

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTROHİDROLİK BİR SİSEMİN
GERÇEK ZAMANLI KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. İlker KANDEMİR**

Anabilim Dalı : DİSİPLİNLERARASI

Programı : MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ

MART 2005

**ELEKTROHİDROLİK BİR SİSTEMİN
GERÇEK ZAMANLI KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. İlker KANDEMİR
(518021013)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Şubat 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Mart 2005**

**Tez Danışmanı : Doç.Dr. Kenan KUTLU
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ahmet KUZUCU (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Can ÖZSOY (İ.T.Ü.)**

MART 2005

ÖNSÖZ

Bu tezin gerçekleştirilmesinde değerli yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Doç. Dr. Kenan KUTLU' ya ve ayrıca çalışmanın her safhasında yardımlarını esirgemeyen Sayın Dr. Ertan ÖZNERGİZ ve Dr. İlyas İSTİF' e de teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mart 2005

İlker KANDEMİR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Akışkan Gücü Teknolojisi	1
1.2. Elektrohıdrolik Sistemler ve Özellikleri	2
2. ELEKTROHİDROLİK SİSTEM MODELLERİ	6
2.1. Fiziksel Model	6
2.2. Hidrolik Sistemin Doğal Frekansının Hesaplanması	6
2.3. Oransal Valfler	8
2.3.1. Boşluksuz Sürgülü Valf	9
2.3.2. Negatif Boşluklu Valf	11
2.4. Hidrolik Sistemin Matematik Modeli	12
2.4.1. Sistem Denge Denklemi	12
2.4.2. Genelleştirilmiş Akış-Süreklilik Denklemleri	13
2.4.3. Asimetrik Silindir Modeli	14
2.5. Elektrohıdrolik Sistemin Matematik Modeli	17
2.6. Ölçeklendirme	19
2.6.1. Maksimum Değerlerin Tahmini	19
2.6.2. Genel Durum Denklemlerinin Ölçeklendirilmesi	20
2.6.3. Debi Denklemlerinin Ölçeklendirilmesi	21
2.6.4. İntegral Kazançları	23
2.6.5. Ölçeklendirilmiş Sistem Modelleri	24
3. KONTROL TEKNİKLERİ	27
3.1. PD Etkili Sürekli Kontrol	27
3.2. Bulanık Mantık Kontrol (Fuzzy Logic Control)	28
3.3. Bulanık Küme Kavramı	29
3.3.1. Bulanık Kümelerle İlgili Temel Kavramlar	29
3.4. Bulanık Kontrolörün Yapısı	30
3.4.1. Bulanıklaştırma (Fuzzification)	30
3.4.2. Kural Tabanı Oluşturma (Rule Base)	31
3.4.3. Bulanık Çıkarım Metodu (Fuzzy Inference Method)	31

3.4.4. Durulaştırma (Defuzzification)	31
3.5. Bulanık Kontrolör'ün Matlab Programında Oluşturulması	31
4. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI	36
4.1. Deney Sisteminin Yapısı	36
4.2. Asimetrik Silindir	37
4.3. Elektrohidrolik Oransal Valf	37
4.4. Konum Ölçme Elemanı	38
4.5. Endüstriyel Kart	40
4.6. Bilgisayar	43
5. MATLAB AYARLARI	44
5.1. Giriş	44
5.2. Real Time Windows Target	44
5.3. Sistem Ayarlarının Yapılması	45
5.3.1. Komut Penceresi Ayarları	45
5.3.2. Simülasyon Parametrelerinin Ayarlanması	47
5.4. Gerçek Zamanlı Uygulamaya Geçiş	48
6. SİMULASYON ÇALIşMALARI	50
6.1. Giriş	50
6.2. Ölçeklendirilmiş Model Simülasyonları	50
6.3. Sistemin Gerçek Zamanlı Kontrolü	54
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİş	68

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Bulanık kural tablosu	25
Tablo 4.1. Oransal valfler ile servo valflerin karakteristiklerinin karşılaştırılması	37
Tablo 4.2. +/- 5V'a kaydırma işlemi	42
Tablo 6.1. Sistem modeli ile yapılan deney sonuçları	52
Tablo 6.2. 50 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları	58
Tablo 6.3. 25 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları	62
Tablo 7.1. Sistem modeli ile yapılan deney sonuçları	63
Tablo 7.2. Harcanan kumanda enerjisi miktarı	64
Tablo 7.3. 50 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları	64
Tablo 7.4. 25 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları	64

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Pascal deneyi	1
Şekil 1.2 : Hidrolik kontrol sistemi	3
Şekil 1.3 : Servo valf ve oransal valf için histerisiz eğrisi	4
Şekil 2.1 : Hidrolik sistem fiziksel modeli	6
Şekil 2.2 : Asimetrik silindir.....	7
Şekil 2.3 : Valf yapısı	8
Şekil 2.4 : Sıfır boşluklu sürgülü valf	9
Şekil 2.5 : Negatif boşluklu sürgülü valf	11
Şekil 2.6 : Hidrolik sistem denge diyagramı	12
Şekil 2.7 : Genelleştirilmiş akışkan hacmi	13
Şekil 2.8 : Asimetrik silindir Simulink modeli	17
Şekil 2.9 : Akış yönü işaretine ve değerine göre valfin birleştirilmiş Simulink modeli	18
Şekil 2.10: Oransal valf-silindir sisteminin Simulink modeli	24
Şekil 2.11: Ölçekli x_1, x_2 durum değişkenleri için Simulink modeli	25
Şekil 2.12: Ölçekli x_3 durum değişkeni için Simulink modeli	25
Şekil 2.13: Ölçekli x_4 durum değişkeni için Simulink modeli	25
Şekil 2.14: Ölçeklendirilmiş Q_1 debisinin Simulink modeli	26
Şekil 2.15: Ölçekli Q_1 debisi, bir akış yolu için debi denkleminin Simulink modeli	26
Şekil 3.1 : Bulanık kontrolörün yapısı	30
Şekil 3.2 : Üçgen (triangular) üyelik fonksiyonu	31
Şekil 3.3 : Yamuk (trapezoidal) üyelik fonksiyonu	31
Şekil 3.4 : Gaussian üyelik fonksiyonu	31
Şekil 3.5 : Bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenleri	33
Şekil 3.6 : Üyelik fonksiyonları	34
Şekil 3.7 : Kontrol yüzey eğrisi	35
Şekil 4.1 : Elektrohidrolik deney sisteminin genel yapısı	36
Şekil 4.2 : Arayüz kartı	39
Şekil 4.3 : Konum okumak için oluşturulan model	40
Şekil 4.4 : Sayıcıyı sıfırlamak için oluşturulan model	40
Şekil 4.5 : PCL-1711 endüstriyel kartı ve ara elemanları	41
Şekil 4.6 : Endüstriyel kart giriş, çıkış bağlantı kanalları	41
Şekil 4.7 : Kart çıkışının +/- 5V'a kaydırılması	43
Şekil 4.8 : +/- 5V çevirici devre	43
Şekil 5.1 : Analog çıkış bloğu ve diyalog kutusu	44
Şekil 5.2 : Dijital giriş bloğu ve diyalog kutusu	45
Şekil 5.3 : Dijital çıkış bloğu ve diyalog kutusu	45
Şekil 5.4 : Simülasyon parametreleri, Solver penceresi	47
Şekil 5.5 : Simülasyon parametreleri, Real-Time Workshop penceresi	48

Şekil 5.6 : External mode control penceresi	48
Şekil 5.7 : Signal & triggering penceresi	49
Şekil 6.1 : Ölçekli hidrolik sistem PD kontrol modeli	50
Şekil 6.2 : Ölçekli hidrolik sistem Bulanık kontrol modeli	50
Şekil 6.3 : Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol konum eğrileri	51
Şekil 6.4 : Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol hız eğrileri	51
Şekil 6.5 : Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol kumanda eğrileri	52
Şekil 6.6 : Ölçekli modelin Bulanık kontrolünde kullanılan üyelik fonksiyonları	53
Şekil 6.7 : Gerçek zamanlı PD kontrol modeli	54
Şekil 6.8 : Gerçek zamanlı bulanık kontrol modeli	54
Şekil 6.9 : a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için konum eğrileri	55
Şekil 6.10 : a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için hız eğrileri	56
Şekil 6.11 : a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için kumanda eğrileri	57
Şekil 6.12 : a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar, 45 kg için konum eğrileri	59
Şekil 6.13 : a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar, 45 kg için hız eğrileri	60
Şekil 6.14 : a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar 45kg için kumanda eğrileri	61

SEMBOL LİSTESİ

A_1, A_2	: Silindirin kesit alanları [m^2]
a	: valf kısıt alanı [m^2]
B_v	: Viskoz sürtünme katsayısı [Nsn/m]
C_q	: Valf boşalma katsayısı
D_1	: Silindirin iç çapı [m]
D_2	: Silindirin piston çubuğu çapı [m]
F	: Dış kuvvet [N]
u_{max}	: Maksimum valf kumanda akımı [V]
i_u	: Valf boşluğunun kapanması için gereken akım değeri [V]
k_f	: Valf akım sabiti [$m^3sn^{-1}/V.(N^{1/2}/m)$]
L_{max}	: Silindirin maksimum stroku [m]
M	: Kütle [kg]
P_1, P_2	: Silindirin 1. ve 2. tarafındaki basınçlar [N/m^2]
P_e	: Tank basıncı [N/m^2]
P_l	: Yük basınç düşümü [N/m^2]
P_s	: Besleme basıncı [N/m^2]
Q_1, Q_2	: Silindirin 1. ve 2. tarafına ait debiler [m^3/sn]
u_x	: Valf boşluk değeri [m]
Y	: Valf pistonu hareket miktarı [m]
x_1, x_2, x_3, x_4	: Durum değişkenleri
$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \bar{x}_4$	: Ölçekli durum değişkenleri
V	: Toplam hacim [m^3]
V_1, V_2	: Silindirin 1. ve 2. tarafındaki hacimler [m^3]
V_{10}	: Silindirin 1. kısmındaki ilk hacim [m^3]
Y_{10}	: Silindirin 1. kısmındaki ilk konum [m]
V_{20}	: Silindirin 2. kısmındaki ilk hacim [m^3]
Y_{20}	: Silindirin 2. kısmındaki ilk konum [m]
β	: Elastiklik modülü [N/m^2]
ρ	: Hidrolik akışkanın yoğunluğu [kg/m^3]
ω_0	: Hidrolik sistemin doğal frekansı [Hz]

ELEKTROHİDROLİK BİR SİSTEMİN GERÇEK ZAMANLI KONTROLÜ

ÖZET

Elektrohidrolik sistemlerin kontrolü son on yılda güçlü araştırmaların odağını oluşturmuştur. Hidrolik sistemlerin yapısal nonlinear özellikleri bu sistemleri, farklı tipte gelişmiş kontrol algoritmalarının uygulandığı ideal bir konu haline getirmiştir. Hidrolik sistemler yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılırken, pnömatik sistemler genelde, hafif yüklerde, kısa stroklu ve hız gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır. Hidrolik sistemler robotik, taşıma sistemleri, bilgisayar kontrollü tezgahlar, havacılıkta yerçekimi ve hareket simülatörleri ile askeri uygulamaları içeren endüstriyel uygulamaların hemen her aşamasında yer almaktadır.

Deneysel çalışmalarda kullanılan sistem, bir bilgisayar, sistemin bilgisayarla iletişimini sağlayan bir adet ADVANTECH firmasına ait PCI-1711 endüstriyel arayüz kartı, bir adet asimetrik hidrolik silindir, bir adet 4/3 elektrohidrolik oransal valf, bir adet lineer cetvel ve hidrolik silindirin tahrikiyle doğrusal olarak hareket eden bir arabadan oluşmaktadır.

Bu çalışmada, oransal valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindirin, gerçek zamanlı olarak PD ve Bulanık mantık kontrolü gerçekleştirilmiştir. Simülasyon modelleri Matlab-Simulink programında oluşturulmuştur. Bilgisayar ile endüstriyel kart arasındaki veri alışverişi Matlab Real-Time Workshop programı ile gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın ilk bölümünde, hidrolik teknolojisinin gelişimi ve elektrohidrolik sistemler hakkında genel bilgiler verilmiştir. Ayrıca tez konusuyla yakınlık gösteren daha önce yapılmış çalışmalar gözden geçirilmiştir.

İkinci bölümde, hidrolik sistem elemanları modellenmiştir. Her bir sistem elemanının ölçeklendirilmiş Simulink modeli geliştirilmiştir.

Üçüncü bölümde, PD ve Bulanık mantık kontrol teknikleri hakkında temel teoriler anlatılmış ve Matlab Fuzzy Logic Toolbox ile bulanık kontrolör tasarımı yapılmıştır.

Dördüncü bölümde deney tesisatı elemanları hakkında bilgi verilmiştir.

Beşinci bölümde gerçek zamanlı kontrol için, Matlab programında yapılan ayarlamalar anlatılmıştır.

Altıncı bölümde deneysel çalışmalar yapıp, PD ve Bulanık mantık kontrol sonucunda sistemlerinin birim basamak cevabı eğrilerindeki farklılıklar gözlemlenmiştir.

Son bölümde de elde edilen deneysel sonuçlar tartışılmıştır.

REAL TIME CONTROL OF AN ELECTROHYDRAULIC SYSTEM

SUMMARY

The control of electrohydraulic systems has been the focus of powerful research over the last decades. Inherent nonlinear behavior of the hydraulic systems makes them ideal subjects for the application of different types of sophisticated controllers. Hydraulic systems are required in heavy-load applications, whereas pneumatic systems are generally employed in light-load, short stroke, high-speed applications. In the applications, hydraulic systems are involved almost in every phase of the industry, including robotics, transportation, milling machines, in aeronautic field with G and motion simulators and military applications.

The experimental hydraulic system which is used in this study consist of, one computer, one industrial interface card ADVANTECH PCI-1711, one asymmetric hydraulic cylinder, one 4/3 electrohydraulic proportional direction control valve, one linear encoder and a plate which is controlled linearly by a hydraulic cylinder.

In this study, real time control of an electrohydraulic system, which is driven by a proportional valve, is investigated by using PD and Fuzzy Logic Control methods. System models are built in Matlab's Simulink package. Data acquisition between computer and industrial interface card is obtained by Matlab's Real-Time Workshop package.

In the first section of the study, general information about hydraulic technology and electrohydraulic systems are given. In addition, literature available on the similar subjects is reviewed.

In the second section, components of hydraulic systems are modeled. For each system component, scaled Simulink models are built.

In the third section basic theory about PD control and Fuzzy Logic Control are given. And implementation of a Fuzzy controller with Matlab's Fuzzy Logic Toolbox is showed.

In the fourth section, information about experimental system components is given.

In the fifth section, settings on Matlab for real time control are showed.

In the sixth section, experimental studies are performed. The differences between step response curves of PD control and Fuzzy Logic Control are observed.

In the last section, results of experimental studies are discussed.

1. GİRİŞ

1.1 Akışkan Gücü Teknolojisi

Akışkan gücü teknolojisi, sıkıştırılmış akışkanlar vasıtasıyla güç üretimi, kontrolü ve iletimi ile ilgilendir. Modern endüstride kullanılan birçok makinede itme, çekme, denetim ve sürüş işlemleri akışkan gücü kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Bundan dolayı endüstride çok önemli bir kullanım alanı vardır. Akışkan gücü aslında hidrolik ve pnömatik sistemler için kullanılan genel bir terimdir. Hidrolik sistemlerin yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılmasına karşılık, pnömatik sistemler, fazla güç gerektirmeyen kısa stroklu ve yüksek hız içeren uygulamalarda kullanılmaktadırlar.

Akışkan gücü teknolojisi 1650 yılında Pascal kanununun bulunmasıyla başlamıştır. Pascal içerisi şarap dolu bir testinin mantardan yapılmış kapağına hızlı bir şekilde vurduktan sonra, testinin taban kısmının kırıldığını gördü. Bu olay sonucunda testinin alt ve üst kısımlarındaki basıncın eşit olduğunu buldu. Ancak testinin üst kısmında küçük bir açıklık vardı, alt kısmı ise daha geniştir. Bunun sonucunda da alt kısma, geniş alana sahip olmasından dolayı, daha büyük bir kuvvetin etkiğini keşfetti.



Şekil 1.1 Pascal deneyi

1750 yılında, Bernoulli bir boru içerisinde akan akışkanın, enerji korunumu kanununu buldu. Pascal ve Bernoulli'nin bulmuş oldukları kanunlar 1850 yılında İngiltere'de

endüstriyel uygulamalarda kullanılmaya başlandı. Bu yıllarda elektrik enerjisi endüstriyel makinelerde kullanılmıyordu. Hidrolik akışkan olarak su kullanılmaktaydı. 19. yüzyılın sonlarına doğru elektrik enerjisi, hidrolik güç iletiminde kullanılmaya başlandı. 1906 yılında USS Virginia adlı bir savaş gemisinde, silahların hareketi ve kontrolü için hidrolik sistemler kullanıldı. Bu uygulamada hidrolik akışkan olarak su yerine ilk kez yağ kullanıldı. Böylelikle hidrolik güç kullanımında yeni bir dönem başlamış oldu.

1926 yılında Amerika’da, içerisinde pompası, kontrol organları ve tahrik organları olan ilk paket hidrolik ünite geliştirildi. 2. Dünya Savaşı’nın başlamasıyla askeri alandaki gereksinimlerden ötürü hidrolik alanında büyük gelişmeler yaşandı. Daha sonraki yıllarda da büyüyen ekonomiyle birlikte hidrolik alanındaki gelişmeler daha da genişledi. Günümüzde hidrolik sistemler birçok uygulamada kullanılmaktadır [12].

1.2 Elektrohidrolik Sistemler ve Özellikleri

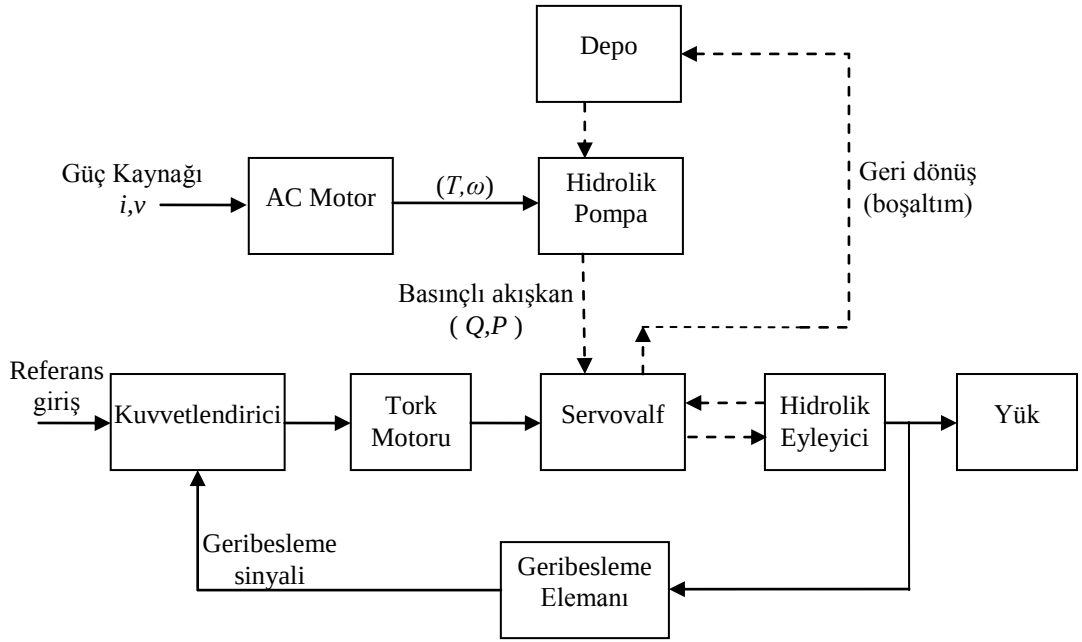
Elektrohidrolik sistemler hızlı cevap, küçük hacimlerde büyük güç sağlayabilme ve küçük stroklarda da kontrol uygulayabilme özelliklerinden dolayı birçok endüstriyel alanda kullanılmaktadır. Uygulama alanlarından bazıları aşağıda verilmektedir:

- Ağır iş makinalarında
- Uçaklarda, hareket ve teker mekanizmalarında
- Otomobillerde, frenler, iletim organları ve direksiyonlarda
- Bilgisayar kontrollü takım tezgahlarında
- Endüstriyel robot uygulamalarında
- Savunma sanayinde
- Tarım makinalarında

Hidrolik sistemlerin bir çok uygulamasında, sistemlerin karmaşık yapılarına rağmen, manuel kontrol kullanmak yeterli olmaktadır. Ancak günümüzde hidrolik sistemlerin kontrolü, elektrik ve elektronik sistem elemanları kullanılarak daha hassas ve hızlı bir şekilde yapılabilmektedir. Hidrolik ve elektroniğin bu birlikteliği sonucunda beyin ve kas sistemine sahip, hibrit sistemler geliştirilmiştir.

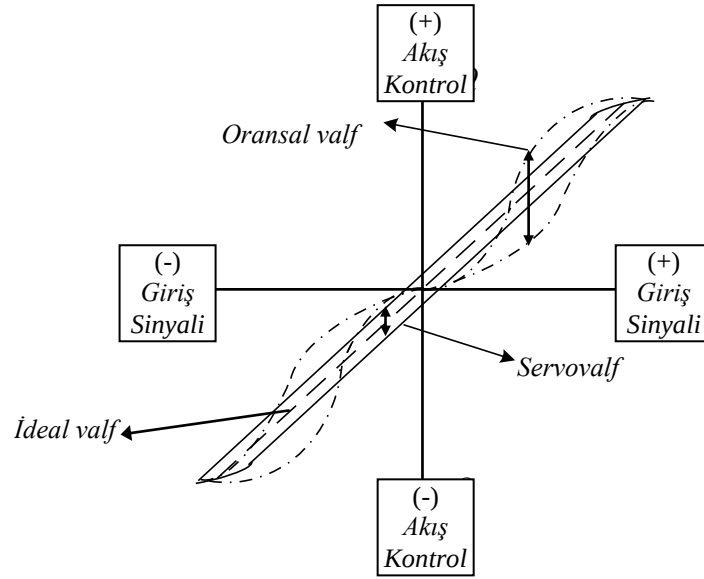
Hidrolik konum kontrolü genellikle servovalfler ile gerçekleştirilmektedir. Servovalfler ile küçük stroklarda hassas konum kontrolü yapılabilir. Ancak büyük stroklarda kontrol zorlaşmaktadır. Ayrıca servovalfler diğer valflere göre pahalıdır. Şekil 1.2 de hidrolik bir kontrol sisteminin yapısı gösterilmiştir [19].

Oransal valfler, servovalflere oranla daha ucuz ve hassasiyetleri daha düşüktür. Performansları, çeşitli elektronik teknikler kullanılarak artırılabilir. Elektrohidrolik oransal valflerde ve servovalflerdeki akım (i), debi (Q) ilişkisi Şekil 1.3 ile verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi her iki valf tipinde de histerisiz ve doyum nonlineerliği mevcuttur. Fakat servovalflerde histerisiz aralığı oransal valfe göre daha dardır. İmalat hassasiyeti çok yüksek olan ve kapalı çevrimli kontrollü oransal valflerde de, servovalf karakteristiğine yakın performans elde edilebilmektedir [7].



Şekil 1.2 Hidrolik kontrol sistemi

Bu çalışmanın amacı bir hidrolik sisteme, Matlab Real Time Workshop programıyla gerçek zamanlı olarak, PD ve Bulanık mantık kontrol tekniklerini uygulayıp, performans karşılaştırması yapmaktır. Kullanılan deney düzeneğiyle daha önce yapılan çalışmalarda, Real Time Workshop ile kontrol teknikleri uygulanmadığı için, Real Time Workshop' un kullanımı hakkında da bilgi verilmiştir.



Şekil 1.3. Servovalf ve Oransal valf için histerisiz eğrisi.

Elektrohidrolik sistemler konusunda daha önce yapılmış çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir:

KUTLU [1], Hidrolik konum kontrol sisteminin, ikili bir yön valfi ile kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sistemin dördüncü dereceden modeli elde edilmiş ve modeldeki bütün terimlerin etkisinin daha iyi görülebilmesi için ölçeklendirme yapılmıştır. Sistemin kontrolü için gerekli olan sistem durum ve giriş matrislerinin bulunabilmesi için ölçeklendirilmiş nonlinear model lineerleştirilmiştir.

İSTİF [2], Değişken yörünge ve değişken yük koşulları altındaki, oransal valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindir sisteminin, yapay sinir ağı model temelli kontrol ile konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Yapay sinir ağı model temelli kontrol ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol algoritmaları, dördüncü mertebeden nonlinear sistem modeline uygulanarak konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sistem parametreleri değiştirilmek suretiyle sinüzoidal ve basamak referans yörüngeler kullanılarak yapay sinir ağı model temelli kontrol algoritmalarının performansı incelenmiştir.

BÜYÜKSAYCI [4], Elektrohidrolik bir deney tesisatına PD kontrol, Bulanık mantık kontrol, ve Kayan rejimli kontrol tekniklerini uygulamıştır. Sisteme uygulanan kontrol uygulamaları karşılaştırmalı bir biçimde irdelenmiştir. Kullanılan tüm kontrol programları C programlama dili ile gerçekleştirilmiştir.

