T.C
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRO HİDROLİK SERVO SİSTEMLERDE BULANIK MANTIK YAKLAŞIMIYLA KONUM KONTROLÜ

Mustafa HAYDİM
YÜKSEK LİSANS SEMİNERİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Konya, 2006

T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRO HİDROLİK SERVO SİSTEMLERDE BULANIK MANTIK YAKLAŞIMIYLA KONUM KONTROLÜ

Mustafa HAYDİM

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 25.07.2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr. Mete KALYONCU	Prof. Dr. Fatih M. BOTSALI	Prof. Dr. Ziya ŞAKA
(Danışman)	(Üye)	(Üye)

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRO HİDROLİK SERVO SİSTEMLERDE BULANIK MANTIK YAKLAŞIMIYLA KONUM KONTROLÜ

Mustafa HAYDİM

Selçuk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mete KALYONCU
2006, 93 sayfa

Jüri: Prof.Dr. Ziya ŞAKA
Prof. Dr. Fatih BOTSALI
Yrd. Doç. Dr. Mete KALYONCU

Bu çalışmada, bir elektro hidrolik servo sistemin bulanık mantık yaklaşımıyla konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sistemin ana elemanları olan servovalf, hidrolik silindir ve hidrolik güç ünitesinin matematik modelleri oluşturulmuş, hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği, sistemin sürtünmesi ve ataleti modele dâhil edilmiştir. Elde edilen modeller MATLAB®/SIMULINK ortamına aktarılarak elektro hidrolik servo sistemin dinamik modeli elde edilmiştir. Sistemin simülasyonu ve bulanık mantık kontrolü MATLAB®/SIMULINK ortamında gerçekleştirilmiştir. Elektro hidrolik sisteme uygulanacak olan bulanık mantık yaklaşımı ile konum kontrolünde, konum hatası ve konum hatasının değişimi kullanılarak bulanık mantık kontrolünün yapısı oluşturulmuştur. Adım, rampa ve sinüzoidal referans girişleri için simülasyon neticeleri ışığında konum izlemede elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Sisteme bulanık mantık kontrolün yanı sıra PD kontrol de uygulanmış ve her ikisi karşılaştırılmıştır. Elde edilen bütün sonuçlar grafik şeklinde verilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar fiziksel anlamları açısından tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Simülasyon, konum kontrolü, elektro hidrolik servo sistem, PD kontrol, bulanık mantık kontrol

ABSTRACT

Master's Thesis

POSITION CONTROL OF AN ELECTRO HYDRAULIC SERVO SYSTEM USING FUZZY LOGIC

Mustafa HAYDİM

Selçuk University
Institute of the Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Yrd. Doç. Dr. Mete KALYONCU
2006, Page:93

Jury: Prof.Dr. Ziya ŞAKA
Prof. Dr. Fatih BOTSALI
Yrd. Doç. Dr. Mete KALYONCU

In this study, fuzzy logic control of a electro hydraulic servo system is realized for position control. Mathematical model of servo valve, hydraulic cylinder and hydraulic power unit which are main parts of system is obtained and the pressing capability of hydraulic fluid, friction and inertia of system are included in the system mathematical model. These obtained models are transferred into MATLAB®/SIMULINK domain. Mathematical model of system, PD (Proportional and Derivative) and fuzzy logic controllers (FLC) are created in MATLAB®/SIMULINK. Fuzzy logic control structure is examined by using feedback of position error and derivative of position error to apply FLC to electro hydraulic servo system. Because of complexity of dynamic system behaviors and change of electro hydraulic servo system characteristics with time FLC is preferred. Consequently, simulation results of position control for step, ramp and sine reference inputs are evaluated. Susceptible position control of hydraulic system is obtained with using FLC. PD control is also applied to system for comparing with results of FLC. Results are presented in graphical form. Physical trends of the obtained numerical results are discussed.

Keywords: Simulation, position control, electro hydraulic servo system, PD control, fuzzy logic control.

ÖNSÖZ

Bu konuda çalışmamı öneren, çalışmalarımda beni her zaman büyük özveriyle destekleyen ve çalışmamın bütün aşamalarında her türlü yardımı gösteren hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Mete KALYONCU'ya, ve Bulanık mantık uygulamalarında fikirlerine danıştığım Mak.Yük. Müh. Mustafa TINKIR'a teşekkürü borç bilirim.

Konya, 2006 Mustafa HAYDİM

İÇİNDEKİLER

KAPAK	ii
ÖZET	iii
ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER LİSTESİ	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
TABLOLAR LİSTESİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Elektro hidrolik sistemler ve özellikleri	1
1.2. Çalışmanın Amacı	2
1.3. Hidrolik Çalışmanın Önemi	2
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI VE MODELLEMELERİ	7
3.1. Giriş	7
3.2. Elektro hidrolik Oransal Valfler	10
3.3. Elektro hidrolik Servovalflar	11
3.3.1. Servovalf Tork Motoru	17
3.3.2. Servovalf Sürgü Dinamiği	19
3.4. Hidrolik Silindir	22
3.4.1 Hidrolik Silindir Basıncı	25
3.4.2 Hidrolik Güç Ünitesi	28
4. KONTROL YÖNTEMLERİ	31
4.1. Açık Çevrim Kontrol	32
4.2 Kapalı Çevrim Kontrol	32
4.2.1. PID Kontrolcüsü	33
4.2.2. Bulanık Mantık Kontrolcüsü	37
4.2.2.1. Giriş	37
4.2.2.2. Bulanık Mantık Kontrolcüsü Genel Yapısı	42
4.2.2.3. Bulanık Kontrol Basamakları	44
4.2.2.3.1. Bulanıklaştırma Ünitesi	44

4.2.2.3.2 Üyelik fonksiyonlarının oluşturulması 45
4.2.2.3.3. Bilgi Tabanı 46
4.2.2.3.3.1 Veri Tabanı 47
4.2.2.3.3.2. Kural Tabanı 47
4.2.2.3.4. Çıkarım Ünitesi 51
4.2.2.3.5. Durulama Ünitesi 53
5. ELEKTRO-HİDROLİK SERVO SİSTEMİN
BULANIK MANTIK TEMELLİ KONTROLU 57
5.1. Bulanık mantık kontrolcüsü için giriş ve çıkışların tanımlanması 57
5.2. Bulanık girişler 57
5.3. Çıkışlar için bulanık üyelik fonksiyonları oluşturmak 59
5.4. Bulanık kural tabanı (rule base) oluşturmak 60
5.5. Eğer-Öyleyse (If-Then) Kurallarının Oluşturulması 61
5.6. Durulayıcı çıkışları 63
6. BİLGİSAYAR ÇÖZÜMLERİ 64
6.1.Sistem Parametreleri 64
6.2.Simülasyon Sonuçları 65
7. SONUÇ ve TARTIŞMALAR 78
8. KAYNAKLAR 80

SİMGELER LİSTESİ

A_P	Piston alanı	[m²]
X_P	Piston konumu	[m]
B_v	viskoz sönüm katsayısı	[Ns/m]
β	Hidrolik akışkanın bulk modülü	[N/m²]
$dV_{A,B}$	A ve B odalarındaki debi değişimi	[m³/s]
$V_{A,B}$	Silindirin A ve B odalarındaki hacim	[m³]
V_t	Pompa ile servovalf arasındaki hacim	[m³]
F_P	Pistonun etki eden basıncın oluşturduğu kuvvet	[N]
M_P	Hareket eden toplam kütle	[Kg]
F_S	Kinematik ve statik sürtünme kuvveti	[N]
K_L	Sistemde arşı kuvvet oluşturan yayın yay katsayısı	[N/m]
$P_{a,b}$	Silindirin A ve B odalarını etkileyen mutlak basınçlar	[Pa]
P_R	Tank yolu basıncı	[Pa]
Pa,b	Silindirin A ve B odalarını etkileyen mutlak basınçlar	[Pa]
P_S	Pompa basıncı	[Pa]
P_T	Dönüş yolu (tank) basıncı	[Pa]
P_L	Toplam yük basıncı	[Pa]
Q_L	Toplam yük debisi	[m³/s]
Q_P	Maksimum Pompa debisi	[m³/s]
Q_r	Servovalfın 70 bar basınç düşümündeki debisi	[m³/s]
q_{ab}	İç sızıntı miktarı	[m³/s]
$q_{a,b}$	Silindirin a ve b tarafındaki dış sızıntı miktarı	[m³/s]
U_e	Hata sinyali	[V]
U_p	Geri besleme sinyali	[V]
U_r	Kontrol Sinyali	[V]
Lc	Servovalf bobin endüktansı	[H]
Rc	Servovalf bobin direnci	[Ω]
V	Servovalf bobin voltajı	[V]
I	Servovalf giriş akımı	[A]
ω_n	Servovalf tabii frekansı	[rad/s]
ξ	Servovalf sönüm oranı	
$\cap$	Kesişim	
$\cup$	Birleşim	
$\sum$	Kartezyen toplam	
μ	Üyelik fonksiyonu	
u^*	Durulanmış değer	
o	Bileşim operatörü	
$\leq$	Küçük eşittir	
$\geq$	Büyük eşittir	
$\wedge$	Ve	
$\vee$	Veya	

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Hidrolik sistemin fiziksel modeli 8
Şekil 3.2. Servohidrolik Sistemin Simülasyon Blok Diyagramı 10
Şekil 3.3. Servovalfın çalışma prensibi 12
Şekil 3.4. Kanatcık-nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı 13
Şekil 3.5. Sürgü kademesindeki yay ile doğrudan geri dönüşlü servovalf tasarımı 14
Şekil 3.6. Yüksüz kazanç eğrisi (Moog valfi eğrisi) 15
Şekil 3.7. Sürgü Geçişleri 16
Şekil 3.8. Valf Tork Motor Yapısı (Moog valf resmi) 17
Şekil 3.9. Elektrik Girişine Valfın Yanıtı (Moog valf resmi) 18
Şekil 3.10. Sevovalfin Elektriksel Simülasyon Modeli 19
Şekil 3.11. Servovalfların Dinamik Karakteristikleri 20
Şekil 3.12. Servovalfın debi, basınç eğrisi (Moog valfı eğrisi) 21
Şekil 3.13. Servovalf Simülasyon Modeli 22
Şekil 3.14. Çift yönlü lineer hidrolik silindir şematik resmi 23
Şekil 3.15. Silindirin A Bölümü Simülasyon Modeli 26
Şekil 3.16. Hidrolik silindirin şematik resmi 27
Şekil 3.17. Hidrolik Silindir Simülasyon Modeli 28
Şekil 3.18. Sürtünme Simülasyon Modeli 29
Şekil 3.19. Hidrolik Güç Ünitesi Simülasyon Modeli 30
Şekil 4.1. Açık Çevrim Elektro hidrolik Kontrol sistemi şeması 32
Şekil 4.2. Kapalı Çevrim Elektro hidrolik Kontrol sistemi şeması 33
Şekil 4.3. Analog PID Kontrol blok diyagramı 33
Şekil 4.4. Titreşim Yöntemi 35
Şekil 4.5. PID Kontrol Simülasyon Modeli 35
Şekil 4.6. Kontrolsüz Hidrolik Sistemin Cevap Eğrisi 36
Şekil 4.7. PID Kontrollü Servo Hidrolik Sistemin Cevap Eğrisi 37
Şekil 4.8. Bulanık mantık kontrolcüsünün blok diyagramı 43
Şekil 4.9 Algılayıcı okuyucu x_0 ile üyelik fonksiyonu $\mu(x)$'in $\mu(x_0)$' a gelmesi 45
Şekil 4.10 Çeşitli üyelik fonksiyonları 46
Şekil 4.11 Minimum ilişki yöntemi ile kuralların değerlendirilmesi 52

Şekil 4.12 Üyelik fonksiyonlarının max noktaları ile durulama işlemi 53
Şekil 4.13 Merkez yöntemi ile berraklaştırma işlemi 53
Şekil 4.14 Ağırlıklı ortalama yöntemi ile durulama işlemi 54
Şekil 4.15 Max noktaların ortalaması yöntemiyle durulama işlemi 54
Şekil 4.16 Geniş alan merkezi metodu ile berraklaştırma işlemi 55
Şekil 4.17 İlk veya son yükselti metodu ile durulama işlemi 56
Şekil 5.1 Hata için üyelik fonksiyonları 59
Şekil 5.2 Hatanın değişimi için üyelik fonksiyonları 59
Şekil 5.3 Valf sinyali çıkışı için üyelik fonksiyonları 60
Şekil 5.4. Örnek Sistem Bulanık Kontrol Yüzeyi 63
Şekil 6.1. Farklı Giriş Değerlerinde Hidrolik Sistem Konum Cevapları 65
Şekil 6.2. Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için PD ve Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Sistem Konum Cevapları 66
Şekil 6.3 Hidrolik Sistemin Merdiven Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Cevapları 67
Şekil 6.4 Hidrolik Sistemin Karmaşık Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Cevapları 68
Şekil 6.5 Hidrolik Sistemin Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için Bulanık Mantık Kontrolünde A ve B Bölmesindeki Basınçlar 69
Şekil 6.6 Hidrolik Sistemin Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için Bulanık Mantık Kontrolünde A ve B Bölmesindeki Basınçlar 70
Şekil 6.7 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Silindire Etkiyen Kuvvetler 71
Şekil 6.8 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde A Bölmesindeki Debi 72
Şekil 6.9 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Servovalf Akımı 73
Şekil 6.10 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Servovalf Akımına Göre A Bölmesi debisi 74
Şekil 6.11 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Pistonun Hızı 75
Şekil 6.12 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Pistonun İvmesi 76

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 5.1 Bulanık Mantık Kontrolcüsünün Giriş Ve Çıkışlar İçin Sabit Mantık Kümeleri 57
Tablo 5.2 Hata İçin Bulanık Değer Sıraları 58
Tablo 5.3 Hatanın Değişimi İçin Bulanık Değer Sıraları 58
Tablo 5.4 Valf Sinyali İçin Bulanık Değer Sıraları 60
Tablo 5.5. Bulanık Kontrolör Kural Tabanı 61
Tablo 6.1 Hidrolik Silindir Parametreleri 64
Tablo 6.2. Sevovalf ve Sistem Parametreleri 65

1. GİRİŞ

1.1 . Elektro hidrolik sistemler ve özellikleri

Günümüzde hidrolik sistemin tasarımı, analizi ve denetiminde bilgisayar kullanımı ekonomik açıdan büyük yararlar sağlamaktadır. Bu sistemlerin tasarımı, kontrolü ve test edilmesinde bilgisayar kullanımı maliyetleri büyük ölçüde düşürmektedir.

Bilgisayar teknolojisinde son yıllarda kaydedilen büyük gelişmeler ve fiyatlarındaki düşüşler sonucu, bu cihazlar diğer kontrol uygulamaların yanı sıra akışkan gücü kontrolünde kullanılmaya başlamıştır. Sayısal hidrolik sistemler karmaşık kontrol stratejileri ve referans girişleri uygulayabilmekte, kontrol sisteminin parametrelerinin değişimine kolayca olanak vermektedir.

Günümüzde en mükemmel gelişme aşamasına gelmiş bulunan tork motorlu servovalfler oldukça karmaşık bir yapıya sahip olup çok hassas denetim gerektiren sistemlerde kullanılmaktadırlar. Genellikle çift kademeli olan bu valflerin birinci ve ikinci kademesi arasında oldukça karmaşık yapıda bir geri besleme mekanizması yer alır ve çoğunlukla sürgülü valf biçiminde olan ikinci kademesi de çok dar toleranslı imalat işlemi gerektirir. Bütün bu özellikler bir taraftan valfın en yüksek seviyede bir denetim elemanı olmasını sağlarken diğer taraftan da maliyetini aşırı derecede yükseltmektedir. Bu nedenlerle, bu valflerin daha çok hassas ve güvenilir bir denetim gerektiren uçaklarda, uzay taşıtlarında, bilgisayar denetimli takım tezgâhlarında ve özel test makinelerinde kullanılmaları ekonomik ve uygun olmaktadır. Servovalfler üzerinde yapılan geliştirme çalışmaları günümüzde devam etmekte olup bu çalışmalar daha çok valfın maliyetini düşüren değişiklikler şeklinde olmaktadır.

Bu çalışmada, simülasyon modeli oluşturulan servovalf kontrollü hidrolik sistem için konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Hidrolik sistemlerinin dinamik davranış özelliklerinin belirlenebilmesi için sistemi oluşturan elemanların detaylı modelleri oluşturulmuştur. Çift etkili silindir ile kurulu hidrolik sistem üzerinde basamak, kare, trapez ve sinüzoidal referans girişler uygulanarak kapalı çevrim cevapları bulunmuştur.

1.2 Çalışmanın Amacı

Hidrolik sistemler, birçok endüstriyel uygulamada önemli bir yer tutmaktadır. Ancak mekanik sistemlerin dinamik davranışı ve hidrolik sistem elemanların performans karakteristiği göz ardı edilmekte bunun sonucunda konum kontrolünde istenilen hassasiyetin elde edilmesi mümkün olmamaktadır.

Bu projenin amacı, kontrol edilen elektro hidrolik servo sistemin dinamik modeli ve kullanılan servovalf, hidrolik silindir, pompa vb. sistem elemanlarının performans karakteristiklerini hesaba katarak bulanık mantık yaklaşımı ile elde edilen sonuçları, sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından değerlendirilerek konumu kontrolü gerçekleştirmektir.

1.3 Çalışmanın Önemi

Dünyada ve Türkiye ’de otomasyon alanındaki gelişmeler, otomasyonda kullanıma elverişli olmaları nedeniyle hidrolik sistemlerin önemini arttırmaktadır. Bu sistemlerin teknolojisindeki geliştirme gereksinimi azalmış gibi görünse de, mevcut sistemlerin performansını yükseltmeye yönelik çalışmalar devam etmektedir. Bu sistemlerin tasarımı, kontrolü ve test edilmesinde bilgisayar kullanımı sayesinde yeni kontrol teknikleri uygulayarak performans iyileştirilmesi çalışmalarının sürekli yapılması gereklidir.

Hidrolik sistemler, hızlı cevap, büyük güç uygulayabilme ve yüksek hassasiyet gibi üstünlükleri nedeni ile ekstrüzyon presleri, plastik enjeksiyon makineleri, test makineleri, robotlar, uzay araçları, uçaklar, savunma sanayi ve bilgisayar kontrollü takım tezgahlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu alanlardaki hidrolik sistemlerin çoğunluğunu, elektrik denetim elemanlarının kullanıldığı elektro hidrolik denetim sistemleri oluşturmaktadır. Bu tezde hedeflenen kontrol sisteminin geliştirilmesi, kontrol edilen mekanik sistemin dinamik modeli ve kullanılan servovalf, hidrolik silindir, pompa vb. sistem elemanlarının performans karakteristiklerini hesaba katarak bulanık mantık yaklaşımı ile hassas konum kontrolü gerçekleştirmek, aynı zamanda sistemde darbe ve titreşim gibi istenilmeyen davranışların oluşmasını önleyebilmektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Hidrolik kontrol sistemleri üzerinde yapılmış çalışmalar sayesinde bu sistemler performans iyileştirilmesi bakımından uç noktalara gelmiştir. Bu sistemlerin teknolojisindeki geliştirme gereksinimi azalmış gibi görünse de, gelişen dijital teknoloji ile birlikte, özellikle valf teknolojisindeki gelişmeler daha hızlı ve hassas sistemlerin gelişimine olanak tanımıştır. Hidrolik sistemlerin modellemesi ve kontrolü konularında son yıllarda yapılan çalışmanın bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Finney, Pennigton, Bloor ve Gill (1985), çalışmalarında servovalf ve asimetrik silindirden oluşan elektro hidrolik sistemin kendini-ayarlayan (self-tuning) kontrolü üzerinde çalışmışlardır.

Edge ve Figueredo (1987), elektro hidrolik bir servo-mekanizmanın kontrolü için sistematik referans adaptif kontrolör geliştirmişlerdir. Robust bir kontrolör tasarımı için, temel adaptif kontrol sistemine denetçi fonksiyonlar ilave etmişlerdir.

Kutlu ve diğ. (1988), hidrolik bir sistemin konum kontrolünü yön denetim valfi kullanarak ikili kontrol yaklaşımı ile incelemişlerdir. Deney için kullanılan sistem 6800 mikroişlemcisi ile kontrol edilmiştir. Simülasyon için sistemin dördüncü mertebeden nonlineer modelini oluşturarak, lineer regülatör problemi uygulamasıyla bulunan optimum durum geri besleme matrisi ile modelin kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

Watton (1990), negatif boşluklu servovalf ile asimetrik silindirden oluşan bir elektro hidrolik sisteme kendini-ayarlayan kontrol uygulamış, filtre katsayılarının açık çevrim transfer fonksiyonundan kolaylıkla elde edilebileceğini göstermiştir.

Kutlu ve Güner (1990), 80286 mikroişlemcili kişisel bilgisayar kullanarak, elektro hidrolik sistem kontrolu için dijital PD, PID ve Fuzzy kontrol uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. PD ve PID ile Fuzzy kontrol uygulaması sonunda elde edilen sonuçları, sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonunda, PD kontrol için yerleşme zamanının en küçük, sürekli rejim hatasının en büyük, PID kontrolda sürekli rejim hatasının sıfır olduğunu ancak yerleşme zamanının çok büyük, Fuzzy kontrolda ise çok az bir

sürekli rejim hatası olmakla birlikte yerleşme zamanının PD kontrola göre iki kat arttığını, aşma miktarının PID kontrola göre yarıya düştüğünü göstermişlerdir. Sisteme kütle ilavesiyle bu değerlerin değiştiğini söylemişlerdir.

Schichang, Xingmin, ve Yuwan (1991), simetrik silindire sahip bir elektro hidrolik sistemde hız kontrolü için optimal kontrol uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan beşinci mertebeden sistem modelini oluşturarak bilgisayarla simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, kurulan test sistemini mikro işlemci ile kontrol edip, simülasyon sonuçlarına yakın değerler elde etmişlerdir. Hız kontrolü sırasında oluşan basınç dalgalanmalarının, optimal kontrol uygulanarak azaldığını ve basınç genliğinin de, basamak giriş cevabında elde edilene göre 1/5' i oranında azaldığını göstermişlerdir.

Cheng ve De Moor (1994), hidrolik bir servosistem için klasik PID, $H\infty$ optimal kontrol, D-K iterasyonu ile μ analizi ve PID parametre araştırmalı μ sentezi yöntemlerini kullanmışlardır. Her bir kontrolör için tekil değer ve μ sentezi kullanarak kararlılığı, parametre değişimlerine duyarsızlığı analiz etmişlerdir. μ testi sonuçları tekil değere göre daha sabit çıkmıştır. μ analizi ve PID kontrol yapılarını birleştirerek başarılı bir kontrol uygulaması elde etmişlerdir.

İstif ve Kutlu (1995); elektro hidrolik bir sistemin PD kontrolünü gerçekleştirdikleri çalışmada, PD kontrol parametrelerini Ziegler-Nichols sürekli titreşim yöntemi ile hesaplamışlardır. Simülasyonlar sırasında oransal kazancın besleme basıncına bağlı olduğunu ve basıncın artması ile oransal kazancın azaldığını göstermişlerdir.

Le ve diğ. (1997), elektro hidrolik konum kontrolünde YSA ile hata sınıflandırması yapmışlar, sızıntı tiplerini sınıflandırıp sızıntı debilerini ön görmüşlerdir.

Scheidl ve Manhartsgruber (1998), servovalf ve hidrolik bir silindirden oluşan sistemin 10. mertebeden nonlineer modelini geliştirerek, sistemin singular-perturbation analizini yapmışlardır. Kararlılığın küçük petürbasyon parametreleri ile

değiştiğini ifade etmişlerdir. Teorik sonuçları simülasyon ve deneysel olarak desteklemişlerdir.

Kemer (1998), doğrusal olmayan hidrolik sistemlerde dış etkilere bağlı bozucuların sistem davranışına nasıl etki ettiğini incelemiş, sistem kararlılığı irdelenmiştir.

Alleyne ve Liu (1999), servovalf kontrollü silindirin kuvvet kontrolü üzerine yaptıkları çalışmada, basit bir kontrolör tasarımının kuvvet ve konum kontrolünde yetersiz olabileceğini söyleyip, gelişmiş bir kontrol algoritması kullanımının lüks olmaktan çok, gereklilik olduğunu vurgulamışlardır.

