

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**





KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ORCID : - - -

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

ORCID : - - -

Trabzon

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında elektro-hidrolik servo bir sistemin konum kontrolü için akıllı PID (i-PID) ile kontrol önerilmiştir. i-PID'nin endüstride kullanımının çeşitli nonlinear kontrol tekniklerinden daha kolay, klasik PID kontrolcüden de daha yüksek bir takip performansı sağlayacağı öngörülmüştür. Bu doğrultuda geleneksel PID kontrolcü ile kontrol parametreleri sezgisel bir optimizasyon yöntemi olan parçacık sürü optimizasyonu ile kontrolcü parametreleri belirlenen PID ve i-PID kontrolcüler ile karşılaştırılmış, avantajları ve dezavantajları simülasyon sonuçları ile birlikte sunulmuştur.

Yüksek lisans eğitimim süresince bana her daim tecrübesi ile yol gösteren, gerçek araştırmanın ve mühendisliğin nasıl yapılması gerektiğini öğreten değerli danışman hocam Doç. Dr. Mehmet İTİK'e, çalışmalarımda zorlandığım noktalarda bana yardımcı olan ve motive eden hocam, Arş. Gör. Mustafa Yavuz Coşkun'a, her zaman yanımda olan, güç kaynağım değerli aileme teşekkürü borç bilirim.

Ezgi KESTEK

Trabzon 2020

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Elektro-hidrolik Bir Sistemin Akıllı PID Kontrol ile Denetimi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Doç. Dr. Mehmet İTİK’ in sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/ örnekleri kendim topladığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz bir biçimde gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 27/11/2020

Ezgi KESTEK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ	IV
İÇİNDEKİLER	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IX
TABLOLAR DİZİNİ	XI
KISALTMALAR DİZİNİ.....	XIII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. GİRİŞ	1
1.2. Elektro-Hidrolik Servo Sistem Bileşenleri	6
1.2.1. Valfler	9
1.2.1.1. Elektro-hidrolik Oransal Valfler	9
1.2.1.2. Elektro-hidrolik Servo Valfler	11
1.2.1.3. Sürgü Konumuna Göre Merkezleme Tipleri.....	14
1.2.2. Pompalar	16
1.2.3. Hidrolik Silindir	17
1.3. Elektro-Hidrolik Sistemlerin Modellenmesi ve Denetimi.....	17
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	23
2.1. Elektro-Hidrolik Sistem Benzetimi.....	23
2.1.1. Valf Parametresinin Hesaplanması	25
2.1.2. Hidrolik Silindire Etki Eden Sürtünme Kuvvetleri	28
2.1.3. Hidrolik Sistemin Nonlineer Durum Uzayı Denklemlerinin Blok Diyagramları İle Benzetimi.....	32
2.1.4. Hidrolik Sistemin Simscape Fluids’de Benzetimi.....	33
2.1.5. Simscape Fluids Benzetimi Bileşen Özellikleri	34
2.2. Kontrolcü Tasarımı	36
2.2.1. PID Kontrolcü	37
2.2.2. Akıllı PID Kontrolcü.....	38
2.2.3. Parçacık Sürü Optimizasyonu	43
2.2.4. Parçacık Sürü Optimizasyonu Uygunluk Kriterleri	45
2.2.5. EHSS için PID Kontrolcü Tasarımı	48
2.2.6. EHSS için i-PID Kontrolcü Tasarımı.....	51
3. BULGULAR	55

3.1.	Nonlinear Durum Uzayı Modeli ve Simscape Hydraulics Benzetim Davranışları	55
3.2.	Klasik PID, PSO-PID ve PSO-i-PID Kontrolcülerde Karşılaştırmalar.....	57
3.3.	Durum Uzayı Denklemleri benzetimi ve Simscape Fluids Benzetimine Uygulanan PID Kontrolcülerin Karşılaştırması.....	58
3.4.	Durum Uzayı Modeli ve Simscape Hydraulics Modeline Uygulanan i-PID Kontrolcülerin Karşılaştırması.....	59
3.5	Simscape Fluids Benzetiminde ZN-PID, PSO-PID ve PSO-i-PID Kontrolcüler İçin Takip Hataları	60
3.6.	Nonlinear Durum Uzayı Model Benzetimi ZN-PID, PSO-PID ve PSO-i-PID Kontrolcülerinin Takip Hataları	62
4.	SONUÇLAR	67
5.	ÖNERİLER	68
6.	KAYNAKLAR.....	69
ÖZGEÇMİŞ		

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

ELEKTRO-HİDROLİK BİR SİSTEMİN AKILLI PID KONTROL İLE DENETİMİ

Ezgi KESTEK

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Mehmet İTİK
2020,72 sayfa

Hidrolik sistemler endüstriyel uygulamalarda yüksek kuvvet, hassas kontrol ve dayanıklılık gibi avantajları nedeniyle sıklıkla tercih edilmektedir. Bu sistemlerin verimliliği, kontrol eforunun iyileştirilmesi ile artırılabilir. Sahip oldukları nonlinear sistem karakteristiği ve içerdikleri belirsizlikler nedeniyle bu sistemlerin kontrolü güçleşmektedir. Nonlinear kontrol tekniklerinde ihtiyaç duyulan hassas matematiksel modelleme gereksinimi, kontrolcü kazançlarının ayarlanması sürecinin karmaşıklığı, endüstride uygulanabilirliği daha yüksek ve kararlılığını bozucu etkilere ve belirsizliklere rağmen koruyabilen bir kontrolcü arayışına neden olmuştur. Bu çalışmada, birçok avantajı ile birlikte bu beklentileri karşılayabileceği öngörülen, hızlı uygulanabilir ve kalıcı durumda kararlılığını sürdürebilen i-PID (Intelligent PID) olarak adlandırılan i-PID yöntemi elektro-hidrolik sistemlerin kontrolü için önerilmiştir. Öncelikle hidrolik bir sistemin nonlinear durum uzayı modeli ve Simscape Fluids modülünde bir deneysel sistemin parametreleri birebir kullanılarak benzetimi ve farklı kontrolcüler ile pozisyon takibi uygulanmıştır. Her iki benzetim çalışması için klasik Ziegler-Nichols metodu ile tasarlanan geleneksel PID kontrolcü, kontrolcü parametreleri sezgisel bir optimizasyon yöntemi olan parçacık sürü optimizasyonu ile belirlenen PID ve i-PID kontrolcüler ile karşılaştırılmıştır. ISE, ITAE ve RMS hata kriterleri bu optimizasyon yönteminde ayrı ayrı uygulanmıştır. Sinüs, basamak ve rampa referans girişleri uygulanarak takip performansları incelenmiştir. Simscape Fluids ve nonlinear model benzetimlerinde tasarlanan i-PID ve PID kontrolcülerin sürtünme kuvvetleri ve farklı yük pertürbasyonları etkisi altında cevabı incelenerek takip performansının değişimi gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektro-hidrolik sistem, Akıllı PID, Modelsiz Kontrol, Parçacık Sürü Optimizasyonu

Master Thesis

SUMMARY

CONTROL OF AN ELECTRO-HYDRAULIC SYSTEM WITH INTELLIGENT PID
CONTROLLER

Ezgi KESTEK

Karadeniz Technical University

The Graduate School of Natural and Applied Sciences

Mechanical Engineering Graduate Program

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mehmet İTİK

2020, 72 pages

Hydraulic systems are frequently preferred in industrial applications due to their advantages such as high force, precise control and durability. The efficiency of these systems can be increased by improving the control effort. Controlling these systems becomes difficult due to their nonlinear system characteristics and the uncertainties they contain. The need for precise mathematical modeling in nonlinear control techniques and the complexity of the process of adjusting the controller gains, led to the search for a controller that is more applicable in the industry and can maintain its stability despite disturbing effects and uncertainties. In this study an i-PID (Intelligent PID) controller, which is predicted to meet these expectations with its many advantages, can be applied quickly and can maintain its stability in the permanent state, is presented. First, the nonlinear state space model of a hydraulic system and a Simscape model of the same system is obtained. For both simulation studies, the conventional PID controller designed with the classical Ziegler-Nichols method has been compared with the PID and i-PID controllers whose controller parameters are determined by particle swarm optimization, which is an heuristic optimization method. ISE, ITAE and RMS error criterias are applied seperately in the optimization method. Tracking performances examined by applying sinus, step and ramp inputs. The response performances of the i-PID and PID controllers designed for Simscape Fluids and nonlinear model simulations are examined. Both are investigated under the influence of friction force and different load perturbations, tracking performances are compared.

Key Words: Electro- hydraulic system, Intelligent PID, Model-free Control, Particle Swarm Optimization

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Tünel açma makinası	3
Şekil 1.2.	6 Serbestlik dereceli elektro- hidrolik paralel manipülatör	3
Şekil 1.3.	Uçak burun direksiyonu iniş takımları	4
Şekil 1.4.	Hidrolik Sistem Bileşenleri	6
Şekil 1.5.	Valf makarası hareketi ile port bağlantıları	10
Şekil 1.6.	Tork Motoru tahrikli servo valf	11
Şekil 1.7.	Valf makarası merkezleme tipleri.....	14
Şekil 1.8.	Debi-Akım grafiği	15
Şekil 1.9.	Akış - Valf makarası pozisyonu grafiği.....	15
Şekil 1.10.	İki farklı dişli pompa tasarımı pompa tasarımı.....	16
Şekil 1.11.	(a) Çift etkili simetrik silindir. (b) Tek milli,çift etkili asimetrik silindir... 18	
Şekil 2.1.	Brevini Aron XDP3C sınıfı 4 yollu 3 konumlu oransal yön denetim valfi akış-sinyal eğrileri.....	27
Şekil 2.2.	Valf parametresi tahmini ve Lookup Table	27
Şekil 2.3.	Sürtünme kuvveti eğrileri ve (d) toplam sürtünme.....	28
Şekil 2.4.	Stribeck, Coulomb ve viskoz sürtünmelerin toplamı ile ifade edilen sürtünme kuvveti.....	29
Şekil 2.5.	Simscape Fluids Modelinde Silindir Sürtünmesi	30
Şekil 2.6.	Hareket durumunda silindire etki eden kuvvetler.....	30
Şekil 2.7.	Hidrolik Sistem Nonlinear Durum Uzayı Denklemleri Blok Diyagramları33	
Şekil 2.8.	Hidrolik Sistemin Simscape Fluids'te Modellenmesi	34
Şekil 2.9.	Kapalı çevrim kontrol sistemi elemanları.....	36
Şekil 2.10.	Kapalı çevrimde PID kontrol.....	37
Şekil 2.11.	i-PID kontrolcü blok diyagramları ile gösterimi	41
Şekil 2.12.	PSO Algoritması arama bölgesi değiştirme gösterimi	43
Şekil 2.13.	Simscape Benzetimi Uygunluk Kriterleri.....	47
Şekil 2.14.	Hidrolik Sistemin Nonlinear Durum Uzayı Modelinde PID Kontrol.....	48
Şekil 2.15.	i-PID Kontrolcünün Blok Diyagramı ile Tasarımı	51
Şekil 2.16.	Nonlinear durum uzayı modeli için i-PID Kontrolcü Tasarımı.....	52
Şekil 3.1.	Kontrolcü uygulanmadığında Nonlinear Durum uzayı modeli ve Simscape Hydraulics modeli 0.15, 0.1 Hz sinüs girişi cevapları.....	55

Şekil 3.2.	Kontrolcü uygulanmadığında Nonlineer Durum uzayı modeli ve Simscape Hydraulics modeli 0.15 step girişi cevapları	56
Şekil 3.3.	Simscape modeline eklenen sabit basınç kaynağı ve çekvalf.....	56
Şekil 3.4.	(0.1) Hz sinüs referans girişi takip cevabı	57
Şekil 3.5.	(0.1) Hz sinüs referans takibi için uygulanan kontrol voltajı	57
Şekil 3.6.	İki farklı benzetimde uygulanan PID Kontrolcülerin Karşılaştırması.....	58
Şekil 3.7.	Nonlineer ve Simscape Fluids Benzetimi i-PID Karşılaştırması	59
Şekil 3.8.	EHS Simscape Fluids Benzetimi Basamak Referans Girişi için - ISE, ITAE ve RMS Uygunluk Kriterleri Hata çıktıları	61
Şekil 3.9.	Simscape Fluids Benzetiminde sunulan kontrolcülerin basamak referans girişi cevabı.....	63
Şekil 3.10.	Sunulan kontrolcülerin 1,20,50 kg yük pertürbasyonları altında basamak girişi cevabı.....	64
Şekil 3.11.	Sunulan kontrolcülerin sürtünme kuvveti etkisi altında basamak girişi cevabı.....	64
Şekil 3.12.	Sunulan kontrolcülerin sürtünme kuvveti etkisi altında sinüs girişi cevabı.....	65
Şekil 3.13.	Sunulan kontrolcüler ve sürtünme kuvveti etkisi altında sistemin sinüs girişi cevabı.....	65

TABLolar DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1. Elektrikli, Pnömatik ve Hidrolik Sistemlerin Karşılaştırması.....	8
Tablo 2. Servo ve Oransal Valflerin Kullanım Alanları (Jelali, 2003).....	12
Tablo 3. Servo ve Oransal Valflerin Özellikleri (Jelali,2003).....	13
Tablo 4. Lineer olmayan hidrolik sistem modelinde kullanılan parametreler.....	24
Tablo 5. Valf Parametresi hesabı için kullanılan parametre değerleri.....	26
Tablo 6. Sistem sürtünmesi hesabında kullanılan parametre değerleri.....	32
Tablo 7. HIDROTEX DTA 46 Hidrolik Yağ Özellikleri.....	35
Tablo 8. 1PN 040 CBT1-4CC Dişli Pompa Özellikleri.....	35
Tablo 9. 1/4 BSP 450 Bar Hat Tipi Çek Valf Özellikleri.....	35
Tablo 10. Çift Etkili Silindir Boyutları.....	36
Tablo 11. PID parametrelerinin kapalı çevrim sisteme genel etkileri.....	38
Tablo 12. PSO Algoritmasında kullanılan parametre değerleri.....	44
Tablo 13. Simscape Benzetiminde Ziegler-Nichols metodu ile bulunan PID parametreleri.....	48
Tablo 14. Simscape Fluids benzetiminde basamak girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri.....	49
Tablo 15. Simscape Fluids benzetiminde sinüs girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri.....	49
Tablo 16. Simscape Fluids benzetiminde Rampa girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri.....	49
Tablo 17. Nonlineer durum uzayı modelinde basamak girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla belirlenen PID parametreleri.....	50
Tablo 18. Nonlineer durum uzayı modelinde Sinüs girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla belirlenen PID parametreleri i.....	50
Tablo 19. Nonlineer durum uzayı modelinde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri.....	51
Tablo 20. Simscape Fluids benzetiminde basamak girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri.....	53
Tablo 21. Simscape Fluids benzetiminde Sinüs girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri.....	53
Tablo 22. Simscape Fluids benzetiminde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri.....	53

Tablo 23. Nonlinear durum uzayı benzetiminde basamak girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri	54
Tablo 24. Nonlinear durum uzayı benzetiminde Sinüs girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri	54
Tablo 25. Nonlinear durum uzayı benzetiminde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri	54
Tablo 26. Takip hatası için RMS analizi	60
Tablo 27. Takip hatası için ISE analizi	60
Tablo 28. Takip hatası için ITAE analizi	60
Tablo 29. Takip hatası için RMS analizi	62
Tablo 30. Takip hatası için ISE analizi	62
Tablo 31. Takip hatası için ITAE analizi	62
Tablo 32. Takip hatası için ITAE analizi	63

KISALTMALAR DİZİNİ

EHSS	:	Elektro-Hidrolik Servo Sistem
PSO	:	Parçacık Sürü Optimizasyonu
i-PID	:	Intelligent PID
ISE	:	Integral of Squared Error
ITAE	:	Integral of Time Weighted Absolute Error
RMSE	:	Root of Mean Squared Error
K_d	:	Valf akış kaçıklık parametresi
K_v	:	Silindir viskoz sürtünme katsayısı
V_A	:	Silindir A odası toplam hacmi
V_B	:	Silindir B odası toplam hacmi
A_1	:	Silindir A odası yüzey alanı
A_2	:	Silindir B odası yüzey alanı
m	:	Sisteme bağlı kütle
$V_{p1,A}=V_{p1,B}$:	Silindir odası ölü hacimleri
E	:	Hidrolik akışkanın bulk modülü
P_s	:	Sistem besleme basıncı
P_t	:	Sistem tank basıncı
X_0	:	Başlangıç konumu
F_f	:	Sisteme etkiyen toplam sürtünme kuvveti
F_c	:	Coulomb sürtünme kuvveti
F_s	:	Statik sürtünme kuvveti
F_v	:	Viskoz sürtünme kuvveti
k_v	:	Hız kazancı

η	:	Yağ viskozitesi
u	:	Piston hızı(V)
h	:	Piston etki yüzeyi uzunluğu
C_S	:	Statik sürtünme katsayısı
C_0	:	Coulomb sürtünmesi katsayısı
μ	:	Viskoz sürtünme katsayısı
c_1, c_2	:	Bilişsel ivme katsayıları (sırası ile)
d	:	Problem boyutu (sırası ile PID ve i-PID için)
n	:	Parçacık sayısı
$P_{best,i}$:	i parçacığının en iyi pozisyonu
r_1, r_2	:	0 ile 1 arasında rastgele bir sayı
G_{best}	:	Global en iyi pozisyon değeri
t	:	iterasyon sayısı
v_i^t	:	t iterasyonunda i parçacığının hızı
ω	:	ağırlık faktörü
x_i^t	:	t iterasyonunda i parçacığının anlık pozisyonu

1.GENEL BİLGİLER

1.1.GİRİŞ

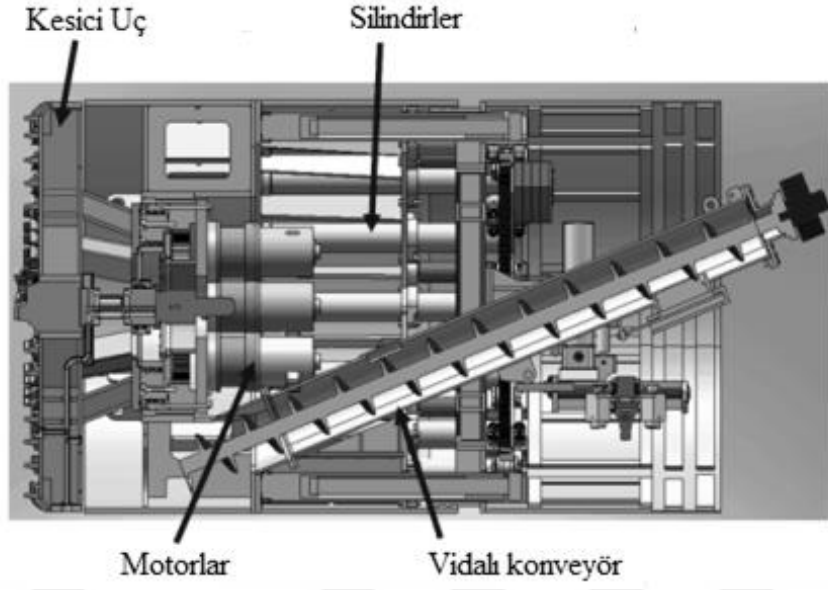
Çeşitli akış kontrol araçları içeren, hidrolik eyleyiciyi süren basit hidrolik sürücüler 20.Yüzyılın başlarında açık çevrimde kontrol edilmeye başlanmıştır ancak uygulamaları yalnızca hidrolik presler, vinç ve krikolar ile sınırlıdır(Maskrey vd,1978). Başlangıçta sadece açık çevrim kontrolde kullanılan sürücüler hidrolik servo tekniklerin gelişimi ile birlikte madencilik (Jiping vd, 2013), talaşlı imalat ekipmanları (Khaimovich vd,1965), hidrolik ekskavatörler (Wu vd.,2003), robot manipülatör (Li vd., 2005), denizcilik (Kim vd, 2016), havacılık ve uzay uygulamaları (Yuren vd., 2011) gibi endüstriyel alanlarda halen yaygın olarak kullanılmaktadır.

Akışkan gücü kontrol edilen yüke büyük güçlerin aktarılabilmesi ve valflerin kolay bir şekilde bu gücü geniş sınırlar arasında kontrol edebilmesini sağladığından oldukça avantajlıdır. Hidrolik sistemlerde motor tarafından tahrik edilen dişli pompa hidrolik sıvıyı sıkıştırarak basıncını artırır. Elde edilen yüksek basınç dolayısıyla yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılırlar. Elektrikle çalışan sistemlere kıyasla neredeyse her zaman daha rekabetçi bir güç-ağırlık oranına sahiptirler. Hidrolik sistemler konum, hız, ivme ve basınç gibi çeşitli parametreleri yüksek bir doğrulukla kontrol edebilme özelliğine sahiptir (Watton, 2009).

Yön kontrol valfleri ile eyleyici olarak diferansiyel silindirlerin kullanıldığı hidrolik sistemlerin kontrollerinde çeşitli sorunlarla karşılaşmaktadır. Bunlar özellikle lineer olmayan valf dinamikleri, valf akış-basınç karakteristikleri, sürtünme kuvvetleri, sistem modelinde piston hareketi ile ilişkili kontrol hacmi değişimleri gibi durumlardır. Hidrolik dinamiklerin nonlineer doğasının yanında, ayrıca hidrolik sistemler parametre belirsizlikleri ve bozucular gibi etkenler dolayısıyla geniş model belirsizliklerine sahiptir (Angue Minsta,2008).Yeni teknolojilerin gelişmesiyle birlikte akışkan gücü kontrol sistemlerinden istenen performans beklentileri artmıştır. Kontrolcünün, yüksek miktarda güç, değişken yükler altında ve yüksek frekanslarda kararlı olması beklenmektedir. Bu beklentiler sistem cevabının doğruluk derecesini yükseltmesine katkıda bulunacak kontrol tekniklerinin geliştirilmesini zorunlu kılmıştır (Ercan, 1995). Yüksek mertebeden lineer bir modele

indirgenerek yapılan geri besleme doğrusallaştırması gibi çözümler geniş bir çalışma aralığında değil de yalnızca bir çalışma noktası etrafında işlemekte ve sistem belirsizlikleri ile başa çıkamamaktadır (Kroll ve Jelali, 2017). Bununla birlikte, backstepping, geri besleme doğrusallaştırması uygulanmış adaptif kontrol, kayan kipli adaptif kontrol, nonlinear adaptif gürbüz kontrol, kayan kipli değişken yapılı kontrol gibi doğrusal olmayan kontrol stratejileri bu sistemlere uygulanarak, hassas kontrolü gerçekleştirmek için çalışmalar yapılmıştır. Kayan kipli kontrol ile tasarlanan kontrolcü, tırlama (chattering) davranışı meydana getirmekte, süreksiz fonksiyon içermekte, bu nedenle de sistem performansını olumsuz etkilemektedir.

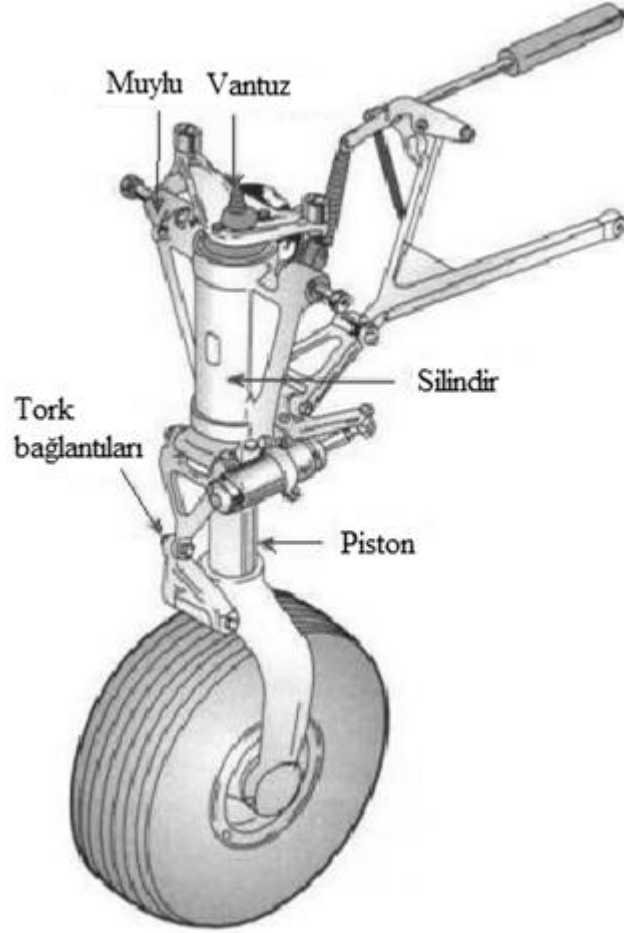
Lineer olmayan adaptif kontrol yöntemleri bazı durumlarda belirsizliklerden kaynaklanan kontrol performansı değişikliklerine çözüm getirirse de, orijinal sistemdeki kontrol hacimleri belirsiz olduğu halde, servo valf hacmini de içeren ve servo valf ile silindir arasında bulunan hacim, boru hacimleri ve silindir oda hacimlerinin bilindiğini kabul eder (Wondimu,2006). Teoride valf hacmi küçük olduğundan ihmal edilebilir fakat gerçek sistemde boru hacimleri ihmal edilemeyecek kadar geniştir, belirsizdir ve önem arz etmektedir (Guan ve Shuangxia, 2008). Valf dışında akışkanın sıkıştırılabilirliği sistemin önemli nonlinear özelliklerindedir. Kullanılan hidrolik yağın elastisite modülü, sıcaklığa, yağ içerisindeki hava miktarına, tasarım biçimine göre değişkenlik gösterebilir. Anlaşıldığı üzere, doğrusal olmayan modelin kullanıldığı uyarlamalı tekniklerde iyi kontrol performansı elde edebilmek için sistem belirsizlikleri üzerinde ayrıntılı bir biçimde çalışılmalı, doğrusal olmayan bu model kusursuza yakın hale getirilmelidir. İhtiyaç duyulan hassas matematiksel modelleme gereksinimi, kontrolcü kazançlarının ayarlanması, parametre tahmini süreçlerindeki karmaşıklık nedeniyle endüstride kullanımları çok yaygın değildir (Köse vd., 2017),(Wondimu, 2006).



