (rad/s)}$  en düşük değeri en kötü senaryo olup, HTS pistonun merkez konumunda (kanat yüzeyi orta konum açısı sıfır derece kabul edilir) iken eşit sağ ve sol piston hacminde en düşük rezonans frekansı görülür.

$$w_h = \sqrt{\frac{K_h}{M_t}} = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{M_t V_p}} \text{ (rad/s)} \quad (1.43)$$

HTS’nin hidrolik rezonans frekansını  $w_h$  düşürecek etki ise artan sıcaklık ve yağ içindeki çözünmemiş hava miktarıdır. Artan sıcaklık sonucunda düşen bulk modülü, hidrolik yağın yay sabitinin azalmasına, dolayısıyla HTS hidrolik rezonans frekansının azalmasına neden olur. Benzer şekilde düşen bulk modülü, HTS sönümleme katsayısını da düşürür. HTS cevabında salınımlar, kazanç katsayısında artışlar, faz cevabında ise gecikmeler gözlemlenir.

Artan sıcaklık, viskozite düşümünden dolayı kaçakları artırır, kaçaklardan dolayı iş yapılan net debinin azalması, HTS’nin pozisyon cevabını sönümler. Bu durum, sıcaklık artışından dolayı bulk modülünün düştüğü durumda düşen sönümleme

katsayısının artmasını sağlayarak dengeler. Ancak kararlılık sorunlarının yaşanmayacağını garanti etmez [25]. Hidrolik sistem rijitlik değeri  $K_{HYD}(N/m)$  ve piston viskoz sürtünmesi  $R(N/m/s)$ , hacmi  $V_p$  olan HTS pistonu için  $\beta$  bulk modülü  $Q$  debi değeri olmak üzere,  $P$  (Pa) basıncını aşağıdaki gibi değiştirir.

$$P(t) = \frac{\beta}{V} \int Q(t) dt \quad (1.44)$$

$P(t) = K_{HYD}$ ,  $V_p(t)$  için,  $K_{HYD} = \beta/V$  olur ve basıncın kuvvetle ilişkilendirilmesiyle,  $A_p$  piston alanı ve  $x_p(m)$  yer değiştirmesi için,  $F(N)$  kuvvetinin değişimi,

$$\frac{F(t)}{A} = \frac{\beta}{V} A x(t) \quad (1.45)$$

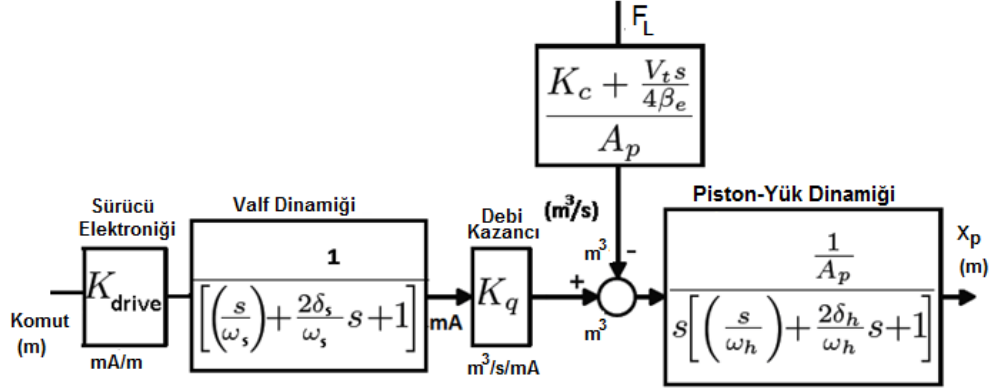
Denklem (1.45)  $F = K \cdot x$  şeklinde düzenlenirse,

$$F(t) = \frac{\beta A^2}{V} x(t) \quad (1.46)$$

Sönümleme katsayısı ise hidrolik sistemlerde % 5 ~ 15 aralığında olup,  $\delta_h = 0,15$  olarak kabul edilmiştir. [7]  $K_h$  hidrolik yay sabiti değeri olup değeri, tasarımı tamamlanmış HTS için bulk modülüyle değişir.  $R(N/m/s)$  piston viskoz sürtünme değeri,  $M_t$  kütlesi için,

$$R = 2\delta_h \sqrt{K_h M_t} \quad (1.47)$$

ile ifade edilir. Kuru sürtünme ve coulomb sürtünme değerinin tahmini değerleri modele eklenmiş olup, model parametreleri sistem cevabı ile örtüşecek şekilde parametre kestirimine tabi tutulmuştur. Doğrusal analizlerde sistemi basitleştirmek için çeşitli kabuller yapılmıştır. Bu durum yüksek frekanslı kutuplara sahip hidrolik sistem modelinin ihmal edilerek, HTS'nin 3. dereceden transfer fonksiyona indirgenmesiyle sağlanır. HTS sürücü devresi, valf dinamiği ve piston dinamiğinden oluşan açık çevrim modeli Şekil 1.29'daki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 1.29. HTS açık çevrim dinamiği görünümü [24]

HTS hidrolik elemanlarının ve alt parçalarının sistem dinamiğine etkisi elektro-mekanik ve hareketli mekanik kısımlarla karşılaştırıldığında ihmal edilebilecek kadar düşüktür. Hidrolik kanallar, orifisler, hidrolik gövde, servo valf akış kanalları bu hidrolik elemanlardan bazıları olup; doğal mekanik rezonans frekansları, sistem çalışma frekanslarının üstündedir. Dolayısıyla 90 Hz'in çok üstünde etkileri ortaya çıkacak dinamik etkileri lineer analiz boyunca göz önünde bulundurulmaz<sup>4</sup>.

HTS hareketli mekanik kısmı olan hidrolik silindir (piston) dinamiği, tıpkı hidrolik sistem elemanları gibi, sistem çalışma frekanslarından daha yüksek doğal frekansa sahiptir ve kapalı çevrim cevabına etkisi göz önüne alınmaz.

5. dereceden bir transfer fonksiyonu ile ifade edilen açık çevrim modelinin basitleştirilebilmesi amacıyla, piston dinamiği yukarıda verilen nedenlerden ötürü,  $K_p/s$ 'ten oluşan bir integratör bloğu ile ifade edilir. Böylelikle nihai HTS lineer açık çevrim modeli 3. dereceden bir transfer fonksiyonu ile ifade edilir.

$$\frac{Y}{U} = \frac{K_{Gain} K_{SV} K_P}{(s^3/w_n^2) + (2\delta_{sv}/w_n)s^2 + s} \quad (1.48)$$

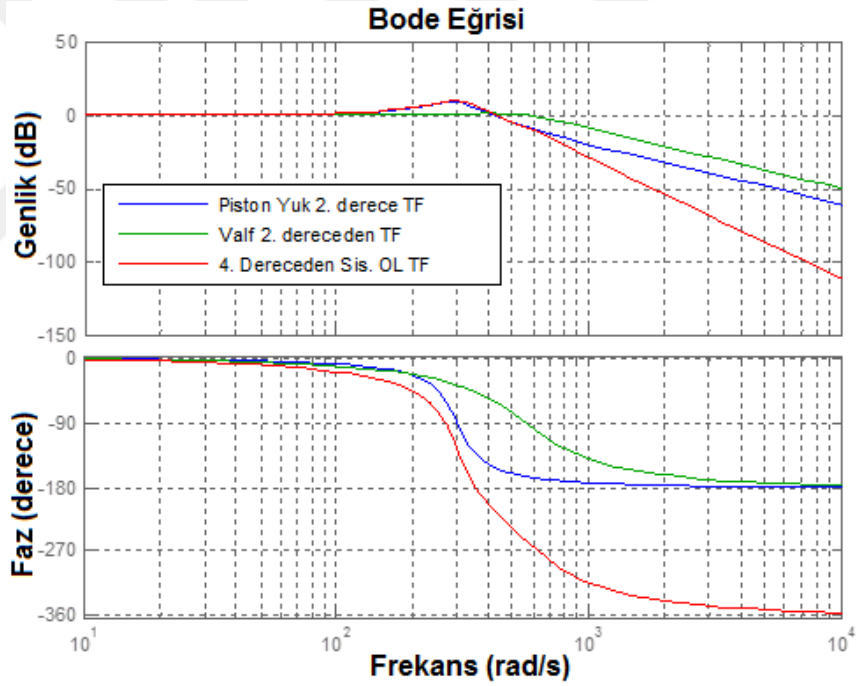
Sistem doğrusal diferansiyel denklemleri en basit hali ile 3. dereceye indirgenebilir. Kritik alt sistemler Şekil 1.29'da verildiği gibi servo valf ve piston—yük'e ait olup sistem dinamiği  $0,1 \text{kgm}^2$ 'lik bir atalet için analiz edilmiştir.

<sup>4</sup> HTS doğrusal olmayan analizinde ise yukarıda ihmal edilen dinamiklerin tamamı göz önünde bulundurulmuştur.

Açık çevrim dinamik incelendiğinde piston-yük dinamiğinin servo valf dinamiğine göre düşük sönümlenme değeri  $\delta_h$  ve doğal frekansa  $\omega_h$  (rad/s) sahip olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla  $J_m$  ataletini süren piston-yük dinamiği tahrik sisteminin dominant kutup çiftine sahip olduğunu Tablo 1.3'te ve Şekil 1.31'de görmekteyiz.

Tablo 1.3. Alt sistemler için açık çevrim dinamiğin karşılaştırılması

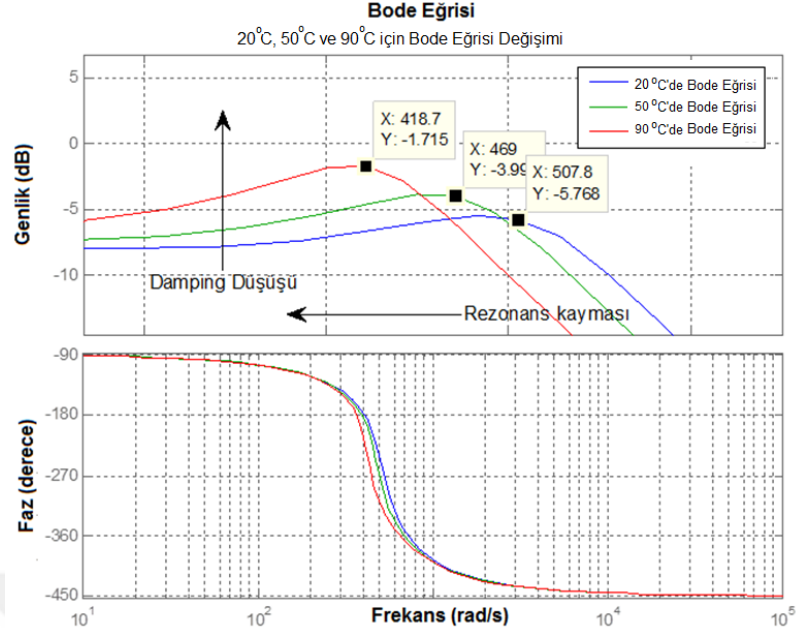
Alt Sistem Adı	Açık Çevrim Sistem Kutupları [-]	Sönümlenme [-]	Doğal Frekans. (rad/s)
Piston-Yük	$-5,34e+001 + 4,64e+002i$	0,17	464
Piston-Yük	$-5,34e+001 - 4,64e+002i$	0,17	464
Servo Valf	$-2,83e+002 + 1,25e+003i$	0,5	1250
Servo Valf	$-2,83e+002 - 1,25e+003i$	0,5	1250



Şekil 1.30. Valf, pisto-yük ve toplam bode eğrisi

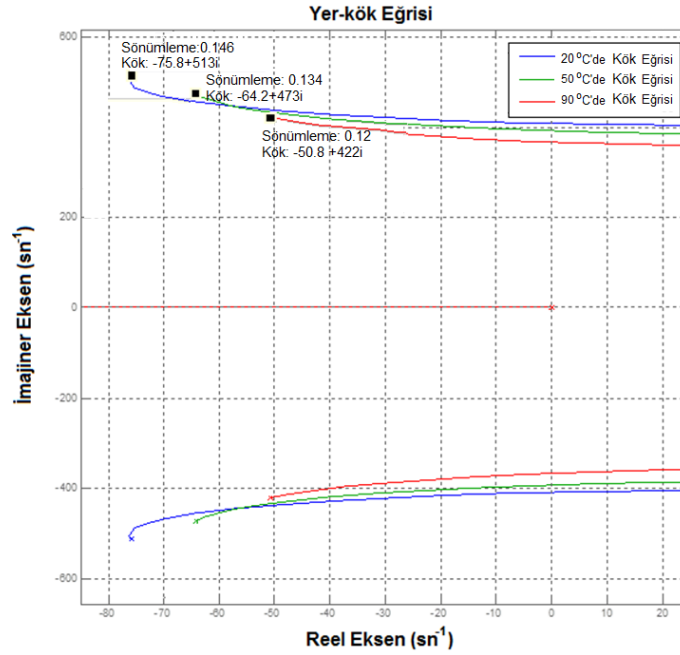
Piston ve valf dinamiklerine ait bode eğrisi faz ve genlikleri Şekil 1.30'da ayrı ayrı gösterilmiştir.





Şekil 1.33. Farklı sıcaklıklar için açık çevrim kazanç ve faz değişimi

Bölüm 1.6.3.1’de farklı bulk modülü ve yağ sıcaklığı senaryolar için açık çevrim sistemin bode ve yer kök eğrisi değişimi sırasıyla Şekil 1.33 ve Şekil 1.34’te verilmiştir. Artan sıcaklıklar için açık çevrim sistem sönümlenmesi, rezonans frekansının düştüğü görülmektedir.



Şekil 1.34. Farklı sıcaklıklar için açık yer kök eğrisi değişimi



Bu bölümde kontrol sistemi tasarımında kullanılacak doğrusal açık çevrim dinamiği elde edilmiştir. Transfer fonksiyonu dominant sistem dinamiğini ihtiva edecek şekilde basitleştirilmiş (derecesinin düşürülmüş) ve doğrusal kontrol sistem teorisinin uygulanmasına elverişli hale getirilmiştir. Bu durum, doğal frekansı sistem çalışma frekans aralığının dışında olan ve sönümlenme değeri yüksek alt sistemlerin (dominant olmayan açık çevrim kutuplar) etkisi ihmal edilerek, kontrol edilebilirlik açısından en kötü senaryoyu oluşturacak (düşük doğal frekans ve sönümlenme değerli alt sistem) 3. dereceden sistem dinamiği elde edilmiştir. Elde edilen sistem modeli bir sonraki bölümde verilen kontrol sistemi tasarımında kullanılmıştır.



## 2. KONTROL SİSTEMİ TASARIMI

Bu bölümde, tanımı yapılan ve matematiksel olarak ifade edilen aerodinamik kanat tahrik sistemine uygulanacak doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyici detayları verilmiştir. Sisteme uygulanacak doğrusal ve doğrusal olmayan kontrol teorisi bir sonraki bölümde verilen test sonuçlarıyla doğrulanacaktır.

Bu bölümde tasarlanacak denetleyicilerin performans hedefi, aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- En düşük hata takip yüzdesiyle (kalıcı durum hatası) komut sinyalini takip etmek
- Kısa süren bir pozisyon rejimine sahip olmak
- Tablo 2.1’de verilen kararlılık marjlarını sağlamak

Tablo 2.1. MIL-F-9440D Denetleyici Kararlılık Kriterleri

Kapalı Çevrim Faz Marjı (deg)	> 6dB
Kapalı Ç Kazanç Marjı (dB)	> 45deg
Aşım %	< %5

Hidrolik sisteme gönderilen komutların frekansı hava aracının görev amacı ve tasarımına göre değişir. Örneğin bir yolcu uçağından beklenen aerodinamik yüzey kontrol bant genişliği 5~6 Hz iken, bir hava savunma füzesi için bu değer 40~50 Hz seviyelerinde olabilmektedir. Tahrik sistemi denetleyicisi, gönderilen komutları kesime uğratmaksızın denetleyicisine girdi olarak alır, buna karşılık elde edilen cevabın istenilen frekans bandına cevap verebilmesi, kararlılık marjlarının yeterli seviyede olmasını gerektirir. Sistemin (hidrolik rezonans) veya bağlı mekaniğinin doğal frekanslarında oluşabilecek salınımların bir birleriyle etkileşime girmemesi gerekmektedir. Aksi takdirde, kontrol yüzeyi sürekli salınımlar yapabilir (ing. aeroelastic flutter) veya mekanik sistemin yüksek genlikli salınımla kalıcı hasara neden olabilir [21, 25, 27]. Dolayısıyla, denetleyiciden istenen bant genişlikleri hedeflenirken sistemin kararlılık marjlarının tanımlı en kötü senaryo altında limitler

içinde kalması kritik öneme sahiptir. Tablo 2.1’de MIL-F-9440D standardına göre bir muharebe uçağının tanımlı şartlar altında sahip olması gereken asgari kararlılık gereksinimleri verilmiştir.

Tez çalışmasında, öncelikle sistemi istenilen bant genişliğinde ve kararlılık marjlarında çalıştıracak doğrusal denetleyici alternatifleri üzerine çalışılmış, sonrasında doğrusal olmayan denetleyici detaylarına yer verilmiştir.

## 2.1. Kontrol Sistemi Tasarım Süreçleri

Kontrol sistemi tasarım süreçlerinde, tıpkı prototip tasarım süreçlerinde olduğu gibi belirli adımlar takip edilir. Doktora çalışmasında Şekil 2.1’de verilen çalışma süreci takip edilmiştir. Kontrol tasarımı frekans, zaman, kontrol olmak üzere 3 temel bölüme ayrılmış olup sırasıyla,

- ✓ Doğrusal analiz çalışmaları
- ✓ Çalışma frekanslarına göre alt sistem dinamiklerinin belirlenmesi
- ✓ Açık çevrim sistemin analizi
- ✓ Doğrusal olmayan analiz çalışmaları
- ✓ Sistem parametrik belirsizliklerinin gözlemlenmesi
- ✓ Doğrusal olmayan kaynaklar (ing. nonlinearity) seviyesinin belirlenmesi
- ✓ İlk iki adıma göre kontrol sistem tasarımı ve doğrulanması
- ✓ Gerçek zamanlı testler.



Şekil 2.1. Kontrol sistemi tasarım süreçleri

## 2.2. Doğrusal Kontrol

Doğrusal kontrol teorisi günümüzde birçok endüstriyel uygulamada hala aktif olarak kullanılan denetleyici olup, havacılık endüstrisinde de aktif olarak kullanılmaktadır. Doğrusal denetleyiciler, sistem dinamiği ve parametrelerinin zamanla değişmediği tek bir çalışma noktasına göre tasarlanır. Ancak, çalışılan sistemlerin doğası gereği doğrusal olmayan davranışlar sergiler ve parametrik belirsizliklerden ötürü sistem davranışı zamanla değişir. Bu durumda bir çalışma noktasında istenildiği gibi davranan denetleyici, bir diğer çalışma aralığında optimal performans noktasından uzaklaşır [33]. Dolayısıyla birçok doğrusal denetleyicinin performansı belirli çalışma aralığında optimal davranış gösterir. Tersi durumda, yani daha geniş çalışma aralığında ise birden fazla doğrusal denetleyici seti kullanılabileceği gibi, adaptif özellikler kazandırılan değişken kazanç yöntemleri uygulanabilir. Dolayısıyla doğrusal denetleyicilerin, doğrusal olmayan mimarilerle ortaklaşa kullanılarak etkinliği artırılmış olur.

Önceki bölümde hidrolik tahrik sistemi matematiksel olarak ifade edilirken, açık çevrim sistem belirsizlerinden bulk modülünün sıcaklık ve hava miktarına bağlı olarak değiştiği belirtilmişti. Bu durumun hidrolik doğal frekansta kaymaya, sönümlenme değerinde değişime neden olduğu benzetimlerle analiz edilmişti. Tasarlanacak doğrusal denetleyici bu durumda, açık çevrim dinamiğinin en kötü senaryosu dikkate alınarak tasarlanmalıdır [11, 25, 54]. Bu durum kanat tahrik sisteminde en düşük doğal frekans ve sönümlenme değeri için elde edilir. Mekanik olarak bu noktalar, pistonun orta konumda (kanat sıfır derece) ve merkezden maksimum yer değiştirmenin  $\pm 5\%$ 'i kadar süpürüldüğü çalışma aralığıdır. Ayrıca hidrolik sönümlenme ve rezonansı en kötü değerine çekecek muhtemel çalışma sıcaklıklarıdır.

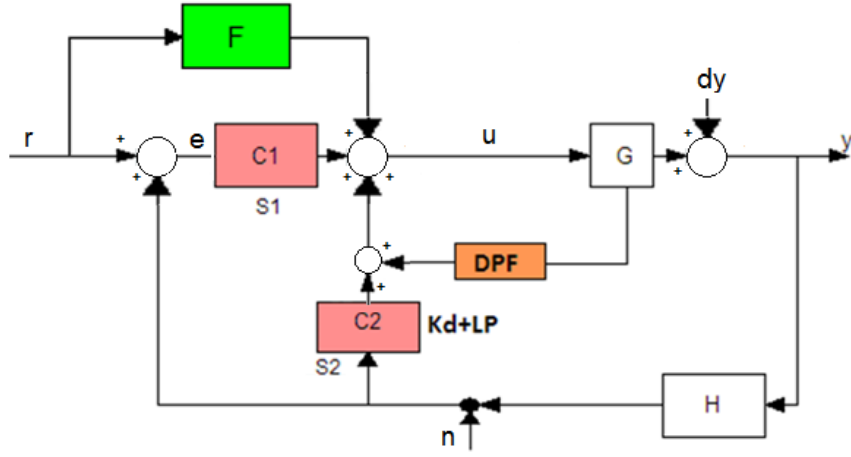
Hidrolik sistemler yapısı gereği doğal frekanslarında düşük sönümlü davranış gösterirler. Düşük sönümlü açık çevrim kutuplar, eğer kapalı çevrim kontrol döngüsü düşük kazanç marjına sahipse osilasyonlu davranış sergilemeye devam eder [22]. Sistemdeki düşük sürtünmeler, hidrolik kaçaklar ve piston tasarımı ve kontrol döngüsü katsayıları osilasyon miktarını dolayısıyla kararlılık marjlarını etkileyen temel faktörlerdir. Sürtünme, hidrolik kaçaklar ve piston tasarımı sistemin tasarım

seviyesi değişkenler olduğundan, sistemi etkileyebilecek kalan tek faktör kontrol sisteminin sistemi sönümlenme derecesidir. Bir hidrolik sistemin kontrolü boyunca karşılaşılan zorluklardan biri sistemin kapalı çevrim dinamiği istenilen bant genişliğinde tutulurken sistem cevabını istenilen limitlerde tutabilmektir. Sistem dinamiği eğer denetleyici yapısı ve parametreleri uygun ayarlanmamış ise osilasyonlu davranış gösterecektir. Bu durumda sistem kazançlarının düşürülmesi yöntemiyle bu durum aşılmaya çalışılabilmekte olup, bu durum askeri bir hava aracında manevra kabiliyetinin düşmesi, endüstriyel sistemlerde üretim hızının düşmesi anlamına gelmektedir.

Osilasyonlu kapalı çevrim dinamiği, sistem açık çevrim kompleks kutuplarının kartezyen koordinatlarda düşük sönümlenme değerinde olduğunu gösterir. Bu durum denetleyici aracılığıyla sisteme yapay sönümlenme uygulanması, sistemde mekanik sürtünmelerin artırılması ya da hidrolik sistem kaçağı yaratarak elde edilebilir. Son iki yöntem sistemde verimsizliğe neden olacağında sönümlenmenin elektronik olarak verilmesi uygundur.

Bu çalışmada tasarlanacak doğrusal denetleyicilerin özellikle bant genişliği ve doğal frekanslarındaki sönümlenme performansları açısından karşılaştırmaları yapılmıştır. Sisteme sırasıyla klasik pozisyon denetleyicilerinden PI, PID, PID-ileribeslemeli (PID-FF) ve kaskat PID-Dynamic-Pressure-Feedback yapıları uygulanarak performansları incelenmiştir. Test ve değerlendirme bölümünde her bir denetleyiciye ait grafikler yorumlanmıştır.

Doğrusal kontrolde sırasıyla PI, PID, PID-İleri besleme ve PID-DPF kontrol mimarileri hidrolik sisteme uygulanmıştır. Her bir denetleyiciye ait değerlendirme ve test sonuçları bir sonraki bölümde verilmiştir. G sistem dinamiği olmak üzere, C1, C2, DPF ve F blokları yukarıda verilen doğrusal denetleyicileri ifade etmektedir. (Bkz. Şekil 2.2.)



Şekil 2.2. Kullanılan doğrusal denetleyici bloklarının görünümü

### 2.2.1. PI kontrol

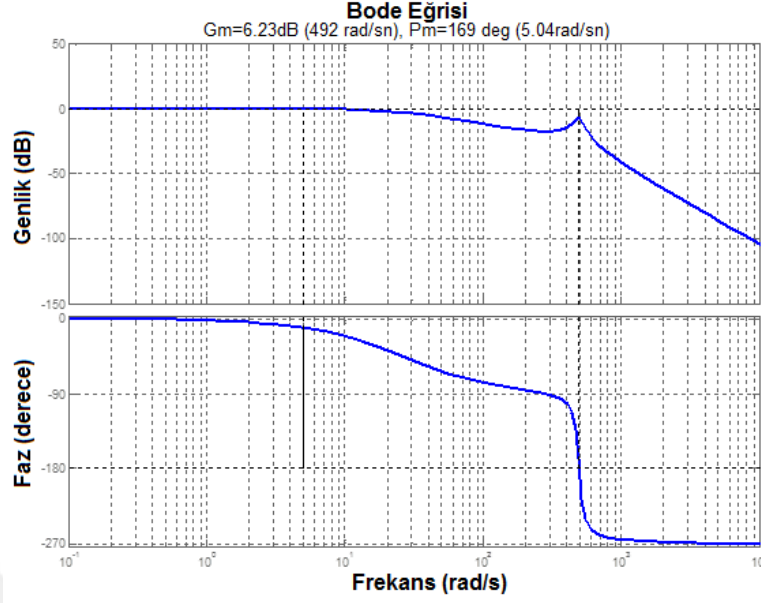
$C_1$  kontrol sisteminin oransal-integral (ing. Proportional-Integral) kontrolü, Tablo 2.1’de verilen asgari kriterleri karşılayacak şekilde tasarlanması durumunda elde edilen parametreler aşağıda verilmiştir. Hata miktarı  $K_p$  ve  $K_i$  katsayısına göre, kontrolcü çıkışını üretir. Denetleyici teorisi ve hidrolik sistemlere uygulanması [24]’te detaylandırılmıştır.

Kontrol sistemi, tahrik sisteminin pozisyon kontrolünü Tablo 2.1’de verilen asgari isterleri sağlayacak şekilde gerçekleştirmelidir. Sistem öncelikle sadece bir doğrusal kontrol döngüsüyle (PI) kontrol edilmiştir.

$$f_{PI} = \left[ e_k \left( K_p + \frac{K_i}{s} \right) \right] \quad (2.1)$$

MATLAB Control Systems Toolbox [30] kullanılarak elde edilen kapalı çevrim performans çıktıları aşağıdaki gibi olup, kapalı çevrim sisteme ait bode eğrisi Şekil 2.3’de verilmiştir.