Deticek (2000), bulanık PD ve kendi kendine-öğrenen bulanık mantıklı bir kontrolör (self-learning fuzzy controller) tasarlayarak, nonlineer hidrolik sistemin konum kontrolünü gerçekleştirmiştir. Akıllı bulanık kontrolörün, klasik adaptif kontrolörlere olan üstünlüklerini ortaya koymuştur.

Liu ve Daley (2000), hidrolik konum kontrol sistemine optimum-ayarlı nonlineer PID kontrol uygulamışlardır. Sistemin gerçeğe yakın analizi için ölü-bölge nonlineerliğini de içeren bir model geliştirip bu modeli kullanarak optimum-ayarlı PID kontrolü deneysel olarak uygulamışlardır. Hidrolik konum kontrol test düzeneği ile kontrolörün performansını sınamışlardır.

Eryılmaz ve Wilson (2000), hassas konum kontrolü içeren uygulamalar için servovalfın merkez konuma yakın çalışması sırasında oluşan sızıntıları da içine alan geliştirilmiş bir nonlineer servovalf modeli geliştirmişlerdir. Servovalf gövdesi ile sürgü arasındaki sızıntıları modelleyerek sürgünün küçük hareketlerindeki kontrol uygulamaları için geliştirilmiş bir model elde etmişlerdir. Elde edilen modelin türbülanslı akışı da içeren, sızıntı karakteristiğini gerçeğe yakın ifade eden bir model olduğunu göstermişlerdir.

Jones ve diğ. (2000), adaptif özelliği olan, kendikendine-öğrenen bulanık mantık kontrolör tasarımı (self-learning fuzzy logic controller) ve nonlineer hidrolik kontrol sisteminin izleme davranışlarını geliştirmişlerdir.

İstif ve diğ. (2001), servovalf ve hidrolik motordan oluşan elektro hidrolik sistemi bond-graph ile modellemişler, konum kontrolünü PD kontrol ile gerçekleştirmişlerdir. PD kontrol katsayıları ve sistem parametreleri arasındaki ilişkileri irdeleyerek, sistemin dinamik davranışlarını gözlemlemişlerdir.

Şen (2001), Bulanık mantık teorisi, bulanık kümelerdeki işlemler, bulanık ilişkiler ve uygulamaları ile modelleme ilkeleri üzerinde çalışmıştır.

Akaya ve Çetin (2003), bir servovalf ile kontrol edilen asimetrik bir hidrolik silindirin bulanık mantık yaklaşımıyla konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, hidrolik sistemin matematiksel tanımlaması yapılmıştır. İkinci olarak, hidrolik sisteme uygulanacak olan bulanık mantık kontrolcünün yapısı irdelenmiştir. Daha sonra, bilgisayar ortamında çalıştırılan sistem modelinin simülasyon sonuçları verilmiştir. Son olarak, simülasyon neticeleri ışığında elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Köktürk, Sarı ve Balkan (2005), bir servovalf ve sürücüsü kullanılarak çift etkili hidrolik bir silindirin kapalı çevrim konum ve hız denetimi gerçekleştirilmiştir. Silindir, servovalf ve sürücüsü ile ilgili fiziksel parametreler Matlab®/System Identification Toolbox® kullanılarak elde edilmiş, daha sonra bu bilgiler kullanılarak sistemin Matlab®/Simulink® ortamında matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bir ultrasonik algılayıcı kullanılarak pistonun konum bilgisine ve Matlab®/Simulink® ortamında modellenen birinci mertebeden bir filtre, bir durum izleyicisi ve Kalman filtresi olmak üzere üç farklı yöntem ile de pistonun hız bilgisine ulaşılmıştır. Çalışmanın son aşamasında Matlab®/RTWT® modülü aracılığıyla sistemin uygun denetim parametreleri kullanılarak gerçek zamanlı konum ve hız denetimi sağlanarak elde edilen sonuçlar simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

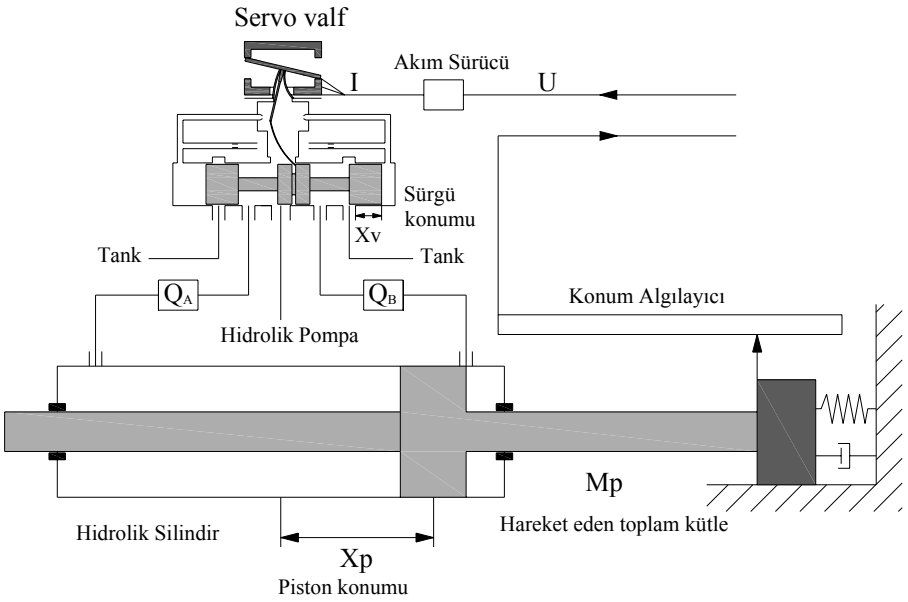
Poley (2005), elektro hidrolik servo silindirlerin dijital kontrolü üzerine çalışmış ve sistem elemanları dinamik modellerini oluşturarak teorik ve deneysel çalışmalarla sonuçları analiz etmiştir.

3. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI VE MODELLEMELERİ

3.1.Giriş

Bir hidrolik sistemin tasarımı sürecindeki aşamalar, fiziksel modelleme, matematik modelleme, dinamik model elde edilmesi ve simülasyonunun yapılmasıdır. Bu şekilde, bilgisayar ortamında sistemin basamak ve frekans tepkisi, vb. davranışlarının simülasyonu yapılabilmektedir. Böylece, simülasyon üzerinde yapılan çalışmalarla tasarımın iyileştirilmesi, kontrol türünün seçimi ve parametrelerinin iyileştirilmesinin bilgisayar ortamında kolaylıkla gerçekleştirilmesi mümkün olmaktadır. Sistemlerin bilgisayar ortamında simülasyonunun yapılması, tasarım sürecindeki çalışmaların gerçek sistem üzerinde yapılması yerine bilgisayar ortamında yapılmasına imkan sağlamaktadır. Böylece daha az zaman ve daha az kaynak harcanarak sistemin istenilen performans düzeyine getirilmesi mümkün olmaktadır. Gerektiğinde, bu testlerin sonuçlarının gerçek sistem üzerinde yapılan testlerin sonuçlarıyla karşılaştırılması ve simülasyonun doğrulanması da mümkündür. Şekil 1 ’de bu çalışmada kullanılan hidrolik sistemin fiziksel modeli görülmektedir. Sistemde bulunan hidrolik pompa yük için gerekli kaynak basıncını üretmektedir. Servovalf ise piston-silindir düzeneğine yağ debisini ayarlamaktadır. Piston ucuna monte edilmiş yük bu düzenekle sürülmektedir.

Hidrolik güç sistemlerinin simülasyon uygulamaları için çeşitli kişisel bilgisayar programları geliştirilmiştir (Erşahin ve Ünlüsoy 1999). Çoğunlukla, bu tür programlarda dinamik simülasyon özellikleri bulunmamaktadır. Ancak, bu şekilde başlayıp, daha sonra çok sayıda programcının uzun sürede geliştirdiği ticari paket programlar bu tür ihtiyaçlara cevap verebilmektedir. MATLAB®/SIMULINK® modülü günümüzde bu tür dinamik modelleme ve simülasyonun gerçekleştirilmesinde yaygın olarak kullanılan programlardan birisidir.

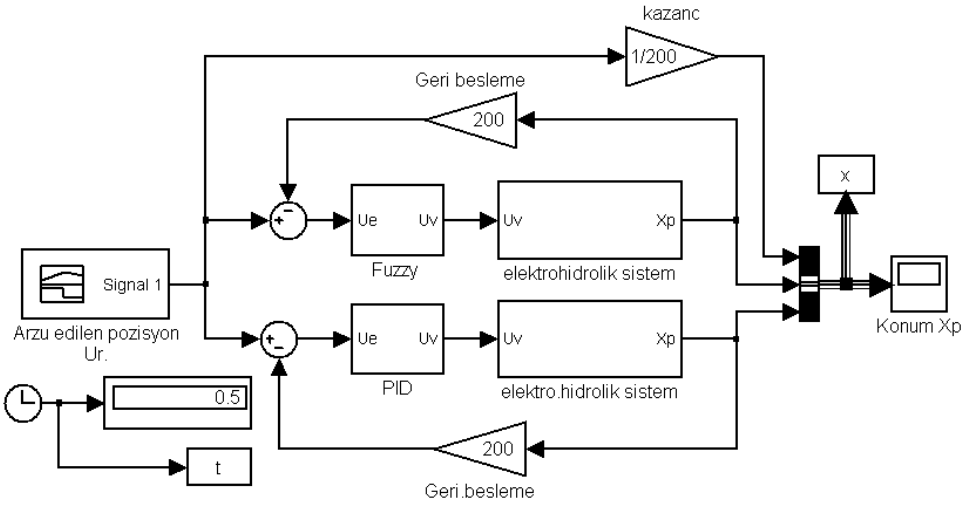


Şekil 3.1. Hidrolik sistemin fiziksel modeli

Özellikle servo uygulamalarında, seçilen valfın dinamik davranışının uygunluğu, sistemin kararlılığı, tepki hızı, oluşan nihai hata vb. tasarım kriterlerinin önceden test edilmesi ve sistemin istenilen dinamik davranış için ayarlanması ancak uygulama öncesi başlanan ve uygulama sürecinde de devam eden bir dinamik modelleme ve simülasyon ile mümkün olabilmektedir. Bu süreç içerisinde karşılaşılacak en önemli zorluklardan birisi hidrolik devrede yer alan elemanların dinamik modellerinin oluşturulması için gerekli olan parametrelerin belirlenmesidir. Bu amaçla, dinamik model oluşturulduktan sonra, eğer önceden yapılmamış ise, hidrolik elemanların dinamik parametrelerinin belirlenmesi için bir dizi test ve laboratuar çalışmasının yapılması gerekmektedir. MATLAB® yazılımının System Identification Toolbox® modülü sistem parametrelerinin bulunması için kullanılabilecek önemli bir araçtır. Bu modül kullanılarak test sonuçlarından sistemin matematiksel modeli ve parametreleri kolaylıkla elde edilebilmektedir. Simülasyon sonuçlarının uygulama sonuçları ile karşılaştırılması, ancak sistem parametrelerinin belirlenmesinden sonra mümkün olmaktadır. İlgili testler, MATLAB® yazılımının gerçek zamanda çalışan modülleri ve bilgisayara takılacak Analog/Sayısal ve Sayısal/Analog dönüştürücü birimleri içeren bir veri toplama kartı yardımı ile

yapılabilmekte, test sonrası ise yine ayni donanımın hem simülasyonu hem de uygulamayı gerçek ve eş zamanlı olarak çalıştırabilme yeteneği kullanılarak karşılaştırma yapılması mümkündür. Denetim algoritmalarının belirlenmesi, kontrol türünün seçilmesi ve parametrelerinin belirlenmesi bu sayede kolaylıkla yapılabilmekte ve sistem kullanıcıya teslim edilmeden önce istenilen performansın elde edilip edilmediği rahatlıkla görülebilmektedir. Tasarımda ve kontrol ayarlarının yapılmasında kullanılacak bu yöntemin uygulanması ilk zamanlarda zor ve zaman alıcı olarak görülmekle birlikte özellikle hidrolik devre elemanlarını içeren yazılım kütüphanesinin zaman içerisinde oluşturulması ve sistem dinamiği yaklaşımı ile tasarım zamanları hızla düşecek ve uygulama kalitesinde artış sağlanacaktır. Günümüzde, söz konusu yazılımlarla kullanılmak üzere çeşitli türde pompa, valf, süzgeç gibi birçok hidrolik devre elemanı için bilgisayar ortamında dinamik modeller üreten ve bilgisayar kütüphaneleri oluşturan yazılım şirketleri bulunmaktadır. Dinamik etkileri içeren ve tamamen hidrolik sistemlerin tasarımına ve devre şeması oluşturulmasına yönelik yazılımlar bulunmasına rağmen, bu yazılımlar özellikle denetlenecek dinamik sistemin esneklik, kuru sürtünme, mekanik boşluk, vb. önemli özelliklerinin gereken detayda modellenmesi açısından yetersiz kalabilmektedir. Benzer çalışmalar elektronik (Analog ve/veya Sayısal) devre ve kontroller kullanılarak da gerçekleştirilebilmekle beraber, bilgisayar ortamı ve yazılım kullanımı tasarıma ve testlere esneklik kazandırmakta, mikroişlemci ile yapılan denetim uygulamalarında ise istendiğinde işlemci kodu kolaylıkla elde edilebilmektedir.

Sistemin matematik modeli, valf dinamiği ve yük dinamiği olmak üzere iki ana bölümden oluşmaktadır. Valf modeli, valf sürücüsünün elektromekanik dinamiğini ve valf sürgüsü konumu ile istek sinyali arasındaki bağıntıyı içermektedir. Valf sürgü konumu ile akış debisi arasında doğrusal bir ilişki olduğu varsayılmıştır. Böylelikle, eğer giriş gerilimiyle valf sürgüsü konumu arasındaki bağıntı belirlenirse akış debisinin de buradan elde edilmesi mümkün olacaktır. Sistemin yük dinamiği ise temel olarak yük, piston ve silindir arasındaki viskoz sürtünme ve sürgü konumu ile yük konumu arasındaki dinamik bağıntıyı içermektedir. Şekil 3.2'da servo hidrolik sistemin simülasyon blok diyagramı verilmektedir.



Şekil 3.2. Servohidrolik Sistemin Simülasyon Blok Diyagramı

Hidrolik devre tasarımında gerekli olan filtre, basınç emniyet valfı ve akümülatör gibi bazı elemanlar modellemede dikkate alınmamıştır. Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. Hidrolik silindirdeki iç sızıntı kayıpları simülasyon sırasında gerçek sızıntı katsayıları bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir.

3.2 Elektro hidrolik Oransal Valfler

Elektro hidrolik oransal valflar, kısaca elektronik kontrol girişi ile orantılı olarak çıkış (basınç, yön veya akış) veren valf şeklinde tanımlanır. Elektro hidrolik oransal valflar, düşük teknolojiye sahip ikili valfların elektronik kontrol yardımı ile desteklenmesi ve valf imalatındaki toleransların iyileştirilmesi sonucunda günümüzde yüksek teknoloji ürünü olan ve performansı servovalf teknolojisine yaklaşan ürünler haline gelmiştir. Bu gelişmenin en avantajlı tarafı akışkan güç sistemlerindeki karmaşıklığı azaltmasının yanında, değişken hız ve kuvvet çıkışlı sistemlere uygulanması ve bu sistemlerin tasarımına esneklik getirmesidir.

Elektro hidrolik oransal valflar geliştirilmeden önce ikili selenoid valfler ve servovalflar olmak üzere iki tip valf mevcuttu. İkili solenoid valflar sadece açık-kapalı şeklindeki çalışmaları ile performans ve akış denetiminde servovalfların çok

gerisinde idi. Elektro hidrolik oransal valf teknolojisi ile valf sürgüsünün istenen bir ara değere ayarlanması sağlanmış ve sürgününün bu şekilde kontrol edilebilmesiyle elektro hidrolik oransal valflar, solenoid valflarla karşılaştırıldığında yüksek derecede esnekliğe sahip sistemler haline gelmiştir.

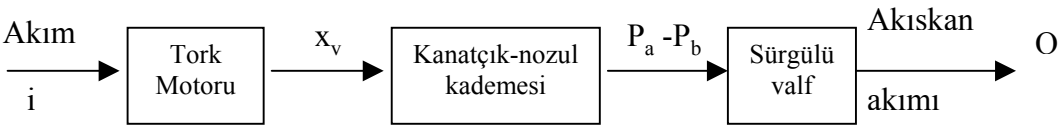
Endüstriyel hidrolik uygulamalarında oransal valfların büyük bir yeri vardır. Oransal valfların en önemli avantajı ucuz olmalarıdır. Servovalflara oranla daha düşük imalat hassasiyetine sahip oldukları için, hidrolik akışkan içerisinde bulunan yabancı maddelere karşı daha az duyarlıdırlar. İmalat toleranslarının servovalflara göre daha geniş olması sistem performansının düşmesine neden olur, özellikle valfın merkez konumunda sızıntı debilerinin artması nonlineer bir etki oluşturur. Valf geometrisi sistem performansını oldukça etkiler. Valf sürgüsü ile geçiş yolu arasındaki boşluğa göre valflar boşluksuz, negatif boşluklu ve pozitif boşluklu valflar olarak sınıflandırılır. Sürgü geometrisindeki bu boşluk değişimleri hidrolik sistem dinamiği üzerinde etkilidir. Örneğin pozitif boşluklu valflar ölü bölgeye sahip olduğundan sürekli rejim hatasına sebep olabilirler. Bununla birlikte negatif boşluklu valflar, merkez konumdaki akış kazancının farklı olmasından dolayı sistem kararlılığını etkiler. Ayrıca valf sürgüsü ve geçiş yolu arasındaki sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle negatif boşluklu valfın basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı ise ani basınç değişimlerinde sönümleme etkisi yapmasıdır (İstif 2003).

3.3. Elektro hidrolik Servovalflar

İzleme kabiliyeti, tepki hızı ve kararlılığın önem kazandığı servo sistemler ile dış etkenlerin önemli olduğu uygulamalarda ise kapalı döngü kullanılmakta ve elektrik tahrikli sistemler tercih edilmektedir. Günümüzde, yüksek güç üreten elektrik motorlarının boyutlarının küçülmüş, ağırlıklarının azalmış ve fiyatlarının düşmüş olmasına rağmen, kuvvet/atalet oranları oldukça yüksek olan hidrolik sistemler, büyük kuvvet ve/veya tork gereksiniminin bulunduğu uygulamalar için hala önemini korumaktadır. Yakın gelecekte de servovalflar ile kolaylıkla denetlenebilen hidrolik sistemlerin, servo elektrik motorları ve sürücüleri karşısındaki yerlerini koruyacağı anlaşılmaktadır.

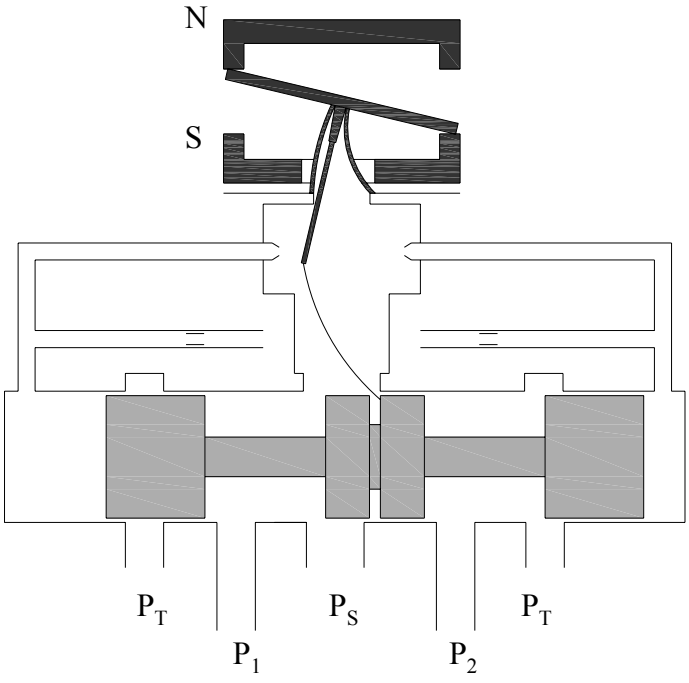
1950 'li yıllardan sonra hızlanarak geliştirilen ve günümüzde en mükemmel gelişme aşamasına gelmiş bulunan servovalfler üzerinde yapılan ilk çalışmalar (Feng 1959, Lichtrowicz 1973) daha çok valfın birinci kademesi olan plaka-lüle düzenlemesinin akışkan karakteristikleri üzerindedir. Murtaugh (1959) ise servovalfların ilk yıllarında, daha sonra ortaya çıkan hızlı anahtarlama valfları ile yaygın uygulama olanağı bulan darbe genişlik modülasyon tekniği ile servovalfların çalıştırılması üzerinde kapsamlı bir çalışma yapmıştır. Daha sonra Ikebe ve ark. (1973), yine darbe genişlik modülasyon tekniği ile çalışan, plaka hareketini tork motoru yerine pieozoelektrik esasına göre yerine getiren bir servovalf geliştirmiştir. LeQuoc ve ark. (1987), yaptıkları bir çalışmada servovalf için yeni bir kavram geliştirilmiş olup, geliştirilen servovalfın geri dönüş basıncı ve geri dönüş orifisi sistem denetim ihtiyaçlarını yerine getirecek biçimde ayarlanabilmektedir. Arafa ve ark. (1987), yaptıkları bir çalışmada servovalfın ikinci kademesi olan sürgü elemanı üzerine etki eden akışkan kuvvetlerini analiz etmişlerdir. Daha sonra yapılan bazı çalışmalarda [31–34] servovalfın birinci kademesi olan plaka-lüle düzenlemesinin matematik modellinin kurulması ve dinamik davranışının araştırılması üzerinde olmuştur. Günümüzde yapılan çalışmalar [35–40] ise daha çok servovalf kullanan elektro hidrolik sistemlerinin modellenmesi ve bu sistemler için gerekli denetim algoritmalarının geliştirilmesi üzerinde yoğunlaşmaktadır (Yüksel ve Şengirgin 2001).

Servovalfın çalışma prensibi Şekil 3.3'de verilmiştir (Watton 1989). İdeal durumda tork motoruna uygulanan elektrik akımıyla çıkış debisi arasındaki ilişki doğru orantılıdır. Servovalflar elektro hidrolik kontrol sisteminin önemli bir parçasını oluşturduğundan akış karakteristiklerinin incelenmesi gerekir.

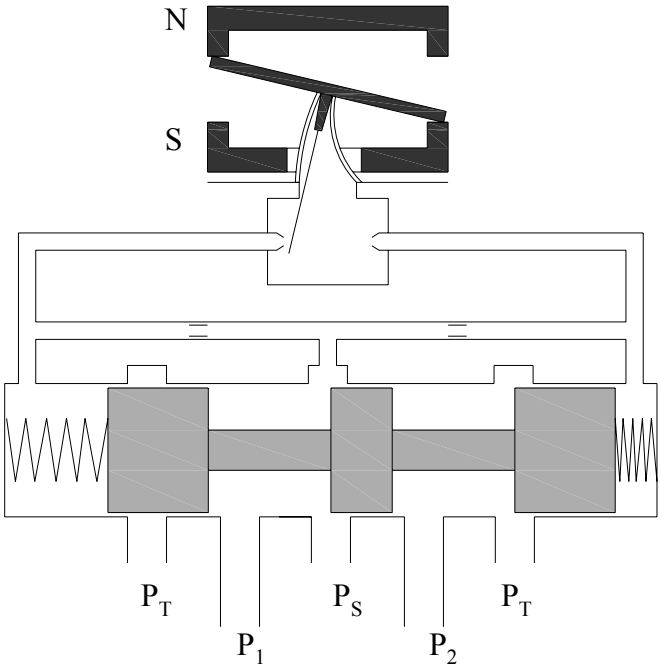


Şekil 3.3. Servovalfın çalışma prensibi

Bu valftaki gelişmeler 1950 'li yıllardan sonra hızlanmış ve günümüzde çalışma karakteristiğin iyileşmesi için yapılan çalışmalar sonunda değişik valf tasarımıyla ortaya çıkmıştır. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'de kanatçık lüle kademesini kullanan iki tip valf tasarımı görülmektedir (Watton 1989). Her iki servovalfta da, iki kademede polarize elektrik tork motoru kullanılmaktadır. Burada örnek olarak incelenen her iki tipte de kanatçık-lüle kademesinde oluşan basınç farkı, bir geri besleme ünitesi vasıtasıyla beş yollu valf sürgüsünü hassas olarak hareket ettirir. (Şekil 3.4) Kanatçık hareketi bir tork motoru ile kontrol edilmektedir ve bu şekilde çok düşük düzeydeki bir elektrik sinyali ile çok yüksek güçteki akışkan akışı kontrol edilir. Motor kanatçığı, esnek bir tüple desteklenerek manyetik akı devresindeki hava boşluğuna doğru uzatılmıştır. Bu eleman aynı zamanda elektro manyetik ve hidrolik kısımlar arasındaki sızdırmazlık görevini de yerine getirmektedir. Tork motoruna akım uygulandığında oluşan elektromanyetik kuvvet kanatçığın dönmesine neden olur ve oluşan basınç farkı sürgü üzerine etkir.