Şekil 1.1 Tünel açma makinası (Liu ve Xie, 2010)



Şekil 1.2 6 Serbestlik dereceli elektro- hidrolik paralel manipülötör (Yang vd, 2012)



Şekil 1.3 Uçak burun direksiyonu iniş takımları (URL-1, 2010)

Bu tez kapsamında, sistem modeli olmadan girdi çıktı davranış bilgisi ile amaçlanan pozisyon takibini gerçekleştirebilen, model gereksinimi duymayan i-PID kontrolcünün elektro-hidrolik servo sistemlerde, farklı kontrolcüler ile karşılaştırıldığında konum takibindeki başarımını göstermek hedeflenmiştir. Endüstride hızlı uyarlanabilen, verimli bir kontrol yöntemi sunmanın yanında, sezgisel bir optimizasyon metodu olan parçacık sürü optimizasyonunun kararlı bir takip için gerekli kazanç parametrelerinin bulunmasındaki etkisi gösterilecektir.

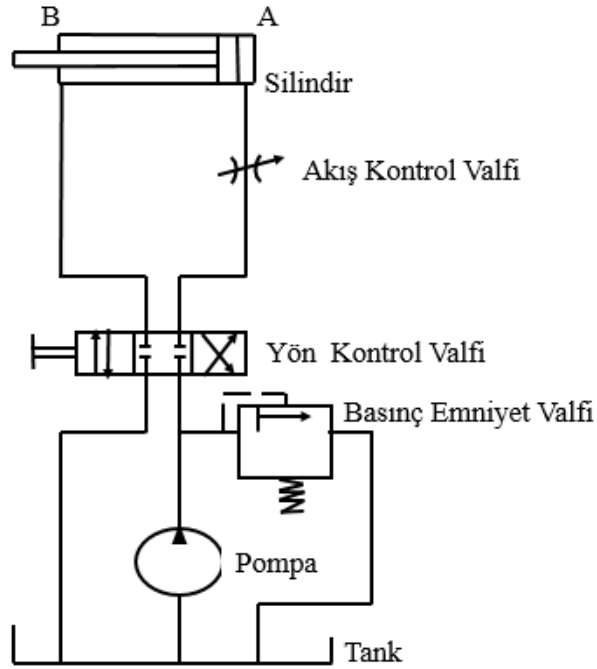
i-PID kontrol, tümüyle ayrıntılı bir sistem modeli yerine bilinmeyen sistem dinamiklerini çok kısa bir zaman aralığına yakınsayan lokalize edilmiş bir model sunar (Fliess ve Join, 2017). Sistem parametreleri sensörlerden alınan ve her zaman aralığında

devamlı yenilenen sistem durumlarının bilgisi ile güncellenir. Modelin belirsizlik içeren kısımları i-PID kontrol ile tahmin edilebilir (Fliess ve Join, 2016),(Yaozhong vd.,2013).

Çalışmanın bölümleri aşağıda kısaca özetlenmiştir. “GENEL BİLGİLER” başlığı altındaki bu bölümde, Elektro-hidrolik sistemler ile ilgili ön bilgiler ve bu tez çalışmasının temel hedefleri hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca hidrolik sistemlerin kontrolü ile ilgili literatürde mevcut olan kontrol uygulamalarından bir kısmına değinilmiştir. “YAPILAN ÇALIŞMALAR” başlığı altındaki Bölüm 2 ‘de, tez çalışmasında kullanılan sistemin modellenmesi ve kontrol edilmesi sırasında kullanılan yöntemlerden bahsedilmiştir. Sistemin modellenmesi MATLAB Simulink modülünde gerçekleştirilmiş ve elde edilen modeller sunulmuştur. PID ve i-PID kontrolcü parametrelerinin bulunması için kullanılan parçacık sürüsü optimizasyonu tanıtılmış ve parametre bilgileri verilmiştir. Optimizasyon için kullanılan hata kriterleri gösterilmiştir. Eyleyicinin kapalı çevrim kontrolünde periyodik referans sinyali takip performansını incelemek için klasik PID kontrol yöntemi ve i-PID (Intelligent PID/Model-Free Control) uygulanmıştır. “BULGULAR” başlığı altındaki Bölüm 3’te, kontrol yöntemlerinden elde edilen sonuçlar verilmiş ve yorumlanmış, elde edilen sonuçlar arasında genel karşılaştırmalar yapılmıştır. “SONUÇLAR” başlığı altında bölüm 5’te elde edilen verilerden yola çıkarılarak çalışma ile ilgili genel karşılaştırmalı sonuçlar tartışılmıştır. “ÖNERİLER” ana başlığı altındaki Bölüm 5’de ise, yapılan tez çalışmasıyla ilgili gelecekte yapılabilecek çalışmalardan bahsedilmiştir.

1.2. Elektro-Hidrolik Servo Sistem Bileşenleri

Elektro-hidrolik servo sistemler, hidrolik iletimi sağlayabilecek farklı ekipmanların uyumlu çalışması ile güç aktarımı sağlayan sistemlerdir. Bu ekipmanlar sırasıyla, hidrolik güç kaynağı, kontrol elemanları (valfler, sensörler, vb.), eyleyiciler (silindir/ motorlar), borular, ölçüm cihazları gibi yan bileşenlerdir. Hidrolik bir sistemin bileşenlerinin genel gösterimi Şekil 1.4' de verilmiştir.



Şekil 1.4 Hidrolik Sistem Bileşenleri

Doğrusal bir eyleyicinin tahrik edildiği bu sistemde hidrolik sıvı, pistonun geniş odasına (A) verildiğinde piston sola doğru, B odasına pompalandığında ise sağa doğru hareket etmektedir. Silindirden elde edilebilecek maksimum kuvvet, pompalanan akışkanın basıncı ve pistonun kesit alanı ile orantılıdır. Boru akışı iki yönde de oluşturulmalıdır. Akış bir depo tankından belirli bir basınç ile pompalanarak hidrolik sıvı transferi ile pistonun bir odası doldurulurken diğer odasındaki sıvı boşalarak tanka dönmektedir. Yüksek basınçlı pompalar, pompa shaftının her devri için sabit hacimde sıvı ilettiği için sonsuz sıvı iletim yükünde çalışmaz. Hidrolik sıvı iletimi daimi tek yönlü olduğunda sıvı basıncı devamlı yükselir. Bu nedenle fazla sıvının tanka geri dönerek basınç düzenlemesi yapılması gerekir.

Bu işlem için basınç emniyet valfi kullanılır. Silindir hareketi dört yönlü üç konumlu (4/3) değişken yer değiştirmeli valf ile kontrol edilmektedir. Silindiri uzatmak için A portu basınç hattına ve B portu tanka bağlıdır. Hareketi tersine çevirmek için B portu basınç hattına ve A portu tanka bağlanır. Merkez konumundaki valf, sıvıyı silindirde tutar ve sıvı geçiş hattını kapatır. Basınç emniyet valfi ile pompanın çıkış akışkanının tanka geri dönmesi sağlanır. Kullanılan hidrolik sıvının çok temiz olması gerektiğinden sıvı tanktan pompalanmadan hemen önce kirden arındırılması için bir filtreden geçirilir. Sistem sızıntılarının olduğu durumlar oldukça tehlikeli sonuçlar doğurabilir.

Düşük hızlarda hassas kontrol, hidrolik sistemlerin ana avantajlarından biridir. İkincisi, hareket sınırları silindir stroku ile belirlenir ve silindirlerin genellikle hareket sınırlarında durmasına izin verilir. Kullanılan pompanın harici güç kaynağı (indüksiyon motoru) tarafından tahrik edilmesi gerekmektedir. Hidrolik kontrol sistemleri diğer sistemler ile karşılaştırıldığında birçok avantaj sunmaktadır (Merritt,1999);

- Büyük kuvvetler üretirken, yüksek yük hassasiyetine sahiptir.
- Hidrolik yağ yağlayıcı görevi görerek aşınmayı önler.
- Hidrolik eyleyiciler, hızlı başlangıç ve duruş hız artışlarına hızlı cevap verir.
- Lineer ve dönel eyleyicilerde (motor) kullanılabilir.
- Aşırı yüklemeye koruması kolaydır.
- Küçük ve hafif kompakt sistemlerin parça ömürleri uzundur.

Avantajları olduğu gibi hidrolik sistemlerin bazı dezavantajları da bulunmaktadır;

- Yüksek toleranslı olan hidrolik parçalar yüksek maliyetli olabilmektedir.
- Tutuşturucu bir kaynağa yakın olması durumunda yanma ve patlama tehlikeleri vardır.
- Filtreleme işlemi uygulansa da kirlenmiş ve yapısı bozulmuş hidrolik sıvılardan tam olarak kaçınılamamaktadır. Bu da valflerin ve eyleyicilerin tıkanmasına, kalıcı performans kayıplarına veya tamamen sistemin bozulmasına yol açabilmektedir.
- Hidrolik sistemlerin dinamik karakteristikleri yüksek derecede nonlineer davranış sergiler ve bu da sistem kontrolünü zorlaştırır.
- Gürültü konusu günümüzde tartışılan bir konudur. Yüksek güç yoğunluğu ile yüksek çalışma basıncı ve hafif sistem elemanlarının çalışması sonucu gürültü seviyesi artmaktadır. Hidrolik sıvının kirlenmiş olması, pompa giriş hatlarının, kelepçe ve

bağlantı parçalarının sıkı olmaması sonucunda sisteme hava girişinin olması, tanktaki hidrolik sıvı miktarının yetersiz olması vb. gürültü miktarının artmasına neden olan sebeplerdir. Sağlığa zarar vermemesi açısından gürültü korumasına önem verilmektedir.

Çeşitli sistemler ile karşılaştırıldığında hidrolik sistemlerin avantajları ve dezavantajları:

Tablo 1. Elektrikli, Pnömatik ve Hidrolik Sistemlerin Karşılaştırması

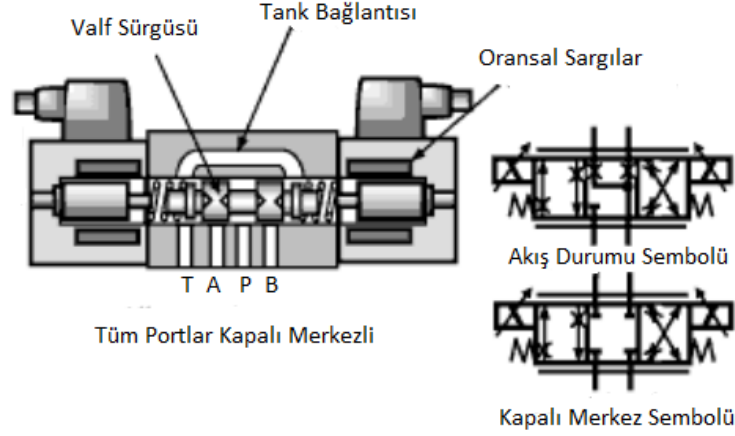
	ELEKTRİK	HİDROLİK	PNÖMATİK
Enerji kaynağı	Genelde dışardan beslenir	Elektrik motoru ya da dizel sürücü	Elektrik motoru ya da dizel sürücü
Enerji depolama	Limitlidir (piller gibi)	Limitlidir (akü gibi)	İyi (depo)
Dağıtım sistemi	Çok iyi, düşük kayıplar	Sınırlı, lokal uygulama için uygundur	İyi, tüm sistem boyunca uygulanabilir
Maliyet	Düşük	Orta	Yüksek
Dönel eyleyici	AC & DC motorlarda iyi kontrol	Düşük hız, iyi kontrol	İstenilen miktarda hız ayarı, kontrol edilmesi zor
Lineer eyleyici	Solenoid ile kısa hareket	Silindirler, oldukça yüksek kuvvet verir	Silindirler, ortalama kuvvetler
Kontrol edilebilirlik	Solenoid ve DC motor ile mümkün, soğutma ihtiyacı vardır	Kontrol edilebilir yüksek kuvvetler	Kontrol edilebilir ortalama kuvvetler
Önemli durumlar	Elektrik şoku tehlikesi	Yağ kaçıklıkları tehlikelidir ve yangına sebep olabilir	Gürültü ortaya çıkmaktadır

1.2.1. Valfler

1.2.1.1. Elektro-hidrolik Oransal Valfler

Elektro-hidrolik oransal valfler, giriş sinyali ile sürgü hareket miktarının oransal olduğu valflerdir. Açma kapama valfleri ile yüksek hassasiyetli servo valfler arasındaki boşluk oransal valflerin geliştirilmesi ile giderilmiştir. Servo karakteristikli oransal valflerin yön, basınç ve akış kontrolü için kullanılabilmesi ve elektronik olarak aralıklarında sonsuz sayıda pozisyonda ayarlanabilmesi ve servo valflere kıyasla ucuz olmaları nedeniyle hidrolik uygulamalarda sıkça tercih edilmektedirler. Standart oransal valfler, yay kuvvetlerine karşı çalışmaları ve bobin yapılarından dolayı yataklamalardan kaynaklanan sürtünme kayıplarından dolayı genellikle daha yüksek histerezis ve ölü bant genişliğine sahiptir (Parr,1991). Histerezis, valf kontrolü için uygulanan referans sinyali maksimum veya minimum değerler(+10,-10 V) arasında değiştiğinde her iki konumda da aynı sinyal çıkışını almak için uygulanan girdi sinyalleri arasındaki farktır. Geri besleme ile histerezis hassasiyeti giderilebilir (Otomasyon Dergisi,2018).

Oransal ve servo valflerin ortak bir ana konsepti vardır. Çıkış değişkeni, yani valf makarası pozisyonu, basınç veya akış, giriş sinyali ile doğru orantılıdır. Modern servo ve oransal valflerde genellikle düşük güçte bir elektriksel analog veya dijital sinyal kullanılır. Sürgü konumu, solenoid akımı değiştirilerek başlangıç ile bir tam strok arasında herhangi bir yere ayarlanabilir. Belirli bir akım için kuvvet maksimum strokta sabit ve akımla doğru orantılı olmalıdır (İstif, 2003). Oransal valfteki makara hareketi küçüktür. Şekil 1.5' de gösterilen makara sağa doğru hareket ettikçe A portunu tanka ve B portunu basınç hattına bağlayacaktır.



Şekil 1.5 Valf makarası hareketi ile port bağlantıları (Trinkel, 2007)

Oransal valflerin karakteristik diyagramları doğrusal olup bu durum sürgü kılıfına özel geometrik geçiş deliği ile sağlanmaktadır. Servo valflerde olduğu gibi çok küçük orifisler ve küçük hareket mesafesine sahip plaka-lüle mekanizması olmamasından dolayı kirliliğe karşı hassasiyetleri yüksektir. Dinamik başarımları servo valf seviyelerine oldukça yaklaşmıştır. Servo valflerin kullanıldığı hemen hemen her alanda servo karakteristikli oransal valfler de kullanılabilir hale gelmiştir.

Valflerde histerezis ve taşma durumları gibi statik karakteristikler yanında dinamik karakteristikleri yorumlamak için frekans cevabı incelenmektedir. İki çeşittir; geçici durum cevabı ve kalıcı durum cevabı. Geçici durum cevabı, sisteme verilen referans sinyalindeki ani değişimlere yanıt olarak basınç ve debi gibi değişkenlerin anlık değişimleridir. Servo valf, ya da servo karakteristikli oransal bir valfe sinüsoidal referans girişi uygulanmasının ardından çıktıda alınan aynı tip sinusoidal eğride frekans artışı ile birlikte gen sönümlenmesi ve faz kayması meydana gelir. Faz gecikmesi ne kadar artarsa sistemin kararlılık açısından denetimi o kadar zorlaşır. Sistem kararlı ise, geçici durum cevabı kaybolacaktır. Kalıcı durum cevabı, basınç ve debi gibi parametrelerdeki dalgalanmaları ortadan kalkmasından sonraki zamanda önemli miktarda değişmediği durumdur.

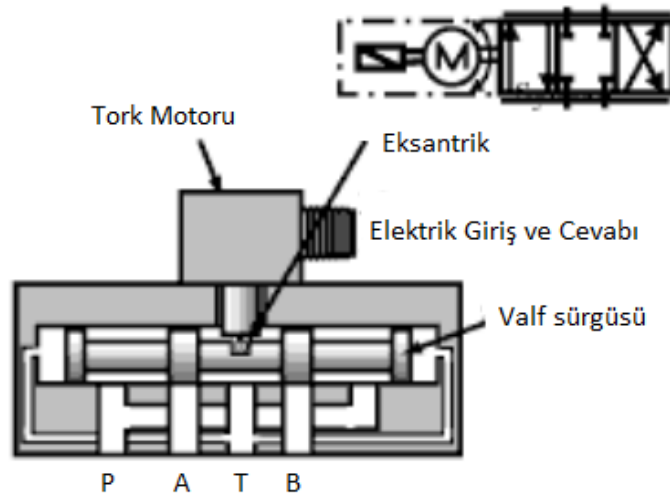
Valflerde bulunan bazı nonlineer özellikler;

- Kapalı merkez durumundaki valfler için ölü bant genişliği.
- Debi denklemlerinde bulunan karekök fonksiyonları
- Strok, hız ve debideki doyma durumları.

- Valf gövdesi ile valf sürgüsü arasındaki sürtünmeden kaynaklanan histerezisin valf gövdesi boyunca düzensiz dağılımı,
- Durdurma anında elektrik sinyalinin değişimine bağlı olarak tepki hassasiyeti.
- Durmanın gerçekleştirilmesi ve ters yönde bir akış değişikliği elde etmek için gereken elektriksel giriş sinyali değişimleri.
- Aynı giriş sinyali altında valfin aynı akış hızını tekrarlama kabiliyeti
- Sürtünme kuvvetleri ve diğer dış bozucular.
- Tahrik motoru modelindeki doğrusal olmayan ifadeler.

1.2.1.2. Elektro-hidrolik Servo Valfler

Solenoid valfli hidrolik sistemlerin performans sınırını kabul eden, servo valfleri entegre eden kontrol konseptleri 20. yüzyılın ortalarından beri geliştirilmiştir. Servo valfler, modern makinelerin ihtiyaç duyduğu oldukça gelişmiş performansı üretmek için kapalı devre kontrol düzenlemelerinde sıkça kullanılan yönlendirme, basınç ve akış kontrol valflerinden daha hızlı yanıt verir. İlk ve en yaygın uygulamaları havacılık araçlarında, özellikle birincil uçuş kontrollerindedir (Dominique,2006). Günümüzde, servo valfler madencilik, haddeleme, tarım, nakliye ve taşımacılık gibi diğer birçok endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır (DeRose, 2003).



Şekil 1.6 Tork Motoru tahrikli servo valf (Trinkel, 2007)

Servo valfler, genellikle kapalı döngü kontrol düzenlemelerinde kullanılan kontrol valfleri olduğundan, çok hassas ölçü boyutlarına sahip olmaları gerekir, bu nedenle de yüksek üretim maliyetleri içerir. En küçük sıvı kirliliği bile servo valflerdeki hassas mekanizmaların arızalanmasına neden olabilir. Genel olarak tek kademeli veya çok kademeli olarak sınıflandırılabilir. Tek kademeli servo valfler, doğrudan bağlantı yoluyla bir sürgülü valfi konumlandıran bir tork motorunu içerir. Tek kademeliler, basit ve ucuzdur ancak kısıtlı motor gücü kapasitesi nedeniyle sınırlı akış kapasitesine sahiptir.

Çok kademeli servo valfler, tork motorunun kuvvet çıkışını akış kuvvetlerinin, sürtünme kuvvetlerinin ve hızlanma veya titreşimden kaynaklanan kuvvetlerin üstesinden gelmeye yetecek seviyeye çıkarmak için bir veya iki hidrolik ön amplifikatöre sahiptir. Kanatçık, jet boru ve sürgülü valfleri pilot kademeli valf olarak kullanılırken, bir diğer kademeli valf tipi universal sürgülü tiptir.

Tablo 2. Servo ve Oransal Valflerin Kullanım Alanları (Jelali, 2003)

UYGULAMA ALANI	SERVO VALF	ORANSAL VALF
Açık çevrim-kapalı çevrim kontrol	Kapalı çevrim kontrol	Açık çevrim ve kapalı çevrim
Konum, açı, kuvvet, tork kontrol	Uygulanabilir	Pürüzlü akış-sinyal eğrisi
Hız kontrol	Uygulanabilir	Uygulanabilir
Akış kontrolcüsü olarak basınç	Uygulanamaz	Uygulanabilir

Tablo 3. Servo ve Oransal Valflerin Özellikleri (Jelali,2003)

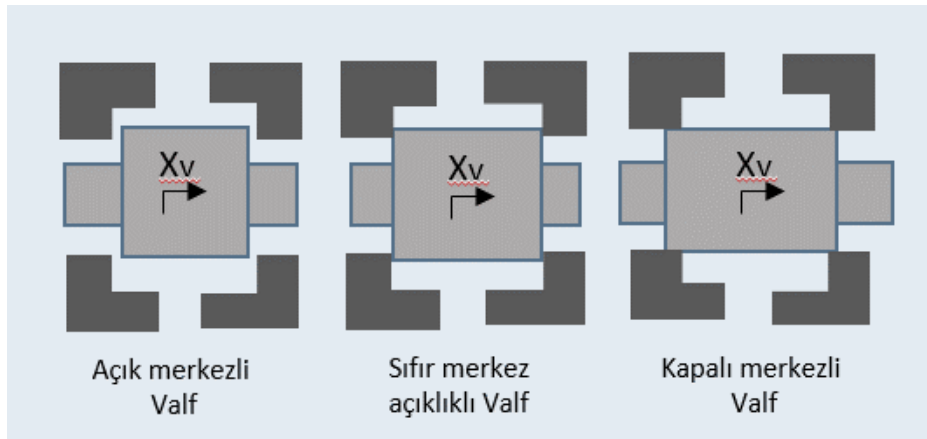
UYGULAMA ALANI	SERVO VALF	ORANSAL VALF
Elektrik iletici	Tork motoru	Oransal Solenoid
Giriş gücü	0.02-1 W	10-100 W
Valf stroğu	Birkaç cm	1 mm civarı
Filtreleme gereksinimi	Yüksek	orta
Histerezis	0.1-0.5%	0.3-0.7% / 0.2-2.5%
Orta konumda çakışma	Sıfır merkezli veya açık merkezli	Kapalı merkezli veya açık merkezli
Akış-sinyal eğrisi	Orifislerin sıfır merkezli veya açık merkez durumlarında pürüzsüz	Pozitif kapalı merkez durumunda pürüzlü geçiş eğrileri
Orta konumda akış kayıpları	Orifislerin sıfır merkez veya açık merkez durumlarında yüksek	Pozitif kapalı merkez pozisyonunda düşük miktarda
Maksimum frekans	100-200 Hz	10-70 Hz / 50-150 Hz
İzin verilen üretim toleransları	Düşük	Oldukça yüksek
Üretim maliyetleri	Yüksek	Orta

1.2.1.3. Sürgü Konumuna Göre Merkezleme Tipleri

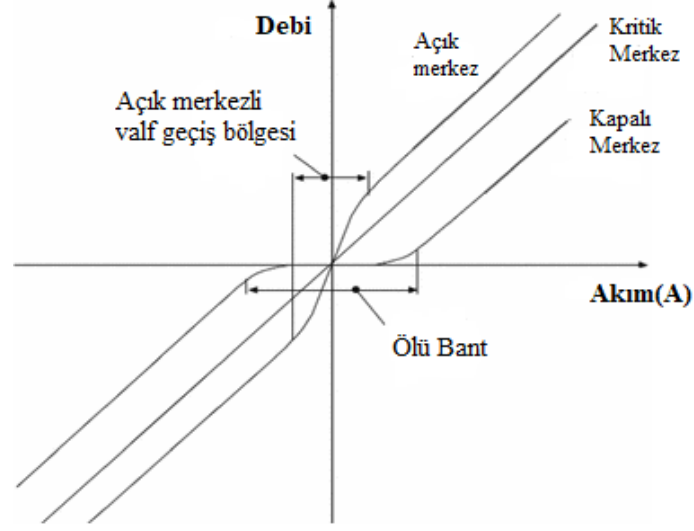
Sürgü konumu, valf içindeki portların genişliği ile ilişkili olarak boşluk genişliğini tanımlar. Üç adet sürgü konfigürasyonu vardır. Valf makarası, merkez konumdayken orifisler açıksa bu valf tipine açık merkezli, orifisler kapalı ise kapalı merkezli olarak adlandırılır.