CHEN, SHIH [5], Hidrolik bir servo sisteme, bulanık mantık PID sistemi, değişken karşı kuvvetler altında uygulanmıştır. Sistemin değişken yük altındaki başarımı incelenmiştir.

KUTLU, GÜNER [6], asimetrik silindire sahip elektrohidrolik sistem üzerinde dijital PD ve Fuzzy kontrollerini uygulayarak, sonuçları sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışma sonunda Fuzzy kontrolün, sistemdeki parametre değişimlerine hassasiyetinin daha az olduğu gösterilmiştir.

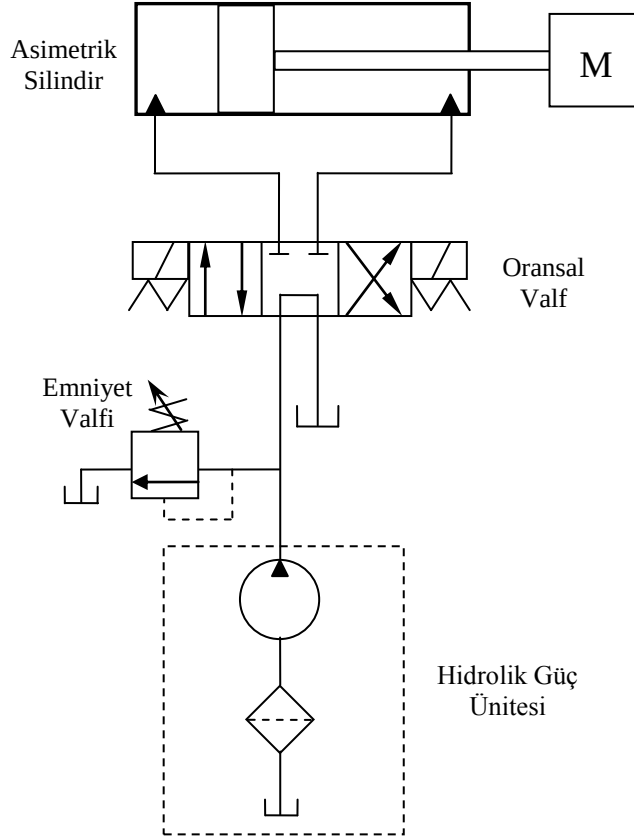
SEPEHRI, LAWRENCE [9], Bir ağır iş makinesinin hidrolik kol mekanizması, Fuzzy PD kontrolör kullanılarak kontrol edilmiştir.

CORBET, SEPEHRI, LAWRENCE [10], Hidrolik sistemle tahrik edilen bir endüstriyel robotun Fuzzy kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

2. ELEKTROHİDROLİK SİSTEM MODELLERİ

2.1 Fiziksel Model

Deneyisel çalışmaların yapılacağı sistem, bir adet hidrolik güç ünitesi, bir adet elektrohidrolik oransal yön valfi, asimetrik hidrolik güç silindiri, sayısal bir bilgisayar, bir adet endüstriyel veri toplama kartı ve sayısal konum ölçme cetvelinden oluşmaktadır, Şekil 2.1.

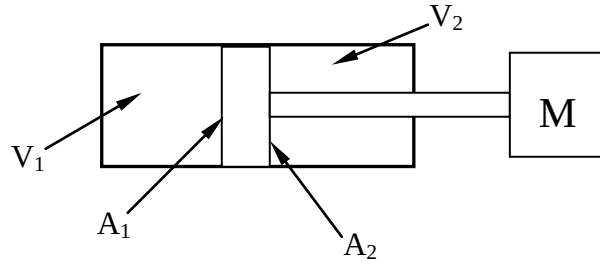


Şekil 2.1 Hidrolik sistem fiziksel modeli

2.2 Hidrolik Sistemin Doğal Frekansının Hesaplanması

Elektriksel olarak kontrol edilen valfler çok yüksek frekanslarda titreşim yapabilmektedirler. Valflerin, kontrol devresinin maksimum frekansına cevap verememesi gibi hidrolik sistemler de valflerin maksimum frekansına cevap veremezler.

Bütün hidro-mekanik sistemler dinamik açıdan kütle-yay sistemine benzetilebilirler. Bundan dolayı bu tip sistemlerin doğal frekansları vardır. Sistemin doğal frekansının üzerinde gerçekleştirilen herhangi bir işlem, sistemde kararsız davranışlara neden olur. Kütleden dolayı sistemin doğal frekansı valf pistonunun maksimum işletim frekansından çok daha az olmaktadır. Bu yüzden herhangi bir uygulamada tasarımı tamamlamadan önce sistemin doğal frekansı belirlenmelidir. Şekil 2.2’de görülen asimetrik bir silindir için doğal frekans aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.



Şekil 2.2 Asimetrik silindir

$$\omega_o = \sqrt{\frac{\beta}{M} \cdot \left[\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right]} \quad (2.1)$$

ω_o : Doğal frekans

β : Elastiklik modülü

M : Kütle

A_1 : Piston 1. kısım alanı

A_2 : Piston 2. kısım alanı

V_1 : Piston 1. kısım hacmi

V_2 : Piston 2. kısım hacmi

Formülden de görüldüğü gibi sistemin doğal frekansı hesaplanırken, akışkanın elastiklik modülü hesaba katılmıştır. Elastiklik modülü akışkanın sıkıştırılabilirlik miktarını belirtir. Bütün akışkanlar sıkıştırılabilirlik özelliğine sahiptirler. Düşük basınç kullanılan uygulamalarda akışkanlar sıkıştırılmaz olarak kabul edilebilir. Ancak yüksek basınçlı uygulamalarda elastiklik modülü mutlaka hesaba katılmalıdır. Akışkanın sıkıştırılabilirliği sıcaklık ve basınca bağlıdır. Ayrıca akışkan içinde çözünmüş halde bulunan hava kabarcıkları da sıkıştırılabilirliği etkileyen diğer bir

faktördür. Akışkanın elastiklik modülü 2.2 numaralı ifade kullanılarak bulunur [7].

$$\beta = -V \cdot \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.2)$$

β : Elastiklik modülü

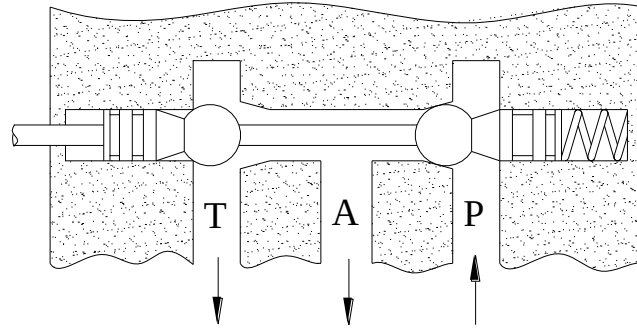
V : İlk hacim

ΔV : Hacim değişimi

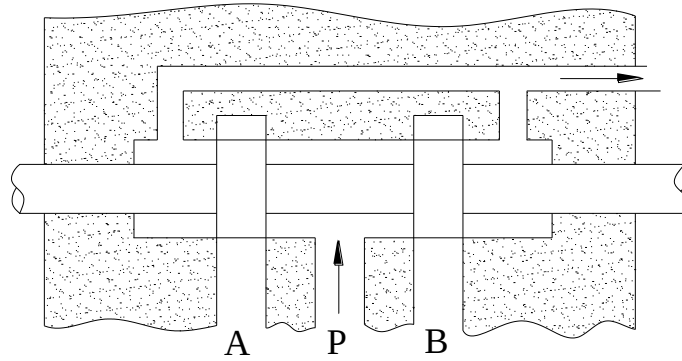
ΔP : Basınç değişimi

2.3 Oransal Valfler

Bu valfler, akışkanın hareket yönünü kontrol ederek silindirin hareket kontrolünü sağlar. Akışkanın yön tayini için küresel elemanlı veya silindirik elemanlı valfler kullanılmaktadır (Şekil 2.3) [3].



(a)



(b)

Şekil 2.3 Valf yapısı, a- Küresel elemanlı valf, b- Silindirik elemanlı valf

Şekil 2.3-a da yay geri dönüşlü, iki adet küresel elemana sahip bilyalı valf

görülmektedir. Valf pistonu, bir dış kuvvetin etkisiyle sağa doğru itildiğinde, akışkanın besleme kanalı P servis kanalı A'ya bağlanır. Dış kuvvet kaldırıldığında ise piston ilk konumunu alarak akımı keser.

Şekil 2.3-b de görülen silindirik elemanlı sürgülü valf ise pistonun hareketine bağlı olarak besleme kanalı P'yi, A veya B servis kanallarına bağlar. Hareketin yönüne bağlı olarak akışkan, uygun durumdaki servis tarafından tanka geri dönüş hattına yönlendirilir.

Yukarıda açıkladığımız valflerde debi eşitliği, ani kesit kısılmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılır.

$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.3)$$

Q : Hacimsel debi.

ΔP : Basınç farkı.

C_q : Boşalma katsayısı.

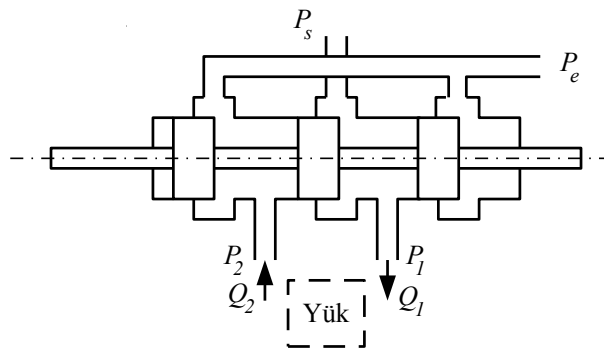
a : Kısıt alanı.

ρ : Akışkanın yoğunluğu

Akış kayıplarını ifade eden akım sabiti C_q , kısıt tipine ve akış koşullarına bağlıdır.

Valf sürgüsü ile geçiş yolu arasındaki boşluğa göre valfler boşluksuz, negatif boşluklu ve pozitif boşluklu valfler olarak sınıflandırılır.

2.3.1 Boşluksuz Valf



Şekil 2.4 Sıfır boşluklu sürgülü valf

Hidrolik sistem uygulamalarında, akışkan yön ve debi kontrolünde kullanılan beş yollu valfin şematik kesiti Şekil 2.4'de verilmiştir. Sıfır boşluklu valflerde silindirik

valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde, aynı ölçülerde imal edilmiştir. Bununla birlikte imalat toleransları nedeniyle gerçekte sızıntı debilerine neden olan çok küçük boşluklar mevcuttur. Sızıntı debilerinin ihmal edilmesi ile bu valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.4)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_e)}{\rho}} \quad (2.5)$$

$Q_1 = Q_2$ ve tank dönüş basıncı $P_e = 0$ olması durumunda

$$P_1 + P_2 = P_s \text{ ve } P_1 - P_2 = P_l$$

olarak tanımlandığında;

$$P_1 = \frac{P_s + P_l}{2} \quad (2.6)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_l}{2} \quad (2.7)$$

olarak elde edilir.

Böylece genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{(P_s - P_l)}{\rho}} \quad (2.8)$$

Bu eşitlikte akım yolu geometrisi (port şekli) tanımlanmamıştır. Denklem hem doğrusal, hem de belirli bir yük basıncında, debi değişiminin valf pistonu hareketiyle orantılı olmadığı dairesel portlar için geçerlidir. Valf pistonu hareketiyle oluşan akış kesiti değişiminin doğrusal olması istenirse aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

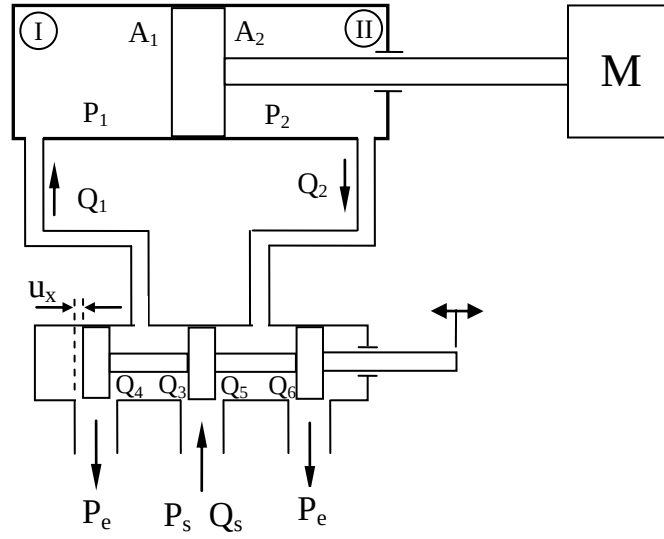
$$a = w \cdot x \quad (2.9)$$

x : Valfin hareket miktarı.

w : Alan gradyeni.

2.3.2 Negatif Boşluklu Valf

Negatif boşluklu valfte Şekil 2.5’de görüldüğü gibi valf pistonu ve akım yolu genişliği arasında u_x değerinde bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönümleme etkisi yapmasıdır.



Şekil 2.5 Negatif boşluklu sürgülü valf.

Şekildeki valf pistonunun sağa doğru hareketi için, valf hareketinin (x), boşluk değerinden (u_x) küçük olması durumunda debi denklemleri şu şekilde düzenlenebilir [2].

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (2.10)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (2.11)$$

olmak üzere,

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (u_x + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u_x - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad (2.12)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (u_x + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u_x - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_2)}{\rho}} \quad (2.13)$$

elde edilir. Boşalma katsayısı ve alan gradyeni terimleri yerine valf katsayısı, valf pistonu hareket miktarı yerine valfe uygulanan sinyal girişi, u (V) olarak yazıldığında denklemler aşağıdaki şekli alır:

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1 - P_e} \quad (2.14)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2 - P_e} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (2.15)$$

Burada valf boşluk miktarının gerilim eşdeğeri i_u (V) olarak yazılmıştır.

2.4 Hidrolik Sistemin Matematik Modeli

2.4.1 Sistem Denge Denklemi

Newton'un 2. kanununa göre sistemin denge denklemini yazılırsa,

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = -B_v \frac{dy}{dt} + A_1 \cdot P_1 - A_2 \cdot P_2 - F \quad (2.16)$$

elde edilir. Burada,

M : Kütle

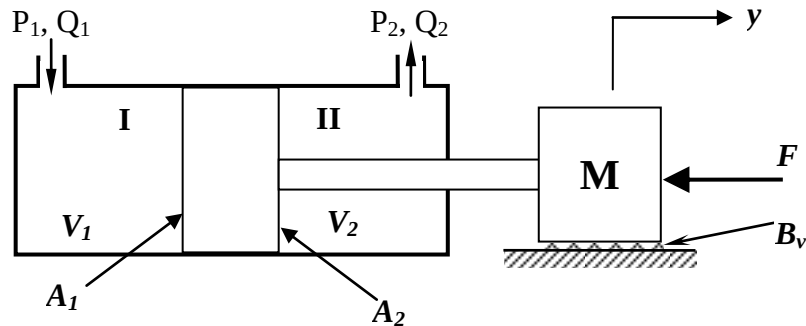
F : Sisteme etkiyen dış kuvvet

B_v : Viskoz sürtünme katsayısı

Q_1 : Sisteme giren debi

Q_2 : Sistemden çıkan debi

P_1, P_2 : Silindirin 1. ve 2. kısımlarındaki basınçlar



Şekil 2.6 Hidrolik sistem denge diyagramı

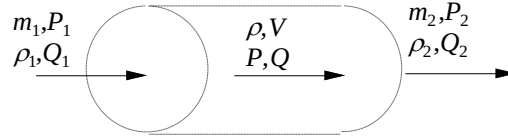
Alanlar oranı olarak $\alpha = A_2/A_1$, $\alpha \leq 1$ tanımlanıp, $A_2 = \alpha \cdot A_1$ alınırsa, ifade 2.16'dan,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{B_v}{M} \right) \cdot \frac{A_1(P_1 - \alpha \cdot P_2)}{M} - \frac{F}{M} \quad (2.17)$$

denklemini elde edilir [1].

2.4.2 Genelleştirilmiş Akış-Süreklilik Denklemleri

Girişteki kütleli debisi m_1 , çıkıştaki kütleli debisi m_2 olan akışkan akımı göz önüne alındığında (Şekil 2.7), süreklilik denklemi 2.18 ile ifade edilir.



Şekil 2.7 Genelleştirilmiş akışkan hacmi.

$$\rho_1 \cdot Q_1 - \rho_0 \cdot Q_0 = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (2.18)$$

Burada Q_1 giriş debisi, Q_2 de çıkış debisidir. Yoğunluğun (ρ) akış boyunca sabit kaldığı varsayılırsa, eşitlik aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.19)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = \frac{dP}{\beta} \quad (2.20)$$

Akışkanın sıkıştırılabilirliği tanımından, 2.20 numaralı ifade gözönünde bulundurularak 2.19 yeniden düzenlendiğinde akışkanın hacimsel elastisitesi de hesaba katılmış olur.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.21)$$

Elde edilen denklem, sistemin analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemidir. Denkleminde ifade edilen giriş ve çıkış debileri arasındaki fark sürekli rejim

teorisinden elde edilmiştir ve aşağıdaki iki bileşenden oluşmaktadır:

a. sınır deformasyon terimi $\frac{dV}{dt}$

b. akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim $\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt}$

Sürekli akım denkleminde ifade edilen sınır deformasyon terimi, piston hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir. Basınç etkileriyle oluşan cidar deformasyonu eşdeğer elastisite tanımında dikkate alınmıştır.

2.4.3 Asimetrik Silindir Modeli

Şekil 2.6’ deki asimetrik silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin eşdeğer elastiklik modülü de gözönünde bulundurularak, silindir giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki şekilde yazılabilir (2.22, 2.23):

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.22)$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.23)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.24)$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.25)$$

eşitlikleri düzenlersek:

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.26)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.27)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 = A_2 \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.28)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.29)$$

Her iki durum için de giriş ve çıkış debileri akım yönü işaretine bağlı olarak aşağıdaki şekilde kullanılabilir (2.30, 2.31):

$$Q_1 = A_1 \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.30)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.31)$$

Sistemin birinci haznesine giren Q_1 debisi için yazılan 2.30 ifadesinden, P_1 basıncının türevi çekilirse,

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot \left(Q_1 - A_1 \cdot \frac{dy}{dt} \right) \quad (2.32)$$

bulunur.

$$V_1 = V_{10} + A_1 \cdot Y = A_1 \cdot \left(\frac{V_{10}}{A_1} + y \right) = A_1 \cdot (Y_{10} + y)$$

alınıp bu bağıntı 2.32 denkleminde yerine koyulursa

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1(Y_{10} + y)} \cdot \left(\frac{Q_1}{A_1} - \frac{dy}{dt} \right) \quad (2.33)$$

elde edilir. Burada,

V_{10} : Silindirin 1. kısmındaki ilk hacim

Y_{10} : Silindirin 1. kısmındaki ilk konum olarak tanımlanmıştır.

Silindirin hareketi $Y = Y_{10} + y$ olarak tanımlanırsa ve Y_{10} sabit olduğundan,

$\frac{dY}{dt} = \frac{dy}{dt}$ olur. Bu tanımlamalar 2.33 denkleminde yerine konulduğunda,

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{Y} \cdot \left(\frac{Q_1}{A_1} - \frac{dY}{dt} \right) = \frac{\beta}{Y \cdot A_1} \cdot \left(Q_1 - \frac{dY}{dt} \cdot A_1 \right) \quad (2.34)$$

elde edilir.

Benzer şekilde silindirin 2. tarafından çıkan Q_2 debisi için yazılan 2.31 ifadesinden P_2 basıncının türevi çekilirse,

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} \cdot \left(A_2 \cdot \frac{dy}{dt} - Q_2 \right) \quad (2.35)$$

bulunur.

$$V_2 = V_{20} - A_2 \cdot y = A_2 \cdot \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) = A_2 \cdot (Y_{20} - y)$$

V_{20} : Silindirin 2. kısmındaki ilk hacim

Y_{20} : Silindirin 2. kısmındaki ilk konum

alınıp bu bağıntı 2.35 denkleminde yerine koyulursa,

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{A_2 \cdot (Y_{20} - y)} \cdot \left(\frac{dy}{dt} - Q_2 \right) \quad (2.36)$$

elde edilir. Silindirin toplam stroku $L_{\max}$ ile gösterilirse $L_{\max} - Y = Y_{20} - y$ olduğundan, $dY/dt = dy/dt$ olarak göz önüne alınırsa,

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{L_{\max} - Y} \cdot \left(\frac{dY}{dt} - \frac{Q_2}{A_2} \right) = - \frac{\beta}{(L_{\max} - Y) \cdot A_2} \cdot \left(Q_2 - \frac{dY}{dt} \cdot A_2 \right) \quad (2.37)$$

elde edilmiş olur. Basınç dinamiğinin de göz önüne alındığı bu yaklaşımda, durum değişkenleri

$$x_1 = Y, \quad x_2 = \dot{Y}, \quad x_3 = P_1, \quad x_4 = P_2$$

olarak seçildiğinde, 2.17, 2.34, 2.37 eşitliklerinden genel durum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.38)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{B_v}{M} \cdot x_2 + \frac{A_1}{M} \cdot (x_3 - \alpha \cdot x_4) - \frac{F}{M} \quad (2.39)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{A_1 \cdot x_1} \cdot [Q_1(x_3, u) - A_1 \cdot x_2] \quad (2.40)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{\beta}{(L_{\max} - x_1) \cdot A_2} \cdot [Q_2(x_4, u) - A_2 \cdot x_2] \quad (2.41)$$

Valfin sıfır boşluklu veya negatif boşluklu olması durumunda bu denklemler değişmez, ancak $Q_1(x_3, u)$ ve $Q_2(x_4, u)$ debi denklemleri değişir.

2.5 Elektrohidrolik Sistemin Matematik Modeli

Valf silindir sisteminin modellenmesinde kullanılan debi denklemleri doğrusal olmayan terimler içerdiğinden, elektrohidrolik sistemi ifade eden diferansiyel denklemler doğrusal değildir. Bu diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal integrasyon yöntemi kullanılabilir. Elektrohidrolik sistemde kullanılan negatif boşluklu oransal valfin debileri, valf pistonu hareketine karşılık gelen valf kontrol geriliminin fonksiyonu olarak düzenlenmiştir (2.42, 2.43).

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1} \quad (2.42)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (2.43)$$

Her iki yöndeki akışkan akımı göz önünde bulundurularak, akım yönü işaretine ve değerine bağlı olarak doğrusal olmayan debi denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenebilir (2.44, 2.45).

$$Q_1 = Z_2 \cdot k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{|P_s - P_1|} \cdot \text{sign}(P_s - P_1) - Z_1 \cdot k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{|P_1 - P_e|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_e) \quad (2.44)$$

$$Q_2 = Z_2 \cdot k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{|P_2 - P_e|} \cdot \text{sign}(P_2 - P_e) - Z_1 \cdot k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{|P_s - P_2|} \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \quad (2.45)$$

burada:

$$u > 0 \text{ için } Z_2 = 1 \text{ ve } u \geq i_u \text{ için } Z_1 = 0 ; \quad u < i_u \text{ için } Z_1 = 1$$

$$u < 0 \text{ için } Z_1 = 1 \text{ ve } u \leq -i_u \text{ için } Z_2 = 0 ; \quad u > -i_u \text{ için } Z_2 = 1$$

Silindirin her iki tarafına ait basınç terimleri karekök nonlineerliğine sahip debi ifadelerini içermektedir. Bu debilerin hesabı, oransal valf için yazılan (2.44 ve 2.45) birleştirilmiş debi modeli kullanılarak yapılır [2].

Model simülasyonları için kullanılan sistem parametreleri aşağıda verilmiştir;

$$\begin{array}{lll} P_s = 50 \text{ bar} & P_e = 1 \text{ bar} & M = 50 \text{ kg} \\ \beta = 6.8 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 & B_v = 2000 \text{ N.sn/m} & u_{\max} = 5 \text{ V} \\ i_u = 0.01 \text{ V} & F = 0 & L_{\max} = 0.25 \text{ m} \\ k_f = 9.5 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \text{sn}^{-1} / \text{V} \cdot \text{N}^{1/2} / \text{m} & D_1 = 0.04 \text{ m} & D_2 = 0.02 \text{ m} \end{array}$$

Bu parametreler negatif boşluklu valf için elde edilen (2.38), (2.39), (2.40) ve (2.41) numaralı genel durum denklemlerinde yerlerine koyulduğunda,

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.46)$$

$$\dot{x}_2 = -40 \cdot x_2 + 2.512 \cdot 10^{-5} \cdot (x_3 - 0.75 \cdot x_4) \quad (2.47)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{5.41 \cdot 10^{11}}{x_1} \cdot [Q_1 - 1.256 \cdot 10^{-3} \cdot x_2] \quad (2.48)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{7.22 \cdot 10^{11}}{(0.25 - x_1)} \cdot [Q_2 - 0.942 \cdot 10^{-3} \cdot x_2] \quad (2.49)$$

elde edilir. Denklemlerin katsayıları incelendiğinde en küçük katsayısının 10^{-5} , en büyük katsayısının ise 10^{11} mertebesinde olduğu görülür. Oluşan katsayı farklarının birbirine daha yakın hale getirilmesi amacıyla sistem denklemlerinin ölçeklendirilmesi gerekmektedir. Böylece denklemler de boyutsuz hale getirilmiş olur.

2.6 Ölçeklendirme

Sistem denklemlerinin katsayıları birbirlerinden çok farklı büyüklüklerde olduklarında, küçük katsayılı terimlerin de etkisini inceleyebilmek için sistem denklemlerinin ölçeklendirilmesi gerekir. Bu ölçeklendirmeye “Genlik

Ölçeklendirilmesi” denir. Ölçeklendirme sonucunda sistem denklemlerinin katsayıları birbirlerine yakın değerler alırlar.