PI parametreleri  $K_p=0.73$ ,  $K_i=0.35$  olup elde edilen kapalı çevrim sistem Tablo 1’de verilen en düşük isterleri karşılayacak şekilde elde edilmiştir. Sonuç olarak elde edilen denetleyici seçeneğinin sisteme uygulanmasıyla elde edilen yeni açık çevrim dinamiği aşağıdaki bode eğrisine sahip olacaktır.



Şekil 2.3. PI kontrol bode eğrisi değişimi

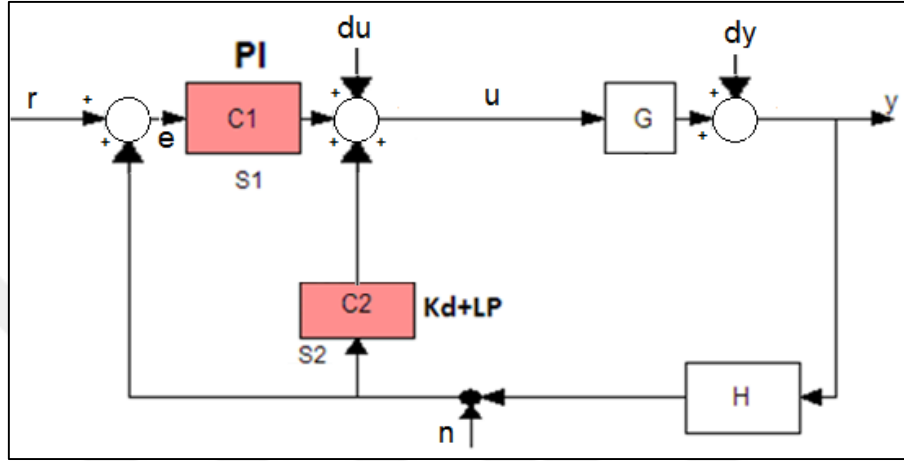
Mevcut PI denetleyici kapalı çevrim sistemde en az 6dB kazanç marjı sağlarken, sistemin bant genişliğinin 6.23 Hz'le sınırlı olduğu bilinmektedir. Şekil 2.3'te sistemin bozucu etkileri sönümlene kapasitesi impulse cevabına karşı dinamiğinde gösterilmektedir.

Doğrusal analiz sonucunda, kararlılık marjınları PID kontrol için 6.23dB, 169deg olarak elde edilmiştir. (Bkz. Şekil 2.3) Bu değer her ne kadar kabul edilebilir bir değer olsa da kararlılık marjının daha da iyileştirilmesi ve dolayısıyla sistem bant genişliğinin daha da arttırılması mümkündür. Bu durumda sistem geçici rejim cevabında da (ör. Aşım miktarı, oturma süresi vb.) iyileşmeler beklenmelidir. Bir sonraki kısımda PID kontrol kullanılarak pozisyonun zamanla değişimi eklenmiş, bu durumun sönümlene performansına etkisi incelenmiştir.

### 2.2.2. PID kontrol

Tahrik sistemine PID kontrolün uygulanması durumunda sistem kapalı çevrim sönümlene türev katsayısı ile arttırılmış olur, dolayısıyla sistem kazançlarının bir miktar daha arttırılması, dolayısıyla bant genişliğinin yükseltilmesi mümkün olur. Bu durumda sistem kapalı çevrim sönümleneleri aynı olacak şekilde PID kazançları ayarlanırsa, kapalı çevrim bant genişliği frekansının arttığını gözlemlememiz gerekir.

PID kontrolde, ölçüm gürültülerinin türevinin sisteme olan etkisinin en aza indirilmesi amacıyla türev kazancı alçak geçiren bir filtre ile sisteme uygulanmış, ayrıca türev kazancı hata sinyali değil sadece pozisyon geri beslemesi üzerinden uygulanmıştır. Bu durum birim basamak benzeri komutlarda türev değerinin çok yüksek değerler almasını (ing. derivative kick) engellemek amacıyla yapılmıştır [33]. (Bkz. Şekil 2.4.)



Şekil 2.4. PID kontrol blok diyagramı görünümü

$$PID(s)=C_1(s)+C_2(s) \quad (2.2a)$$

$$PID(s)=e(s)\frac{K_p s+K_i}{s}+y(s)\frac{K_d N s}{s+N} \quad (2.2b)$$

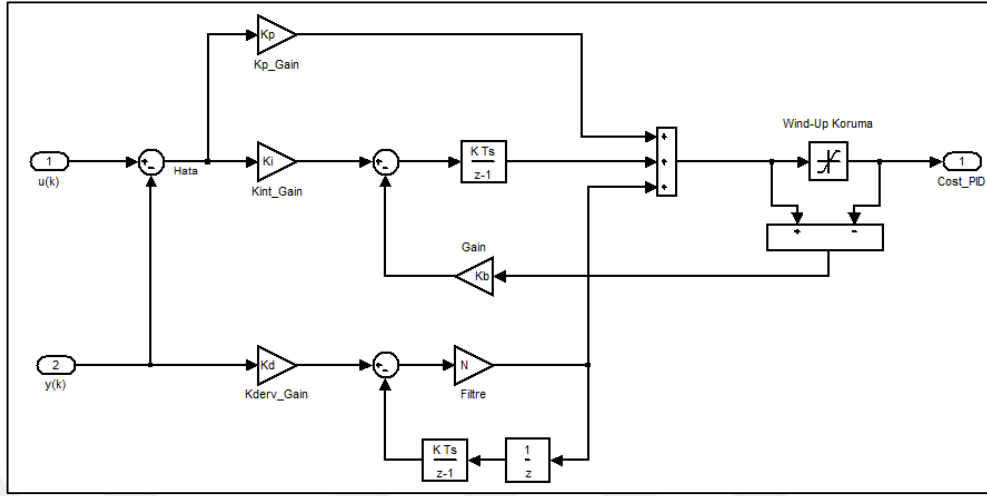
Türev kazancı kapalı çevrim sistemde kartezyen koordinatlarda sisteme eklenen iki adet sıfır sonrasında düşük sönümlmeli titreşim modlarını daha iyi sönümlenecektir.

$$f_{PID}(s)=\left[ e_k \left( K_p + \frac{K_i}{s} + \frac{K_d s}{s+N} \right) \right] \quad (2.3)$$

Sisteme yüksek ivmeli komut gönderilmesi durumunda oluşacak hatanın türevi yüksek değer alacağından sistemde istenmeyen salınımlar söz konusu olacaktır. (ing. Derivative kick) Bu durumun önüne geçmek için yukarıda verilen  $f_{PID}$  yerine türev katsayısı hata yerine sadece geri beslemeden gönderilecek şekilde  $f_{PID+DF}$  yapısında uygulanmıştır. Bu yapı hız döngüsünün alçak geçiren filtre üzerinden kapatılması olarak da isimlendirilebilir. C2 bloğu tarafından gerçekleştirilir. (Bkz. Şekil 2.4.)



$$f_{PID}(s) = \left[ e_k \left( K_p + \frac{K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) \right] \quad (2.4)$$



Şekil 2.5. PID yapısının ayrık zamanlı Simulink diyagramı görünümü

$$e_k = u_k - y_k \quad (2.5)$$

$$f_{PID+DF}(s) = \left[ e_k \left( K_p + \frac{K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) \right] \quad (2.6a)$$

$$= \left[ (u_k - y_k) \left( K_p + \frac{K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) \right] \quad (2.6b)$$

$$= \left[ u_k K_p + u_k \frac{K_i}{s} - y_k K_p - y_k \frac{K_i}{s} \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) \right] \quad (2.6c)$$

$$= \left[ u_k \left( \frac{K_p s + K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) - \frac{K_i}{s} - K_p \right] \quad (2.6d)$$

$$= \left[ u_k \left( \frac{K_p s + K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ K_d \left( \frac{sN}{s+N} \right) - \left( \frac{K_p s + K_i}{s} \right) \right] \quad (2.6e)$$

$$= \left[ u_k \left( \frac{K_p s + K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ \frac{K_d s^2 N - (K_p s^2 + K_p s N + K_i s + K_i N)}{s(s+N)} \right] \quad (2.6f)$$

$$= \left[ u_k \left( \frac{K_p s + K_i}{s} \right) \right] + y_k \left[ \frac{s^2 (K_d N - K_p) - s (K_p N + K_i) - K_i N}{s(s+N)} \right] \quad (2.6g)$$

$$f_{PID} = u_k (T_{f1}) + y_k (T_{f2}) \quad (2.7)$$

Kontrol sisteminin kararlı yanıt verebilmesi için pay katsayılarının tamamının pozitif olması gerekmektedir; Bu durumda, Pozitif alçak geçiren filtre zorunluluğu için filtre kırılma frekansı  $N > 0$  olmalıdır. Bu durumda  $f_{PID+DF}$  fonksiyonu katsayılarının pozitif ya da negatifte alabileceği değerlerin işareti aşağıdaki gibi olur.

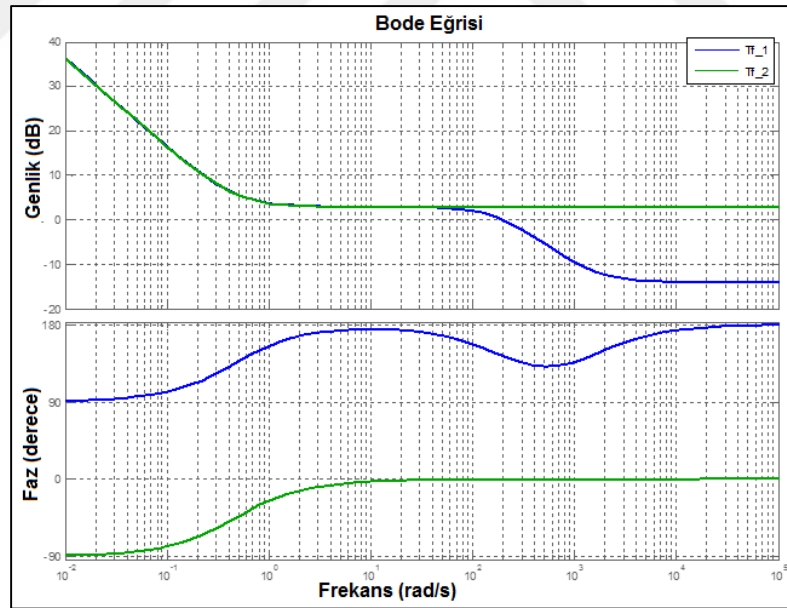
$$K_i > 0 \quad (2.8)$$

$$K_p N + K_i > 0, K_p > 0 \quad (2.9)$$

$$K_d N - K_p > 0, K_d > 0 \quad (2.10)$$

Denklem katsayıları pozitif değerli ve pozitifte bir değerle limitli kazançlar için kararlı bir denetleyici oluşturur. Sistemin doğrusal analizi sonrasında elde edilen PID katsayıları aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

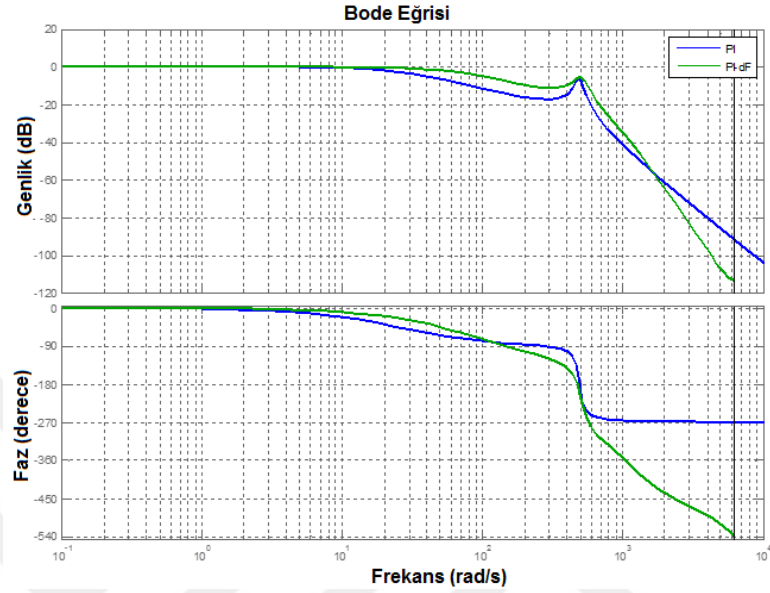
Elde edilen C1 ve C2 transfer fonksiyonu sırasıyla transfer fonksiyonu 1 ve 2 ile ifade edilecek olursa, denetleyicinin frekans cevabı aşağıdaki gibi elde edilir.



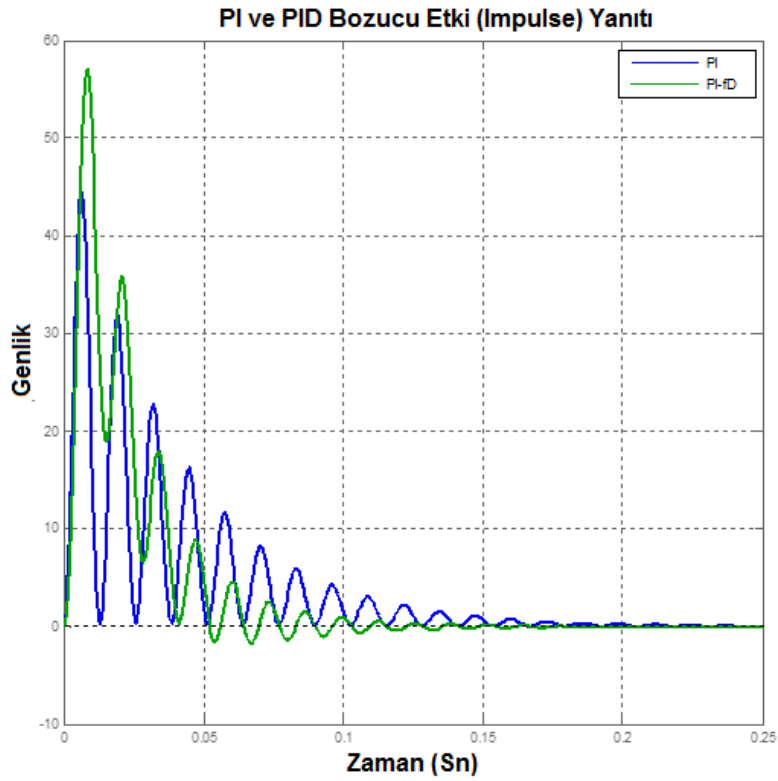
Şekil 2.6. C1 ve C2 transfer fonksiyonu dinamiği

Bu denetleyicinin sisteme uygulanması durumunda bir önceki alt başlıkta verilen PI denetleyiciyle karşılaştırması durumunda kapalı çevrim frekans cevapları Şekil 2.6'de verilmiştir. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi her iki sistem de yaklaşık 6dB kapalı çevrim faz marjına sahipken PID yapısı kullanılan türev katsayısı sonrasında

kazançların kararlılık marjlarında düşüş olmaksızın sistemi daha yüksek bant genişliğine çıkarabilmektedir. Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de sırasıyla PI v PID kontrol için bode eğrisi ve darbe komut yanıtı verilmiştir.



Şekil 2.7. PI ve PID kontrol bode eğrileri değişimi

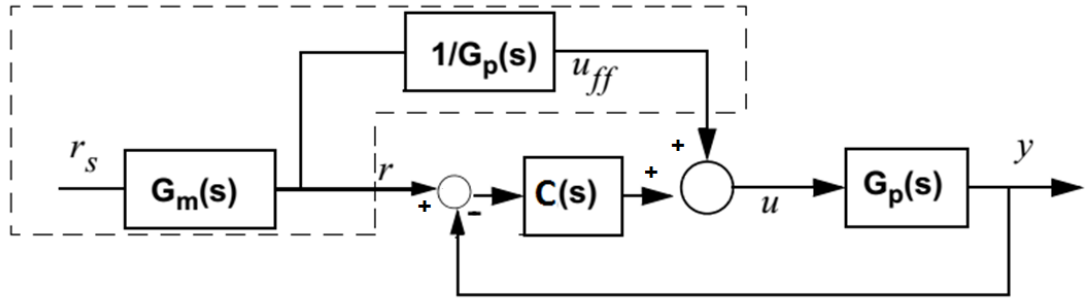


Şekil 2.8. PID ve PID dürtü (impulse) cevabı

### 2.2.3. PID-FF ileri beslemeli kontrol

Bu mimaride sisteme PID yapısı beraberinde komut sinyalinin hızı ve ivmesiyle orantılı olarak ileri besleme kazançları gönderilir. İleri besleme kazançları hidrolik sistemin hızlanma ve yavaşlama anlarında henüz hata sinyali oluşmadan kontrol sinyali üretilmesini sağlar [11, 25]. Sistem açık çevrim dinamiğinden faydalanılır. Komutun hız ve ivme bileşeninin sisteme hata oluşmaksızın gönderilmesi komut takibi hatasını en aza indirir.

$G_p(s)$  sistem açık çevrim dinamiği ise, açık çevrim kazanç değerleri açık çevrim dinamiğinin tersinden (ing. inverse dynamics) elde edilen hız ve ivme katsayılarından oluşmaktadır. Bu blok çıktısı sistem denetleyici toplamına doğrudan gönderilir. Hız ve ivmelenme katsayıları sistemin açık çevrim katsayılarından elde edilmiştir. Sistemin ileri besleme kazancının etkisi test ve benzetimlerle incelenmiştir.



Şekil 2.9. İleri besleme kazancının blok diyagramında görünümü

$G_m(s)$  referans uretici dinamiği ise  $u_{FF}$  çıktısını üretecek ve  $1/G_p(s)$  dinamiğini uygun bir transfer fonksiyonuna dönüştürecek dinamiği içerir.  $u = u_{FF} + u_{PID}$  toplam düzeltme sinyalini oluşturmaktadır. (Bkz. Şekil 2.9.)

İleri besleme kazancı sisteme açık çevrim sistem modelinin terslenmiş katsayılarına göre belirlenmiş olup, yukarıda verilen avantajlarla beraber, komut sinyalini direkt sisteme göndermek yerine hareket profili yaratarak gönderilmesi gerekliliği bir dezavantajdır. Bu durum sistem komut dinamiğinde, dolayısıyla sistem cevabında yavaşlamaya neden olur. Frekans cevabı açısından değerlendirildiğinde, ileri besleme kontrol sistemin rezonans frekansında oluşabilecek tepe değerleri düşürebilme avantajına sahipken, cevap dinamiğini yavaşlatır.

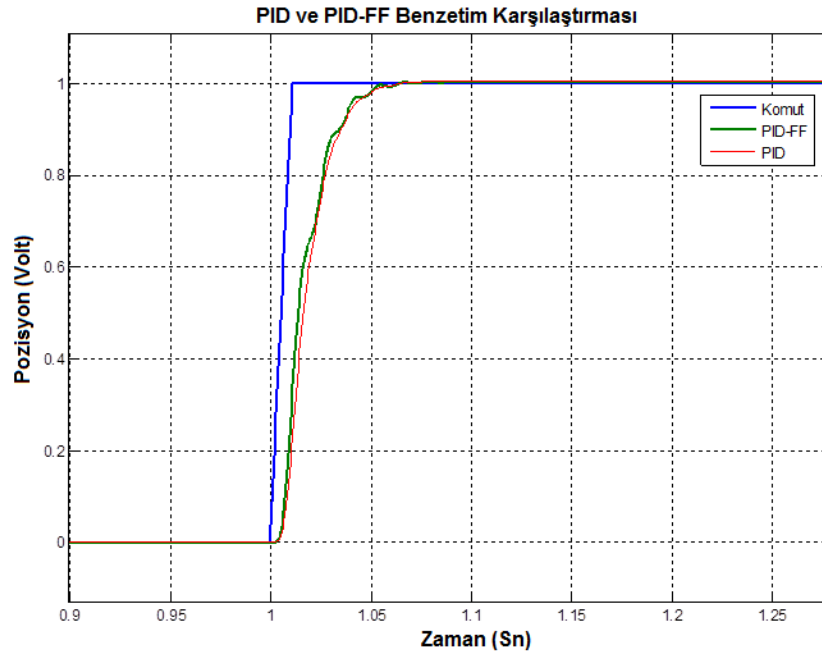
Önceki çalışmada PI ve PID yapısı denetleyicisi ve her iki denetleyicinin performansı ileri besleme kontrol yapısının etkisiyle incelenmiştir. Çalışmada pozisyon komutu hız değerleri sınırlandırılmış olup (referans üretici polomu ile üretilmiş hız ve ivme referans değerleri) bunun nedeni sınırlandırılmış anlık hız ve ivme değerlerinin elde edilmek istenmesidir. Aksi takdirde ileri besleme kazancı hız ve ivme değerleri çok yüksek olacaktır.

Mevcut sistemde bu durum sadece hız ve ivme katsayıları kullanılmış olup, sistem komut sinyalleri sadece hız kısıttı (ing. rate limit) uygulanarak gönderilmiştir. Hız limit doğrusal olmayan bir eleman olup, sisteme ait benzetim sonuçları aşağıda verilmiştir.

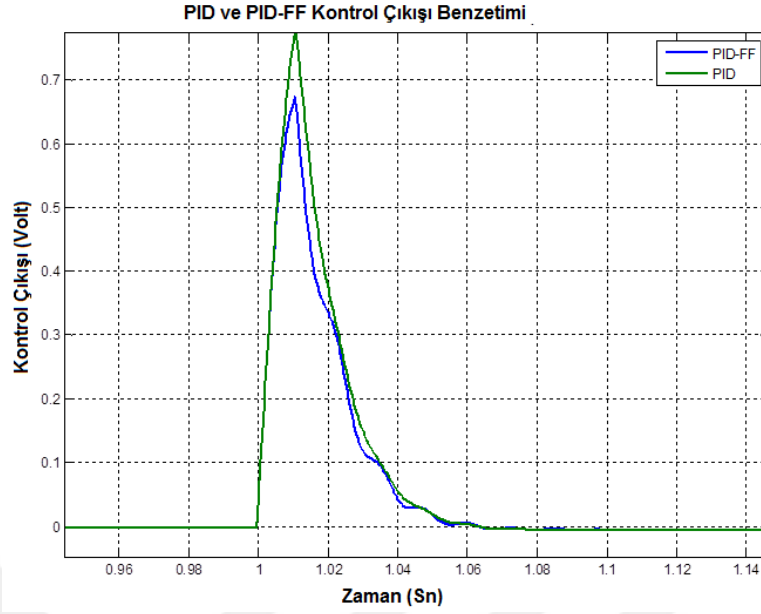
$$PID(s)=e(s)\frac{K_p s+K_i}{s}+y(s)\frac{K_d N s}{s+N} \quad (2.11)$$

$$u_{ff}(s)=r_s G_m(s) / G_p(s) \quad (2.12)$$

$$u(s)=PID(s)+u_{ff}(s) \quad (2.13)$$



Şekil 2.10. PID ve PID-FF pozisyon çıktısı benzetim karşılaştırması



Şekil 2.11. Denetleyici çıkış sinyali benzetim karşılaştırması

Denetleyiciye ait test sonuçları test ve değerlendirme bölümünde verilerek yorumlanmıştır.

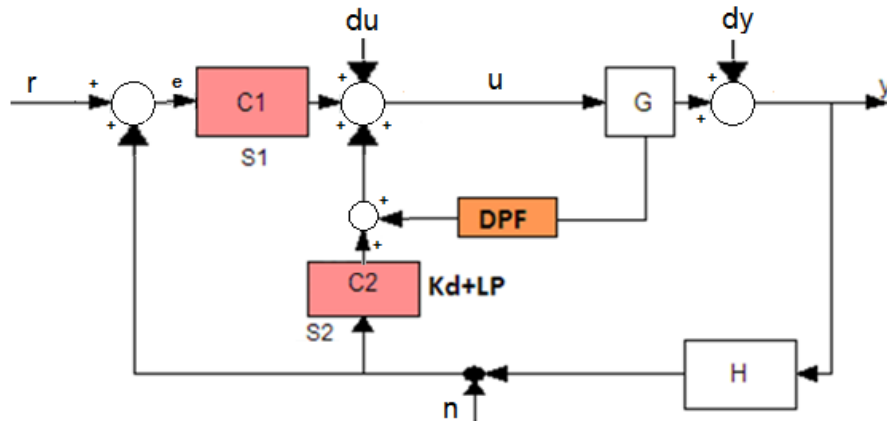
#### 2.2.4. PID-DPF kaskat döngülü kontrol

Önceki bölümde hidrolik tahrik sistemine uygulanan ileri ve geri beslemeli kontrol tiplerinde pozisyon komutları sisteme hız ivme değeri sınırlandırılarak verilmişti. Bu durum aynı zamanda sistem dinamiğinin yavaşlatılması anlamına gelirken, açık çevrim doğal frekansta oluşabilecek salınımların da azaltılmasını sağlamaktadır. Hidrolik sistemlerdeki düşük açık çevrim sönümleme değerinin tasarlanan kapalı çevrim bir denetleyici için en büyük sınırlayıcı faktörlerden biri olduğu bode eğrilerinde görülmektedir. Bu durumda kapalı çevrim frekans cevabında oluşacak rezonans tepe genliğinin denetleyici mimarisi kullanılarak azaltılması, sisteme sönümleme eklenmesi ile mümkün olacaktır. PID kontrolde türev etkisinin sönümleyici etkisi olduğu fakat geri besleme sensörü gürültüsünün baskın olduğu durumlarda türev etkisinin sınırlı olarak artırılacağı bilinmektedir [9]. Benzer şekilde kaskad hız ve ivme döngüleri de aynı amaçla kullanılabilir olup, benzer sebeplerle kullanımı sınırlıdır.

Hidrolik sistemde pistonlar arası basınç fark verisi bize sistem tarafından oluşturulan kuvvet değeri ve sisteme etkileyen yük değerleri hakkında doğrudan ölçüm bilgisi

sağlar. Bu sensör döngü kararlılık marjlarını arttırmada kullanılabileceği gibi, bozucu etkilerin yaratacağı kalıcı durum hatalarının azaltılması bozucu etki ileri besleme döngüsü için de kullanılabilir. Hidrolik sistem tarafından oluşturulan basınç farkının kontrolü, oluşturulan kuvvetin kontrolü, dolayısıyla sistemin kompleks düzlemde sağ yarı düzleme en yakın düşük damping değerli kutuplarının yarattığı titreşimleri sönmülenmesi için faydalıdır. Basınç fark sensörü hidrolik sistemin oluşturduğu kuvvetin ölçümü ve dışarıdan sisteme etkiyen yüklerin yorumlanmasında kullanılmıştır. Komut altında  $J_m$  kanat ataletini hareket ettiren hidrolik sistemin oluşturduğu toplam kuvvet ataletsel kuvvetler, sürtünme kuvvetleri ve varsa etkiyen dış yüklerin toplamına eşittir. Eğer gönderilen komut ve etkiyen yüklerin frekansı aralığı hakkında bilgi varsa bu sensör hem statik yükler, hem de ataletsel (dinamik) yüklerin etkisinin yorumlanmasında ve kontrolünde kullanılabilir. Kullanılacak basınç fark sensörü ile iç döngü pozisyon ivmesinin azaltılmasında kullanılarak sistem sönümlü davranış gösterir. Bu durum sistemde bulunan PID pozisyon denetleyicisine ek olarak, iç döngüde basınç farkının kullanılmasıyla (ing. Dynamic Pressure Feedback) PID+DPF olarak isimlendirilmiştir.