Açık merkezli valflerde negatif taşma meydana gelir. Genelde sabit akışlı sistemlerde veya optimum sıcaklığı korumanın gerekli olduğu uygulamalarda kullanılırlar. Ancak bu tür valfler hareketsiz, merkezlenmiş konumda daha yüksek sızıntı akışlarına sahiptir. Sızıntı akışlarının yüksek olması nedeniyle, basınç hassasiyetleri düşüktür ve ani basınç pikleri için sönümleyici bir etki yaratır.

Kapalı merkezli valfler de kendi arasında ikiye ayrılır; makara merkez konumunda orifisler sınır hizasında kapalıysa sıfır merkez açıklıklı valf, piston kenar uzunlukları port genişliğinden büyükse bu tip valf aşırı kapalı merkezli valf olarak adlandırılır. Kapalı merkezli valflerde, makaranın merkez konumu etrafında pozitif taşma nedeniyle ölü bölge oluşmaktadır. Valfin açılıp sıvı akışının olması için makaranın en azından bu ölü bant genişliğini geçecek miktarda hareket etmesi gerekmektedir.

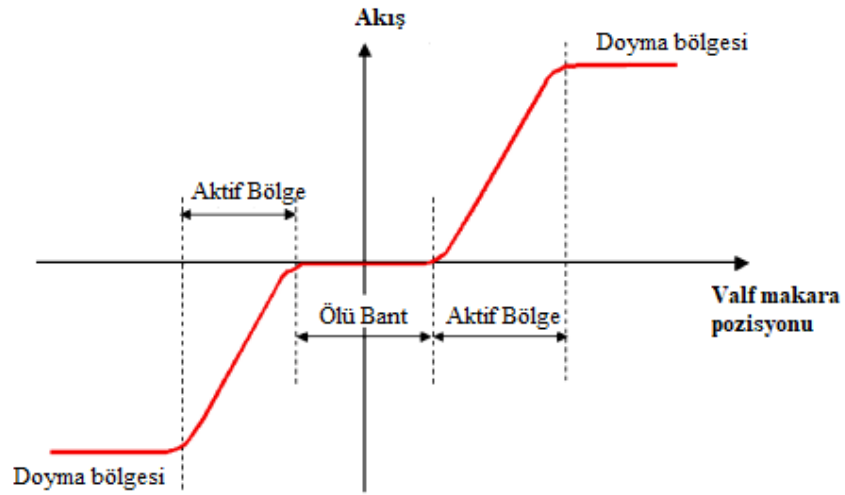


Şekil 1.7 Valf makarası merkezleme tipleri



Şekil 1.8 Debi-Akım grafiği

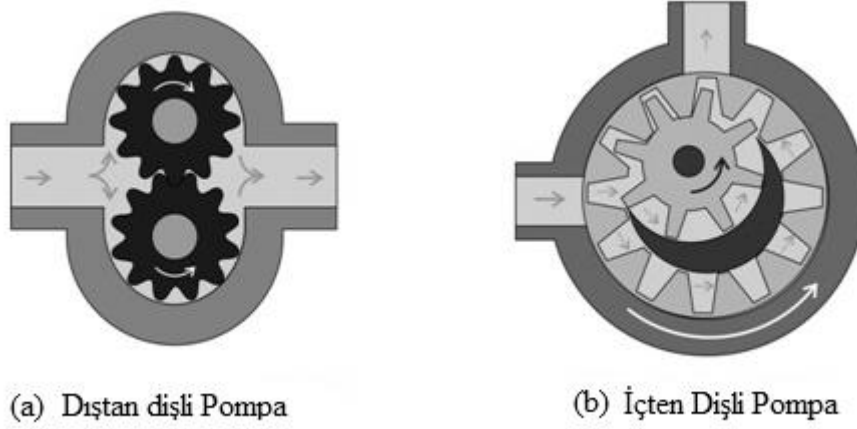
Kapalı merkezli valfler, valf sürgüsü boştayken, port genişliğinden daha geniş bir geçişe sahiptir bu nedenle sıvı geçişi sırasında kısa bir süre tüm valf portları kapanmaktadır. Böylece, eyleyici üzerindeki sistem besleme basıncının çapraz geçiş sırasında düşmesi önlenir. Bununla birlikte, tamamen kapalı merkez çapraz geçişi ölü bant nedeniyle, geri tepmeye neden olabilir ve sistemde, akışkanın akış miktarına ve anahtarlama süresine bağlı olarak değişen istenmeyen basınç pikleri meydana gelebilir. Bu durum, sürekli rejim hatasına sebep olabilir.



Şekil 1.9 Akış - Valf makarası pozisyonu grafiği

1.2.2. Pompalar

Hidrolik pompalar, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren cihazlardır. Endüstriyel hidrolik pompalar çeşitli şekillerde, boyutlarda ve pompalama mekanizmalarında üretilir ve genellikle "pozitif yer değiştirme" tipindedir. Pozitif (sabit veya değişken) yer değiştirmeli pompalar, pompalama mekanizmalarına göre dişli pompalara, kanatlı pompalara ve pistonlu pompalara sınıflandırılır. Hidrolik sistemlerde en sık kullanılan ve en kararlı çalışan pozitif yer değiştirmeli dişli pompalardır. İki çalışan parçası bulunur. Sabit hızda hareket ederek düzgün bir kuvvet dağılımı sağlar. Genellikle sabit hızlı bir AC indüksiyon motoru tarafından sürülür. Pompa mili, motordan almış olduğu dairesel hareketi, mil üzerindeki dişli ile, diğer dişliye zıt yönde iletir. Dişliler birbirinden ayrılırken, aralarına sıvı dolar. Bu sıvı, dönme hareketi ile dişliler iç içe girerken basma kanalına atılır. Sıvının viskozitesine bağlı olarak 20 Bar'a kadar basınç elde edilir.



Şekil 1.10 İki farklı dişli pompa tasarımı pompa tasarımı
(a) dıştan dişi ve (b) içten dişli pompalar (URL-2, 2020)

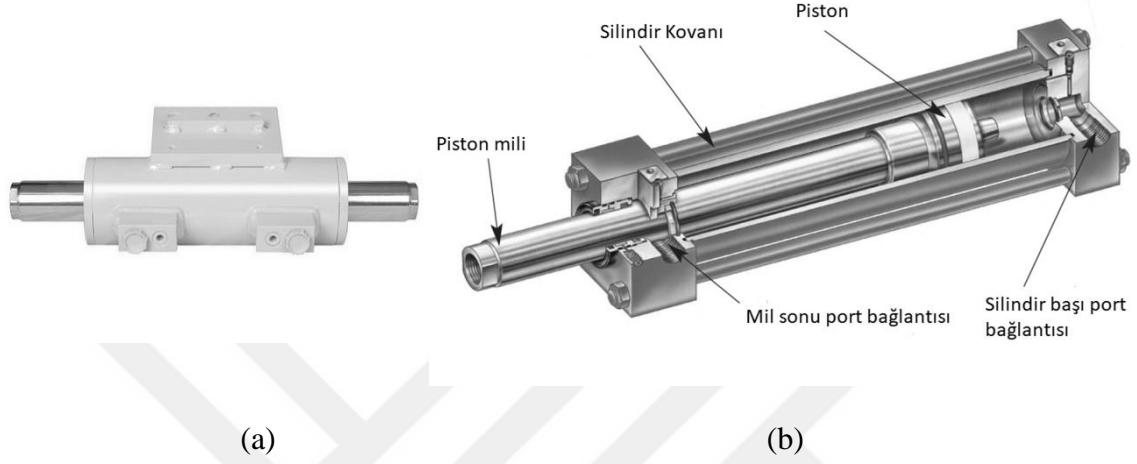
1.2.3. Hidrolik Silindir

Hidrolik eyleyiciler, pompa tarafından sağlanan ve kontrol elemanları tarafından işlenen hidrolik enerjiyi yararlı işlere dönüştüren ve dolayısıyla sırasıyla güce ve mekanik enerjiye dönüştüren cihazlardır. Eyleyiciler, lineer veya rotasyonel çıkışa sahiptir. En yaygın olarak kullanılan lineer eyleyici olan hidrolik silindirdir. Silindirler, hidrolik gücü doğrusal mekanik kuvvete veya harekete dönüştürmek için kullanılır. Birçok tipte doğrusal eyleyici vardır. Tek etkili eyleyiciler, sadece bir yönde hidrolik kuvvet uygulanmasına izin verir. Çift etkili eyleyiciler her iki yönde de hidrolik kuvvete izin verir. Simetrik veya senkronize silindir olarak da adlandırılan çift milli eyleyiciler, geliştirilen kuvvetin her iki yönde de eşit olması gereken yerlerde kullanılmaktadır. Hidrolik sıvıyla doldurulacak oda hacimleri uzama ve geri çekilme için eşit olduğundan, ortaya çıkan piston hızları da her iki vuruş için de aynıdır. Senkronize silindirlerin toplam uzunluğu daha büyüktür ve çift etkili silindirlerden daha pahalıdır. Bu nedenle pratikte, asimetric veya diferansiyel silindirler olarak da adlandırılan, tek milli çift etkili silindirler yaygın olarak kullanılır. Bununla birlikte, asimetric silindirlerde farklı büyüklüklerdeki oda hacimleri nedeniyle sistem modelleme ve kontrolcü geliştirmek zorlaşmaktadır. Bu tipteki eyleyicilerde düzgün bir sistem davranışı elde etmek için aynı şekilde asimetric dört yöllü bir valf gerekmektedir. Bu tipte valf kullanımı ise ticari olarak yaygın değildir. Bu nedenle asimetric silindirler simetrik valflerle birleştirilir. Sonuç olarak, bu uyumsuzluk basınç piklerine neden olabilmektedir. Bu tip valf - silindir konfigürasyonunun kontrolü zor olsa da, asimetricin performans ve kararlılık üzerindeki etkisinin, kontrolcü tasarımı ve hidrolik uygulamasının gerçekleştirilmesinde dikkate alınması koşuluyla, kapalı devre sistemler için çok daha uygundur.

Tek milli, çift etkili asimetric silindiri modellemede karşılaşılan problemlerden bazıları şunlardır:

- Odalar arasındaki yüzey alanı farkından kaynaklanan geometrik asimetric. Bu asimetric matematik model içerisindeki oda hacimleri ve oda basınçlarının ifadesini karmaşıklştırmaktadır.
- Kullanılan hidrolik yağın basınca bağlı elastisite değişimini ve yağın sıkıştırılabilirliğini ifade eden efektif bulk modülü, yine basınçların oda hacimleri ile doğrudan ilişkili olması sebebi ile belli sınırlar arasında değişmektedir.

- Piston hareketi süresince piston yüzeyi kaynaklı coulomb sürtünmesi ve akışkan kaynaklı viskoz sürtünmeler yine belli sınırlar arasında kabuller yapılarak ya da deneysel veriler elde edilerek modelleme sırasında etkileri göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 1.11 (a) Çift etkili simetrik silindir. (b) Tek milli, çift etkili asimetrik silindir (Valilou, 2017)

Lineer olmayan bir sistemin model tabanlı kontrolü hedeflendiğinde kontrolcüden iyi performans beklentisinin karşılanabilmesi için parametre sınırlarının doğru belirlenmesi, parametre belirsizliklerinin oldukça iyi bir biçimde giderilmesi gereklidir. Parametre tahmini için uygulanan çeşitli tanılama çalışmaları mevcuttur (Habibi ve Burton, 2007).

1.3. Elektro-Hidrolik Sistemlerin Modellenmesi ve Denetimi

Hidrolik sistemler yüksek nonlinear yapıları ile birlikte, sızıntılar, sürtünme, dış bozucular gibi birçok model belirsizliği içermektedir. Zaman bağımlı değişebilen bu bilinmeyen kısımların tahmin edilmesi için sunulmuş birçok yöntem mevcuttur. En büyük yapısal belirsizliği içeren elemanlardan birisi olan valf merkezlenmiş bir konumda çalışırken oluşan türbülanslı sızıntı akışlarının etkisinin modellenmesi, lineer veya nonlinear denetleyicinin daha doğru tasarlanmasını sağlar. Bunun için nonlinear bir servovalf modeli geliştirilerek, valf sürgüsünün küçük hareketlerindeki sistem cevabı incelenmiştir (Eryılmaz

ve Wilson, 2000). Ayrıca model belirsizliklerinin üstesinden gelebilmek için çeşitli lineer ya da nonlineer uyarlanabilir kontrol yöntemleri önerilmiştir. Bu sistemlerde, lineerleştirilmiş model kullanılarak tasarlanan kontrolcüler genellikle istenilen kararlı performansı sağlamakta yetersiz kalmaktadır.

Parametre değişimlerinin etkilerini ve sürtünme kuvveti ile dış bozucular gibi modellenmesi zor etkileri dikkate alan bir adaptif kontrol ve değişken yapıli kontrol, büyük parametre değişikliklerine karşı dayanıklı olmasına rağmen, ölü bandın seçilmesi ve ayarlanması, belirsiz parametrelerin hesaplanması, adaptif kontrolcülerin tasarlanmasında önemli bir sorundur(Jianyong vd. , 2017). Geri besleme doğrusallaştırması, tam durum geri besleme doğrusallaştırma denetleyicisi, giriş-çıkış geri besleme doğrusallaştırma denetleyicisi gibi çeşitli geri besleme doğrusallaştırma denetleyicileri geleneksel PID denetleyiciye kıyasla daha iyi bir performans gösterse de kusursuz bir model gereksinimi vardır. Fuzzy yöntemi, adaptif kontrolcü, geri besleme doğrusallaştırıcı tabanlı kontrolcü, vb. ile sistemin zayıflıklarına karşı dayanıklılık yeteneği olan gelişmiş bir kontrolcü tasarlamak için, sistem modellemesinin uygun biçimde geliştirilmesi şarttır (Salleh vd. ,2015). Sınırlı model ile kontrolde, PID kontrolcünün uygulaması birçok açıdan daha avantajlı olabilmektedir. Liu ve Daley (2000), hidrolik bir sistemde optimum ayarlı nonlineer PID kontrol uygulamışlardır. Sistem analizini gerçeğe yakınsamak için ölü bölge nonlineerliğini de içeren kısıtlı bir model geliştirip bu modeli kullanarak optimum ayarlı PID kontrolü deneysel olarak uygulamışlardır.

PID kontrol parametrelerinin bulunması için klasik Ziegler- Nichols yöntemi dışında birçok farklı parametre ayar yöntemleri mevcuttur. Zhao vd. (2005), aşmayı ve aşırı kontrol hareketini azaltmak için gelişmiş bir performans kriteri ile birlikte, parametre ayarı için, parçacık sürü optimizasyonu (PSO), lineer olmayan ve türevlenemeyen maksimum-minimum problemini çözmek için kullanılmıştır. PID kontrolcü parametreleri minimum, sistem modeli parametreleri ise maksimumlar olarak EISTWE kriterizasyonu ile sunulmuştur. Çalışmalar, PSO algoritmasının geleneksel PID, ISEWE kriterizasyonu uygulanmış durum ve optimal kazanç ve faz marjın ayarlı PID (GPM-PID), ve R. Toscana metodu ile kıyaslandığında daha verimli olduğunu göstermiştir. Zhao vd. (2016), bir hidrolik ekskavatöre uygulanan valf kontrollü silindirin konum kontrolü için en uygun PID kontrolcü tasarımını araştırmak amacıyla geliştirilmiş bir parçacık sürü algoritmasının nonlineer hidrolik sistemin pozisyon kontrolü için PID kontrolünde iyi performans gösterebileceğini

göstermiştir. Elbayomy(2008), çalışmasında PID kontrolcü, uzay araçlarının hareketli yüzeyini kontrol eden dönel aktüatörün açısız pozisyonunu kontrol etmek için elektrohidrolik servo sistemine tasarlanmış ve bağlanmıştır. PID kazanç parametreleri genetik algoritma (GA) ile optimize edilmiştir. Kontrolcü ve durum-uzay modeli deneysel olarak doğrulanarak, simülasyon ve deneysel sonuçlar, klasik PID kontrolcü ve önerilen kontrolcü ile karşılaştırılmıştır. Simülasyon çalışmasında GA kullanılarak ilk PID kontrolcü parametrelerini art arda değiştirmek için arama tekniği uygulanmış ve K_p , K_i ve K_d kazanç parametreleri optimize edilmiştir. Simülasyonda önerilen kontrolcü ve klasik PID kontrolcü karşılaştırıldığında, GA ile parametreleri optimize edilmiş PID'nin hidrolik servo sistemin performansını arttırdığı anlaşılmıştır. Deney sonuçları, kontrolcü sistemin çıktılarının tasarım kullanılan matematiksel model çıktıları ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Samakwong ve Assawinchaichote (2016), uzay araçlarının hareketli yüzeyini kontrol eden dönel eyleyicinin açısız pozisyonunu kontrol etmek için PID kontrolcü tasarlamıştır. K_p , K_i ve K_d kazanç parametreleri genetik algoritma (GA) ile optimize edilmiştir. Simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar, önerilen kontrolcü ve klasik PID kontrolcü ile karşılaştırıldığında, genetik algoritma ile parametreleri optimize edilmiş PID' nin hidrolik servo eyleyici sistemin performansını arttırdığı anlaşılmıştır. Deney sonuçları, kontrolcü sistemin çıktılarının kontrolcü tasarımında kullanılan matematiksel modele sahip çıktılarla uyumlu olduğunu göstermiştir.

Çeşitli nonlinear kontrol tekniklerinin gerektirdiği ayrıntılı model gereksinimi ve parametre belirsizlikleri için uygulanan parametre tanılama metodları hem işlem maliyeti hem de uygulama zorlukları nedeniyle, modelleme prosedürü gerektirmeyen ve kolay uygulanabilen bir kontrolcü hedeflemesine neden olmuştur. Bu doğrultuda, Fliess vd. (2008), akıllı PID kontrolcüler ya da i-PID kontrolcüler olarak adlandırılan sistemin yüksek derecede doğrusal olmayan veya zamanla değişebilecek bilinmeyen kısımlarının herhangi bir modelleme prosedürü olmaksızın dikkate alındığı bir PID kontrol yöntemi sunmuştur. Yöntemin hedefi, kolayca uygulanabilen hızlı tahmin ve tanılama tekniklerine dayanan gerçek zamanlı bir nümerik farklılaştırıcıdır. Uygulanmış birçok sayısal deney, klasik PID kontrolcüye kıyasla yöntemin verimliliğini göstermiştir. PID parametrelerini tekrarlı şekilde ayarlamak zorunda kalmadan farklı sistemlerde nasıl daha iyi performanslar sağlanabileceği, sistem zamanla değiştiğinde uygun bir adaptasyonun nasıl sağlanabileceği sorularına ışık tutmuştur. i-PID denetleyicilerin sağlamlığı, sensörlerin kalitesi, gürültülerin miktarı, örnekleme süresi ve bilgisayar kapasitesi gibi pratik uygulama sorunlarına bağlıdır ve

herhangi bir endüstriyel uygulama için bu önemli noktalara dikkat edildiği sürece en verimli yanıtları sunabileceği ve kolayca uygulanabileceği öngörülmektedir. Sonlu boyutlu kompleks sistemler için diferansiyel çözümler kullanılarak geliştirilmiş bir nümerik türevleme teorik altyapıyı oluşturmaktadır. Çalışma aralıklarında minimum olmayan fazda özellikle sonlu boyutlu sistemlerde klasik PID kontrolcülerin performanslarını pratik uygulamada oldukça artırmaktadır (Fliess vd. ,2009). Yine Fliess vd. (2010), hidroelektrik santrallerinin akarsu güç sistemleri için Modelsiz (i-PID) kontrol konsepti uygulamıştır. Simülasyonlar, kontrolcünün zorlu çalışma koşullarında bile etkili olduğunu göstermiştir. Modelsiz Kontrol, zorlu çalışma koşullarında bile iyi yörünge izleme performansı sağlayabilen bir kontrolcü tasarımına izin vermiştir. Modelsiz kontrolcü, çok değişkenli çift yatay ve düşey araç kontrolüne uygulanmıştır. Düz veya kıvrımlı yüzeylerde doğru bir izleme sağlamak için dümen açısı, frenleme ve çekiş torqlarının kontrol koordinasyonu için sürüş manevrası sağlamaktadır. Böylece, bir kontrolün gerekli olduğu kritik sürüş durumlarında bile sunulan modelsiz kontrolcü, modelleme hataları ve parametrik belirsizliklere karşı dayanıklıdır. Kararlılık özelliği, ultra lokal modelde çıktı değişkenlerinin daha iyi seçilmesini sağlamıştır. İki ayrı sistem çıktısı (yatay ve düşey bileşenler) modelsiz kontrolde hesaplama kolaylığı sayesinde birlikte hesaplanabilmiştir. (Fliess vd. , 2013)

Nonlinear kontrol tekniklerinden kayan kipli kontrol ile modelsiz i-PID kontrolcülerin karşılaştırması Fliess vd. (2011) tarafından yapılmıştır. Kayan kipli kontrolcü için gerekli olan tüm çıktı bilgisinin geri beslendiği standart kabul bu uygulama için de yapılmıştır. Karşılaştırmalar iki ayrı çalışma için oluşturulan simülasyonlar ile desteklenmiştir. Sistem girdi verilerinin düzgünlüğü, bozucu girişlere karşı kontrolcünün dayanıklılığı ve modelsiz kontrolcülerin çok girdi - çok çıktılı sistemlere uygulanabilirliği vurgulanmıştır. Çalışmaya göre, modelsiz i-PID kontrolcüler kayan kipli kontrolcülerde ortaya çıkan chattering (tırlama) davranışı gözlemlenmeksizin sorunsuz kontrol sağlar. Modelsiz kontrolün uygulanması için yalnızca standart lineer filtre gerekliken, kayan kipli kontrolcüde oldukça karmaşık gürültü sinyalleri birleşimi kullanılmaktadır. Modelsiz kontrolcülerin parametre ayarı açık, anlaşılırdır. Bozucu etkilere karşı kayan kipli kontrolcüden daha sağlam görülmekle birlikte, modelsiz kontrolcüler, çok girdili-çok çıktılı (MIMO) sistemlere genişletmek çok daha kolaydır.

Lineer ve nonlinear sistemlerin yapısı ve parametre tanımlama ile ilgili sorunların, matematiksel modelleme ihtiyacı azaldığında önemini kaybettiği, ayrıca zayıf modelleme

veya bozucu etkilere karşı sağlamlık konularındaki yaklaşımların, sürekli güncellenen sayısal değerler sayesinde büyük ölçüde ortadan kalkabildiği gösterilmiştir (Fliess vd. , 2013). Bir çalışmada da, bir elektro-hidrolik sistem test düzeneğinin pozisyon takibi uygulaması için modelsiz kontrol ve kısıtlı modellenli kontrol adı verilen iki kontrol yöntemi sunmuştur(Yaozhong vd. ,2013). Sistem modelinin doğruluğu, modelin yanlış ayarlanması, bazı ölçümlerin kullanılamaması veya sistem parametrelerinin ayarlanmasındaki zorluklar nedeniyle azalabilmektedir. Uygulamada bir kontrol stratejisi uygulandığında, problemler meydana gelebilir ve öngörülemeyen bir sonuca yol açabilir. Endüstriyel açıdan bakıldığında, modelsiz kontrol, klasik PID kontrole yakın olması ile birlikte yoğun bir modelleme çalışması gerektirmediği için avantajlıdır. Durum fonksiyonunun davranışının doğru yakınsanması için çıktının yüksek örnekleme frekansında doğru bir şekilde türevlenmesi gerektiği belirtilmiştir. Kontrol stratejilerinin sistem parametresi değişimlerine hassasiyeti deneyler ile gözlemlenmiştir. Sonuçlar, önerilmiş modelsiz ve kısıtlı modellenli kontrol tekniklerinin iyi sağlamlık performansına sahip olduğunu ve takip performansının hız tahmini hassasiyeti ile ilişkili olduğunu göstermiştir. Sidhom vd. (2016), elektrohidrolik sistemin pozisyon takibi için akıllı-PI tabanlı iki ayrı kontrol stratejisi sunmuştur. Üç ayrı kontrolcü karşılaştırılmıştır. Oransal(P) kontrolcü, Modelsiz (i-PID) kontrolcü, kısıtlı modellenli kontrolcü. Önerilen kontrolcüler nonlinear modellenli bir hidrolik sistemde denenmiştir. Modelsiz kontrolün, karmaşık, parametre belirsizlikleri içeren, doğrusal olmayan bir sistemi kontrol etmek için iyi bir yöntem olduğu, uygulanması kolay olma avantajına sahip olduğu belirtilmiştir. İyi kontrol performansları sunduğu ve gürültü açısından sağlamlığı gösterilmiştir.