Sistem denklemlerini ölçeklendirmek için, öncelikle değişkenlerin sistem içindeki maksimum değerleri tahmin edilmelidir. Her değişken kendi maksimum değerine bölünerek ölçeklendirilir [1].

2.6.1 Maksimum Değerlerin Tahmini

Sistem parametreleri göz önüne alınarak maksimum değerler, sistem parametreleri cinsinden şu şekilde bulunur:

$$x_{1\max} = L_{\max} = 0.25m, \quad x_{3\max} = x_{4\max} = P_s = 50 \cdot 10^5 N/m^2$$

Şekil 2.6’dan

$$Q_{\max} = k_f \cdot u_{\max} \cdot \sqrt{P_s - P_t} = 9.5 \cdot 10^{-8} \cdot 5 \cdot \sqrt{5 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^5} = 1.05 \cdot 10^{-3} m^3/sn$$

$$F_{\max} = A_1 \cdot (P_s - \alpha \cdot P_t)$$

$$x_{2\max} = \frac{Q_{\max}}{A_2} = \frac{1.05 \cdot 10^{-3}}{0.942 \cdot 10^{-3}} \cong 1.1m/sn$$

elde edilir. (2.39) denkleminde, dış kuvvet hareket yönünde uygulandığında,

$$\ddot{x}_{2\max} = \frac{A_1}{M} \cdot (P_s - \alpha \cdot P_t) + \frac{F_{\max}}{M} = \frac{1.256 \cdot 10^{-3} (5 \cdot 10^6 - 0.75 \cdot 1 \cdot 10^5)}{50} = 124m/sn^2$$

bulunur. (2.40) ve (2.41) denklemlerinden de

$$\ddot{x}_{3\max} = \ddot{x}_{4\max} = \frac{\beta \cdot Q_{\max}}{L_{\max} \cdot A_2} = \frac{6.8 \cdot 10^8 \cdot 1.05 \cdot 10^{-3}}{0.25 \cdot 0.942 \cdot 10^{-3}} \cong 3.03 \cdot 10^9 \frac{N}{m^2sn}$$

sonuçları elde edilir.

2.6.2 Genel Durum Denklemlerinin Ölçeklendirilmesi

(2.38) denkleminde,

$$x_{2\max} \cdot \left(\frac{\ddot{x}_1}{x_{2\max}} \right) = x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) \text{ buradan da,}$$

$$\bar{\ddot{x}}_1 = \bar{x}_2 \quad (2.50)$$

bulunur. (2.39) denkleminde,

$$\mathfrak{x}_{2\max} \cdot \left(\frac{\mathfrak{x}_2}{\mathfrak{x}_{2\max}} \right) = -\frac{B_v}{M} \cdot x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) + \frac{A_1}{M} \cdot x_{3\max} \left(\frac{x_3}{x_{3\max}} - \alpha \cdot \frac{x_4}{x_{3\max}} \right) - \frac{F_{\max}}{M} \cdot \left(\frac{F}{F_{\max}} \right)$$

ifade düzenlenirse,

$$\bar{\mathfrak{x}}_2 = -\left(\frac{B_v \cdot x_{2\max}}{M \cdot \mathfrak{x}_{2\max}} \right) \cdot \bar{x}_2 + \left(\frac{A_1 \cdot x_{3\max}}{M \cdot \mathfrak{x}_{2\max}} \right) \cdot (\bar{x}_3 - \alpha \cdot \bar{x}_4) - \left(\frac{F_{\max}}{M \cdot \mathfrak{x}_{2\max}} \right) \cdot \bar{F}$$

$$\bar{\mathfrak{x}}_2 = -K_1 \cdot \bar{x}_2 + K_2 \cdot (\bar{x}_3 - K_3 \cdot \bar{x}_4) - K_4 \cdot \bar{F} \quad (2.51)$$

elde edilir. (2.40) denkleminde,

$$\mathfrak{x}_{3\max} \cdot \left(\frac{\mathfrak{x}_3}{\mathfrak{x}_{3\max}} \right) = \frac{\beta}{A_1 \cdot x_{1\max} \cdot \left(\frac{x_1}{x_{1\max}} \right)} \cdot \left(Q_{\max} \cdot \left(\frac{Q_1}{Q_{\max}} \right) - A_1 \cdot x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) \right)$$

bulunur. İfade düzenlenerek,

$$\bar{\mathfrak{x}}_3 = \left(\frac{\beta \cdot Q_{\max}}{A_1 \cdot x_{1\max} \cdot \mathfrak{x}_{3\max}} \right) \cdot \frac{\bar{Q}_1}{\bar{x}_1} - \left(\frac{\beta \cdot x_{2\max}}{x_{1\max} \cdot \mathfrak{x}_{3\max}} \right) \cdot \frac{\bar{x}_2}{\bar{x}_1}$$

$$\bar{\mathfrak{x}}_3 = K_5 \cdot \frac{\bar{Q}_1}{\bar{x}_1} - K_6 \cdot \frac{\bar{x}_2}{\bar{x}_1} \quad (2.52)$$

ölçeklendirilmiş denklemi elde edilir. Denklem (2.41) den,

$$\mathfrak{x}_{3\max} \cdot \left(\frac{\mathfrak{x}_4}{\mathfrak{x}_{3\max}} \right) = -\frac{\beta}{A_2 \cdot x_{1\max} \cdot \left(\frac{L_{\max}}{x_{1\max}} - \frac{x_1}{x_{1\max}} \right)} \cdot \left(Q_{\max} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_{\max}} \right) - A_2 \cdot x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) \right)$$

düzenleme yapılarak,

$$\bar{x}_4 = -\left(\frac{\beta \cdot Q_{\max}}{A_2 \cdot x_{1\max} \cdot x_{3\max}}\right) \cdot \left(\frac{\bar{Q}_2}{\frac{L_{\max}}{x_{1\max}} - \bar{x}_1}\right) + \left(\frac{\beta \cdot x_{2\max}}{x_{1\max} \cdot x_{3\max}}\right) \cdot \left(\frac{\bar{x}_2}{\frac{L_{\max}}{x_{1\max}} - \bar{x}_1}\right)$$

$$\bar{x}_4 = -K_7 \cdot \left(\frac{\bar{Q}_2}{K_8 - \bar{x}_1}\right) + K_9 \cdot \left(\frac{\bar{x}_2}{K_8 - \bar{x}_1}\right) \quad (2.53)$$

elde edilir.

2.6.3 Debi Denklemlerinin Ölçeklendirilmesi

Negatif boşluklu oransal valfler için elde edilen (2.44) ve (2.45) numaralı debi denklemleri göz önüne alınırsa,

$$Q_{\max} \cdot \left(\frac{Q_1}{Q_{\max}}\right) = Z_2 \cdot k_f \cdot u_{\max} \cdot \left(\frac{i_u}{u_{\max}} + \frac{u}{u_{\max}}\right) \cdot \sqrt{x_{3\max} \cdot \left(\frac{P_s}{x_{3\max}} - \frac{x_3}{x_{3\max}}\right)} \cdot \text{sign}\left(x_{3\max} \cdot \left(\frac{P_s}{x_{3\max}} - \frac{x_3}{x_{3\max}}\right)\right) -$$

$$Z_1 \cdot k_f \cdot u_{\max} \cdot \left(\frac{i_u}{u_{\max}} - \frac{u}{u_{\max}}\right) \cdot \sqrt{x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_3}{x_{3\max}} - \frac{P_e}{x_{3\max}}\right)} \cdot \text{sign}\left(x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_3}{x_{3\max}} - \frac{P_e}{x_{3\max}}\right)\right)$$

ifade düzenlendiğinde,

$$\bar{Q}_1 = Z_2 \cdot k_f \cdot \left(\frac{u_{\max} \cdot \sqrt{x_{3\max}} \cdot \text{sign}(x_3)}{Q_{\max}}\right) \cdot (\bar{i}_u + \bar{u}) \cdot \sqrt{\bar{P}_s - \bar{x}_3} \cdot \text{sign}(\bar{P}_s - \bar{x}_3) -$$

$$Z_1 \cdot k_f \cdot \left(\frac{u_{\max} \cdot \sqrt{x_{3\max}} \cdot \text{sign}(x_3)}{Q_{\max}}\right) \cdot (\bar{i}_u - \bar{u}) \cdot \sqrt{\bar{x}_3 - \bar{P}_e} \cdot \text{sign}(\bar{x}_3 - \bar{P}_e)$$

$$\bar{Q}_1 = Z_2 \cdot k_f \cdot K_{10} \cdot (\bar{i}_u + \bar{u}) \cdot \sqrt{\bar{P}_s - \bar{x}_3} \cdot \text{sign}(\bar{P}_s - \bar{x}_3) -$$

$$Z_1 \cdot k_f \cdot K_{10} \cdot (\bar{i}_u - \bar{u}) \cdot \sqrt{\bar{x}_3 - \bar{P}_e} \cdot \text{sign}(\bar{x}_3 - \bar{P}_e) \quad (2.54)$$

elde edilir. Denklem (2.45) den,

$$Q_{\max} \cdot \left(\frac{Q_2}{Q_{\max}}\right) = Z_2 \cdot k_f \cdot u_{\max} \cdot \left(\frac{i_u}{u_{\max}} + \frac{u}{u_{\max}}\right) \cdot \sqrt{x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_4}{x_{3\max}} - \frac{P_e}{x_{3\max}}\right)} \cdot \text{sign}\left(x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_4}{x_{3\max}} - \frac{P_e}{x_{3\max}}\right)\right) -$$

$$Z_1 \cdot k_f \cdot u_{\max} \cdot \left(\frac{i_u}{u_{\max}} - \frac{u}{u_{\max}}\right) \cdot \sqrt{x_{3\max} \cdot \left(\frac{P_s}{x_{3\max}} - \frac{x_4}{x_{3\max}}\right)} \cdot \text{sign}\left(x_{3\max} \cdot \left(\frac{P_s}{x_{3\max}} - \frac{x_4}{x_{3\max}}\right)\right)$$

denklem düzenlenirse,

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_2 &= Z_2 \cdot k_f \cdot \left(\frac{u_{\max} \cdot \sqrt{|x_{3\max}|} \cdot \text{sign}(x_3)}{Q_{\max}} \right) \cdot (\bar{i}_u + \bar{u}) \cdot \sqrt{|\bar{x}_4 - \bar{P}_e|} \cdot \text{sign}(\bar{x}_4 - \bar{P}_e) - \\
&Z_1 \cdot k_f \cdot \left(\frac{u_{\max} \cdot \sqrt{|x_{3\max}|} \cdot \text{sign}(x_3)}{Q_{\max}} \right) \cdot (\bar{i}_u - \bar{u}) \cdot \sqrt{|\bar{P}_s - \bar{x}_4|} \cdot \text{sign}(\bar{P}_s - \bar{x}_4) \\
\bar{Q}_2 &= Z_2 \cdot k_f \cdot K_{10} \cdot (\bar{i}_u + \bar{u}) \cdot \sqrt{|\bar{x}_4 - \bar{P}_e|} \cdot \text{sign}(\bar{x}_4 - \bar{P}_e) - \\
&Z_1 \cdot k_f \cdot K_{10} \cdot (\bar{i}_u - \bar{u}) \cdot \sqrt{|\bar{P}_s - \bar{x}_4|} \cdot \text{sign}(\bar{P}_s - \bar{x}_4)
\end{aligned} \tag{2.55}$$

Q_2 için ölçekli debi ifadesi elde edilir.

Ölçeklendirilmiş sistem denklemlerinde kullanılan ‘K’ katsayılarının değerleri şu şekildedir:

$$\begin{array}{lll}
K_1 = 0.35 & K_2 = 1.01 & K_3 = 0.75 \\
K_5 = 0.75 & K_6 = 0.987 & K_7 = 1 \\
K_8 = 1 & K_9 = 0.987 & K_{10} = 1.06 \cdot 10^7
\end{array}$$

2.6.4 İntegral Kazançları

Denklem (2.50), (2.51), (2.52) ve (2.53) de elde edilen genel durum denklemleri ölçeklendirilmiş olduğundan, integrasyon sonucundaki değerleri tekrar boyutlu hale çevirmek gerekmektedir. Bunun için denklemlerin sayısal çözümü için kullanılan integrasyon işlemlerinde, integrasyon artımları her integrasyon adımında integral kazançları ile çarpılmalıdır. Diferansiyel denklemlerin çözümü için Runge Kutta IV integrasyon yöntemi kullanılmıştır. İntegral kazançları aşağıdaki şekilde elde edilmiştir [1]:

$$\begin{aligned}
\bullet \quad x_1 &= \int x_2 dt \Rightarrow x_{1\max} \cdot \left(\frac{x_1}{x_{1\max}} \right) = \int x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) dt \\
\bar{x}_1 &= S_1 \cdot \int \bar{x}_2 dt, \quad S_1 = \frac{x_{2\max}}{x_{1\max}}
\end{aligned} \tag{2.56}$$

elde edilir. Diğer kazançlar da benzer şekilde elde edilir:

$$\bullet \quad x_2 = \int \mathfrak{x}_2 dt \Rightarrow x_{2\max} \cdot \left(\frac{x_2}{x_{2\max}} \right) = \int \mathfrak{x}_{2\max} \cdot \left(\frac{\mathfrak{x}_2}{\mathfrak{x}_{2\max}} \right) dt$$

$$\bar{x}_2 = S_2 \cdot \int \bar{x}_2 dt, \quad S_2 = \frac{x_{2\max}}{x_{2\max}} \quad (2.57)$$

$$\bullet \quad x_3 = \int x_3 dt \Rightarrow x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_3}{x_{3\max}} \right) = \int x_{3\max} \cdot \left(\frac{x_3}{x_{3\max}} \right) dt$$

$$\bar{x}_3 = S_3 \cdot \int \bar{x}_3 dt \quad S_3 = \frac{x_{3\max}}{x_{3\max}} \quad (2.58)$$

$$\bullet \quad x_4 = \int x_4 dt \Rightarrow x_{4\max} \cdot \left(\frac{x_4}{x_{4\max}} \right) = \int x_{4\max} \cdot \left(\frac{x_4}{x_{4\max}} \right) dt$$

$$\bar{x}_4 = S_4 \cdot \int \bar{x}_4 dt \quad S_4 = \frac{x_{4\max}}{x_{4\max}} \quad (2.59)$$

İşlemler sonucunda integral kazançları,

$$S_1 = 4.4 \quad S_2 = 113 \quad S_3 = 606 \quad S_4 = 606$$

olarak elde edilir.

2.6.5 Ölçeklendirilmiş Sistem Modelleri

Ölçeklendirme işlemlerinden sonra genel durum denklemlerinin sayısal ifadeleri aşağıdaki hale dönüşmüştür:

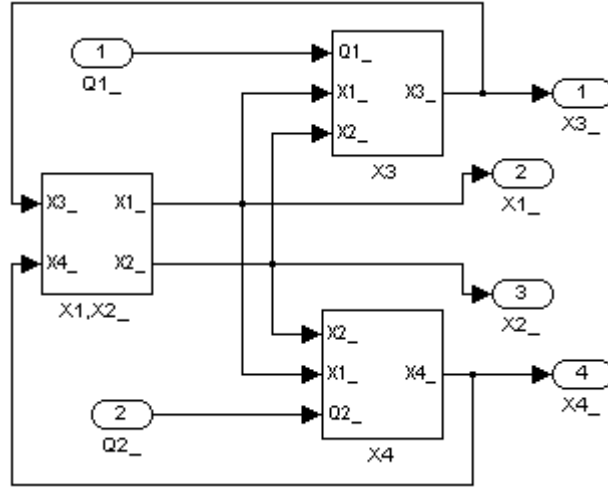
$$\bar{x}_1 = \bar{x}_2 \quad (2.60)$$

$$\bar{x}_2 = -0.35 \cdot \bar{x}_2 + 1.01 \cdot (\bar{x}_3 - 0.75 \cdot \bar{x}_4) \quad (2.61)$$

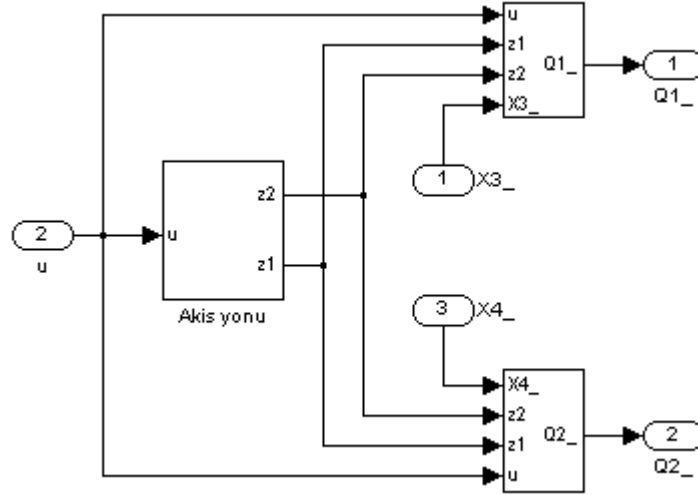
$$\bar{x}_3 = 0.75 \cdot \frac{\bar{Q}_1}{\bar{x}_1} - 0.987 \cdot \frac{\bar{x}_2}{\bar{x}_1} \quad (2.62)$$

$$\bar{x}_4 = -1 \cdot \left(\frac{\bar{Q}_2}{1 - \bar{x}_1} \right) + 0.987 \cdot \left(\frac{\bar{x}_2}{1 - \bar{x}_1} \right) \quad (2.63)$$

Asimetrik silindirin Simulink modeli ile akış yönü işaretine ve değerine göre valfin birleştirilmiş Simulink modeli Şekil 2.8, Şekil 2.9 da verilmiştir.

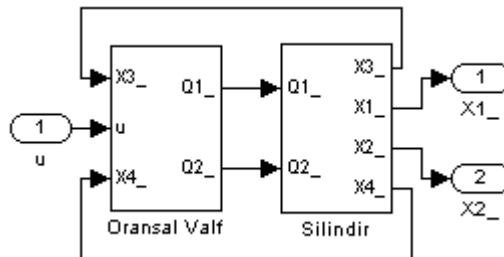


Şekil 2.8 Asimetrik silindirin Simulink modeli



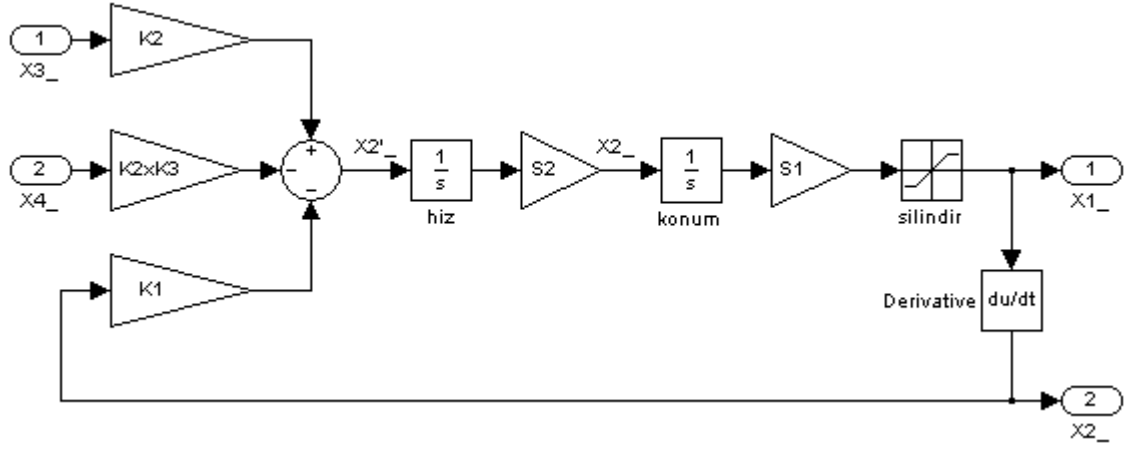
Şekil 2.9 Akış yönü işaretine ve değerine göre valfin birleştirilmiş Simulink modeli

Elektrohidrolik sistemin durum denklemlerinin sayısal çözümü için, valf ve silindir için geliştirilen modellerin birleştirilmesi ile Şekil 2.10 da verilen Simulink modeli oluşturulmuştur.

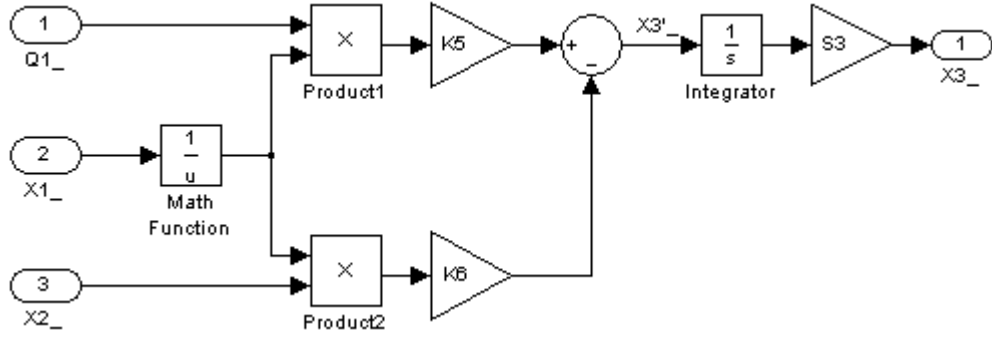


Şekil 2.10 Oransal valf-silindir sisteminin Simulink modeli

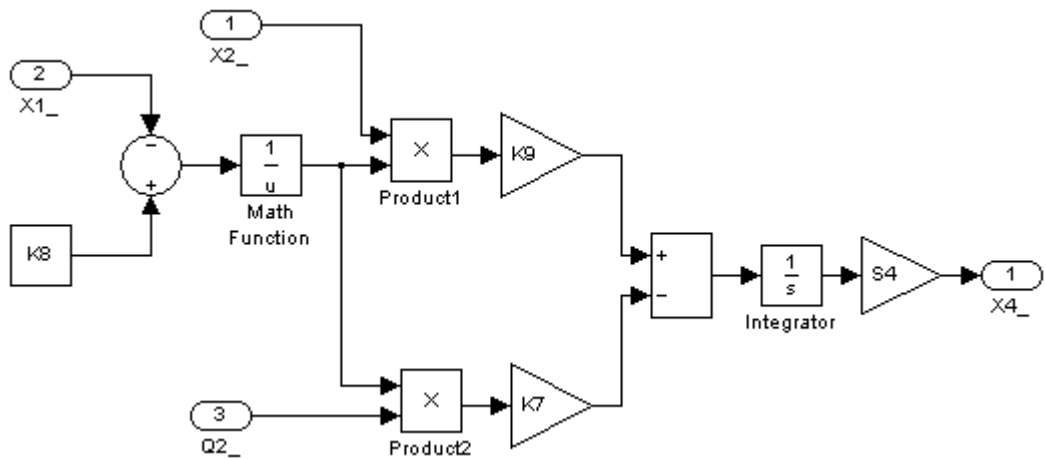
Ölçekli genel durum denklemleri ve silindirin giriş debi denklemi için oluşturulan Simulink modelleri aşağıda verilmiştir:



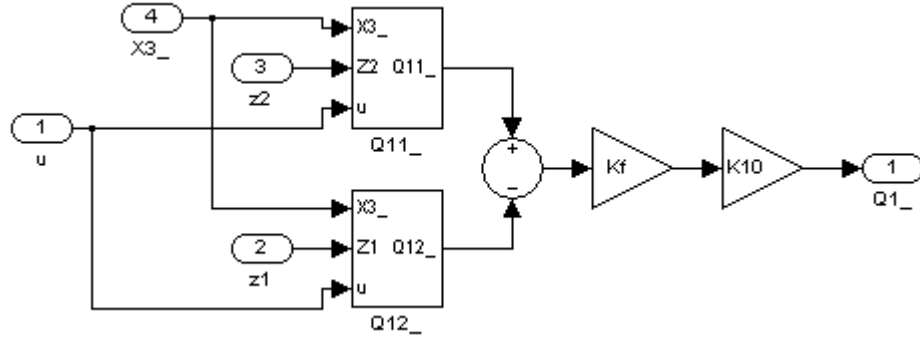
Şekil 2.11 Ölçekli x_1 , x_2 durum değişkenleri için Simulink modeli



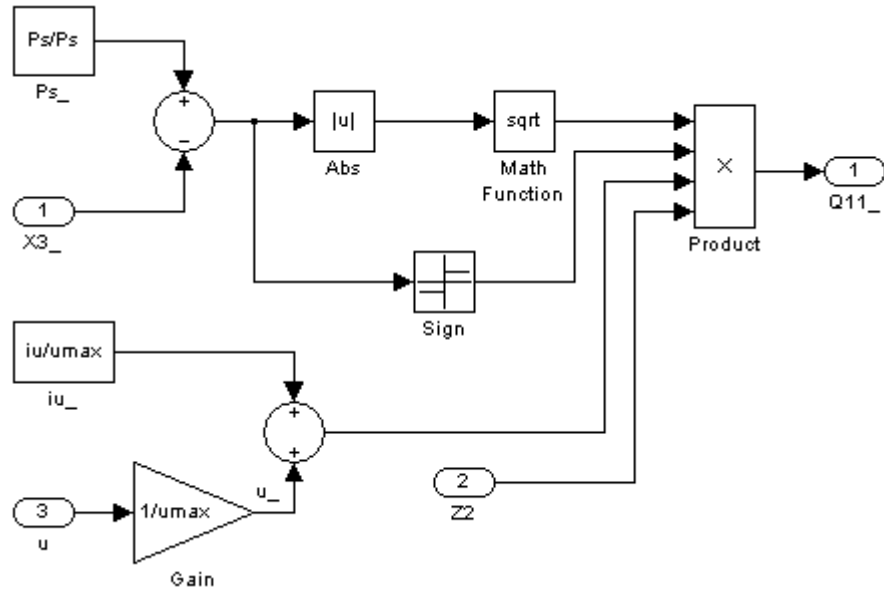
Şekil 2.12 Ölçekli x_3 durum değişkeni için Simulink modeli



Şekil 2.13 Ölçekli x_4 durum değişkeni için Simulink modeli



Şekil 2.14 Ölçeklendirilmiş Q_1 debisinin Simulink modeli



2.15 Ölçekli Q_1 debisi, bir akış yolu için debi denkleminin Simulink modeli

3. KONTROL TEKNİKLERİ

3.1 PD Etkili Sürekli Kontrol

PD (oransal-türev) etkili kontrolörün en genel ifadesi şu şekildedir:

$$u(t) = K_p \cdot \left(e(t) + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (5.1)$$

$$K_v = K_p \cdot \tau_d \quad (5.2)$$

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (5.3)$$

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_v \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (5.4)$$

Burada,

K_p : Oransal kontrol katsayısı

K_v : Diferansiyel kontrol katsayısı

τ_d : Diferansiyel zaman

$e(t)$: Hata değeri

y_{ref} : Referans değer

y : Ölçülen değer

Ölçekli sistem modeli ve gerçek zamanlı model üzerinde çalışırken, PD kontrol katsayılarının bulunmasında başlangıç olarak “Ziegler-Nichols sürekli titreşim yönteminden” faydalanılmıştır. Daha sonra modeller üzerinde yapılan denemeler sonucunda uygun katsayılar deneysel olarak bulunmuştur.