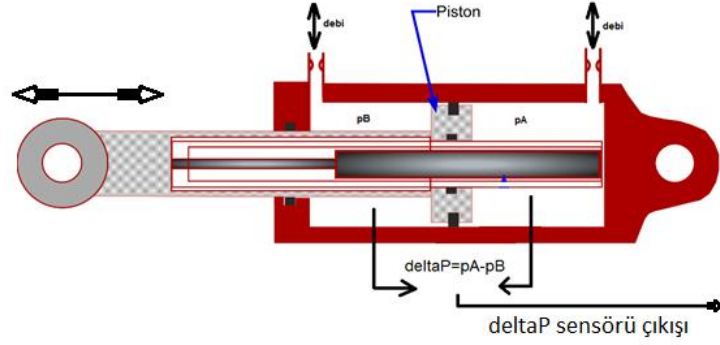
Sistemden toplanan basınç geri beslemesi yüksek geçirgen filtre kullanılarak sisteme gönderilir. Burada amaç sistemin kompleks düzlemde sağ yarı düzleme en yakın düşük damping değerli kutuplarının yarattığı titreşimleri sönmülemek ve düşük frekanslarda basınç geri beslemesinin yaratacağı kalıcı durum hatasını engellemektir.



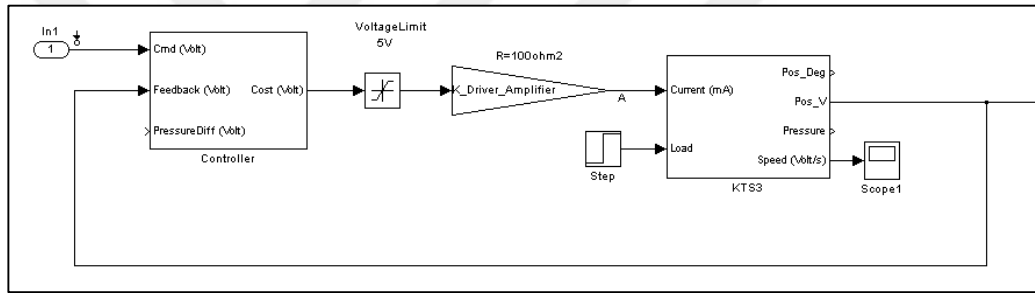
Şekil 2.12. PID ve DPF kontrol blok şematığı görünümü

Çalışmada PI ve PID denetleyicisine kaskad basınç döngüsü eklenerek sistem davranışı incelenmiştir. Bu durumda beklenen iyileştirmelere bir önceki çalışma

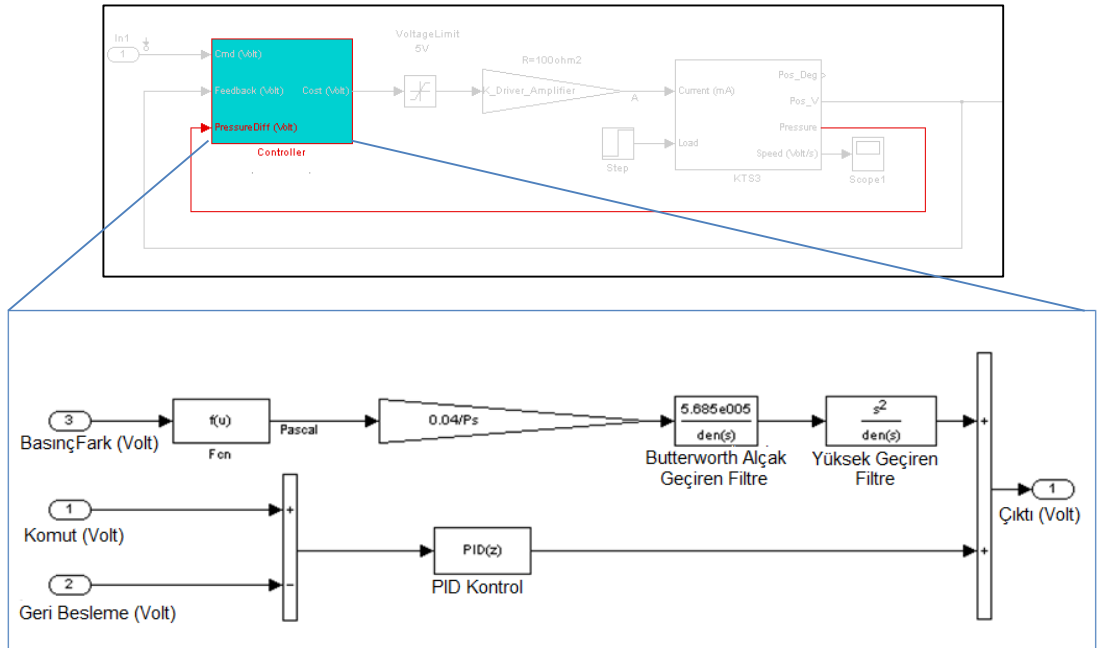
raporunda yer verilmiş, ancak mevcut sensör dinamiğinin düşük oluşu nedeniyle beklenen iyileşme gözlemlenememişti. Bu durumda sisteme eklenecek basınç fark döngüsü sistem rezonansını aşağıdaki gibi sönümleyecektir.



Şekil 2.13. Piston girişleri arası basınç fark ölçümü [21].



Şekil 2.14. Sistem kapalı çevrim Simulink modeli görünümü

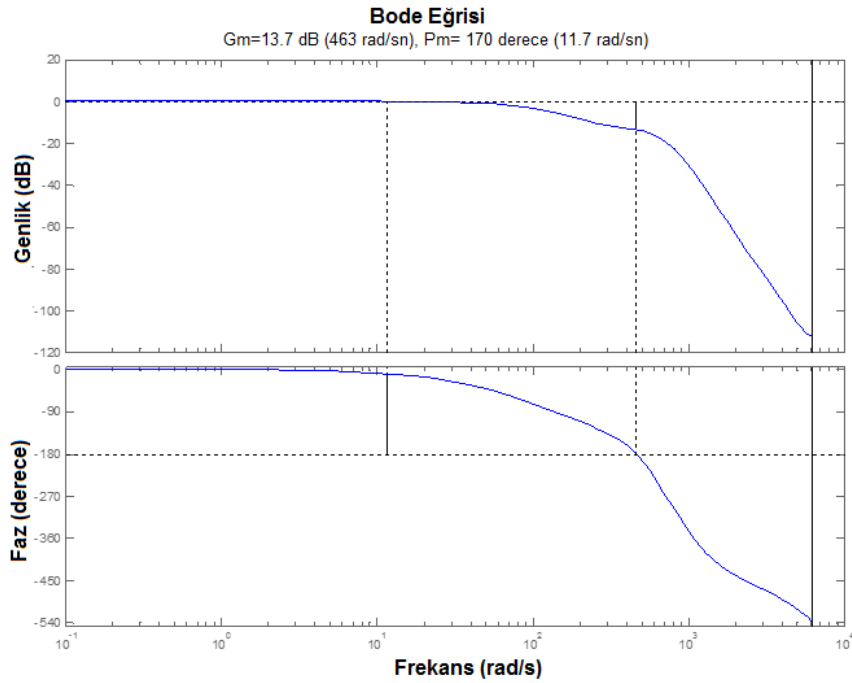


Şekil 2.15. Basınç geri beslemeli döngü Simulink modeli görünümü

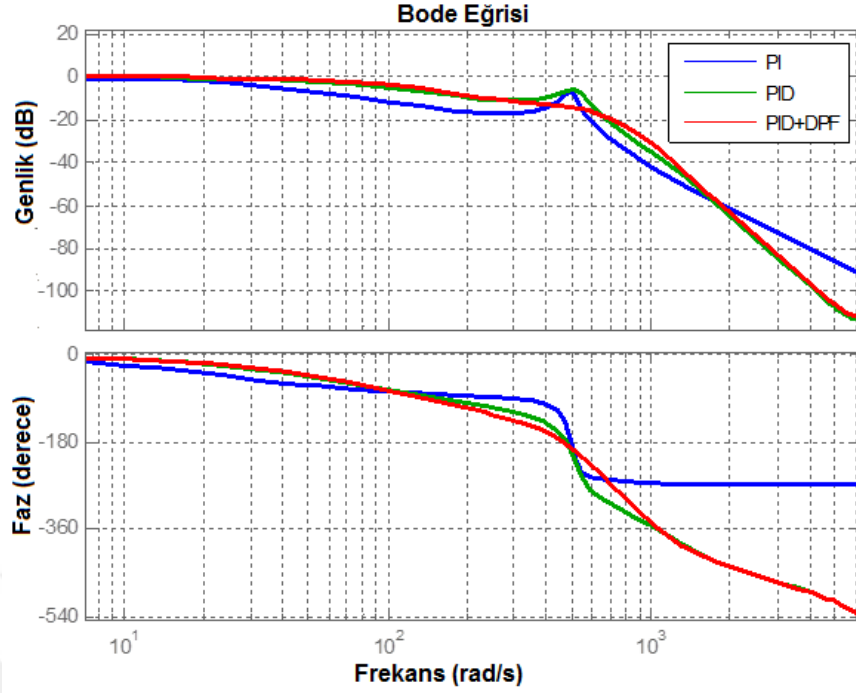


Sistemde statik (düşük frekanslı) basınç fark değerlerinin yaratacağı kapalı çevrim statik rijitliğinin (ing. Closed loop static stiffness) düşmemesi için basınç fark değerleri yüksek geçirgen filtre kullanılarak kontrol döngüsüne aktarılmıştır. (Bkz. Şekil 2.15.)

Aşağıda verilen ve doğrusal analizler sonucunda elde edilen bode eğrisinden görülebileceği gibi hidrolik sistemde dominant kutupların sönümlenmesinde teorik olarak en uygun denetleyici yapısı basınç fark sensöründen alınan yük verileriyle oluşturulan geri besleme döngüsünün eklenmesiyle elde edilmiştir. PID kontrol ile elde edilen 6dB'lik kazanç marjının 13.7dB'ye yükseldiği PID-DPF eğrisinde görülmektedir. Bu durumda sistem bant genişliğinin denetleyici katsayılarının artırılmasıyla bir miktar daha arttırılabileceği görülmektedir. (Bkz. Şekil 2.16.)



Şekil 2.16. PID-DPF kontrol bode eğrisi faz marjları görünümü



Şekil 2.17. PI, PID ve PID-DPF bode eğrisi karşılaştırması

Tahrik elemanı pistonu A ve B portu basınç farkı, tahrik sisteminin oluşturduğu net kuvvetin (Newton) değişimidir. Basınç dđngüsü dinamiği yuğsek hızlı (frekanslı) pozisyon komutları ve bozucu etkiler altında sistemin d'uşuk sđnümlü açık çevrim kompleks kutuplarının sđnümlenmesinde ve bozucu etkilerin giderilmesinde faydalı olacağı lineer analizler sonucunda beklenmektedir.

Bode eğrisinden gđrlebileceđi gibi hidrolik sistemde dominant kutupların sđnümlenmesinde teorik olarak en uygun denetleyici yapısı PID-FF-DPF'tir. Bu karşılaştırma yukarıda verilen PID ve PID-FF ve PID-FF-DPF bode eğrisi karşılaştırması ve kapalı çevrim kazanç marjı değerinden anlaşılmaktadır. (Bkz. Şekil 2.17.) Her bir denetleyicinin gerçek zamanlı kontrolü ve performans karşılaştırması test ve değerlendirme bölümünde verilmiştir.

### 2.3. Doğrusal Olmayan Kontrol

Mekatronik sistemlerin parametrik belirsizlikler ve bozucu etkiler altında hassas pozisyon kontrolü geçmişten günümüze aktif bir araştırma alanı olmuştur. Bu amaçla çeşitli doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyiciler havacılık, savunma vb. birçok endüstride uygulanmıştır [8-17].

EHA'larda da benzer şekilde doğrusal kontrol teorisini yaygın olarak kullanılır, ancak EHA performansı hidrolik sistem açık çevrim doğal frekansının düşük sönümlü olması nedeniyle kısıtlı olarak arttırılabilir.

Gerek kontrol algoritmalarının ve gerekse de işlemci mimarilerinin gelişmesiyle ileri seviye doğrusal olmayan denetleyiciler gerçek zamanlı olarak uygulanmaya başlanmıştır. Bu durum, tahrik sistemleri kontrol algoritmalarının yüksek bant genişliği ve hassasiyet sağlayacak şekilde tasarlanmasına olanak vermiştir [9-12].

Literatürde doğrusal olmayan denetleyicilerle ilgili birçok çalışmalar yapılmış ve tahrik sistemleri dahil olmak üzere başarılı bir şekilde uygulanmıştır. Tahrik sistemlerinde referans takip problemlerinin çözümü için doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyiciler yaygın olarak kullanılmaktadır. Kaynak [35]'te bir tahrik sisteminin hata durumlarının belirlenmesinde bulanık mantık yöntemi kullanılmıştır. Bu denetleyici mimarisinin uygulanabilmesi için sistem dinamiği ve bozucu etkiler hakkında detaylı bilgi gereksinimi ideal denetleyici parametrelerinin elde edilmesi için zorunludur. Dolayısıyla yöntemin genelleştirilmesi zordur. Doğrusal olmayan denetleyicilerden dayanıklı-adaptif denetleyicilerin tahrik sistemlerine uygulanması referans [7, 9, 31, 34, 55]'te detaylandırılmıştır. Dayanıklı kontrol uygulamalarının hidrolik sistemlere uygulanması [45, 46]'da incelenmiştir. Dayanıklı doğrusal olmayan denetleyici alternatiflerinden bir diğeri ise Kayan Kipli Kontrol (KKK)'dur. Bu dayanıklı kontrol yöntemi sistem belirsizlikleri ve doğrusal olmayan kaynaklara karşı olan dayanıklılığı ve referans takip problemlerinin çözümünde başarısı nedeniyle literatürde yoğun ilgi görmüştür [10]. Kayan kipli kontrolün uygulanmasına ortaya çıkan en yaygın problem ise denetleyici çıkışının ideal olmayan durumlarda süreksiz bir davranış sergilemesidir [10, 13]. Yüksek frekans ve genlikli değişebilen denetleyici çıktısı, birçok sistem gibi hidrolik tahrik sistemi için de istenmeyen bir durumdur. Tahrik sistemi servo valfine gönderilecek yüksek frekanslı süreksiz bir kontrol çıktısı, valfte sürücüsü, içyapısında deformasyon veya kalıcı miknatıslanmaya sebep olabileceği gibi, sistemde mekanik veya hidrolik doğal frekansların ortaya çıkmasına neden olabilir. Literatürde çatırdama (ing.chattering) olarak tanımlanan yüksek frekanslı süreksiz kontrol çıktısının temel nedenleri idealde sistem dinamiği zaman sabitlerinin sınırlı, modellenemeyen sistem dinamiklerinin varlığı veya parametrik belirsizliklerdir [52, 53 ]. Bu durumun en aza indirilmesi

için, süreksiz kontrol çıktısının sürekli bir fonksiyon haline getirilmesi [13]'te tartışılmıştır. Çatırdama genliğini azaltacak araştırmalar yüksek dereceli kayan kipli algoritmalar üzerine çalışmaları arttırmıştır. Kaynak [15-18]'de, yüksek dereceli KKK yöntemleri hakkında teorik ve pratik uygulama detaylarına yer verilmiştir. Literatürde kayan kip algoritmalarını kullanılarak referans takip problemlerinin çözümlenmesini kapsayan birçok çalışma yapılmıştır. [15] 'te ikinci dereceden bir SMC, bağıl derecesi iki olan sistemde geri beslemeli denetleyici olarak kullanılmış, süper burulmalı kontrol kararlılığı ve cevap karakteristiği teorik olarak incelenerek, gerçek zamanlı kontrol için uygun bir algoritma olduğu sonucuna varılmıştır. [18]'de süper burulmalı (ing. super twisting) kontrol bir hidrolik sisteme uygulanmış ve sistemin yüksel bağıl dereceli yapısına rağmen uygulanmanın hidrolik sistemin pozisyon kontrolünde başarılı olduğu görülmüştür. Ancak bu çalışmada parametrik belirsizliklerin sistemde çatırdamaya neden olabileceği, bunu engellemek için üçüncü dereceden kayan kip algoritmalarının yüksek bağıl dereceli sistemler için daha uygun olduğu belirtilmiştir. Bu nedenle yüksek dereceden kayan kip algoritmaları üzerine çalışmalar yoğunlaşmış ve üçüncü dereceden kayan kipli denetleyicilerin kullanımı üzerine çalışmalar hızlanmıştır. [16]'da üçüncü dereceden burulmalı kayan kip algoritması bir DC motorun hız kontrolü için uygulanmış, ihtiyaç duyulan durum değişkenleri kestirim yöntemleriyle elde edilmiştir. Bu çalışma bağıl derecesi 2 olan sisteme başarıyla uygulanmış olup, derecesi daha yüksek bir dinamiğe uygulanabilmesi için gerekli koşulun ölçülemeyen sistem değişkenlerinin düşük gürültülü elde edilmesi gerekliliği belirtilmiştir [50, 51].

Hidrolik tahrik sistemleri özelinde kayan kipli kontrol uygulamaları incelendiğinde, kaynak [18]'de ikinci dereceden bir super-twisting kayan kipli denetleyici bir hidrolik tahrik sistemine uygulanmış ve tatmin edici sistem cevabı test sonuçlarıyla elde edilmiştir. Lakin bu yöntemde ortaya çıkacak modellenmemiş sistem dinamiğinin çatırdamaya neden olabileceği risk olarak belirtilmiştir, bozucu etkilerin denetleyici çıkışına etkisi detaylandırılmamıştır.

Kaynak [17]'de üçüncü dereceden bir kayan kipli denetleyicinin elektrik-dağıtım şebekeleri (ing. micro-grid) sistemine uygulanması üzerine bir çalışma yapılmış, böylelikle yüksek dereceli kayan kipli kontrolün etkinliği üzerine benzetim ortamında çalışılmış, kestirim yöntemlerinin gerekliliği tartışılmıştır.

Hidrolik tahrik sistemlerini kapsayan literatürdeki diğer çalışmalar [18, 36] ikinci dereceden olup, üçüncü dereceden KKK çalışmalarının genellikle benzetim ortamında gerçekleştirilmiştir oluşmuştur.

Bu çalışmada üçüncü dereceden kayan kipli pozisyon denetleyicileri ve bu algoritmanın ihtiyaç duyduğu bilinmeyen değişkenlerin kestirimi üzerine teorik ve pratik çalışmalara yer verilmiştir.

#### **2.4. Kayan Kipli Kontrol**

İlk bölümde detayları verilen hidrolik tahrik sistemi doğrusal olmayan bir dinamiğe sahip olup, birden fazla parametrik belirsizler barındırır. Bu nedenle, doğrusal kontrol teorisinin kapalı çevrim sistem kararlılığını sağlarken istenilen pozisyon hassasiyetini sağlamak için uygun olmadığı bilinmektedir. Doğrusal denetleyicilere alternatif olarak belirlenen, SMC ise dayanıklı bir denetleyici alternatifi olup, parametrik belirsizler ve doğrusal olmayan etkilere karşı dayanıklı bir denetleyicidir [37].

Kayan kipli kontrolde, sistem durum değişkenleri belirlenen yörünge içinde hareket eder ve denetleyici çıkışı sistemi bu yörünge içinde tutar. Dolayısıyla denetleyici, sistem değişkenlerini tanzimli faza getirme (ing. reaching the phase) ve fazda tutacak (ing. sliding the phase) şekilde çıktı üretir. Kayma fazına ulaştıktan sonra sistem dinamiği kayma yüzeyi dinamiği tarafından kontrol edilir ve sistem belirsizlikleri ve doğrusal olmayan kaynakların etkisi en aza iner [37]. Dolayısıyla kayan kipli denetleyicilerin belirli bir zaman içinde kayma yüzeyine ulaşması amaçlanır.

Hidrolik sistemler doğrusal olmayan davranış sergileyen birçok komponenti ihtiva ederler. Bunlardan bazıları, kullanılan servo valflerdeki ölü bölgeler (ing. dead zone), kalıcı mıknatıslık ve mekanik sürtünmelerden kaynaklanan histerezis etkileri (valf sürgüsü ve piston mekanik sürtünmeleri) Bu durumda kullanılan klasik denetleyicilerin doğrusal olmayan etkilerin azaltılmasında etkisi bir doğrusal olmayan denetleyiciye göre daha düşük olur. Çalışmada kontrol döngüsünde klasik denetleyici yerine kayan kipli kontrol kullanılarak hidrolik sistemin pozisyon kontrol hatası, geçici rejim analizi, bozucu etki ve parametrik değişimlere karşı olan dayanıklılığı (ing. robustness ) incelenmiştir.

Kayan kipli kontrol yöntemi kısıtlı bozucu etkiler ve parametrik belirsizliklere karşı dayanıklıdır. Elde edilen kapalı çevrim dayanıklılığı (ing. robustness) ise sistemdeki parametrik belirsizlikler ve modellenmeyen dinamiklerden dolayı kontrol çıkışındaki yüksek frekanslı anahtarlama sinyalleriyle sağlanır. Kayan kipli kontrol dinamiğinin derecesi yükseldikçe kontrol edebildiği açık çevrim sistem derecesi de yükselir, böylelikle çatırdama genliği düşer [10].

Doğrusal olmayan bu denetleyici iki kademedен oluşur. Bunlar, sistem durum değişkeninin bir fonksiyonu olan kayan yüzey, bu yüzeyi ve türevlerini sıfır yapacak bir denetleyiciden oluşur. Birinci dereceden bir SMC, sistem durum değişkenlerine bağlı bir fonksiyonu en aza indirilerek sistem çıktısını bant içerisinde tutmayı hedefler. Burada  $x$  durumda değişkenleri vektörünü ifade edip  $x \in R^n$  kümesindedir. Bu sifıra yakınsayan bu fonksiyon kayan yüzey fonksiyonu olarak adlandırılır,  $\sigma=f(x_1,x_2,\dots,x_n)$ .  $\sigma$  fonksiyonu idealde sureksiz  $u=-K\text{sign}(\sigma)$  kontrol çıkışı ile minimize edilir [37].  $u$  değeri, kayan yüzey fonksiyonu  $\sigma=0$  olduğunda  $u=0$  olur. Ancak, pratikte  $u$  değeri sistem dinamiğindeki parametrik belirsizlikler, doğrusalsizlikler, ölçüm hataları, ayrık zamanlı işlemci mimarisi vb. nedenlerden dolayı hiç bir zaman  $u=0$  değerini alamaz. Bu durumda denetleyici çıkışı  $u$ , tanımlı minimum ve maksimum değerler arasında sınırlanır.

Birinci dereceden SMC yöntemleri literatürde birçok çalışmada araştırılmış ve birçok sisteme pratikte uygulanmıştır [10, 38].

#### **2.4.1. Yüksek dereceli kayan kipli kontrol**

Bu bölümde yüksek dereceli (ikinci ve üçüncü derecen) SMC detayları verilerek bunların hidrolik pozisyon denetleyicisi olarak kullanılması detaylandırılacaktır.

#### **2.4.2. Üçüncü dereceden kayan kipli kontrol**

3-SMC algoritmasının detaylandırılması öncesinde, doğrusal olmayan tek giriş tek çıkış (ing. SISO) sisteme ait nutasyonlar aşağıda verilmiştir. Doğrusal olmayan bir sistem genel bir sistem dinamiği Denklem (2.17)'deki gibi ifade edilir.

$$\dot{x}=a(x,t)+b(x,t)u \quad (2.14)$$

$$\sigma=\sigma(x,t) \quad (2.15)$$

$x$  durum denklemi ve  $x \in \mathbb{R}^n$ ,  $a, b, \sigma$  ise türevlenebilir ve bilinmeyen fonksiyonlar ise,  $u \in \mathbb{R}^m$ . Sistem bağıl derecesi  $r$  sabit ve  $r=3$  olarak kabul edilmiştir. Bu durumda  $d/du \sigma^{(r)} \neq 0$  için, 3-SMC'nin kontrol çıktısı olan  $u$  terimi  $r^{\text{th}}$  dereceden türev ihtiva eder. Kontrol çıktısının hedefi, geri besleme sinyallerini kullanarak  $\sigma(x, t)$  fonksiyonunu sonlu bir süre içinde sıfırlamaktır. Burada  $\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, \dots, \sigma^{(r-1)}$   $t$  ve  $x$ 'e bağlı sürekli bir fonksiyondur [13]. Çıkış fonksiyonu ise Denklem-(2.16)'da verilmiş olup,  $c(t, x)$  and  $g(t, x)$  fonksiyonlarının limitli çıkışlar ürettiği varsayılmıştır.

$$\sigma^{(r)} = c(t, x) + g(t, x)u, \quad g(t, x) \neq 0 \quad (2.16)$$

Kayma fonksiyonu giriş çıkış formunda ifade edilirse, genelleştirilmiş kayan yüzey on-off denetleyici  $u = -K \text{sign}(\sigma)$  olarak ifade edilir.  $g(t, x)$  ve  $h(t, x)$  fonksiyonlarının limitli çıkışlar ürettiği ve  $K_m, K_M, C > 0, h > 0$  için,

$$C \geq |c(t, x)| \quad K_m \leq g(t, x) \leq K_M \quad (2.17)$$

[22]'de aday kontrol çıkış fonksiyonu burulmalı (ing. twisting) kayan kipli algoritmaya uygun olarak Denklem (2.18)'de verilmiştir. Verilen aday denetleyicinin yakınsaması geometrik yöntemlerle kaynak [39]'da detaylı olarak ispat edilmiştir.

$$u = -k_1 \text{sgn}(\sigma) - k_2 \text{sgn}(\dot{\sigma}) - k_3 \text{sgn}(\ddot{\sigma}), \quad k_{\{1,2,3\}} \in \mathbb{R}^+ \quad (2.18)$$

Çıkış fonksiyonunun durum uzay bölümlendirmesi,  $\Sigma = \{(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}) \in \mathbb{R}\}$  için 8 alt uzaya ayrılırsa:

$$\begin{aligned} \Sigma^{+++} &|_{\sigma > 0, \dot{\sigma} > 0, \ddot{\sigma} > 0} & \Sigma^{-++} &|_{\sigma < 0, \dot{\sigma} > 0, \ddot{\sigma} > 0} \\ \Sigma^{++-} &|_{\sigma > 0, \dot{\sigma} > 0, \ddot{\sigma} < 0} & \Sigma^{-+-} &|_{\sigma < 0, \dot{\sigma} > 0, \ddot{\sigma} < 0} \\ \Sigma^{+-+} &|_{\sigma > 0, \dot{\sigma} < 0, \ddot{\sigma} > 0} & \Sigma^{- -+} &|_{\sigma < 0, \dot{\sigma} < 0, \ddot{\sigma} > 0} \\ \Sigma^{+--} &|_{\sigma > 0, \dot{\sigma} < 0, \ddot{\sigma} < 0} & \Sigma^{- --} &|_{\sigma < 0, \dot{\sigma} < 0, \ddot{\sigma} < 0} \end{aligned} \quad (2.19)$$

$\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}$  kapalı çevrim durum değişkenlerinin sürekli birer fonksiyonu olmak üzere, 3. derecede kayan set,  $\sigma = \dot{\sigma} = \ddot{\sigma} = 0$ , boş olmayan bir küme ve lokal Filippov [35]

yörüngelerini kapsıyorsa, tanımlı uzaydaki hareket  $\sigma=\dot{\sigma}=\ddot{\sigma}=0$  ise üçüncü dereceden kayan kip olarak isimlendirilir [39].