Çalışmalar incelendiğinde, i-PID kontrolcünün kayan kipli kontrol, fuzzy kontrol, geri besleme doğrusallaştırması uygulanmış kontrol gibi nonlinear ve lineerleştirilmiş model içeren kontrol tekniklerine kıyasla endüstriyel uygulamada daha hızlı iken diğer taraftan parametre belirsizlikleri ve bozucu etkilere karşı dayanıklı olması nedeniyle tercih edilebilir olduğu öngörülmüştür. Bu doğrultuda çalışmada, elektro-hidrolik sistemde piston pozisyon kontrolünde önerilen i-PID kontrolcünün ve PID kontrolcünün parametreleri sezgisel bir optimizasyon yöntemi olan parçacık sürü optimizasyonu ile bulunmuş, simülasyon çalışmalarıyla geleneksel PID kontrolcü ile aralarındaki performans farkları gözlemlenmiştir.

2.YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Elektro-Hidrolik Sistem Benzetimi

Bu çalışmada benzetimi yapılacak olan sistem, asimetrik silindir kullanılan, sürtünme etkileri göz önünde bulundurulmuş, silindir odası hacimleri de yine asimetrik yüzey alanı farkından kaynaklanan farklılıklar içeren bir sistemdir. Sızıntı akışları çok düşük seçilmiştir.(Sızıntı akışı alanı 10^{-15} mm²) Lineer olmayan hidrolik sistemin durum uzayı denklemleri (Jelali ve Kroll, 2003);

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.1)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m(x_1)} [(A_1 x_3 - A_2 x_4) - F_f(x_2) - F_{d1s}] \quad (2.2)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E'_A(x_3)}{V_A(x_1)} [Q_A(x_3, u_1) - A_1 x_2 + Q_{Li}(x_3, x_4)] \quad (2.3)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{E'_B(x_3)}{V_B(x_1)} [Q_B(x_4, u_1) - A_2 x_2 + Q_{Li}(x_3, x_4)] \quad (2.4)$$

Burada sırasıyla x_1 pozisyon, x_2 hız, x_3 , silindirin A odası basıncı, x_4 ise B odası basıncını ifade etmektedir.

Oransal valfin sürgü pozisyonu hidrolik silindire giren Q_A ve çıkan Q_B akış hızını kontrol etmektedir. Bu akış hızı aynı zamanda besleme basıncı P_s ve tank basıncı P_T 'ye bağlıdır. Burada K_d valfin tüm portları için verilen valf parametresi olup, akış debileri ve valf sürgüsünün ileri-geri hareketi için ifade edilen fonksiyonlar;

$$Q_A = K_d s g(u_1) \text{sign}(P_s - x_3) \sqrt{|P_s - x_3|} - K_d s g(u_1) \text{sign}(x_3 - P_T) \sqrt{|x_3 - P_T|} \quad (2.5)$$

$$Q_B = K_d s g(u_1) \text{sign}(P_s - x_4) \sqrt{|P_s - x_4|} - K_d s g(u_1) \text{sign}(x_4 - P_T) \sqrt{|x_4 - P_T|} \quad (2.6)$$

$$\text{sign}(Xv) = 1, \quad x_v \geq 0$$

$$\text{sign}(Xv) = 0, \quad x_v < 0 \quad (2.7)$$

Silindir Hacmi;

$$V_A(x_1) = V_{p1,A} + (x_{10} + x_1)A_1 \quad (2.8)$$

$$V_B(x_1) = V_{p1,B} + (x_{10} - x_1)A_2$$

Tablo 4. Lineer olmayan hidrolik sistem modelinde kullanılan parametreler

Parametre	Parametre Tanımı	Değer
K_d	Valf boşaltma katsayısı	0.9
K_v	Silindir viskoz sürtünme katsayısı	0
V_A	Silindir A odası toplam hacmi	$2,45 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
V_B	Silindir B odası toplam hacmi	$1,838 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
A_1	Silindir A odası yüzey alanı	$1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
A_2	Silindir B odası yüzey alanı	$0,942 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
m	Sisteme bağlı kütle	10 kg
$V_{p1,A}=V_{p1,B}$	Silindir odası ölü hacimleri	$6,954 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
E	Hidrolik akışkanın bulk modülü	$70 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
P_s	Sistem besleme basıncı	$20 \times 10^5 \text{ Pa}$
P_t	Sistem tank basıncı	$0 \times 10^5 \text{ Pa}$
X_0	Başlangıç konumu	0.15 m

Modelleme sırasında yapılan kabuller;

- Sistemde kütle sabit kabul edilmiştir.
- Sızıntı akışları çok düşük kabul edilerek etkisi minimuma indirgenmiştir.
- $F_{dış}$ bozucu etkileri karşılaştırmalı kontrolcü performans ölçümü sırasında ihmal edilmiştir.

- Hidrolik sıvı efektif bulk modülü sıkıştırmaya bağlı olarak belirli sınırlar arasında değişiklik gösterse de benzetim sırasında yapılan hesaplamalar da göz önüne alınarak optimum bir değer alınmış ve sabit kabul edilmiştir ($70 \times 10^5 \text{ N/m}^2$).
- Valf girişı voltaj değerı +10,-10 V arasında olup, gerekli dönüşümler modelleme sırasında uygulanmıştır.
- Eyleyicinin her iki odasındaki ölü hacimler eşit kabul edilmiştir.
- Tank basıncı sabittir.

2.1.1. Valf Parametresinin Hesaplanması

Oransal valfin besleme ve dönüş portları akış alanları valf sürgüsü yer değiştirmesi ile oransal olması beklenmektedir.

$$A_o = K_o X_s \quad (2.9)$$

Valf akışı;

$$Q = C_o X_o \sqrt{\Delta p} \quad (2.10)$$

C_o akış katsayısı iki şekilde bulunabilir;

$$C_o = K_d K_o \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.11)$$

Bir diğer akış katsayısı ifadesi,

$$C_o = \frac{Q_N}{x_{s,max} \sqrt{0,5 \Delta p_N}} \quad (2.12)$$

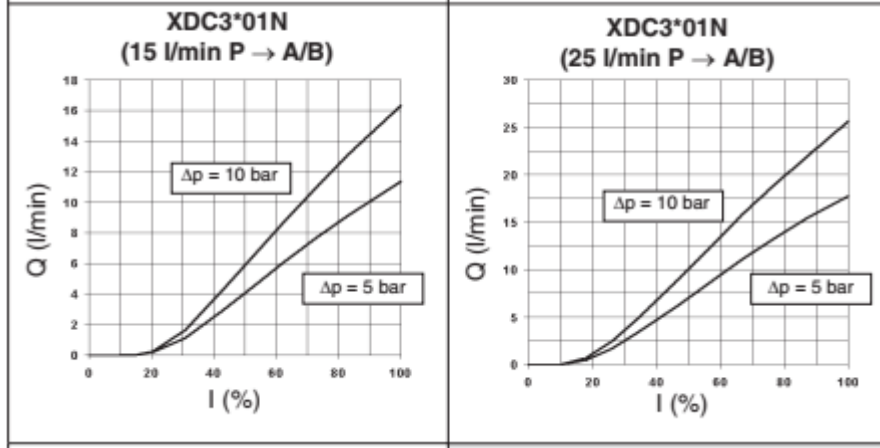
Burada K_d valf kaçıklık parametresi, Q_N nominal (güvenle çalışabileceği maksimum değer aralığı) akış, Δp_N nominal basınç düşüşü miktarı, $x_{s,max}$ valf sürgüsünün maksimum açıklık uzunluğudur. Hesaplama kullanılan değerler Tablo 5’de verilmiştir.

Tablo 5. Valf Parametresi hesabı için kullanılan parametre değerleri

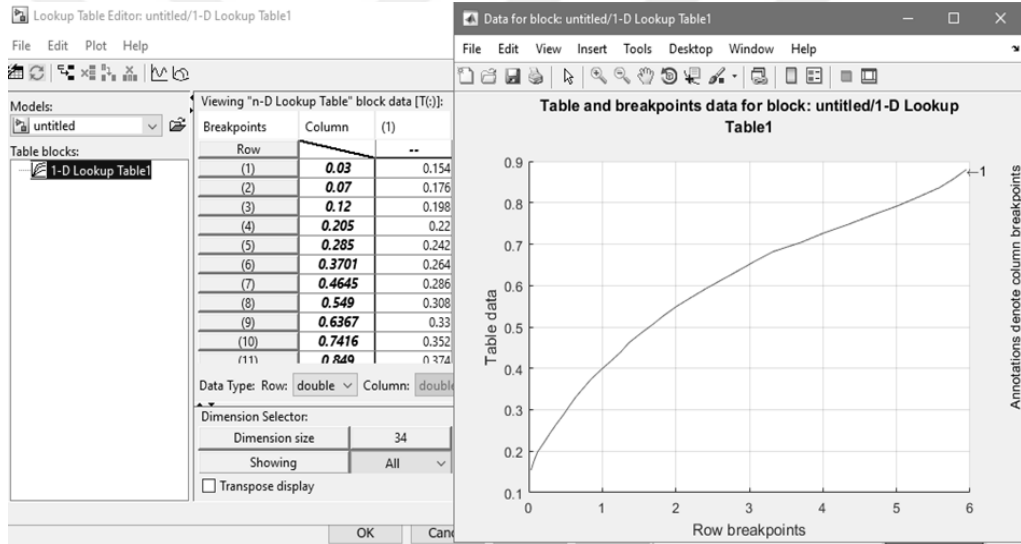
Parametre	Parametre Değeri
A_0	$6,8 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
K_0	$7,774 \times 10^{-3} \text{ m}^{-1}$
C_0	$\cong 0,5$
ρ	875 kg/cm^3
Q_N	18 lt/dk
Δp_N	$\cong 0.25 \text{ bar}$
$x_{s,max}$	$8,8 \times 10^{-3} \text{ m}$

Bu çalışmada Brevini firmasının Aron XDP3C sınıfı servo özellikli 4 yollu 3 konumlu oransal yön denetim valfi işletme özellikleri ve giriş sinyali-debi grafikleri baz alınarak simülasyonlar çalışması yapılmıştır.

Valf parametreleri, kaçıklık katsayısı K_d , 0.9 ve akışkan kaçıklık oranı 10^{-15} mm^2 olacak şekilde girilmiştir. Simscape Fluids benzetimi için fminsearch optimizasyonu uygulanarak model parametreleri alan/açıklık tablosu ile belirlenmiştir. Orifis alanı sürgü yer değiştirme miktarının bir fonksiyonu olarak düşünüldüğünde, Lookup table olarak adlandırılan tablo, firma kataloğundan elde edilen referans debi-akım grafikleri kullanılarak oluşturulmuştur. 0 ve 8.8 mm arası 34 parçaya bölünerek, 0-5.95 mm^2 orifis alan vektöründe 34 farklı alan değeri girilerek, daha doğru valf parametreleri ile benzetim çalışmasının iyileştirilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 2.1 Brevini Aron XDP3C sınıfı 4 yollu 3 konumlu oransal yön denetim valfi akış-sinyal eğrileri (URL-3, 2018)



Opening vector:

Opening area vector:

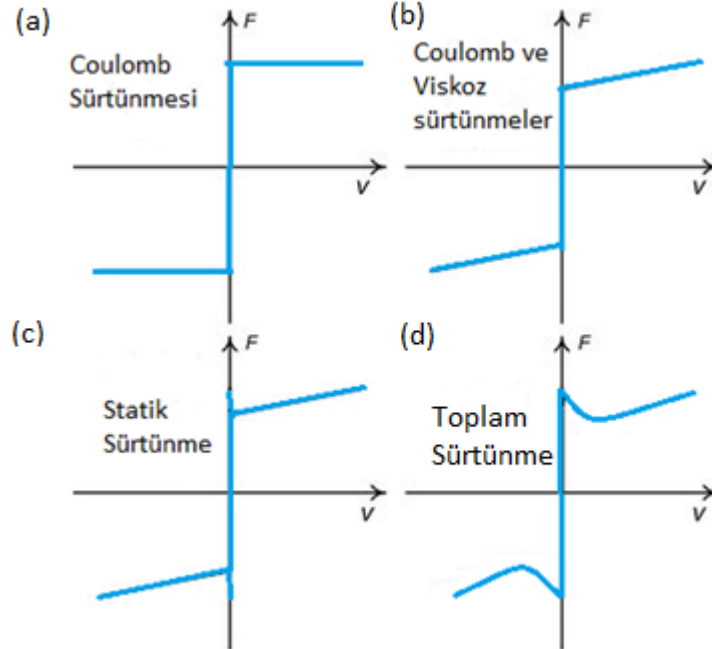
Şekil 2.2 Valf parametresi tahmini ve Lookup Table

Bu yöntem ile valf açıklığı ve debi-akım arasındaki ilişki Simscape Fluids'te deneysel sisteme en yakın olacak şekilde oluşturulmuş, sistemde port açıklığı değerlerinin daha doğru ilişkilendirilmesi sağlanmıştır. (Tchkalov ve Miller, 2017)

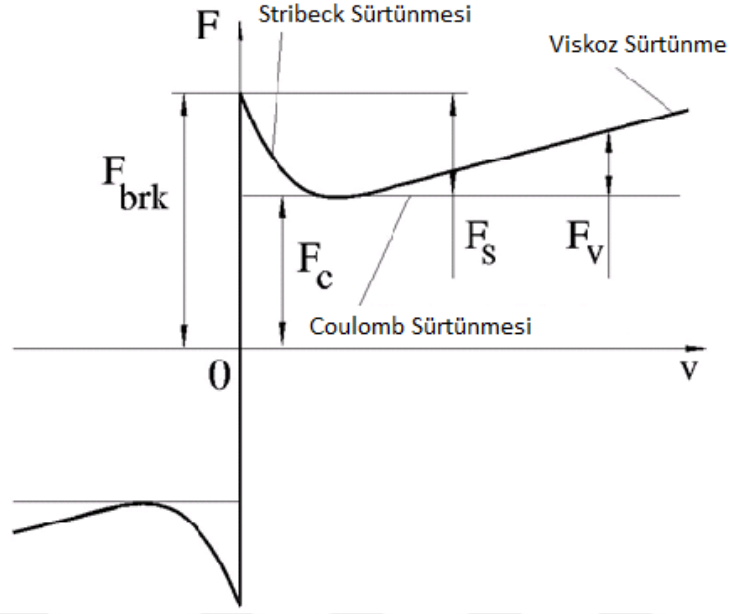
2.1.2. Hidrolik Silindire Etki Eden Sürtünme Kuvvetleri

Sürtünme kuvvetleri, düşük toleranslar ile birleştirilmiş iki yüzey arasında mikroskobik düzeyde temastan kaynaklanan ve sistem performansını olumsuz etkileyebilen bu nedenle de sistem modelinde uygun şekilde ve uygun bir model ile eklenmesi gereken bir etkidir. Statik ve dinamik sürtünme olarak iki farklı biçimde incelenebilir. Piston gövdesinin yer değiştirme miktarına, yer değiştirme hızına, yüzeyin malzemesine, yüzeyin yağlanma miktarına, yağ sıcaklığına doğrudan bağlıdır. Hareketli yüzeylerdeki sürtünme fenomeni çeşitli tribolojik deneylerle incelenmiş ve statik sürtünme, Coulomb sürtünmesi ve viskoz sürtünme olarak üç farklı fenomen ile ifade edilmiştir.

Coulomb sürtünmesi, hızdan bağımsız silindire etki eden sabit sürtünme kuvvetidir. Viskoz sürtünme, yüzey hızı ile oransal değişmektedir. Düşük hızlarda meydana gelen, stiction (yapışma) olarak da adlandırılan statik sürtünmedir. Stribeck eğrisi, statik sürtünme ile Coulomb sürtünmesi arasındaki farkın eksponansiyel dağılımını göstermektedir.



Şekil 2.3 Sürtünme kuvveti eğrileri ve (d) toplam sürtünme



Şekil 2.4 Stribeck, Coulomb ve viskoz sürtünmelerin toplamı ile ifade edilen sürtünme kuvveti (URL-4, 2007)

Burada F_{brk} ile ifade edilen kuvvet, ayrılma sürtünmesidir. Coulomb ve Stribeck sürtünmelerinin toplamıdır. Silindire etki eden toplam sürtünme kuvveti modeli, Simscape Hydraulics translational friction bloğunda şu şekildedir;

$$F = \sqrt{2}e(F_{brk} - F_c) \cdot e^{-\left(\frac{v}{v_{st}}\right)^2} \cdot \frac{v}{v_{st}} + F_c \cdot \tanh\left(\frac{v}{v_{coul}}\right) + f_v \quad (2.13)$$

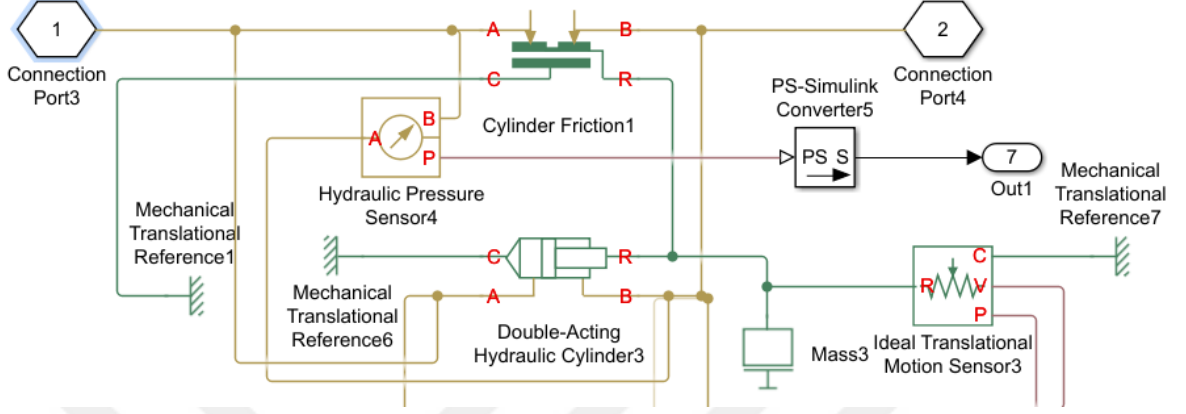
$$v_{st} = v_{brk}\sqrt{2} \quad (2.14)$$

$$v_{coul} = v_{brk}/10 \quad (2.15)$$

$$v = v_r - v_c \quad (2.16)$$

Coulomb sürtünme katsayısı 8×10^{-6} , viskoz sürtünme katsayısı 100 olarak hesaplanmıştır. Simscape Fluids blok diyagramlarına translational friction bloğu eklenmiş ve etkisi incelenmiştir. Literatürde, Stribeck sürtünmesinin lineerleştirilmiş bir modeli olan Marton ve Lantos sürtünme modeli (Marton vd, 2006), basınç tabanlı sürtünme modeli (Bonchis vd.,1999), LuGre sürtünme modeli (Canudas de Wit vd., 1995), Leuven modeli (Lampaert vd, 2003) gibi sürtünme modelleri bulunmaktadır. Özellikle düşük hızlarda

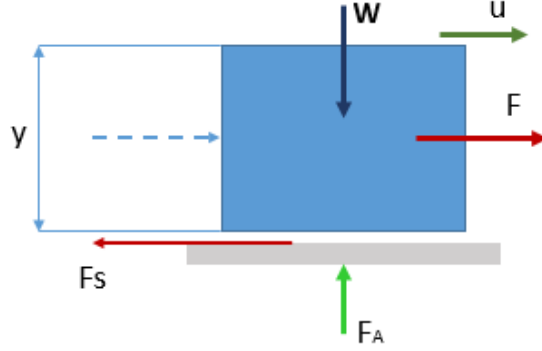
çalışan bir sistem için dinamik bir sürtünme modeline sistem benzetiminde yer verilmesi sistem davranışının daha doğru bir şekilde ifade edilmesini sağlayacaktır.



Şekil 2.5 Simscape Fluids Modelinde Silindir Sürtünmesi

Nonlinear durum uzayı modeline sürtünme etkisini eklemek için kullanılan sürtünme kuvveti denklemi genel ifadesi;

$$F_f \dot{x} = (P_1 A_1 - P_2 A_2) - m \ddot{x} - F_{dist} \quad (2.17)$$



Şekil 2.6 Hareket durumunda silindire etki eden kuvvetler

$$F_f \dot{x} = (P_1 A_1 - P_2 A_2) - m \ddot{x} - F_{dist} = k_v V + \operatorname{sgn}(V) \left[F_c + F_s e^{\left(\frac{-|V|}{c_s} \right)} \right] \quad (2.18)$$

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = V \quad (2.19)$$

F_f sisteme etkiyen toplam sürtünme kuvveti ve V silindir hızı, pozisyon ve silindirin sıfır yük altında iki ayrı odasındaki basınç değerlerinden belirlenebilir. Hızı belirlemek için ise, bilinen pozisyon değerinden faydalanılır.

$$F_f(V_c) = k_v V + \text{sgn}(V) \left[F_c + F_S e^{\left(\frac{-|V|}{c_s}\right)} \right] \quad (2.20)$$

$$F_v = k_v V \quad (2.21)$$

$$F_c = A_f S_f \quad (2.22)$$

$$F_c = A_f S_f(V) = 2 \arctan(900V) \pi A_f \quad (2.23)$$

Sıvı sürtünmesi;

$$F_S = \eta \left(\frac{u}{h} \right) A \quad (2.24)$$

Sıvı sürtünmesinde sürtünme katsayısı;

$$\mu = \frac{F_S}{F} \quad (2.25)$$

Viskoz sürtünmeyi oluşturan ana faktör, yağlayıcının viskozitesidir. Sırasıyla coulomb, viskoz sürtünme ve statik sürtünme göz önüne alınarak oluşturulan sürtünme kuvveti denklemlerinde gerekli şart $C_S \geq C_0$ ile;

$$F_f(V_c) = k_v V + \text{sgn}(V) F_c + \text{sgn}(V) \left[\eta \left(\frac{u}{h} \right) A \right] e^{\left(\frac{-|V|}{C_s} \right)} \quad (2.26)$$

Hareketin meydana gelmesi için F kuvvetinin, sisteme etki eden toplam sürtünme kuvveti F_f 'den büyük olması gerekmektedir.