Şekil 3.4. Kanatcık-nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı



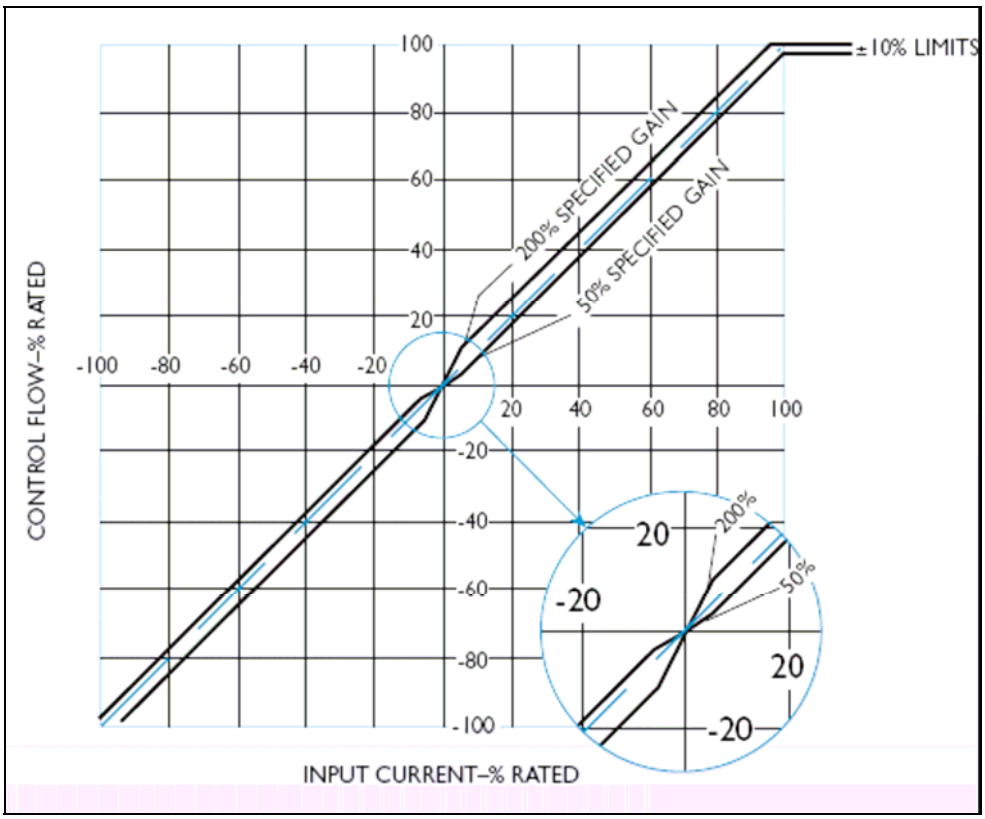
Şekil 3.5. Sürgü kademesindeki yay ile doğrudan geri dönüşlü servovalf tasarımı

Sürgü üzerindeki basınç farkından dolayı kuvvet dengesi değişir ve sürgü harekete geçer. Şekil 3.4 ’de kanatçık ve sürgü arasındaki esnek bir geri besleme yayı ile mekanik geri dönüş sağlayan servovalf tasarımı görülmektedir. Şekil 3.5’deki servovalf ise ana sürgü üzerindeki yay ile doğrudan geri dönüş sağlayan tasarıma bir örnektir.

Servovalfın giriş akimi, yüksüz olarak çıkış portlarından elde edilen debi ile doğru orantılıdır. Şekil 3.6 ’da bu ilişki gösterilmiştir. Bu grafiği elde edebilmek için, valfin portları birbirine, araya debi ölçer konarak bağlanır ve giriş akımı sıfırdan, valf nominal akımına kadar kademeli olarak çıkarılır, ve debi bu değerlerde ölçülür. Bu durumda valf yüksüz olarak debi eğrisi elde edilmiş olunur.

Genelde % 100 nominal akımda verilen debi değerleri, maksimum değildir, maksimum değerler % 120- 140 nominal akim değerlerinde elde edilir. Bunun sebebi ise nominal akımdan sonra debi erğisinde doğru orantı, debi doyumundan dolayı lineerliğini kaybeder.

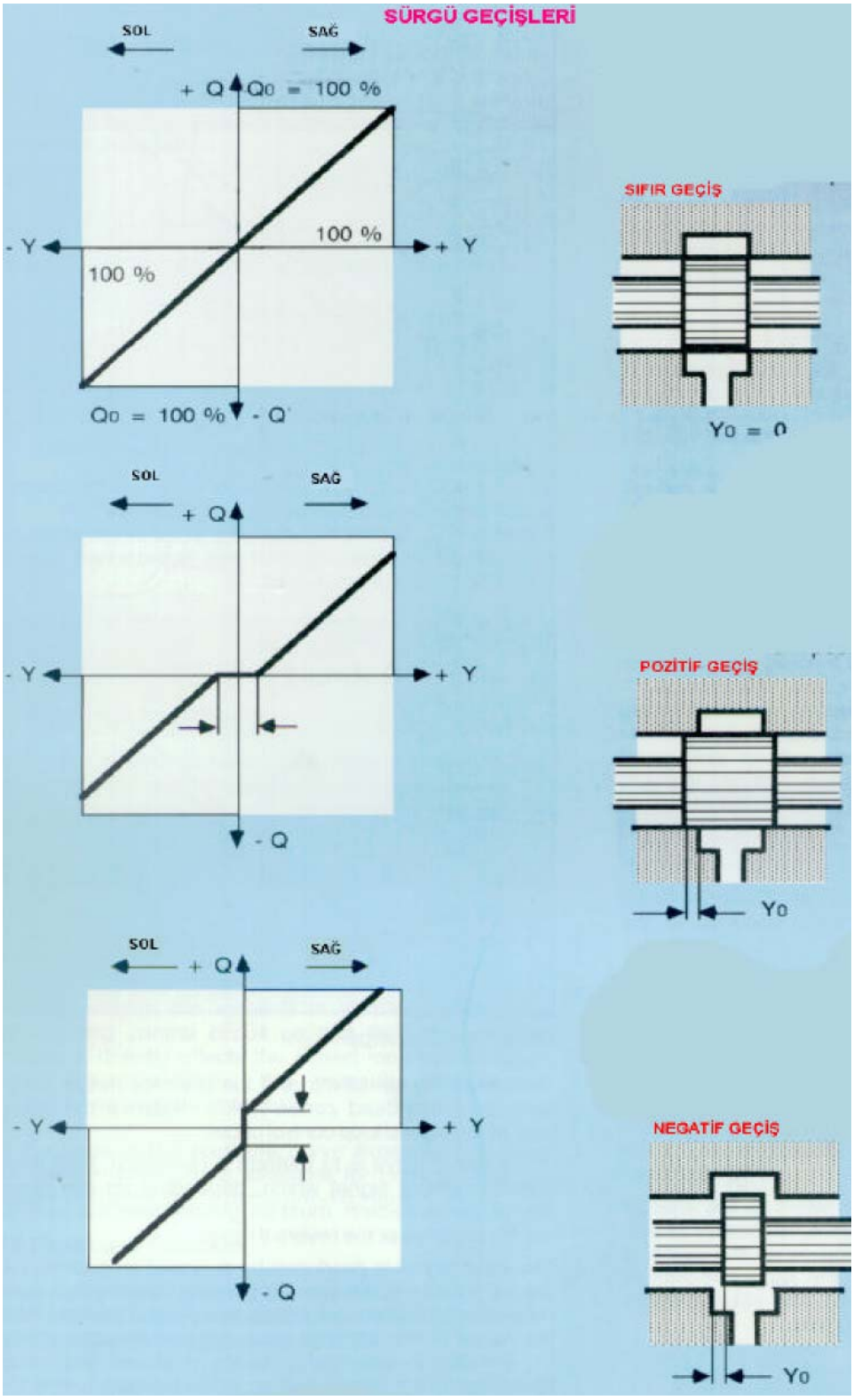
Asıl lineerliğin kaybolduğu nokta ise sıfır noktasıdır. Bu da sürgü geçişi ile direkt alakalıdır. Valf sürgü geçişi, seçimi yapılacak olan kontrol ile doğrudan alakalıdır.



Şekil 3.6. Yüksüz kazanç eğrisi (Moog valfi eğrisi)

Valf sürgüsü, üç durumda da olabilir bu durumları incelediğimizde, bazı avantaj ve dezavantajları yakalanabilinir. Bu durum Şekil 3.7'de verilmiştir.

Sürgü geçişi sıfır (+0.....0.5 %) : Pratik olarak sıfır geçiş mümkün değildir, o yüzden sürgü ve strokunu % 0.5'ine kadar geçiş sıfır olarak adlandırılır. Genel olarak, hız, pozisyon ve basınç kontrolleri için kullanılabilir. Teorik olarak sıfır pozisyonunda, akım- debi eğrisi lineerdir. Sıfır pozisyonunda iç kaçak, pozitif sürgü geçişine göre fazladır.



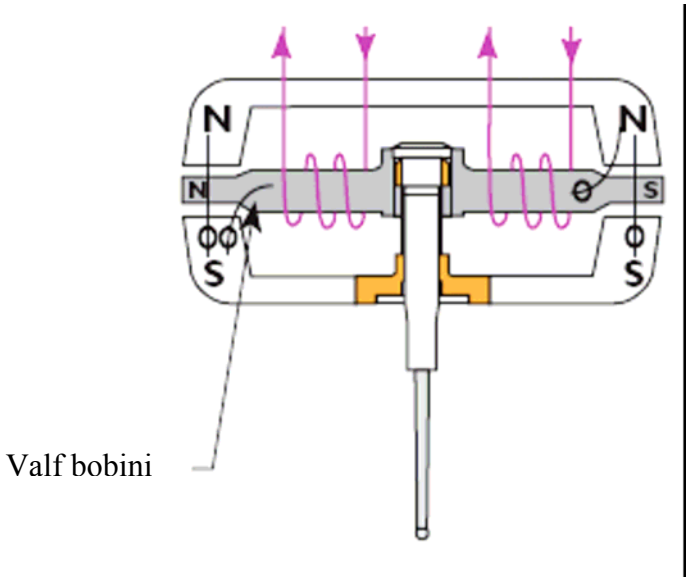
Şekil 3.7. Sürgü Geçişleri

Sürgü geçişi pozitif (0.5....5 %) : Pozitif sürgü geçişinde sıfır noktasında, bir ölü band oluşur, akıma karşılık debi kazancı çok düşüktür. % 3 den sonraki geçişler, açık çevrim kontrollerde kullanılır. Genelde hız kontrollerinde kullanmak daha yaygındır. Sıfır pozisyonunda iç kaçak diğer geçişlere göre daha azdır.

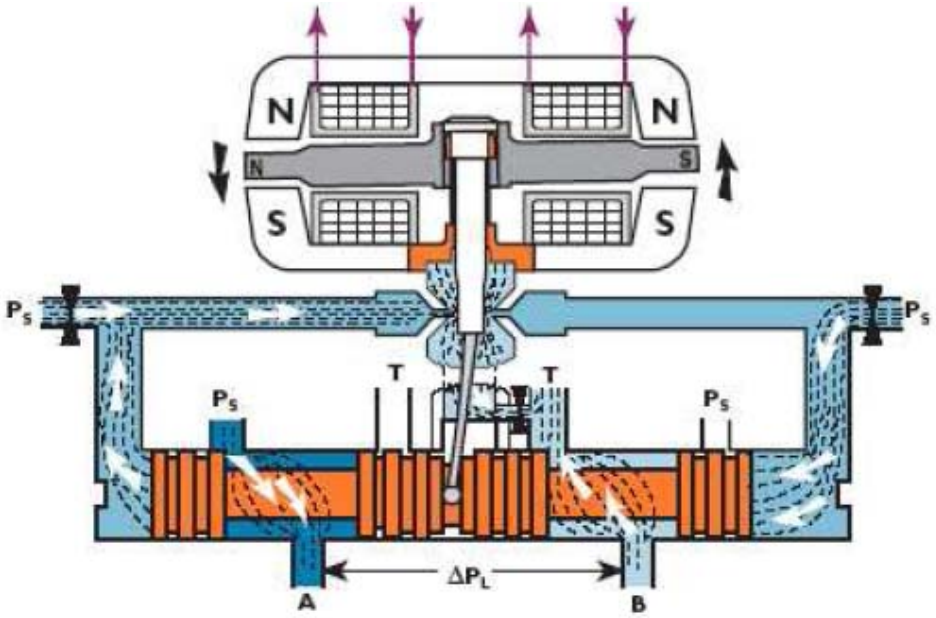
Sürgü geçişi negatif (-0.5.....-1.5 %) : Negatif sürgü geçişinde, sıfır noktası civarında, akıma karşılık debi kazancı fazladır, bu yüzden negatif geçişli valfları pozisyon ve basınç kontrollerinde kullanmak daha mantıklıdır. Tabi olarak sıfır noktasındaki iç kaçak diğer geçişlere göre daha fazladır (Yazıcı 2003).

3.3.1. Servovalf Tork Motoru

Sekil 3,8'de gösterilen tork motor, çok ufak akim sinyallerini, mekanik harekete oransal olarak çevirir. Ana eleman olarak, iki adet sabit mıknatıs, bobin, rotor ile buna bağlı elastik tüp ve alt, üst kutup plakalarından oluşmaktadır. Bobinlerden geçen akım, rotorun mıknatıslanmasına, dolayısı ile hava boşluğu içinde, akıma orantılı olarak, nüveye bağlı tüp ile beraber dönmesine sebep olur. Nüveye bağlı olan bu tüp elastisitesi sayesinde, akim sıfırlandığında, nüvenin tekrar eski pozisyona dönmesini sağlar. Bu tip tork motorun avantajları; sürtünmenin az olması ve hidrolik ortamla manyetik ortamın ayrı olmasıdır.



Şekil 3.8. Valf Tork Motor Yapısı (Moog valf resmi)



Şekil 3.9. Elektrik Girişine Valfin Yanıtı (Moog valf resmi)

Sekil 3,9'un ışığında bu valfin çalışma prensibini şu şekilde izah edilebilir. Bobinlere verilecek elektrik akimi, tork motorun üzerinde manyetik kuvvetler oluşturur. Sürgü ve Kanatcık, rotor tüpü ekseni etrafında, verilen akim değerine orantılı olarak döner. Kanatcık, lülenin bir tanesine yakın, diğerine uzak olduğundan, yakın lülenin arkasındaki basınç artar ve diğerininki azalır. Valfin sürgüsü bu basınç farkı ile iç kanallarının bir tanesini basınç hattına, diğerini dönüş hattına bağlar. Valfin sürgüsü geri besleme yayı ile kanatcık'a bağlı olduğundan, kanatcık'a dengeleme kuvveti uygular. Bu dengeleme kuvveti, tork motordaki manyetik kuvvete denk geldiğinde, kanatcık orta pozisyonu alır ve lüleler arkasındaki basınç farkı da sıfır olur. Valf sürgüsü, farkları sıfır olduğundan, bu pozisyonda durur. Böylece tork motora verilen akim ile orantılı olarak, valf sürgüsü pozisyonu elde edilmiş olunur. Valftan geçen debi miktarı, basınç farkı aynı kaldığı sürece, sürgü pozisyonuna bağlı olduğundan, tork motordaki akımla da doğru orantılıdır.

Servovalfların ne kadar hassas toleranslarla islendiğini kavrayabilmek için, bazı mekanik parçalardaki ölçü toleranslarını bilmek faydalı olacaktır:

- Kanatcık - Lüle arası mesafe 0.060 - 0.070 mm

- Giriş Orifis çapı 0.125 – 0.250 mm

- Valf sürgü stroku 0.250 – 0.500 mm

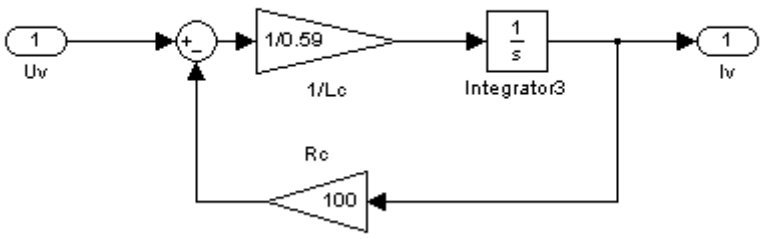
- Valf Sürgüsü ile Gömlek arası boşluk 0.7-1.5 mikron

Verilen ölçülerden anlaşılacağı gibi, servo-valf üretiminde çok hassas bir imalat teknolojisi kullanılmaktadır.

Valfın elektriksel dinamiği, nüvedeki Eddy akımlar göz ardı edildiğinde, seri bir direnç ve bobin ile modellenebilir. Bu durumda, valfa uygulanan denetim sinyali ile, bobinden geçen akım arasında birinci mertebeden bir dinamik oluşmaktadır. Aşağıda verilen transfer fonksiyonu servovalfın elektriksel karakteristiğini temsil eder (Batu, Gürcan ve Balkan 2003). Şekil 3.10'da ise servovalfın elektriksel simülasyon modeli verilmiştir.

$$\frac{I(s)}{V(s)} = \frac{1}{sL_c + R_c} \tag{3.1}$$

burada L_c; valf bobin endüktansı, R_c; valf bobin direnci, V; valf bobin voltajı, I; valf akımıdır.



Şekil 3.10. Sevovalfın Elektriksel Simulasyon Modeli

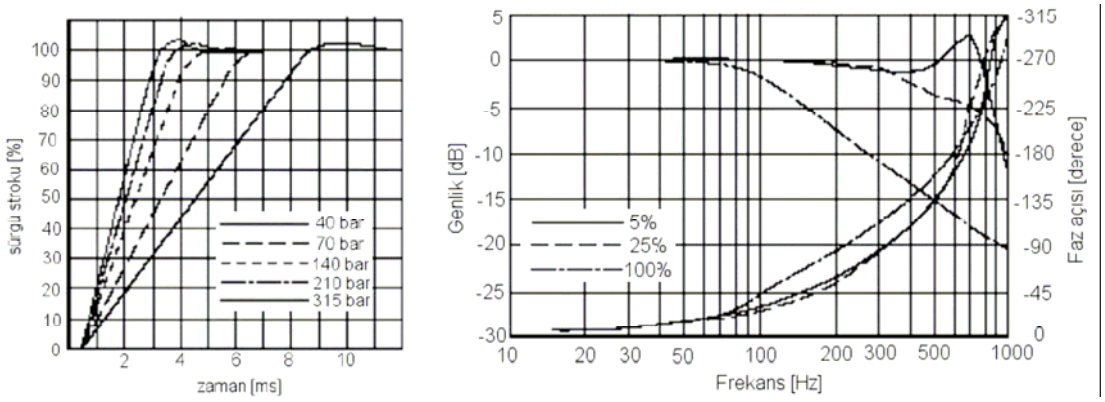
3.3.2. Servovalf Sürgü Dinamiği

Valfın dinamik karakteristikleri girişine uygulanan basamak veya sinüzoidal giriş sinyali testleri ile belirlenir. Şekil 3.11 'da verilen eğrilerinden görüldüğü gibi yük basıncı ve akışkan miktarı arttıkça artan akışkan kuvvetlerine bağlı olarak cevap hızı düşmektedir. Özellikle Şekil 3.11 (b) 'de görülen frekans cevabı eğrileri valfın

dinamik karakteristiklerini tam olarak açıklamaktadır. Burada yatay eksende frekans değerleri, düşey eksende dB cinsinden çıkış/giriş genlik oranı ve faz açısı değerleri yer almaktadır. Bu eğriler ise teorik olarak açık-döngü transfer fonksiyonu,

$$G(s) = \frac{X(s)}{I(s)} = \frac{1}{\frac{s^2}{w_n^2} + \frac{2\zeta}{w_n} s + 1} \tag{3.2}$$

olan bir sistemin frekans cevabını tanımlar. Bu eğri üzerinde kritik frekans –3 dB genlik oranı düşümüne karşılık gelen frekans olup bu duruma karşılık gelen faz gecikmesi –90° ‘dir. Bu durum ise en uygun sönüm oranı, ζ=0.7 değerine karşılık gelmektedir. Sistemin dinamik davranış açısından en uygun olduğu bölge –3 dB karşılık gelen frekansa kadar olan bölgedir. Bu frekans genellikle kırılma frekansı veya sistem frekans aralığını gösterir. Bu frekanstaki faz açısı değeri ise yaklaşık olarak –90° ye yakındır. Geri beslemeli denetim sistemlerinin kararlılığı açısından genlik oranındaki düşüş kadar bu faz gecikmesinin önemi de büyüktür. Faz gecikmesi ne kadar artarsa sistemin kararlılık açısından denetimi o kadar zorlaşır (Yüksel ve Şengirgin 2001).



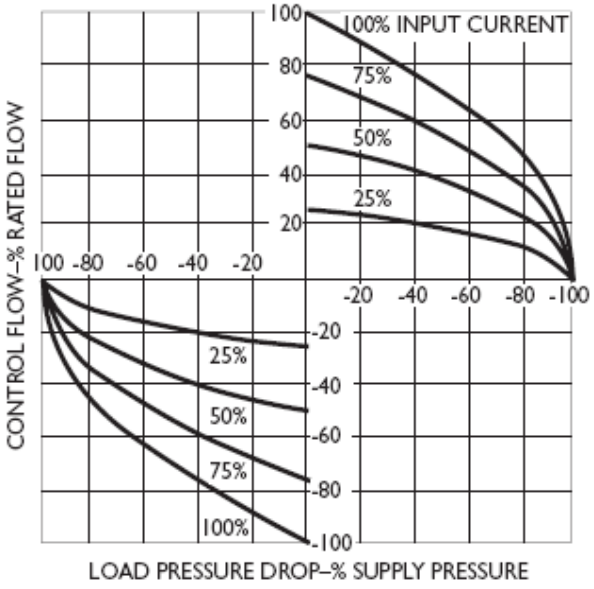
a) b)

Şekil 3.11. Servovalfların Dinamik Karakteristikleri

Sabit bir yük için servovalf, sürgü hareketi ile orantılı bir akışkan gönderir. Değişen yük için ise akışkan debisi valften geçen basınç düşümünün karaköküyle orantılıdır. Kontrol debisi, giriş akımı ve valf basınç düşümü aşağıdaki basitleştirilmiş denklem ile ilişkilendirilir.

$$Q_L = Q_R \cdot I_v^* \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_V}{\Delta P_R}} \tag{3.3}$$

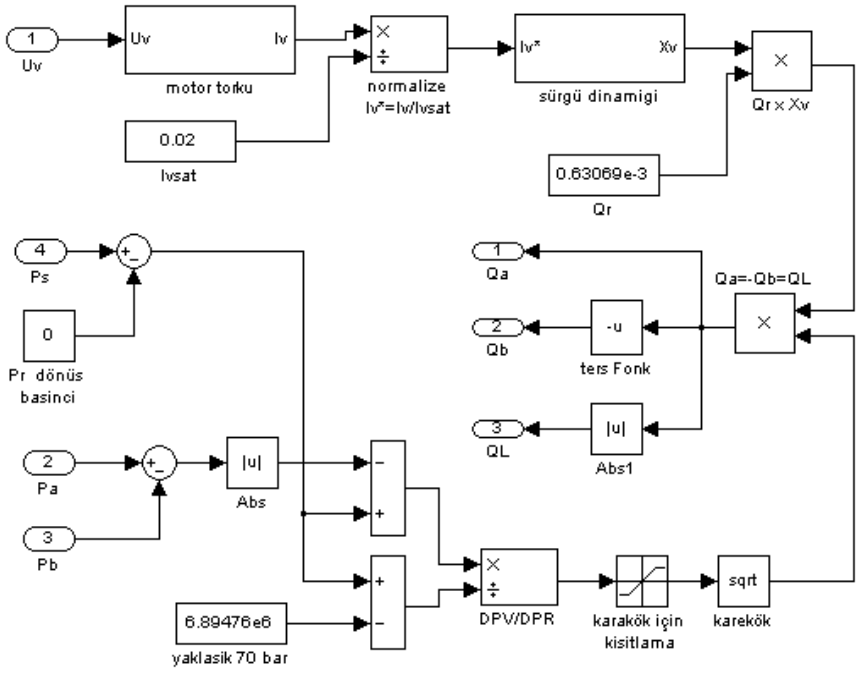
Yukarıdaki denklemde Q_L hidrolik silindire gönderilen akışkan debisidir. Q_R belirli bir basınç düşümünde (ΔP_R) değişen valf debisidir ve i_v^* normalize edilmiş giriş akımdır. ΔPV, valfı $\Delta PV = P_S - P_T - P_L$ ile verdiği karşı basınç düşümüdür. P_S, P_T ve P_L sırasıyla sistem basıncı, dönüş yolu (tank) basıncı ve yüke etki eden kuvvetin oluşmasını sağlayan net basınç farkıdır. $P_L = 2/3\ P_S$, olduğu zaman maksimum güç yüke uygulanır. Sistem basıncı basınç genellikle 3000 psi, pratik olarak uygulamada ΔP = 1000 psi (yaklaşık olarak 70 bar) basınçta valf verilir. Valfın basınç düşümü ve çıkış debisi arasında statik ilişki, Şekil 3.12 'de görülen farklı valf giriş akışı değerleri için normalize edilen debi eğrileri ile tekrar normalize edilen çıkış basınç düşümü eğrileri kümesi çoğunlukla imalatçı firmalar tarafından verilir.