Denklem (2.18)'de aday kontrol fonksiyonunu verilir, (2.14) nolu denklemin (2.18) ile kapalı çevrim bir döngü haline getirilmesi ve  $k_1, k_2, k_3$  parametrelerinin uygun secimi durumunda kayan yüzey fonksiyonu üçüncü dereceden kayan kipli olarak adlandırılacaktır.

$$\text{sgn}(\sigma^{\{1,2,3\}}) = \begin{cases} 1 & \sigma^{\{1,2,3\}} > 0 \text{ için} \\ -1 & \sigma^{\{1,2,3\}} < 0 \text{ için} \end{cases} \quad (2.20)$$

Kayan yüzey fonksiyonunun tanımlı bir kısıt zamanda sonuca yakınsaması aşağıdaki gibi ispat edilir. İspatin basitleştirilmesi amacıyla Denklem-(2.18) parametrik hale getirilir. Öyle ki,  $\lambda = \frac{k_1}{k_2}$ ,  $\alpha = k_2$ ,  $\gamma = k_3 k_2$  için,

$$u = -\alpha\{\lambda \text{sgn}(\sigma) + \text{sgn}(\dot{\sigma}) + \gamma \text{sgn}(\ddot{\sigma})\}, \quad k_{\{1,2,3\}} \in \mathbb{R}^+ \quad (2.21)$$

Denklem (2.14) ve (2.18) ile kapalı çevrim olacak şekilde ifade edilirse, (2.18) nolu kontrol çıktısı, denklem (2.22)'yi sağlayacaktır.

$$\sigma^{(3)} \in [-C, C] - \alpha[K_m, K_M]\{\lambda \text{sgn}(\sigma) + \text{sgn}(\dot{\sigma}) + \gamma \text{sgn}(\ddot{\sigma})\} \quad (2.22)$$

Şayet,

$$a > \frac{C}{K_m} \frac{1}{\inf\{|\lambda \text{sgn}(\sigma) + \text{sgn}(\dot{\sigma}) + \gamma \text{sgn}(\ddot{\sigma})|\}} \quad (2.23)$$

$\sigma^{(3)}$ 'in işareti kontrol yasası  $u$  tarafından belirlenir. Bu durumda sistem, sonuç kısıtlı bir zaman aralığında  $\sigma=\dot{\sigma}=\ddot{\sigma}=0$  a yakınsar, eğer

$$a > \frac{C}{K_m(1+\lambda-\gamma)}, \quad \wedge 0 \leq \lambda \leq \gamma \leq \lambda+1 \wedge 1 < \gamma+\lambda \quad (2.24)$$

koşulları sağlanırsa.

$\lambda < \gamma$ ,  $\lambda < 1 + \gamma$ ,  $\gamma < \lambda + 1$  ve  $1 < \lambda + \gamma$ 'nin sağlanması durumunda, kayan yüzey fonksiyonu durum değişkenleri  $\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}$  kısıtlı zaman aralığında orjine yakınsayacaktır. [39] 'da

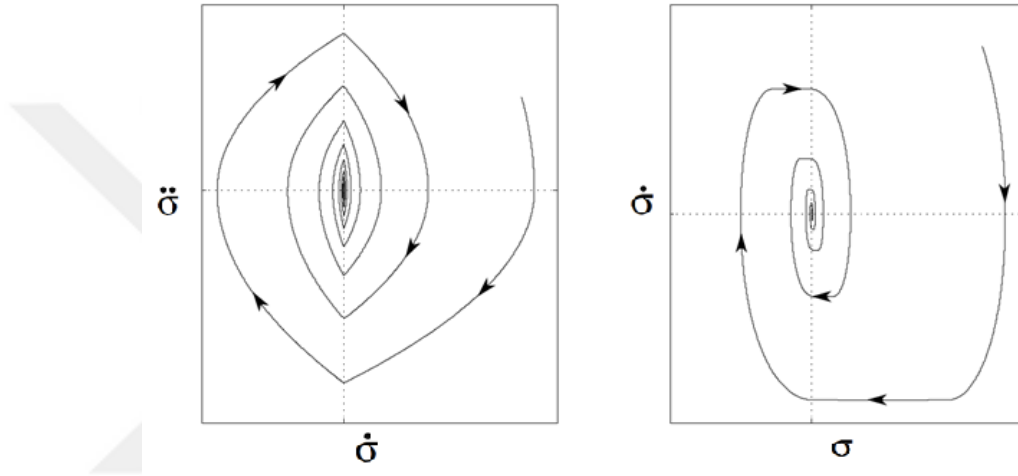


verilen detaylı analizlere göre aday kontrol fonksiyonu bir miktar daha basitleştirilerek aşağıdaki kriterleri sağlayacak Denklem (2.25) elde edilir.

$$u = -\alpha \{ \lambda \operatorname{sgn}(\sigma) + \operatorname{sgn}(\dot{\sigma}) + \gamma \operatorname{sgn}(\ddot{\sigma}) \} \quad (2.25)$$

$$0 < \lambda < 1, \alpha > \frac{C}{K_m \lambda}, \gamma = 1 \quad (2.26)$$

Denetleyicinin orijine doğru karakteristik faz yörüngesi Şekil 2.18'de verilmiştir.



Şekil 2.18. Kayan yüzey değişkenlerinin faz değişimleri [39]

Denklem (2.25)'te  $\alpha$  yeteri kadar büyük ise  $e_1, e_2, e_3 \rightarrow 0$ 'a yakınsar. Bu durumda,  $\lambda$  sistem geçici rejim süresini belirler. Geçici rejim analiz detayları kaynak [39]'te detaylandırılmış olup,  $\lambda = [0,2 \ 0,5 \ 0,8]$  için verilmiştir.  $\alpha$ 'nın yeteri kadar büyük olduğu varsayımıyla,  $\lambda$  değeri arttıkça oturma süresinin azalttığı ancak aşımın arttığı belirtilmiştir.

3-SMC algoritmasının hidrolik tahrik sistemine uygulanması için, Bölüm-2'de verilen sistem denklemlerinden faydalanılır. Piston girişleri arasındaki basınç farkı yük basıncı olup  $P_L$  ile ifade edilip,  $\dot{P}_L = \dot{P}_A - \dot{P}_B$ 'dir. Kaçaklar ve sıkıştırılabilirlik etkisinin ihmal edildiği ve piston yüzey alanlarının da eşit olduğu değerlendirildiğinde ve piston A, B hacimsel oranları  $v = V_B/V_A$  ise,  $P_L$  basitleştirilerek aşağıdaki gibi tekrar düzenlenir.

$$\dot{P}_L = \frac{\beta_e}{V_A} \left[ (Q_A - A_p \dot{x}_p) + \frac{1}{v} (Q_A - A_p \dot{x}_p) \right] \quad (2.27)$$

$$\dot{P}_L = \frac{\beta_e}{V_A} \frac{v+1}{v} [(Q_A - A_p \dot{x}_p)] \quad (2.28)$$

$$\dot{P}_L = \Lambda [(Q_A - A_p \dot{x}_p)] \quad (2.29)$$

Denklem (2.27)'nin (1.36) ile birleştirilmesi ve her iki tarafın türevinin alınması sonucunda,

$$\dot{P}_L A_p = M_t x_p^{(3)} + (\dot{M}_t + B + F_{fd}) \ddot{x}_p + G \dot{x}_p \quad (2.30)$$

elde edilir.  $F_{fd}$  terimi  $\dot{x}_p$ 'e göre parçalı türev olup, ivme elde edilmiştir.

$$\Lambda [(Q_A - A_p \dot{x}_p)] = M_t x_p^{(3)} + (\dot{M}_t + B + F_{fd}) \ddot{x}_p + G \dot{x}_p \quad (2.31)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{\Lambda(Q_A - A_p) - M_t x_p^{(3)} + \{G(x_p - \Lambda A_p^2)\}}{\dot{M}_t + B + F_{fd}} \quad (2.32)$$

Burada ivme terimi aşağıdaki gibi basitleştirilir.

$$\ddot{x}_p = F - G u_v \quad (2.33)$$

Sistemi (2.14)'te verilen denklem forumunda ifade etmek gerekirse,

$$x_p^{(3)} = \dot{F} - \dot{G} u_v \quad (2.34)$$

elde edilir. Denklemleri kontrol sinyalinin türevi olarak ifade edip,  $e^{(i)}$ 'nin komut ile ölçüm sinyali arasındaki fark olduğu biliniirse, hata sinyali

$$e^{(3)} = x_c^{(3)} - \dot{F} + \dot{G} u_v \quad (2.35)$$

olarak ifade edilir.

Eğer  $\dot{F}$ ,  $\dot{G}$  ve  $x_c^{(3)}$  fonksiyonları limitli çıkışlar üreten fonksiyonlar ise, bu durumda kontrol çıkışı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$u = \alpha \{ \lambda \operatorname{sgn}(e) + \operatorname{sgn}(\dot{e}) + \gamma \operatorname{sgn}(\ddot{e}) \} \quad (2.36)$$

Denklemi eğer aşağıdaki koşullar sağlanırsa sıfır değerine kısıtlı zamanda yakınsar [32].

$$a > \frac{C}{K_m \lambda}, \quad |\dot{F}| + |x_d^{(3)}| \leq C \wedge K_m < \dot{G} \quad (2.37)$$

İdealde, tahrik sistemi modelinde görülen sürtünme değerinden dolayı  $\alpha$  değerinin sonsuz büyüklükte olması değerlendirilebilir, ancak gerçek zamanlı denetleyicinin kısıtlı örnekleme zamanı değerlendirildiğinde  $\alpha$  değerinin yeterince yüksek olması doğrusal olmayan etkilerin en aza indirilmesi için yeterlidir.

### 2.4.3. İkinci dereceden burulmalı kayan kipli kontrol

Yukarıda detaylandırılan üçüncü dereceden kayan kipli kontrol performansının karşılaştırması amacıyla, [13]'de detayları verilen ikinci dereceden Super-Twisting Algoritmasının (STA) kullanımı amaçlanmıştır. Algoritmaya ait gerçek zamanlı değerlendirmeler test sonuçları bölümünde verilmiştir.

Denklem (2.18) verilen açık çevrim sistemin STA algoritmasıyla kontrolü için  $\sigma$ ,  $\dot{\sigma}$  değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Böylelikle  $\sigma = \dot{\sigma} = 0$  elde edilebilir. Twisting algoritmasının 1. veya 2. dereceden türev gereksinimi aksine, STA algoritması sadece geri besleme sinyalinin kendisine ihtiyaç duyar [13]. Bu durumda algoritma için fazladan sensör veya kestirim algoritmalarına ihtiyaç duymaz.

Denklem-2.14'te verilen sistem için,  $C_{SMC}$ ,  $q_{SMC}$ ,  $K_M$ ,  $K_m$ ,  $U_M$  terimleri pozitif sabitler olmak üzere aşağıdaki koşullar sağlanmalıdır.

$$|\dot{a}| + U_M |\dot{b}| \leq C_{SMC}, \quad 0 \leq K_m \leq b(t, x) \leq K_M \quad (2.38)$$

$$|a/b| < q_{SMC} U_M, \quad 0 < q_{SMC} < 1 \quad (2.39)$$

$$u = -\lambda \sqrt{|\sigma|} \operatorname{sign}(\sigma) + v \quad (2.40)$$

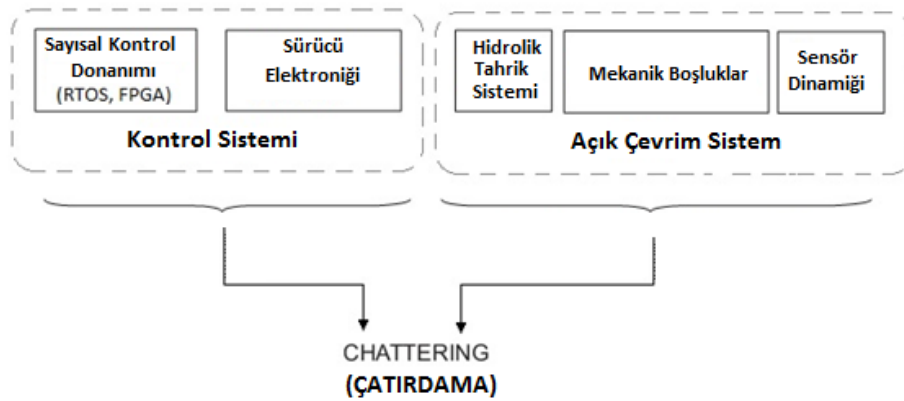
$$\dot{v} = \begin{cases} -u, & |u| > U_M \\ \alpha \operatorname{sign}(\sigma), & |u| \leq U_M \end{cases} \quad (2.41)$$

Burada,

$$\text{sign}(\sigma, \varepsilon) \equiv \sigma / |\sigma| + \varepsilon \quad (2.42)$$

$K_M \alpha > C$  ve  $\lambda$  yeteri kadar büyük ise,  $\sigma = \dot{\sigma} = 0$  değeri sınırlı bir zaman sürecinde elde edilir. Kontrol edilen sistem yüksek dereceli sistem komponentleri barındırıyorsa, denetleyici çıkışında bir miktar çatırdama görülebilir. Kaynak [21]'de bu durumun test sonuçları verilmiştir. Benzer şekilde bu çalışmada da çatırdamanın en aza indirilebilmesi için sign fonksiyonunu doyum (sat) fonksiyonuna yakınsanır. Literatürde bu denetleyici modified-STA olarak adlandırılmıştır. Bu algoritmanın ispat detayları [18]'de bulunmaktadır.

Hidrolik tahrik sistemi doğrusal olmayan birçok birim barındırır. Her bir alt sistem dinamiği birer doğrusal olmayan kaynak olup etkileri analiz edilmelidir. Aşağıda bir tahrik sistemi ve denetleyici donanımına ait temel doğrusal olmayan kaynaklar verilmiştir. (Bkz. Şekil 2.19.)



Şekil 2.19. Tahrik sistemi donanımındaki doğrusal olmayan kaynaklar

3-SMC ve modified-STA, STA algoritmalarının performansı bir klasik denetleyici ile de gerçek zamanlı testlerde karşılaştırılmıştır. Klasik denetleyici tasarımı detayları Bölüm 3'te verilmiştir.

## 2.5. Kayan Kip Yöntemiyle Durum Değişkenlerinin Kestirimi

Kontrol uygulamalarında kullanılan sensörler (analog ya da sayısal çıkışlı) doğası gereği ölçüm gürültüsü barındırır. Sensör çıktılarının gürültü seviyesi türev işlemleriyle beraber yükseltilmiş olur. Yukarıda teorik detayları verilen 3-SMC

algoritması, geri besleme hata sinyallerinin birinci ve ikinci türevlerine ihtiyaç duyar. Bu durumda nümerik türev yöntemleri veya model tabanlı kestirim yöntemleri kullanılabilir. Model tabanlı kestirim yöntemlerinin kullanılabilmesi için sistemin matematiksel olarak yüksek doğrulukta modellenmesi gerekmektedir [33].

Kestirim alternatiflerinden bir diğeri ise nümerik türev yöntemleri olup, detaylı sistem modelime ihtiyaç duymaz. Ancak bu yöntem gürültü seviyesine karşı hassastır. Bu durumun üstesinden gelmek için kaynak [40] ikinci dereceden kayan kipli kestirim algoritmasını bir dayanıklı nümerik türev yöntemi olarak geliştirmiş (ing. Levant Exact Numerical Differentiator) ve düşük gürültü seviyeli sonuçlar elde etmiştir. [14, 40]'ta verilen çalışma, kestirim yöntemi olarak bu tezde kullanılmış ve sonuçları sonlu farklar metodu ile türev (ing. euler numerical differentiation) yöntemiyle karşılaştırılmıştır. Durum değişkenlerinin birinci ve ikinci türevlerinin bulunması amacıyla farklı kayan kipli algoritmaların kullanımı [49]'da detaylandırılmıştır.

Bu yöntemlere alternatif olarak model tabanlı kestirim yöntemleri de kullanılabilir, ancak kontrol edilen hidrolik sistem yüksek dereceli doğrusal olmayan karakterde olup, bozucu etkiler ve parametrik belirsizlikler zamanla değişmektedir. Bu durum kullanılması gereken kestirim algoritmasındaki modelin yüksek doğrulukta olmasını gerektirmektedir. Bu amaçla model tabanlı kestirim yöntemi bu çalışmada incelenmemiştir.

### **2.5.1. Levant kayan kipli dayanıklı türev yöntemi**

SMC sayısal türev yöntemi değişken yapıli kip (ing. Variable Structure Mode) olarak bilinen yapıya sahip olup, bozucu etkiler ve belirsizliklere karşı dayanıklı bir yöntemidir [40].

$\sigma$ ,  $\dot{\sigma}$ ,  $\ddot{\sigma}$  ve kontrol çıktısı  $u$ 'nun Lebesgue ölçülebilir olduğu değerlendirildiğinde, kapalı çevrim sistem dinamikleri kontrol çıktısı  $f(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, t)$ 'a karşı hassas olabilir.  $f(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, t)$  fonksiyonunun bilinmediği fakat tanımlı limitler dahilinde  $|f^{(n-1)}(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, t)| < L$ , ve  $L$  bir Lipschitz sabiti ise,  $(n-1)$  kez türevlenebildiği varsayılırsa, bu durumda [40] tarafından geliştirilen dayanıklı kesin türev yöntemi bir sinyalin birinci ve ikinci

türevlerini elde etmek için kullanılabilir. Bu durumda pozisyon, hız ve ivme değerleri elde edilmiş olur.

Burada durum değişkenleri ve karşılık gelen türevleri için,  $z_0, z_1, z_2, \dots, z_n$  and  $\dot{z}_0=v_0, \dot{z}_1=v_1, \dot{z}_2=v_2, \dots, \dot{z}_{n-1}=v_{n-1}, \dot{z}_n=v_n$ ,

$$\begin{aligned} v_0 &= -\lambda_n L^{1/n+1} |z_0 - f(t)|^{n/n+1} \cdot \text{sign}(z_0 - f(t)) + z_1 \\ v_1 &= -\lambda_{n-1} L^{1/n} |z_1 - v_0|^{n-1/n} \cdot \text{sign}(z_1 - v_0) + z_2 \\ v_{n-1} &= -\lambda_1 L^{1/2} |z_{n-1} - v_{n-2}|^{1/2} \cdot \text{sign}(z_{n-1} - v_{n-2}) + z_n \\ \dot{z}_n &= -\lambda_0 L \cdot \text{sign}|z_n - v_{n-1}| \end{aligned} \quad (2.43)$$

Türev parametreleri  $\lambda_{0i}, i=0,1,\dots, p$   $L=1$  ise,  $p$ -th dereceden türev için kullanılabilir.

Parametreler  $\lambda_i = \lambda_{0i} L^{1/(n-i+1)}$   $L > 0$  için geçerli olup, ilgili değeri için  $\mu_i \geq 1$  için  $|z_i - f_0(i)(t)| \leq \mu_i L^{1/(n-i+1)} \epsilon^{(n-i+1)/(n+1)}$ .

Sabit kazançlı süper twisting türev yöntemi için genel yapının verilmesi sonrasında [28],  $k_1$  ve  $k_2$  pozitif sabitler ve  $x(t)$  pozisyon sinyalıdır. Hata sinyali  $e_1 = \hat{x}_1 - x(t)$ ,  $e_2 = \hat{x}_2 - \dot{x}(t)$

$$\dot{e}_1 = e_2 - k_1 |e_1|^{1/2} \text{sign}(e_1) \quad (2.44)$$

$$\dot{e}_2 = k_2 \text{sign}(e_1) - \ddot{x}(t) \quad (2.45)$$

Denklem (2.44) ve (2.45)'in Filippov yaklaşımında [41] olduğu biliniyorsa,  $k_1$  kazancının yeteri kadar yüksek seçilmesi durumunda, çıktının bir sonuca yakınsaması için yeter koşul  $k_2 > L$  olacaktır. Bu durumda ikinci dereceden kayan kip bir geçici rejim süreci sonunda elde edilir, öyle ki  $e_1 = e_2 = 0$  olur.

[40] çalışmasında herhangi bir  $k > 0$  için,  $k = k_2 - L$  ve  $\delta > 0, \lambda$  elde edilir, öyle ki  $e_1$  değeri sınırlı bir zamanda sıfıra yakınsar.  $k_1$  ve  $k_2$  değerinin elde edilmesini ise aşağıdaki gibi ifade eder,

$$k_2 = \mu_0 L, \quad k_1 = \mu_1 \sqrt{L} \quad (2.46)$$

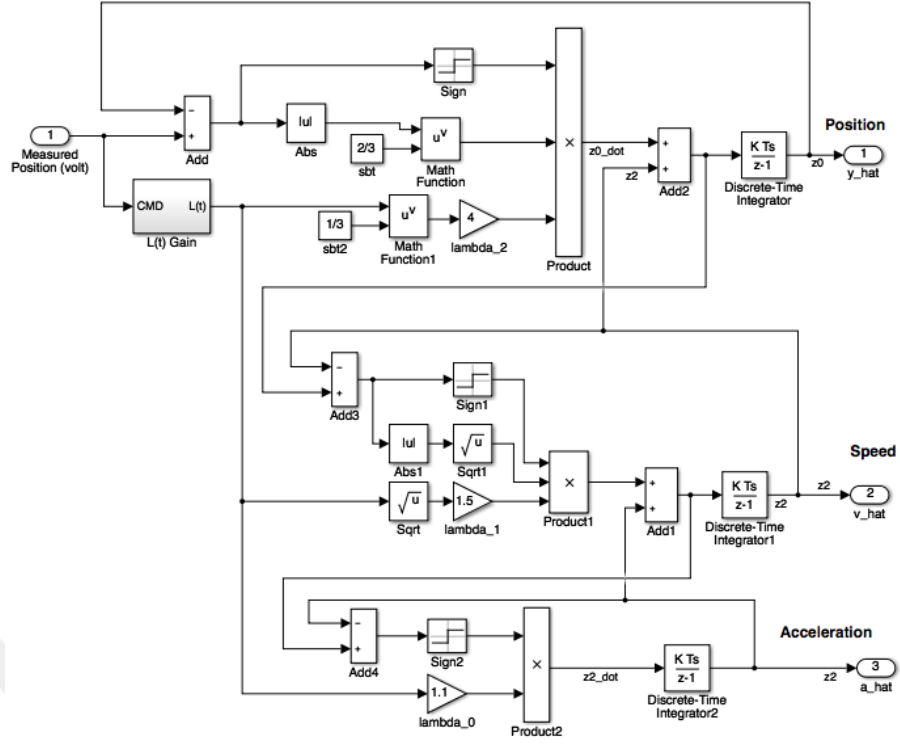
$\mu_i$  seçimi benzetim tabanlı olup kaynak [40]'de ayrıca  $\lambda_{0i}$  parametre setleri başarılı şekilde yakınsayan türev işlemi için verilmiştir. Hidrolik tahrik sistemi uygulamasında ise başlangıç değerleri kaynak [40]'ta önerildiği gibi  $k_1=1,5$  ve  $k_2=1,1$  olarak alınmıştır. Ancak bu değerler benzetimler ve testler boyunca bir miktar değiştirilmiştir. Kullanılan değerler test ve değerlendirme bölümünde verilmiştir.

Tanımlı sinyal girdileri için Levant türev yönteminin kazançları sabit olup literatürde adaptif yöntemlerde de kullanılmıştır [14]. Bu çalışmada kullanılan algorithmada sabit bir kazanç değeri alınmıştır.

Testler boyunca 2. dereceden türev işleminin gerektiği hidrolik tahrik sistemi pozisyon, hız ve ivmelenme değerini verecek türev algoritması Simulink modeli Şekil 2.20'de verilmiştir.

Levant türev yöntemi [40], performans karşılaştırması amacıyla çıkışında bir alçak geçiren filtrenin kullanıldığı sonlu farklar metodu ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar test ve değerlendirme bölümünde verilmiştir.

Sayısal sonlu farklar metodu (ing. finite difference method) ile türev işlemi öncesinde kullanılacak alçak geçiren filtrenin kesim frekansı pozisyon, hız ve ivme değerlerinde mümkün olan en düşük faz farkını yaratacak şekilde seçilmiştir. Bu durum kontrol sisteminin kararlılığı ve frekans cevabında istenen anlamlı frekanslarda düşük faz farkına sahip olma hedefi için önemlidir. Bu amaçla sistem için 700rad/s [111.5Hz] kesim frekansında birinci dereceden alçak geçiren filtrenin kullanılması uygun görülmüştür. Bu frekans değeri 5-7 Hz bant genişliğine sahip sistem için Nyquist teoremine göre uygundur.



Şekil 2.20. Levant kestirim yönteminin Simulink modeli görünümü

Levant dayanaklı kayan kipli türev yöntemine ait simulink blok diyagramı Şekil 2.20’de verilmiştir.

## 2.6. Kapalı Çevrim Sistem Kararlılığı

Kayan kipli 3-SMC denetleyici ve kayan kipli Levant dayanaklı türev yöntemi bir kapalı çevrim döngüsü yaratmak için SISO yapısında kullanılmıştır. Kararlılık için yukarıda verilen limitlerin sağlandığı varsayımıyla, denetleyici ve kestirimci çıkışının her birinin lokal olarak, kısıt zaman içinde yakınsaması önemlidir yeterlidir. Çünkü her bir yapı global ayırım yöntemine uygunluk göstermektedir [42]. Dolayısıyla denetleyici/kestirimci ikilisinin ayrı ayrı kararlı oluşu, kapalı çevrim yapıda da kararlı olacaklarını garanti eder. Benzetim için oluşturulan model Şekil 2.21’de verilmiştir.



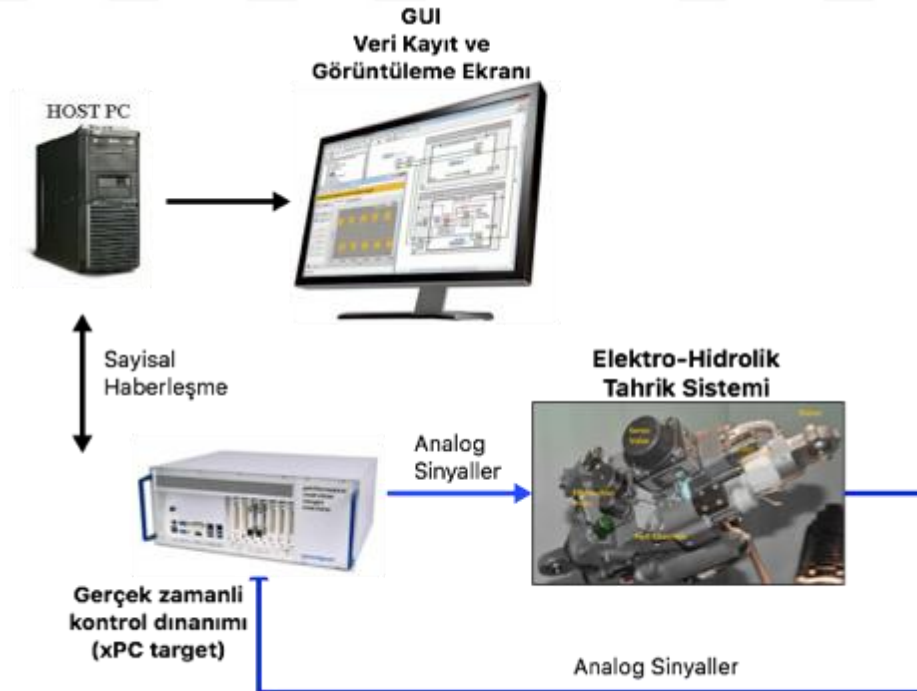


### 3. TEST VE DEĞERLENDİRME

Bir önceki bölümde teorik detayları verilen doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyicilere ait test ve benzetim sonuçları bu bölümde yorumlanmıştır. Öncelikli olarak, doğrusal denetleyici yanıtları grafiklendirilmiş, sonuçları bir birleriyle karşılaştırılmıştır. Sonrasında doğrusal olmayan denetleyicilere ait sonuçlar yorumlanmıştır.