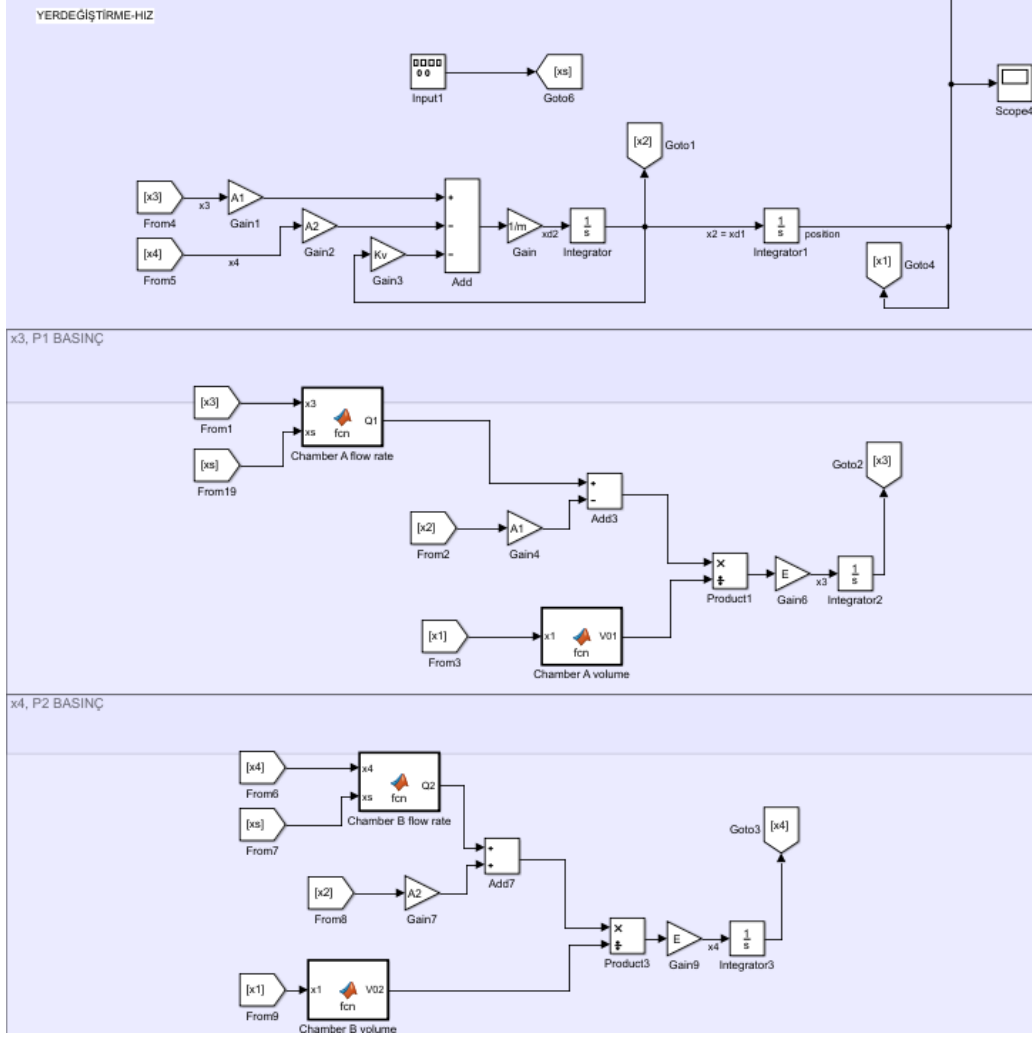
Tablo 6. Sistem sürtünmesi hesabında kullanılan parametre değerleri

Parametre	Parametre Değeri
k_v	0.142
η	46.8 cSt
h	0.3 m
μ	0
C_s	0.08
C_0	0.05
A_F	$1.375 \times 10^{-1} m^2$

2.1.3. Hidrolik Sistemin Nonlineer Durum Uzayı Denklemlerinin Blok

Diyagramları ile Benzetimi

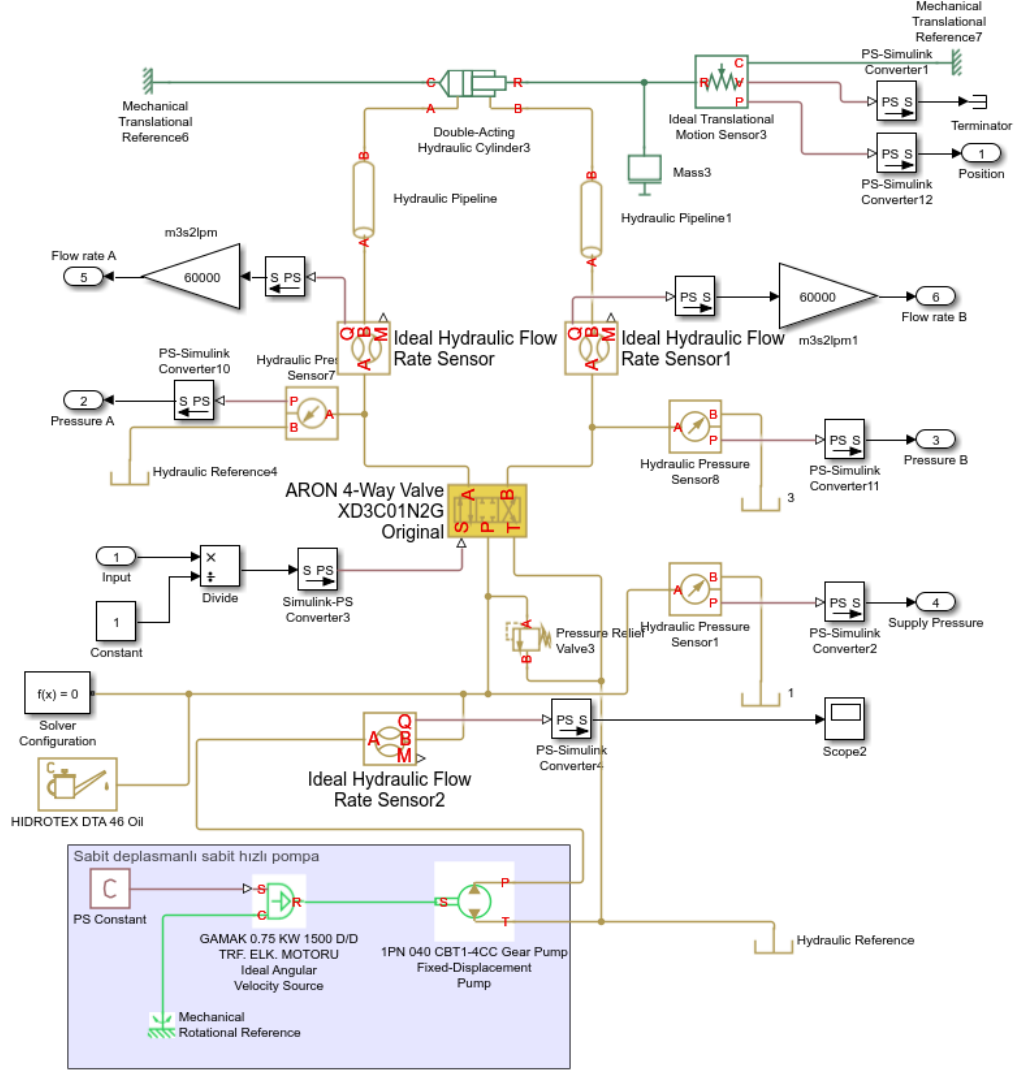
Hidrolik sistem Şekil 2.7'de ki gibi modellenmiş olup, sabit adımda Ode4 (Runge-Kutta metodu) ile 0.001 adım boyutunda çözüm uygulanmıştır. Sistemin debi denklemleri ve hacimleri çözücü ve integratör hatalarını minimuma indirmek için ayrı bir kod yazılarak benzetime dahil edilmiştir. Sızıntı akışları ihmal edilmiş, sisteme verilen giriş ile sürgü hareketinin oransal olduğu kabul edilmiştir. Yani, sisteme verilen +10 V' luk voltajın, 0.88 A akıma denk geldiği ve maksimum açıklıkta valf sürgüsünün orta konumdan +4,4 ve -4,4 mm arasında hareket ettiği kabul edilmiştir. Eyleyici başlangıç pozisyonu ise, Simscape Fluids tasarımında uygulanacağı gibi 0.15 m, yani eyleyicinin tam orta noktada bulunduğu pozisyonudur.



Şekil 2.7 Hidrolik Sistem Nonlineer Durum Uzayı Denklemleri Blok Diyagramları

2.1.4. Hidrolik Sistemin Simscape Fluids'de Benzetimi

Sistemi modellemek için, MATLAB Simscape Fluids bileşenlerinden faydalanılarak deney sisteminin benzetimi oluşturulmuştur. Simscape Fluids, akışkan sistemlerini modellemek için gerekli bileşen kütüphanesini sağlamaktadır. Hidrolik eyleyici, valfler, pompalar, sıvı aktarım bileşenleri gibi hazır modeller içermektedir. Bu arayüz analiz yapılacak sistemin hızlı bir şekilde modellenerek tasarlanan kontrolcünün performansının test edilmesini sağlar. Bu çalışmada deneysel sistem örnek alınarak simülasyon uygulanmıştır. Simscape Fluids'te hazırlanmış benzetim Şekil 2.8.'deki gibidir. Kontrol voltajı, valf karakteristiği nedeniyle +10,-10 V arasında saturation fonksiyonu ile sınırlandırılmıştır.



Şekil 2.8 Hidrolik Sistemin Simscape Fluids'te Modellenmesi

2.1.5. Simscape Fluids Benzetimi Bileşen Özellikleri

DeneySEL sistem benzetiminde kullanılan bileşenler, HIDROTEX DTA 46 Hidrolik Yağ, 1PN 040 CBT1-4CC Dişli Pompa, 1/4 BSP 450 Bar Hat Tipi Çek Valf ve çift etkili silindirin bileşen özellikleri tablolarda sırasıyla verilmiştir.

Tablo 7. HIDROTEX DTA 46 Hidrolik Yağ Özellikleri

Özellik	HIDROTEX DTA 46 Hidrolik Yağ
Yoğunluk	875 kg/cm ³
Kinematik Viskozite (40 C)	46 Cst
Kinematik Viskozite(100 C)	6.62 Cst
Viskozite İndeksi	98
Bulk Modülü	1.5x10 ⁹ Pa
Parlama Noktası	230 C
Akma Noktası	-21 C

Tablo 8. 1PN 040 CBT1-4CC Dişli Pompa Özellikleri

Özellik	1PN 040 CBT1-4CC Dişli Pompa
Deplasman	4 cm ³ /dev
Maksimum Basınç	250 bar
Maksimum Devir	3000 devir/dk
Dönüş Yönü	Sağ
Nominal Basınç Kazancı	250 bar
Volumetrik Verim	0.95

Tablo 9. 1/4 BSP 450 Bar Hat Tipi Çek Valf Özellikleri

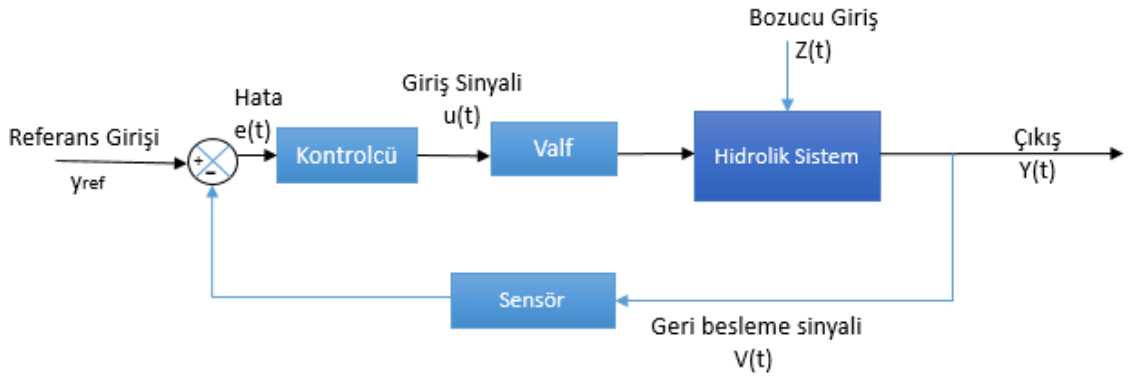
Özellik	1/4 BSP 450 Bar Hat Tipi Çek Valf
Açılma Basıncı	0.5 bar
Çalışma Basıncı	450 bar
Geçiş Alanı	3.24x10 ⁻⁴ m ²
Boşaltma Katsayısı(Cd)	0.7
Kaçıklık Alanı	10 ⁻¹² m ²

Tablo 10. Çift Etkili Silindir Boyutları

Özellik	Çift Etkili Silindir
Piston A Odası Alanı	$13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Piston B Odası Alanı	$9.43 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Strok	0.3 m
A Odası Ölü Hacmi	$6.594 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
B Odası Ölü Hacmi	$6.594 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

2.2. Kontrolcü Tasarımı

Hidrolik servo sistemlerin aktüatör çıkış değişkeni olarak pozisyon, hız, ivme, kuvvet kontrolü uygulanabilir. Çıkışta takibi istenen değişken, bu çalışma için pozisyon kontrolünde düzeltici etki sağlamak için ölçülerek sensör bilgisi sisteme geri beslenir. Böylece kontrol sistemi, istenen referans sinyalini korumak için yük davranışındaki herhangi bir sapmayı sürekli olarak izler ve düzeltir. Sistem dinamiklerinin operasyon sırasında değişiklik gösterdiği durumda da takibin doğru olması gereklidir.



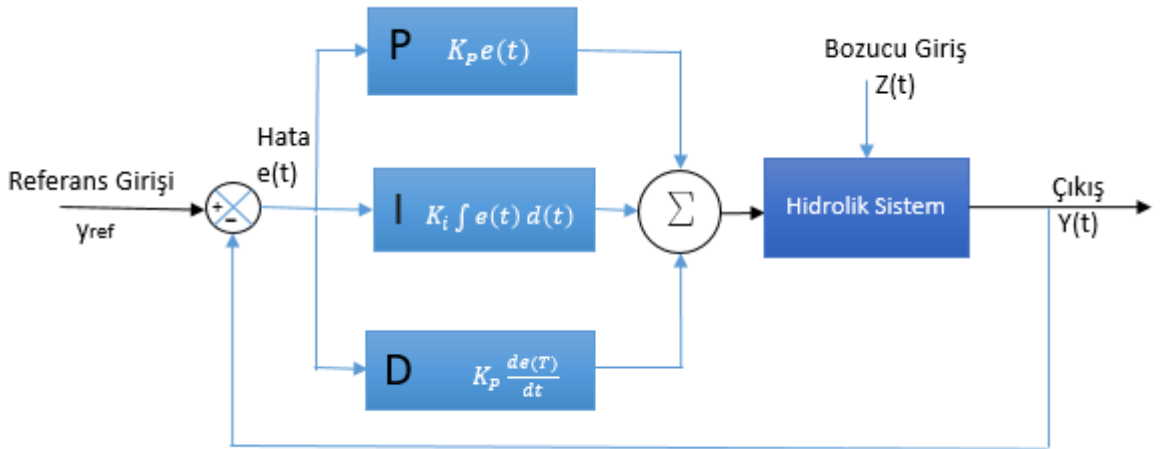
Şekil 2.9 Kapalı çevrim kontrol sistemi elemanları

Şekil 2.9' da gösterilen kontrol sisteminde $y_{ref}(t)$ referans girişi, $U(t)$ kontrol girişi, $e(t)$ hata, $Z(t)$ bozucu giriş, $y(t)$ kontrol edilen değişken (gerçek çıkış değeri), $V(t)$ geri besleme sinyali (Sensör ile ölçülen değer)'dir.

2.2.1. PID Kontrolcü

Sistemin matematiksel bir modelinin olması durumunda, kapalı devre sistemin geçici ve kalıcı durum cevabını karşılayacak kontrolcü parametrelerini belirlemek için çeşitli tasarım teknikleri uygulamak mümkündür. Sistem, matematiksel modelinin kolayca elde edilemeyeceği kadar karmaşıksa PID kontrolcülerin ayarlanması için deneysel yaklaşımlara başvurulması daha doğru olacaktır (Grey-Box Modelleme, ARX Modelleme, Model-free kontrol vb.).

Kapalı çevrimde kontrolü sağlanacak sistemde, sistem çıkışında elde edilen çıktı değeri $y(t)$ ile referans giriş değerleri $y_{ref}(t)$ farkı alınarak hata değeri $e(t)$ sisteme geri beslenmektedir. Klasik PID kontrolcü, sistem davranışını verilen referans değerinde tutmak için oransal (K_p), integral (K_i) ve türevsel (K_d) parametreleri kullanır. Bunun sonucunda yeni bir $u(t)$ kontrol girişi sistem davranışını hataya göre düzenlemek ve düzgün takip sağlamak için etki etmektedir.



Şekil 2.10 Kapalı çevrimde PID kontrol

Kontrolcü parametre ayarı için çeşitli yöntemler mevcuttur. Klasik PID kontrolcünde en sık kullanılan yöntem Ziegler-Nichols metodudur. Geri beslenen hata $e(t)$ ile hesaplanan PID kontrolcü;

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de}{dt} \quad (2.27)$$

Değerleri artırılan K_p , K_i ve K_d parametrelerinin, kapalı çevrim uygulanan bir sisteme genel etkileri Tablo 11’de verilmiştir.

Tablo 11. PID parametrelerinin kapalı çevrim sisteme genel etkileri (URL-5, 2017)

Katsayılar	Yükselme Zamanı	Aşma	Yerleşme Zamanı	Kalıcı Durum Hatası
K_p	Azalı	Artar	Az değişir	Azalı
K_i	Azalı	Artar	Artar	Değişim yok
K_d	Az değişir	Azalı	Azalı	Az değişir

Parametre ayarı için literatürde sunulan birçok yöntem mevcuttur. Bu çalışmada, PID parametrelerinin uygun şekilde hesaplanması için Ziegler-Nichols metodu ve Parçacık Sürü Optimizasyonu kullanılmış, basamak ve sinüs referans girişleri farklı performans kriterleri ile birlikte karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

2.2.2. Akıllı PID Kontrolcü

Elektrohidrolik sistem, tek giriş – tek çıkışlı (SISO) sistem olarak ele alınmış olup, sistemin çıktısı piston yer değiştirmesidir. Modelsiz kontrol tekniği dolayısıyla herhangi bir sistem modeli gereksinimi olmadan hedeflenen takibi sağlayabilen kontrolcü tasarlanabilmektedir. Ayrıca kısıtlı model bilgisi olduğu durumda, bu durum i-PID kontrolcünün takip performansını artırmaktadır. Model, girdi-çıkış bilgisine göre daima

güncellenmektedir. Lineer olmayan sistemlerde, model gereksinimli diğer adaptif teknikler ile karşılaştırıldığında hem uygulama kolaylığı, hem de düşük hesaplama maliyeti ile birlikte sunduğu yüksek takip performansı ile endüstride kullanım için oldukça verimli olabileceği düşünülen modelsiz (i-PID) ya da kısıtlı modellenli kontrolcü olarak uygulanabilen bu teknik literatüre kazandırılmıştır (M. Fliess,2013).

Hidrolik sistem için tasarlanan i-PID Kontrolcünden önce bu kontrolcü tasarlanırken izlenmesi gereken teorik adımlardan bahsedilmesi gerekmektedir. Başlangıçta sistemde bir adet girdi (u) değişkeni ve bir adet çıktı (y) değişkeni olduğu kabul edilecektir. Sistemin bilinmeyen matematik modeli, oldukça kısa bir örnekleme zamanı içerisinde geçerli olan ultra-lokal bir model ile yer değiştirir. Bu ultra lokal model;

$$y^{(v)} = F + \alpha u \quad (2.28)$$

Burada F , devamlı otomatik olarak yenilenen, sistemin modellenmemiş zaman bağımlı kısmını ifade etmektedir. α parametresi, kullanıcı tarafından $y^{(v)}$ ve αu çarpımı eşit büyüklükte olacak şekilde belirlenmelidir.

i-PID denetleyici tasarımına aşağıdaki kabuller yapılarak devam edilmiştir;

- İç ve dış kaçıklıklar ihmal edilmiştir.
- Valf dinamikleri ihmal edilmiştir. Bu durumda model yalnızca valfin statik karakteristiklerini içerir.
- Valf sürgüsü için gerekli olan akım ile sürgü hareketi oransal değişim göstermektedir.
- Tasarım için yapılan kabuller;
- $y^{(v)}$, y değişkeninin $v \geq 1$ olacak şekilde v . dereceden türevidir. v tamsayısı uygulayıcı tarafından sistem modeline ya da tecrübeye göre seçilir. Mümkün olduğunca düşük, 1 ya da 2 seçilmesi uygundur.
- $\alpha \in \mathbb{R}$ fiziksel olmayan sabit bir parametredir. Uygulayıcı tarafından αu ve $y^{(v)}$ aynı değerde olacak şekilde seçilir.
- F değeri sürekli güncellenmektedir. Sistem belirsizliklerini ve bozucu etkileri elimine etmektedir.

v =2 durumunda sunulan i-PID kontrolcü;

$$u = -\frac{F - \dot{y} + K_p e + K_i \int e + K_D \dot{e}}{\alpha} \quad (2.29)$$

v = 1 durumunda i-PID kontrolcü;

$$u = -\frac{F - \dot{y} + K_p e + K_i \int e + K_D \dot{e}}{\alpha} \quad (2.30)$$

v = 1 durumunda i-PI kontrolcü;

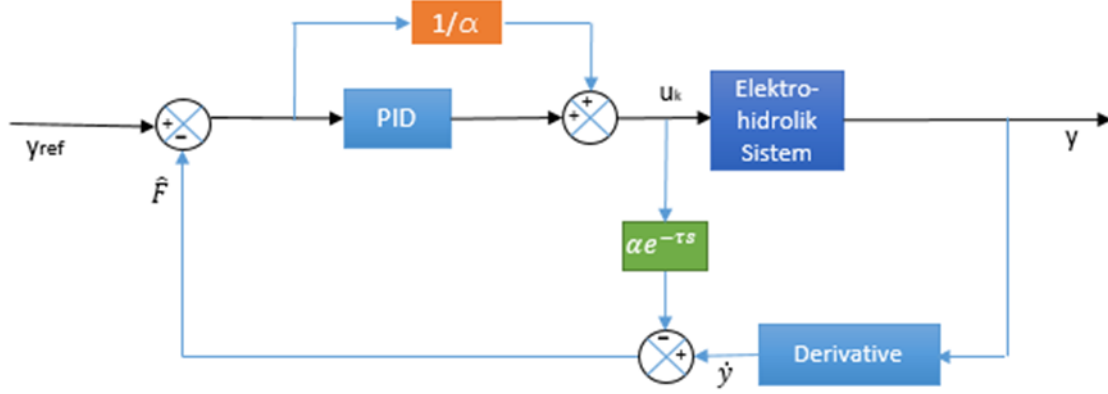
$$u = -\frac{F - \dot{y} + K_p e + K_i \int e}{\alpha} \quad (2.31)$$

i-P Kontrolcü;

$$u = -\frac{F - y + K_p e}{\alpha} \quad (2.32)$$

- K_p, K_i, K_d kontrol kazanç parametreleridir.
- y sistem çıktısı, yani yer değiştirmedir.
- $e = y - y^*$ hata.

Endüstriyel uygulamalarda i-P kontrolcülerin kullanımı, takip hatasının integrasyon işlemi yapılması gerekmediğinden sıklıkla tercih edilebilmektedir. Bu durumda yalnızca oransal kazanç parametresi K_p ve α parametreleri ayarı ile takip sağlanabilmektedir.



Şekil 2.11 i-PID kontrolcü blok diyagramları ile gösterimi

Burada çıkış referans yörüngesi y , endüstriyel uygulamada geleneksel PID 'den farklıdır. Klasik. Bu değışkene yer verilmediğinde sistemde osilasyonlar, aşmalar ve gecikmeler meydana gelmektedir. Bu nedenle y çıktısı modelsiz kontrol tekniğinin uygulanmasında önemli rol oynamaktadır. y çıktı sinyalinin v . türevi sistem ile ilgili kontrol etmek istenilen tüm bilgiyi taşımaktadır.

Bu iki denklem birleştirildiğinde;

$$\ddot{e} + K_D \dot{e} + K_p e + K_I \int e = 0 \quad (2.33)$$

Sistemin belirsiz kısımları ve bozucu etkiler elimine edilmiştir. Böylece K_p , K_i , K_D ve α parametrelerinin ayarlanması ile iyi bir referans takibi gerçekleştirilebilir. Bu durum i-PID kontrolcülerin temel avantajlarından biridir. Bir diğeri ise, kazanç parametreleri ayarlandıktan sonra yalnızca α parametresi değıştirilerek istenilen yüksek takip performansı karşılanabilmektedir. PID kontrolcüler ile karşılaştırıldığında;

Belirsizlikleri ve bozucu etkileri de içinde barındıran, tüm sistem bilgisini içeren F parametresi sayesinde herhangi bir parametre tanılama işlemi yapılması gerekmemektedir. Ayrıntılı ve zaman alıcı parametre ayarı işlemleri yapılması gerekmeden yüksek mertebeli nonlineer sistemler kontrol edilebilir. F parametresinin hesaplanması;

$$u = -\frac{F - \dot{y} + K_p e + K_I \int e}{\alpha} \quad (2.34)$$

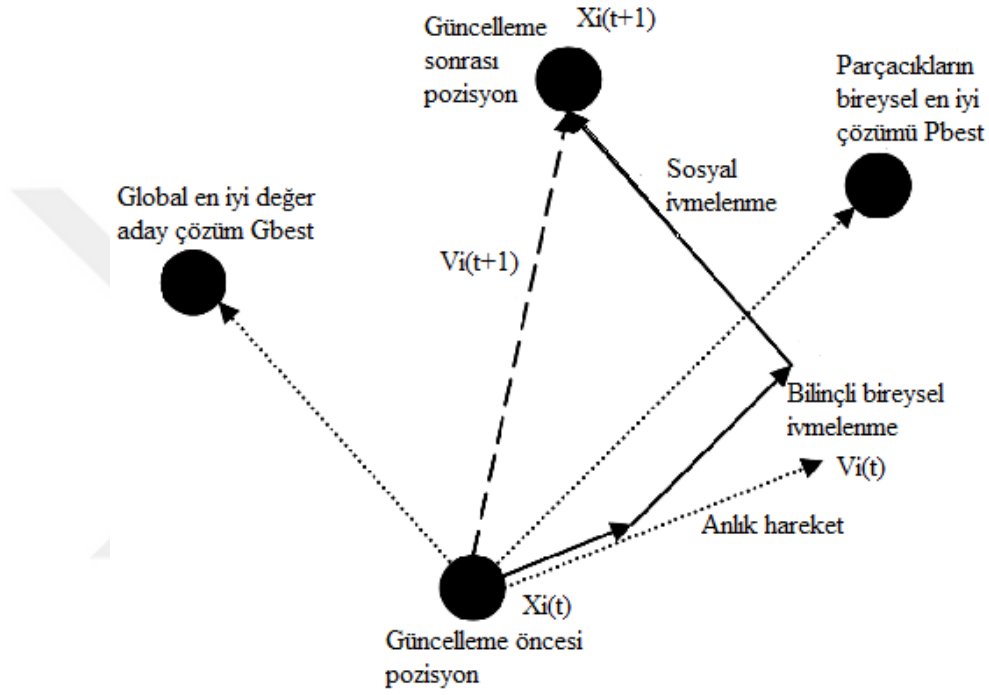
Burada F, eşitliğin bir tarafında bırakılırsa;

$$F = -u\alpha - \dot{y} - K_p e - K_I \int e \quad (2.35)$$

Bu denkleme göre, F parametresinin blok diyagramları Şekil 2.15'deki gibi oluşturulur. Aşmalar ve gecikmelerin en rahat incelenebildiği basamak girişinde daha iyi takip performansı elde edilirken düz (flatness) sinyal girişi uygulanarak aşmalar sıfıra daha yakın bir değer alabilmektedir (Fliess vd. ,1995).