3.2 Bulanık Mantık Kontrol (Fuzzy Logic Control)

Bulanık küme kavramı ilk olarak 1965 yılında California Üniversitesi öğretim üyelerinden aslen Azerbaycanlı Prof. Lotfi Zadeh tarafından bir makaleyle ortaya atılmış ve hızla gelişerek birçok bilim adamının ilgisini çeken, araştırmaya açık yeni bir konu oluşturmıştır. Bulanık küme teorisinin ortaya atılmasından sonra Zadeh 1973'te yayınladığı notlarında bulanık küme teorisinin en iyi yaklaşıklıkla insanın karar verme sistemini modelleyebilecek yapıda olduğu fikrini ileri sürmüştür. Geçen zaman içerisinde bulanık kontrolün dayandığı bulanık mantığın, insan düşünme yapısına ve dilsel değişkenlerine klasik mantıktan çok daha yakın olduğu kabul edilmiştir.

İlk olarak Prof. Zadeh tarafından kullanılan bulanık mantık, temelde çok değerli (multivalued) mantık, olasılık kuramı, yapay zeka ve yapay sinir ağları üzerine oturtulmuş olup olayların oluşum olasılığından çok olabilirliğiyle ilgilenen bir kavramı tanımlamaktadır. Olasılık ve bulanık kavramları arasındaki en önemli farklılık bulanıklığın bir deterministik belirsizlik olmasıdır.

Bulanık sistemler bilgi tabanlı ve kural tabanlı sistemlerdir. Bulanık mantığın temeli EĞER-İSE kurallarından oluşmaktadır. Literatürde bulanık mantık için iki şekilde açıklama yapılmaktadır:

1. Gerçek dünya çok net ve açık tanımlamalar yapmak için fazlasıyla karmaşıktır. Bundan dolayı bir yaklaşıklık (bulanıklık) yapmak zorunluluğu vardır.
2. Gerçek sistemler için önemli bilgiler iki kaynaktan elde edilir. Birinci kaynak; insan tecrübesi, diğeri ise sensör ölçümleri ve fiziksel kanunlardan çıkarılan matematiksel modeldir. Hedef, bu iki bilgi kaynağını kullanarak sistem tasarımını yapmaktır. Bu kombinasyonu oluşturmak için insan tecrübesini ve bilgisini, matematiksel modele ve sensör ölçümlerine göre nasıl formüle edilebileceğini saptamak anahtar problemidir. Diğer bir deyişle sorun insan bilgisinin ve tecrübesinin nasıl formüle edileceğidir.

Bulanık sistemler kontrol, işaret işleme, haberleşme ve uzman istem olarak tıpta, iş hayatında çok geniş alanda uygulanmaktadır. Bununla birlikte en önemli uygulamalar kontrol problemleri üzerinde yapılmaktadır.

3.3 Bulanık Küme Kavramı

Klasik küme teorisinde bir elemanı ele aldığımızda bu elemanı iki farklı kategoride değerlendirmeye alırız (örneğin iyi-kötü, tek-çift, siyah-beyaz gibi). Ancak gerçek hayatta bu iki değerli mantık çoğu uygulamada yeterli değildir. Genellikle bu iki değer arasındaki kesin sınır belirgin değildir.

Eski bir yunan düşünür tarafından ortaya atılan bir problem bu sorunun varlığını kanıtlamaktadır.

“...bir tek buğday bir yığın oluşturmaz, iki tane de, üç tanede... Diğer yandan 100 milyon buğdayın bir yığın oluşturacağını herkes kabul eder. Peki kesin sınır nedir? 325647 buğday bir yığın oluşturmazken 325648 buğdayın bir yığın oluşturabileceğini söyleyebilir miyiz?”

A kümesi U uzayında klasik bir küme olsun. Bu küme, bütün üye elemanları listeleyerek yada üye elemanları sağlayacağı özelliklerin belirlenmesiyle (kural metodu) oluşturulabilir. Liste metodu sadece sonlu kümeler için kullanılır. Kural metodunda ise A kümesi şu şekilde ifade edilir.

$$A = \{x \in U \mid x \text{ bazı kosulları sağlar}\}$$

A kümesini belirlemek için diğer bir metot ise 0-1 üyelik fonksiyonunu gösteren üyelik metodudur. $\mu_A(x)$ üyelik fonksiyonu olmak üzere

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 1, & \text{eger } x \in A \\ 0, & \text{eger } x \notin A \end{cases}$$

Bir bulanık küme, $[0,1]$ arasında değerler alan üyelik fonksiyonu $\mu_A(x)$ tarafından tanımlanır. Bir klasik kümenin üyelik fonksiyonu sadece iki değer yani 0 ile 1 değerleri alabilirken, bir bulanık kümenin üyelik fonksiyonu 0 ile 1 arasında herhangi bir değer alabilmektedir [8].

3.3.1 Bulanık Kümelerle İlgili Temel Kavramlar

U evrensel kümesinde tanımlı olan A ve B bulanık kümelerinin eşitlik, kapsama, tümleyen, birleşme ve kesişme özellikleri şu şekildedir:

- A ve B kümeleri ancak ve ancak her $x \in U$ için $\mu_A(x) = \mu_B(x)$ ise eşittir.
- Eğer her $x \in U$ için $\mu_A(x) \leq \mu_B(x)$ ise B kümesi A kümesini kapsar ve $A \subset B$ şeklinde gösterilir.

- Bir bulanık kümenin tümleyeni de bir bulanık kümedir ve üyelik fonksiyonu şu şekilde belirlenir.

$$\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x)$$

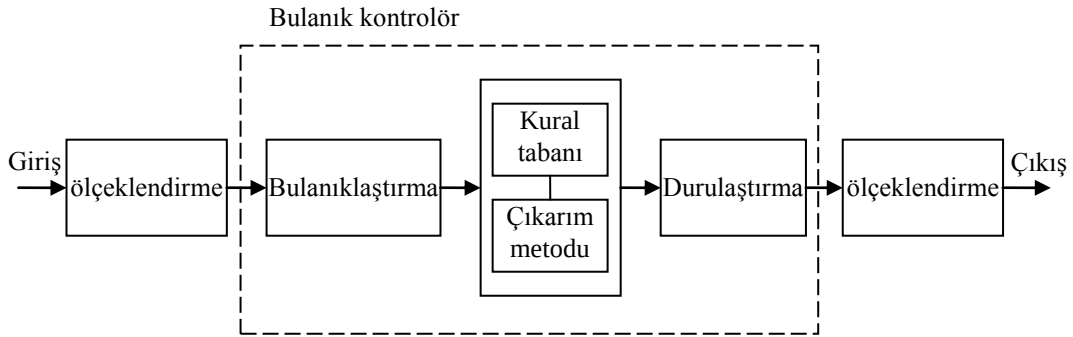
- A ve B bulanık kümelerinin birleşimi $A \cup B$ ile gösterilir ve üyelik fonksiyonu;

$$\mu_{A \cup B}(x) = \max[\mu_A(x), \mu_B(x)]$$

- A ve B bulanık kümelerinin kesişimi $A \cap B$ ile gösterilir ve üyelik fonksiyonu;

$$\mu_{A \cap B}(x) = \min[\mu_A(x), \mu_B(x)]$$

3.4 Bulanık Kontrolörün Yapısı

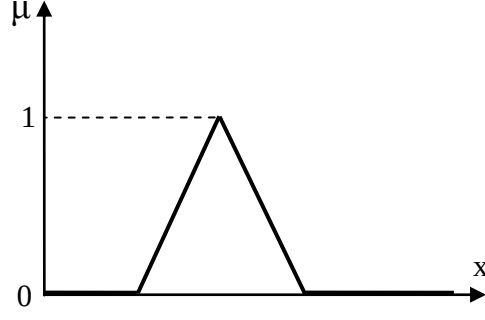


Şekil 3.1 Bulanık kontrolörün yapısı

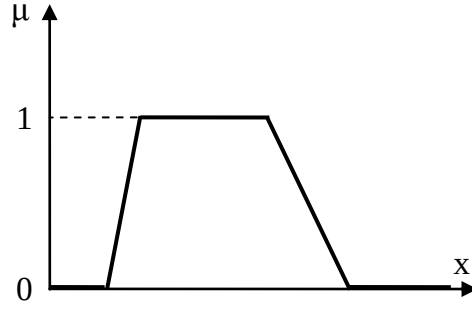
Bulanık kontrolör Şekil 3.1 de görüldüğü gibi giriş ölçeklendirme bloğu ile çıkış ölçeklendirme blokları arasında yer alır. Bulanıklaştırma, kural tabanı, çıkarım metodu ve durulaştırma elemanlarından oluşur. Aşağıda kontrolör elemanları sırasıyla incelenecektir [11].

3.4.1 Bulanıklaştırma (Fuzzification)

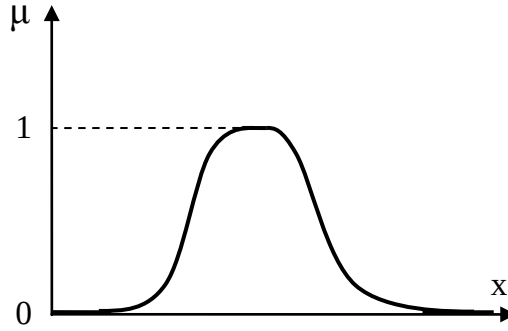
Bulanıklaştırmanın amacı kontrolöre giren her bir giriş değişkenini, bulanık değişkenler kümesine çevirmektir. Giriş değişkenlerine dilsel terimler atanır. Üyelik fonksiyonlarının sayısı arttıkça, kontrolörün de hassasiyeti artar. Üyelik fonksiyonları giriş değerlerinin, üyelik derecesi 0-1 arasında alacağı değerleri gösteren eğrilerden oluşur. Aşağıda en çok kullanılan üyelik fonksiyonları çeşitleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Üçgen (triangular) üyelik fonksiyonu



Şekil 3.3 Yamuk (trapezoidal) üyelik fonksiyonu



Şekil 3.4 Gaussian üyelik fonksiyonu

3.4.2 Kural Tabanı Oluşturma (Rule Base)

Bulanık kural tabanı, bulanık EĞER-İSE kurallarından oluşmaktadır. Bu kurallar bulanık sistemin temelini oluşturmaktadır. Kural, “ EĞER $x = A$ ve $y = B$ ve ... İSE $z = C$ ” şeklindedir.

3.4.3 Bulanık Çıkarım Metodu (Fuzzy Inference Method)

Bulanık çıkarımda; bulanık mantık işlemleriyle, bulanık kural tabanındaki EĞER-İSE kuralları birleştirilerek giriş ve çıkış bulanık uzayı arasında bir bağıntı oluşturulur. Çoğu pratik sistemde bulanık kural tabanı birçok kuraldan oluşur.

Literatürde bir çok değişik çıkartım metodunun bulunmasına rağmen en çok MAX-MIN ve MAX-PRODUCT çıkarım metotları kullanılır. MAX-MIN çıkarım metodu (Mamdani çıkarımı) özellikle durulaştırma aşamasında daha kolay ve hızlı sonuçlar verdiği için tercih edilir.

3.4.4 Durulaştırma (Defuzzification)

Çıkarım metodunun bulanık küme çıkışı (birden fazla çıkışı olabilir) üzerinde gerekli ölçek değişiklikleri yapılır ve bunlar gerçek sayı değerlerine dönüştürülür.

$$U = U_1 \times U_2 \times U_3 \dots \times U_n \subset R^n \text{ ve } V \subset R$$

Burada çok girişli ve tek çıkışlı bir sistem ele alınmaktadır. Çünkü çok girişli ve çok çıkışlı bir sistem daima çok girişli ve tek çıkışlı bir sisteme indirgenebilir.

Literatürde en yaygın olarak beş çeşit durulaştırma yöntemi vardır. Bunlar,

1. Ağırlık merkezi yöntemi
2. Toplam alanın merkezi yöntemi
3. Maksimumun ortası yöntemi
4. Maksimumların en büyüğü yöntemi
5. Maksimumların en küçüğü yöntemi

Çalışmada durulaştırma yöntemi olarak ağırlık merkezi yöntemi kullanılmıştır.

3.5 Bulanık Kontrolör'ün Matlab Programında Oluşturulması

Bulanık mantık kontrol için “Matlab Fuzzy Logic Toolbox” programı kullanılmıştır. Bulanık kontrolör, bu program üzerinde sistemin girişlerinin, çıkışlarının, bu giriş ve çıkışlara ait üyelik fonksiyonlarının tanımlanmasıyla oluşturulmuştur. Toolbox bulanık çıkarım sistemi olarak Mamdani çıkarımı kullanılmıştır. Oluşturulan kontrolör Simulink’ e aktarılmış ve simülasyonlar yapılmıştır. Kontrolör tasarımında hata, hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları ayrı ayrı tanımlanmıştır.

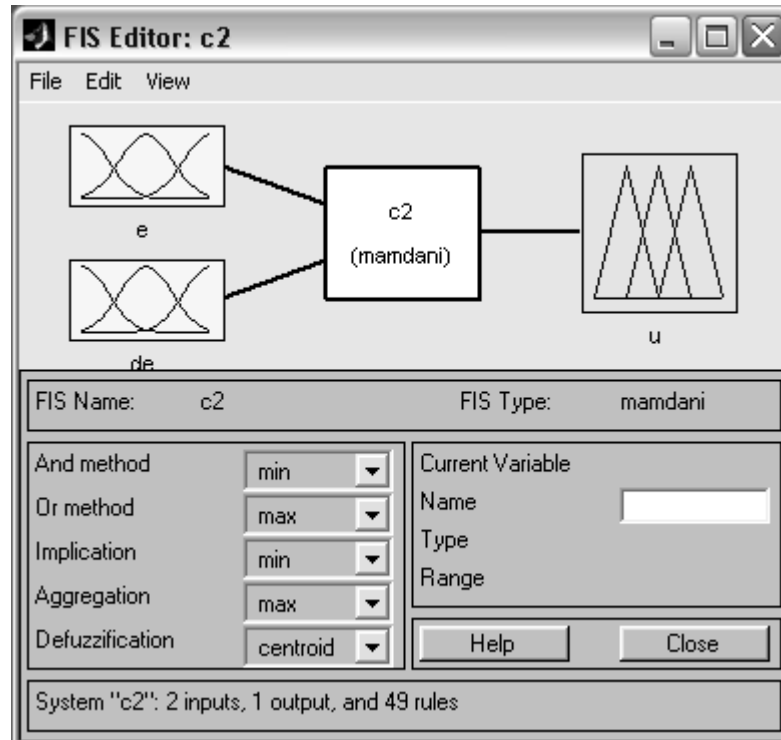
Çalışmada kullanılan kural tablosu Tablo 3.1 de verilmiştir. Bu tabloda görüldüğü gibi, 7 adet hata ve 7 adet hatanın değişimi için toplam 49 adet kural tanımlanmıştır. Bu tablodan alınan örnek bir kontrol tanımı sebep sonuç ilişkisi aşağıdaki gibidir [4]: “Eğer hata (e) Pozitif Büyük (PB) ve hatanın değişimi (de) Negatif Büyük (NB) ise, Sıfır Kumanda uygula (ZE)”.

Tablo 3.1 de, NB: Negatif büyük, NM: Negatif Orta, NS: Negatif Küçük, ZE: Sıfır, PS: Pozitif Küçük, PM: Pozitif Orta, PB: Pozitif Büyük anlamına gelmektedir.

Tablo 3.1 Bulanık kural tablosu

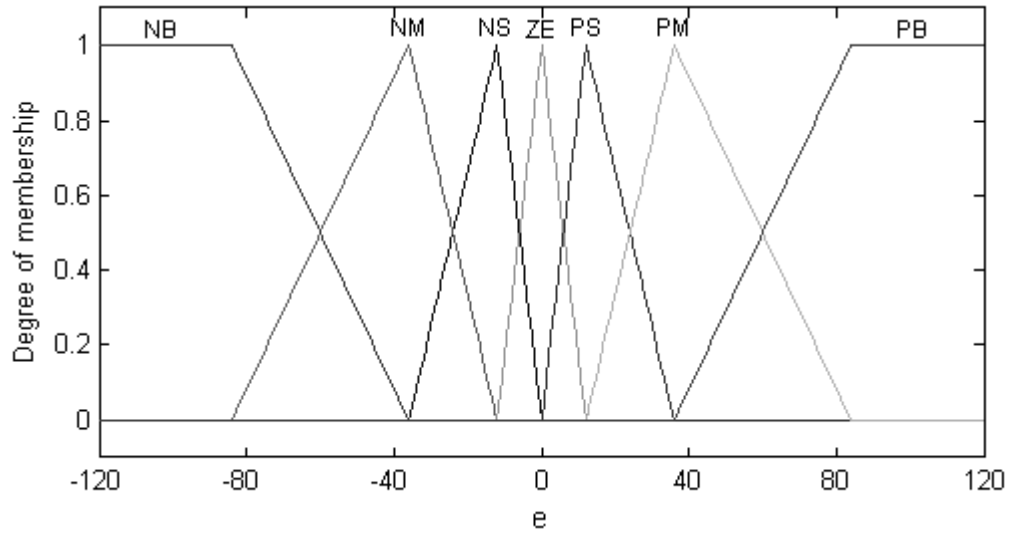
		e						
		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
de	NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE
	NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
	NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
	ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
	PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
	PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
	PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB

Kontrolör giriş parametreleri hata (e), ve hatanın türevi (de)'dir. Kontrolör çıkışı ise kumanda (u) değeridir (Şekil 3.5).

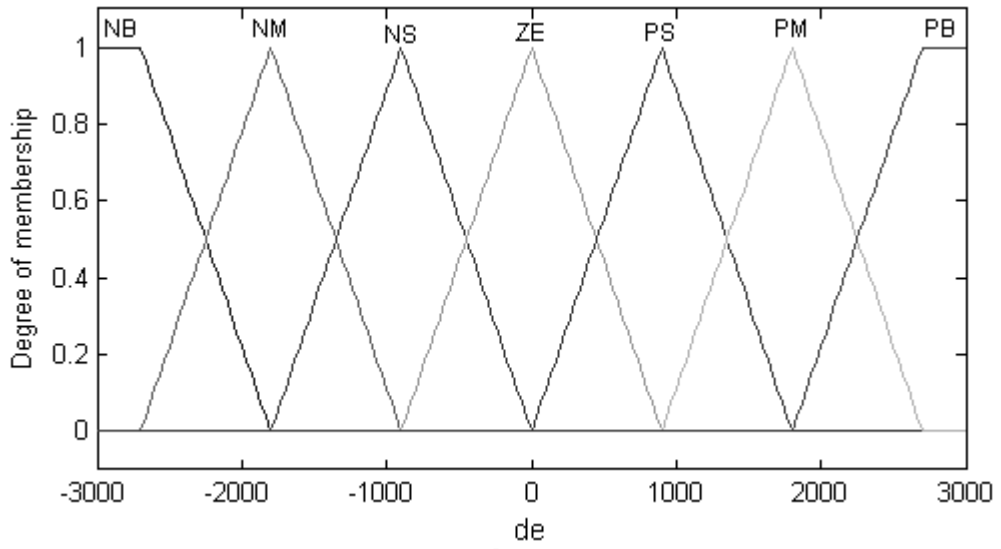


Şekil 3.5 Bulanık kontrolörün yapısı

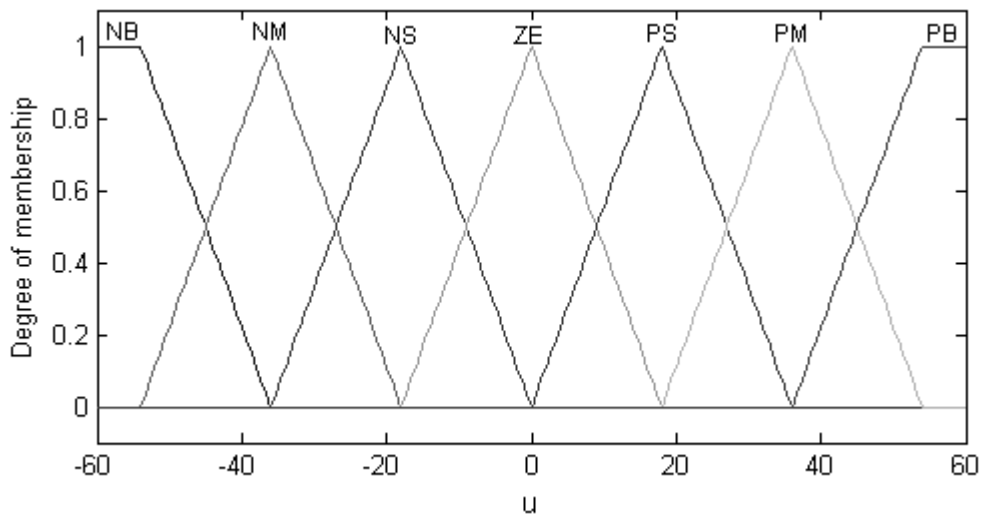
Gerçek zamanlı kontrol için tanımlanan hata (e), hatanın türevi (de) ve kumandaya (u) ait üyelik fonksiyonları aşağıdaki gibidir.



(a)



(b)

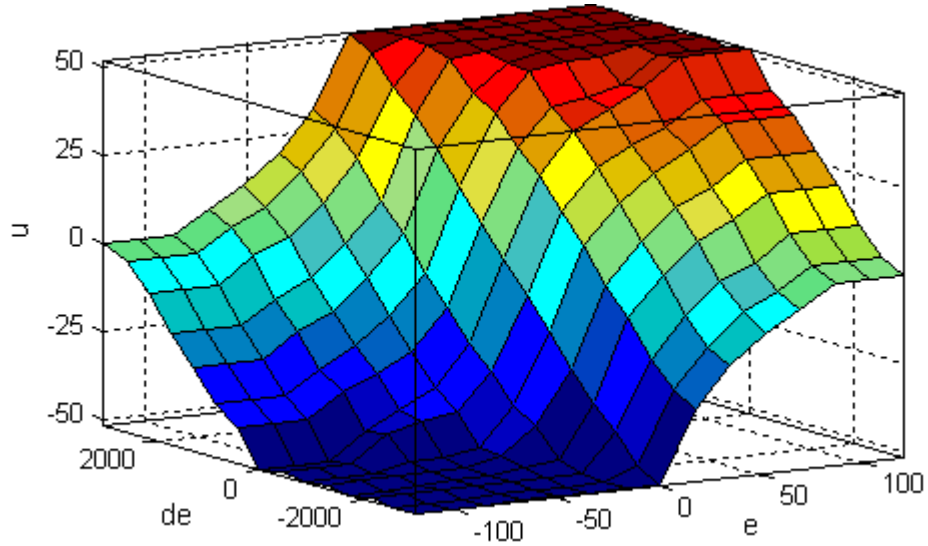


(c)

Şekil 3.6 Üyelik fonksiyonları, a- Hata için üyelik fonksiyonları, b- Hatanın türevi için üyelik fonksiyonları, c- Kumanda için üyelik fonksiyonları

Geri besleme ile ölçülen hata değeri büyük ise sisteme gönderilen kumanda değeri büyük olur ve sistem hızlanır, böylece istenilen referans değerine çabuk ulaşılır. Buna karşılık sistem referans değerine yaklaştıkça hatanın değişiminin etkisi ile yavaşlar.