#### 3.1. Test Sistemi Donanımları

Testler boyunca kullanılan temel donanım birimleri Şekil 3.1'de verilmiştir. Gerçek zamanlı kontrol yazılımları cRIO FPGA donanımı üzerinde koşturulmuştur. Toplanan veriler RTOS yazılımına sonrasında da ana bilgisayara aktararak analiz edilmiştir. Algoritmalar Matlab&Simulink ortamında oluşturulmuş ve xPC Target RTOS [43] yazılımıyla gerçeklemiştir.

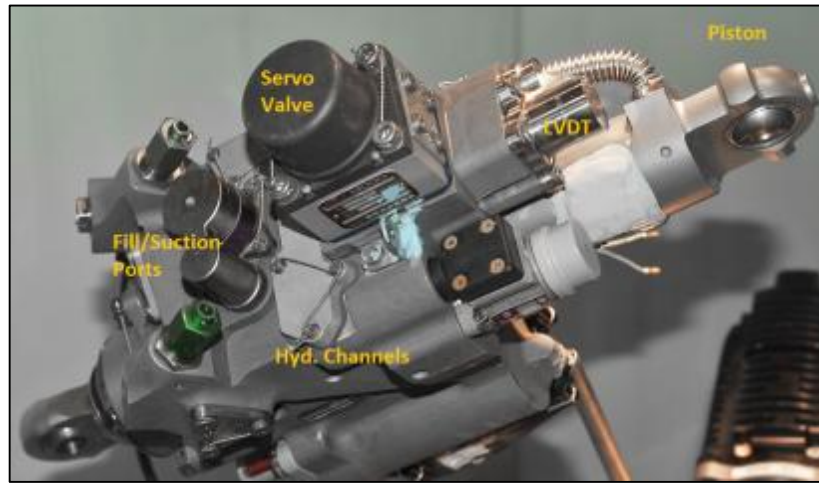
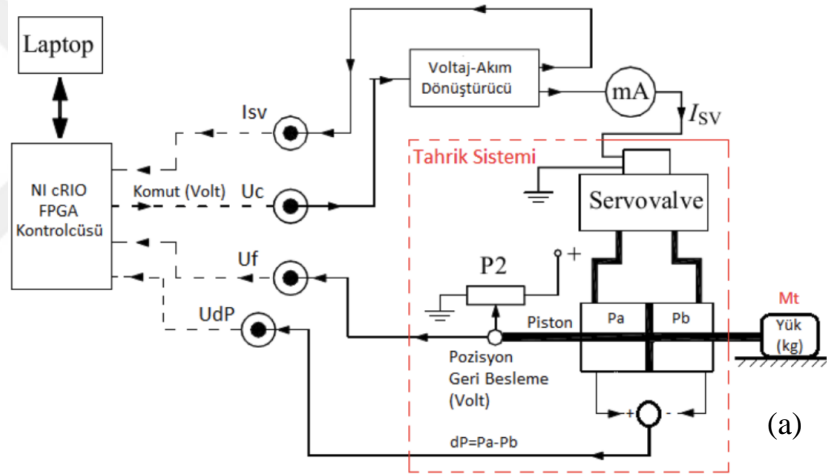


Şekil 3.1. Gerçek zamanlı test donanım birimleri görünümü



Tablo 3.1. Testlerde kullanılan temel alt sistemler ve özellikleri

Birim	Tanım	Temel Özellikler	Marka
Tahrik Sistemi	Elektro-Hidrolik Tahrik Sistemi	14kN Maks. Force 40mm Maks. deplasman	Özel Üretim
Pozisyon Sensörü	LVDT	1V/2mm	Tyco Electronics
Hidrolik Güç Kaynağı	Değişken deplasmanlı sabit basınçlı hidrolik güç kaynağı	30L/dk. ve 210 Bar	Özel Üretim
Servo Valf	Moog 30 Miniature Serisi	12LPM/210Bar 200Hz@90deg-lag	Moog Inc.
Veri Toplama Sistemi	Analog I/O Real-Time Data Acquisition Device	16bit Simultanesi Samling	Nationals Instruments
Valf Sürücü Sistemi	Oransal Voltaj Akım Dönüştürücüsü	100mA/10V	Özel Üretim



(b)

Şekil 3.3. (a) Kontrol döngüsü (b) Hidrolik Tahrik Sistemi [44]

### 3.2. Doğrusal Kontrol Gerçek Zamanlı Test Sonuçları

Doğrusal denetleyicilerden sırasıyla PI, PID, PID-FF ve PID-DPF uygulanarak test ve benzetim grafikleri aşağıda verilmiştir.

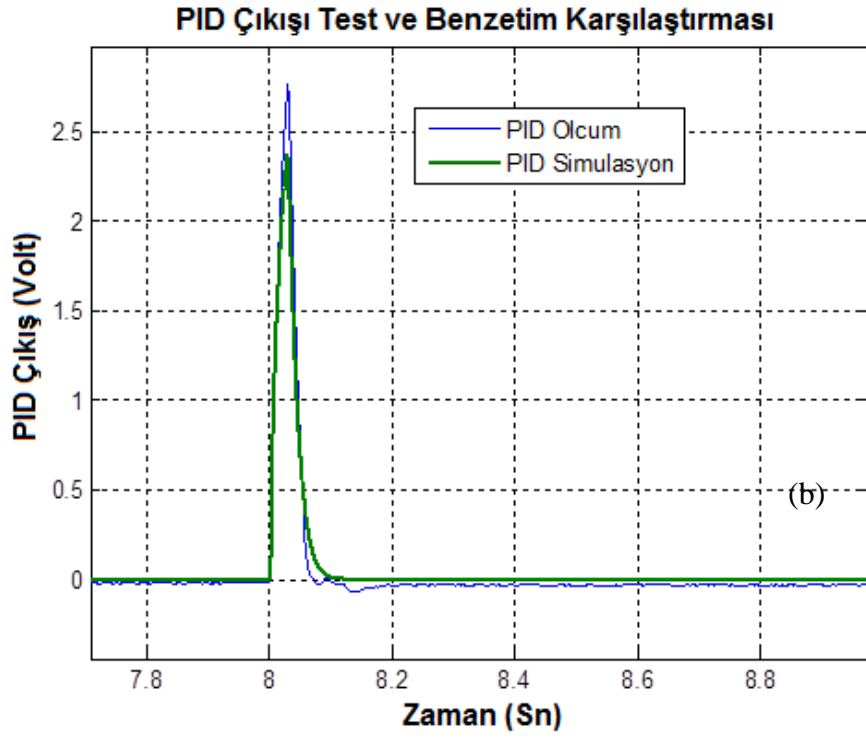
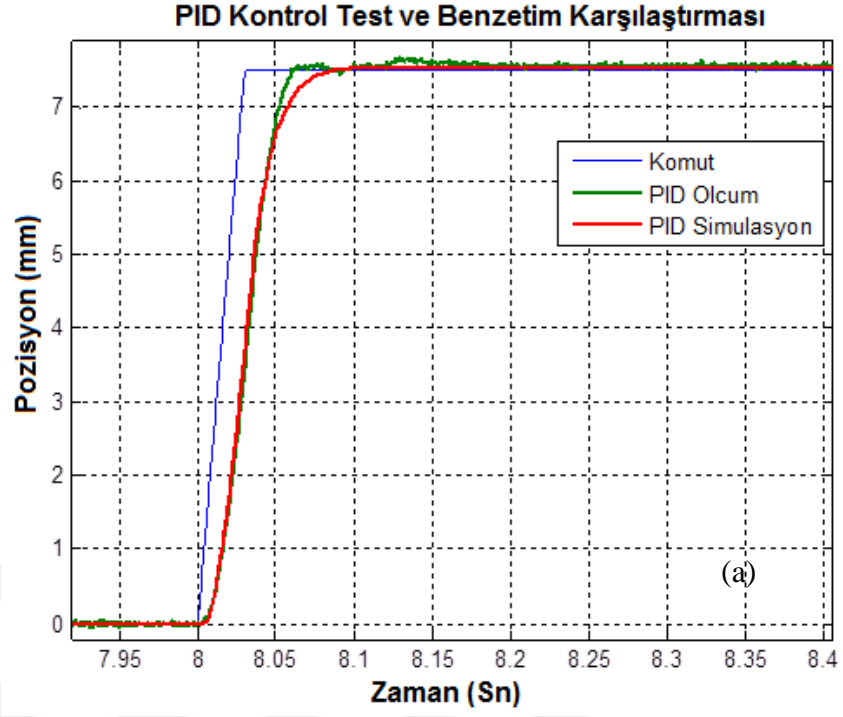
#### 3.2.1. PID kontrol test ve benzetim sonuçları

PI ve PID kontrol aşağıdaki parametrelerle sisteme gerçek zamanlı uygulanmıştır. Parametreler benzer kapalı çevrim kazanç marjı elde edilecek şekilde ayarlandığında sistem cevabı aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

2 kHz kontrol çevrimi için örnekleme zamanı  $T_s=0.0005$  sn. ise, ayrık zaman sistem transfer fonksiyonu elde edilerek sisteme gerçek zamanlı uygulanır. PI ve PID için, yukarıda verilen konfigürasyonun sisteme uygulanması sonrasında elde edilen test ve benzetim sonuçları verilmiştir.

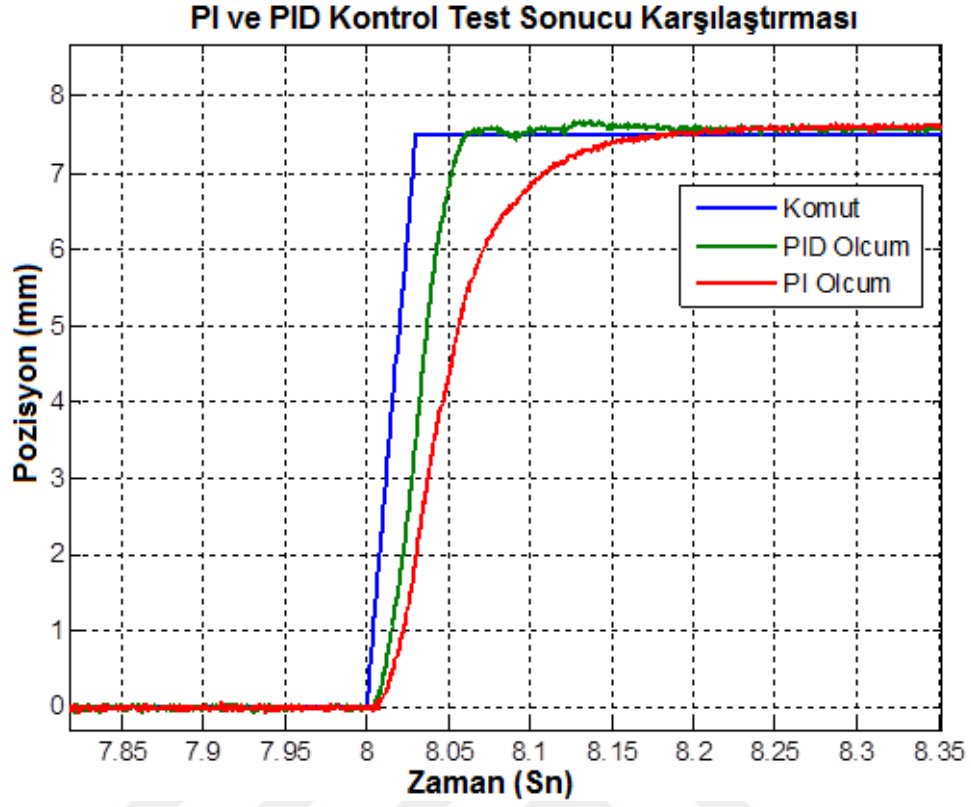
Tablo 3.2. PI ve PID kontrol performans karşılaştırması

Denetleyici Tipi	PI	PID
Denetleyici Katsayıları	Kp:0,73 Ki: 0,35	Kp:1,25 Ki: 0,65 Kd:0,006 N: 200 rad/s
Kapalı Çevrim Karakteristiği Sonuçları	PI	PID
Yükselme Zamanı [s]	0,0783	0,0280
Oturma Zamanı [s]	0,1261	0,0550
Asim Yüzdesi [%]	1,6401	0,7867
Bant Genişliği [rad/s]	26	72
Kapalı Ç. Kazanç Marjı	6,2	6,2



Şekil 3.4. PID kontrol ölçüm ve benzetim (a) Pozisyon (b) Kontrol yanıtı

Şekil 3.4a'da PID kontrol test ve benzetim sonuçlarının bir birbirine maks. %2 hata aralığında olduğu, kontrol tasarımı bölümünde verilen doğrusal analiz sonuçlarıyla örtüştüğü görülmektedir.



Şekil 3.5. PI ve PID kontrol pozisyon cevabı ölçüm değeri karşılaştırması

Benzer kapalı çevrim sönümlenme değerlerine sahip olan her iki denetleyiciden (Bkz. Şekil 3.5.) PID kontroldeki türev teriminin sağladığı sönümlenme ile kazançların daha fazla artırılıp bant genişliğinin yükseltilebildiği görülmüştür.

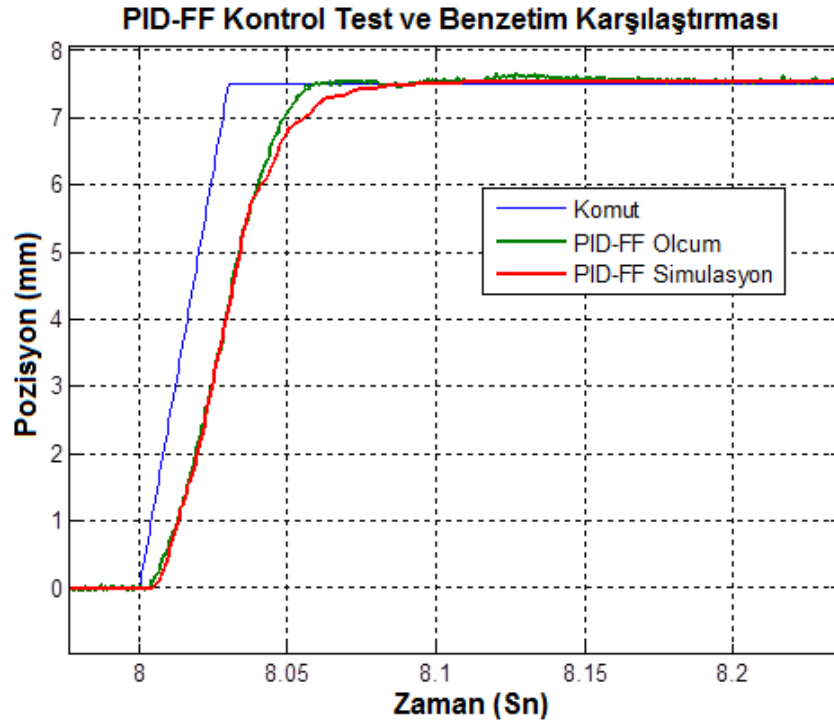
Şekil 3.5'te gerçek zamanlı test ortamında, PI ve PID denetleyicilerin performans karşılaştırması birim basamak cevabı için değerlendirildiğinde, PID'nin daha yüksek bant genişliğine ve komut cevabına sahip olduğu görülmektedir. PID cevabı, PI'ya göre daha fazla sönümlenmiş olup, daha düşük aşım değerlerinin sistem bant genişliğinde düşüş olmaksızın elde edilmesi sağlanmıştır. Ancak sistemin düşük sönümlenmeli dominant titreşim modları buna rağmen baskın olup osilasyonlu davranışlar sergileyebilir.

### 3.2.2. PID-FF kontrol test ve benzetim sonuçları

Bölüm 2'de teorik detayları verilen ileri besleme denetleyici, PID denetleyiciye ek olarak aşağıda verilen katsayılarla sisteme uygulanmıştır. Sistemden elde edilen benzetim ve test sonuçlarının bir birleriyle örtüştüğü Şekil 3.6'da görülmektedir.

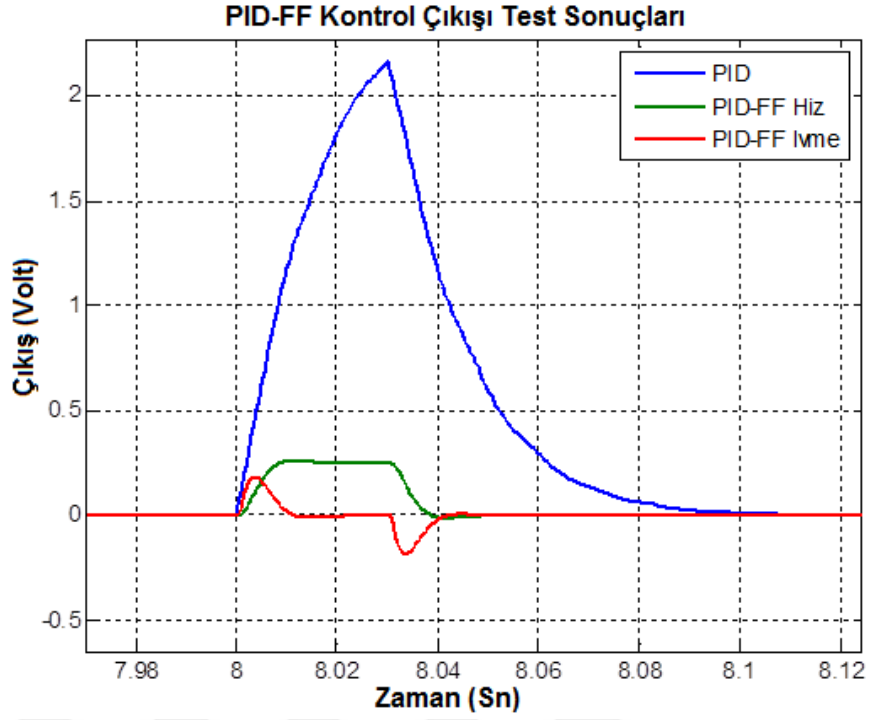
Tablo 3.3. PID-FF denetleyici katsayıları

Açıklama	Parametre	Değer
Oransal Kazanç	Kp	1,45
Integral Kazanç	Ki	0,65
Türev Kazanç	Kd	0,006
Wind-up Kazancı	Kb	1
Alçak Geç. Filtre Kaz	N	200
Sinyal Kısıtı	-	$\pm 3V$
K-Hız	K_vel	1/400
K-İvme	K_acc	1e-5



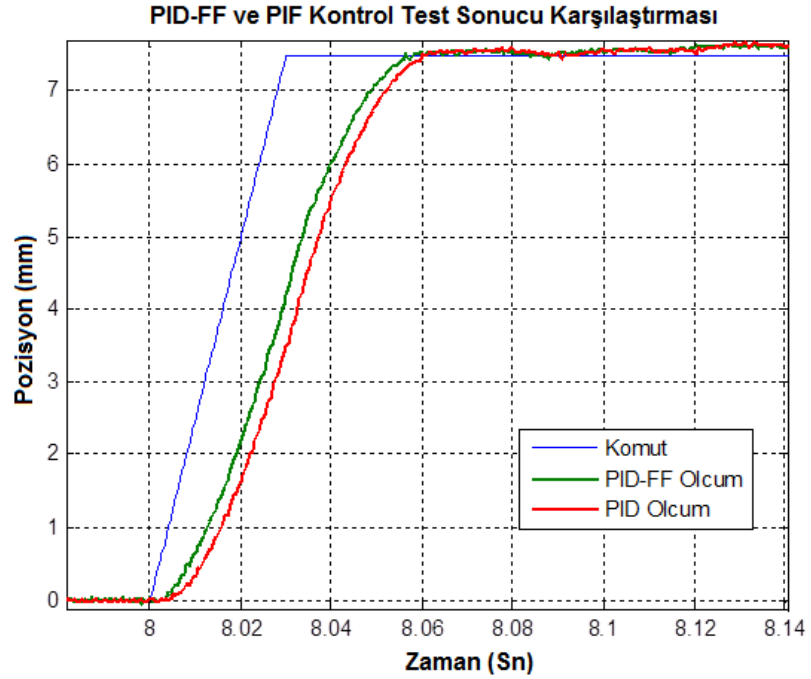
Şekil 3.6. PID-FF pozisyon çıktısı ölçüm ve benzetim değişimi





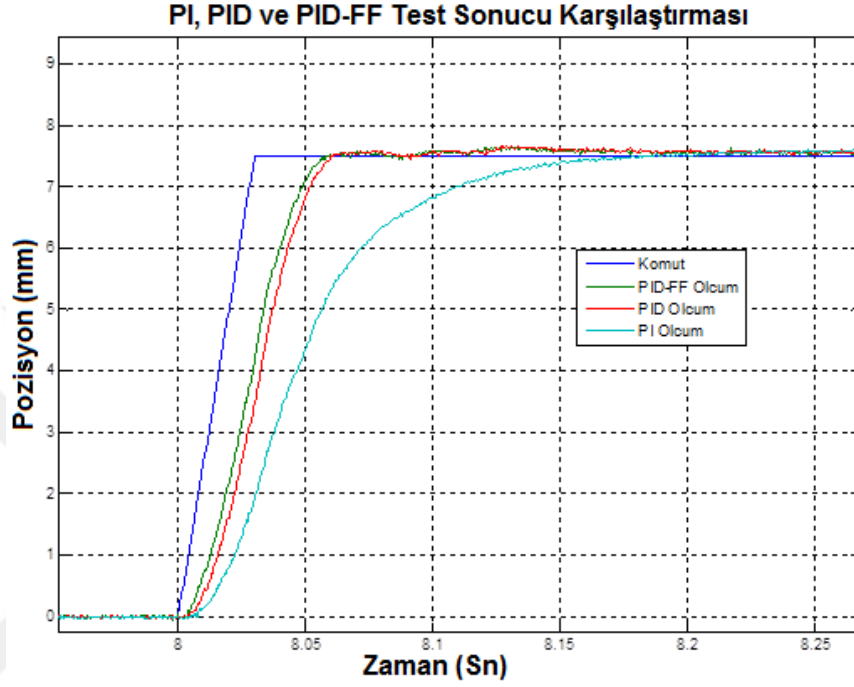
Şekil 3.7. PID-FF kontrol ileri ve geri besleme çıkışı değişimi

Bir sonraki adımda ileri besleme kazancının sistem kazancına olan etkisi PI ve PID denetleyici test yanıtlarıyla karşılaştırılarak Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8. PID ve PID-FF pozisyon ölçümü karşılaştırması

İleri besleme kazançlarının sistemi istenilen komut referansına aşım olmaksızın daha kısa süreli bir geçici rejimde getirdiği görülmektedir. Doğrusal denetleyicilerin tamamının sisteme uygulanması durumunda, ileri besleme kazancının faydası net olarak görülmektedir.



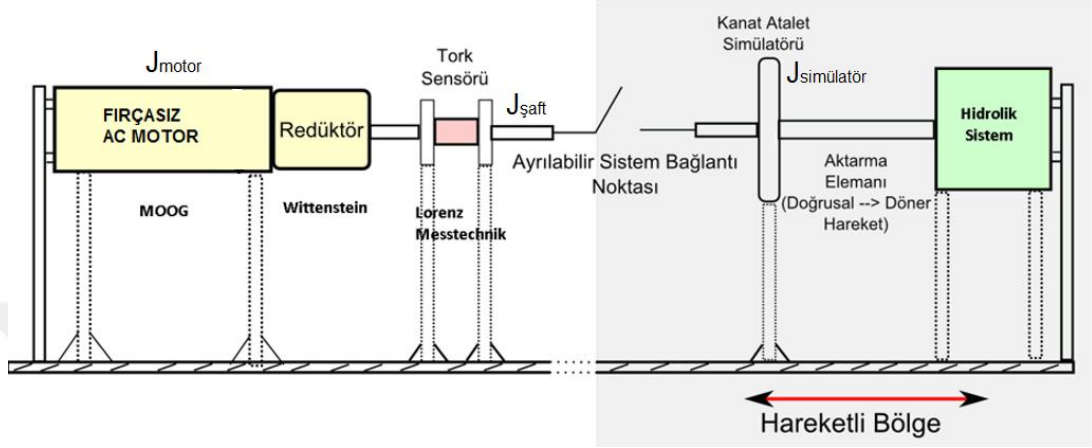
Şekil 3.9. PI, PID, PID-FF kontrol için ölçüm cevabı karşılaştırması

### 3.2.3. PID-DPF kontrol test ve benzetim sonuçları

Bozucu etkiler tahrik sistemine bağlı yükün ivmelendirilmesi sırasındaki ataletsel kuvvetler olabileceği gibi, etkiyecek dış kuvvetler de olabilir. Bu nedenle basınç fark iç döngüsünün sisteme olan etkisinin gözlemlenebilmesi, ileri besleme kontroldeki uygulamanın aksine için tahrik sistemine gönderilen komutlardaki hız ve ivme kısıtları kaldırılmıştır. Dolayısıyla ileri besleme denetleyici yapıları sistemden çıkarılarak sadece PID ve DPF kontrol olacak şekilde sistem basitleştirilmiş, karşılaştırmalar bu varsayıma göre yapılmıştır.

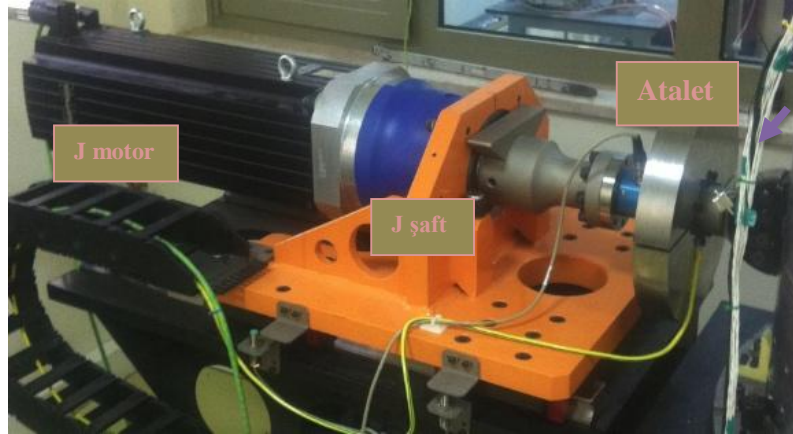
Önceki çalışma raporunda belirtildiği gibi, PID kontrol ile türev kontrolü sistem cevabını PI denetleyiciye göre hızlanmasını sağlarken, integral katsayısının yarattığı aşımın daha iyi sönümlenmesini sağlar. Aşağıda PI ve PID yapısına sırasıyla basınç fark iç döngüsü eklendiği/eklenmediği durumların karşılaştırması ve ölçüm sonuçları verilmiştir.