2.2.3. Parçacık Sürü Optimizasyonu

Eberhart ve Kennedy tarafından 1995'te geliştirilen bu algoritma kesin sınırları olan bir fonksiyonun maksimum değeri ve minimum değerlerini hesaplayabilmek amacıyla oluşturulmuştur. Bu optimizasyon genel olarak kuş sürüsü ya da balık sürüsü gibi biyolojik sosyal sistem sürü davranış zekasını temel alarak modellenmiştir.



Şekil 2.12 PSO Algoritması arama bölgesi değiştirme gösterimi

Bu optimizasyon, kuş ve balık sürü zekasını temel alarak modellenmiştir. Sunulan algoritmaya göre, her parçacık yerel olarak, her iterasyondaki çözümünü önceki çözümleri ile karşılaştırarak p_{best} değerini vermektedir. Bu değer, her parçacık için bireysel çözüme dayalı en iyi değerdir. Tüm parçacıklar arasında bulunan en iyi global değer de g_{best} olarak adlandırılır, tüm parçacık sürüsünün verdiği en iyi değerdir. Sürüdeki her parçacığın hareket alanı sınırlandırılmıştır. Bu parçacıkların hızları, bireysel ve komşuluklarına göre dinamik olarak ayarlanmaktadır. Bu davranışlara göre Eberhart ve Kennedy tarafından ortaya konmuş eşitlikler;

i.parçacığın konumu

$$x_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})$$

Parçacığın en iyi bireysel çözümü P_{best} ;

$$P_{besti} = (P_{besti1}, P_{besti2}, \dots, P_{bestiD})$$

i. parçacığın hızı;

$$v_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD})$$

Her parçacığın değiştirilmiş hızı ve pozisyonu, aşağıdaki formüllerde gösterildiği gibi P_{best} 'ten g_{best} 'e mevcut hız ve mesafe kullanılarak hesaplanabilir:

$$v_{id}^{t+1} = \omega v_{id}^t + c_1 r_1 (P_{best_{id}}^t - x_{id}^t) + c_2 r_2 (g_{bestd} - x_{id}^t) \quad (2.36)$$

$$x_{id}^{t+1} = x_{id}^t + v_{id}^{t+1} \quad (2.37)$$

Hidrolik sistemde bu optimizasyonun kullanım amacı, uygulanan PID ve i-PID kontrolcülerin parametrelerinin doğru biçimde ayarlanmasını sağlayarak, hata $e(t)$ 'yi sıfıra yakınsamaktır. Sistem hatası, sistem çıktısından referans giriş çıkarılarak bulunur. Hata, uygunluk kriterinin hesaplanmasında kullanılır. Uygunluk kriterleri, PSO optimizasyonuna eklenir ve her kriter için ayrı ayrı maliyet ve parametre değerleri bulunur.

Tablo 12. PSO Algoritmasında kullanılan parametre değerleri

Parametre	Değer
c_1, c_2	0,9-1,2
d	3-4
n	20
t	100
ω	0.9

ω , c_1, c_2, r_1, r_2 sırasıyla atalet ağırlığı, pozitif sabitler ve $[0, 1]$ aralığındaki iki sabittir. Parçacık sürü optimizasyonu temelinde ω , birim olarak alınır ama algoritmanın geliştirilmesi için $\omega \approx [0.5 \ 0.9]$ aralığında alınabilir. Başlangıçta genellikle maksimum ve minimum hız değerleri tanımlanmaktadır, pozisyon olarak ise parçacıklar rastgele dağıtılmış olarak başlarlar. W ağırlık faktörü, aşmanın ve kalıcı durum hatalarının minimize edilmesi için 0.7'den büyük seçilmiştir. Bununla birlikte, ağırlık faktörünün 0.7'den küçük seçilmesi yükselme zamanı ve yerleşme zaman uzunluğunun düşmesine sağlar. Bu çalışma için w , 0.9 seçilmiştir.

İterasyonların sonunda, sürünün en iyi pozisyonu, problemin çözümü olacaktır. PID ve i-PID için PSO çalışması şu şekildedir:

- PID için 3, i-PID için 4 boyutlu problem uzayında rastgele konumlara ve hızlara sahip bir parçacık popülasyonu başlatılır.
- Her bir parçacık için maliyet fonksiyonu değerlendirilir.
- Parçacığın uygunluk fonksiyonu önceki en iyi değer ile karşılaştırılır. Geçerli değer daha iyi ise, önceki değere eşit olacak şekilde ayarlanır.
- Komşuluktaki parçacık, bulunan en iyi uygunluk değeri ile tanımlanır ve gbest değişken dizinine atanır.
- Parçacığın konumu ve hızı, gerekli denklemler kullanarak değiştirilir.
- Tekrar uygunluk fonksiyonu değerlendirilir ve kriterler uyuşuncaya kadar iterasyona devam edilir. İterasyonların sonunda, sürünün en iyi pozisyonu, problemin çözümü olacaktır. Bu çalışma için uygunluk kriterini sıfıra yaklaştıran parametreler, problemin en iyi çözümüdür.

2.2.4. Parçacık Sürü Optimizasyonu Uygunluk Kriterleri

PID kontrolcü tasarımında frekans alanında değerlendirilebilmeleri nedeniyle kontrol sisteminde sıklıkla tercih edilen hata kriterlerinden bazıları; Integral Absolute Error (IAE), Integral Squared Error (ISE), Integrated of Time weighted Squared Error (ITSE), ITAE (Integral of Time Weighted Absolute Error), RMS (Root of Mean Squared Error)

şeklindedir. Her hata kriterizasyonunun kendi içerisinde bazı avantajları ve dezavantajları vardır. Örneğin ISE kriteri için, hatanın minimize edilmesi, düşük bir aşma ile birlikte daha uzun bir yerleşme zamanı ile sonuçlanmaktadır. Nedeni ise, ISE performans kriterizasyonunun hataları zamandan bağımsız olarak eşit şekilde değerlendirmesidir. ITSE kriterizasyonu, ISE kriterizasyonunun dezavantajlarının üstesinden gelebilir ancak, analitik formülün daha karmaşık oluşu ve türevleme işlemi zaman alıcıdır. Bu çalışmada, hataya bağlı maliyet fonksiyonunu bulmak ve en düşük değerdeki maliyet fonksiyonuna ulaşmak için ISE, ITAE ve RMS kriterleri kullanılmıştır. Bu kriterler şu şekilde ifade edilmektedir (Krohling vd. , 1997):

ISE (Integral of Squared Error)

$$\int_0^t |e(\tau)| d\tau$$

(2.38)

ITAE(Integral of Time Weighted Absolute Error)

$$\int_0^t t|e(\tau)| d\tau$$

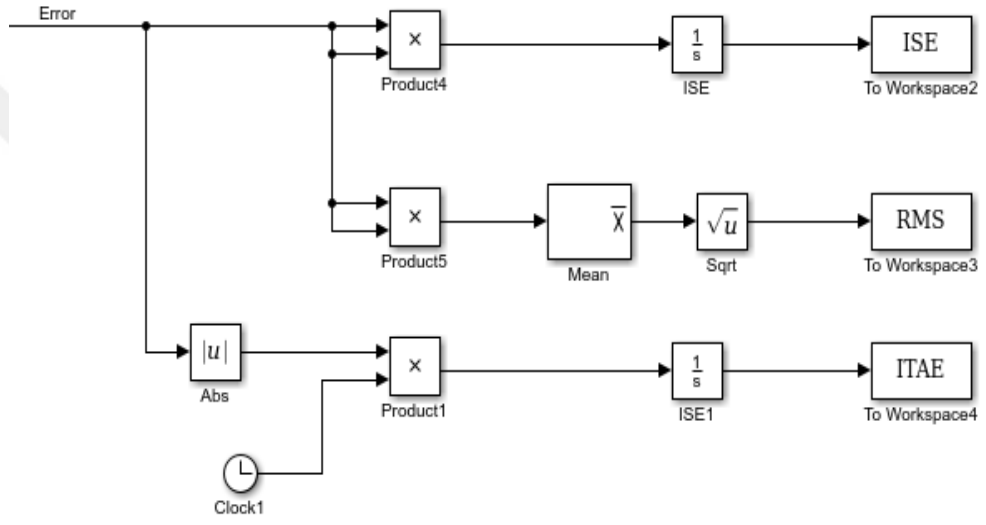
(2.39)

RMS (Root of Mean Squared Error)

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N e^2(t)}{N}}$$

(2.40)

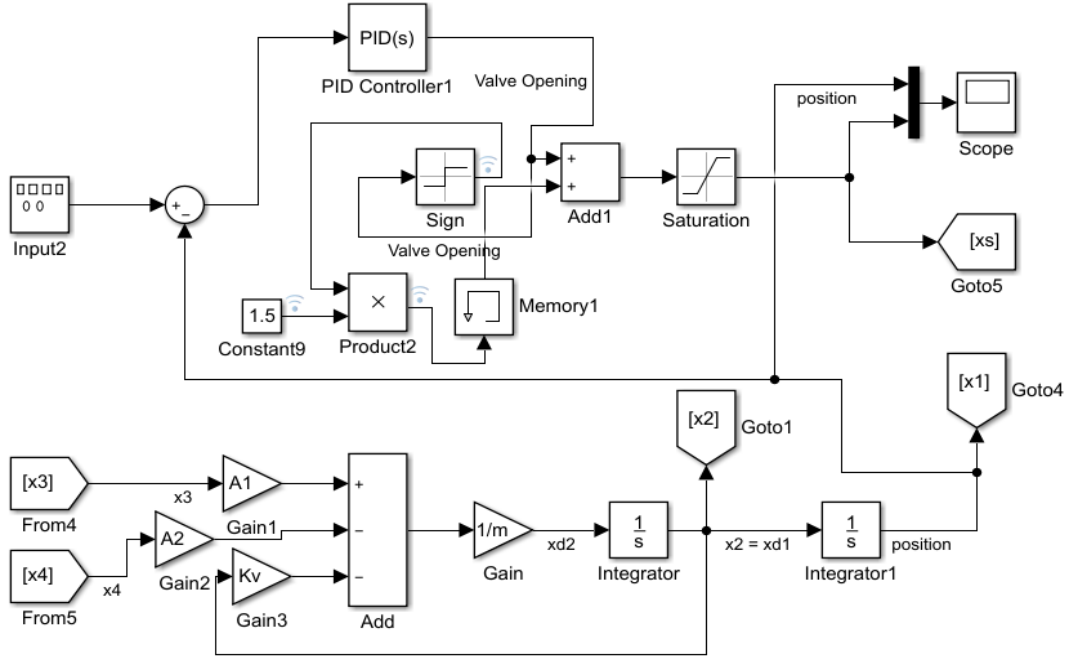
Performans kriterlerinin zaman alanında aşma, yükselme zamanı, yerleşme zamanı, ve kalıcı durum hataları incelenerek karşılaştırılacaktır. Önerilen performan kriterlerinden tasarım kriterlerinin karşılanması beklenmektedir. w ağırlık faktörü, aşmanın ve kalıcı durum hatalarının minimize edilmesi için 0.7 'den büyük seçilmiştir. Bununla birlikte, ağırlık faktörünün 0.7'den küçük seçilmesi yükselme zamanı ve yerleşme zaman uzunluğunun düşmesine sağlar. Bu çalışma için w , 0.9 seçilmiştir.



Şekil 2.13 Simscape Benzetimi Uygunluk Kriterleri

2.2.5. EHSS İçin PID Kontrolcü Tasarımı

PSO algoritması ile bulunan ve Simscape Hydraulics bezetiminin sinüs girişi takibinde en yüksek başarıyı sağlayan PID kontrol parametreleri 3 genlik, 0.1 Hz sinüs girişi ile lineer olmayan durum uzayı denklemlerine de uygulanmıştır. Tablo-15 'de belirtilen ITAE kriteri ile bulunan parametreler sırasıyla; K_p ; 12.0798; K_i ; 89.6405; K_d ; 0.5874 şeklinde olup, sonuçlar Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 2.14 Hidrolik Sistemin Nonlinear Durum Uzayı Modelinde PID Kontrol

Parçacık sürü optimizasyonu uygulanmadan önce Ziegler-Nichol's metodunu temel alan MATLAB PID Tuner ile bulunan değerler;

Tablo 13. Simscape Benzetiminde Ziegler-Nichols metodu ile bulunan PID parametreleri

PID		
K_p	K_i	K_d
14.7246	34.3877	0.1680

Simscape Fluids benzetiminde parçacık sürüsü optimizasyonu uygulanarak bulunan PID parametreleri şu şekildedir;

Tablo 14. Simscape Benzetiminde basamak girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla belirlenen PID parametreleri

Referans		PID	
Step	Kp	Ki	Kd
ISE	13.0304	7.5967	0.6599
RMS	12.2595	40.1808	0.4823
ITAE	9.5278	36.1007	1.5731

Tablo 15. Simscape Fluids benzetiminde Sinüs girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri

Referans		PID	
Sinüs	Kp	Ki	Kd
ISE	14.7246	34.3877	0.1680
RMS	7.2135	95.8059	1.6012
ITAE	12.0798	89.6405	0.5874

Tablo 16 Simscape Fluids benzetiminde Rampa girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri

Referans		PID	
Ramp	Kp	Ki	Kd
ISE	15.2234	32.1210	1.2115
RMS	5.6217	48.7553	0.8892
ITAE	8.6750	59.8552	0.4672

Referans girişi olarak basamak, sinüs ve rampa girişi uygulanan sistem için bulunan parametreler Tablo 14,15 ve 16’da görüldüğü gibidir. PID parametreleri için minimum maliyet fonksiyonuna yaklaşık 100 iterasyonda ulaşılırken ISE, ITAE ve RMS uygunluk kriterlerinden maliyet fonksiyonunun sıfıra en hızlı yakınsadığı kriter, RMS hatası değeridir.

Nonlinear durum uzayı modelinde parçacık sürü optimizasyonu uygulanarak bulunan PID parametreleri şu şekildedir;

Tablo 17 Nonlinear durum uzayı modelinde basamak girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla belirlenen PID parametreleri

Referans		PID	
Step	Kp	Ki	Kd
ISE	14.6012	71.3714	0.4769
RMS	14.5013	58.4736	2.1312
ITAE	10.2188	28.6564	0.1705

Tablo 18. Nonlinear durum uzayı modelinde Sinüs girişi uygulanarak PSO algoritmasıyla belirlenen PID parametreleri

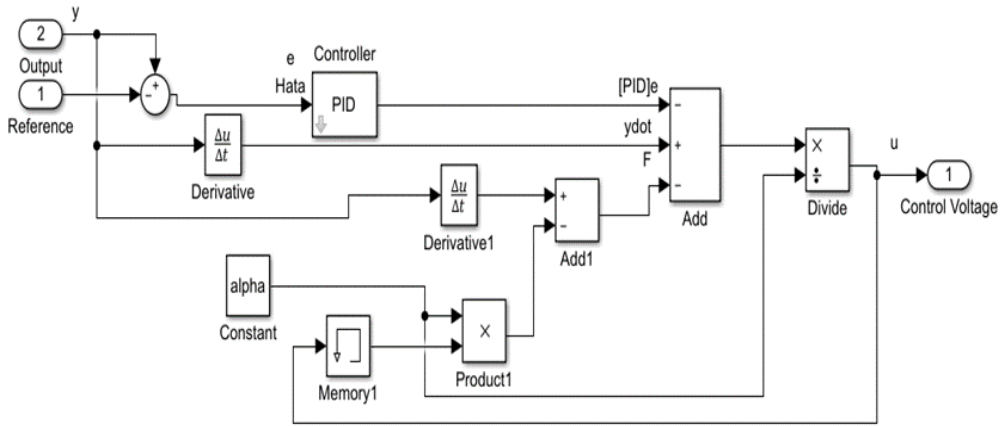
Referans		PID	
Sinüs	Kp	Ki	Kd
ISE	12.9124	62.2880	0.4769
RMS	3.568	55.8118	2.5085
ITAE	6.8479	93.5976	0.8968

Tablo 19. Nonlinear durum uzayı modelinde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan PID parametreleri

Referans	PID		
Ramp	Kp	Ki	Kd
ISE	10.4734	26.4743	1.8850
RMS	4.1237	52.0219	0.6585
ITAE	6.5906	45.2762	1.8834

2.2.6. EHSS İçin i-PID Kontrolcü Tasarımı

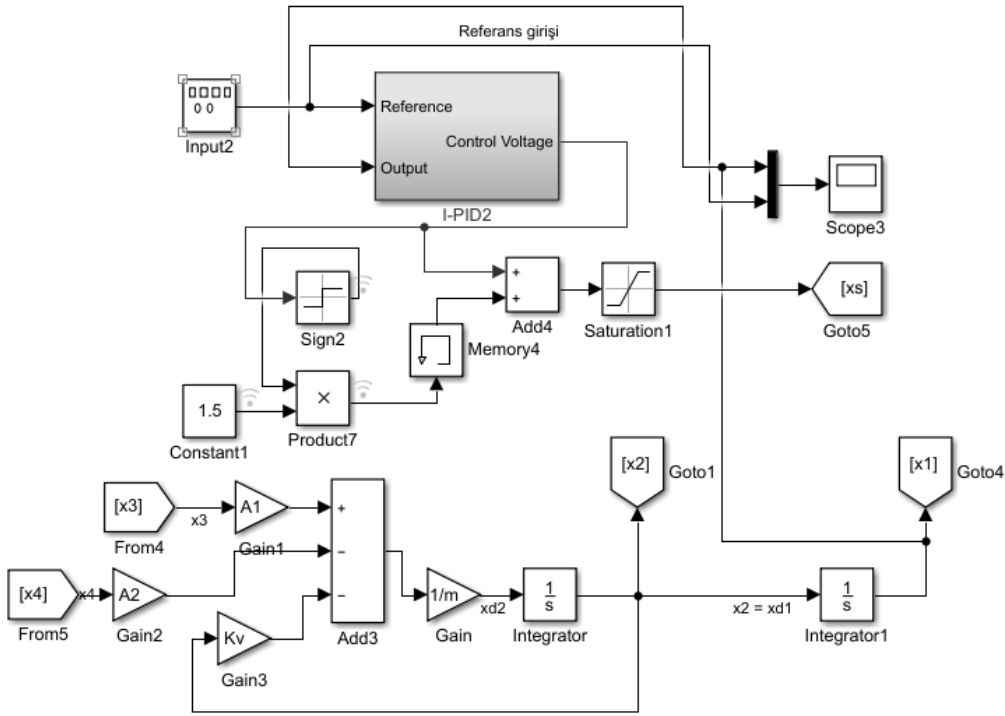
Önerilen kontrolcüye göre i-PID kontrolcü Simscape'te tasarlanır;



Şekil 2.15 i-PID Kontrolcünün Blok Diyagramı ile Tasarımı

Bu çalışmada, bozucu etkiler ve yük değişimleri altında sistem karakteristikleri gerekli simülasyonlar ile incelenmiş olup, tasarlanan i-PID kontrolcünün bu farklı koşullar karşısında dayanıklılığı ölçülmüştür. ISE (Integral of Squared Error), RMSE (Root of Mean Squared Error) ve ITAE (Integral of Time Weighted Absolute Error) uygunluk kriterleri PSO'da, basamak, sinüs ve rampa girişi uygulanarak hesaplanmıştır. Buna göre Ziegler-Nichols metodu ile parametreleri bulunan klasik PID kontrolcü, PSO ile parametreleri bulunan PID kontrolcü ve yine PSO ile parametreleri bulunan i-PID kontrolcülerin referans giriş-pozisyon çıktısı, pozisyon-hata, hız değişimi, kontrol girişi grafikleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Nonlinear hidrolik sistem modelinde blok diyagramları ile i-PID kontrolcü tasarımı için, PSO algoritması ile bulunan ve simscape hydraulics modelinin sinüs girişi takibinde en yüksek başarıyı sağlayan i-PID kontrol parametreleri 0,03 m genliğindeki sinüsoidal giriş ile lineer olmayan durum uzayı denklemlerine de uygulanmıştır. Tablo-21’de belirtilen RMS kriteri ile bulunan i-PID parametreleri sırasıyla; K_p ; 4.2876; K_i ;2.6143; K_d ; 0.544; $\alpha = 4.5020$ şeklinde olup, sonuçlar Şekil 3.7 ‘de verilmiştir.



Şekil 2.16 Nonlinear durum uzayı modeli için i-PID Kontrolcü Tasarımı

Ziegler Nichols metodu ile bulunan PID parametreleri $K_p = 14.3499$, $K_i = 84.3231$, $K_d = 0.4854$ ile takip sağlanabilse de gerçek sistem yüksek miktarda belirsizlikler, bozucu etkiler, sürtünme kuvvetleri, kütle pertürbasyonları gibi etkiler içerebildiğinden, bu gibi durumlar karşısında yeterli performans elde edilemeyebilir. Uygulanması zor, hesaplama maliyeti yüksek, mükemmel model gereksinimi olan doğrusal olmayan adaptif yöntemler yerine önerilen i-PID kontrolcü için PSO ile step, sinüs ve rampa referans girişleri uygulanarak bulunan PID parametreleri ve α parametreleri;

Tablo 20 Simscape Fluids benzetiminde basamak girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

Referans		i-PID		
Step	K_p	K_i	K_d	α
ISE	4.5799	0	1.6580	59.2079
RMS	6.0497	0	1	14.5031
ITAE	8.44	0	1	18.7633

Tablo 21 Simscape Fluids benzetiminde Sinüs girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

Referans		i-PID		
Sinüs	K_p	K_i	K_d	α
ISE	9.1817	2.2788	0.1083	2.7581
RMS	4.2876	2.6143	0.544	4.5020
ITAE	6.0117	7.1903	0.0538	1.7656

Tablo 22 Simscape Fluids benzetiminde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

Referans		i-PID		
Ramp	K_p	K_i	K_d	α
ISE	9.5605	4.0452	0.2125	7.8576
RMS	2.8151	10	0.2759	20.2093
ITAE	9.9927	2.6765	0.327	14.2803

Referans girişi olarak 3 değerinde basamak girişi uygulanan sistem için bulunan parametreler Tablo 23’de görüldüğü gibidir. PID parametreleri için yaklaşık minimum maliyet fonksiyonuna 100 iterasyonda ulaşılırken, i-PID kontrolcü için minimum maliyet fonksiyonuna neredeyse tüm uygunluk kriterlerinde 8 iterasyonda ulaşılabilmiştir. Bu da bozuculara karşı oldukça etkili olan i-PID kontrolcülerin, hesaplama maliyeti ile gelen bir diğer avantajıdır.