Şekil 3.12. Servovalfin debi, basınç eğrisi (Moog valfi eğrisi)

Yatay eksen valfın karşı basınç düşümü, sisteme verilen basınç 2/3 normalize edilmiştir. Düşey eksen Q_R'nin yüzdesi ile ifade edilen çıkış debisidir. Valf orifis denklemi ayrı ayrı uygulanır. Her bir hidrolik odası yağ debisi için ayrı ayrı

uygulanır. Yük debisi $Q_L = Q_A = - Q_B$ olarak tanımlanır (Poley 2005). Şekil 3.13.'de ise servovalfın simülasyon modeli verilmiştir.



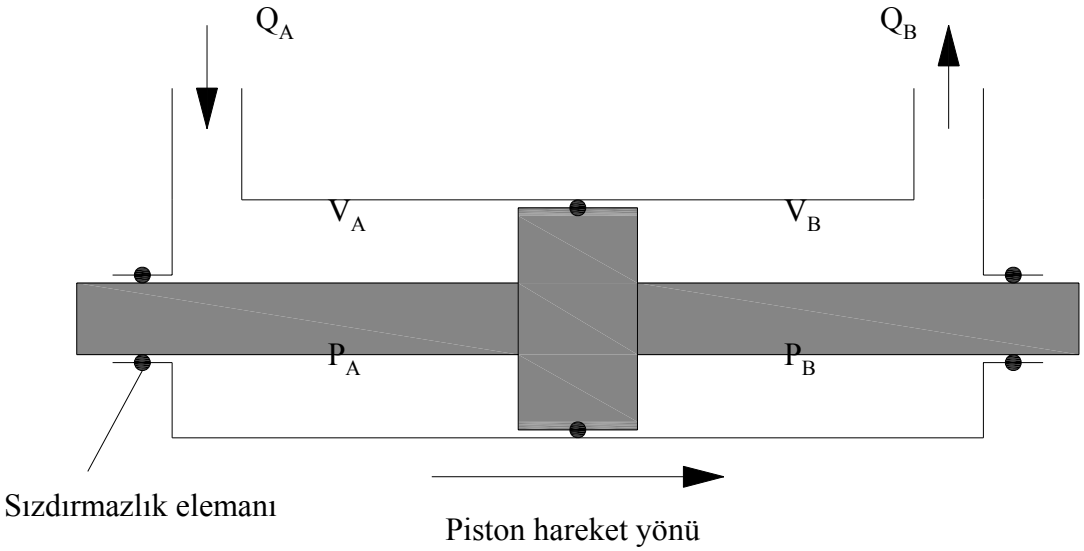
Şekil 3.13. Servovalf Simülasyon Modeli

3.4. Hidrolik Silindir

Hidrolik güç ile doğrusal hareket için hidrolik silindirler, dönme hareket elde etmek için ise hidrolik motorlar kullanılır. Bir doğrusal hareket söz konusu olduğu için kullanıcı olarak silindir seçilmiştir. Silindirler ise tek ve çift etkili olarak sınıflandırılabilir. Tek etkili (tek sonlu) silindir, silindirin iki farklı piston etki alanlarına sahiptir. Bu silindirler tek yönlü maksimum kuvvet uygulaması gereken yerlerde kullanılır. Lineer, çift etkili, çift sonlu silindir ise piston etki alanları silindirin iki tarafındaki aynıdır. Şekil 3.14'de böyle bir hidrolik silindirin kesiti görülmektedir. Çapraz akış eşit kontrol edilebildiği için konum ve hareket kontrolü gerektiren sistemlerde tercih edilir. Silindir seçiminde en önemli kriter silindir yer değiştirmesi ve uygulanacak kuvvettir. Silindir yer değiştirmesi kullanılacak olan silindirin yapısal özelliklerini, kuvvet ise silindir boyutunu belirlemektedir.

Silindirdeki yer değiştirme miktarı 5 mm 'den daha az ise çok tekrarlı bir sistemde silindir içinde hareket eden akışkan miktarı az olacağından yağ çok ısınacaktır. Bu ısınma silindir keçelerinde bir deformasyon meydana getirecektir. Bu deformasyon silindirin yağ kaçırmasına sebep olacak ve kontrol sağlanamayacaktır. Bunun için özel bir keçe sistemi gerekecektir.

Yer değiştirme miktarı mm 'nin kesri veya mikrometre seviyesinde ise bu özel keçeli silindir de yetmeyecektir. Bunun yerine özel imalat düşük sürtünmeli ve yüksek hızlı bir servo silindir kullanılmalıdır.



Şekil 3.14. Çift yönlü lineer hidrolik silindir şematik resmi

3.4.1. Hidrolik Silindir Basıncı

Tipik bir mineral yağ normal sıcaklıklarda havayla temas ettiğinde %8-9 oranında çözünmüş hava barındırır. Normal çalışma şartlarında bu çözünmüş havanın sıkıştırılabilirlik üzerinde ölçülebilir bir etkisi yoktur. Bununla birlikte, örneğin; pompanın emme kısmında bir sızıntı varsa hava hidrolik sıvıda kabarcıklar şeklinde belirebilir. Bu şekilde sıvı içerisinde hapsolmuş kabarcıklara sıvı içerisinde kalan hava denir. Çok küçük bir miktarda hapsolmuş hava bile hidrolik sıvıyı çok daha sıkıştırılabilir hale getirir ve hidrolik sistemin özelliklerini belirgin şekilde

etkiler. Düzensiz ve sarsıntılı çalışma yaratır ve hava kabarcıklarının sıkıştırılmalarına bağlı olarak aşırı ısınma yaratır.

Bir sıvının üzerine basınç uygulandığında hacminde oluşan küçülmenin ölçütüne sıkıştırılabilirlik denir. Bir hidrolik sıvı mümkün olduğunca düşük sıkıştırılabilirlik oranına sahip olmalıdır ki; bu şekilde basıncı ve enerjiyi verimli şekilde iletebilir. Bir hidrolik sistemde sıkıştırılabilir bir sıvı varsa bu sistemin "süngerimsi" bir yapısı olacaktır, çünkü bu sıvı içerisinde pompanın basınç oluşturması zaman ve enerji alacaktır. Aynı şekilde bu basıncın mekanik enerjiye dönüştürülmesi de zaman alacaktır. Bu durum hareketin ve kontrol derecelerinin hassasiyetini etkileyecektir. Bu nedenden ötürü sıkıştırılamayan hidrolik sistemlerin yüksek basınçlı ve ağır hizmet sistemlerinde; (örneğin özel makina aksamlarında) kullanılmaları özellikle önem taşır. Saf mineral yağlar tipik hidrolik sistemlerde üretilen basınçlarda pratikte sıkıştırılamaz kabul edilirler.

Bir sıvının basınç altındaki davranışı genellikle Bulk Modülü ile ifade edilir. İyi bir hidrolik sıvıda yüksek bir bulk modülü dolayısıyla da düşük sıkıştırılabilme özelliği vardır. Tipik olarak 280 bar'lık bir basınç artışı uygulandığında hacimdeki değişim %2 olacaktır. (1000 psi basınç artışı sıvının hacminde yaklaşık olarak % 0.5 azalmaya karşılık gelir) Bulk modülü bir sıvıda küçük basınç farklılıkları olması durumunda yaklaşık olarak sabittir, fakat basınçta ve sıcaklıkta yüksek değişikliklerle yükselme eğilimi gösterir. Basınç karşısında hacmi gösteren grafik bu yüzden bir eğridir, çünkü sıcaklık ve basınç arttıkça sıvıyı sıkıştırmak daha zor hale gelir (Batu, Gürcan ve Balkan 2003).

Akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında hacimsel esneklik modülü (bulk modulus) $\frac{dp}{\beta} = -\frac{dV}{V}$ ifadesi ile tanımlanmaktadır. Bu ifadeden hareketle hacimsel değişimler için:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \tag{3.4}$$

Yazılarak silindirin A tarafındaki akış için süreklilik denkleminden:

$$\frac{V_A}{\beta}\cdot\frac{dp}{dt} = Q_A - A_{p.}\frac{dx_P}{dt}$$

veya

$$P_A = \frac{\beta}{V_A}\int (Q_A - \frac{dV_A}{dt})dt \qquad (3.5)$$

elde edilir.

Hidrolik silindirin hareketli uzuvlarından sızan akışkanın etkisi aşağıda verilen denklemlerle model sisteme kolayca ilave edilebilir.

$$Q_A - K_{Liç}(P_A - P_B) - K_{Ldis}\cdot P_A = \frac{dV_A}{dt} - \frac{V_A}{\beta}\cdot\frac{dP_A}{dt} \qquad (3.6)$$

$K_{Liç}$ ve $K_{Ldış}$ sırası ile iç ve dış sızma katsayılarıdır. Hidrolik silindirin iç sızıntısı:

$q_{ab} = K_{Liç} . (P_A - P_B)$,

dış sızıntıları:

$q_a = K_{Ldış} . P_B$,

$q_b = K_{Ldış} . P_B$ ‘dir.

Hidrolik silindirin yarım stroku referans noktası kabul edilmiştir. Pozitif ve negatif yönde eşit stroka sabittir. Silindirin pistonun referans konumu ile servovalf arasındaki hacim toplam hacimdir. Bu da silindirin hareketiyle süpürdüğü hacim ile referans konumunda silindir ve o bölümü besleyen basınç altında sıkıştırılan akışkan hacmi toplamıdır.

Silindirin A bölümündeki toplam hacim:

$$V_A = V_{\text{boru yolu}} + A_P(x_{\text{strok}} + \frac{dx_P}{dt})$$

ve silindirin B bölümündeki toplam hacim:

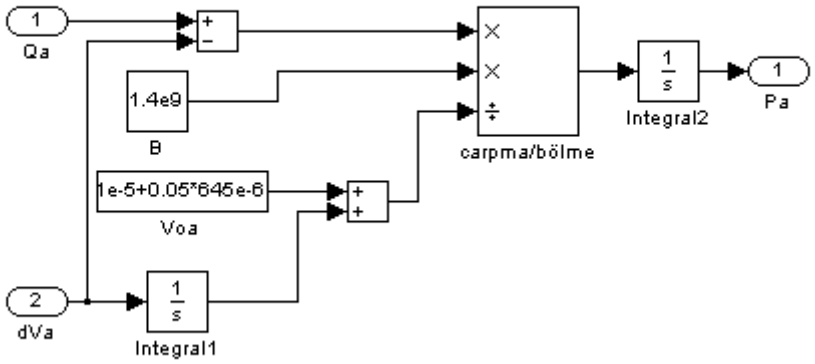
$V_B=V_{boruyolu}+A_P(x_{strok}-\frac{dx_P}{dt})$

Şeklindedir. (Kowta 2003). Silindirin a bölümü simülasyon modeli Şekil 3.15 ’de görüldüğü gibidir.

$$P_A = \frac{\beta}{V_{boru\ yolu} + A_P . (x_{strok} + \frac{dx_P}{dt})} \int (Q_A - q_{ab} - q_a - \frac{dV_A}{dt}) dt \qquad (3.7)$$

$$P_B = \frac{\beta}{V_{boru\ yolu} + A_P . (x_{strok} - \frac{dx_P}{dt})} \int (\frac{dV_B}{dt} + q_{ab} - q_b - Q_B) dt \qquad (3.8)$$

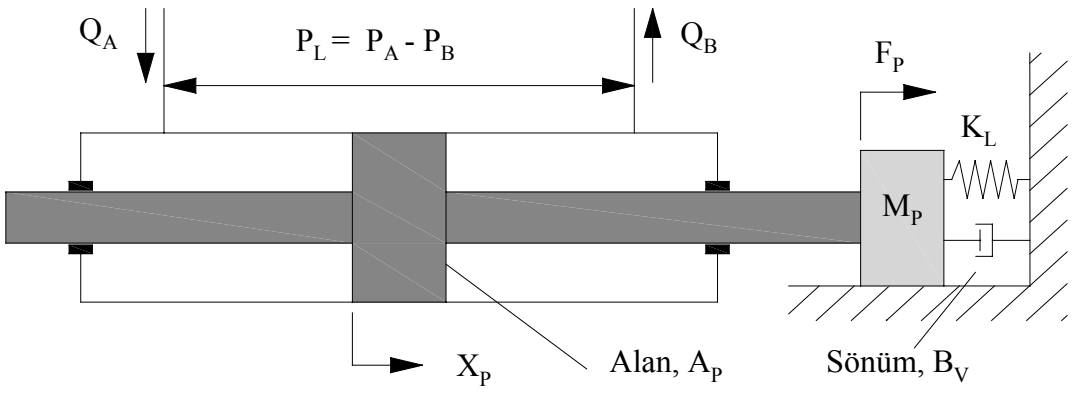
elde edilir.



Şekil 3.15. Silindirin A Bölümü Simülasyon Modeli

Hidrolik devre tasarımında gerekli olan filtre, basınç emniyet valfı ve akümülatör gibi bazı elemanlar modellemede dikkate alınmamıştır. Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. Hidrolik silindirdeki iç sızıntı kayıpları simülasyon sırasında gerçek sızıntı katsayıları bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir.

3.4.2. Piston Dinamiği



Şekil 3.16. Hidrolik silindirin şematik resmi

Şekil 3.16'da görülen hidrolik silindirin yüke karşı oluşturduğu kuvvet

$$F_P = (P_A - P_B)\ A_P \tag{3,9}$$

Bir M_P kütlesini ile hidrolik mekanizmanın dinamik davranış denklemi:

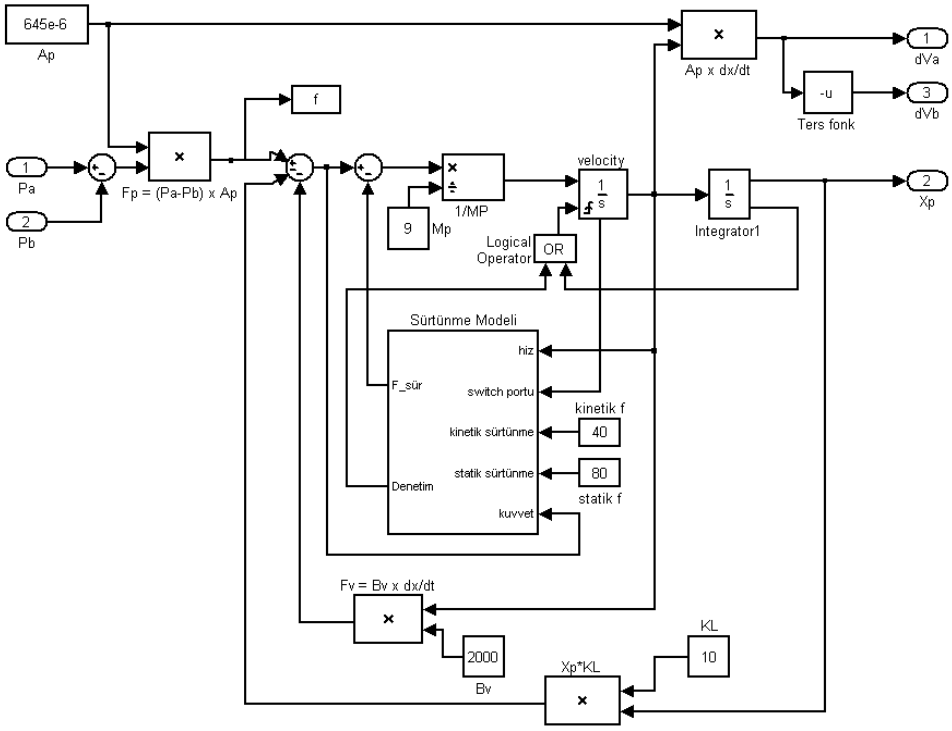
$$F_P = M_P \cdot \frac{d^2 x_P}{dt^2} + B_V \cdot \frac{dx_P}{dt} + F_S + K_L \cdot X_P \tag{3.10}$$

İfadesi ile tanımlanabilir. Şekil 3.17'de ise servovalfın hidrolik silindirin Simülasyon modeli verilmiştir. Burada A_P lineer hidrolik silindirde pistondan piston kolu çıktıktan sonra kalan alandır. $M_{P:\ Hareket}$ eden toplam kütle, $B_{v:\ viskoz}$ sönüm katsayısı, F_S: dinamik ve statik sürtünme kuvveti, K_L: sistemde arşı kuvvet oluşturan yayın yay katsayısı olarak ifade edilebilir. Pa ve Pb basınçları mutlak basınçları ifade etmektedir. Hareketli kütlenin eylemsizlik kuvveti, yapışkanlık(viskoz) sürtünmesi ve coulomb sürtünmesi göz önünde bulundurulmuştur.

$$F_S = F_{\text{kinetik sürtünme}}\ (F_{KS}) + F_{\text{Sitatik sürtünme}}\ (F_{SS})$$

Hidrolik silindir pistonu hareketsizken statik sürtünme ve hareket halindeyken ise kinematik sürtünme etkileri değerlendirilmiştir. Pistona uygulanan kuvvet

sürtünme kuvvetinden küçük ise sistemin sürtünme tepkisi uygulanan kuvvet kadardır.



Şekil 3.17. Hidrolik Silindir Simülasyon Modeli

$\frac{dx_P}{dt} = 0$ ise kinetik sürtünme $F_{SK} = 0$ ve $F_S = F_{SS}$ olur .

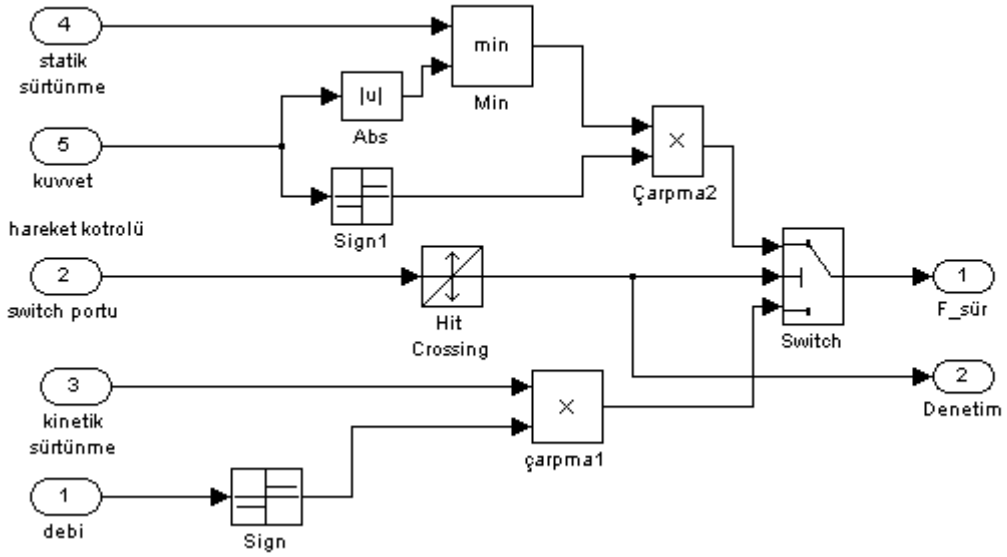
$\frac{dx_P}{dt} \neq 0$ ise statik sürtünme $F_{SS} = 0$, ve $F_S = \text{sign}(\frac{dx_P}{dt})$. F_{KS}

olur. Sürtünme simülasyon modeli Şekil 3.18'de görülmektedir.

3.5. Hidrolik Güç Ünitesi

"Kuvvet ve hareketlerin bir akışkan tarafından iletimi ve denetimi" şeklinde genel olarak ifade edilebilen hidrolik güç iletimi, endüstride değişken seviyelerdeki büyük güçlerin kullanıldığı ve hassas denetimin gerektiği alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Hidrolik güç iletim sistemleri, özellikle büyük güçlerin değişken hızlarda iletilmesi gereken durumlarda mekanik veya elektrik sistemlere göre daha

çok tercih edilmektedir. Bunda, hidrolik sistemlerin büyük güçleri iletme özellikleri yanında çok yüksek güç yoğunluğuna sahip olmaları rol oynamaktadır.



Şekil 3.18. Sürtünme Simülasyon Modeli

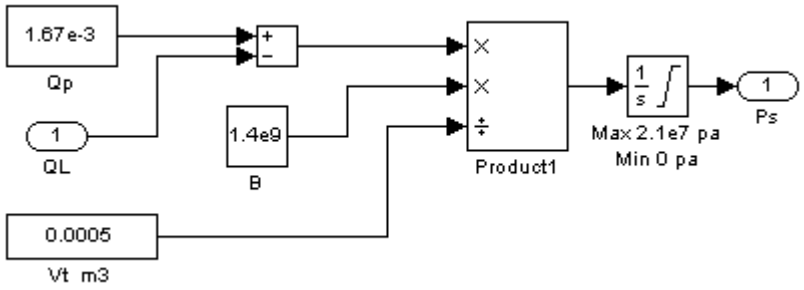
Hidrolik pompaları basitçe, bir yağ haznesinden emiş yaparak, hidrolik sisteme yağ besleyen mekanizmalar olarak tanımlayabiliriz. Pompaların hepsi, çıkış millerine monte edilmiş bir elektrik motoru veya bir içten yanmalı motor tarafından tahrik edilerek döndürülmek zorundadır. Böylece her dönüş turunda pompaların içlerinde, önce artan sonra azalan hacim odacıkları yaratılır. Pompa bu artan ve azalan hacimsel farklılıklar nedeniyle bir yandan yağ emer bir yandan yağ basar. İşte bir pompanın bir tam devir döndürüldüğünde emip bastığı yağ hacmine pompa deplasmanı ismi verilir. Pompa deplasmanları hidrolik yağ debisini belirlemekte önemli bir kriterdir. Ayrıca debi kavramını da belirli bir kesitten belirli bir sürede geçen akış miktarı olarak tanımlanır.

Pompa, hidrolik akışkanı emer ve sisteme basar. Akışkana karşı bir direnç oluşursa basınç meydana gelir. Oluşan basınç direnç yenilene kadar yükselir. Başka bir deyişle, bir hidrolik sistemde basınç dışarıdan gelen yüklemeler ve hortumlardaki iç sürtünmelerle oluşur. Pompa ve servovalf arasında kalan akışkan için süreklilik denklemi uygulanırsa,

$$P_S = \frac{\beta}{V_t}\int (Q_{pump} - Q_L)dt \tag{3.11}$$

elde edilir.

Bu durumda sabit hızlı motorla tahrik edilen pompa sabit debi Q_{pump} üretir. Q_L servovalfda kullanılan debiyi ve P_S ise hidrolik güç ünitesinin kullanım esnasındaki performanstaki kayıpların oluşturduğu basınçtır. V_t pompa ile servovalf arasında borulardaki hacimdir. Bu denklemde entegral sınırlaması ile emniyet valfı gibi pompa basıncına sınırlama getirilebilir. Şekil 3.19 'de hidrolik güç ünitesi simülasyon modeli verilmektedir.