Hata için üyelik fonksiyonu $[-120 \ 120]$ aralığında seçilmiştir. Sıfır (ZE) üyelik fonksiyonunun dar seçilmesi sonucunda sürekli rejim hatası küçük olur. Hatanın türevi için üyelik fonksiyonları $[-3000 \ 3000]$ aralığında seçilmiştir. Kumanda için üyelik fonksiyonları da $[-60 \ 60]$ aralığında seçilmiştir. Üyelik fonksiyonları için belirlenen bu aralıklar, PD kontroldeki sonuçlara yakın olması hedef alınarak, deneysel olarak belirlenmiştir. Bulanık kontrolörün kuralları ve üyelik fonksiyonları tanımlandıktan sonra elde edilen yüzey eğrisi Şekil 3.7 deki gibidir.



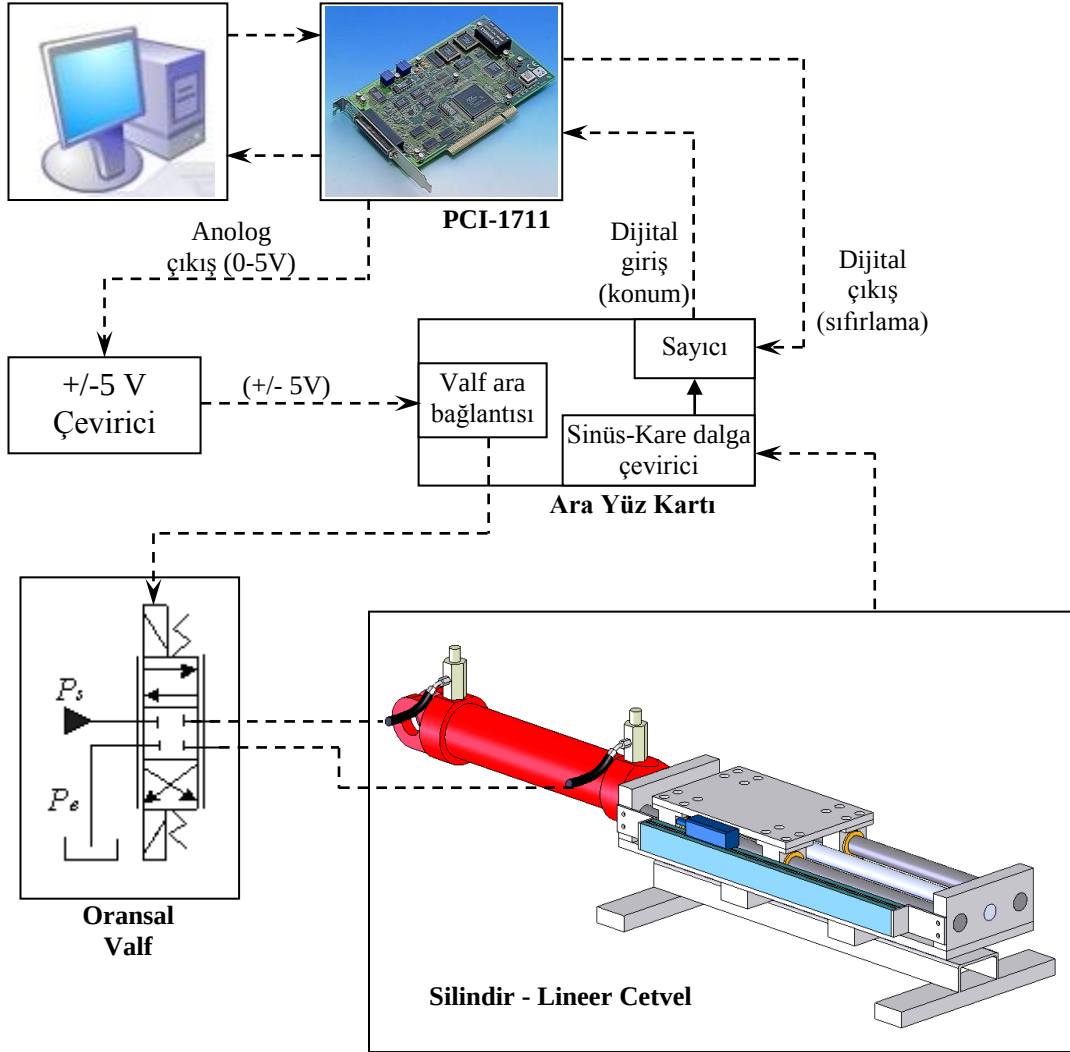
Şekil 3.7 Kontrol yüzey eğrisi

Kontrol yüzey eğrisi, kontrolör girişleri (hata ve hatanın değişimi) ile çıkışının (kumanda) üç boyutlu görüntüsüdür, hata ve hatanın değişimine bağlı olarak kumanda da meydana gelen değişimleri gösterir. İyi bir kontrolör tasarımı için yüzey eğrisinde keskin köşeler bulunmamalıdır [4].

4. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI

4.1 Deney Sisteminin Yapısı

Deney sistemi, bir bilgisayar, sistemin bilgisayarla iletişimini sağlayan bir adet endüstriyel kart, bir adet $\pm 5V$ dönüştürücü, bir adet arayüz kartı, bir adet 4/3 elektrohidrolik oransal valf, bir adet asimetrik hidrolik silindir, bir adet sayısal lineer cetvel ve hidrolik silindirin tahriki ile doğrusal olarak hareket eden bir arabadan oluşmaktadır. Sistemin genel yapısı şematik olarak aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.1 Elektrohidrolik deney sisteminin genel yapısı

4.2 Asimetrik Silindir

Sistemde kullanılan hidrolik silindir, iç çapı 40 mm, piston mili çapı 20 mm ve stroku 250 mm olan Bosch firmasına ait asimetrik bir silindirdir. Silindir milinin ucunda, doğrusal olarak yataklanmış, 5 kg ağırlığında kabul edilen bir araba bulunmaktadır. Araba yardımı ile sisteme değişken yükler uygulanabilmektedir.

4.3 Elektrohidrolik Oransal Valf

Bir servo valf'ın hassasiyetinin istenmediği ancak geleneksel valflerle elde edilen doğruluktan da daha fazlasına ihtiyaç duyulduğu bir çok uygulama mevcuttur. Oransal valfler bu ihtiyaçları karşılamak amacıyla geliştirilmişlerdir. 1970'lerin ortalarından itibaren kullanım alanları giderek genişlemektedir.

Servo valfler ile oransal valflerin karşılaştırılması Tablo 4.1 de verilmiştir. Oransal valfler daha düşük doğruluğa sahiptirler ancak fiyatları da daha ucuzdur, geri beslemeleri yoktur [13].

Tablo 4.1 Oransal valfler ve Servo valflerin karakteristiklerinin karşılaştırılması

	Oransal valf	Servo valf
Çevrim tipi	Açık	Kapalı
Geribesleme	Yok	Var
Doğruluk	Ortalama hata faktörü > %3	En yüksek hata Faktörü < %1
Frekans cevabı	Düşük: < 10 Hz	Çok yüksek: 60-400 Hz
Fiyat	Orta	Yüksek
Yedek elektronik ekipman ihtiyacı	Orta	Fazla
Kirliliğe duyarlılık	Toleranslı	Yüksek

Sistemde Abex-Denison firmasına ait DIP-01 kodlu bir oransal valf kullanılmaktadır. Valfin özellikleri aşağıda verilmiştir:

Çalışma basıncı : P, A, B portu 7-245 bar, T portu 0-70 bar

Akışkan sıcaklığı : -18/+80°C

Maksimum çıkış debisi	: 36 lt/dak
Pilot debisi (245 bar)	: 1.2 lt/dak
Basınç kazancı	: 70 bar/%1 komut
Besleme gerilimi	: 12±0.5 VDC
Maksimum besleme akımı:	0.3 Amper
Maksimum güç tüketimi	: 3.6 Watt
Kumanda sinyali	: +/- 5 volt
Histeresiz	: <± %1
Eşik	: < %0.25

Valf 12 volt ile beslenmekte ve +/- 5 voltluk kumanda sinyali ile sürülmektedir. Enerji tüketimi maksimum 3.6 Watt'tır.

4.4 Konum Ölçme Elemanı

Sistemde, asimetrik silindirin konumunu ölçmek için HEIDENHAIN firmasının 270 mm ölçme boyuna sahip, çözünürlüğü 20 µm olan sayısal bir ölçme cetveli kullanılmıştır. Cetvel yapısı itibari ile sinüs dalga üretmektedir. Cetvelin ürettiği sinüs dalga bir karşılaştırma devresi tarafından kare dalgaya çevrilerek, aşağı-yukarı (up and down) sayabilen bir sayıcı kart kullanılarak konum bilgisi elde edilmiştir.

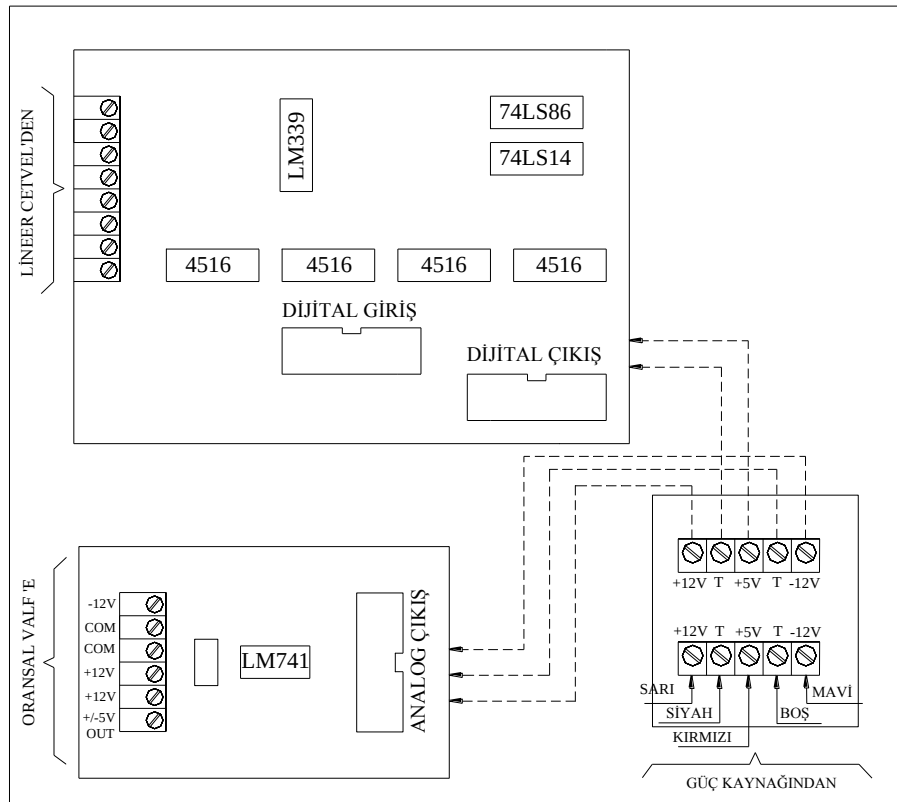
Kodlayıcının sinüs dalga üretmesi, sinyalin uzun mesafelere kablo ile taşınmasında zayıflamasını engellemektedir. Çünkü kare dalga şeklindeki işaretin frekans analizine bakıldığında, işaret frekansının çok üzerinde sinyaller taşıdığı görülür. Bu bileşenler taşıyıcı kablounun frekansından büyük olursa, hat üzerinde sönmülenerek sinyalin bozulmasına neden olur. Sinüs formundaki sinyaller sadece temel bileşenler taşıdıkları için, frekansları hat kesim frekansının yeterince altında ise herhangi bir bozulmaya uğramadan uzun mesafelere de iletilebilir. Bununla beraber endüstriyel sayıcı devreleri sinüs değil kare dalgaları sayacak şekilde tasarlanırlar. Çünkü sayısal devreler sayısal "0" ve "1" değerlerine karşılık gelen 0 volt ve 5 volt değerindeki elektriksel işaretleri algılama yeteneğine sahiptir. Bu sebeple kodlayıcıdan gelen sinüs formundaki sinyal bir sıfır referansa göre karşılaştırma devresi aracılığıyla kare dalgaya çevrilmiştir. Bu devre sinüs işaretini sıfır volta göre karşılaştırır. Sinüs

dalganın elektriksel işareti 0 volttan büyük ise kart çıkışında 5 volt, 0 volttan küçük ise 0 volt üretilir. Bu şekilde sinüs işareti ile aynı frekansta ve fazda kare dalga işareti elde edilir.

Elde edilen kare dalgalar sayıcıya girmeden önce bir başka ara devreden geçirilerek işaretin hem yükselen hem de düşen kenarları sezilir ve bu her biri için sabit süreli bir darbe üretilir. Bu sayede düşen ve yükselen kenarları sayma imkanı bulunur ve kodlayıcının hassasiyeti 20 mikrometreden 10 mikrometreye yükseltilmiş olur.

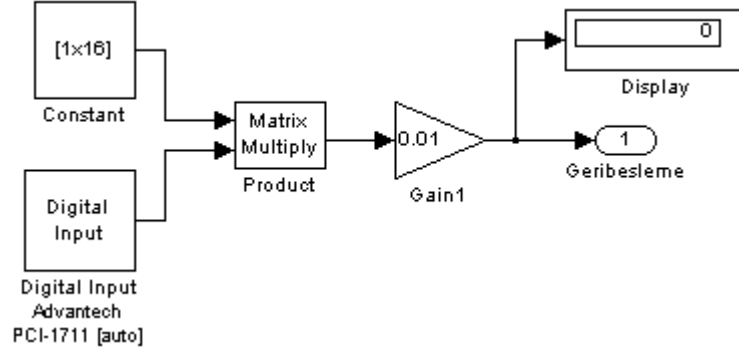
Bu işaretler 16 bitlik bir sayıcı devresi ile sayılarak bilgisayarın okuyabileceği 16 bitlik sayısal elektrik sinyaline çevrilmiş olur. Bu paralel veri, bit cinsinden konum bilgisini verir. Her bir bitin 10 mikrometre boyutunda olduğu düşünülürse okunan değerin 1/100' ü mm olarak konum bilgisini verir [4].

Şekil 4.2 de endüstriyel karttan oransal valfe kumanda sinyali göndermek, konum okumak ve sayıcıyı sıfırlamak amacıyla tasarlanmış arayüz kartı gösterilmiştir.

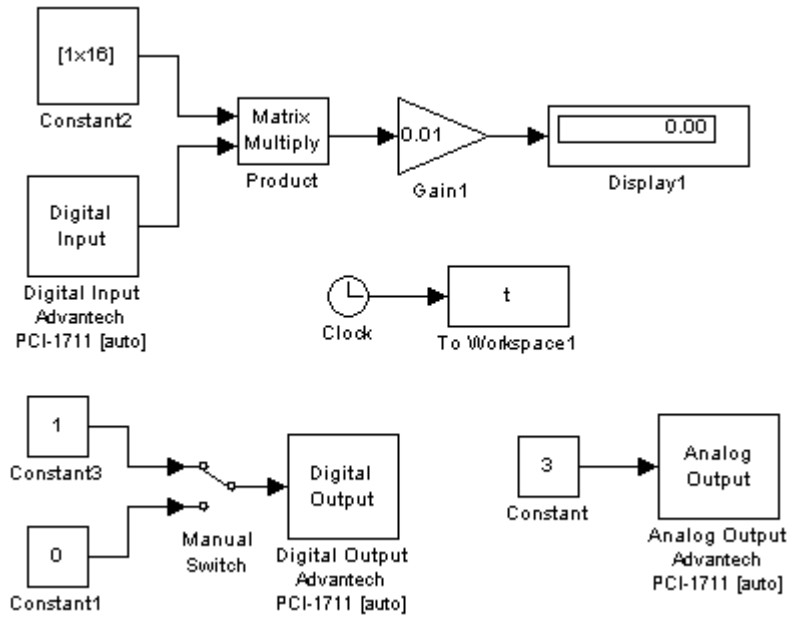


Şekil 4.2 Arayüz kartı

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 de sırasıyla konum okumak ve sayıcıyı sıfırlamak için oluşturulmuş Simulink modelleri gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Konum okumak için oluşturulan model



Şekil 4.4 Sayıcıyı sıfırlamak için oluşturulan model

4.5 Endüstriyel Kart

Sistemin kontrolünde 12 bit çözünürlüklü, üzerinde 16 analog giriş, 2 analog çıkış, 16 dijital giriş ve 16 dijital çıkışı bulunan, ADVANTECH firmasının PCI-1711 endüstriyel kartı kullanılmıştır. Kart ile birlikte 68 pinli bir ara kablo ve yine 68 pinli ADAM-3968 bağlantı kartı kullanılmıştır. Endüstriyel kartın özellikleri aşağıda verilmiştir [16]:



Şekil 4.5 PCL-1711 endüstriyel kartı ve ara elemanları

AI0	68	34	AI1
AI2	67	33	AI3
AI4	66	32	AI5
AI6	65	31	AI7
AI8	64	30	AI9
AI10	63	29	AI11
AI12	62	28	AI13
AI14	61	27	AI15
AIGND	60	26	AIGND
DA0_REF	59	25	DA1_REF
DA0_OUT	58	24	DA1_OUT
AOGND	57	23	AOGND
DI0	56	22	DI1
DI2	55	21	DI3
DI4	54	20	DI5
DI6	53	19	DI7
DI8	52	18	DI9
DI10	51	17	DI11
DI12	50	16	DI13
DI14	49	15	DI15
DGND	48	14	DGND
DO0	47	13	DO1
DO2	46	12	DO3
DO4	45	11	DO5
DO6	44	10	DO7
DO8	43	9	DO9
DO10	42	8	DO11
DO12	41	7	DO13
DO14	40	6	DO15
DGND	39	5	DGND
CNT0_CLK	38	4	PACER_OUT
CNT0_OUT	37	3	TRG_GATE
CNT0_GATE	36	2	EXT_TRG
+12V	35	1	+5V

Şekil 4.6 Endüstriyel kart giriş, çıkış bağlantı kanalları

→ Analog girişler: (AI)

Kanal sayısı :16

Çözünürlük : 12 bit

Giriş aralığı : +/-10 V, +/- 5 V, +/-2,5 V, +/-1,25 V, +/-0,625 V

Max. aşım : +/-15 V

→ Analog çıkışlar : (AO)

Kanal sayısı : 2

Çözünürlük : 12 bit

Çıkış aralığı : İçerden, 0-5 V, 0-10 V (kullanılan)
Dışardan, +/- 10 V

→ Dijital girişler : (DI)

Kanal sayısı : 16

Giriş gerilimleri : düşük, max. 0,4 V
yüksek, min. 2,4 V

Giriş yükü : düşük, 0,4 V max. @-0.2mA
yüksek, 2,7 V min. @20μA

→ Dijital çıkışlar : (DO)

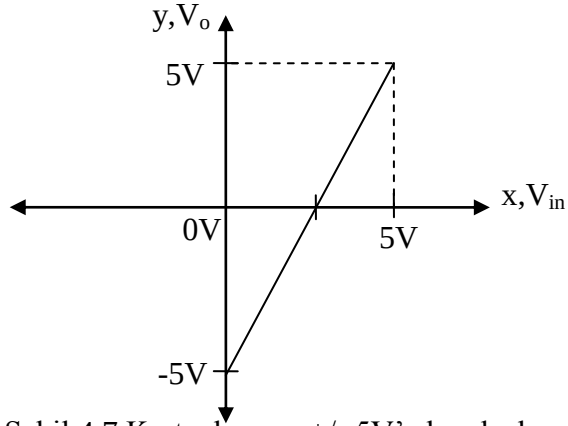
Kanal sayısı : 16

Çıkış gerilimleri : düşük, 0,4 V max. @8mA
yüksek, 2.4 V min. @-0.4mA

Görüldüğü gibi endüstriyel kartın analog çıkışlarından 0-5 V veya 0-10 V arası gerilimler elde edilebilmektedir. Ancak oransal valfi kumanda edebilmek için +/- 5V arası analog sinyale ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaçla 0-5V'a ayarlı olan kart çıkışını +/- 5V a çeviren bir ara devre tasarlanmıştır. İlk olarak aşağıda gösterildiği gibi 0-5V'u +/- 5V'a çeviren matematiksel ifade elde edilmiştir.

Tablo 4.2 +/- 5V'a kaydırma işlemi

PCI-1711 çıkışı (x, V _{in})	Çevirici çıkışı (y, V _o)
0 V	-5 V
2.5V	0 V
5V	5V



Şekil 4.7 Kart çıkışının +/- 5V'a kaydırılması

$$y = mx + n$$

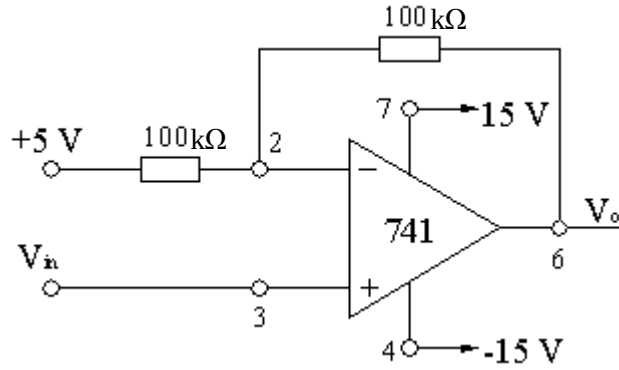
$$-5 = m \cdot 0 + n \Rightarrow n = -5$$

$$0 = m \cdot 2.5 - 5 \Rightarrow m = 2$$

$$y = 2x - 5 \text{ elde edilir}$$

$$V_o = 2V_{in} - 5$$

Elde edilen bu matematiksel ifade aşağıdaki devre yardımıyla sağlanmıştır. Devre de 2 adet 100 kΩ'lık direnç, 1 adet LM 741 tip işlemsel kuvvetlendirici ve 1 adet 5V sabit gerilim kaynağı kullanılmıştır. Devre aşağıdaki şekilde elde edilmiştir [20].



Şekil 4.8 ± 5V çevirici devre

4.6 Bilgisayar

Kullanılan bilgisayar, Intel Pentium 3 işlemci 800 Mhz, 512 Mb RAM' i vardır. İşletim sistemi olarak XP Pro kullanılmıştır.

5. MATLAB AYARLARI

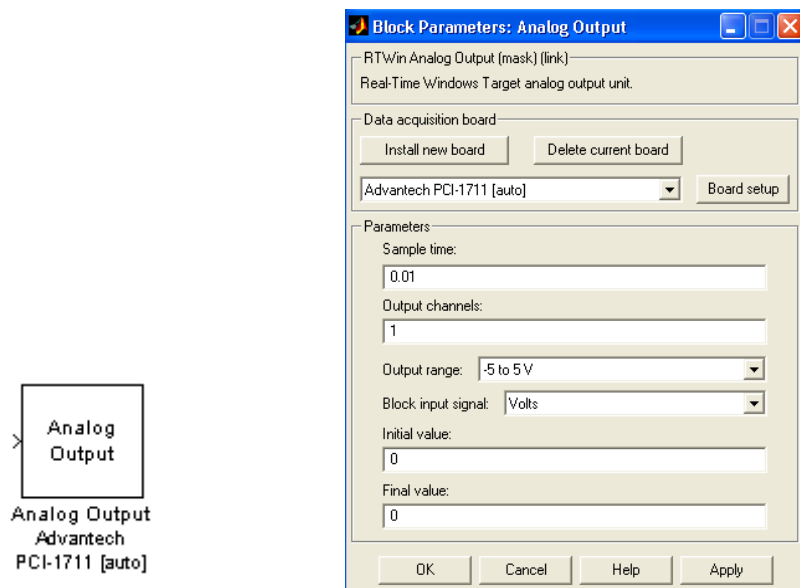
5.1 Giriş

İkinci bölümde hidrolik sistemin matematiksel ifadesi elde edilip Simulink ile modellenerek bilgisayar ortamında kontrolü yapılabilir hale getirilmişti. Bu bölümde ise hidrolik sistem ile bilgisayar arasında veri alışverişi sağlanarak gerçek zamanlı kontrol yapılabilmesi için Matlab ve Simulink üzerinde yapılan ayarlamalar anlatılacaktır.

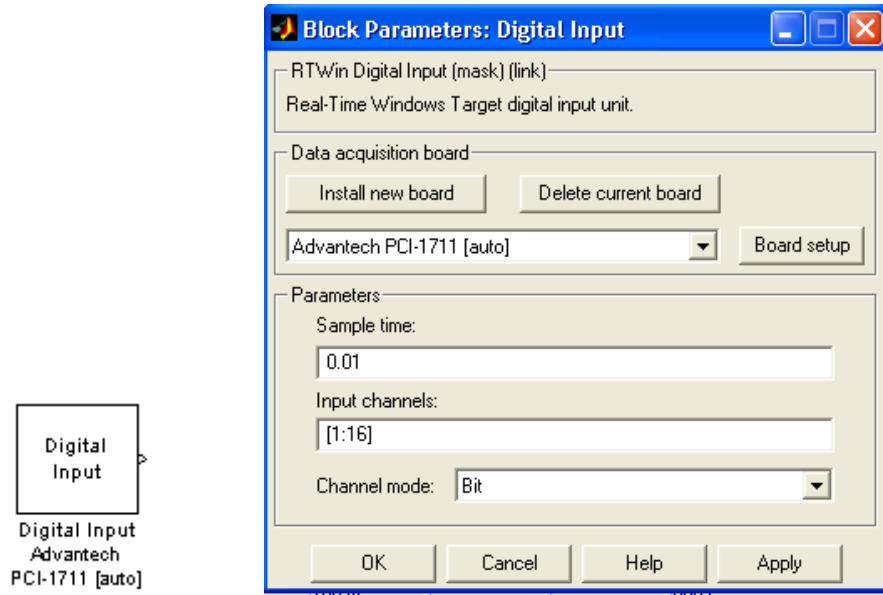
Gerçek zamanlı kontrol için Matlab-Simulink içerisinde bulunan Real Time Workshop programıyla birlikte çalışan Real Time Windows Target programı kullanılmıştır.