Tablo 23. Nonlinear durum uzayı benzetiminde basamak girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

Referans	i-PID			
Step	K_p	K_i	K_d	α
ISE	0.9794	0.112	0.3142	35.1866
RMS	0.1225	0	0.2059	9.5316
ITAE	0.6467	0.1774	0.1311	4.1352

Tablo 24. Nonlinear durum uzayı benzetiminde Sinüs girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

Referans	I-PID			
Sinüs	K_p	K_i	K_d	α
ISE	3.843	0.2134	0.5836	50.17
RMS	2.1243	0	0.2196	13.096
ITAE	3.1037	1.247	0.31	15.067

Tablo 25. Nonlinear durum uzayı benzetiminde Rampa girişi ile PSO algoritmasıyla bulunan i-PID parametreleri

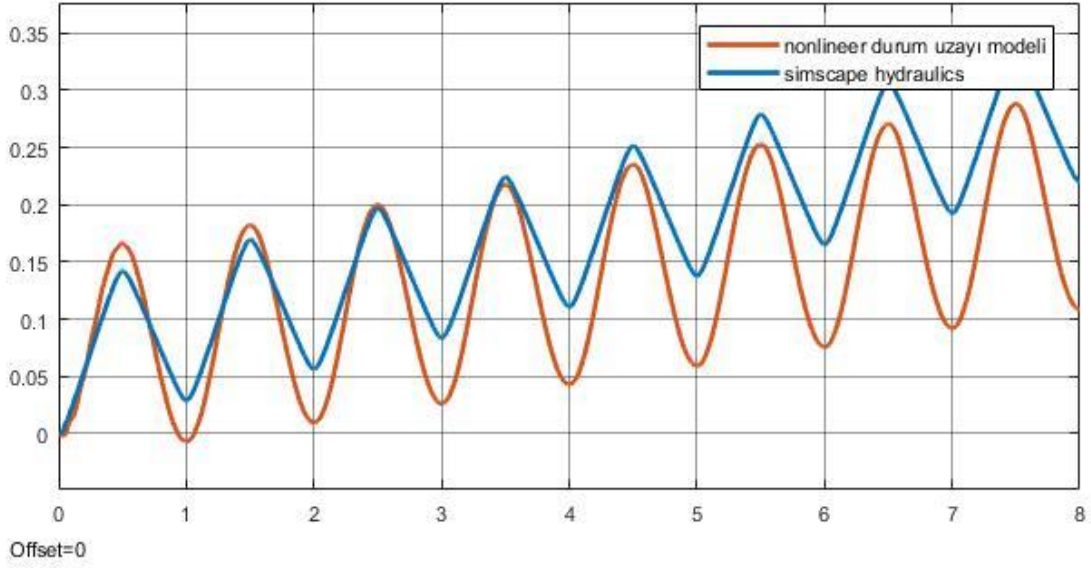
Referans	I-PID			
Ramp	K_p	K_i	K_d	α
ISE	3.3441	0.2146	0.0506	20.4781
RMS	3.3358	7.2233	0.5289	19.9028
ITAE	3.3372	10	0.3692	39.8405

3. BULGULAR

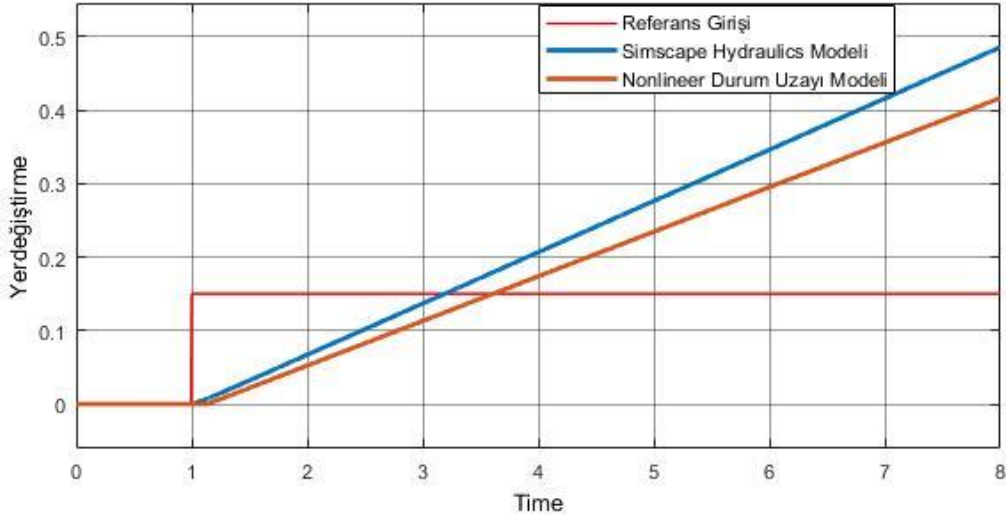
3.1. Nonlinear Durum Uzayı Modeli ve Simscape Hydraulics Model Benzetim

Davranışları

Lineer olmayan durum uzayı denklemleri blok diyagramları ve Simscape Fluids'te deneysel sisteme benzetim yapılarak oluşturulan iki ayrı modelin 0.15 genlik ve 0.1 Hz sinüs giriş cevapları incelenmiştir. Bu iki ayrı benzetimin sinüs ve basamak girişi çıktıları sırasıyla Şekil 3.1. ve Şekil 3.2.'deki gibidir.

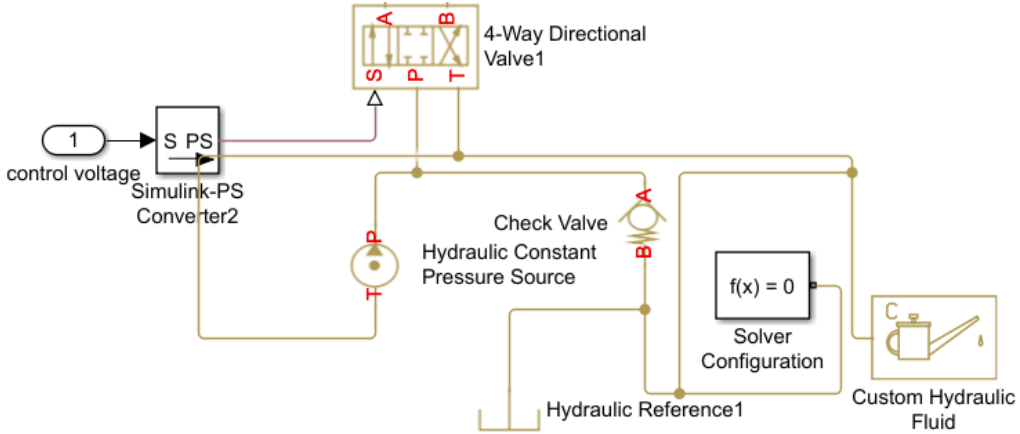


Şekil 3.1 Kontrolcü uygulanmadığında Nonlinear Durum uzayı modeli ve Simscape Hydraulics modeli 0.15, 0.1 Hz sinüs girişi cevapları



Şekil 3.2 Kontrolcü uygulanmadığında Nonlineer Durum uzayı modeli ve Simscape Hydraulics modeli 0.15 step girişi cevapları

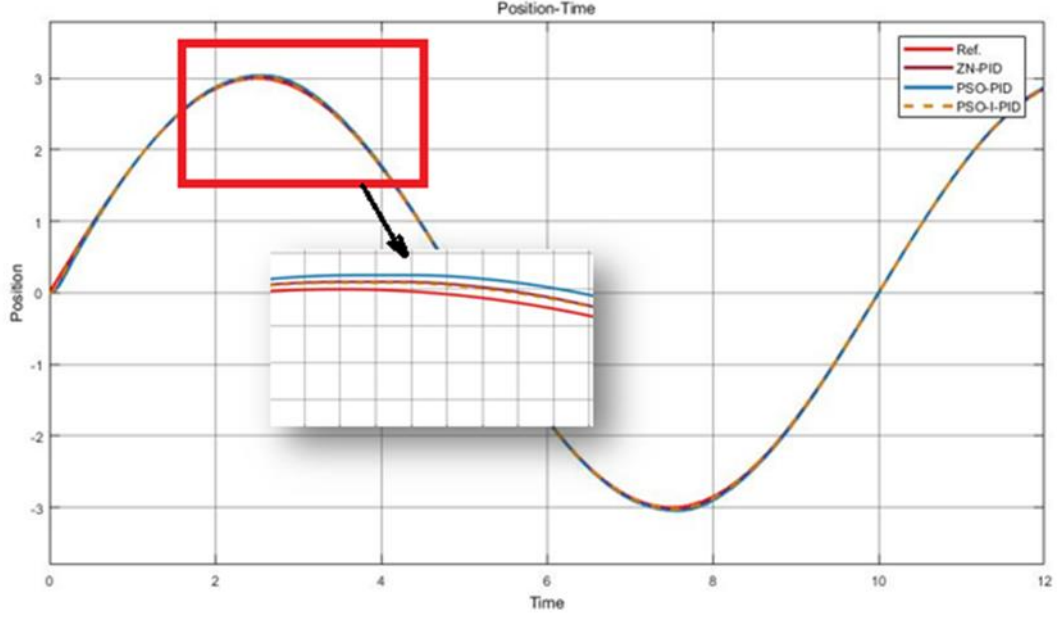
İki ayrı benzetimin çıktıları karşılaştırıldığında, nonlinear durum uzayı modelinde bir miktar gecikme olduğu görülmektedir. Simscape Fluids benzetiminde, sistem girdisi olan Voltaj değerini akıma dönüştürecek ve valf girdisi olarak 0, 0.88 A aralığında verecek şekilde sürücü modeli olarak transfer fonksiyonu eklenmiştir. Bu transfer fonksiyonu nedeniyle iki ayrı benzetimin cevap sürelerinde fark oluşmaktadır.



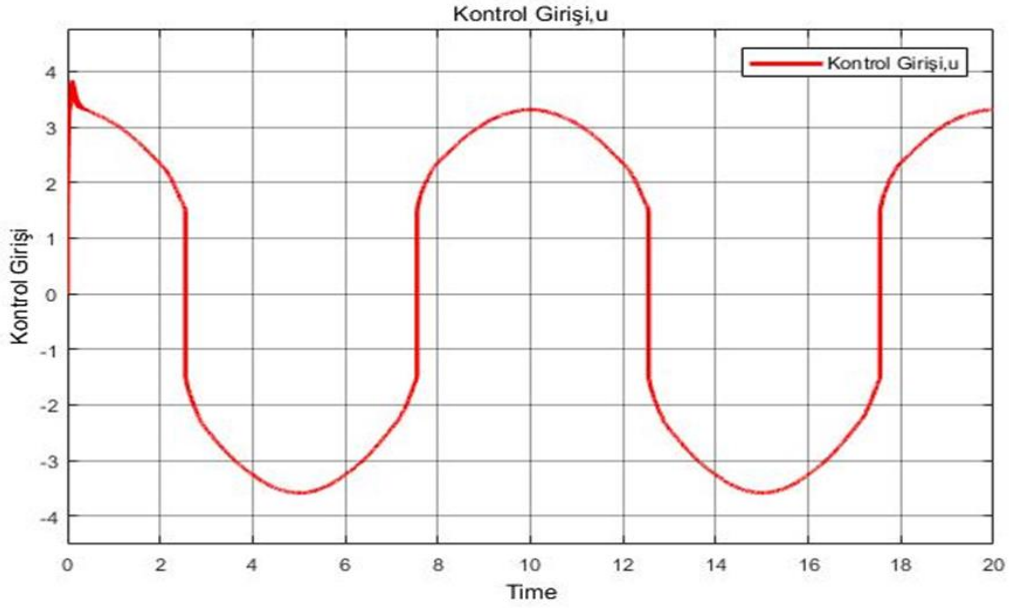
Şekil 3.3 Simscape modeline eklenen sabit basınç kaynağı ve çekvalf

3.2. Klasik PID, PSO-PID ve PSO-i-PID Kontrolcülerde Karşılaştırmalar

Simscape hydraulics modeline uygulanan referans girişi 0.1 Hz frekansında 0.03 m genliğinde sinüs sinyalidir. Sunulan kontrolcüler klasik PID, PSO PID ve PSO i-PID referans sinyalini takip etmede başarılı olmuştur.



Şekil 3.4 (0.1) Hz sinüs referans girişi takip cevabı



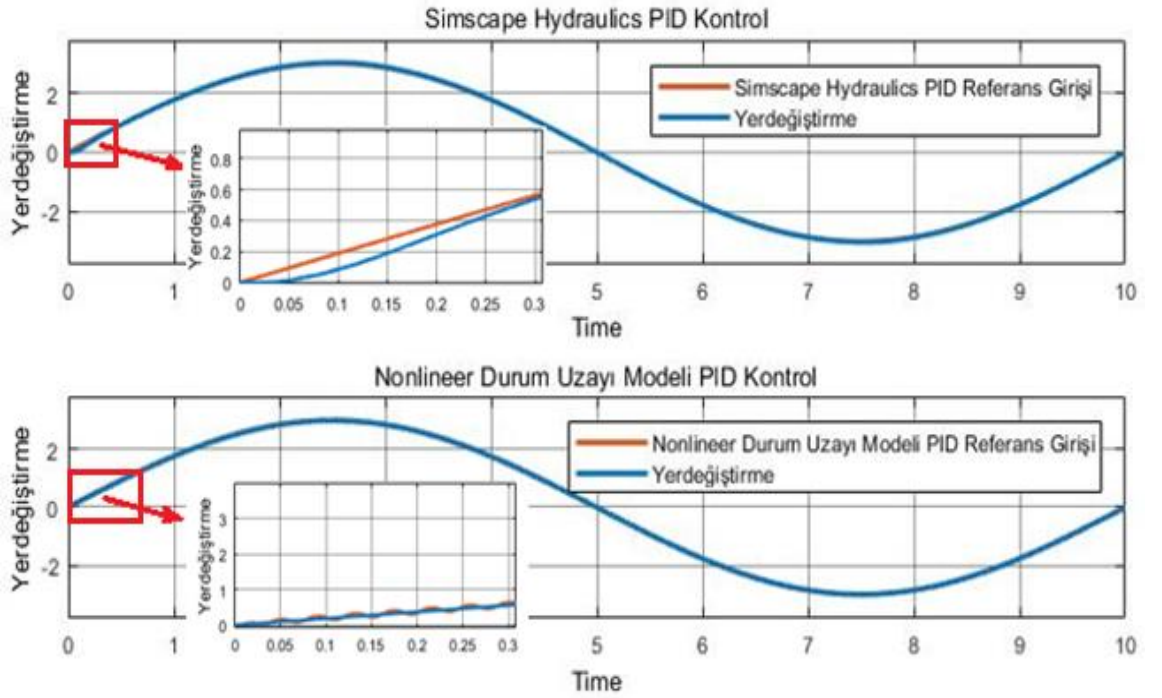
Şekil 3.5 (0.1) Hz sinüs referans takibi için uygulanan kontrol girişi

Simscape hydraulics modelinin yerleşme süresinde lineer olmayan modelin yerleşme süresine göre 0.3 s'lik bir gecikme görülse de simülasyonun devamında lineer olmayan modele göre daha kararlı bir davranış sergilediği gözlemlenmiştir. Bu davranışın uygulanan çözücü ya da adım boyutu ile ilgili olabileceği düşünülmektedir.

3.3. Durum Uzayı Denklemleri Benzetimi ve Simscape Fluids Benzetimine Uygulanan

PID Kontrolcülerin Karşılaştırması

PID kontrolcüde de 0.3 s yerleşme zamanının sonrasında 3 genlik, 0.1 Hz değerinde sinüs girişinin takibi sağlanmıştır. Simscape Fluids benzetimine uygulanan PSO- PID'de ihmal edilebilir miktarda faz kayması gözlemlenmiştir.

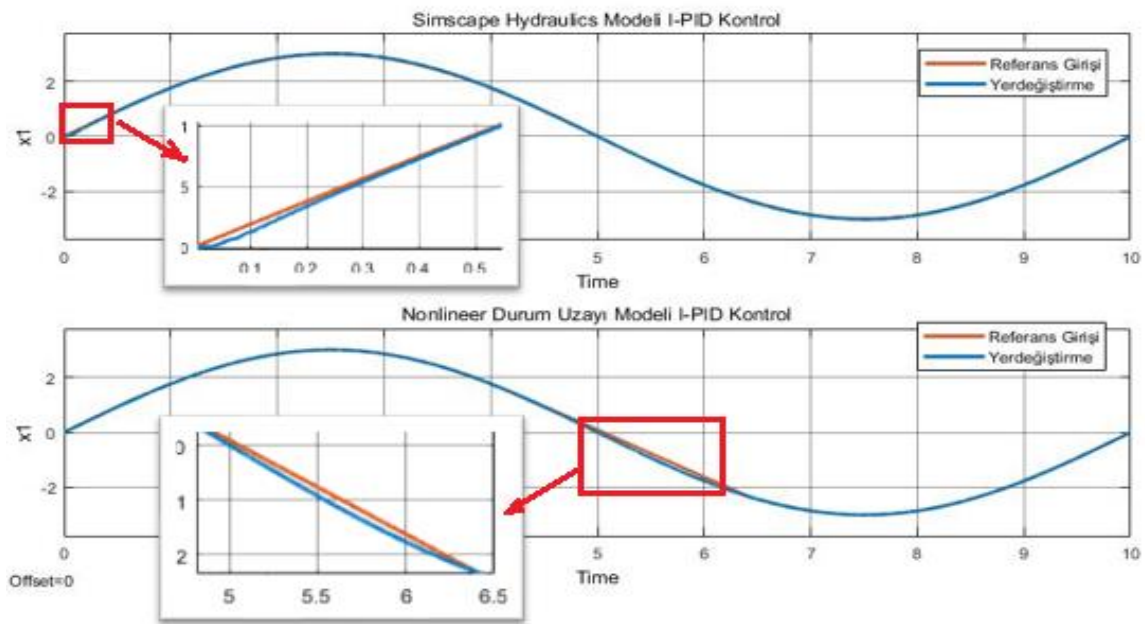


Şekil 3.6 İki farklı benzetimde uygulanan PID Kontrolcülerin Karşılaştırması

3.4. Durum Uzayı Modeli ve Simscape Hydraulics Modeline Uygulanan i-PID

Kontrolcülerin Karşılaştırması

PID kontrolde olduğu gibi i-PID kontrolcüde de 0.3 s yerleşme zamanının sonrasında 3 genlik, 0.1 Hz değerinde sinüs girişinin takibi sağlanmıştır. Simscape Fluids benzetimi ve Nonlineer durum uzayı blok diyagramlarına uygulanan PSO-i-PID' de ihmal edilebilir miktarda faz kayması gözlemlenmiştir.



Şekil 3.7 Nonlineer Durum Uzayı Modeli ve Simscape Fluids Benzetiminde uygulanan i-PID Kontrolcülerin Karşılaştırması

3.5. Simscape Fluids Benzetiminde ZN-PID, PSO-PID ve PSO-i-PID

Kontrolcüler İçin Takip Hataları

Tablo 26. Takip hatası için RMS analizi

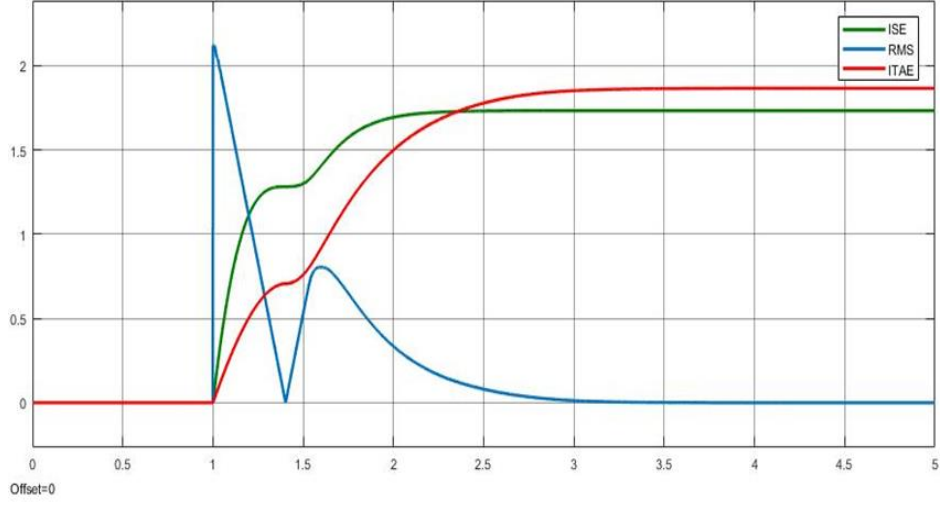
Kontrolcü	RMS(step)	RMS(sinüsoial)	RMS(Ramp)
ZN-PID	3.954×10^{-5}	0.008237	5.7735×10^{-4}
PSO-PID	9.204×10^{-6}	0.002939	5.778×10^{-4}
PSO-i-PID	9.163×10^{-4}	0.000144	0.0046

Tablo 27. Takip hatası için ISE analizi

Kontrolcü	ISE(step)	ISE(sinüsoial)	ISE(Ramp)
ZN-PID	2.108	0.0031180	4.0836×10^{-4}
PSO-PID	1.873	0.0097870	6.9751×10^{-4}
PSO-i-PID	2.032	0.0001373	0.0020

Tablo 28. Takip hatası için ITAE analizi

Kontrolcü	ITAE(step)	ITAE(sinüsoial)	ITAE(Ramp)
ZN-PID	1.803	0.5039	0.0024
PSO-PID	1.845	1.0610	0.0015
PSO-i-PID	1.767	0.1075	0.2325



Şekil 3.8 EHS Simscape Fluids Benzetimi Basamak Referans Girişi için - ISE, ITAE ve RMS Uygunluk Kriterleri Hata çıktıları

Minimum iterasyon sayısında en verimli parametrelerin elde edildiği RMS uygunluk kriteri ile bulunan K_p , K_I , K_d ve α parametreleri kullanılarak ISE ve ITAE kriterlerinin basamak ve sinüs girişlerinde verdiği sonuçlar karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

3.6. Nonlinear Durum Uzayı Model Benzetimi ZN-PID, PSO-PID ve PSO-i-PID

Kontrolcülerinin Takip Hataları

Tablo 29. Takip hatası için RMS analizi

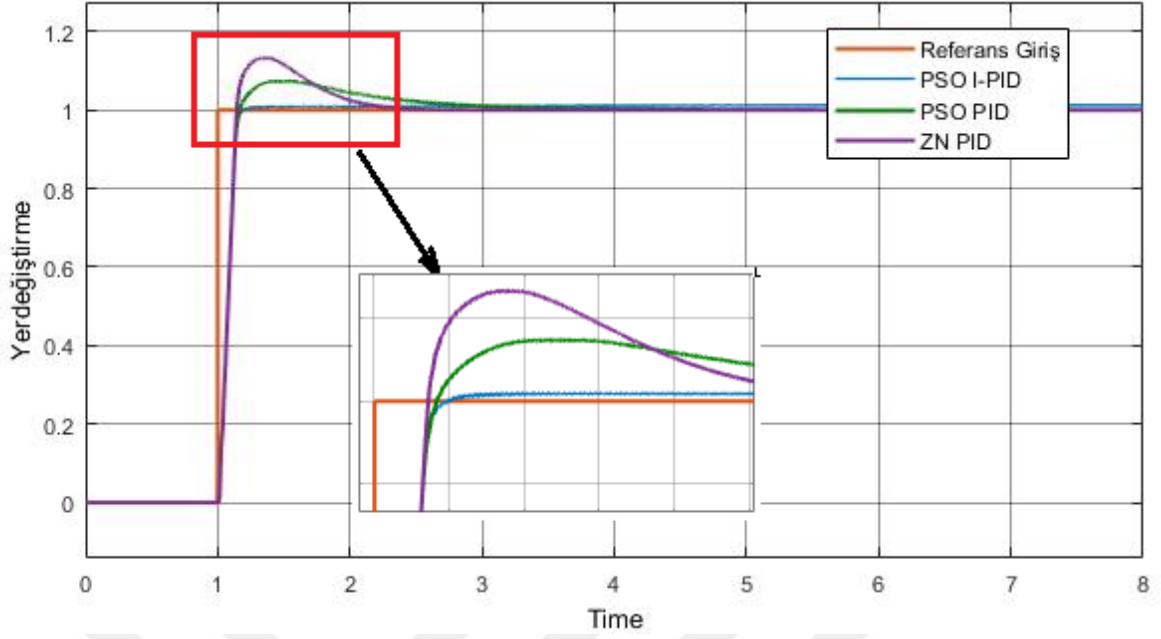
Kontrolcü	RMS(step)	RMS(sinüsoial)	RMS(Ramp)
ZN-PID	9.6523×10^{-4}	2.4384×10^{-4}	5.7735×10^{-4}
PSO-PID	4.5777×10^{-6}	5.321×10^{-4}	5.183×10^{-4}
PSO-I-PID	1.5585×10^{-4}	0.9271×10^{-4}	0.016×10^{-2}

Tablo 30. Takip hatası için ISE analizi

Kontrolcü	ISE(step)	ISE(sinüsoial)	ISE(Ramp)
ZN-PID	2.6118	2.1953×10^{-4}	4.0836×10^{-4}
PSO-PID	1.1626	2.424×10^{-4}	0.7357×10^{-3}
PSO-I-PID	0.6004	0.2013×10^{-4}	0.0017×10^{-4}

Tablo 31. Takip hatası için ITAE analizi

Kontrolcü	ITAE(step)	ITAE(sinüsoial)	ITAE(Ramp)
ZN-PID	1.6503	0.45	0.0321×10^{-2}
PSO-PID	1.8018	2.208	1.9×10^{-4}
PSO-I-PID	1.0038	1.7845×10^{-4}	0.2150

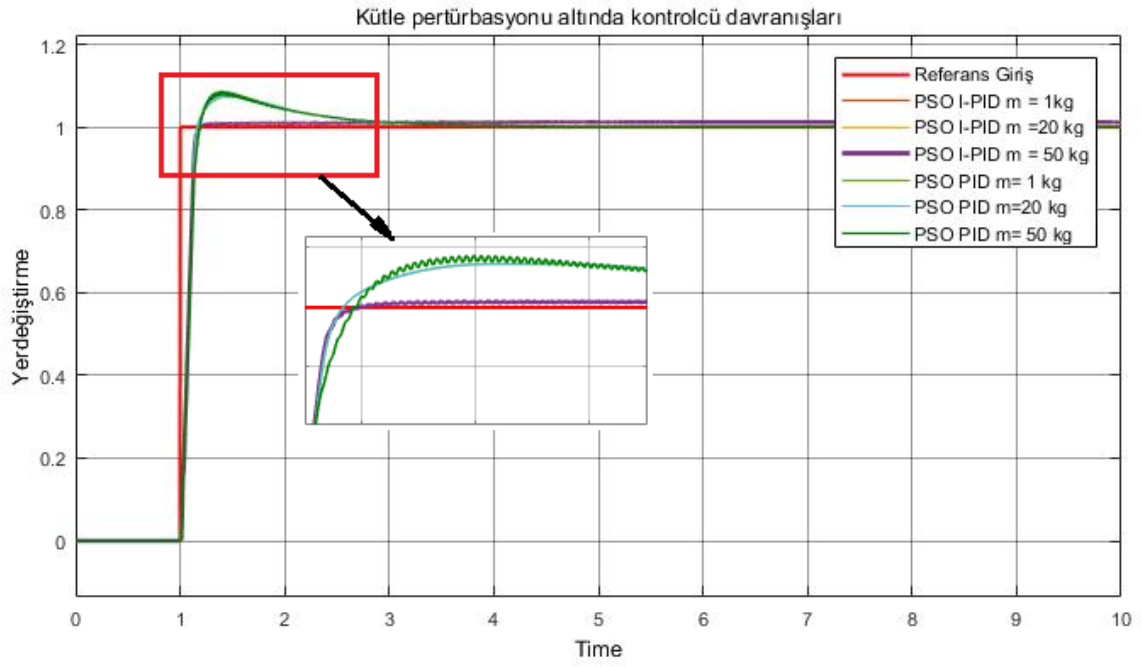


Şekil 3.9 Simscape Fluids Benzetiminde sunulan kontrolcülerin basamak referans girişi cevabı