Şekil 3.19. Hidrolik Güç Ünitesi Simülasyon Modeli

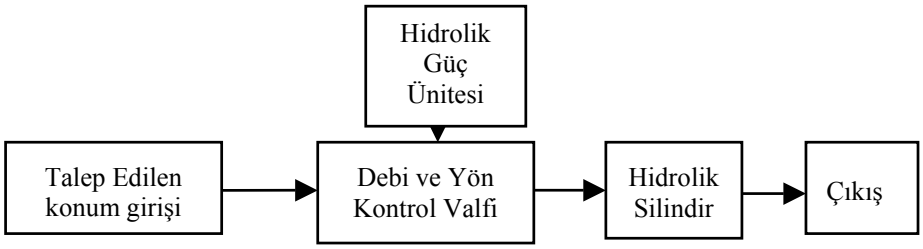
4. KONTROL YÖNTEMLERİ

Günümüzde birçok hidrolik eksen kontrolörü, ister analog ister dijital olsun, yukarıda değinilen PID kontrol algoritmasını kullanır. Anolog sistemlerde kazanç katsayıları kart üzerindeki potansiyometreler yardımı ile ayarlanabilir. Bu durum, eksen kontrolörü için bir üst seviye kontrol konumunda bulunan PLC veya CNC ünitelerinden, kazanç katsayılarının değiştirilmesi imkânını ortadan kaldırır, analog sistemlerde bu katsayılar ancak manüel olarak ayarlanabilirler. Oysa dijital sistemlerde bu katsayılar artık mevcut hafıza içerisinde birer parametre olup değişen çevre koşulları durumunda istenildiği zaman bir üst seviye kontrolör tarafından yeni değerler atanabilirler. Bu durum dijital sistemler için bir diğer avantajı da ortaya çıkarmaktadır. Eğer tüm sistem içerisinde arızalanan bir kart yenisi ile değiştirilmek istenirse, analog sistemlerde tüm kazanç ayarlarının yeniden manüel olarak yapılması şarttır. Dijital bir sistemi değiştirdiğimizde ise devreye alma işlemi daha önceden saklamış olduğumuz parametreleri yeni karta yüklemekten ibarettir. Ayrıca analog sistemler için diagnostik, hata arama ve bulma imkânları, dijital sistemler ile kıyaslandığında nerdeyse sıfırdır. Bir diğer sorun ise ömür problemidir. Dijital sistemlerdeki ömrü teorik olarak sonsuz olan tüm devrelerin yanında, analog sistemlerin bipolar tranzistörlerinin, kapasite ve direnç elemanlarının ömrü daha kısadır.

4.1. Açık Çevrim Kontrol

Denetlenmek istenen son noktadan herhangi bir geri besleme almadan gerçekleştirilen kontrol yöntemine açık çevrim kontrol adı verilir. Bu kontrolün yapısışekil2'de gösterilmiştir. Bir hidrolik eksen sisteminden bahsettiğimizde burada denetlenmek istenen son nokta hidrolik silindirdir. Denetlemek istediğimiz durumun (bu pozisyon veya hız olabilir) komutunu sabit olarak kontrolörden valf sürücüsüne gönderir ve silindirin bu komuta ne kadar uyup uyamadığını bilemez ve uyumsuzluk olduğu durumda bir düzeltme sinyali gönderemeyiz. Bu noktada sıklıkla karıştırılan bir durumdan bahsetmek isterim. Hidrolik eksen sistemimizde geri beslemeli bir valf

kullanmamız bizim kapalı çevrim kontrol yaptığımızı göstermez. Burada geri besleme olarak alınan bilgi valf sürgüsünün pozisyon bilgisidir ve kontrolümüzün son noktası değildir. Kullandığımız valfin geri beslemeli olması ancak valf karakteristiklerinin daha başarılı olmasını ve valfin cevap süresinde iyileşme sağlar. Hidrolik eksen sistemimizin hassasiyeti üzerinde etkili değildir. Açık çevrim kontrol yapısında değişen çevre şartları aynı komut için farklı sistem cevapları oluşacaktır. Örneğin bir silindirde hız kontrolü amacıyla sabit bir komut için belli bir debi geçiren valf, yağ sıcaklığının artması durumunda aynı komut için daha yüksek bir debi geçirecektir. Veya pozisyonunu kontrol etmek istediğimiz bir silindirin miline uygulanan kuvvet değiştikçe, aynı komut değerleri için farklı pozisyon lamalar gerçekleşecektir. Açık çevrim elektro hidrolik denetim sistemi şeması Şekil 4.1 'de gösterilmektedir.

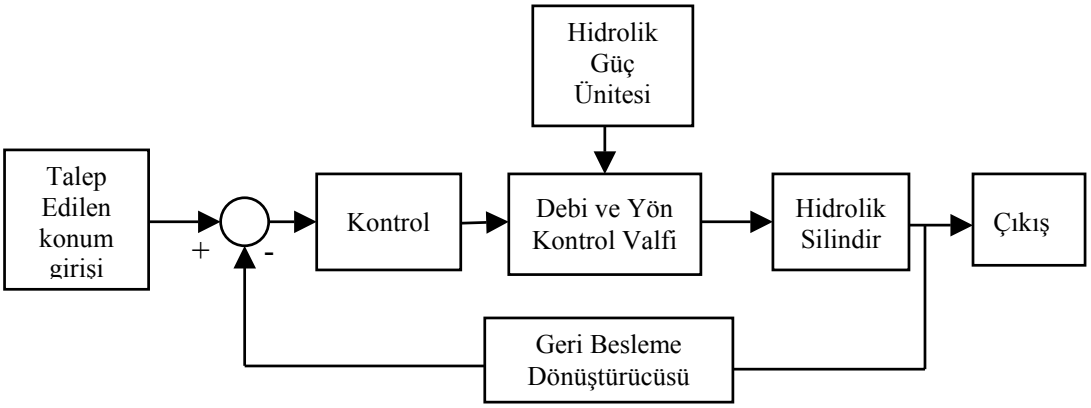


Sekil 4.1. Acık Cevrim Elektro hidrolik Kontrol sistemi seması

4.2 Kapalı Çevrim Kontrol

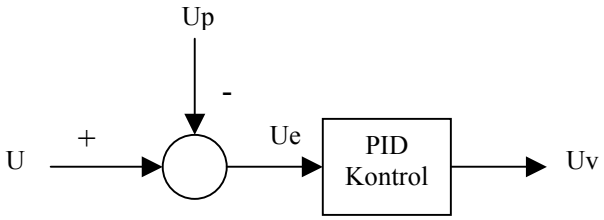
Denetlemek istediğimiz durumun bilgisini son noktadan geri besleme olarak kontrol sistemimize alarak, aktüel veri ile istenen veri arasındaki hata miktarını çeşitli yöntemlerle sürekli olarak komut bilgisini güncellemekte kullanan kontrol sistemi yapısına kapalı çevrim kontrol adı verilir. Her çevrimdeki hata miktarını sabit bir katsayı ile çarparak komut bilgisinin güncellenmesine oransal kontrol (P kontrol), oluşan hataların toplamının bir sabit katsayı ile çarpılarak komut bilgisinin güncellenmesine entegral kontrol (I kontrol), hatanın türevinin bir sabit katsayı ile çarpılarak komut bilgisinin güncellenmesine ise derivative kontrol (D kontrol) adı

verilir. Bu yöntemler günümüzde en sık kullanılan kontrolör yapısı olan PID kontrolörü oluşturur. Kapalı çevrim elektro hidrolik denetim sistemi şeması Şekil 4.2 ’de gösterilmektedir.



Şekil 4,2. Kapalı Çevrim Elektro hidrolik Kontrol sistemi şeması

4.2.1. PID Kontrolcüsü



Şekil 4.3. Analog PID Kontrol blok diyagramı

Denetlenen çıkış değişkeni ölçülüp (U_p) geri beslenerek arzu edilen giriş değeri (U_r) ile kıyaslanarak hata değerinin (U_e) sisteme gönderildiği kapalı döngü sistemidir.

$$U_e = U_r - U_p \tag{1}$$

Sistemin dinamik yapısına bağlı olarak üç temel denetim etkisinin mümkün olan en basit bileşimleri kullanılmıştır. Şekil 4.3 ’deki Analog kontrol blok

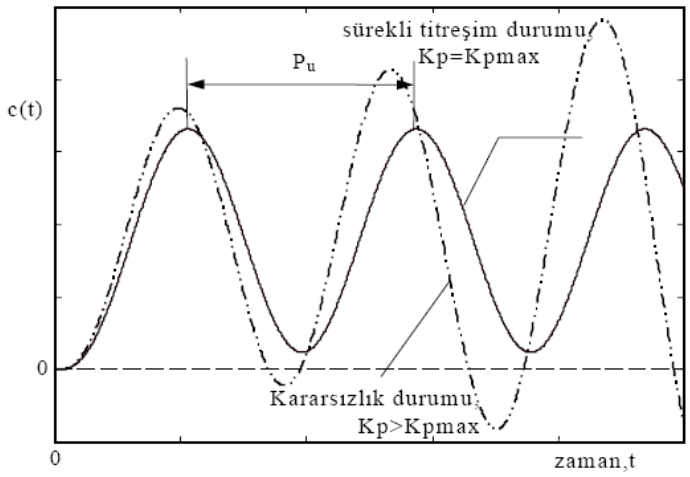
diyagramında bir PID tipi denetim organı içinde orantı etki ve buna entegral ve türev etki ilavesinin sağlayacağı özellikler kullanılarak U_e hata verisi PID kontrolü ile U_v denetim sinyali oluşturulmuştur.

Uygulamada, denetim organından iyi bir denetim elde edebilmek için denetim organının uygun bir biçimde ayarlanması gerekir. Denetim organının tipine bağlı olarak, orantı kazancı K_p'nin, entegral zaman sabiti T_i ve türev zaman sabiti T_d'nin en uygun şekilde ayarını sağlayan yöntemler kullanılır.

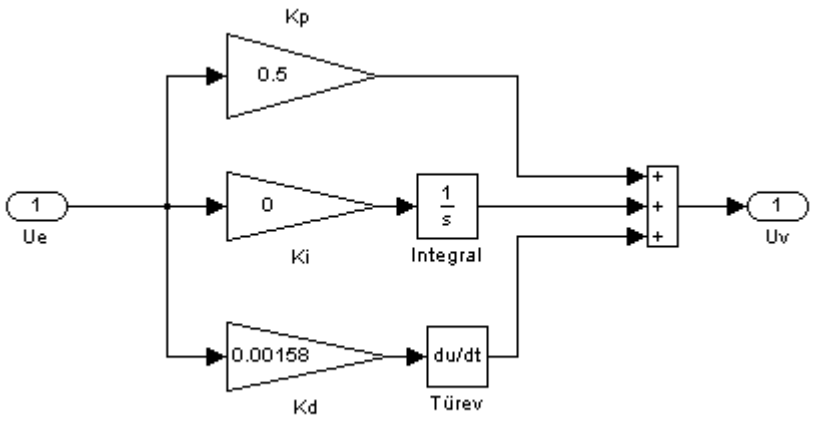
Kapalı-döngü denetim sisteminin başvuru girişinde bir basamak fonksiyonu uygulanması halinde sistem cevabının yeni kalıcı-durum değerine en kısa zamanda ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan denetim organı ayarı en uygun ayar kabul edilir. Bu amaçla, Ziegler-Nichols (1942) tarafından bir ölçüt geliştirilmiştir. Bu ölçütün matematiksel bir dayanağı olmamakla birlikte, hızlı cevap ve çabuk sönümleme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır. Bu ölçüte göre bulunacak denetim organı ayarının tek olmayacağı aşikârdır. Deneysel yolla yapılan belli başlı ayar yöntemleri; Titreşim yöntemi ve sistem cevap eğrisi yöntemidir.

Ziegler-Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi deneysel yöntemlerin en tanınmış olanlarından birisidir. Bu yöntemin öngördüğü ayarlar hemen hemen denetim sistemi alanında standartlar olarak kabul görmektedir.

Bu yöntemin esası başlangıçta entegral ve türev etkilerini devre dışı bırakıp denetim organın sadece orantı etki ile deneye tabi tutulmasına dayanır. Deney başlangıcında entegral zaman sabiti sonsuza ($T_i=\infty$), türev zaman sabiti de sıfıra ayarlanılarak ($T_d=0$) bu denetim etkileri sıfırlar ve denetim organı üzerinde sadece orantı etki kalır. Bu durumda kapalı-döngü sistemin başvuru girişine bir basamak değişimi uygulanır ve orantı etki kazancı K_p değiştirilerek bu işlem birkaç kez tekrarlanır. Sistem cevabı c(t) sürekli sinüzoidal titreşim yapan bir eğri haline erişene kadar orantı kazancı K_p artırılır. Bu duruma karşılık gelen orantı kazancına K_{pmax} ve titreşim periyoduna P_u denir, Şekil 4.4 'de görülen Bu kazanç değeri K_{pmax} sistemin kararsızlık sınırına erişmeden önce ulaşabileceği en yüksek değerdir. Bulunan bu değerler aşağıdaki denklemlere göre hesaplanır (Yüksel 2001).



Şekil 4.4. Titreşim Yöntemi



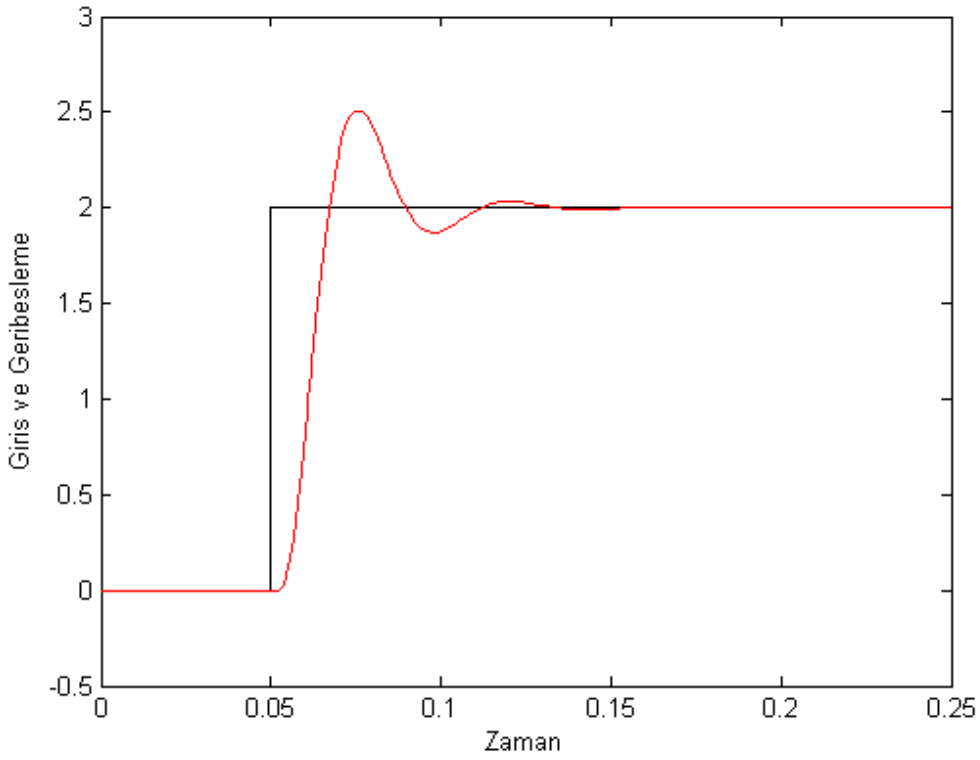
Şekil 4,5. PD Kontrol Simülasyon Modeli

PID kazaçları: $K_p = 0.6\ K_{pmax}$ $K_i = 1.2\ \frac{K_{p\max}}{P_u}$ $K_d = 0.075\ K_{pmax}\ P_u$

$$U_v(t) = K_p\, U_e(t) + K_i \int U_e\, dt + K_d \frac{du_e}{dt} \qquad (2)$$

ile ifade edilen PD Kontrol Simülasyon Modeli Şekil 4.5 ’de verilmektedir.

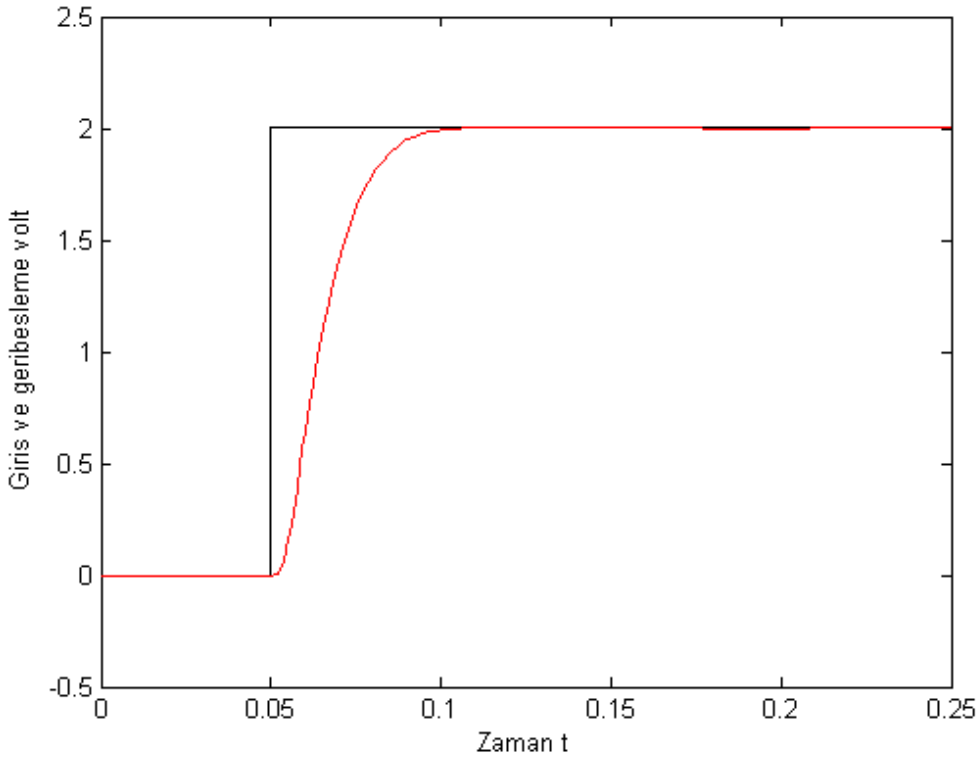
Kapalı döngü sisteminde denetim sisteminin başvuru girişinde bir basamak fonksiyonu uygulanması halinde sistem cevabının yeni kalıcı-durum değerine en kısa zamanda ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan denetim organı ayarı en uygun ayar kabul edilir. Şekil 4.6 'de hiçbir denetim etkisi bulunmayan kapalı döngü sistemin cevabı görülmektedir. Yukarıdaki yöntemle tespit edilen denetim değerleri uygulamacının en uygun cevap eğrisi elde edinceye kadar test edilerek yeniden bulunur.



Şekil 4.6. Kontrolsüz Hidrolik Sistemin Cevap Eğrisi

Sinüzoidal eğri K_{pmax} = 3.38 de P_u = 0,00158 s bulunur. Ziegler-Nichols tarafından geliştirilen katsayılar ile PID denetim değerleri bulunur. Ancak integral denetimi sitemin derecesini arttırdığı için sistemi kararsızlaştırdığı ve salınımı arttırdığı için integral kazancı K_i sıfır seçilerek PD etkisi değerlendirilir. Bu değerlendirmede ince ayar yapılarak kullanıcı için en uygun cevap eğrisi K_p= 0,5 ve

$K_d \approx 0{,}0016$ bulunur. PD kontrollü Servo Hidrolik Sistemin Cevap Eğrisi Şekil 4.7 'de görülmektedir.



Şekil 4.7. PD Kontrollü Servo Hidrolik Sistemin Cevap Eğrisi

4.2.2.Bulanık Mantık Kontrolcüsü

4.2.2.1. Giriş

Günümüzün gelişen teknolojileri artık geleneksel elektronik denetim biçimlerinden yeteri kadar verim alamamaktadır. Gün geçtikçe ortaya çıkan daha hassas birimler ve kaçınılmaz olan enerjiden tasarruf sağlama zorunluluğu bilim adamlarını bu yönde araştırmalar yapmaya itmiştir. Gitgide mükemmele yakınlaşma isteği ve doğanın belki de bir gün aynısının yapay yollarla ortaya çıkarılmaya çalışılması Yapay Zekâ, Yapay Sinir Ağları ve bunlarla birlikte Bulanık Mantığın ortaya çıkarılmasına neden olmuştur.

Bulanık mantık her gün kullandığımız ve davranışlarımızı yorumladığımız yapıya ulaşmamızı sağlayan matematiksel bir disiplindir. Temelini doğru ve yanlış değerlerin belirlendiği Bulanık Küme Kuramı oluşturur. Burada yine geleneksel mantıkta olduğu gibi (1) ve (0) değerleri vardır. Ancak bulanık mantık yalnızca bu değerlerle yetinmeyip bunların ara değerlerini de kullanarak; örneğin bir uzaklığın yalnızca yakın ya da uzak olduğunu belirtmekle kalmayıp ne kadar yakın ya da ne kadar uzak olduğunu da söyler.

Bulanık küme teoremi, hayattaki kesin olmayan, örneğin; "sıcak" ve "soğuk" kesin ifadelerinin arasında kalan "az soğuk" veya "soğuğa yakın" şeklindeki belirsizlikleri de matematiksel olarak ifade etmeye yönelik bir teoremdir. 1965'te bulunan bu teorem, ancak 1970'lerden sonra kontrol teknolojisinde uygulama alanı bulmuştur. Teoremin sahibi Prof. Lütfi A. Zadeh' tir. Kendisi aslen matematikçi olmasına rağmen, kontrol alanında da çalışmalar yapmıştır.

Kontrol alanında karmaşık problemlere yol açan ve matematiksel modeli çıkartılamayan denetimlere daha genel yaklaşılabilecek ve insanın düşünüş şekline yakın çözümler aranmıştır. Çünkü aslında insan, günlük hayatta mantıksal hesaplarla birçok şeyin kontrolünü yapmaktadır. Örneğin öndeki arabanın yavaşladığını gören bir sürücü, mantıksal bir kararla arabasını yavaşlatmaktadır. Burada "eğer arabalar arasındaki mesafeler azalıyorsa, hızın düşürülmesi gerekir." şeklinde mantıksal bir yaklaşım vardır. Bu model, kontrole aktarılmaya çalışılmıştır. Sayısal kontrolde, giriş parametrelerine ait değişim aralığı bölgelere ayrılarak bu bölge bilgisine göre sistem çıkışı değerlendirilir. Tanımlanan çalışma aralıkları sıklaştırıldıkça hassasiyet artmaktadır. Bulanık mantık matematiğindeki belirsizlik ifadelerinin modellenmesi, kontrol alanında da örnek alınarak, tanımlanmış çalışma aralıkları arasındaki birçok belirsiz ara değer aktif hale getirilmeye çalışılmıştır. Böylece sabit kontrol sistemleri kullanmadan geniş çalışma aralıklarına cevap verebilen kontrol şekli oluşmuştur.

Endüstriyel bir sürecin denetimi için tasarım yapılırken her şeyden önce o sürecin bir dinamik sürecine gerek vardır. Ancak pratikte bu her zaman mümkün olmayabilir. Süreç içindeki olaylar matematiksel modellemeye elverecek ölçüde açıkça bilinmeyebilir veya bir model kurulabilse bile bu modelin parametreleri zamanla değişiklikler gösterebilir. Bazı durumlarda ise doğru bir model kurulsa bile

bunun kontrolcü tasarımında kullanılması karmaşık problemlere yol açabilir. Bu gibi sorunlarla karşılaşıldığı zaman genellikle bir uzman kişinin bilgi ve deneyimlerinden yararlanma yoluna gidilebilir. Uzman operatör, dilsel niteleyiciler olarak tanımlanabilecek, uygun, az uygun, yüksek, biraz yüksek, fazla, çok fazla gibi günlük yaşantımızda sıkça kullandığımız kelimeler doğrultusunda esnek bir denetim mekanizması geliştirir. İşte bulanık denetim de bu tür mantıksal ilişkiler üzerine kurulmuştur.

Bugün tam kesinlik isteyen ve kararlı kontrollerde hala PID gibi klasik kontrol şekilleri kullanılmaktadır. Fakat bulanık mantığın kullanıldığı denetimler hem daha basit ve hem de çok hassasiyet gerektirmeyen birçok uygulama için yeterli olmaktadır. Özellikle giriş parametreleri çok ve sürekli değişen sistemlerde çokça tercih edilmektedir.