5.2 Real Time Windows Target

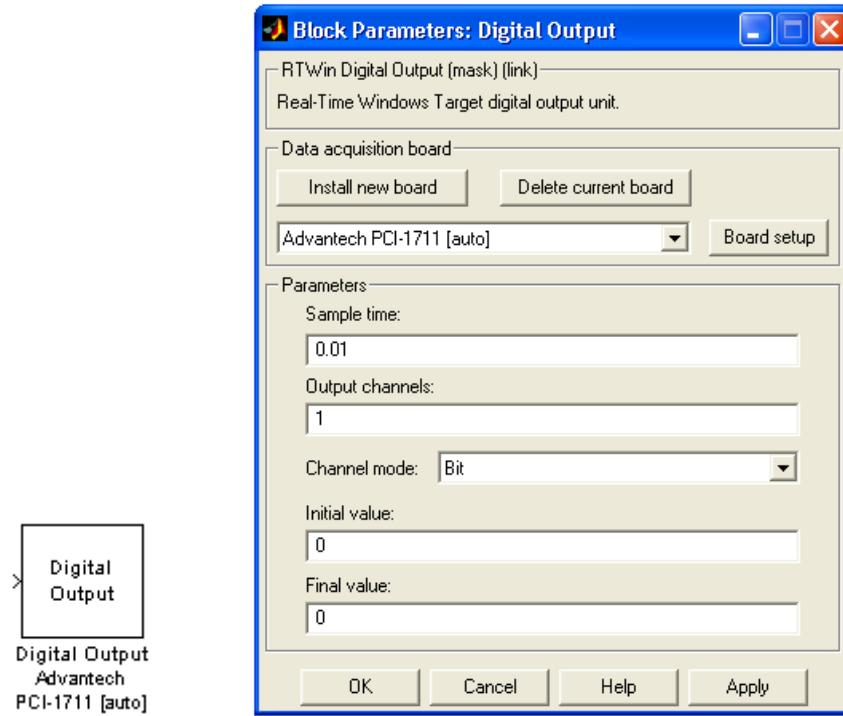
Bu program, hidrolik sistem ile PCI-1711 endüstriyel kartı arasında iletişimin sağlanması amacıyla kullanılmıştır. Veri alışverişi için Real Time Windows Target kütüphanesinde bulunan I/O sürücü blokları kullanılmıştır. Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3’de sistemde kullanılan bloklar ve yapılan ayarlamalar gösterilmiştir [14].



Şekil 5.1 Analog çıkış bloğu ve diyalog kutusu



Şekil 5.2 Dijital giriş bloğu ve diyalog kutusu



Şekil 5.3 Dijital çıkış bloğu ve diyalog kutusu

5.3 Sistem Ayarlarının Yapılması

5.3.1 Komut Penceresi Ayarları

Simulink ile endüstriyel kart arasında iletişimin sağlanabilmesi için, oluşturulan Simulink modelinin Real Time Workshop aracılığı ile C koduna çevrilmesi

gerekmektedir. Real Time Workshop programı C koduna çevirme işlemi için bir derleyiciye (C compiler) ihtiyaç duymaktadır. Real Time Workshop ve Real Time Windows Target, C derleyicisi olarak Microsoft Visual C/C++ 5.0, 6.0 veya 7.0'ın Professional sürümü ile Watcom C/C++'ın 10.6 veya 11.0 versiyonunu desteklemektedir. Bu çalışma için Microsoft Visual C++ 6.0'ın Professional sürümünü kullanılmıştır. Visual C++ yüklendikten sonra C derleyicisini Matlab'e tanıtabilmek için Matlab komut penceresinde (command window) aşağıdaki işlemler yapılmıştır:

```
>> mex -setup
```

Please choose your compiler for building external interface (MEX) files:

Would you like mex to locate installed compilers [y]/n? **y**

Select a compiler:

[1] Digital Visual Fortran version 6.0 in C:\Program Files\Microsoft Visual Studio

[2] Lcc C version 2.4 in C:\MATLAB6P5\sys\lcc

[3] Microsoft Visual C/C++ version 6.0 in C:\Program Files\Microsoft Visual Studio

[0] None

Compiler: **3**

Please verify your choices:

Compiler: Microsoft Visual C/C++ 6.0

Location: C:\Program Files\Microsoft Visual Studio

Are these correct?([y]/n): **y**

Bu işlemler bittikten sonra gerçek zamanlı çalışabilmek için sisteme “Real Time Windows Target Kernel” yüklenmelidir. Bunun için komut penceresinde aşağıdaki işlemler yapılır:

>> **rtwintgt –install**

You are going to install the Real-Time Windows Target Kernel.

Do you want to proceed? [y] : y

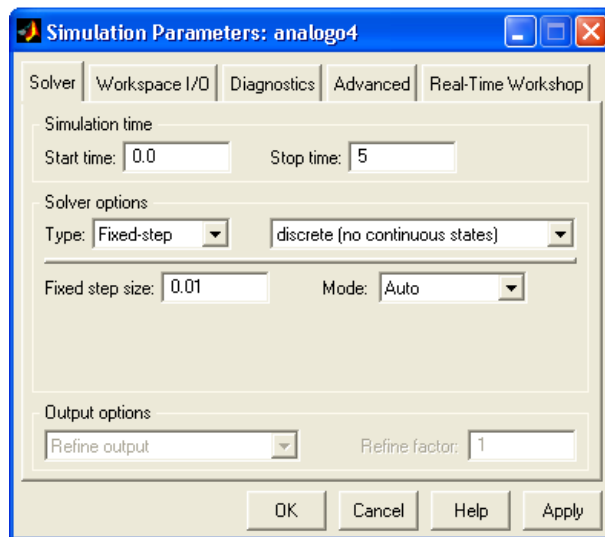
The Real-Time Windows Target kernel has been successfully installed.

Kernel'in doğru olarak yüklenip yüklenmediğini görmek için “**rtwho**” komutu kullanılır.

5.3.2 Simülasyon Parametrelerinin Ayarlanması

1. **Simulation** menüsünden **Simulation Parameters** tıklanır. Açılan diyalog kutusunda **Solver** penceresi seçilir.
2. **Solver options** kısmındaki **Type** listesinden **Fixed-step** seçilir.
3. **Fixed step size** kutusuna bir örnekleme zamanı girilir.
4. **Apply** tıklanarak yapılan değişiklikler modele uygulanmış olur.

İşlemlerden sonra Solver penceresi aşağıdaki şekilde gözükür.

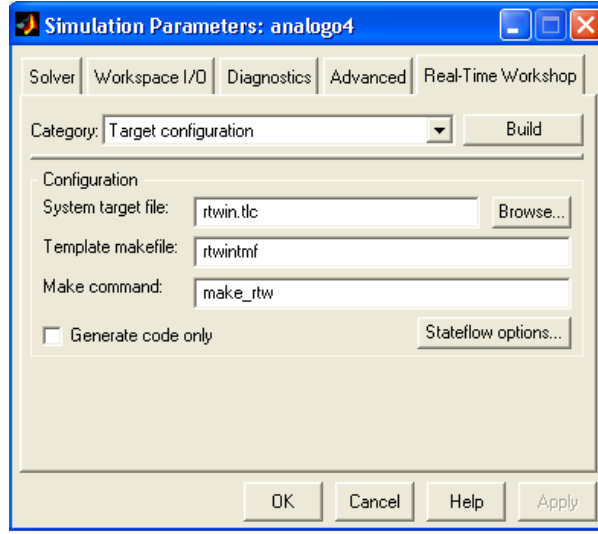


Şekil 5.4 Simülasyon parametreleri, Solver penceresi

Solver penceresinde işlemler bittikten sonra Real-Time Workshop penceresine geçilir;

1. **Browse** butonu tıklanır.
2. Açılan pencerede **rtwin.tlc** seçilip **OK**'e basılır.
3. Son olarak **OK**'e basılıp Simulation Parameters diyalog kutusu kapatılır.

İşlemlerden sonra Real-Time Workshop penceresi aşağıdaki gibi görünür.

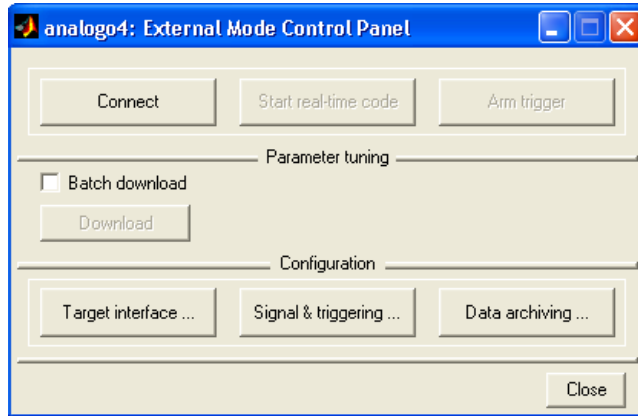


Şekil 5.5 Simülasyon parametreleri, Real-Time Workshop penceresi

5.4 Gerçek Zamanlı Uygulamaya Geçiş

Artık Simulink modelleri Real-Time Workshop tarafından C koduna çevrilebilip endüstriyel kart ile iletişim sağlayabilir. Bunu gerçekleştirebilmek için:

1. **Tools** menüsündeki **Real-Time Workshop** içindeki **Build Model**'e yada Simulink **Toolbar**'da bulunan **Build all**  ikonuna basılır.
2. C koduna çevirme işlemi bittikten sonra **Tools** menüsündeki **External mode control panel** tıklanır.

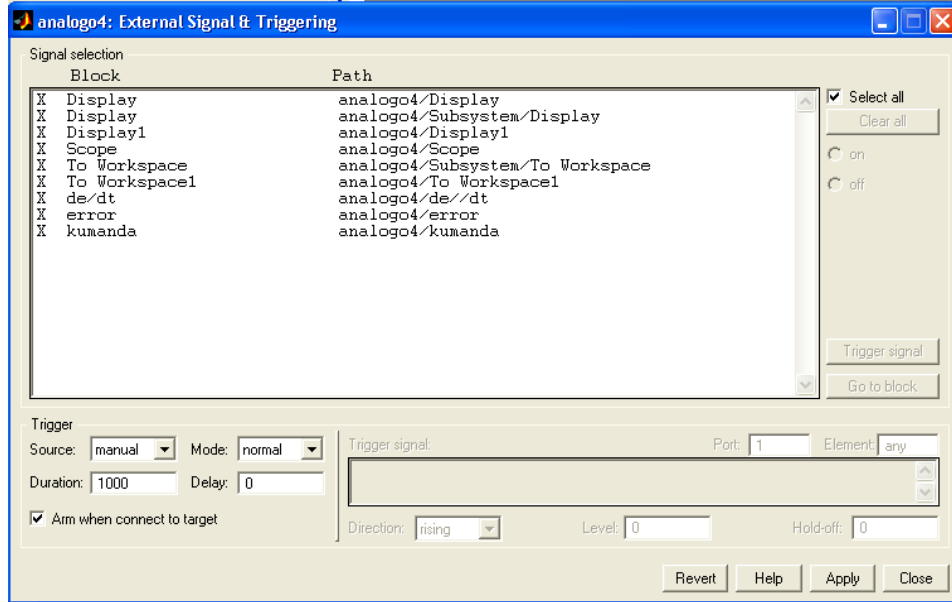


Şekil 5.6 External mode control panel penceresi

3. **Target interface** butonu tıklanır.
4. Açılan pencerede **OK** tıklanır ve pencere kapanır.

5. **Signal & triggering** butonu tıklanır.

6. Açılan pencerede **Source: manual, Mode: normal, Duration: 1000, Delay: 0** seçilir.



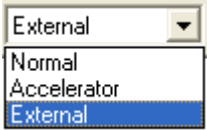
Şekil 5.7 Signal & triggering penceresi

7. **Arm when connect to target** kutusu seçilip sırasıyla **Apply** ve **Close** tıklanır.

8. Son olarak **Close** tıklanarak External mode control panel penceresi kapatılır.

Sinyal alışverişini başlatmak için:

1. **Simulation** menüsünden **External** daha sonra **Connect to target**'a yada

toolbar'dan  seçilip **Connect to target**  ikonuna basılır.

2. Simulation menüsünden **Start real-time code**'a yada toolbar'daki **Start real-time code**  ikonuna basılır.

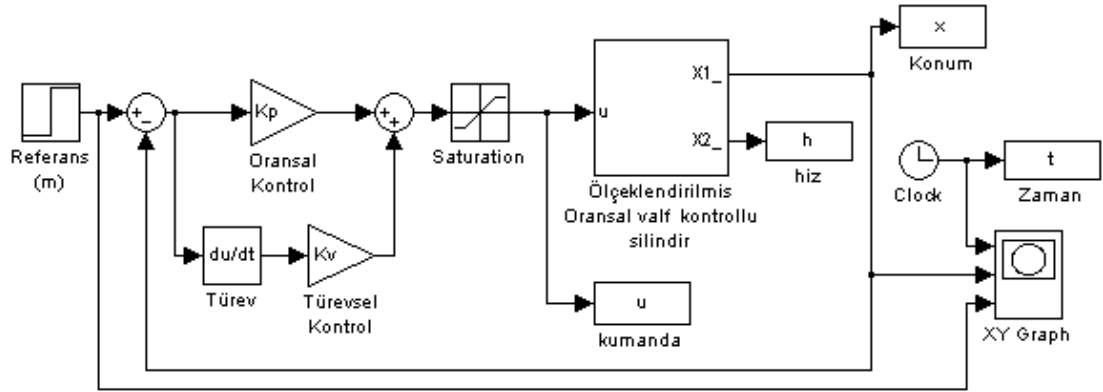
6. SİMULASYON ÇALIŞMALARI

6.1 Giriş

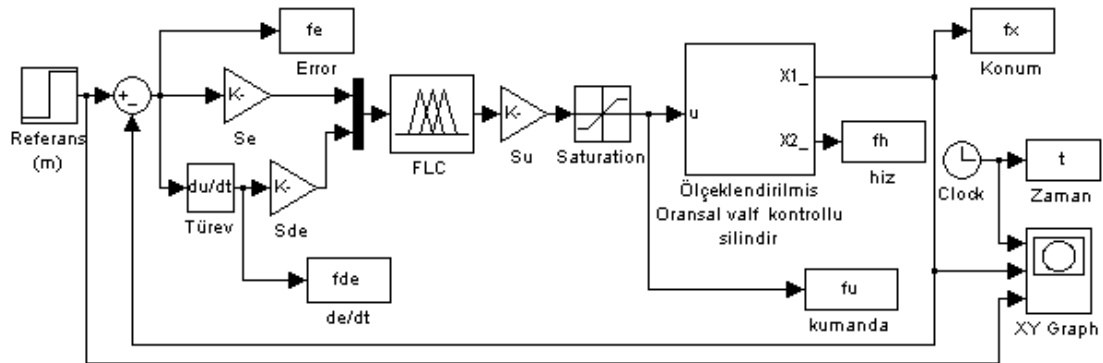
Bu bölümde elektrohidrolik sistemin ölçeklendirilmiş matematik modeli ve gerçek zamanlı modeli ile PD ve bulanık mantık kontrol teknikleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafik ve tablolarla verilmiştir.

6.2 Ölçeklendirilmiş Model Simülasyonları

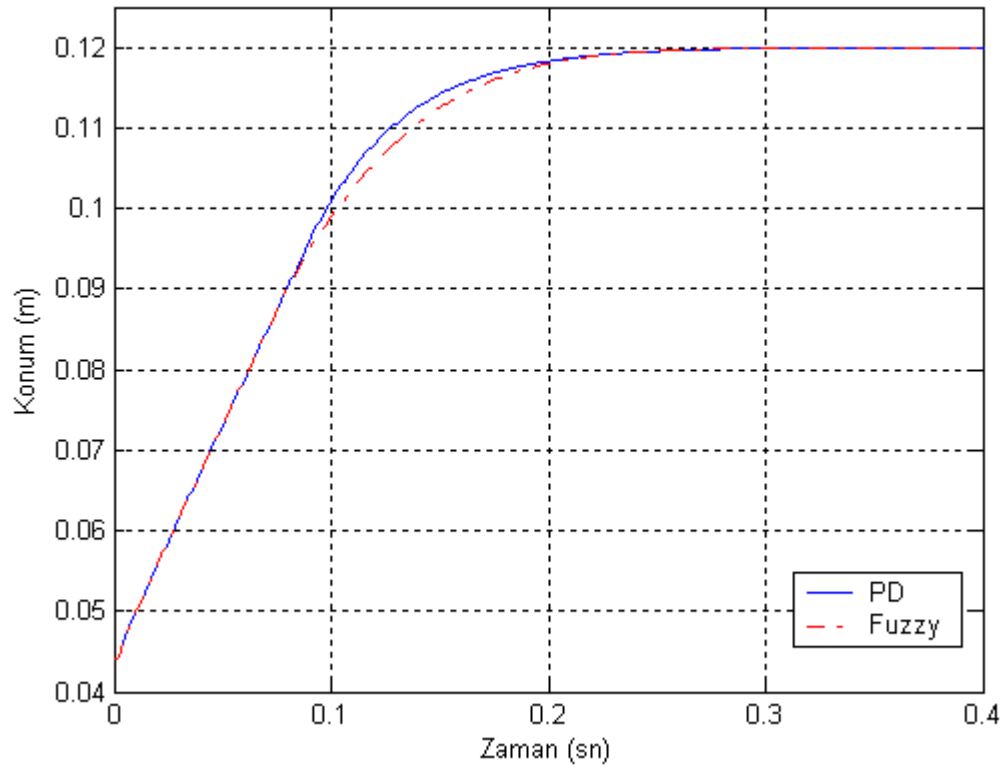
Deneyler 50 bar besleme basıncında ve 50 kg'lık yük altında gerçekleştirilmiştir. Deney süreleri, 0.001 sn örnekleme zamanı için 1 saniyedir. Eğriler daha net görülebilmeleri amacıyla 0.4 sn'lik skalada verilmiştir. PD kontrol için kontrol katsayıları, $K_p = 300$ V/m, $K_v = 4.5$ V/m.sn⁻¹ olarak belirlenmiştir. Simülasyon modelleri Şekil 6.1 ve Şekil 6.2'deki gibidir.



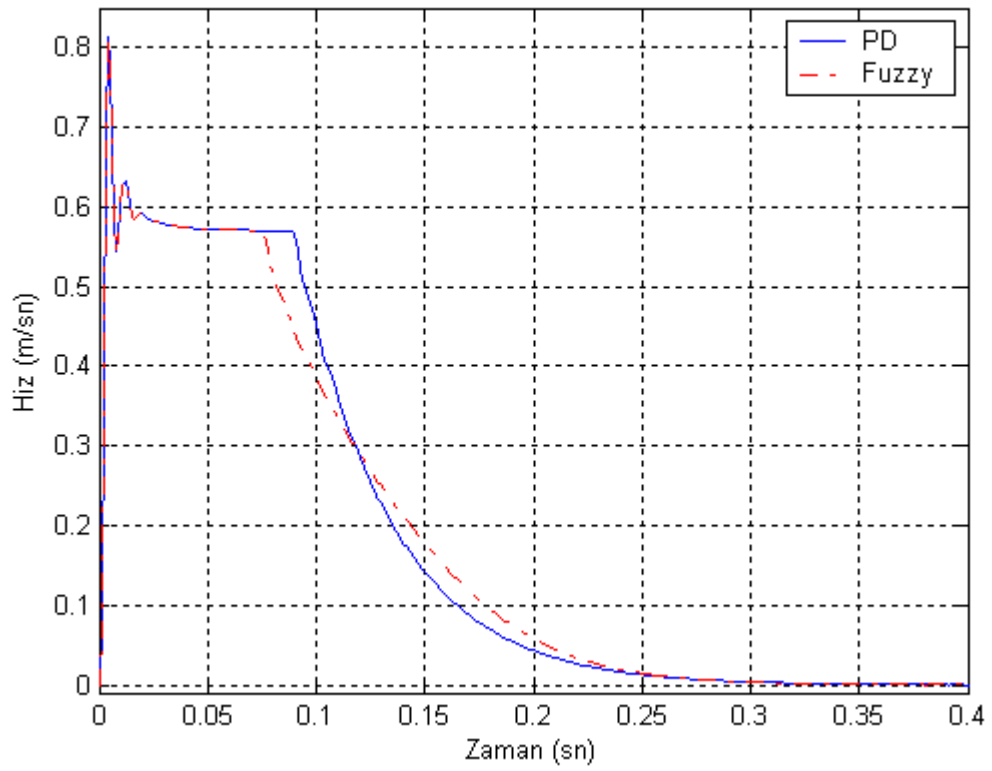
Şekil 6.1 Ölçekli hidrolik sistem PD kontrol modeli



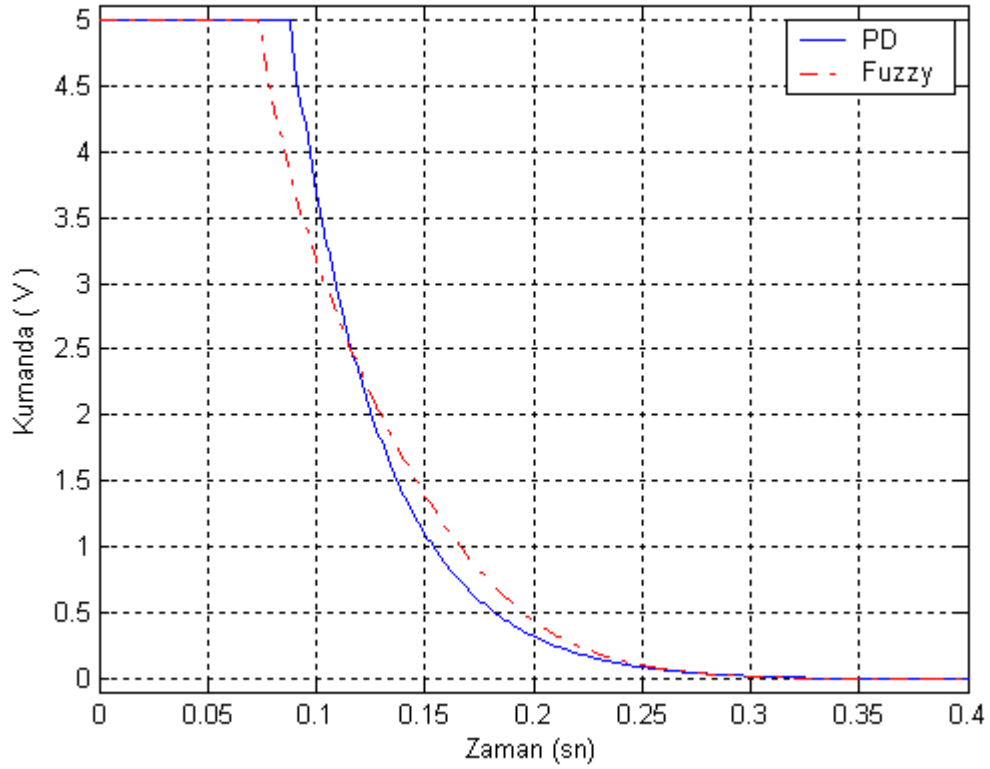
Şekil 6.2 Ölçekli hidrolik sistem Bulanık kontrol modeli