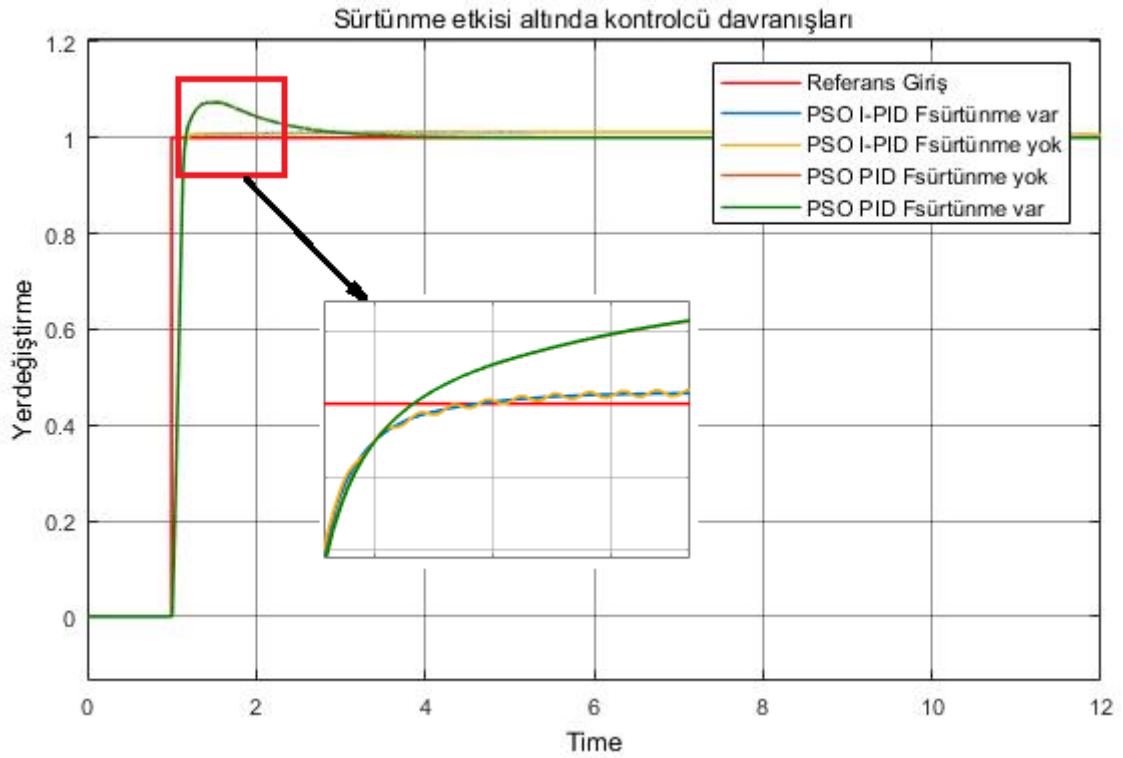
Uygulanan basamak girişine verilen cevaba göre kontrol karakteristikleri incelenen ZN-PID, PSO-PID, PSO-i-PID değerlendirilecek olursa, aşma miktarının en fazla olduğu kontrolcü, ZN-PID olup, ayrıca yerleşme zamanı en uzun süren kontrolcüdür. Yükselme süreleri neredeyse aynıdır. Aşma miktarı en az olan ise PSO-i-PID kontrolcüdür. Statik hata 0 olup, sinyalde kalıcı duruma ulaşılmadan aşma olması istenmeyen bir durumdur.

Tablo 32. Takip hatası için ITAE analizi

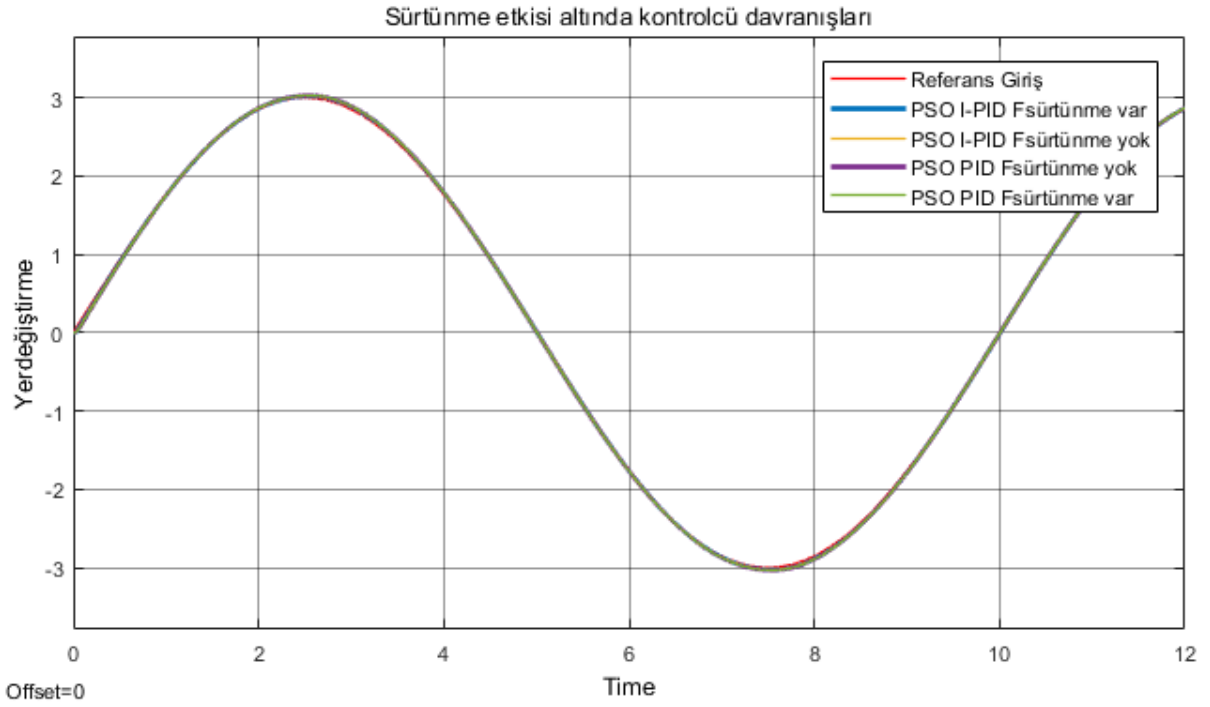
Kontrolcü	Aşma(Overshoot)	Ts(ms)	Tr(ms)	e_{ss}
ZN-PID	%13.068	245.018	107.016	0
PSO-PID	%6.989	324.02	108.188	0
PSO-I-PID	%0.373	199.8	106.467	0



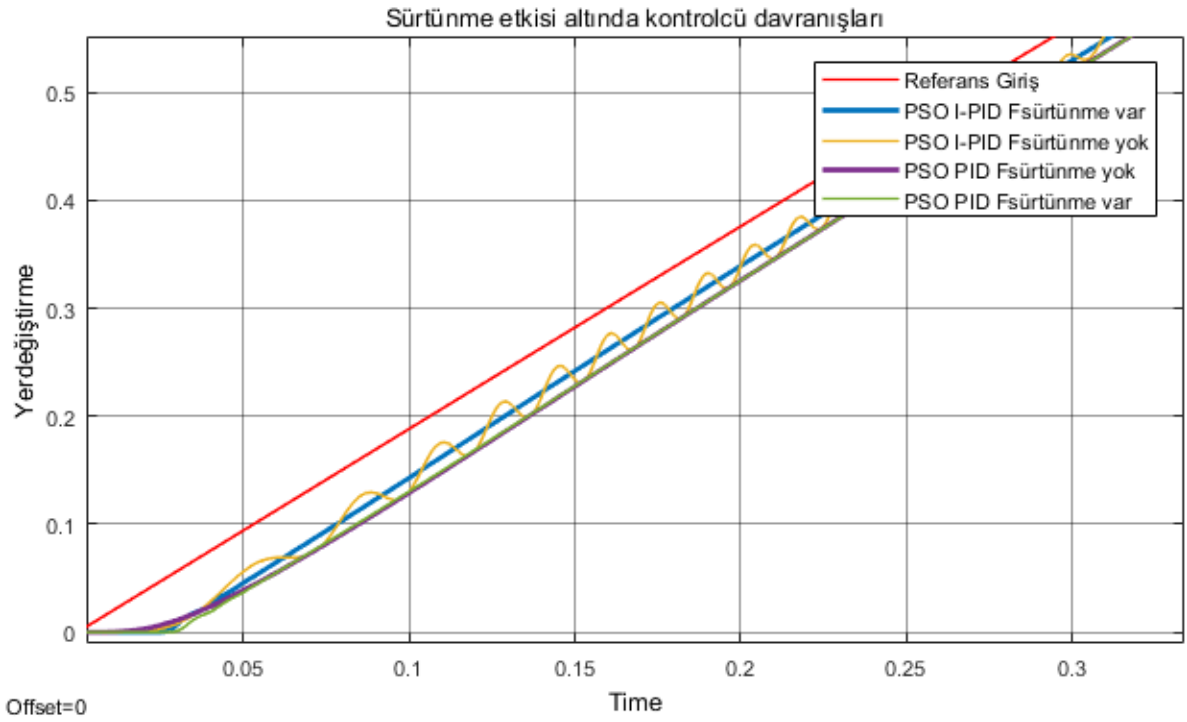
Şekil 3.10 Sunulan kontrolcülerin 1,20,50 kg yük pertürbasyonları altında basamak girişi



Şekil 3.11 Sunulan kontrolcülerin sürtünme kuvveti etkisi altında basamak girişi cevabı



Şekil 3.12 Sunulan kontrolcülerin sürtünme kuvveti etkisi altında sinüs girişi cevabı



Şekil 3.13 Sunulan kontrolcüler ve sürtünme kuvveti etkisi altında sistemin sinüs girişi cevabı

Hareketli yüzeyler arasında meydana gelen sürtünme kuvveti etkisi, Stribeck, Coulomb ve statik sürtünmeler de model içerisine dahil edilerek simüle edilmiştir. Uygulanan 0.1 Hz sinüs girişinde sürtünme etkisinin dahil edildiği modelde yerleşme zamanında gecikme olmuş, sistem dinamiklerinin etkilendiği gözlemlenmiştir.



4. SONUÇLAR

Bu çalışmada deneysel sistemi örnek alan ve Simscape Hydraulics'te tasarlanan bir hidrolik sistem farklı referans girişleri altında incelenmiş ve yerdeğiştirme davranışı farklı kontrol teknikleri altında karşılaştırılmıştır. Sisteme uygulanan sinüs ve basamak girişleri çıktıları incelendiğinde, ISE ve ITAE kriterleri ile karşılaştırıldığında en hızlı ve en doğru parametrelerin RMS hataları ile geri beslenerek alınabildiği, kalıcı durum hatalarını belirlemek için oldukça elverişli olduğu, PSO algoritmasının i-PID parametrelerinin isabetli ve kısa sürede tahmini için kullanışlı olduğu anlaşılmıştır. Genel olarak ZN-PID, PSO-PID ve PSO-i-PID birbirine çok yakın davranışlar sergilemişleridir. Sürtünme etkisi sisteme eklense de hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği gibi lineer olmayan etkiler tam olarak modele aktarılamayabilir. Sızıntı debileri ve sürtünme değerleri analitik olarak modele girilmiştir. Deneysel sisteme oldukça yakın sonuçlar elde edilmiş olup, özet olarak sonuçlar sıralanırsa;

- Doğrusal olmayan durum uzayı modeli ve Simscape Hydraulics benzetimleri karşılaştırılmıştır. Simscape hydraulics modelinde en iyi başarıyı sağlayan PID ve i-PID kontrolcü parametreleri, durum uzayı modelinde de takipte başarılı olmuştur. Her iki modelde de birbirine oldukça yakın sonuçlar alınması, benzetim çalışmasının kontrolcü tasarımındaki başarısını desteklemektedir.

- ZN-PID, PSO-PID ve i-PID kontrol yöntemleriyle basamak girişi ve sinüs giriş başarılı şekilde takip edilmiş, PSO/ i-PID kontrolcü, klasik ZN/PID ve PSO/PID kontrolcüye göre daha yüksek ve kararlı bir takip performansı sağlanmıştır.

- Sunulan, parçacık sürü optimizasyonu ile parametreleri bulunan i-PID kontrolcü ile kısa sürede sisteme uygun parametreler elde edilebilmiş ve klasik tekniklerle kıyaslandığında hem hız hem de performans olarak başarısı gözlemlenmiştir.

- Kütle pertürbasyonu eklendiğinde, 1kg, 20 kg ve 50 kg'lık kütle etkisi altında tasarlanan i-PID kontrolcünün performansında herhangi bir düşüş gözlemlenmemiştir.

- Stribeck, Coulomb sürtünmesi ve viskoz sürtünmeler modele eklendiğinde, tasarlanan i-PID kontrolcünün yerleşme zamanında 0.3 s'lik gecikme olsa da kalıcı durumda takip performansında herhangi bir düşüş gözlemlenmemiştir.

5. ÖNERİLER

Bu çalışmada endüstride sıkça kullanılan elektro hidrolik sistemlerde eyleyici pozisyon kontrolü için i-PID kontrolcü, geleneksel PID kontrolcü ya da nonlinear kontrol teknikleri yerine önerilmiştir. Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere sistem için uygulanması kolay ve dış bozucular ya da belirsizliklere karşı dayanıklı olması sebebiyle kullanımının yaygınlaşması beklenmekle birlikte, PID parametrelerinin klasik Ziegler-Nichols metodu ile bulunmasının ardından i-PID de kontrolcünün davranışında en çok etkiye sebep olduğu düşünülen α parametrelerinin optimizasyonu için genetik algoritma, karınca koloni algoritması, yapay sinir ağları gibi farklı sezgisel optimizasyon metodları uygulanabilir. Bunun yanı sıra, uygulanan hata kriterlerinin, maliyet fonksiyonu hesaplanması sırasında optimizasyonda en doğru parametrelerin en az iterasyon sayısında, en az örnekleme zamanında elde edilebilmesi için farklı hata kriterleri ile maliyet fonksiyonu hesaplaması yapılabilir. Sürtünme kuvveti etkileri altında önerilen kontrolcünün incelenmesi için literatürde sunulmuş farklı sürtünme modelleri ve değerleri sisteme eklenebilir. Çalışmada görülmektedir ki önerilen kontrolcü, kayan kipli kontrolcüde meydana gelen tırlama davranışı ya da diğer nonlinear kontrol tekniklerinde olduğu gibi karmaşık filtreleme işlemleri gerektirmez ancak, kontrol tekniğinin uygulanacağı sisteme göre sistemin kısmi bir modelinin(lineer/nonlinear) çevrime eklenmesi kontrol performansını artırmaktadır ve kontrolcüden maksimum verim alınması açısından önerilmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Angue-Minsta, H., Venugopal, R., Kenne, J. ve Belleau, C., 2011. Adaptive Position Control of an Electrohydraulic Servo System with Load Disturbance Rejection and Friction Compensation, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, ASME,133,1-7.
- Bonchis, A., Corke, P. I. ve Rye, D. C., 1999. A Pressure-Based, Velocity Independent, Friction Model for Asymmetric Hydraulic Cylinders, International Conference on Robotics & Automation.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K.J., ve Lischinsky, P., 1995. A New Model for Control Systems with Friction. IEEE Transactions on Automatic Control, 40, 3, 419-425.
- DeRose, D., 2003. Typical Proportional and Servo Valve Control Systems, Fluid Power Journal, March, 8-15.
- Dominique, B., 2006. The A380 Flight Control Electrohydrostatic Actuators, Achievements and Lessons Learnt, ICAS.
- Eberhart, J. ve Kennedy, J., 2002. Particle Swarm Optimization,IEEE ,Australia,
- Elbayomy, M., Zongxia, J. ve Huaqing, Z., 2008. PID Controller Optimization by GA and Its Performances on the Electro-hydraulic Servo System, Chinese Journal of Aeronautics, 21, 378-384.
- Ercan Y., 1995. Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi, Ankara.
- Eryilmaz, B. ve Wilson, B., 2000. Modeling the Internal Leakage of Hydraulic Servovalves, ASME IMECE, Boston USA
- Fliess, M., Levine, J., Martin, P. ve Rouchon, P., 1995. Flatness and Defect of Non-linear Systems: Introductory Theory and Examples, Intelligent Control, 61, 1327-1361.
- Fliess, M.ve Join, C., 2008. Intelligent PID Controllers, 16th Mediterranean Conference on Control and Automation.
- Fliess, M. ve Join, C. , 2009. Model-free Control and Intelligent PID Controllers Towards A Possible Trivialization of Nonlinear Control, IFAC Symposium on System Identification, France.
- Fliess, M. ve Join, C., ve Robert, G., 2010. Model-free Based Water Level Control for Hydroelectric Power Plants,IFAC Conference on Control Methodologies and Technology for Energy Efficiency, Portugal

- Fliess, M., Riachy S. ve Join, C., 2011. High-order Sliding modes and intelligent PID controllers: First Steps Toward a Practical Comparison, The International Federation of Automatic Control, Milano.
- Fliess, M. ve Join, C. , 2013. Model- Free Control, Ecole Polytechnique, November. France.
- Guan, C. ve Shuangxia, P., 2008. Adaptive Sliding Mode Control of Electro-Hydraulic System with Nonlinear Unknown Parameters, *Control Engineering Practice*, 16, 1275– 1284.
- Habibi, S. ve Burton, R., 2007. Parameter Identification for a High-Performance Hydrostatic Actuation System Using the Variable Structure Filter Concept, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 129, 2, 229-235.
- İstif, İ., 2003. Oransal Valf ve Hidrolik Silindirden Oluşan Bir Sistemin Tanılanması ve Konum Kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Jelali, M. ve Kroll, A., 2003. Hydraulic Servo Systems Modelling, Identification and Control, Springer-Verlag London Berlin Heidelberg.
- Jiping, Z., Xinping, H., Shijin, M. ve Jingcheng, Z., 2013. Full Hydraulic and Control Systems Application in Open-cut Mine Drill, *Applied Mechanics and Materials*, 318, 91-95.
- Jianyong, Y., Wenxiang, D. ve Weichao, S., 2017. Precision Motion Control for Electro-Hydraulic Servo Systems With Noise Alleviation: A Desired Copensation Adaptive Approach, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 22, 4, 1859-1868.
- Khaimovich, E.M., 1965. Hydraulic Control of Machine Tools.
- Kim, H., Kim, G., Jeong, C., Yoon, Y., Jung, Y. ve Huh, S., 2016. Hydraulic System Design and Structural Analysis of a Bop Gantry Crane, *Journal of Marine Science and Technology*, 24, 2, 75-81.
- Köse, E., Abacı, K. ve Aksoy, S. , 2010. Mekanik Sistemlerin PID ve Kayan Kipli Kontrol ile Modellenmesi ve Analizi, Ocak, Ulusal Elektrik, Elektronik ve Bilgisayar Mühendisliği Konferansı, IEEE, Aralık, Bursa, Bildiriler Kitabı:
- Krohling, R.A., Jaschek, H., ve Rey, J. P., 1997. Designing PI/ PID Controller for A Motion Control System Based on Genetic Algorithm, 12th IEEE International Symposium Intelligent Control, July, Istanbul, Turkey, 125–130.
- Lampaert, V., Al-Bender, F. ve Swevers, J., 2003. A Generalized Maxwell-Slip Friction Model Appropriate for Control Purposes, IEEE International Conference on Physics and Control.

- Liu, G. ve Daley, S., 2000. Optimal- Tuning Nonlinear PID Control of Hydraulic Systems. *Control Engineering Practice*, 8, 1045- 1053.
- Liu, Z. ve Yang, H., 2010. Analysis and Comparison of Two Different Hydraulic Thrust Systems on Shield Tunneling Machine, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, July, Canada.
- Li, G ve Khajepour, A., 2005. Robust Control of A Hydraulically Driven Flexible Arm Using Backstepping Technique, *Journal of Sound and Vibration*, 280, 759–775.
- Maskrey, R. ve Thayer W., 1978. A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 100, 110-116.
- Márton, L. ve Lantos, B., 2006. Identification and Model-based Compensation of Stribeck Friction, *Acta Polytechnica Hungarica*, 3, 3, 45- 58.
- Menhour, L., Andrea-Novel, B. , Fliess, M. ve Mounier, H., 2013. Multivariable Decoupled Longitudinal and Lateral Vehicle Control: A Model- Free Design, *IEEE 52nd Annual Conference on Decision and Control*, Italy.
- Merritt, H., 1967. *Hydraulic Control Systems*, USA.
- Parr A., 1991. *Hydraulics and Pneumatics*, Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- Salleh, S., Rahmat M. ve Othman, S., 2015. Review On Modeling and Controller Design of Hydraulic Actuator Systems, *International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems*, 8, 1, 338-367.
- Samakwong, T. ve Assawinchaichote, W. , 2016. PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm, *IEECON International Electrical Engineering Congress*, Thailand.
- Sidhom, L., Sahraoui, S., Chihi, I. ve Abdelkrim, A., 2016. Intelligent-PI controller for electro- hydraulic system, *International Conference on Control Engineering & Information Technology*, Tunisia.
- Tchkalov V., ve Miller S., 2016. Parameterization of Directional and Proportional Valves in SimHydraulics, Mathworks.
- https://www.mathworks.com/content/dam/mathworks/tag-team/Objects/p/63032_Parameterization_Valve_Models_SimHydraulics_PDF. 30 Kasım 2018.
- Trinkel, B., 2007. Infinitely Variable Directional Valves, *Hydraulics&Pneumatics*.
<https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21884217/chapter-12-infinitely-variable-directional-valves>, 14 Aralık 2018.

- Valilou, S., 2017. Nonlinear Model and Control of Electro Hydraulic Servo-Systems, Doctoral Thesis, University of Bergamo, Department of Engineering and Applied Science, Italy.
- Watton, J., 2019. Fundamentals of Fluid Power Control, Cambridge University Press, UK.
- Wu, M. C. ve Shih, M. C., 2003. Simulated and Experimental Study of Hydraulic Anti-Lock Braking System Using Sliding-Mode PWM Control. Journal of Mechatronics, 13, 331–351.
- Wondimu N., 2006. Simulated and Experimental Sliding Mode Control of a Hydraulic Positioning System, Master Thesis, University of Akron.
- Yang, C., Huang, Q. ve Han, J., 2012. Decoupling Control for Spatial Six-Degree-of-Freedom Electro-Hydraulic Parallel Robot, Journal of Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 28, 1, 14-23.
- Yaozhong, X., Bideaux, E. ve Thomasset, D., 2013. Robustness Study on the Model-Free Control and the Control with Restricted Model of a High Performance Electro-Hydraulic System, SICFP Conference on Fluid Power, June, Linköping, Sweden.
- Yuren, L. ve Zhihui, Z., 2011. Research on Simulation of Aircraft Electro-Hydrostatic Actuator Anti-Skid Braking System, Northwestern Polytechnical University, Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation.
- Zhao, J., Li, T. ve Qian, J., 2005. Application of Particle Swarm Optimization Algorithm on Robust PID Controller Tuning, ICNC, 948-957.
- URL-1, <https://www.lavionnaire.fr/VocableLandingGear.php>. 20 Mart 2020.
- URL-2, <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/gearpumps>. 15 Nisan 2019
- URL-3, <https://medialibrary.dana-industrial.com/wp-content/uploads/Technical-catalogue-Bankable-Valves.pdf>, Bankable Valves, 5 Mayıs 2018.
- URL-4, <https://www.mathworks.com/help/phymod/simscape/ref/translationalfriction.html>. 21 Temmuz 2018.
- URL-5, <https://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Introduction§ion=ControlPID>, PID Controller Design, 12 Ocak 2020

ÖZGEÇMİŞ

Ezgi KESTEK, 1993 yılında İstanbul'da doğdu. 2011 yılında Süleyman Nazif Anadolu Lisesi'nden mezun oldu ve Karadeniz Teknik Üniversitesi'nde Makine Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2017 yılında yine Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı.