PID, kontrol teorisinin ortaya çıkışından bu yana en çok kullanılan kontrol algoritmalarının başında gelmiştir. Adını, proportional-entegral-derivative kelimelerinin baş harflerinden almıştır. Türkçesi oransal-entegral-türev'dir. Parametre ayarı iyi yapılmış PID kontrolör, rejim halindeki bir işlevin, hassas kontrolünde oldukça başarılıdır. Ancak bu algoritma, endüstriyel uygulamalarda çok sık karşılaşılan, ayar noktasının değişimi, çalışma şartlarının değişimi, sistemin durdurulup tekrar çalıştırılması ve dış etkilerin olması gibi durumlarda, prosesin değişik kriterlere göre optimumda kontrol edilmesine engel oluşturabilmektedir.

Günümüzde çok geniş bir bilim adamı kadrosu bulanık mantıkla ilgilenmektedir. 1970'lerden itibaren sürekli gelişme gösteren bulanık mantık, son çalışmalarda, PID ve yapay sinir ağları ile beraber kullanılmaya başlanmıştır ve çok daha geniş bir alana girme imkanı bulmuştur. Başka bir çalışmada, bulanık mantığın geçirdiği evreler şu şekilde anlatılmıştır:

Bulanık küme kuramı, ilk kez. 1965 yılında Berkeley' de Californiya Üniversitesi öğretim üyelerinden. aslen Azerbaycanlı olan Prof. Lütfi A Zadeh tarafından ortaya atılmış ve hızlı gelişerek, modern denetim alanında bir çok bilim adamının ilgisini çeken araştırmaya açık yeni bir dal olmuştur. Örneğin; Londra Üniversitesinden Prof. Dr. Mamdani. Kuramı bir buhar türbinin hızının

denetlenmesine uygulamayı düşünmüş ve bu amaçla, bir insanın davranışlarına benzeyen; “Eğer türbin hızı çok hızlı artıyorsa ve basınç da çok düşükse, buhar vanasını biraz aç” türünden kurallardan oluşan bir uzman sistem geliştirmiştir. Prof Dr. Mamdani bulanık mantık temelli bu tür bir uzman sistemle türbin hızının ve performansının çok başarılı bir şekilde denetlenebileceğini göstermiştir.

Bulanık mantık kuramının ilk önemli endüstriyel uygulaması çimento sanayisinde olmuştur. Bu sanayide değirmen içerisindeki sıcaklık ve oksijen oranı ürün kalitesi açısından çok önemlidir. Kısıtlı ve hassas olmayan, ısı ve karbondioksit oranı gibi bilgilerle iyi bir çalışma düzeni elde edilebilmesi bir sanat olup operatörlerin bu konuda yeterli bir uzmanlık kazanabilmeleri için yıllar geçmesi gerekir. Fakat kişiler ve uzmanlık düzeyleri arasında kaçınılmaz farklılıklar olacağından, üretilen çimento da vardiyalardan vardiyalara değişecek, tutarlı kalitede çimento üretimi çok zor olacaktır. İşte bir Danimarka firması bu nedenlerden dolayı lineer bir model üzerine kurulu geleneksel denetleyici yerine bir bulanık mantık kontrolcüsü (fuzzy logic controller - FLC) kullanmayı düşünmüş ve çok başarılı sonuçlar veren bir uzman sistem geliştirmiştir. Bu veya benzeri sistemler bugün bile Japonya ve Amerika 'da dahil olmak üzere bir çok ülkede kullanılmaktadır.

Kronolojik sıra içerisinde bundan sonraki en önemli aşama Japonya’ da 1987 yılında görülmüştür. Hitachi firması, ilk olarak 1987 yılında ulaştırma bakanlığına başvurmuş ve Sedai Metro sisteminde çalışan trenlerin otomatik olarak denetimi için bulanık mantık kullanımını önermiştir. Bakanlık öneriye olumlu baktığını belirtmiş, fakat bulanık mantık denetleyicinin kullanılmakta olan sisteme göre belirgin üstünlükleri olacağı konusunda kanıt istemiştir. Hitachi firması, dokuz yıl içerisinde 300.000 simülasyon çalışması ve 3.000 insansız operasyon gerçekleştirmiş ve sonunda 1986 yılının sonlarına doğru ulaştırma bakanlığından kullanım iznini almıştır. Geliştirilen sistemde, daha önce tren operatörü tarafından bir PID temelli denetleyici aracılığıyla yapılan ve yolcuların sarsıntılı bir yolculuk geçirmelerine neden olabilen hızlanma ve yavaşlama gibi işlemler otomatik olarak yapılmakta ve tren operatörünün yapması gereken işler, kapıları kapatmak ve başlatma düğmesine basmak gibi bir kaç işlemle sınırlı kalmaktadır. Böylece yolcuların, demirlere tutunma gereksinimi duymadan rahat bir yolculuk yapabilmeleri sağlanmış, daha

önce kullanılan sisteme göre trenin istenilen konumda durması üç kat iyileşmiş ve kullanılan enerji %10 azalmıştır. Sağlanan bu başarının Hitachi firmasına getirdiği mükâfat, Tokyo Metrosu'nda da böyle bir sistemin kullanılması için yapılan anlaşma olmuştur.

Yukarıda açıklanan başarılı uygulamalardan sonra bulanık denetim konusundaki çalışmalar, yeni bir ivme kazanmış ve endüstriyel uygulama alanları hızla artmıştır. Çalışmaların uluslararası alanda koordinasyonu amacı ile Japonya'da 1989 yılında LLFE (Laboratory for International Fuzzy Engineering) adlı bir laboratuar kurulmuştur. Bu laboratuarlarda yapılan araştırma çalışmalarına, aralarında Hitachi, Toshiba, Omron, Matsushita gibi ünlü Japon firmalarının yanı sıra [BM, NCR ve Thomson gibi Japonya dışı firmaların da bulunduğu toplam 51 firma katılmakta olup 6 yıllık bütçesi 70 milyon dolardır.

Bulanık mantık denetleyiciler konusundaki kuramsal çalışmaların hala sürüyor olmasına rağmen, artık bu konu endüstride kendisine önemli bir yer edinmiş durumdadır. Uygulama alanları arasında çeşitli beyaz eşya, tren, asansör, trafik kontrolü ve otomobil sanayisi sayılabilir. Bugün Japonya' da bulanık denetim kullanan beyaz eşyalar ve elektronik aletler, örneğin; fotoğraf ve çamaşır makineleri, güncel yaşamın birer parçasıdırlar. Tüm dünyada ise, bulanık mantık içeren ürünlerin satış hacmi 1990 yılında 1.5 milyar dolara ulaşmıştır. Bu meblağın 2000'lerde 13 milyar dolara çıkması beklenmektedir.

Günümüzde, 30'dan fazla ülkede bulanık mantık konusunda araştırmalar yapılmakta olup, bunlar arasında ABD, Japonya, Çin ve Batı Avrupa ülkeleri başta gelmektedir. Çin' de bu konu ile uğraşan bilim adamı sayısı on binin üzerinde olup, hemen arkasında Japonya yer almaktadır. Uygulama açısından ise, Japonya belirgin bir şekilde önde gözükmektedir. Bu durum, belki de uzak doğu insanının düşünüş şeklinin bulanık mantığa daha uygun oluşundan kaynaklanmaktadır. Üzerinde "bulanık" sözcüğü yer alan bir fotoğraf makinası, bir batı ülkesinin toplumu tarafından tepki ile karşılanabilir. Japonya' da ise, ev kadınları bile bu sözcükle haşır neşir olmuşlar ve bulanık mantık kullanan her türlü ev aletini özellikle arar duruma gelmişlerdir. Bir başka neden de ABD' de yapılan çalışmaların genellikle askeri amaçlara ve uzay uygulamalarına yönelik olması ve bu nedenle projelerin ve

sonuçlarının herkese açık literatürde yayınlanmaması olabilir. NASA bünyesinde bulanık denetim konusunda çalışan çok kuvvetli bir gurup vardır. Bu gurup uzay mekiği için, pilotların yükünü azaltmak, sistemin güvenirliliğini artırmak ve yakıt tüketimini azaltmak amacı ile bulanık mantık temelli sistemler geliştirmiş ve böylece konuşlandırma ve konuşlandırılan pozisyonda tutma sırasında harcanan yakıt üç misli yaklaşma sırasında tüketilen yakıt 1.5 misli azaltılmıştır" (Şenol 2000).

4.2.2.2. Bulanık Mantık Kontrolcüsü Genel Yapısı

Bulanık mantık, endüstriyel süreçleri denetlerken kesin ve tam sayısal kurallardan ziyade dilsel kuralları içine alır. Bulanık mantık kontrolcüleri, klasik ve modern kontrol teorisinde olduğu gibi kesin ve tam matematik modellere ihtiyaç duymaz. Çoğu sistemde benzer model ölçümleri belirtmek oldukça zordur. Denetlemesi zor olan karmaşık süreçlerde (çimento ocakları, çelik fırınları, çöp işleme fabrikaları gibi), bulanık mantık denetimini kullanmak zorunlu hale gelmektedir.

Fiziksel bir ortamın denetlenebilmesi için gerekli ilk koşul bu ortama ait değişkenlerin ölçülebilmesidir. Denetim işaretlerinin elde edildiği bu ölçümler, algılayıcılar tarafından gerçekleştirilirler. Kapalı-devre denetim sistemlerinde, giriş işaretleri, sistemin cevap işaretleriyle birlikte sistemi yönlendirirler.

Bulanık mantık kontrolcülerin dayandığı temel nokta; uzman bir sistem operatörünün bilgi deneyim sezgi ve kontrol stratejisini, kontrolcü tasarımında bilgi tabanı olarak oluşturmaktadır. Kontrol işlemleri bilgi ve deneyime dayanan sözel kurallarla gerçekleştirilir. Örneğin bir uzman, sistem için gerekli olan kontrol davranışlarını "küçük", "hızlı", "yavaş" gibi sözel terimlerle tanımlarsa, "EĞER-ÖYLEYSE " (IF-THEN) komutlarıyla oluşturulacak kurallarda sözel terimler kullanılarak elde edilecektir.

Şekil 4.8' de bir bulanık mantık kontrolcünün içyapısı görülmektedir. Bu kontrolcü, genel olarak aşağıdaki kısımlardan oluşur.

1- Bulanıklaştırma ünitesi: Bu bölüm giriş değişkenlerini ölçer, onlar üzerinde bir ölçek değişikliği yaprak bulanık kümelere dönüştürür. Yani onlara bir etiket

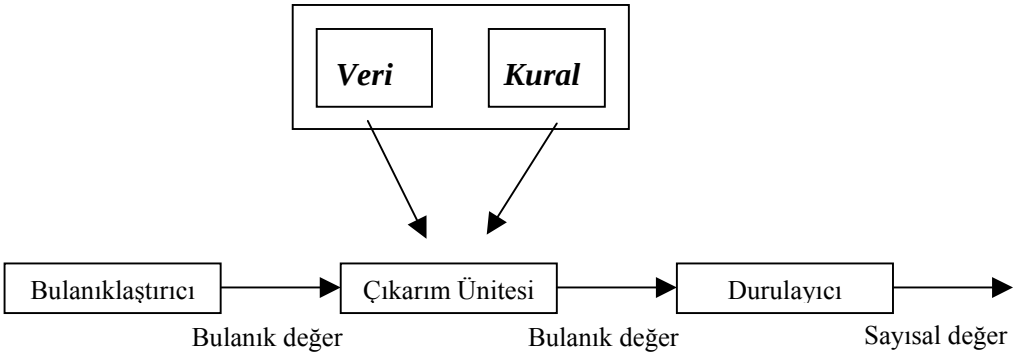
vererek, dilsel bir ölçek değişikliği yaparak bulanık mantık kümelerine dönüştürür.

2- Çıkarım ünitesi: Bu ünite, kurallar bulanık mantık kurallarını uygulayarak bulanık çıkışlar verir. Burada insanın düşünüş şeklinin simülasyonu yapılmaya çalışılmıştır.

3-Veri tabanı: Çıkarım ünitesi, kural tabanında kullanılan bulanık kümeleri bu bölümden alır.

4- Kural tabanı: Kontrol amaçlarına uygun dilsel denetim kuralları buradan bulunur ve çıkarım ünitesine verilir.

5- Durulama ünitesi: Çıkarım ünitesinin bulanık küme üzerinde yapmış olduğu ölçek değişikliklerini, sayısal değerler dönüştürür (Atacak 1998).



Şekil 4.8. Bulanık mantık kontrolcüsünün blok diyagramı

Servo kontrolcülerde denetim amacı, izleme hatasını en aza indirmektir. Hata ne kadar büyükse kontrol girişinin de o kadar büyük olması gerekir. Bununla birlikte kontrol girişinin beklenmesinde hatanın değişim oranı da oldukça önemli rol oynar. Dolayısıyla da kontrol kurallarında dilsel değişkenler olarak hata ve hata değişim oranları kullanılır. Bunlar;

Ue = hata = (istenen konum – o andaki konum)

Ude = hata değişimi = (şimdiki hata – bir önceki hata)

olarak tanımlanır. Kontrol kurallarının sonuç kısmının kontrol çıktısı U olup, bu değer Ue ve Ude' nin U = f (Ue, Ude) şeklinde ifade edilmesidir. O halde bulanık kontrolcüyü bir doğrusal olmayan Orantılı-Türev (PD) olarak düşünebiliriz.

4.2.2.3. Bulanık Kontrol Basamakları

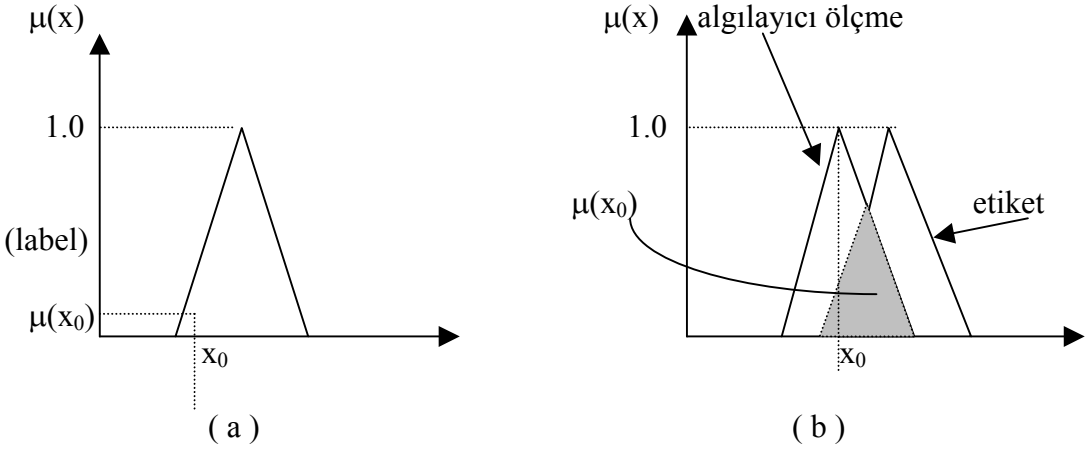
4.2.2.3.1. Bulanıklaştırma Ünitesi

Fiziksel giriş bilgilerinin, dilsel niteleyicilerle ifade edebileceğimiz bulanık mantık bilgileri şekline çevirme işlemine bulanıklaştırma adı verilir. Ancak bu bilgilerin tamamının mutlaka kesin bilgiler olması söz konusu değildir. Bulanıklaştırma işlemi önemli ölçüde kesin olmayan bilgiyi de içine alır ve bulanıklaştırır. Bulanıklaştırma sonucu elde edilen değişkenlere dilsel değişkenler denir ve işlemle birlikte tüm giriş değişkenlerinin değerleri, üyelik derecesi olarak buraya atanır.

Eğer algılayıcı kesin bir değer olursa, o zaman Şekil 4.9 (a) 'da görüldüğü gibi bulanıklaştırma aşamasında dilsel etiketin üyelik fonksiyonuyla algılayıcı ölçme karşılaştırılması gerektirir. Eğer algılayıcı okuyucusunda gürültü var ise, üçgenin tepesi, algılayıcı ölçülerinin veri kümesinin değeri anlamında başvurulan üçgen üyelik fonksiyonu kullanılarak modellenmiş olabilir ve bilgi tabanı standart sapma fonksiyonuna başvurur. Bu örnek, bulanıklaştırma üyelik fonksiyonunun etiketinin kesişme noktasının araştırılıp öğrenmesine başvurur ve Şekil 4.9 (b) 'de görüldüğü gibi anlamlandırılmış veri için dağıtır. Bununla beraber geniş çapta kullanılan bulanıklaştırılma metodu algılayıcı okuyucunun kesin olduğu örnektir.

Bulanıklaştırma işlemi göreceli olarak bu kadar kolay olmasına karşın, daha önce de değinildiği gibi uzman sistem kalıplarından dolayı bu işlemlerin yapılması büyük ölçüde deneyime dayanmaktadır. Operatörün sistemde çalışırken gösterdiği davranışlar, sistemin matematiksel modelinden daha önemlidir. Dolayısıyla bulanıklaştırma aşamasına gelinebilmesi için gerekli süre bazen çok uzun olabilir. Bununla birlikte kesin olmayan bilgileri kullanılabilmesi, sürecin matematiksel bir modeline gereksinim duyulmaması ve uygulamaya çabucak geçilebilmesi, bütün

bunlardan sonra da yüksek derecede verim alınabilmesi bulanık mantığın önemini açıkça ortaya koymaktadır (Yager ve Zadeh 1992).



Şekil 4.9 Algılayıcı okuyucu x_0 ile üyelik fonksiyonu $\mu(x)$'in $\mu(x_0)$' a gelmesi
a) Keskin algılayıcı okuyucu b) Bulanık algılayıcı okuyucu

4.2.2.3.2 Üyelik fonksiyonlarının oluşturulması

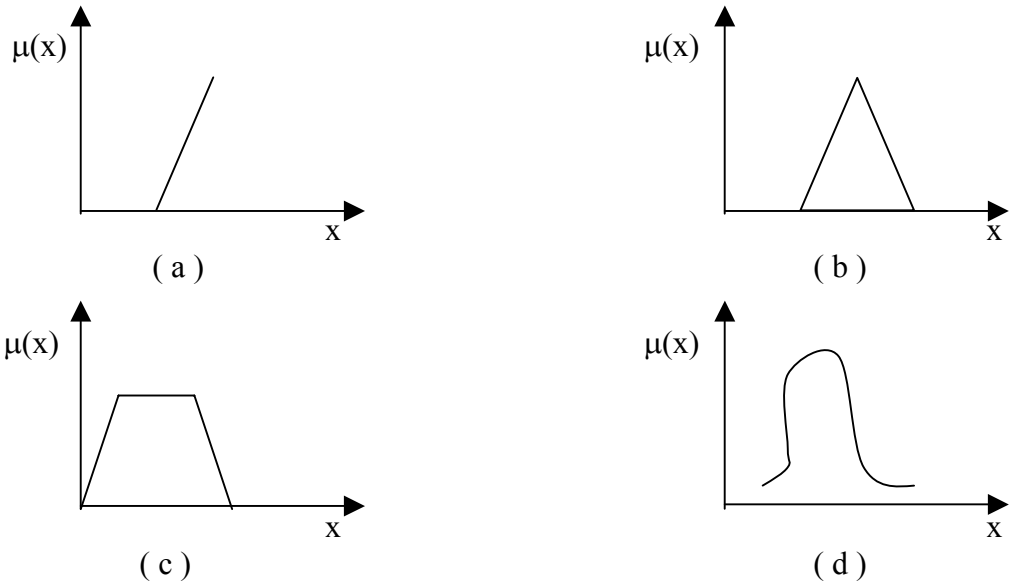
Bulanık mantıkta, dilsel ifadelerle anılan bölgelerin sınırlarını belirtmede ve giriş bilgilerine ait üyelik ağırlıklarının tespit edilmesinde kullanılmak üzere uygun üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi gerekir.

Bulanıklaştırma stratejileri arasında yer alan bulanık teklikte bulanıklaştırılmış ifadenin tek bir değeri verir. Bulanık sayıda ise sistemden alınan bilgiler bulanık sayılarla ifade edilebilir (yaklaşık 7 gibi).Fonksiyonun tasarımcıya bağlıdır. Karma bulanık random sayı bulanıklaştırma stratejisinde ise, süreçten alınan bilgilerin bir kısmı kesin bir kısmı istatiki bilgiler olabilir. Bu durumda bir kontrol istenirse bu strateji seçilir. Sistemin performansının iyi olması için sistem giriş-çıkış değişkenlerinin en uygun şekilde tanımlanması işlemleri işte bu bulanıklaştırma stratejileri kullanılarak yapılır.

Üyelik fonksiyonunun tespiti, çok önemli bir basamaktır ve sistemin hassasiyetini belirler. Üyelik fonksiyonlarını oluşturmada özel bir kural yoktur. Fakat öncelikle, dilsel olarak ifade edilecek olan bölgelerin, sayıları tespit edilmelidir.

Çünkü bu, sistemin en kaba haliyle hassasiyetini belirler. Örneğin bir koşul kümesindeki dilsel niteleyiciler (küçük, büyük, orta) bazı alanlarda yeterli olmayabilirler. O zaman (çok küçük, küçük, orta, büyük ve çok büyük) beş koşul ünitesi kullanılması gerekebilir[50]. Daha sonraki hassasiyet ise, üyelik fonksiyonlarının şekilleriyle arttırılır. En kullanışlı üyelik fonksiyonu elde edilinceye kadar birçok denemeler yapılır.

Üyelik fonksiyonları sistem parametrelerini tanımlar. Üyelik fonksiyonlarının sayısına ve şekline ait hiçbir kısıtlama yoktur. Tamamıyla tasarımcının istek ve tecrübesine bağlıdır. Bu zamana kadar yapılmış olan çalışmalarda en çok üçgen, yamuk, çan eğrisi şeklinde üyelik fonksiyonları kullanıldığı görülmektedir. Yine de bu fonksiyon1ar, kontrolü yapılan sisteme göre çok değişiklik gösterebilir (Baba 1995). Şekil 4.10 de çeşitli üyelik fonksiyonları gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Çeşitli üyelik fonksiyonları
a) Monotonik b) Üçgen c)Yamuk d) Çan eğrisi

4.2.2.3.3. Bilgi Tabanı

Bulanık mantık uygulamalarında bilgi tabanı şeklinde kendi başına bir ünite yoktur, fakat teorik anlatımda, anlama kolaylığı sağlamak ve şematik ifade edebilme açılarından veri tabanı ve kural tabanı, ikisi beraber bilgi tabanı olarak gösterilir. Çıkarım ünitesi karar verme işlemlerinde, bilgi tabanına gidip, veri tabanından üyelik

fonksiyonlarıyla ilgili bilgileri, kural tabanından ise değişik giriş değerleri için tespit edilmiş olan kontrol çıkışları bilgisini alır. Bu bakımdan bilgi tabanı ve çıkarım ünitesi sürekli ilişki halindedir.

4.2.2.3.3.1 Veri Tabanı

Üyelik fonksiyonlarının tespit edilmesi için yapılan ön çalışmalar ile son hali belli olmuş üyelik fonksiyonlarının sınır ve eğim bilgilerini içeren veri tabanını ayrı düşünmek gerekmektedir. Bir bulanık kontrol sisteminde, Basic, Pascal, C gibi üst düzey dilleri kullanan bir bilgisayar veya Assembly dilini kullanan bir mikroişlemci kullanılmış olabilir. Her iki şekilde de üyelik fonksiyonu bilgilerinin, program olarak oluşturulması gerekmektedir. Bir veya birden fazla üyelik fonksiyonunun sınırlandırmış olduğu bir alan, dilsel olarak ifade edilen bir bölgeyi oluşturur (Şekil 4.10). Bu bölgelerin, bir program dilinde oluşturulabilmesi için, her bir bölgeyi sınırlandıran üyelik fonksiyonların başlangıç, bitiş noktaları ve fonksiyon denklemlerinin bilinmesi gerekmektedir.

Teorik çalışmalarda üyelik fonksiyonları grafik olarak izah edildiği ve gözle takip edilebildiği için veri tabanı grafiklerden ibaret kalmakta ve bazı çalışmalarda yüzeysel olarak anlatılmaktadır. Fakat uygulamalı bir bulanık kontrol çalışmasında, üyelik fonksiyonlarıyla oluşturulan bölge bilgilerinin, çalışmanın yapıldığı programlama dilinde oluşturulması, programlamanın önemli bir kısmını oluşturmaktadır.