Hidrolik sistemde yük olarak  $0,1\text{kgm}^2$ 'lik atalet bağlanmıştır. Bu değer  $J_{\text{motor}}$ ,  $J_{\text{şaft}}$  ve  $J_{\text{simülator}}$  değerleri toplamıdır. (Bu ataletin doğrusal ekseninde karşılığı yaklaşık 120kg bir ağırlıktır.) Test boyunca ilgili ataletin hidrolik sistem tarafından hareketi dışında fırçasız motor tarafından bir yük uygulanmamıştır.



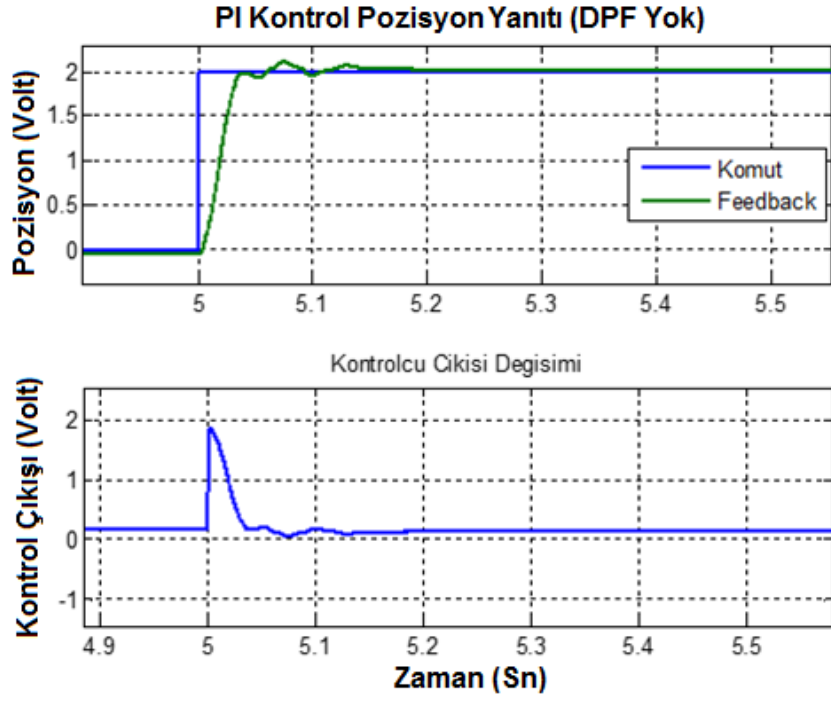
Şekil 3.10. Test düzeneği şematığı

Hidrolik sistem Şekil 3.11'de gösterilen  $0,1\text{kgm}^2$  hattı uygulanan pozisyon komutu ile hareket ettirir. Testler boyunca sisteme maksimum komut değerinin %20'si olan 2V değeri uygulanmıştır.



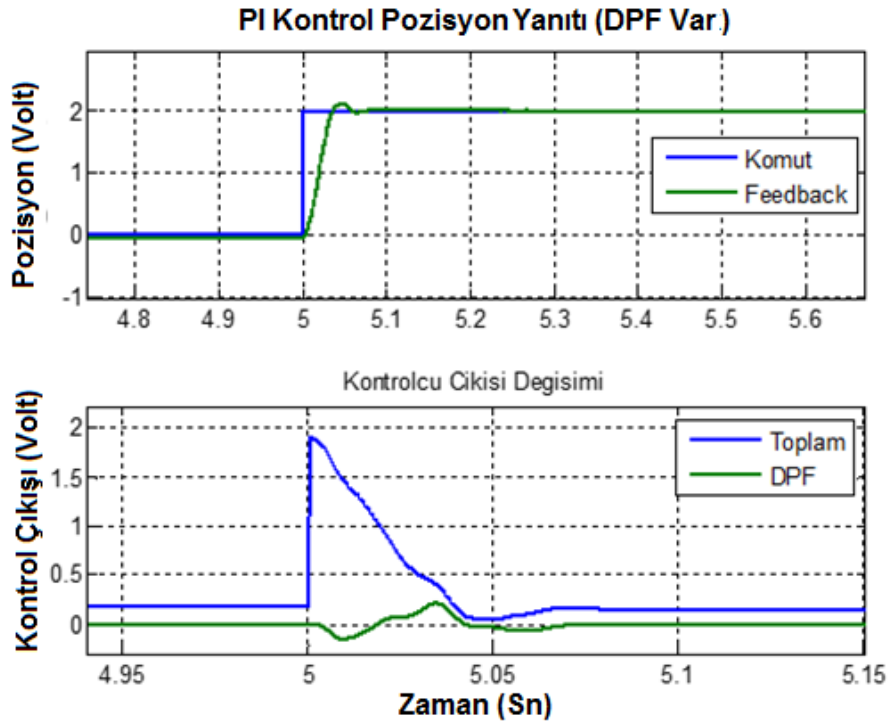
Şekil 3.11. Test düzeneği yükleme cihazı görünümü.

Sistem öncelikle PI kontrol ve DPF iç döngüsü yokken test edilmiştir. Sonrasında DPF döngüsü eklenerek karşılaştırma yapılmıştır. Benzer işlem PID kontrol için de yapılarak karşılaştırmalar verilmiştir.



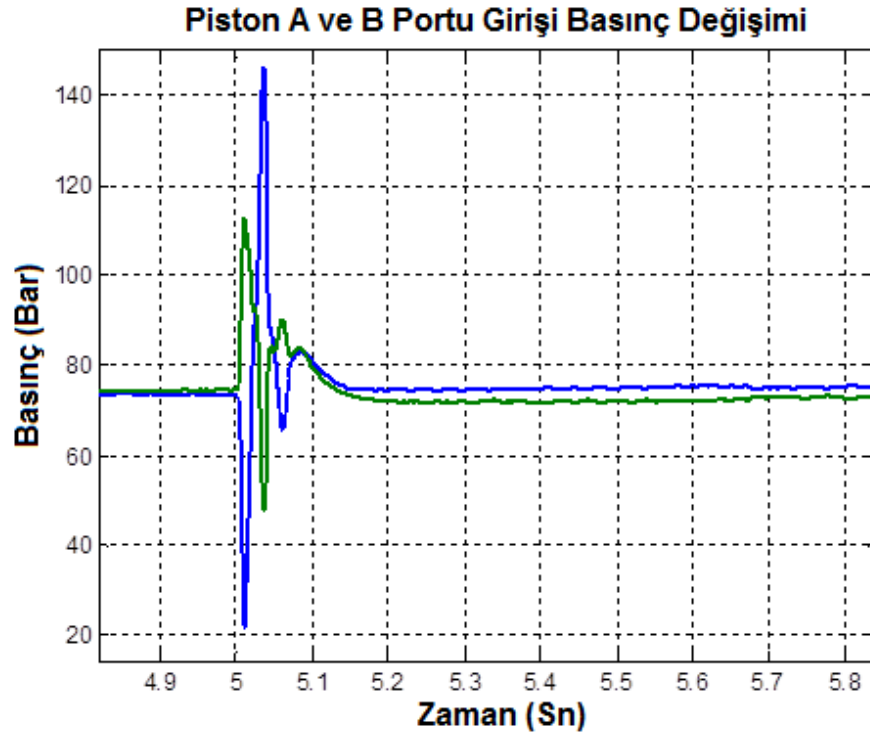
Şekil 3.12. PI kontrol için pozisyon ve denetleyici test sonucu

Şekil 3.12'de görüldüğü gibi DPF yokken yükün ilgili komut değerine gitmesi sonrasında bir salınım gözlenmiştir.



Şekil 3.13. PI ve DPF denetleyici ile birlikte sistem pozisyon cevabı

DPF denetleyicinin eklenmesiyle sistem cevabında görülen salınımın engellendiği görülmüştür. Bilindiği gibi DPF döngüsü sistemin en hızlı iç döngüsü olup, pozisyon cevabı henüz oluşmadan salınıma neden olan basınç değişimlerini gözlemleyerek sınırlayıcı yönde servo valfe komut gönderir. Bu döngünün dinamiği 400Hz'in üzerindedir. Test sistemine eklenen yüksek hızlı (0.001s zaman sabitli) basınç sensörleriyle testler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.14. Tahrik elemanı pistonu A ve B girişi basınç değişimi

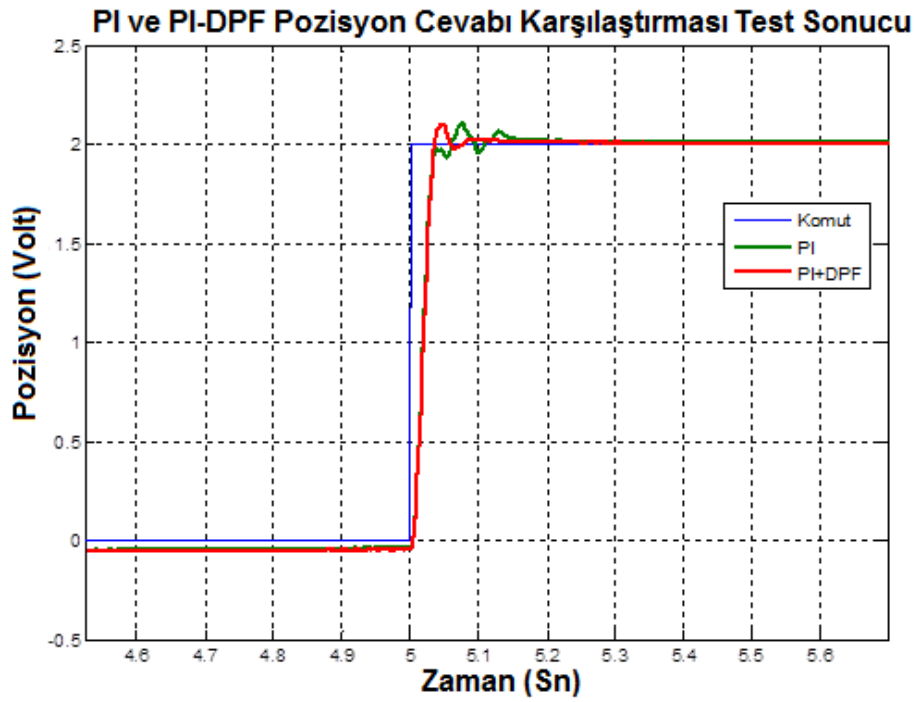
Şekil 3.14'te piston hareketi öncesinde piston-A ve B hattı basınçları dengede, hareketin başladığı anda ise pistonun bir tarafı kaynak basıncında iken, diğer tarafı tank basıncına doğru yönelmiştir.

#### 3.2.4. PI, PID ve PID-DPF kontrol karşılaştırması

Doğrusal kontrol çalışmalarında, hava araçlarında kullanılan bir elektro-hidrolik tahrik sisteminin pozisyon kontrolü, klasik pozisyon denetleyicilerin uygulanması durumu için incelenmiştir. Sırasıyla PI, PID, PID-FF ve PID-DPF denetleyici seçeneklerinin analizi ve test sonuçları verilmiştir. Hidrolik tahrik sisteminin pozisyon kontrolü amacıyla Tablo 2.1'de verilen asgari gereksinimleri sağlayacak kontrol sistemi döngüleri üzerine çalışılmıştır. Sistemin özellikle yüksek hızlı kanat

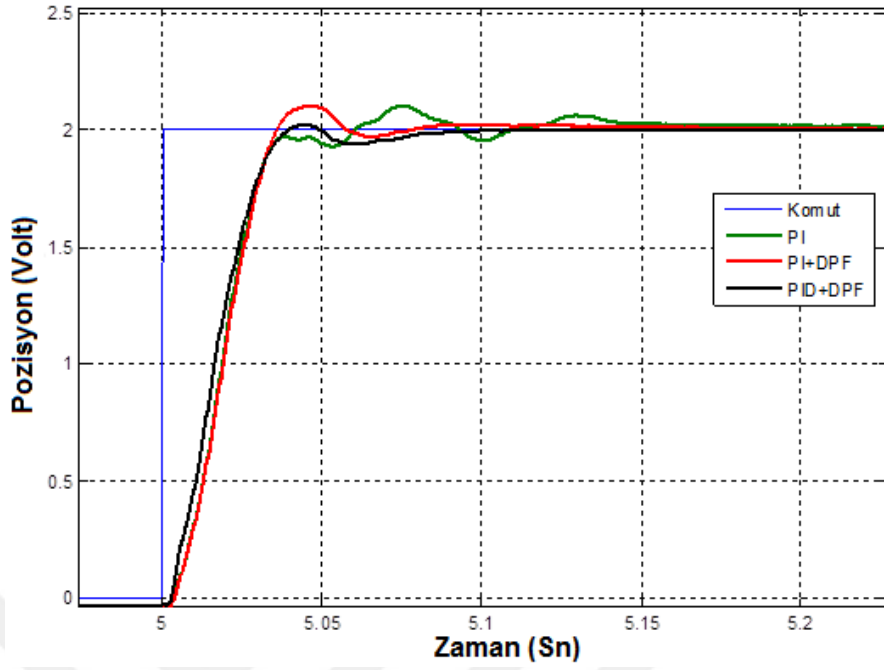
hareketleri için klasik PI kontrolde Tablo 2.1’de verilen bant genişliği isterini sağlayamadığı, PID kontrol altında ise daha düşük sönümlü davranış sergileyerek kazanç değerlerinin artışına olanak sağladığı anlaşılmıştır.

Yapılan testlerde basınç geri beslemesinin yüksek ataletli yüklerin hızlı komutlarla yönlendirilmesi durumunda oluşan ataletsel kuvvetlerin en düşük aşım ve titreşim (düşük sönümleme değeri) ile kontrolü için faydalı olduğu görülmüştür, geçici rejim süresince görün osilasyonlu davranışın daha az kısa süreli ve genlikli olduğu, teorik ile test sonuçlarının örtüştüğü gözlemlenmiştir. Bölüm 2’de teorik çalışmadan elde edilen bode eğrisinde de bu durumun azaldığı ve rezonans tepe değerinin düştüğü görülmüştü.



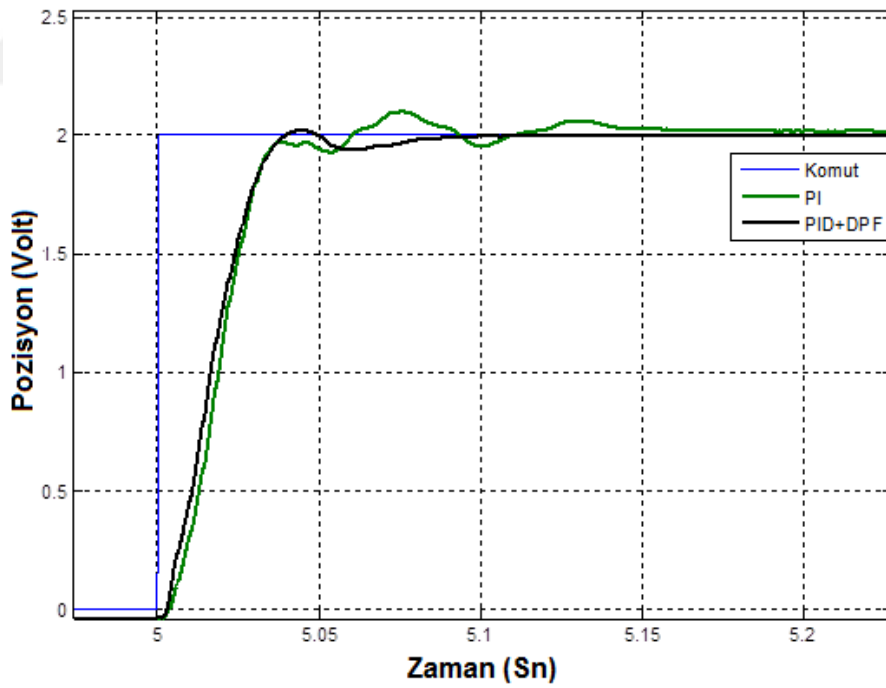
Şekil 3.15. PI ve PI+DPF için tahrik sistemi cevabı karşılaştırması

PI, PI+DPF ve PID+DPF Pozisyon Cevabı Karşılaştırması Test Sonucu



Şekil 3.16. PI, PI+DPF ve PID+DPF pozisyon cevabı karşılaştırması

PI ile PID-DPF Kontrol Pozisyon Cevabı Test Sonucu



Şekil 3.17. PI ve PID+DPF pozisyon cevabı ölçüm karşılaştırması

Test sonuçlarında bu durum birim basamak komutuna karşılık sistem cevabındaki salınımların dinamik basınç geri beslemeli (ing. dynamic pressure feedback) PID

denetleyicinin en düşük salınıma sahip oluğunu, PI denetleyici için DPF sensörünün olmadığı durumun ise salınımlı davranış sergilediği gözlemlenmiştir.

Düşük sönümlü açık çevrim kutuplar, eğer kapalı çevrim kontrol döngüsü düşük kazanç marjına sahipse, osilasyonlu davranış sergilediği görülmüştür. Testler boyunca en yüksek kapalı çevrim kazanç marjına PID-DPF doğrusal denetleyicisiyle sağlandığı görülmüştür.

Tez çalışmasında hidrolik tahrik sistemi için sırasıyla PI (mevcut denetleyici), PID, PID-FeedForward, ve PID-DPF olacak şekilde 4 farklı denetleyici için benzetim ve test sonuçları verilmiştir. Çalışmada hava araçlarında kullanılan bir hidrolik servo tahrik sistemi klasik pozisyon denetleyici döngüsüne ek olarak, sistemin basınç fark döngüsü ile birlikte kontrolü incelenmiştir.

Testler boyunca PID denetleyici yapısına eklenecek ileri besleme kazançlarının özellikle tanımlı pozisyon ve yük aralığında tekrarlı işler yapan bir sistem için pozisyon hatalarını en aza indirdiği görülmüştür.

Hidrolik tahrik sistemine basınç fark döngüsünün iç döngü (kaskad) olarak eklenmesiyle pozisyon ve bozucu durumlara olan etkisi incelenmiştir. Basınç farkı sensöründen okunan değer hidrolik sistemin oluşturduğu net kuvvetin doğrudan ölçümü olup, bu kuvvetler ataletsel kuvvetler (pistonun hareket ettirilmesi için gerekli kuvvetler) olabileceği gibi pistonunun yük altında sabit tutulması sağlayan statik kuvvetlerden de oluşabilir. Tahrik elemanının ilgili kanat ataletini hareket ettirmesi suresince gerekli ataletsel kuvvet tahrik elemanı tarafından oluşturulurken, bu kuvvet basınç fark sensörüyle ölçülerek kontrol döngüsüne eklenmiştir. Dinamik basınç fark geri beslemesinin kontrol döngüsündeki salınımları azaltıcı yönde etki ettiği, test değerlerinin teorik analizlerle örtüştüğü görülmüştür. Kullanılan kaskad basınç fark döngüsü kontrol döngüsünde kararlılığı arttıracak yönde etki ederken aynı zamanda dinamik ve statik bozucu etkileri sönümleyici yönde de sistemde kullanılabilmesi görülmüştür. Kararlılığı arttırıcı döngü çıkışı yüksek geçiren bir filtre ile kontrol döngüsüne eklenmiştir. Dolayısıyla düşük frekanslı basınç fark değerlerinin (statik yükler) sistemde kapalı çevrim statik rijitliğinin (ing. closed loop static stiffness) azaltıcı yönde etki yapması engellenmiştir.



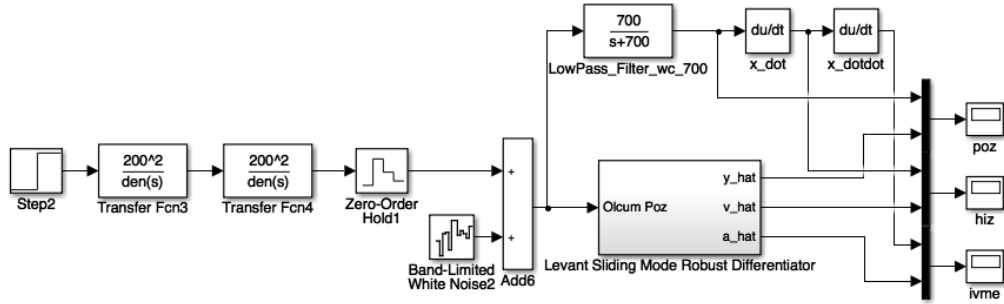
### 3.3. Kontrol ve Kestirim Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde öncelikli olarak yüksek dereceli kayan kip algoritmasıyla durum değişkenlerinin kestirimi üzerine elde edilen sonuçlar verilmiştir. Kestirim yöntemi Euler sonlu farklar türev yöntemiyle karşılaştırılmıştır. Sonrasında 3-SMC, STA ve PI kontrol yöntemlerinin pozisyon cevapları test ve benzetim ortamında karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

#### 3.3.1. Levant kayan kipli durum kestirimi

Bu bölümde, yüksek dereceli kayan kip algoritmasıyla durum değişkenlerinin kestirimi üzerine (ing. süper twisting robust differentiator-STA-diff) elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Pozisyon geri besleme sinyali üzerine bindirilen 10mV p-p white noise gürültü spektrumunun kestirim performansına etkisi incelenmiştir.

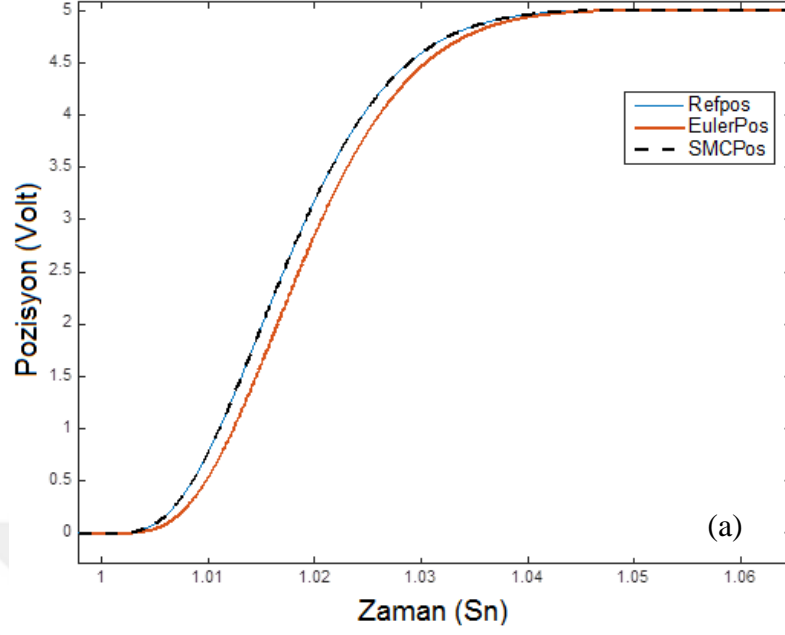
Levant kayan kipli dayanıklı türev yöntemi alçak geçiren filtreli sonlu Euler türev yöntemiyle karşılaştırılmıştır. Sırasıyla pozisyon, hız ve ivme sinyal grafikleri zaman ve frekans ekseninde verilmiştir. Testler boyunca Euler ayrık zamanlı çözücü (ing. fixed step solver ) kullanılmış olup, örnekleme zamanı 10kHz'dir.



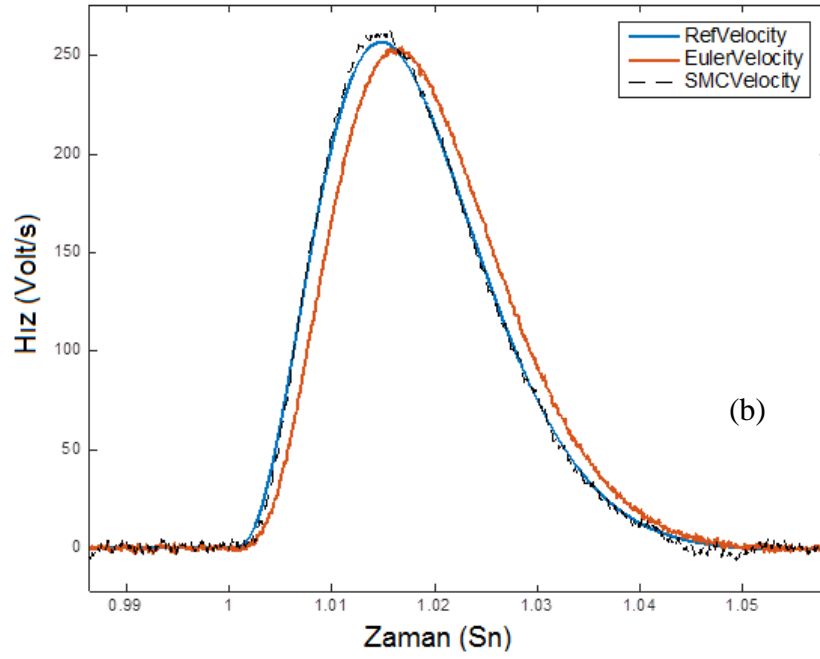
Şekil 3.18. Sayısal türev yöntemleri Simulink modeli görünümü

Elde edilen ölçüm sinyalinin 700 rad/s kesim frekansına sahip bir alçak geçiren filtre ile filtrelenmesi sonrasında elde edilen sinyal, Levant algoritması ve ham ölçüm değerinin değişimi grafikte görülmektedir. Levant algoritmasının geçici rejim boyunca faz gecikmesinin olmadığı görülmektedir, ancak kalıcı durumda gürültü seviyesinin alçak geçirerek filtrede daha düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. Şekil 3.19'da birim basamak cevabı için sırasıyla pozisyon, hız ve ivme değerleri Euler ve Levant türev yöntemleriyle elde edilmiş ve bir birleriyle karşılaştırılmıştır.