6.3 Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol konum eğrileri



6.4 Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol hız eğrileri



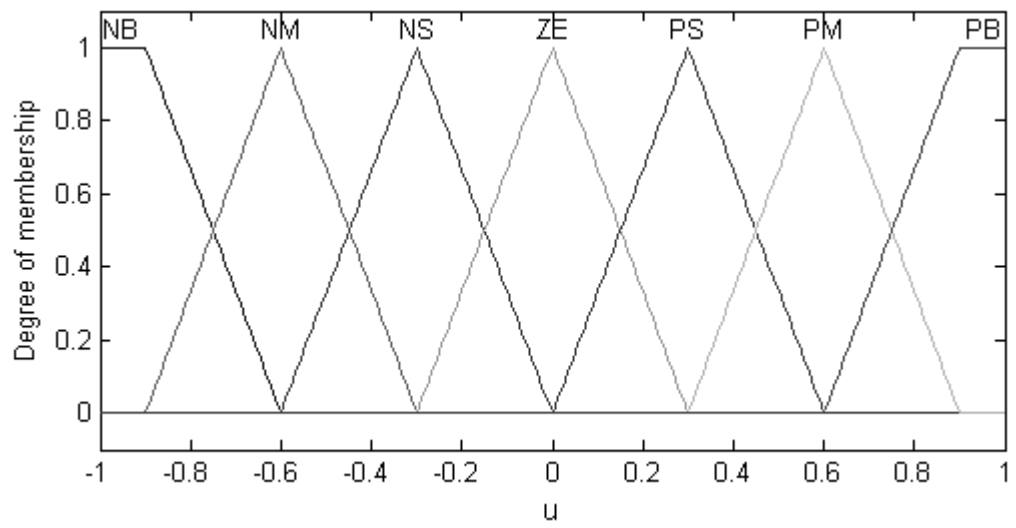
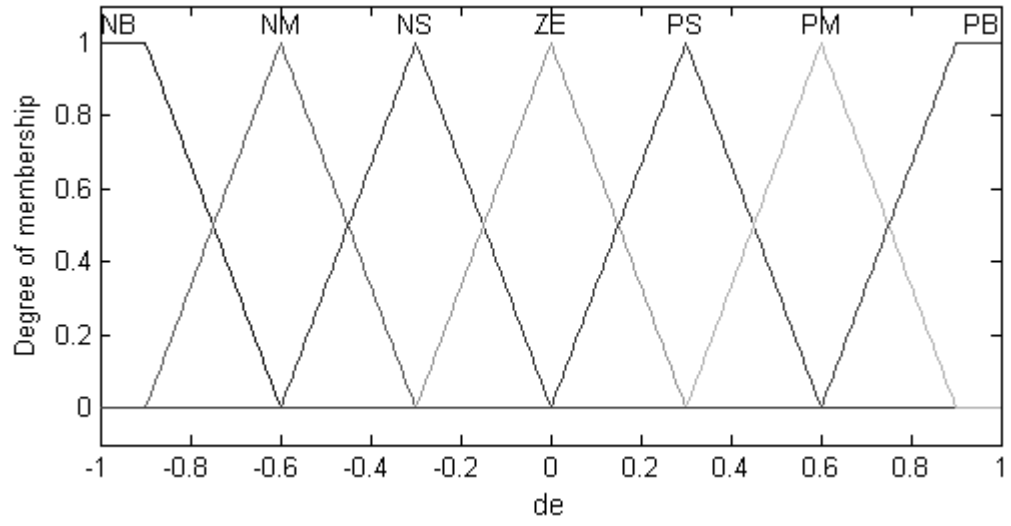
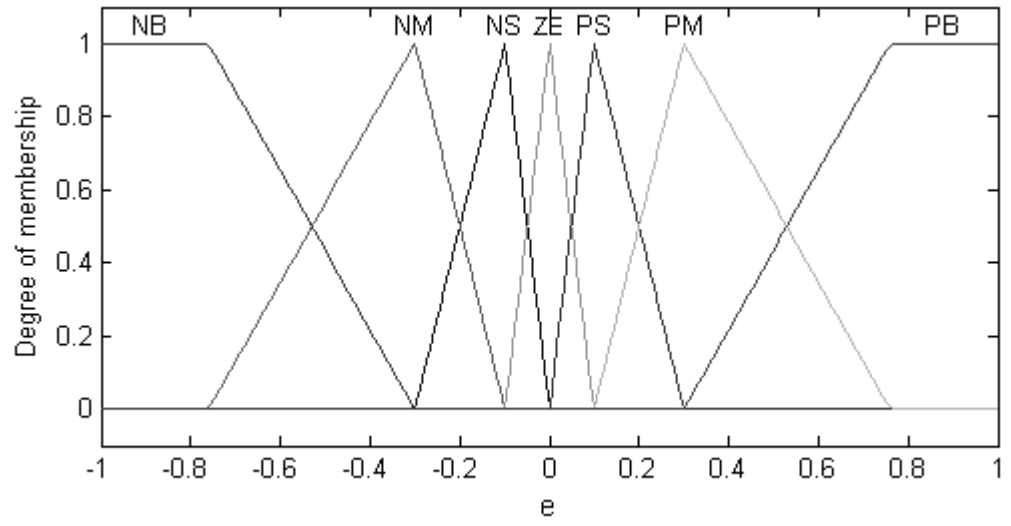
Şekil 6.5 Ölçekli model, PD ve Bulanık kontrol kumanda eğrileri

Tablo 6.1 Sistem modeli ile yapılan deney sonuçları

Kontrol Tipi	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)	Kumanda Enerjisi (Wsn/A)
Bulanık Mantık	0.188	0.162	0.644
PD	0.180	0.151	0.654

Ölçekli model üzerinde yapılan simülasyonlar sonucunda, yerleşme zamanları bakımından Bulanık mantık kontrol'ün PD kontrolden daha yavaş olduğu görülmüştür. Kumanda değerleri için ise Bulanık kontrolün %1.5 daha az kumanda enerjisi harcadığı görülmüştür.

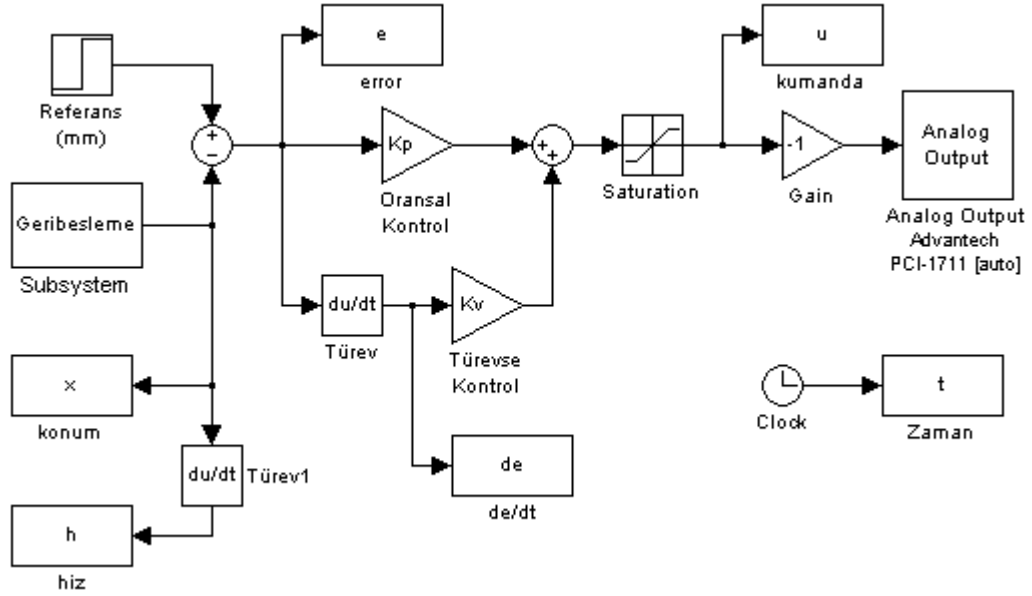
Şekil 6.6'da Bulanık kontrolörün girişleri (e , de) ile çıkışı (u) için oluşturulmuş üyelik fonksiyonları görülmektedir. Bulanık kural tablosu olarak gerçek zamanlı bulanık kontrolde kullanılan kural tablosu kullanılmıştır. Model üzerinde normalizasyon işleminin yapılmasıyla bütün üyelik fonksiyonları $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır. Hata için tanımlanan üyelik fonksiyonlarında, sürekli rejim hatasını küçültmek amacıyla sıfır (ZE) üyelik fonksiyonu dar seçilmiştir. Hatanın türevi ve kumanda için oluşturulan üyelik fonksiyonlarının ara değerleri, -0.9, -0.6, -0.3, 0, 0.3, 0.6, 0.9 olarak belirlenmiştir [4].



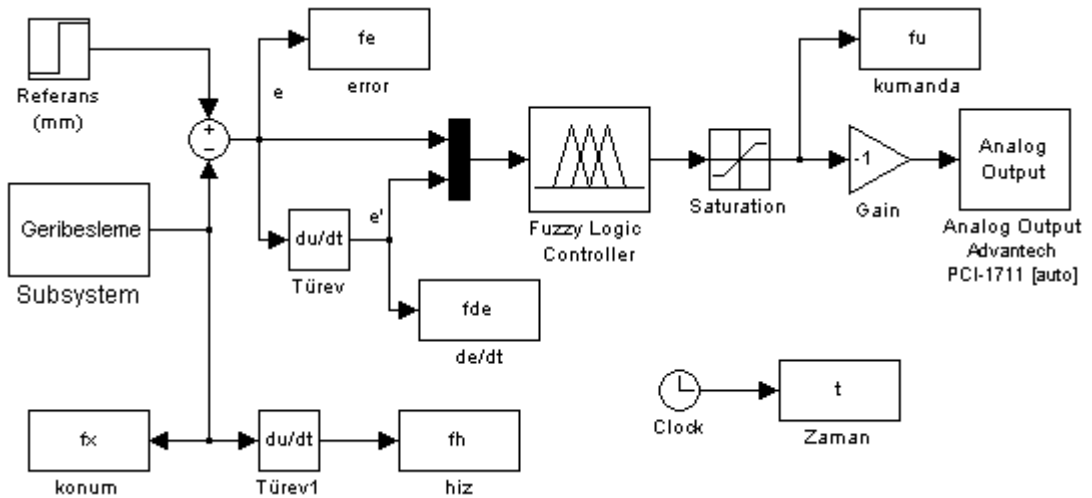
Şekil 6.6 Ölçekli modelin Bulanık kontrolünde kullanılan üyelik fonksiyonları

6.3 Sistemin Gerçek Zamanlı Kontrolü

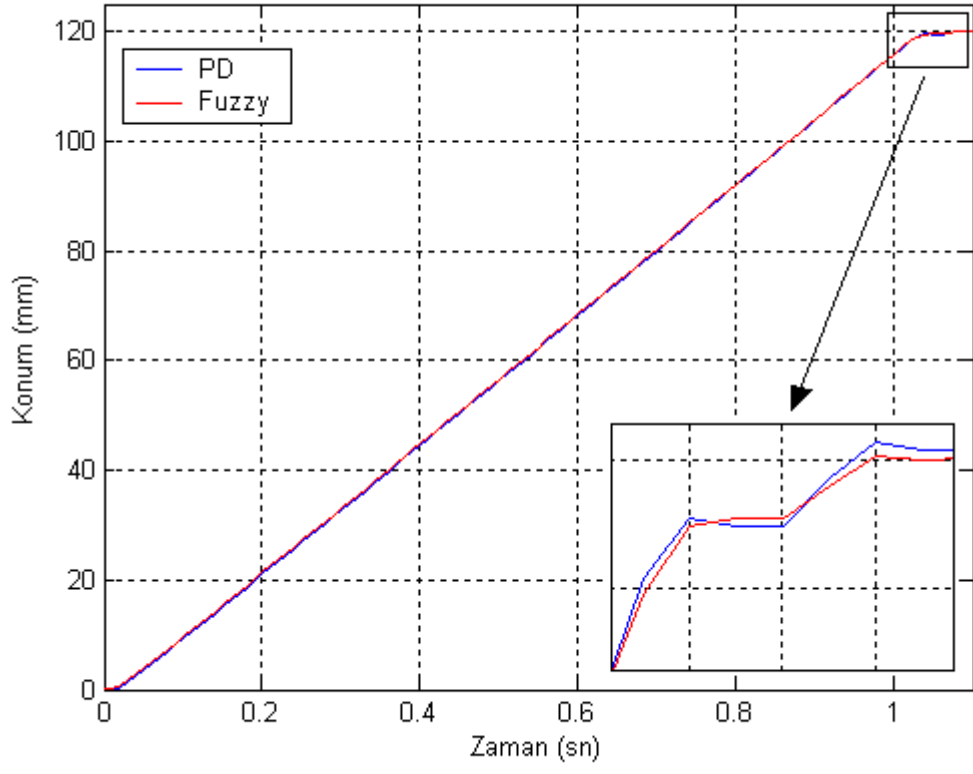
Gerçek zamanlı kontrol için oluşturulan Simulink modelleri Şekil 6.7 ve Şekil 6.8 de verilmiştir. Deneyler 50 bar ve 25 bar'lık besleme basıncında, 5 kg ve 45 kg'lık değişken yükler altında yapılmıştır. Deney süreleri 5 saniyedir. Elde edilen eğrilerin daha net görülebilmesi için eğriler değişik skalalarda gösterilmiştir. PD kontrolde kullanılan kontrol katsayıları, $K_p = 2.5 \text{ V/mm}$, $K_v = 0.04 \text{ V/mm.sn}^{-1}$ dir.



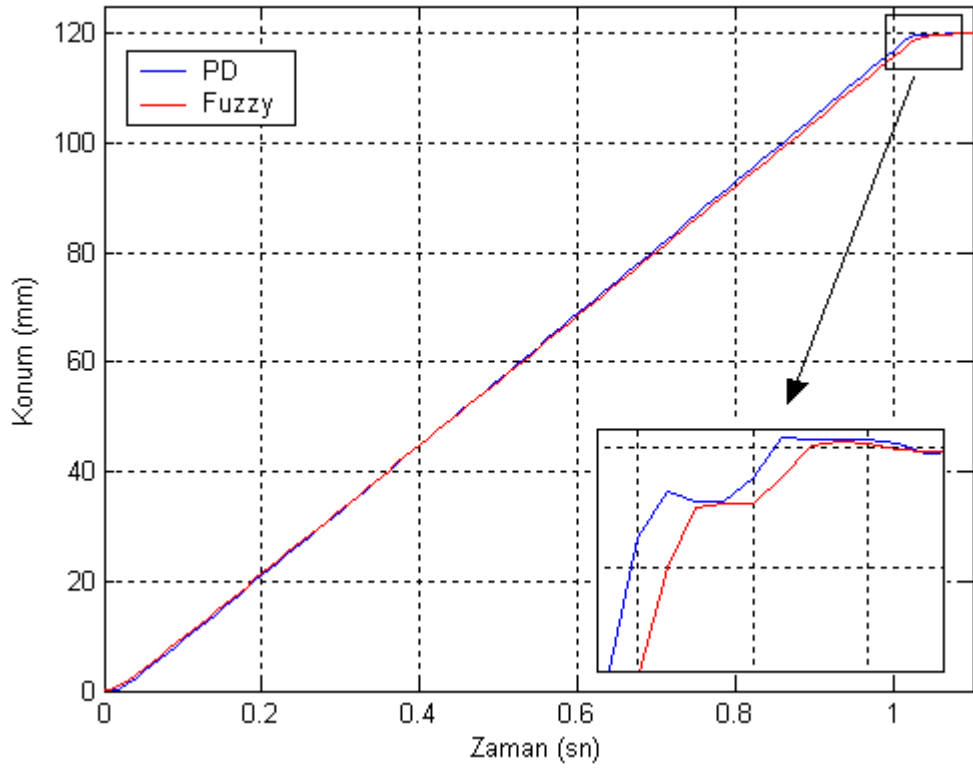
Şekil 6.7 Gerçek zamanlı PD kontrol modeli



Şekil 6.8 Gerçek zamanlı bulanık mantık kontrol modeli

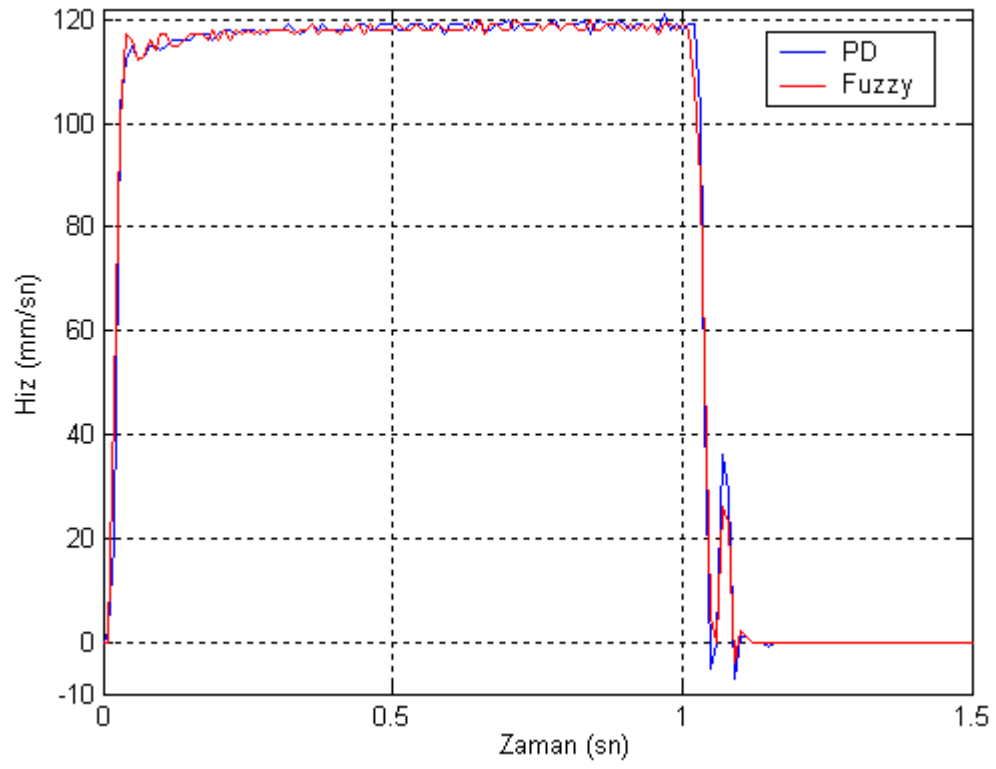


(a)

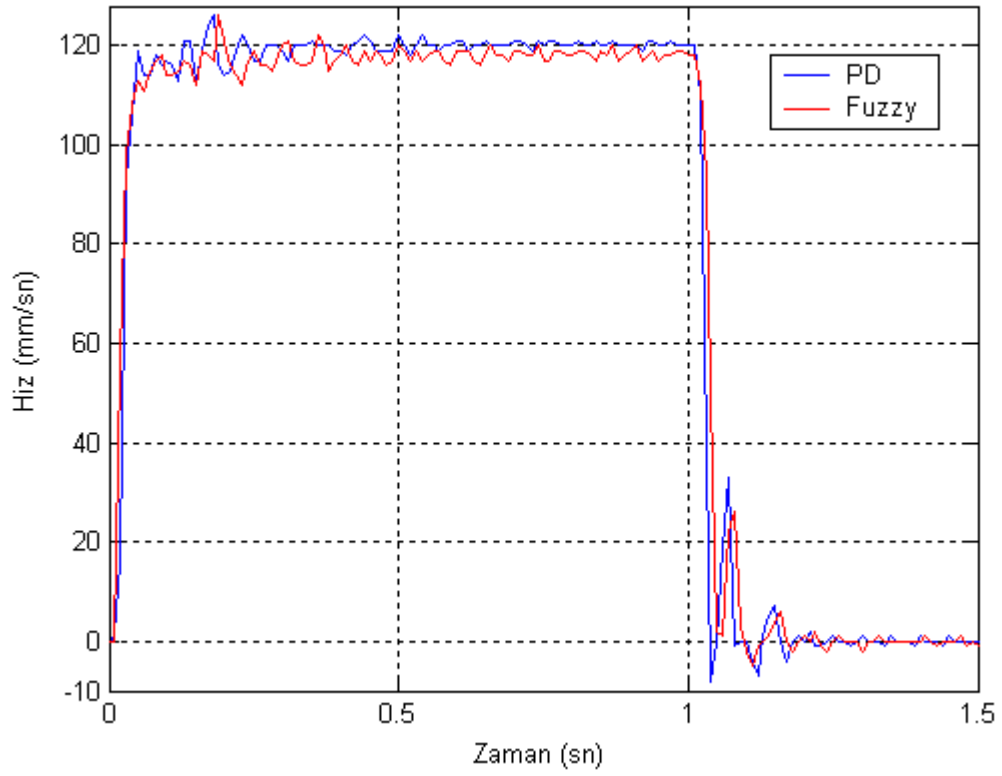


(b)

Şekil 6.9 a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için konum eğrileri

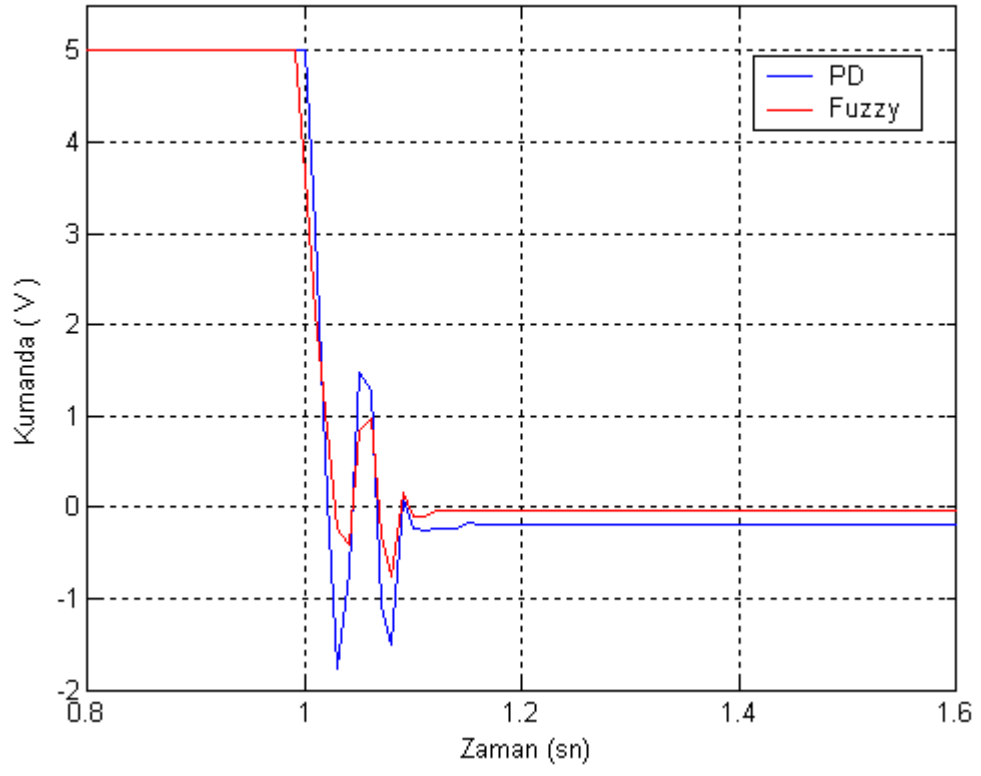


(a)

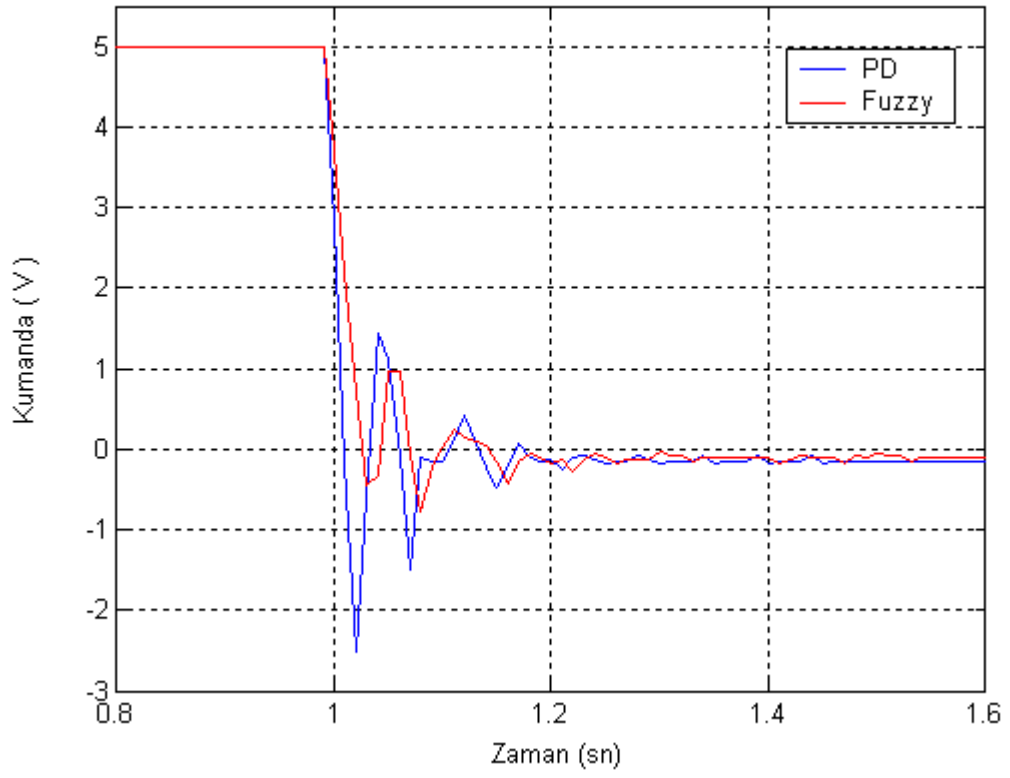


(b)

Şekil 6.10 a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için hız eğrileri



(a)



(b)

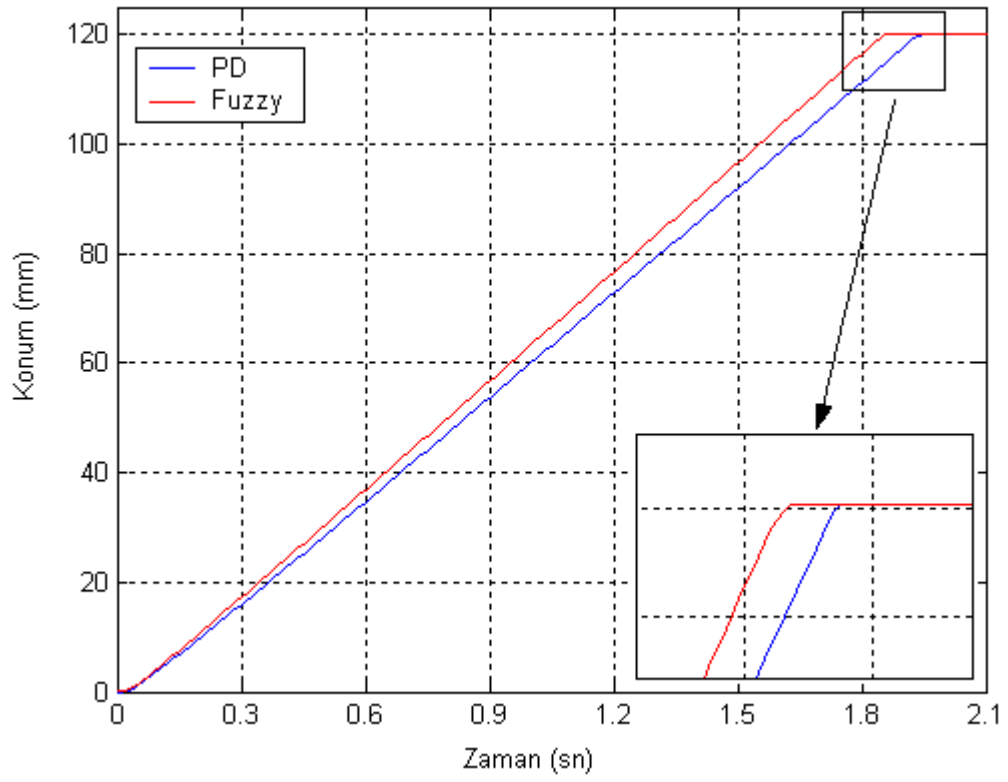
Şekil 6.11 a- 50 bar, 5 kg, b- 50 bar, 45 kg için kumanda eğrileri

Şekil 6.9, Şekil 6.10, Şekil 6.11 de sisteme PD ve Bulanık mantık kontrol teknikleri uygulandığında 50 bar basınç, 5 ve 45 kg'lık değişken yükler altındaki birim basamak cevapları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 6.2 de verilmiştir.