Veri tabanı oluştururken evrensel kümenin ayrıklaştırılması yani analog bilgilerin dijitale çevrilmesi ve normalizasyonu ve giriş-çıkış aralıklarının bulanık olarak bölümlendirilmesine dikkat edilmelidir. Normalizasyon sisteme esneklik kazandırmak için yapılır.

4.2.2.3.3.2. Kural Tabanı

Kural tabanında, sistemin bilgi girişlerinin alabileceği çeşitli değerlere göre mantıki olarak uygunluk gösteren sistem çıkış değerleri, kural satırları haline getirilerek, kural tabanı oluşturulur. Örneğin bir klima kontrolünde “içerisi az sıcak ise az soğut, çok sıcak ise çok soğut” şeklinde bir ilişki kurulabilir. Kural tabanında

değerlendirilecek giriş bilgileri birden fazla olabileceği gibi, kontrol çıkışı da birden fazla olabilir.

Aslında “sıcak”, “soğuk” gibi dilsel ifadeler sistemin girişinde ve çıkışındaki değer uzayını aralıklara ayırmaktadır. Kural tabanı bu şekliyle klasik sayısal kontrolleri andırmaktadır, fakat bölge bilgisinin yanında girişlere ait üyelik ağırlıklarının da dikkate alınıyor olması bulanık kontrolü, uzman sistemlerden ve diğer kontrollerden ayırmaktadır.

Basit olarak bir sistem için kural tabanı geliştirdiğimizde, sistem çıkışını etkileyebilecek ölçülebilen giriş değerleri tespit edilmelidir. Giriş bilgisine ait değer uzayı, üyelik fonksiyonları ile bölgelere ayrılarak, dilsel ifadelerle isimlendirilir ve aynı zamanda her giriş değeri için bir üyelik ağırlığı tespit edilmiş olur. Böylece her giriş değerinin, ait olduğu bir bölgesi ve bir üyelik ağırlığı olur. Kural tabanı, her birisi bir bölgeyi temsil eden dilsel ifadelerle düzenlenir. Örneğin “1. giriş sıcak, 2. giriş normal ise, çıkış yüksektir.” gibi bir kural satırında görüldüğü gibi, kural tabanını oluşturan bilgiler, tamamen dilsel ifadelerdir. Fakat her kural satırındaki, tespit edilmiş olan çıkış değeri, birim fonksiyonlarla oluşturulmuş ise, sayısal değerlerle de ifade edilebilir. Bu durumda oluşturulacak kural satırları “1. giriş sıcak. 2. giriş normal ise, çıkış l.5’tir.” şeklinde bir kuralın benzeri olabilir. Kural satırları birbirlerine “veya” bağlacı ile bağlanır ve her kural satırında girişler ve çıkışlar arasında “ve” bağlacı kullanılır.

Kural tabanında, giriş değerleri ve kontrol çıkışı değerlerinin birbirleri arasında “ve” ifadesi, ayrı davranışları ifade eden kural kümeleri arasında “veya” ifadesi kullanılır. Kontrol tabanını oluşturan kurallar aşağıdaki özelliklere sahiptir.

1- Her kural bağımsız bilgi parçasını içerir.

2- Yeni kurallar diğer kurallardan bağımsız olarak kural tabanına eklenebilir.

3- Eski kurallar diğer kurallardan bağımsız olarak değiştirilebilir.

4- Kontrol sisteminin kararlarını ve çözümlerini içerir (Baba 1995).

Bir bulanık kontrolcünün gerçekleşmesinde, denetlenecek sistemin bir

matematiksel modelinden daha çok, o sistemi çalıştıracak operatörün sistem davranışı konusunda sahip olduğu bilgiler daha önemlidir. Tasarım sırasında genellikle bu tür bilgilerden yararlanılır. Böyle bir yaklaşım, uzun yıllar boyunca kazanılan deneyimlerin kontrolcü içerisine, yorumlanmış halde kolaylıkla yerleştirilebilmesine olanak sağlar. Bu yararın yanında getirdiği sakınca, kontrolcü tasarımında belirli bir otomasyon elde edilememesidir. Buna rağmen, bulanık kontrolcünün en önemli kısmını oluşturan kural tabanının oluşturulması için kullanılabilecek çeşitli yaklaşımlar şunlardır:

a- Kontrol kuralları doğrudan doğruya uzman kişinin bilgi ve deneyiminden yararlanılarak elde edilir.

b- Operatörünün kontrol davranışları gözlenir ve kontrolcü bu davranışlardan bulanık model oluşturur.

c- Kontrol kuralları sistemin karakteristiklerinin bulanık şekilde ifade edilmiş modellerden elde edilebilir.

d- Kendi kendine organize etme/öğrenme.

Yukarıdaki metotlar arasındaki birinci metot geniş çapta çokça kullanılır. Uzman operatörün bilgi modellemesinde bulanık kontrol kurallarının formu,

"Eğer hata küçükse ve hatadaki değişim küçük ise o halde kuvvet küçüktür"

Bu metot uzman operatörlerin sezgilerine ya da bilgi tabanı anlatırken etkindir. Bunlar yukarıdaki formun kurallarının şartlarında yöntemin kontrol edilmesinde uzman operatörlerce kullanılırlar. Mamdani ve diğerleri tarafından kullanılmış sıradan bulanık kontrolcüleri kuralı geliştirilerek, kuralın sonucunun giriş parametrelerinin fonksiyonu olduğu yeni bir form geliştirilmiştir. Örneğin aşağıdaki ilişkiyi yazarsak,

$$\text{Eğer } X = A1 \text{ ve } Y = B1 \text{ ise } Z = f_1(X,Y) \tag{4.1}$$

olur. Z çıkışı X ve Y değerlerini alan fonksiyondur (Yüksel 1997).

Yukarıdaki ikinci metot operatörün kontrol hareketlerinin hemen modellenmesidir. Operatörün görüşlerini almak yerine operatörler tarafından kontrol hareketlerinin tipleri modellenir. Takagi ve Sugeno (1985), Sugeno ve Murakami (1992) park edilen bir arabadaki sürücünün kontrol hareketlerinin modellenmesinde bu metodu kullanmışlardır.

Üçüncü metot, sistemin olası aşamalarını tamamlayan işlemlerin kullanılmasıyla konfigüre edilen sistemin yaklaşık modellenmesi yani bulanık modellenmesiyle ilgilidir. Bu metotta bir model geliştirilir ve bulanık kontrolcü kontrol teorisindeki geleneksel yaklaşıma benzer bir yaklaşımla bulanık modelin kontrolünü yapar. Bu nedenle yapı teşhis yöntemlerine ihtiyaç vardır. Örneğin, Sugeno ' nun aşağıdaki kural formunu inceleyelim.

Eğer $x_1 = A^i_1$, $x_2 = A^i_2$, ..., ise $y = p^i_0 + p^i_1 x_1 + p^i_2 x_2 + ... + p^i_m x_m$ (4.2)

i =1,....,n kadardır ve sonuç, m giriş değişkenlerinin bir doğrusal fonksiyonudur.

Sonuncu metotta ise Mamdani ve öğrencilerinin kendi kendini denetleyen kontrolcüleri geliştiren araştırmasına başvurur. Bu metottaki ana tema kuralların gelişimidir. Bu kurallar kontrolcünün performansını daha iyi olması için zaman içerisinde düzeltilebilir. Bu metot bir bulanık mantık kontrolcüsünün bilgi tabanının tasarımında yapay sinir ağlarının çalışmasına çok benzer.

Bulanık kontrol kurallarını üretmek için kullanılan yaklaşımlar ise;

1- Tecrübeye dayalı metot,

2- Deterministik metot.

Tecrübeye dayalı metotta, bulanık kontrol kurallarını üretmek için uzman bilgisini ve kontrol edilen sürecin davranışının analizi kullanılmaktadır. Deterministik metotta ise, bulanık modelleme ile kontrol kurallarının yapısı ve parametreleri belirlenmektedir.

4.2.2.3.4. Çıkarım Ünitesi

Bu ünite, bulanıklaştırma biriminden gelen bulanık değerleri, kural tabanındaki kurallar üzerinde uygulayarak bulanık sonuçlar üretmektedir. İlk olarak, her bir giriş değerinin ne oranda hangi üyelik kümesine ait olduğu saptanmaktadır. Bu değerler kural tablosuna yerleştirilerek uygun çıkışlar elde edilmektedir. Bulanık mantık kuralları kural içerisindeki bileştiricilerin anlamlarının yorumlanması ile hesaplanmaktadır. Bu kurallar çıkarım işlemi süresince genelleştirilmiş modus ponens yöntemi kullanmaktadır. X ve Y evrenlerinde girişi A, çıkışı B ile temsil eden iki bulanık küme tanımlansın. Bu iki bulanık küme arsındaki kural ise " Eğer A ise B" şeklinde verilsin. Bu ifadelerin oluşturduğu kural tabanı, X x Y evrenindeki bir $R_{A\rightarrow B}$ bulanık ilişkisiyle yorumlanır. Bu şekilde verilen bir bulanık ilişki; cebri çarpım, aritmetik kural, minimum ilişki gibi değişik yöntemler kullanılarak elde edilmektedir. $R_{A\rightarrow B}$ verilen bulanık ilişki minimum ilişki yöntemiyle aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\mu_R (x,y) = (\mu_A (x) \wedge \mu_B (y)) \tag{4.3}$$

"Eğer A' ise B" şeklinde verilen bir kural, "Eğer A ise B" şeklindeki bir kurala uygulanırsa elde edilecek B' çıkışı, A' ile R' nin kompozisyonu alınarak bulunmaktadır.

$$B' = A' \text{ o } R \tag{4.4}$$

Yukarıdaki "o" işlemi bir bileşimi göstermekte olup bulanık yorumlama kuralları kullanılarak elde edilmektedir. Bu işlem, max-min yöntemiyle yorumlanırsa aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\mu_{B'}(y) = \max[\mu_{A'} (x) \wedge \mu_R(x,y)] \tag{4.5}$$

μ_R' nin değeri 3.5' de yerine yazılırsa;

$$\mu_{B'}(y) = \max[\mu_{A'} (x) \wedge (\mu_A (x) \wedge \mu_B (y))]$$

$$= \max[\mu_{A'} (x) \wedge \mu_A (x) \wedge \mu_B]$$

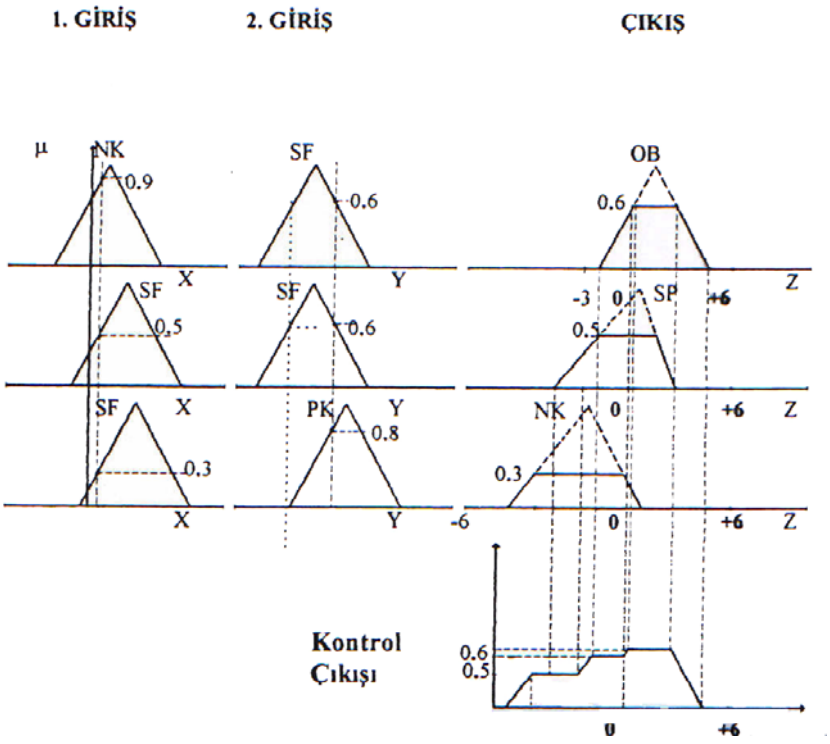
$\alpha = \max(\mu_{A'}(x) \wedge \mu_A(x))$ ise

$$\mu_{B'}(y) = \alpha \wedge \mu_B(y) \quad (4.6)$$

Bulanık kontrolcüsü sistemlerinde n tane kural birbirine "veya" bağlacı ile bağlanır. n adet kuraldan oluşan bir kural tabanında bir çok kural aktif hale gelebilmektedir. Bu durumda minimum ilişki yöntemiyle tespit edilen kurallar, kendi arasında tekrar değerlendirmeye tabi tutulmaktadır.

Minimum ilişki yöntemi kullanılarak elde edilen çıkarım sonuçları "ve" bağlacı kullanılarak yorumlanmaktadır. Bulanık mantıkta "veya" bağlacı max işlemine karşılık gelmektedir. İlk olarak girişler arasında minimum işlemi uygulanarak, her bir kuralın çıkış üzerinde ne kadar etkili olacağı bulunur. Sonra çıkışlar üzerinde max işlemi uygulanarak bulanık sonuç elde edilmektedir. Eğer kurallar arasında aynı çıkışı veren kurallar mevcut ise bunların en büyüğü seçilerek diğer kural iptal edilmektedir. Şekil 4.11 ' de üç kural için bu işlemler gösterilmektedir.

Eğer A_1 ve B_1 ise, veya Eğer A_2 ve B_2 ise, veya Eğer A_3 ve B_3 ise, veya.



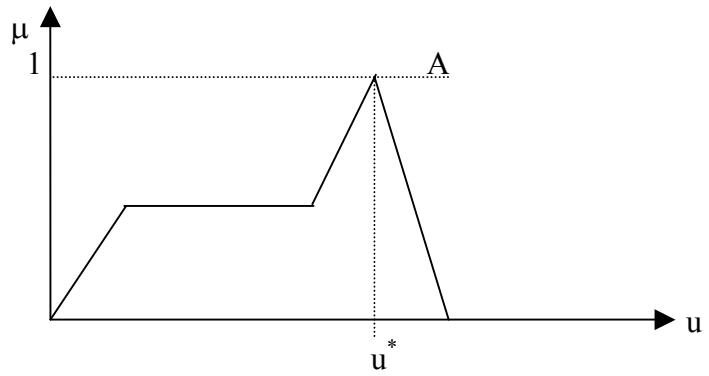
Şekil 4.11 Minimum ilişki yöntemi ile kuralların değerlendirilmesi

4.2.2.3.5. Durulama Ünitesi

Bu ünite, çıkarım ünitesinden gönderilen kontrol işaretinin fiziksel ve kesin sayılara getirilmesini sağlamaktadır. Durulayıcı, bu işlemi aşağıda kullanılan yöntemlerden birini kullanarak yapmaktadır.

1- Üyelik Fonksiyonunun Max Noktası (Max - Membership Principle): Bu yöntemden "yükseklik yöntemi" olarak da söz edilmektedir. Aktif olan kuralların en büyük üyelik derecesi sayısal kontrol işareti olarak alınmaktadır. (Şekil 4.12)

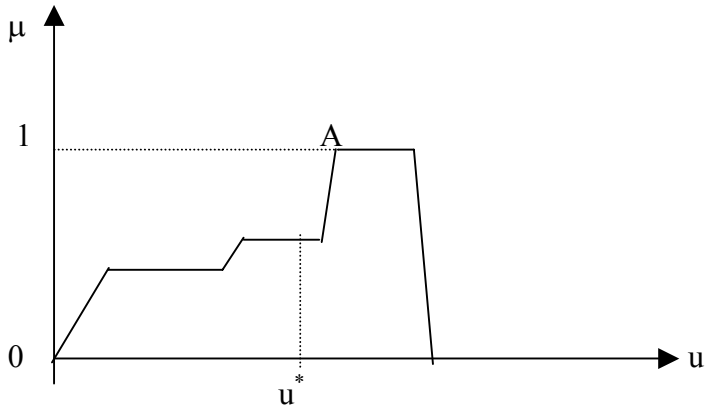
$$\mu_A(u^*) \geq \mu_A(u) \tag{4.7}$$



Şekil 4.12 Üyelik fonksiyonlarının max noktaları ile durulama işlemi

2- Merkez Yöntemi (Centroid Method): Alan merkezi ya da ağırlık merkezi de denilen bu yöntem, durulama yöntemi olarak en çok kullanılan yöntemlerden biridir ve ağırlık merkezi hesaplanarak yapılmaktadır. (Şekil 4.13)

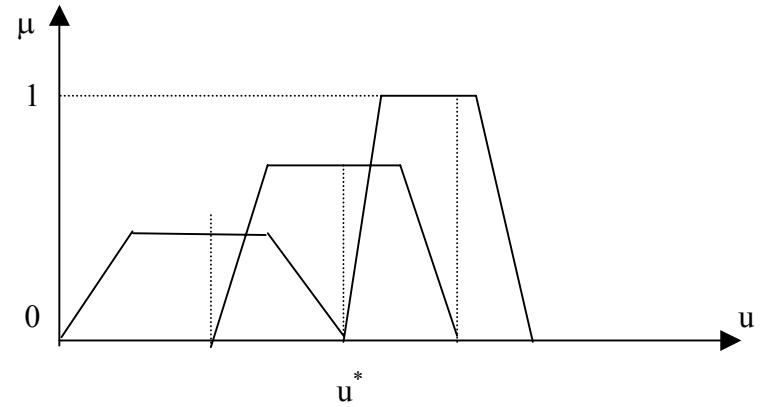
$$U^* = \frac{\int \mu(u).u.dU}{\int \mu(u).dU} \tag{4.8}$$



Şekil 4.13 Merkez yöntemi ile berraklaştırma işlemi

3- Ağırlıklı Ortalama Yöntemi (Weighted Average Method): Bu yöntem yalnızca simetrik çıkışlı üyelik fonksiyonları için kullanılmaktadır. Her bir simetrik üyelik değerinin tepe noktası değeri belirlenerek, ortalamaların alınmasıyla yapılmaktadır.(Şekil 4.14)

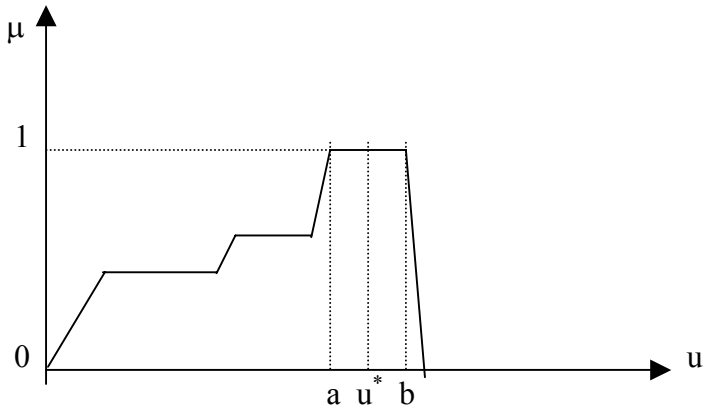
$$U^* = \frac{\sum \mu(u).u}{\sum \mu(U)} \qquad (4.9)$$



Şekil 4.14 Ağırlıklı ortalama yöntemi ile durulama işlemi

4- Üyelik İşlevinin Max Noktalarının Ortalaması (Mean - Max Membership=MOM): Yüksek noktaların ortası da denilen bu yöntem, ilk yöntemle aşağı yukarı benzemektedir. Ancak üyelik işlevinin en yüksek noktası burada tek değildir. Şekil 4.15' de görüldüğü gibi bir dörtgen olabilmektedir.

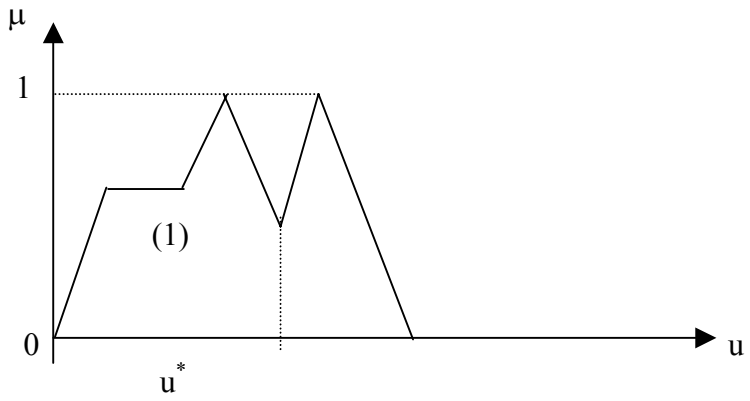
$$U^* = \frac{a + b}{2} \qquad (4.10)$$



Şekil 4.15 Max noktaların ortalaması yöntemiyle durulama işlemi

5- Geniş Alan Merkezi (Center of Largest Area =COA): Eğer bulanık çıkarımlar en az iki tane dışbükey üyelik elamanından oluşuyorsa bu yöntem kullanılabilir. Bu yöntemde dışbükey olmayan üyelik değerlerinin bileşkeleri parçalanarak durulanır. Burada A_k durulanmış geniş bir parçadır. Zaten A_k dışbükey olsaydı, yöntem tamamıyla merkez yöntemiyle aynı olacaktı. Şekil 4.16'da görüldüğü gibi (1) numara ile belirlenmiş olan geniş alan ele alınmaktadır ki bu alan dışbükeydir.

$$U^* = \frac{\int \mu_{Ak}(u).u.dU}{\int \mu_{Ak}(u).dU} \qquad (4.11)$$



Şekil 4.16 Geniş alan merkezi metodu ile berraklaştırma işlemi

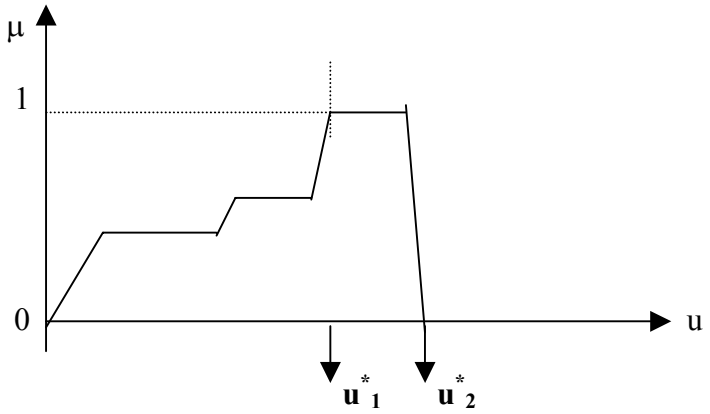
6-İlk veya son Yükselti (First or last of maxima): Bu yöntem tüm bulanık çıkışlarda uygulanabilecek bir yöntemdir. Bileşkedeki en yüksek değer

hgt $(A_k) = \sup\mu_{Ak}(u)$ olmak üzere;

$(u \in U)$ ilk yükselti,
$u^* = \inf \{u \in U \mid \mu_{Ak}(u) = hgt(A_k)\}$ (3.12)

ya da son yükselti,
$u^* = \sup \{u \in U \mid \mu_{Ak}(u) = hgt(A_k)\}$ (3.13)

burada sup (supremum), en düşük yüksek sınırı ve inf (infimum) da en yüksek düşük sınırı göstermektedir. Şekil 4.17' da görüldüğü gibi ilk yükselti çözümü u^*_1 veya son yükselti çözümü ise u^*_2' dir.



Şekil 4.17 İlk veya son yükselti metodu ile durulama işlemi

Burada altı ayrı durulama yönteminden söz edildi. Ancak, akla "Acaba bunlardan hangisi daha iyi?" ya da "Acaba hangisini kullanmalıyım?" şeklinde bir soru gelmektedir. Bunun cevabı, probleme en uygun olanının seçilmesidir. Hellendom ve Thomas 1993 yılında uygun olanın seçilmesi için beş dayanak ortaya atmıştır. Bunlar; süreklilik (continuity), belirsiz olmama (disambiguity), uygunluk (plausibilty), hesapsal kolaylık (computational simplicity) ve ağırlık yöntemi (weighting method) dir. Ayrıca fiziksel sistemin yapısı ve kullanıcıların deneyimleri de elbette durulama yönteminin seçilmesi için dayanak noktasını oluşturmaktadır. [54, 49]

5. ELEKTRO-HİDROLİK SERVO SİSTEMİN BULANIK MANTIK TEMELLİ KONTROLU

5.1. Bulanık mantık kontrolcüsü için giriş ve çıkışların tanımlanması

Yüksekten alçağa birçok giriş ve çıkış değerleri sabit mantık kümeleri adını alırlar. Bulanık mantık kontrolcüsünün tüm giriş ve çıkışları için sabit mantık kümelerini tanımlamamız gerekir. Bunlar kesin değerlerdir. Tablo 5.1 bu sırayı gösterir.