SMC ve Euler Türev Yöntemi Pozisyon Cevabı Karşılaştırması

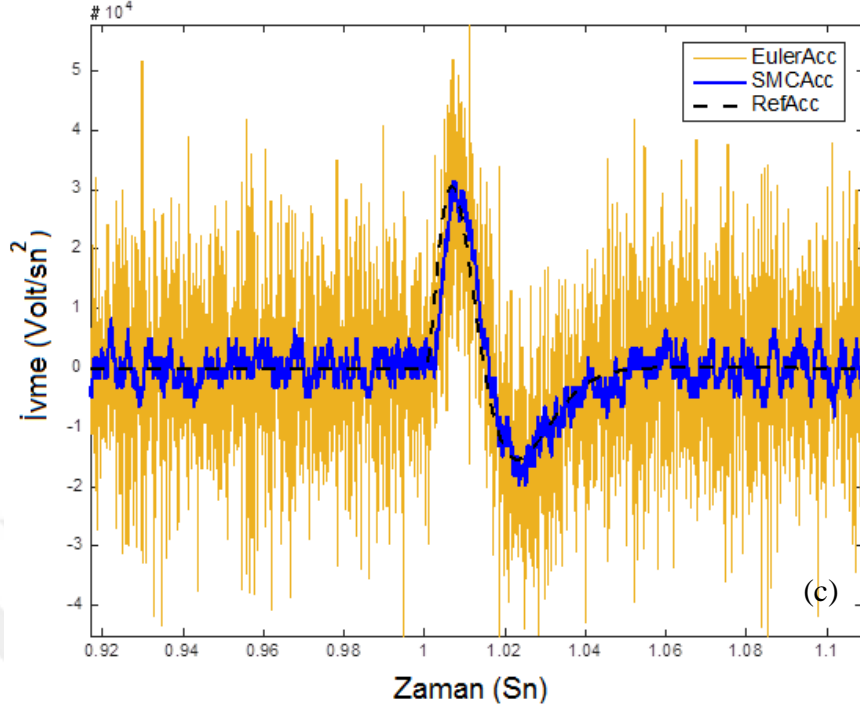


Levant ve Euler Türev Yöntemi Hız Cevabı Karşılaştırması



Şekil 3.19. Levant ve sonlu farklar metodu kestirim sonuçları (a) Pozisyon (b) Hız (c) İvme referans ve türev sonucu değişimi

### Levant ve Euler Türev Yöntemi İvme Cevabı Karşılaştırması



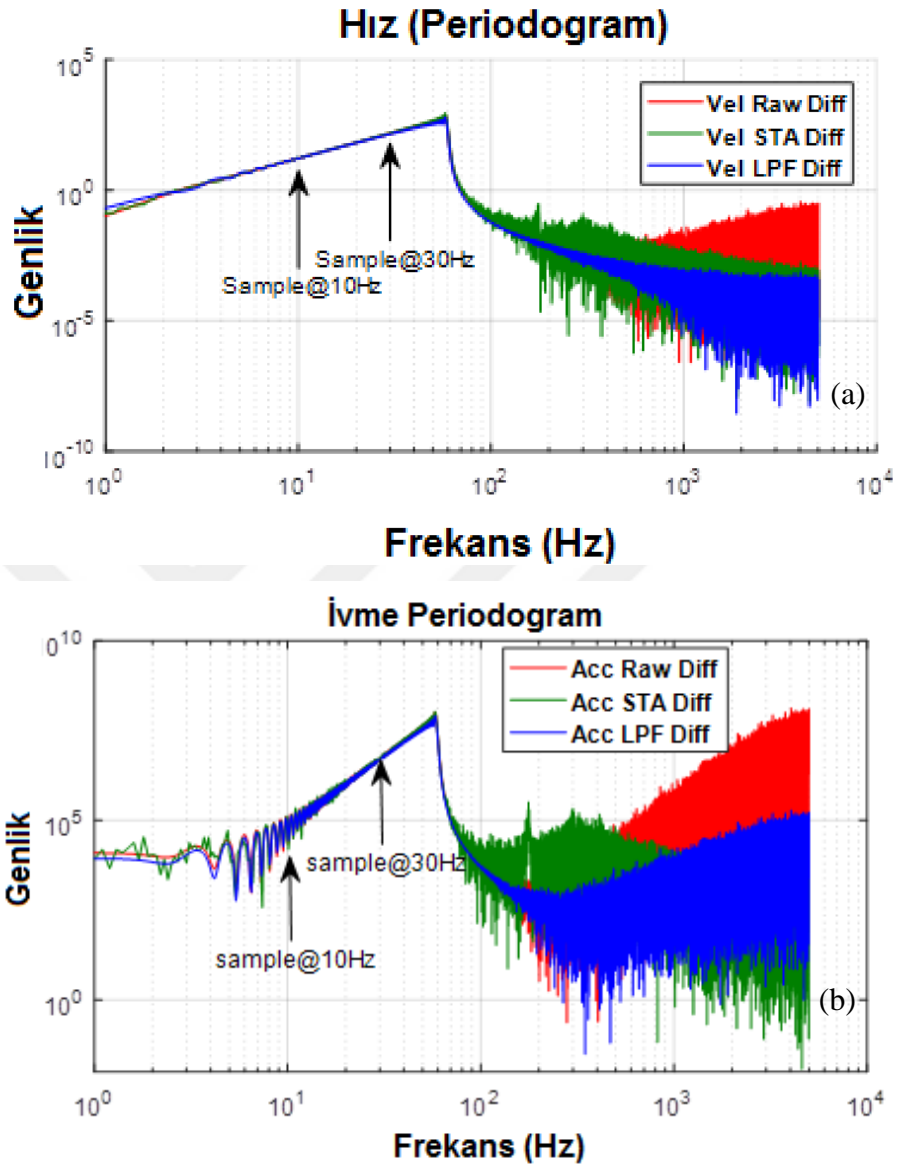
Şekil 3.19. (Devam) Levant ve sonlu farklar metodu kestirim sonuçları (a) Pozisyon (b) Hız (c) İvme referans ve türev sonucu değişimi

10mV p-p gürültü seviyesine sahip sinyalin Levant ile 5mV p-p seviyesine, alçak geçiren filtre ile 3mV p-p seviyesinde olduğu görülmektedir. Gerçek zamanlı uygulama için her iki pozisyon sinyali gürültü seviyesi uygun olup, düşük faz gecikmesi kontrol sistem tasarımı için birinci önceliklidir.

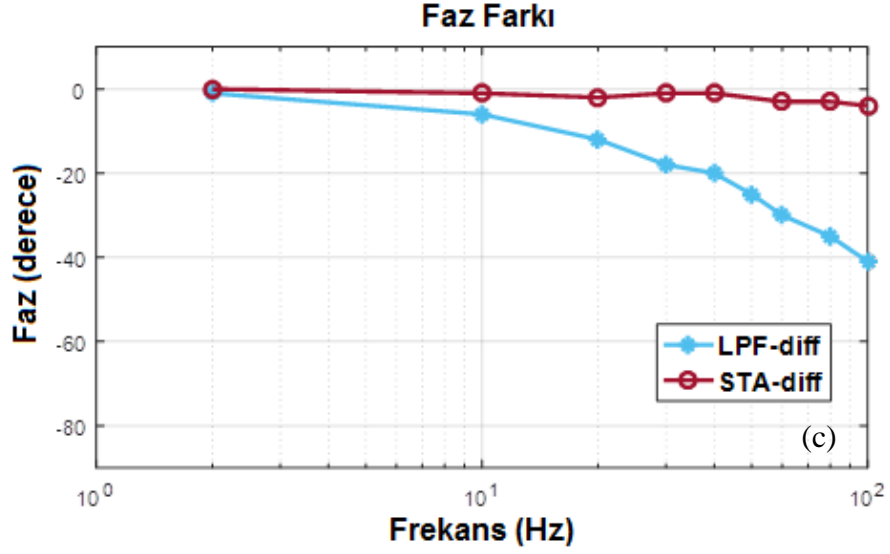
Hız değerleri kontrol edildiğinde, kalıcı durum gürültü seviyeleri yaklaşık 3 V/s p-p olup her iki filtre için yaklaşık ayındır. Geçici rejim durumunda ise alçak geçiren filtrede faz farkı net olarak görülmektedir. Bu durumda Levant algoritmasının hız kestiriminde daha başarılı olduğu görülmektedir.

Elde edilen ölçüm sinyalinin 700 rad/s kesim frekansına sahip bir alçak geçiren filtre ile filtrelenmesi sonrasında elde edilen sinyal, Levant algoritması ve ham ölçüm değerinin değişimi grafikte görülmektedir. Levant algoritmasının geçici rejim boyunca faz gecikmesinin olmadığı görülmektedir, ancak kalıcı durumda gürültü seviyesinin alçak geçirerek filtrede daha düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. Bu 10mV p-p gürültü seviyesine sahip sinyalin Levant ile 5mV p-p seviyesine, alçak geçiren filtre ile 3mV p-p seviyesinde olduğu görülmektedir. Gerçek zamanlı

uygulama için her iki pozisyon sinyali gürültü seviyesi uygun olup, en düşük faz gecikmesi kontrol sistem tasarımı için birinci önceliklidir.

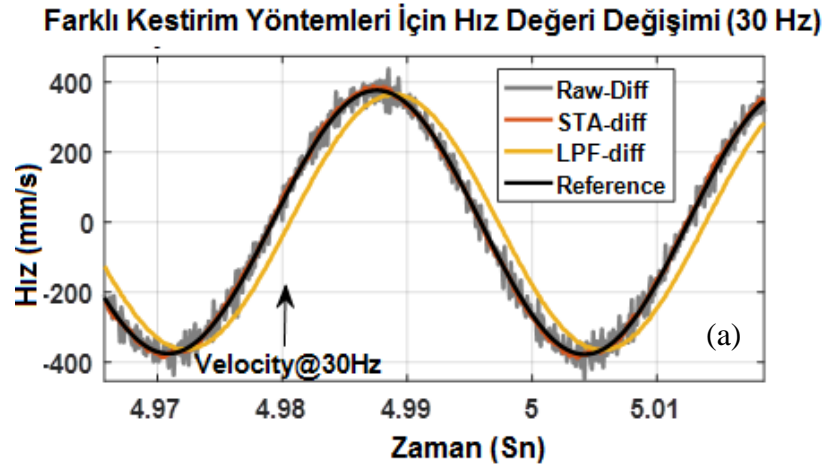


Şekil 3.20. (a) hız (b) ivme genlik spektrumu (c) faz eğrisi değişimi

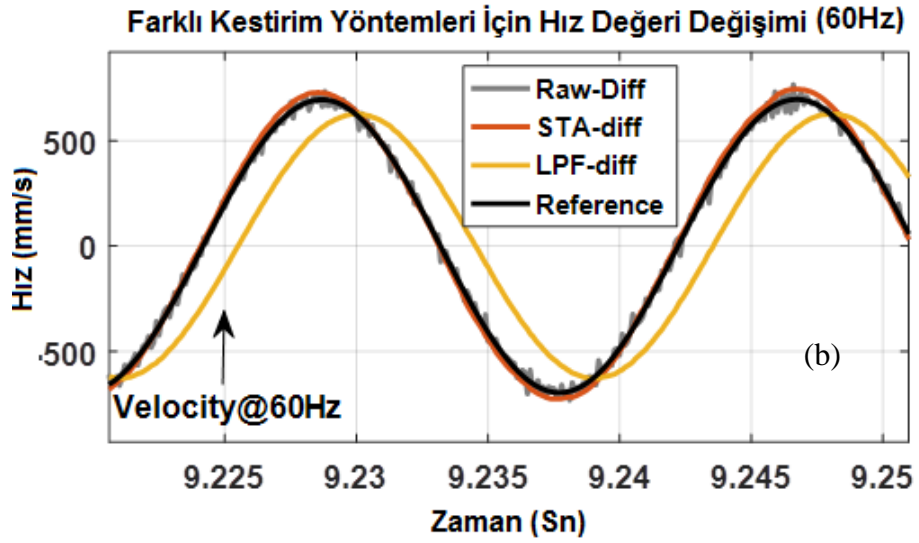


Şekil 3.20. (Devam) (a) hız (b) ivme genlik spektrumu (c) faz eğrisi değişimi

Bir diğer testte, ölçüm sinyaline 0,1 ile 60Hz aralığında hız ve ivme kestirim değerleri yorumlanmıştır. Sırasıyla 1, 30 ve 60Hz için sonuçlar frekans ve zaman ekseninde incelenmiştir. Kestirim performansı test sonuçları incelendiğinde, STA-diff eğrilerinin gerek faz kayması gerekse de gürültü genliği bakımında klasik bir türev yöntemine göre veya çıkışı alçak geçiren filtrelenmiş (LPF) yapıya göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür.

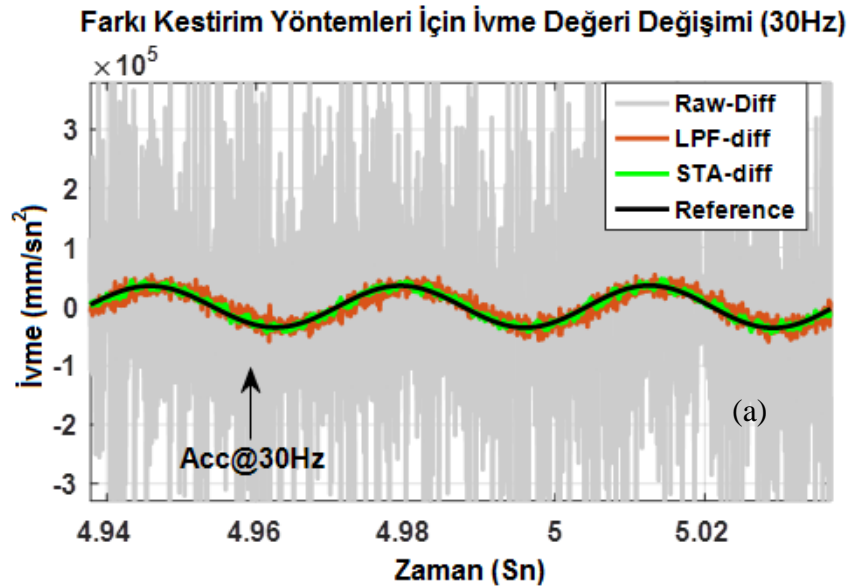


Şekil 3.21. (a) 30 Hz ve (b) 60 Hz için hız kestirimi sonuçları

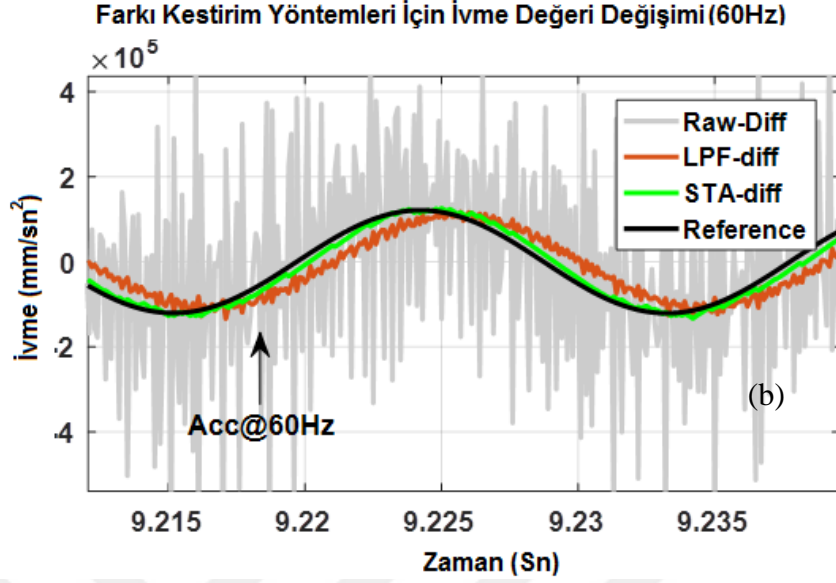


Şekil 3.21 (Devam). (a) 30 Hz ve (b) 60 Hz için hız kestirimi sonuçları

60Hz kestirim performansı incelendiğinde, STA-diff eğrilerinin gerek faz kayması gerekse de gürültü genliği bakımında klasik bir türev yöntemine göre veya çıkışı alçak geçiren filtrelenmiş (LPF) yapıya göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Nihai durumda, STA-diff kapalı çevrim kontrol döngüsünde bir hız ve ivme kestirimcisi olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.22. (a) 30 Hz ve (b) 60 Hz için ivme kestirimi sonuçları



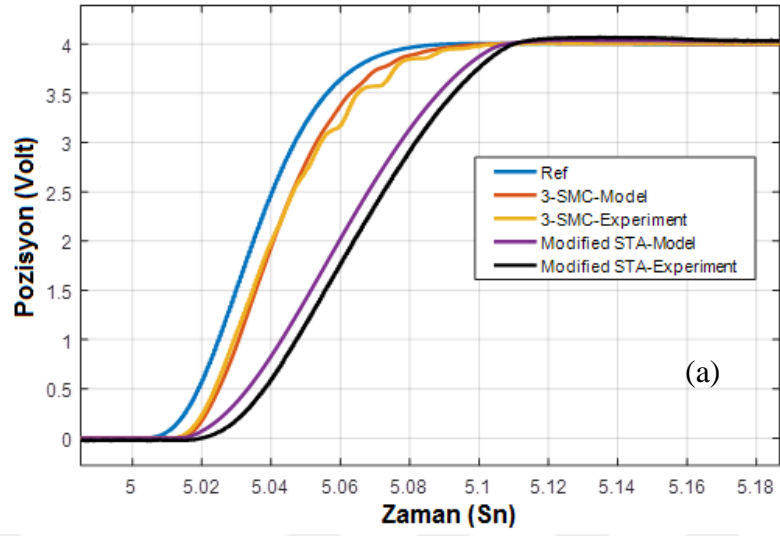
Şekil 3.22. (Devam) (a) 30 Hz ve (b) 60Hz için ivme kestirim sonuçları

### 3.3.2. Kayan kipli denetleyicilerin karşılaştırılması

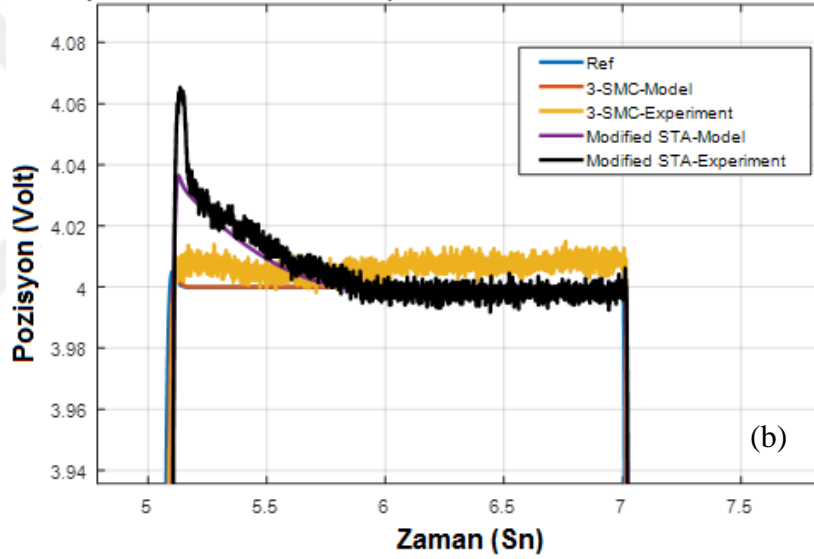
Doğrusal olmayan kayan kipli algoritmaların uygulanması öncesinde denetleyici ve kestirim algoritmasına ait parametreler verilen teorik değerleri temel alınarak belirlenmiştir, değerleri benzetimlerle iyileştirilmiştir. Sonrasında gerçek zamanlı sistemde uygulanmıştır.

Öncelikli olarak hidrolik tahrik sistemine sadece kayan kipli denetleyiciler uygulanmıştır. Sırasıyla 3-SMC ve modifiye edilmiş STA algoritmalarının test ve benzetim grafikleri Şekil 3.23'de verilmiştir. Geçici rejim ve kalıcı durum pozisyon yanıtları incelendiğinde benzetim ve test sonuçlarının bir birleriyle örtüştüğü görülmektedir. Denetleyicilerin kontrol çıktıları test ve benzetim ortamında incelendiğinde 3-SMC algoritmasında her hangi bir çatlama gözlemlenmediği görülmüştür.

### 3-SMC ve STA Kontrol için Test (Experiment) ve Benzetim (Model ) Yanıtı



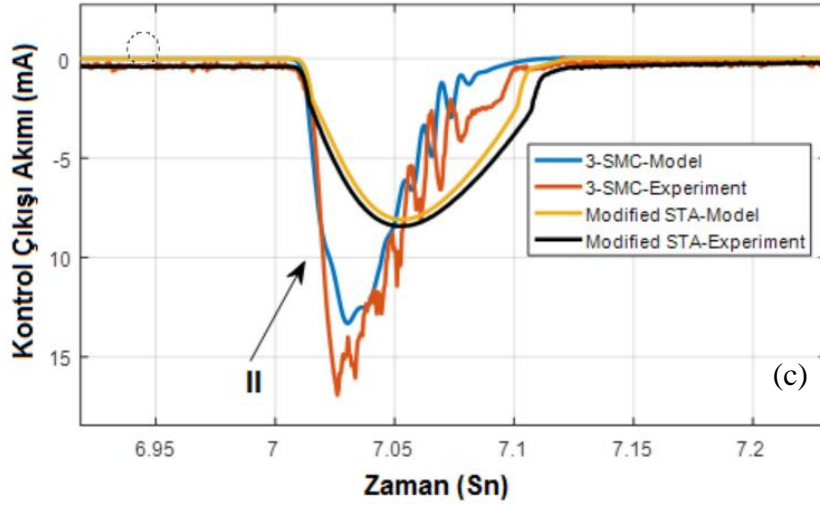
### 3-SMC ve STA Kontrol Kalıcı Durum Pozisyon Yanıtı Değişimi



Şekil 3.23. (a) Pozisyon Yanıtı (b) Kararlı Durum Pozisyon Yanıtı (c) Kontrol Çıkışı Değişimi



### 3-SMC ve STA Kontrol Çıkışı Benzetim (Model) ve Test (Experiment) Çıkışı

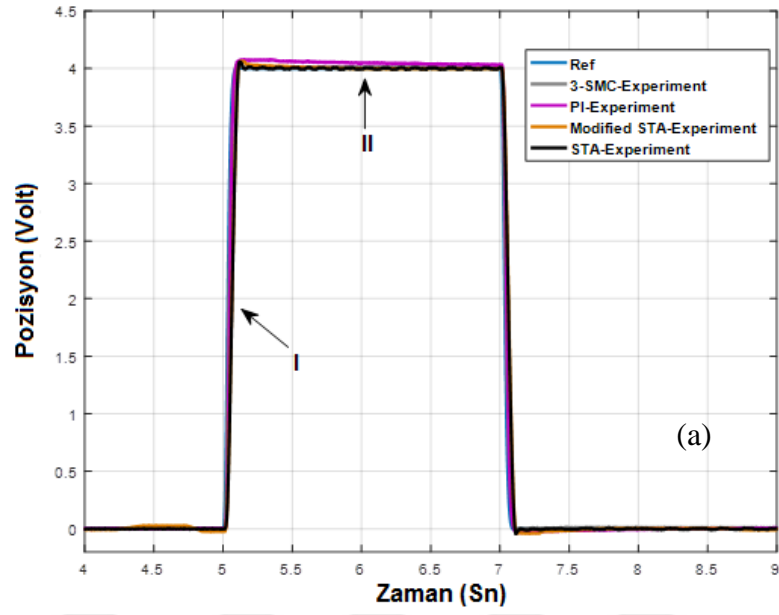


Şekil 3.23. (Devam) (a) Pozisyon Yanıtı (b) Kararlı Durum Pozisyon Yanıtı (c) Kontrol Çıkışı Değişimi

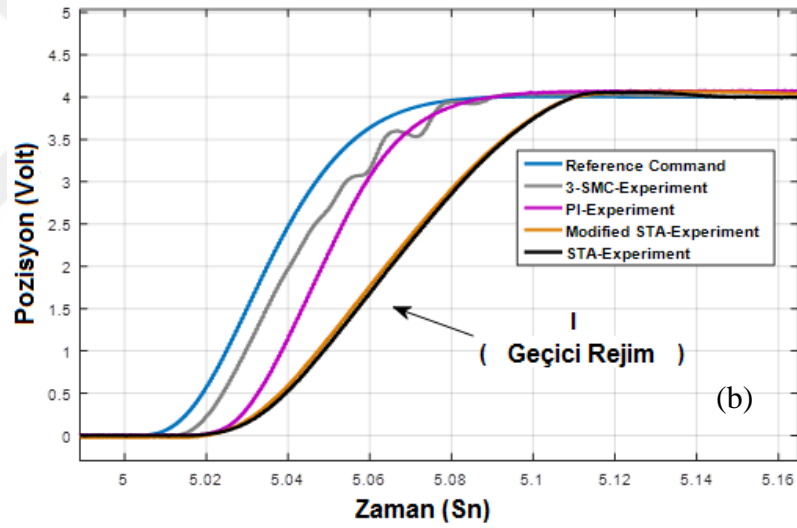
Denetleyicilerin kontrol çıktıları test ve benzetim ortamında incelendiğinde 3-SMC algoritmasında her hangi bir çarırdama gözlemlenmediği görülmüştür. Bir sonraki test adımımda 3-SMC algoritması, STA, modified-STA ve PI denetleyici seçeneği ile gerçek zamanlı olarak hidrolik tahrik sistemine uygulanmıştır. Bu durumda elde edilen pozisyon yanıtı ve kontrol sinyali çıktısı sırasıyla Şekil 3.25(a,b,c,d,e)'de verilmiştir. 4V'luk pozisyon referansı için (8mm deplasman ve toplam komut genliğinin %20'si) pozisyon yanıtları geçici rejim ve kalıcı durum olmak üzere 2 bölümde incelenmiştir. 20mA kontrol çıktısının %100 kontrol çıkış genliğine tekabül ettiği bilinmelidir.

Şekil 3.24'te geçici rejim bölgesi değerlendirildiğinde, 3-SMC'nin daha düşük aşım ve oturma zamanına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum benzetim sonuçlarıyla da doğrulanmaktadır. Kalıcı durumda ise benzer kayan kipli denetleyicilerin hata seviyesinin çok düşük yakın seviyelerde (%1'den az) olduğu görülmektedir.