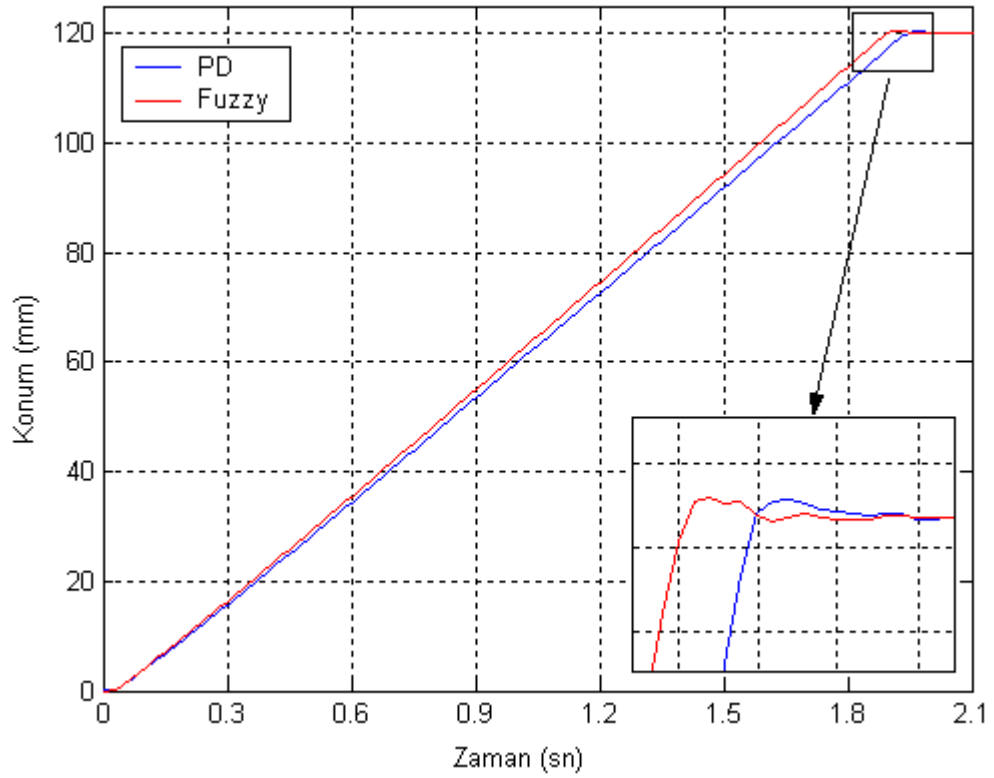
Tablo 6.2 50 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları

Kontrol Tipi	Basınç ve yük durumu	En büyük aşım (mm)	Maksimum aşma (mm)	Maksimum aşma zamanı (sn)	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)
PD	50bar, 5kg	120.14	0.14	1.09	1.03	1
	50bar, 45kg	120.07	0.07	1.08	1.02	0.99
Bulanık Mantık	50bar, 5kg	120.03	0.03	1.09	1.03	1
	50bar, 45kg	120.07	0.07	1.17	1.03	1

Bu sonuçlar 50 bar, 5 kg için incelendiğinde Bulanık mantık kontrol'ün yerleşme zamanları ve maksimum aşma zamanı açısından PD kontrolle aynı değerde olduğu, maksimum aşma değerinin ise daha iyi olduğu görülmektedir. Sistem yükünün arttırılmasıyla her iki kontrol sisteminde aynı maksimum aşma oluşurken, PD kontrol'ün maksimum aşma zamanı ve yerleşme zamanları bakımından daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

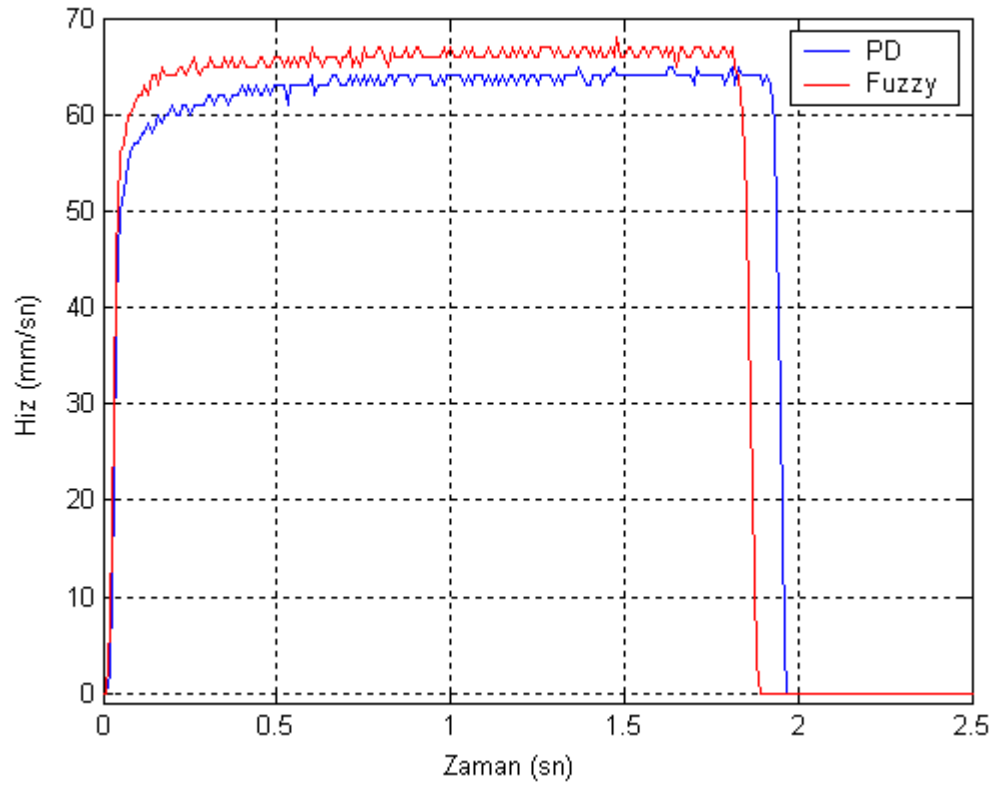


(a)

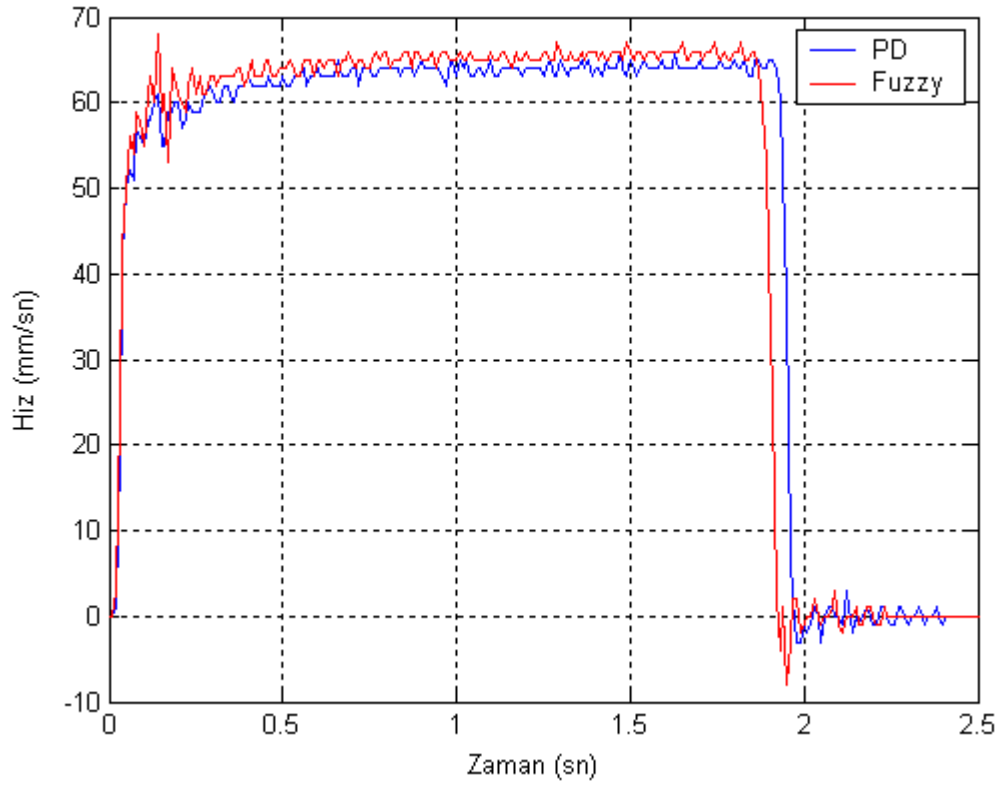


(b)

Şekil 6.12 a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar, 45 kg için konum eğrileri

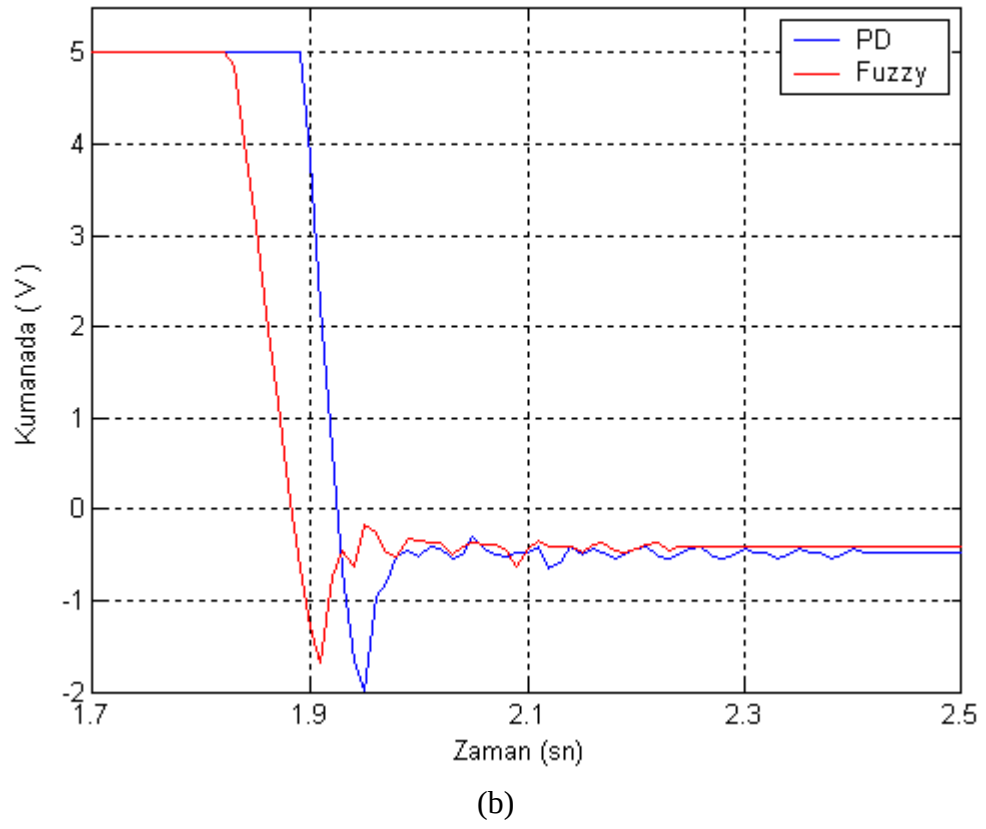
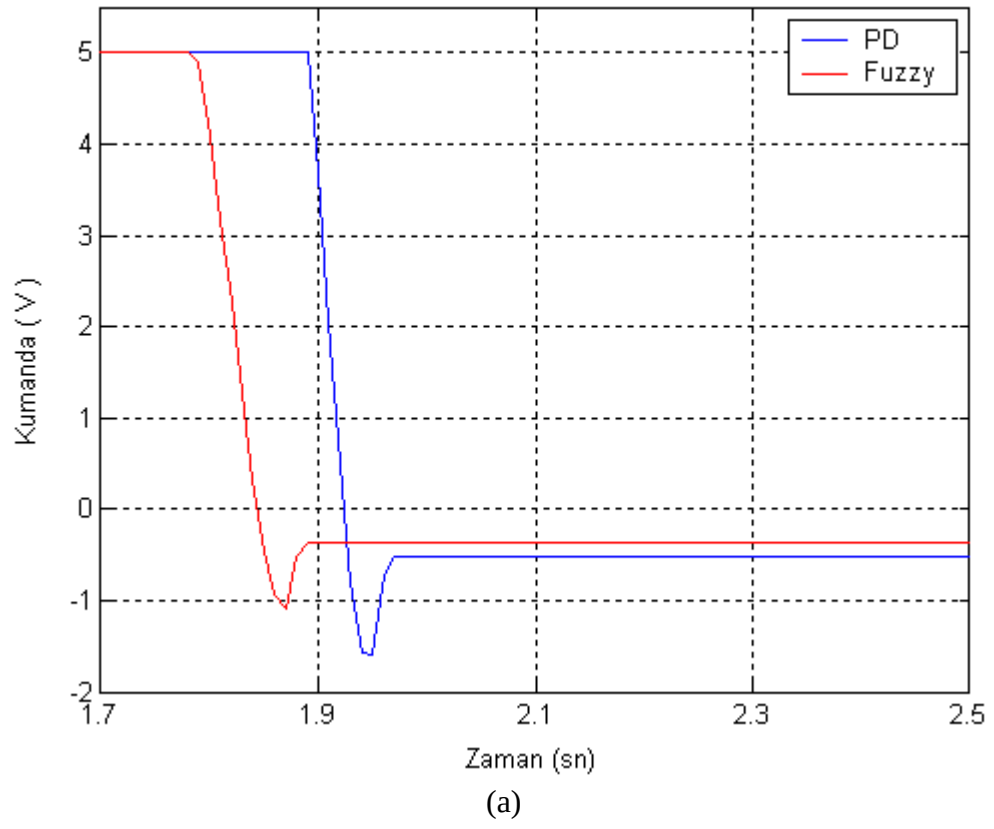


(a)



(b)

Şekil 6.13 a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar, 45 kg için hız eğrileri



Şekil 6.14 a- 25 bar, 5 kg, b- 25 bar 45kg için kumanda eğrileri

Şekil 6.12, Şekil 6.13, Şekil 6.14 de sisteme PD ve Bulanık mantık kontrol teknikleri uygulandığında 25 bar basınç, 5 ve 45 kg'lık değişken yükler altındaki birim basamak cevapları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 6.3 de verilmiştir.

Tablo 6.3 25 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları

Kontrol Tipi	Basınç ve yük durumu	En büyük aşım (mm)	Maksimum aşma (mm)	Maksimum aşma zamanı (sn)	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)
PD	25bar, 5kg	120.21	0.21	1.97	1.92	1.86
	25bar, 45kg	120.29	0.29	1.98	1.92	1.86
Bulanık Mantık	25bar, 5kg	120.17	0.17	1.89	1.83	1.78
	25bar, 45kg	120.3	0.3	1.93	1.87	1.82

Bu tablodan da görüldüğü gibi 25 bar, 5 kg için Bulanık mantık kontrol'ün, PD kontrole göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Sistemin yükü 45 kg'a çıkarıldığında Bulanık mantık kontrol'ün maksimum aşmasının PD kontrolden daha fazla olduğu, maksimum aşma zamanı ve yerleşme zamanları bakımından ise PD kontrolden daha hızlı olduğu görülmüştür.

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

7.1 Giriş

Bu çalışmada elektrohidrolik bir sistemin Matlab Real Time Workshop programı kullanılarak gerçek zamanlı kontrolü gerçekleştirilmiştir. PD kontrol ve Bulanık mantık kontrol teknikleri kullanılarak hidrolik sisteme 50 ve 25 barlık besleme basınçlarında, 5 ve 45 kg'lık değişken yükler uygulanarak, sistemin birim basamak cevapları incelenmiştir. Ayrıca hidrolik sistemin matematiksel ifadelerinden elde edilen ölçekli Simulink modeline PD ve Bulanık mantık kontrol teknikleri uygulanarak, hidrolik sistem incelenmiştir.

7.2 Ölçekli Model İle Yapılan Kontrol Sonuçları

Tablo 7.1 Sistem modeli ile yapılan deney sonuçları

Kontrol Tipi	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)	Kumanda Enerjisi (Wsn/A)
Bulanık Mantık	0.188	0.162	0.644
PD	0.18	0.151	0.654

Tablo 7.1 incelendiğinde PD kontrolün Bulanık kontrole göre %2 yerleşme zamanı için %4.25, %5 yerleşme zamanı için %6.8 daha hızlı olduğu görülmektedir. Ancak kumanda değerlerine bakıldığında, Bulanık kontrolün PD kontrolden %1.5 daha az enerji harcadığı görülmüştür. Simülasyon sonuçlarına göre model gerçek sisteme göre daha hızlıdır. Bu, simülasyon parametreleri ile gerçek sistem parametrelerinin tam olarak aynı olmamasından kaynaklanmaktadır.

7.3 Gerçek Zamanlı Kontrol Sonuçları

Tablo 7.2 incelendiğinde PD kontrol tekniğinin, Bulanık mantık kontrol tekniğine göre her zaman daha fazla kumanda enerjisi harcadığı görülmektedir. Yük artışıyla birlikte Bulanık mantık kontrol'ün enerji tüketiminin arttığı ve PD kontrol'ün enerji tüketiminin ise azaldığı görülmektedir. Basınç düşümünün ise her iki kontrol tekniğindeki enerji tüketim miktarını yaklaşık 2 kat arttırdığı görülmüştür.

Tablo 7.2 Harcanan kumanda enerjisi miktarları

Basınç ve yük durumu	PD kumanda enerjisi (Wsn/A)	Bulanık mantık kumanda enerjisi (Wsn/A)	Enerji tüketimi
50bar, 5kg	5.78	5.25	PD ~ %9.17 daha fazla
50bar, 45kg	5.53	5.45	PD ~ %1.45 daha fazla
25 bar, 5kg	11.2	10.27	PD ~ %8.3 daha fazla
25bar, 45kg	11.06	10.6	PD ~ %4.16 daha fazla

Tablo 7.3 50 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları

Kontrol Tipi	Basınç ve yük durumu	En büyük aşım (mm)	Maksimum aşma (mm)	Maksimum aşma zamanı (sn)	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)
PD	50bar, 5kg	120.14	0.14	1.09	1.03	1
	50bar, 45kg	120.07	0.07	1.08	1.02	0.99
Bulanık Mantık	50bar, 5kg	120.03	0.03	1.09	1.03	1
	50bar, 45kg	120.07	0.07	1.17	1.03	1

Tablo 7.3 50 bar, 5 kg için incelendiğinde Bulanık mantık kontrol'ün yerleşme zamanları ve maksimum aşma zamanı bakımından PD kontrolle aynı değerde olduğu, maksimum aşma açısından ise daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Yükü arttırdığımızda her iki kontrol sisteminde aynı maksimum aşma meydana gelmesine rağmen, PD kontrol sisteminin maksimum aşma zamanı ve yerleşme zamanları bakımından daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Tablo 7.4 25 bar için PD ve Bulanık mantık kontrol sonuçları

Kontrol Tipi	Basınç ve yük durumu	En büyük aşım (mm)	Maksimum aşma (mm)	Maksimum aşma zamanı (sn)	%2 ile yerleşme (sn)	%5 ile yerleşme (sn)
PD	25bar, 5kg	120.21	0.21	1.97	1.92	1.86
	25bar, 45kg	120.29	0.29	1.98	1.92	1.86
Bulanık Mantık	25bar, 5kg	120.17	0.17	1.89	1.83	1.78
	25bar, 45kg	120.3	0.3	1.93	1.87	1.82

Tablo 7.4'e bakıldığında 25 bar, 5 kg için Bulanık mantık kontrol'ün, PD kontrolden daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Sistemin yükü 45 kg'a çıkarıldığında PD kontrolün maksimum aşmasının Bulanık mantık kontrolden % 3.3 daha az olduğu, maksimum aşma zamanı ve yerleşme zamanları bakımından ise Bulanık mantık kontrolün PD kontrole göre daha hızlı olduğu görülmüştür.

Besleme basıncının 25 bar'a düşürülmesiyle, PD kontrolün maksimum aşma değerlerinde 5 kg için % 33.3, 45 kg için % 75.9; Bulanık mantık kontrolün maksimum aşma değerlerinde ise 5 kg için % 82.4, 45 kg için % 76.6'lık bir artış görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Kutlu, K.**, 1988. Hidrolik sistemlerde ikili konum kontrolü ve mikroişlemci uygulaması, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **İstif, İ.**, 2003. Oransal valf ve hidrolik sistemden oluşan bir sistemin tanınması ve konum kontrolü, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Watton, J.**, 1989. Fluid Power Systems. Modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice Hall International (UK) Ltd.
- [4] **Büyüksavcı, M.**, 1999. Elektrohidrolik bir servo sistemin PD, bulanık mantık ve kayan rejimli konum kontrolü, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **Chen P.C., Shih M.C.**, 1991. An Experimental study on the position of a hydraulic cylinder using a fuzzy logic controller. *JSME International Journal*, series III, vol. 34, No: 4.
- [6] **Kutlu, K. ve Güner H.**, 1990. Hidrolik Bir Servo Sistemde PD, PID ve Fuzzy kontrol yaklaşımlarının deneysel İncelenmesi, *İ.T.Ü. Dergisi*, **48**, Sayı 4, 33-42.
- [7] **Norvelle, F. D.**, 2000. Electrohydraulic Control Systems. Prentice Hall Inc. Upper Saddle River, New Jersey.
- [8] **Şaka, S.**, 1999. Bulanık kontrol ve uygulamaları, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [9] **Sepehri, N., Lawrance, P.D.**, 1998. Fuzzy logic control of a teleoperated log loader machine, *Proc. IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Victoria, B.C., Canada, October, 1571-1577
- [10] **Corbet, T., Sepehri, N., Lawrance, P.D.**, 1996. Fuzzy control of a class of hydraulically actuated industrial robots, *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol.4, No.4, July.
- [11] **Jantzen, J.**, 1998. Design of Fuzzy Controllers, *Tech. Report no 98-E 864*. Technical University of Denmark, Department Of Automation, Denmark.

- [12] **Esposito, A.**, 1994. Fluid Power With Applications, 3rd edition. Prentice-Hall International Inc.
- [13] **Cundiff, J.S.**, 2002. Fluid Power Circuits and Controls, Fundamentals and Applications. CRC Press LLC.
- [14] **MathWorks**, 2002. Real Time Windows Target User's Guide, version 2. MathWorks, Inc. Natick, MA.
- [15] **MathWorks**, 2002. Fuzzy Logic Toolbox User's Guide, version 2. MathWorks, Inc. Natick, MA.
- [16] **Advantech**, 2001. PCI-1710 series 12/16 bit multifunction card user's manual. 1st edition, Advantech, Taiwan.
- [17] **Ogata, K.**, 2002. Modern Control Engineering, 4th edition. Prentice-Hall Inc., Upper Saddle River, New Jersey.
- [18] **Özdaş, N., Dinibütün, A.T., Kuzucu A.**, 1998. Otomatik Kontrol, İ.T.Ü Matbaası, Gümüşsuyu, İstanbul.
- [19] **De Silva, C.W.**, 1989. Control Sensors and Actuators. Prentice-Hall, New Jersey.
- [20] **Coughlin, R.F., Driscoll, F.F.**, 1991. Operational Amplifiers and Linear Integrated Circuits, 4th edition. Prentice-Hall International Inc., New Jersey.

ÖZGEÇMİŞ

İlker KANDEMİR 1979 yılında Giresun'un Görele ilçesinde doğdu. 1997 yılında Maçka Akif Tuncel Anadolu Teknik Lisesi Bilgisayar bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi. 1999 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği bölümüne yatay geçiş yaptı. 2001 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Mezun olduktan sonra Yıldız Teknik Üniversitesi kampüsü içerisinde bulunan KOSGEB'e bağlı bir şirkette 1,5 yıl süreyle Makina Mühendisi olarak görev yaptı. 2002-03 eğitim öğretim yılı güz döneminde İstanbul Teknik Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği bölümünde yüksek lisans öğrenimine başladı.