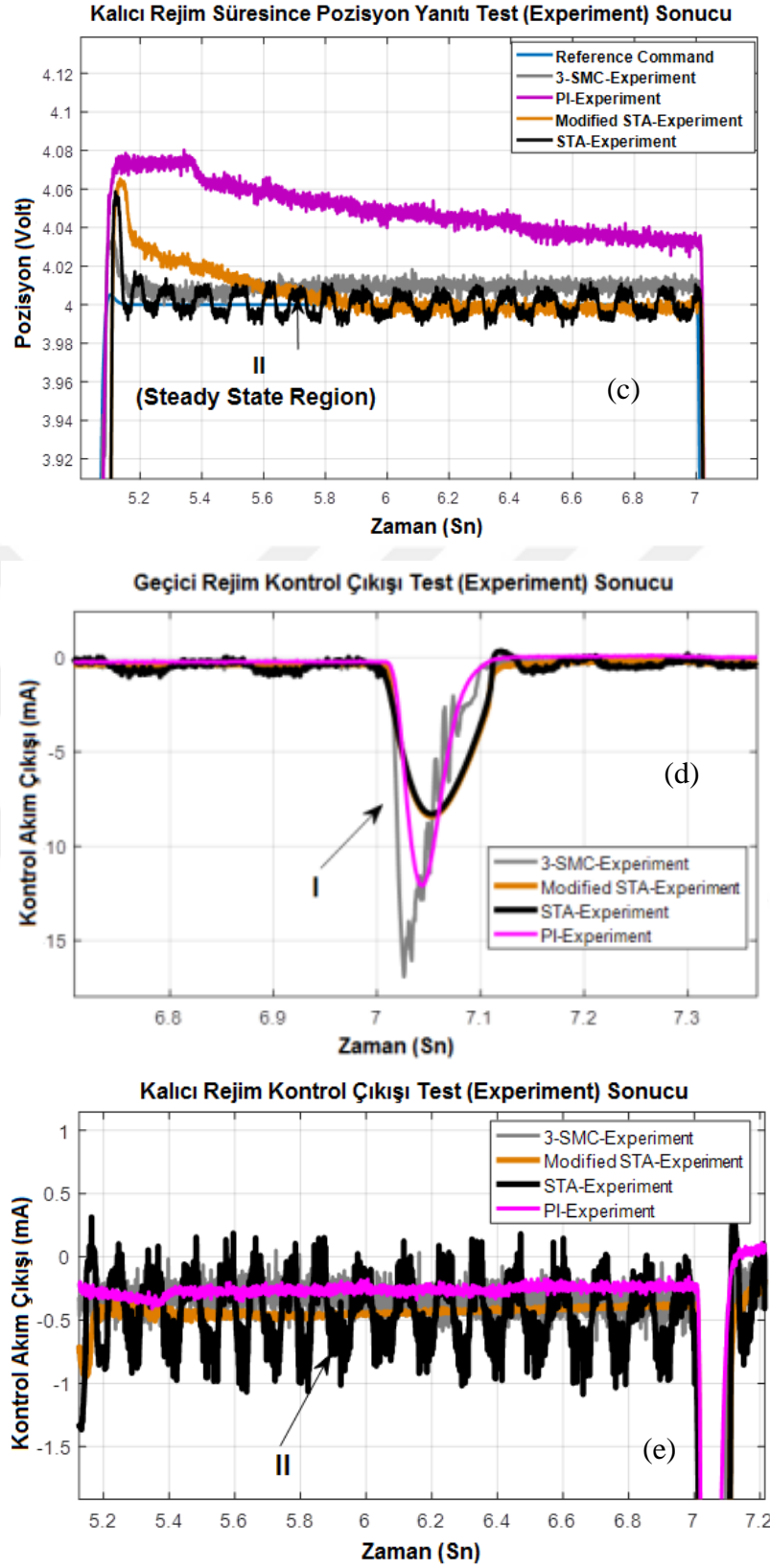
### Farklı Denetleyiciler İçin Birim Basama Pozisyon Yanıtı Ölçümü (Experiment)



### Geçici Rejim Süresince Pozisyon Yanıtı Test (Experiment) Sonucu



Şekil 3.24. (a) Birim basamak pozisyon cevabı (b) Geçici rejim bölgesi pozisyon cevabı (c) Kalıcı durum bölgesi pozisyon cevabı (d) denetleyici akım çıkışı (e) denetleyici akım çıkışı (yakınlaştırılmış grafik)



Şekil 3.24. (Devam) (a) Birim basamak pozisyon cevabı (b) Geçici rejim bölgesi pozisyon cevabı (c) Kalıcı durum bölgesi pozisyon cevabı (d) denetleyici akım çıkışı (e) denetleyici akım çıkışı (yakınlaştırılmış grafik)

STA algoritmasındaki sign fonksiyonunu doğrusal bir fonksiyona yakınsanması (modifiye edilmesi) algoritmadaki olası çatırdamayı engellemiştir. Ancak STA algoritmasının modifiyesiz durumda kontrol sinyalinde çatırdamalar gözlemlenmiştir. (Bkz. Şekil 3.24.(e))

Yüksek dereceli SMC algoritmalarından bir diğeri olan Super-Twisting Algoritmasının (STA) kullanımı ve uygulamasının daha basit olduğu ancak düşük dereceli sistem modeline uygun bir algoritma olmayabileceği değerlendirilmiştir. Şekil 3.25 incelendiğinde sistemde oluşan pozisyon salınımı ve denetleyici çıkışındaki çatırdama bu durumun sonuçlarıdır. Gerçek zamanlı kontrol süresince sistemin doğrusal olmayan davranış sergilemesi (yüksek dereceli sistem davranışı göstermesi) durumunda bu yöntemin pozisyon ve kontrol sinyallerinde yüksek frekans ve genlikli davranış sergileyebileceği bilinmelidir. Bu durumun önlenmesi için algoritmasının modifiye edilmiş olanı da testlerle uygulanmış ve başarılı olduğu görülmüştür.

Her iki kayan kipli algoritmanın da hidrolik sistemi düşük referans takip hatasıyla kontrol ettiği, klasik denetleyicilere göre daha iyi statik ve dinamik performans sergilediği görülmüştür. Kayan kipli denetleyiciler kendi aralarında değerlendirildiğinde, STA'nın kullanımının kestirim algoritmasına ihtiyaç duymamasından dolayı daha basit olduğu, ancak yüksek dereceli doğrusal olmayan sistem davranışları sergileyen bir sistemde kullanılması durumunda kontrol çıktısı çatırdamalarının görülebileceği doğrulanmıştır. 3-SMC algoritmasının ise daha yüksek dereceli sistemlere uygulanabilir olduğu ve çatırdamanın görülmediği testlerle doğrulanmıştır.

Denetleyici çıkışlarının %5'ten düşük hata bandında benzetim sonuçlarıyla örtüştüğü değerlendirilmiştir.

Tablo 3.4'te kullanılan her bir denetleyicinin statik ve dinamik performans parametreleri tablo halinde verilmiştir.

Tablo 3.4. Doğrusal olmayan denetleyici performanslarının değerlendirilmesi

<b>Denetleyici</b>	<b>3-SMC</b>	<b>STA</b>	<b>Modf.-STA</b>	<b>PI</b>
Kalıcı Durum Hatası (%)	0,45	0,25	0,35	1
Pozisyon Yükselme Zamanı(ms)	45	70	70	58
Pozisyon Oturma Zamanı (ms)	150	200	400	600
Kontrol Çıkışı Çartırdama Genliği (%)	-	5	-	-
Pozisyon Aşımı (%)	0,73	1,5	1,75	2,1

#### 4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tezinde, kısıtlı parametrik belirsizlikler ve doğrusal olmayan davranışlar sergileyen bir hidrolik kanat yönlendirme sisteminin referans takip problemi üzerinde çalışılmıştır. Çalışmada hedeflenen çıktılar sırasıyla: (i) İkinci ve üçüncü dereceden kayan kipli kontrol yöntemlerinin referans takip denetleyicisi olarak kullanımı, (ii) İkinci dereceden düşük gürültülü ve dayanıklı kayan kipli sayısal türev yöntemlerinin ölçülemeyen değişkenlerin kestiriminde kullanımı (iii) Yüksek dereceli kayan kipli kontrol ve kestirim yöntemlerinin aynı kapalı çevrim kontrol döngüsünde test ve benzetim ortamında kullanımı, (iv) Kapalı çevrim sistem kararlılığını artırıcı klasik kontrol yapılarının incelenmesi, (v) Doğrusal ve doğrusal olmayan denetleyici cevaplarının test ve benzetim ortamında karşılaştırılmasıdır. Literatürde genellikle teorik ve benzetim çalışmaları seviyesinde olan üçüncü dereceden kayan kipli kontrol uygulamaları gerçek zamanlı olarak hidrolik bir tahrik sisteminin pozisyon referans takip problemine uygulanmıştır. Bu denetleyici uygun kayan kipli dayanıklı türev yöntemiyle beraber kullanılarak kontrol ve kestirim mimarisi oluşturulmuştur. Önerilen tümleşik denetleyici ve kestirim yöntemi kararlı kapalı çevrim kontrol döngüsünün elde edilmesini sağlamıştır.

Çalışma boyunca hidrolik tahrik sisteminin pozisyon takip problemi doğrusal veya doğrusal olmayan denetleyicilerin kullanımıyla yorumlanmıştır. Çalışmanın ilk bölümünde, sırasıyla PI, PID, PID-FF ve PID-DPF tipte doğrusal denetleyicilerin performansı bir birleriyle karşılaştırılmıştır. Testler boyunca PID denetleyici yapısına eklenecek ileri besleme dinamiği ile (PID-FF) özellikle tekrarlı işlerin yapıldığı tanımlı komutlar için geçici rejim suresince referans takip hatasının en düşük olduğu görülmüştür. PID-FF denetleyicisine gönderilecek komutların referans üreteç polinomu tarafından gönderilmesi gerekliliği nedeniyle örnekleme frekansının yüksek olması bir dezavantaj olarak değerlendirilmiştir.

Sistem uçuş bilgisayarı tarafından gönderilen komutların düşük çözünürlüklü olması durumunda (referans üreticinin kullanılmadığı durum), birim basamak komut girdisi

için pozisyon yanıtları incelenmiştir. Bu durumda PI, PID ve PID-DPF yapıları bir birleriyle karşılaştırıldığında kaskat yapıdaki PID-PDF denetleyicisinin en yüksek kararlılık marjlarına sahip olduğu ve pozisyon salınımlarını en aza indirdiği görülmüştür. PID-DPF denetleyicinin iç döngüde kullanılan dinamik basınç fark geri beslemesiyle kontrol döngüsündeki salınımları azaltıcı yönde etki ettiği, görülmüştür. Kullanılan kaskat basınç fark döngüsü kontrol döngüsünde kararlılık marjlarını arttıracak yönde etki ederken aynı zamanda dinamik ve statik bozucu etkileri sönümleyici yönde de sistemde kullanılabileceği görülmüştür. PID-DPF döngüsü yüksek geçiren bir filtre ile kontrol döngüsüne eklenmiştir. Böylelikle düşük frekanslı basınç fark değerlerinin (statik yükler) sistemde kapalı çevrim statik rijitliğinin azaltıcı yönde etki yapması engellenmiştir. Doğrusal denetleyicilerin iç döngüsünde dinamik basınç fark geri beslemesinin kullanılması düşük sönümlü davranış gösteren sistem dinamiğinin sönümlenmesinde başarılı etkili olduğu testlerle doğrulanmıştır. Bu yapının hem doğrusal hem de doğrusal olmayan denetleyiciler için uygun olduğu gösterilmiştir.

Parametrik belirsizlikler ve doğrusal olmayan kaynaklar barındıran hidrolik tahrik sisteminin, doğrusal denetleyicilerle istenen hassasiyette kontrol edilemeyeceği bilinmektedir. Bu çalışmada önerilen dayanıklı kontrol yöntemleriyle, istenen pozisyon kontrol hata seviyesinin elde edilmesi ve bozucu etkilere karşı dayanıklı bir kontrol mimarisinin elde edilmesi amaçlanmıştır. Doğrusal olmayan dayanıklı denetleyicilerden ikinci ve üçüncü dereceden kayan kipli algoritmalar başarıyla uygulanmıştır. Bu denetleyicilerin yine kayan kipli kestirim algoritmalarıyla beraber kullanılması durumunda çatırdama olmaksızın en düşük pozisyon takip hatasının elde edildiği görülmüştür.

Önerilen üçüncü dereceden bir kayan kipli kontrol yöntemi tarafından kullanılan çıkış sinyali birinci ve ikinci türevleri Levant kayan kipli kesirim algoritmasının kullanımıyla elde edilmiştir. Önerilen kontrol yöntemi bir elektro-hidrolik tahrik sisteminin referans takip denetleyicisi olarak başarıyla uygulanmıştır. Bu yöntem, performans karşılaştırması amacıyla ikinci dereceden super-twisting KKK ve doğrusal pozisyon denetleyicileriyle benzetim ve test ortamında karşılaştırılmıştır.

Test ve benzetim sonuçları incelendiğinde, değişikliğe uğratılmış ikinci dereceden super-twisting (modified-STA) algoritmasının sadece geri besleme sinyaline ihtiyaç duyması dolayısıyla uygulanabilirlik açısından en basit ve efektif denetleyici olduğu görülmüştür. 3-SMC algoritması ise hız ve ivme değerlerine ihtiyaç duyması dolayısıyla daha karmaşık bir yapıya sahip olduğu değerlendirilmiştir. Kontrol çıkışları sinyalleri değerlendirildiğinde, 3-SMC algoritmasından en düşük kontrol çıkışı çatırdaması görülmüştür. STA algoritmasında ise çatırdama görülmüş ve doğrusal olmayan işaretlerin doğrusallaştırılmasıyla çatırdama en aza indirilmiştir. Kalıcı durum pozisyon cevabı incelendiğinde, STA algoritması çıkışında düşük gelinlikli de olsa çatırdama görülmüş, bu çatırdama pozisyonda salınma olarak çıkışa yansımıştır.

Doğrusal olmayan denetleyiciler için sistem cevabı dinamik ve statik pozisyon yanıtı için incelenmiştir. Geçici rejim dinamiği incelendiğinde, 3-SMC'nin STA'lara göre sistemi kayma yüzeyine en çabuk ve en düşük pozisyon aşımıyla getirdiği gözlemlenmiştir. Kalıcı durumda ise sistem yanıtı hatasının 3-SMC ve modified-STA için çok düşük olduğu testlerle doğrulanmıştır. Doğrusal kontrol yöntemlerinin kalıcı durum hatalarının tanımlı süre zarfında daha yüksek olduğu görülmüştür.

Çalışma sonucunda doğrusal veya doğrusal olmayan denetleyicilerin iç döngüsünde kullanılan dinamik basınç geri beslemesinin hidrolik sistem rezonans genliğinin düşürülmesinde etkili olduğu testlerle doğrulanmıştır. Literatürde çoğunlukla benzetim ortamında olan 3-SMC yapısı, uygun kestirim algoritmasının da kullanılmasıyla bir hidrolik tahrik sisteminin pozisyon kontrolünde kullanılmıştır. Bu yöntem gerçek zamanlı uygulanarak doğrulanmıştır. Önerilen yüksek dereceli kayan kipli kontrol/kestirim algoritmasının, çatırdama olmaksızın en düşük pozisyon takip hatasını sağladığı, benzetim ve test ortamında gösterilmiştir. Havacılık uygulamalarında ihtiyaç duyulan hassas pozisyonlama gereksiniminin bu yöntemin kullanımıyla en düşük hata ile sağlanabileceği değerlendirilmiştir.



## KAYNAKLAR

- [1] Bordeneuve G.J., Drouin A, Roos C., *Advances in Aerospace Guidance, Navigation and Control*, 1st ed., Springer International, Toulouse, 2015.
- [2] H. E. Merrit, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons Inc, New York, 1967.
- [3] Moog C.L., *Developments In Servovalve Technology*, Industrial Application Note Series, USA, 1999.
- [4] Moir I., Seabridge A. and Jukes M., *Military Avionics Systems*, Hoboken, John Wiley&Sons, NJ, 2006.
- [5] Aström K.J., Hägglund T., *Advanced PID control*, ISA-The Instrumentation Systems and Automation Society, Research Triangle Park, NC, 2005.
- [6] Jelali M., Kroll A., *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*, Springer-Verlag, London, UK, 2003.
- [7] Mackenroth, U., *Robust Control Systems*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2003.
- [8] Prabel R., Aschemann H., Nonlinear Adaptive Backstepping Control of Two Coupled Hydraulic Servo Cylinders, *American Control Conference*, Portland, OR, Nov. 2014.
- [9] Bobrow J. E., and Lum K., Adaptive, High Bandwidth Control of a Hydraulic Actuator, *ASME J. Dynam. Syst., Meas., Contr.*, 1996, **118**(4), 714–720.
- [10] Shtessel Y., Edwards C., Fridman L. and Levant A., *Sliding Mode Control and Observation*, Birkhäuser, 2014.
- [11] Kliffken M.G., Kruse U., Robust Control of Electro Hydraulic Actuators in Primary Flight Control, *Automatisierungstechnik*, 1997, **11**(45), 515-522.
- [12] Torben O. A., Michael R., Henrik C. P., Finn C., Comparison of Linear Controllers For A Hydraulic Servo System, *Proceedings of The 6<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power*, Japan, 2005.
- [13] Levant A., Universal SISO Sliding-Mode Controllers With Finite Time Convergence, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2001, **46**(9): 1447-1451.

- [14] Kobayashi S., Furuta K., Frequency Characteristics of Levant's Differentiator and Adaptive Sliding Mode Differentiator, *Int. Journal of System Science*, 2007, **38**(10), 825-832.
- [15] Khan M.K., Spurgeon S.K., Levant A., Simple Output-Feedback 2-Sliding Controller For Systems of Relative Degree Two, *European Control Conference (ECC)*, Cambridge, UK, July 5-7 2003.
- [16] Defoort M., Nollet F., Floquet T. and Perruquetti W., A Third Order Sliding Mode Controller For A Stepper Motor, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, **56**(9), 3337-3346.
- [17] Cucuzzella M., Incremona G.P., Ferrara A., Third Order Sliding Mode Control in Microgrids., *European Control Conference (ECC)*, Austria, July 2015.
- [18] Schmidt L., Andersen T.O. and Pedersen H.C., On Application of Second Order Sliding Mode Control to Electro-Hydraulic Systems, *ASME Engineering Systems Heat Transfer and Thermal Engineering Materials and Tribology Mechatronics Robotics*, Denmark, July 25-27, 2014.
- [19] McLean D., *Automatic Flight Control Systems*, Prentice Hall, UK, 1990
- [20] Tron X.L., Airbus A380 Flight Controls Overview, Deutsche gesellschaft Für Luft und Raumfahrt, <http://www.airbus.com>, (Ziyaret Tarihi: 10 Ekim 2015).
- [21] Stout W., *Aerospace Hydraulic Systems*, Design Aerospace LCC Press, USA, 2013.
- [22] White F. M., *Viscous Fluid Flow, Second Edition*, McGraw-Hill, NY, 1991.
- [23] Glenn R., Beginner's Guide to Rockets, Digital Learning Network (DLN), <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/rocket>, (Ziyaret Tarihi: 03.20.2014).
- [24] Kaya S., Bilgin M.Z., Uçuş Sistemlerinde Kullanılan Hidrolik Kanat Yön Verme Sistemlerinin Pozisyon Kontrolü, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi 2012 Ulusal Toplantısı*, Niğde, Türkiye, 11-13 Ekim 2012.
- [25] Kaya S., Bilgin M.Z., Bir Hidrolik Tahrikli Aerodinamik Kontrol Yüzeyinin Pozisyon Döngüsü Kararlılığı Analizi, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi 2012 Ulusal Toplantısı*, Eskişehir, Türkiye, 29 Eylül 2016.
- [26] Moog C. L., Evolution of Powered Flight Controls, <http://www.moog.com>, (Ziyaret Tarihi: 10 Haz. 2015).
- [27] Attar B., Modélisation Réaliste en Conditions Extrêmes des Servovalves Electrohydrauliques Utilisées pour le Guidage et la Navigation Aéronautique et Spatiale, PhD thesis, Université de Toulouse, 2008.
- [28] Amesim S., Contents of the Hydraulic User Manual, Simcenter Siemens, <http://www.plm.automation.siemens.com>, (Ziyaret Tarihi: 7 Aralık 2017).

- [29] Amesim S., Standard Fluid Properties User Manual, Simcenter Siemens, <http://www.plm.automation.siemens.com>, (Ziyaret Tarihi: 8 Kasım 2017).
- [30] URL-1 : [http://www.mathworks.com/Control\\_Systems\\_Toolbox](http://www.mathworks.com/Control_Systems_Toolbox), (Ziyaret Tarihi: 7 Aralık 2014).
- [31] Moog C.L., Servovalves with Integrated Electronics D765 Series, Technical Report Series, <http://www.moog.com> (Ziyaret Tarihi: 25 Nisan 2014).
- [32] Yao J., Jiao Z., Ma. D., A Practical Nonlinear Adaptive Control of Hydraulic Servomechanisms with Periodic-Like Disturbances, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2015, **20**(6), 2752-2760.
- [33] Ogata K., *Modern Control Engineering*, Prentice Hall PTR, New Jersey, USA, 2001.
- [34] Plummer A.R., Vaughan N.D., Robust Adaptive Control for Hydraulic Servosystems, *ASME J. Dynam. Syst., Meas., Contr.*, 1996, **118**(2), 237–244.
- [35] Wang L., Basin M. V., Li H., Lu R., Observer-Based Composite Adaptive Fuzzy Control for Nonstrict-Feedback Systems With Actuator Failures, *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, DOI: 10.1109/TFUZZ.2017.2774185.
- [36] Lin Y., Shi Y., Burton R., Modeling and Robust Discrete-Time Sliding-Mode Control Design for a Fluid Power Electrohydraulic Actuator (EHA) System, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2013, **18**(1), 1-10.
- [37] V. I. Utkin, K. D. Yang, Methods For Construction of Discontinuity Planes in Multidimensional Variable Structure Systems, *Autom. Remote Control*, 1979, **39**(10) , 1466–1470.
- [38] Slotine J.E., Sliding Controller Design For Nonlinear Systems, *International Journal of Control*, 1984, **40**(2), 421-434.
- [39] Schmidt L., Robust Control of Industrial Hydraulic Cylinder Drives-with Special Reference to Sliding Mode-&Finite-Time Control, Ph.D. Thesis, Alborg University, 2015.
- [40] Levant A., Robust Exact Differentiation via Sliding Mode Technique, *Automatica*, 1998, **34**(3), 379-384.
- [41] Filippov, A.F., Arscott F.M., *Differential Equations with Discontinuous Right Hand Sides*, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1988.
- [42] Atassi, A., Khalil H., Separation Results for the Stabilization of Nonlinear Systems Using Different High-gain Observer Designs, *Systems and Control Letters*, 2000, **39**(1), 183–191.
- [43] URL-2: [http://www.mathworks.com/xPC\\_Target\\_Toolbox](http://www.mathworks.com/xPC_Target_Toolbox), (Ziyaret Tarihi: 7 Aralık 2013).

- [44] URL-3: <http://www.liebherr.de>, (Ziyaret Tarihi: 15 Mayıs 2014).
- [45] Plummer A. R., Robust Electrohydraulic Force Control, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part-I J. Syst. Control Eng.*, 2007, **221**(1), 717–731.
- [46] Ayalew B., Robustness to Friction Estimation for Nonlinear Position Control of an Electrohydraulic Actuator, *American Control Conference*, NJ, July 2007.
- [47] Mare J.C., Dynamic Loading Systems for Ground Testing of High Speed Aerospace Actuators, *Aircraft Engineering Aerospace Technologies an Int. Journal*, 2006, **78**(4), 275–282.
- [48] Jacazio G., Balossini G., Real-time Loading Actuator Control for An Advanced Aerospace Test Rig, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part-I J. Syst. Control Eng.*, 2007, **221**(1), 199–210.
- [49] Sidhom L., Smaoui M., Thomasset D., Brun X., Bideaux E., Adaptive Higher Order Sliding Modes for Two-dimensional Derivative Estimation, *18th World Congress of the International Federation of Automatic Control (IFAC)*, Milano, 2011.
- [50] Alfonso D., Gianluca L.G., Ignazio M., Alessandro P., Second Order Sliding-Mode Control of DC Drives, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2004, **(51)**2, 2004.
- [51] Slotine J.J., Sastry S., Tracking Control of Nonlinear System Using Sliding Surfaces with Application to Robot Manipulator, *International journal of Control*, 1983, **38**(2), 465-492.
- [52] Young KD, Utkin V, Özgüner U., A Control Engineer's Guide to Sliding Mode Control, *IEEE International Workshop on Variable Structure Systems*, Tokyo, Japan, 1996.
- [53] Utkin V. I., Sliding Mode Control Design Principles and Applications to Electric Drives, *IEEE Trans. Industrial Electronics*, 1993, **40**(1), 23–36.
- [54] Li D., Salcuden S.E., Modeling Simulation and Control of a Hydraulic Stewart Platform, *Proc. of IEEE Int. Conf. Robot. Autom.*, UK, 2 April 1997.
- [55] Bartolini G., Levant A., Pisano A., Usai E., On the Robust Stabilization of Nonlinear Uncertain Systems with Incomplete State Availability, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 2000, **122**(1), 738–745.



**EK-A**

Tablo A.1. HTS'ye ait parametreler listesi

Sembol	Tanım	Birimler	Değerler
$V_A$	Piston girişi-A hacmi	$m^3$	-
$V_B$	Piston girişi-B hacmi	$m^3$	-
$C_{ip}$	İç kacak sabiti	$m^3/s/Pa$	-
$C_{ep}$	Dış kacak sabiti	$m^3/s/Pa$	-
$A_p$	Piston Alanı	$m^2$	700e-6
$x_v, v_v$	Valf sürgüsü pozisyon ve hız değişkeni	m, m/s	-
$x_p$	Piston pozisyonu	m, m/s	-
$P_A$	Piston girişi-A basıncı	Pa	-
$P_B$	Piston girişi-B basıncı	Pa	-
$Q_A$	Piston girişi-A debisi	$m^3/s$	-
$Q_B$	Piston girişi-B debisi	$m^3/s$	-
$\rho$	Sıvı Yoğunluğu	$kg/m^3$	857
$\beta_e$	Sıvı Bulk Modülü	Pa	1,52
$\nu$	Sıvı Viskozitesi	$m^2/s$	2e-5
$P_S$	Giriş basıncı	Pa	210e5
$P_T$	Dönüş basıncı	Pa	5e5
$M_{Eq}$	Doğrusal eksene yakınsanmış eşdeğer kütle	kg	50
$B_p$	Viskoz sürtünme sabiti	N/m/s	400
$F_{c0}$	Coulomb sürtünme sabiti	-	50
$F_{s0}$	Stribeck sürtünme sabiti	-	30
$V_{01}$	A portu başlangıç piston giriş hacmi	$m^3$	
$V_{02}$	B portu başlangıç piston giriş hacmi	$m^3$	
$K_{Amp}$	Voltaaj akım dönüştürücüsü kazancı	mA/volt	10mA/Volt

Tablo A.1. (Devam) HTS'ye ait parametreler listesi

Sembol	Tanım	Birimler	Değerler
$\zeta_{SV}$	Servo valf sönümlenme katsayısı	-	
$\omega_{OL}$	Sistem açık çevrim doğal frekansı	rad/s	
$\zeta_{Hyd}$	Hydrolik piston-pük sönümlenme değişkeni	-	
$\zeta_{OL}$	Açık çevrim sönümlenme değişkeni	-	

## KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

- [1] **Kaya S.**, Bilgin M.Z., Output Feedback Control Surface Positioning with a High Order Sliding Mode Controller/Estimator: An Experimental Study on a Hydraulic Flight Actuation System, *ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control.*, 2018, DOI:10.1115/1.4040436.
- [2] **Kaya S.**, Bilgin M.Z., Bir Hidrolik Tahrikli Aerodinamik Kontrol Yüzeyinin Pozisyon Döngüsü Kararlılığı Analizi, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi 2016 Ulusal Toplantısı*, Eskişehir, Türkiye, 2016.
- [3] **Kaya S.**, Bilgin M.Z., Uçuş Sistemlerinde Kullanılan Hidrolik Kanat Yön Verme Sistemlerinin Pozisyon Kontrolü, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi 2012 Ulusal Toplantısı*, Niğde, Türkiye, 2012.
- [4] Bilgin M.Z., **Kaya S.**, Fırçasız DC Motorun Lineer Karesel Kontrol (LQR) Yöntemi ile Konum Denetimi, *3e Electrotech*, 199, 2011.



## ÖZGEÇMİŞ

Kocaeli Üniversitesi Elektrik Mühendisliği Bölümünden 2004 yılında mezun oldu. 2005 Dalarna Üniversitesi (İsveç) Kontrol Mühendisliği dalında yüksek lisans ders aşamasını tamamlayıp, Berlin Teknik Üniversitesi Kontrol Sistemleri Grubu'nda yüksek lisans tezini yazdı. 2007 yılında mezun olup, 2008-2010 yılları arasında Figes AŞ'de yazılım mühendisi olarak çalıştı. 2010 yılından beri Roketsan AŞ'de kontrol ve test mühendisliği alanında ARGE mühendisi olarak çalışmaktadır.