Tablo 5.1 Bulanık mantık kontrolcüsünün giriş ve çıkışlar için sabit mantık kümeleri

Ad	Giriş/Çıkış(I/O)	Min değer	Max değer
Hata	I	-2	2
Valf sinyali	O	-2	2
Hatanın değişimi	I	-100	100

5.2. Bulanık girişler

Bulanık mantık kontrolcüsünün girişleri hata ve hata değişimidir. Bulanıklaştırma programı yaptığımız zaman bulanık girişler için üçgen üyelik fonksiyonlarını kullanabiliriz. Kesin girişler için ilgili bulanık değerlerinin sırasının ayarlandığı zaman aklımızdan çıkarmamamız gereken bazı genel kurallar vardır. Bunlar Yan tarafından uyarlanmıştır.

1- Bulanıklaşmış girişleri sabit mantık kümelerine geçirip simetrik olarak dağıtmak

2- Bulanık kümenin her değeri için tek sayı kullanmak. Böylece bazı kümelerin ortada olması temin edilir. Genelde kurallara uygun olarak 5 ila 7 küme kullanılır.

3- Kümeleri bitişik olarak üst üste bindirmek (%15 ila %25 oranında).

Bulanıklaştırma programında bulanık girişler için üçgen üyelik fonksiyonlarını kullanıldı. Bulanıklaşmış girişleri sabit mantık kümelerine geçirip simetrik olarak

dağıtıldı. Bulanık kümelerin oluşumu için 3 ila 9 tek sayılı küme olarak kullanıldı. Böylece bazı kümelerin ortada olması temin edildi. Kümeleri bitişik olarak üst üste %25 oranında bindirildi.

Hata ve çıkış değişkenleri 9 sözel değer ile tanımlandı. Bu değerler şunlardır: NCB –negatif çok büyük NB -negatif büyük, NK-negatif küçük, NÇK-negatif çok küçük SI-sıfır, PÇK-pozitif çok küçük, PK-pozitif küçük, PB-pozitif büyük, PÇB-pozitif çok büyük. Hatanın değişimi değişkenleri ise 3 sözel değer ile N-negatif SI-sıfır, P-pozitif olarak tanımlanmaktadır. Sözel değerlerin her biri üçgen üyelik yapısına sahip bulanık yapı ile temsil edilmektedir (Şekil 5.1). Böylece Ue, Ude ve Uv değişkenleri, bulanık mantık sözel değerlere dönüştürülmektedir.

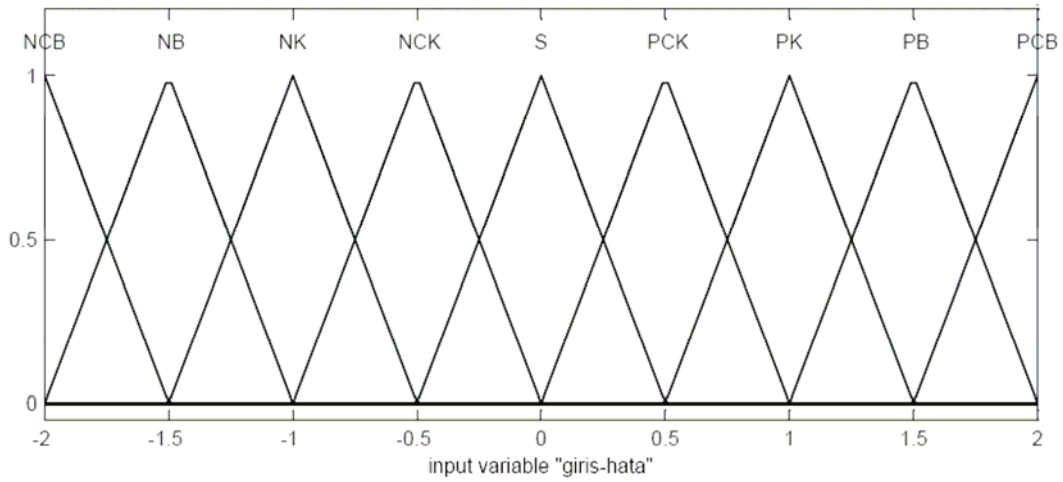
Tablo 5.2 ve Şekil 5.1' de hata için üçgen bulanık üyelik fonksiyonları ve sırasıyla değer atamaları gösterilmiştir. Benzer bir şekilde Tablo 5.3 ve Şekil 5.2' de hatanın değişimi için sıralamalar ve üçgen bulanık üyelik fonksiyonları paylaştırılmıştır. Bulanık mantık kontrolcüsünün en uygun performansının sağlanabilmesi için bu atamaların optimizasyonu sıkça deneme yanılma metoduyla yapılır.

Tablo 5.2 Hata İçin Bulanık Değer Sıraları

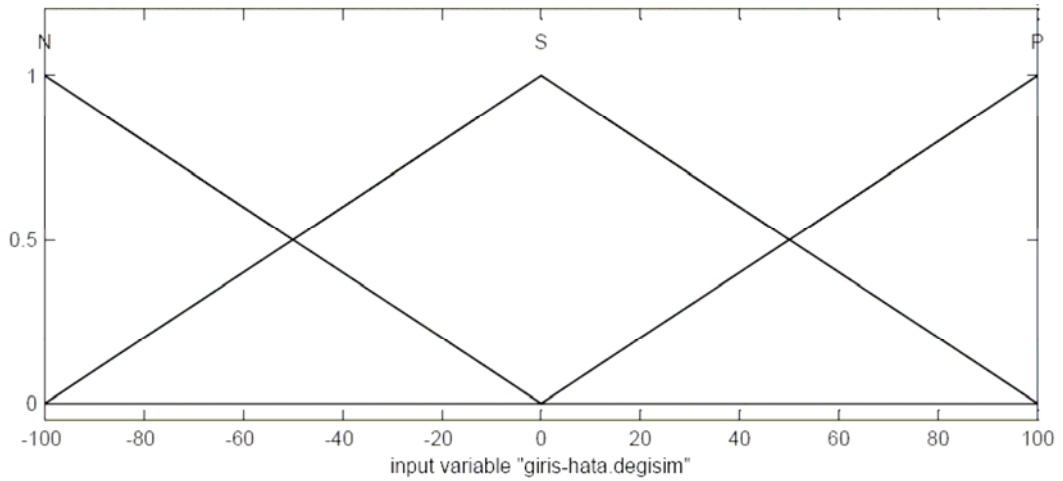
Kesin Giriş Sırası	**Bulanık Değeri**
-2, -2, -1.5	Negatif Çok Büyük
-2, -1.5, -1	Negatif Büyük
-1.5, -1, -0.5	Negatif Küçük
-1, -0.5, 0	Negatif Çok Küçük
-0.5, 0, 0.5	Sıfır
0, 0.5, 1	Pozitif Çok Küçük
0.5, 1, 1.5	Pozitif Küçük
1, 1.5, 2	Pozitif Büyük
1.5, 2, 2	Pozitif Çok Büyük

Tablo 5.3 Hatanın Değişimi İçin Bulanık Değer Sıraları

Kesin Giriş Sırası	**Bulanık Değeri**
-100, -100, 0	Negatif
-100, 0, 100	Sıfır
0, 100, 100	Pozitif



Şekil 5.1 Hata için üyelik fonksiyonları

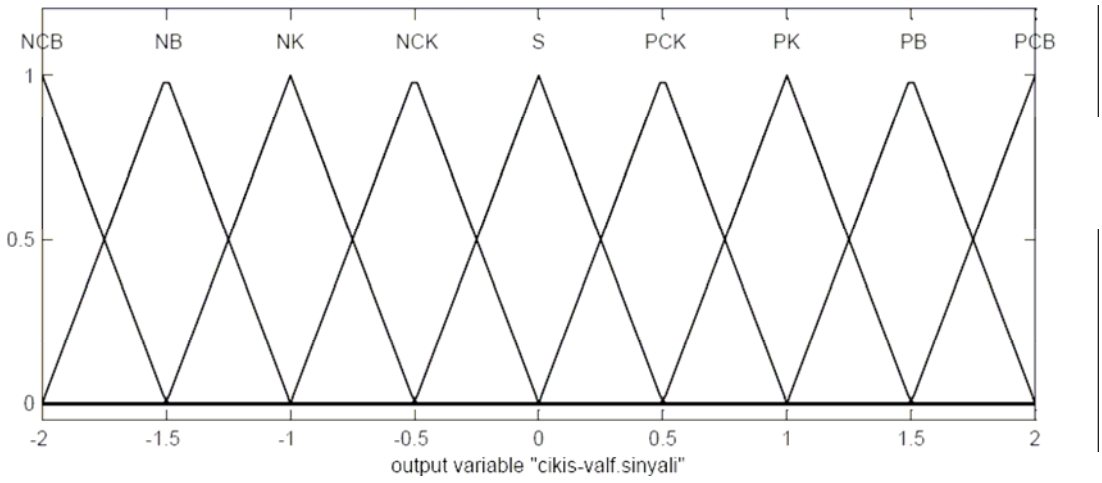


Şekil 5.2 Hatanın değişimi için üyelik fonksiyonları

5.3. Çıkışlar için bulanık üyelik fonksiyonları (fuzzy membership functions) oluşturmak

Çalışmamızda Valf sinyali tek çıkışımızdır. Tıpkı girişler için yaptığımız gibi çıkış değeri için de bulanık üyeliklerini pay etmeye ihtiyaç duyarız. Tablo 5,4 ve Şekil 5.3' de bu ilişkiler gösterilmiştir. Daha sonra örneğimizi netleştirmek için değişik değer isimleri kullanırız.

Tablo 5.4 Valf Sinyali İçin Bulanık Değer Sıraları	
Kesin Çıkış Sırası	**Bulanık Değeri**
-2, -2, -1.5	Negatif Çok Büyük
-2, -1.5, -1	Negatif Büyük
-1.5, -1, -0.5	Negatif Küçük
-1, -0.5, 0	Negatif Çok Küçük
-0.5, 0, 0.5	Sıfır
0, 0.5, 1	Pozitif Çok Küçük
0.5, 1, 1.5	Pozitif Küçük
1, 1.5, 2	Pozitif Büyük
1.5, 2, 2	Pozitif Çok Büyük



Şekil 5.3 Valf sinyali çıkışı için üyelik fonksiyonları

5.4. Bulanık kural tabanı (rule base) oluşturmak

Şimdi girişler ve çıkış bulanık değerlerinin devrelerini belirlememiz gerekir. Bunun için sadece hangi durum altında hangi hareketler olacağına ihtiyacımız vardır. Bulanık mantık kontrolcüsü operasyonu tanımlayan kurallar kümesi bu durumları belirlememizi sağlar. Bu kurallar çoğunlukla EĞER-ÖYLEYSE kural formlarıdır ve bir uzman sistem tarafından ya da yapay sinir ağı sisteminin davranışlarından çıkarılan kurallar sonucu elde edilir.

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de hata ve hatanın değişimi için üçgen bulanık üyelik fonksiyonları ve sırasıyla değer atamaları gösterilmiştir. Bulanık mantık kontrolcüsünün en uygun performansının sağlanabilmesi için bu atamaların

optimizasyonu sıkça deneme yanılma metoduyla yapılmıştır. Örneğin, muhtemel kurallardan bir tanesi şu yapıdadır: EGER Ue=PCK ve Ude=N ise Uv=S Bu kural şu şekilde açıklanabilir: Eğer hata Pozitif çok küçük ise, piston hareketi istenilen referans konuma yakindir. Eşzamanlı olarak, negatif olan hatanın türevi piston kolunun referans konuma çok hızlı bir şekilde yaklaştığını göstermektedir. Sonuç olarak kontrolcü çıkışı, aşmayı engellemek ve bir fren etkisi oluşturmak ve hızı azaltmak için sıfır olmak zorundadır. Bu Çalışmada kullanılan kural tabanı Tablo 5,5'de görülmektedir. Bulanık mantık kontrolcülerinde matrislerde ki bütün kutuların açıkça belirtilmesine gerek yoktur. Hiçbir hareket yoksa hiç giriş belirtilmez. Ancak kullanılma ihtimalide oluşmasa bütün kutular kontrol mantığı ile doldurulmuştur. Örneğin Hata Pozitif Çok Büyük iken hata değişiminin Pozitif olması olasılığı yoktur çünkü pozitif hatanın türevi hata değişimi negatif değer oluşturmaktadır. Kontrolcü hata pozitif çok büyük iken hata değişiminin negatif olduğu anda değeri pozitif büyük yaparak kontrollü sağlamaktadır.

Tablo 5.5. Bulanık Kontrolör Kural Tabanı

		e (hata)								
		NCB	**NB**	**NK**	**NCK**	**S**	**PCK**	**PK**	**PB**	**PCB**
de (hatanın değişimi)	**N**	NCB	NCB	NB	NK	NCK	S	PCK	PK	PB
	S	NCB	NB	NK	NCK	S	PCK	PK	PB	PCB
	P	NB	NK	NCK	S	PCK	PK	PB	PCB	PCB

5.5 Eğer-Öyleyse (If-Then) Kurallarının Oluşturulması

Şimdi tablo 1'deki girişleri EĞER-ÖYLEYSE kurallarına çevirebiliriz. Bunun için değerleri doğrudan tablodan almamız yeterli olacaktır.

1- EĞER Hata Negatif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Büyük olur.
2- EĞER Hata Negatif Büyük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Büyük olur.

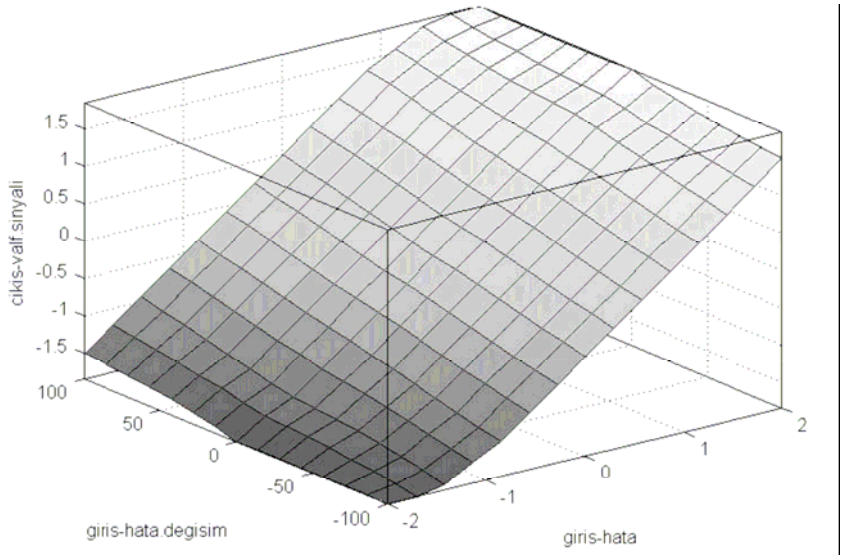
3- EĞER Hata Negatif Küçük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Büyük olur.
4- EĞER Hata Negatif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Küçük olur.
5- EĞER Hata Sıfır VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Küçük olur.
6- EĞER Hata Pozitif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Sıfır olur.
7- EĞER Hata Pozitif Küçük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Küçük olur.
8- EĞER Hata Pozitif Büyük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Küçük olur.
9- EĞER Hata Pozitif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Negatif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Büyük olur.
10- EĞER Hata Negatif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Büyük olur.
11- EĞER Hata Negatif Büyük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Negatif Büyük olur.
12- EĞER Hata Negatif Küçük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Negatif Küçük olur.
13- EĞER Hata Negatif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Küçük olur.
14- EĞER Hata Sıfır VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Sıfır olur.
15- EĞER Hata Pozitif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Küçük olur.
16- EĞER Hata Pozitif Küçük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Küçük olur.
17- EĞER Hata Pozitif Büyük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Büyük olur
18- EĞER Hata Pozitif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Sıfır ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Büyük olur.
19- EĞER Hata Negatif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Büyük olur.
20- EĞER Hata Negatif Büyük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Küçük olur.
21- EĞER Hata Negatif Küçük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Negatif Çok Küçük olur.
22- EĞER Hata Negatif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Sıfır olur.
23- EĞER Hata Sıfır VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Küçük olur.
24- EĞER Hata Pozitif Çok Küçük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Küçük olur.
25- EĞER Hata Pozitif Küçük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Büyük olur.
26- EĞER Hata Pozitif Büyük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Büyük olur

27- EĞER Hata Pozitif Çok Büyük VE Hatanın Değişimi Pozitif ÖYLEYSE Çıkış Pozitif Çok Büyük olur.

Bulanık kural tabanı için çıkış ve girişlerin bulanık değerleri olduğunun hatırlayalım. Verilen herhangi kesin giriş değeri için bulanık üyeliği içerisinde bulanıklaştırma adımında ayarlanan birkaç bulanık giriş değerleri olabilir ve her bir bulanık giriş değer aktiviteleri farklı bulanık çıkış hücrelerin aktif hale gelmesine neden olabilir.

5.6. Durulayıcı çıkışları

Valf'ı kontrol etmek amacıyla kesin bir ayarlama kadranına ihtiyacımız vardır. Bu nedenle kural tabanının EĞER –ÖYLEYSE kurallarının birkaçı aynı zamanda harekete geçirilir. Çünkü girişler bulanıklaştırılmıştır. Bir tek kesin çıkış numarasına ulaşmak için gerçekten farklı bir strateji vardır. Biz burada en çok yaygın olan Alan merkezi (Center of Area = COA) Metodu kullanılmıştır. Şekil 1'de Bulanık kontrol algoritmasının giriş ve çıkış değişkenlerinin yüzeyi görülmektedir.



Şekil 5.4. Örnek Sistem Bulanık Kontrol Yüzeyi

6. BİLGİSAYAR ÇÖZÜMLERİ

Sistemin bilgisayar çözümü MATLAB®/SIMULINK programı ile gerçekleştirilmiştir. Arzu edilen değer ile geri besleme değeri karşılaştırılarak belirlenen hata ve hata hatanın türevi kontrolcüye gider. K_p orantı ve K_d türev katsayıları ile PD etkisi değerlendirilir. Eş zamanda çalıştırılan FLC kontrolde bulanıklaştırılan değişkenler karar tablosunda değerlendirmeye tabi tutulur ve sonuçlar durulaştırma işlemine tabi tutulup kontrol sinyali olarak simülasyonu yapılan elektro hidrolik sisteme gönderilir. Valf bobin voltajı şeklinde servovalfa gelen kontrol sinyali 3.1'nolu denklem ile akım kontrol sinyaline çevrilir. Akım kontrol sinyali, motor torku ihtiyacı akım ile normalize edilerek valf sürgü açıklığı, valfın transfer fonksiyonu kabul edilen 3.2'nolu denklem ile de frekans cevabı bulunur. Q_A, - Q_B debilerini elde etmek için 3.3'nolu denklem kullanılır. Daha sonra 3.7 ve 3.8'nolu denklemler piston üzerine etki eden P_A, P_B basınçları hesaplamak için kullanılır. 3.10'nolu denklem ile piston hareketi elde edilir ve tekrar arzu edilen değerle karşılaştırılmak üzere geri beslemesi yapılır.

6.1. Sistem Parametreleri

Bu çalışmada çift yönlü hareket edebilen toplam stroğu 100 mm, aktif piston alanı yaklaşık 1" ve ağırlığı 9 Kg olan basit bir simetrik hidrolik silindir kullanılmaktadır. Simülasyon için kullanılan fiziksel sistem Şekil 3.1'de verilmiş olup bu elektro hidrolik sistemin parametreleri de Tablo 6.1 ve 6.2'de verilmiştir. 2 volt giriş sinyaline karşılık hidrolik silindir 0.01 m çıkış verir. Bu sebeple kapalı çevrim geri besleme kazacı (ölçme kazancı) 200 olarak alınır. Hidrolik silindirin 0.1 m'lik toplam stroku giriş sinyalinin ±10 volt gerilim aralığında elde edilir. Silindirin orta konumu referans kabulü ile +10 volt geriliminde 0.05 mm ve –10 geriliminde –0.05 mm hareket alanında kontrol sağlanmaktadır.

Tablo 6.1 Hidrolik Silindir Parametreleri

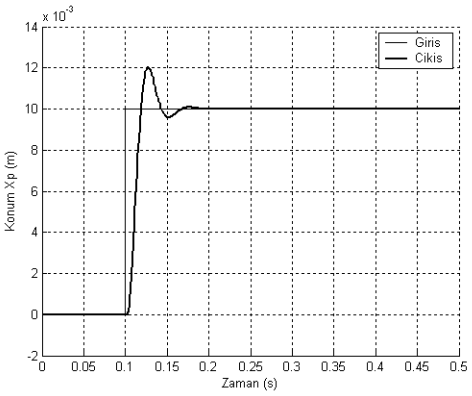
Simge	**Açıklama**	
M_P	Hareket eden toplam kütle	9 Kg
$X_{P(max)}$	Pistonun toplam stroku	0.1 m
A_P	Piston alanı	645×10^{-6} m²

Tablo 6.2. Sevovalf ve Sistem Parametreleri

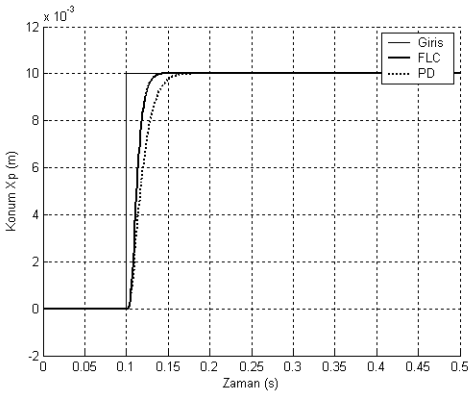
Simge	Sevovalf Parametreleri		Simge	Sistem Parametreleri	
Q_r	Servovalfin 70 bar basınç düşümündeki debisi	0.63069 x 10^{-3} m³/s	β	Hidrolik akışkanın bulk modülü	1.4 x 10^{-9} N/m²
ξ	Servovalf sönüm oranı	0.48	P_S	Pompa basıncı	2.1 x 10^{7} Pa
ω_n	Servovalf doğal frekansı	534 rad/s	P_R	Tank yolu basıncı	0 Pa
L_c	Servovalf bobin endüktansı	0.59 H	Q_P	Maksimum Pompa debisi	1.67 x 10^{-3} m³/s
R_c	Servovalf bobin direnci	100 Ω	V_t	Pompa ile servovalf arasındaki hacim	0.0005 m³
$I_{v(sat)}$	Motor torku ihtiyacı akım	0.02 A	B_v	Viskoz sönüm katsayisi	2000 Ns/m
			K_L	Yay katsayısı	10 N/m

6.2. Simülasyon Sonuçları

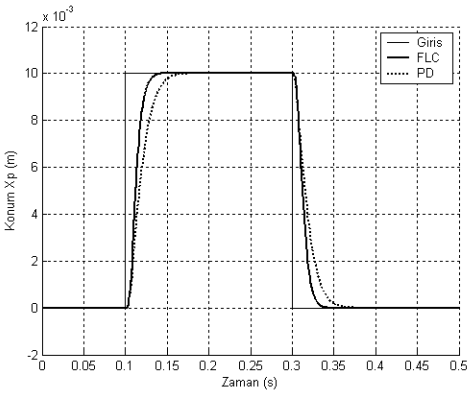
Şekil 3.1 'de verilen fiziksel sistemin simülasyonunda kontrol girişleri olarak adım, kare, trapez ve sinüzoidal girişler kullanılmıştır. Farklı Giriş fonksiyonları için Hidrolik Sistem Konum Cevapları Şekil 6.1 de verilmiştir.



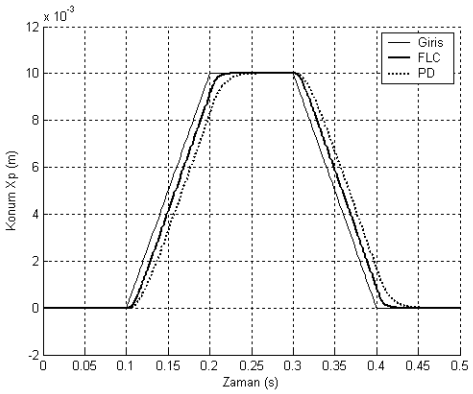
a) Kontrolsüz Adım



b) Adım giriş için FLC ve PD Kontrol



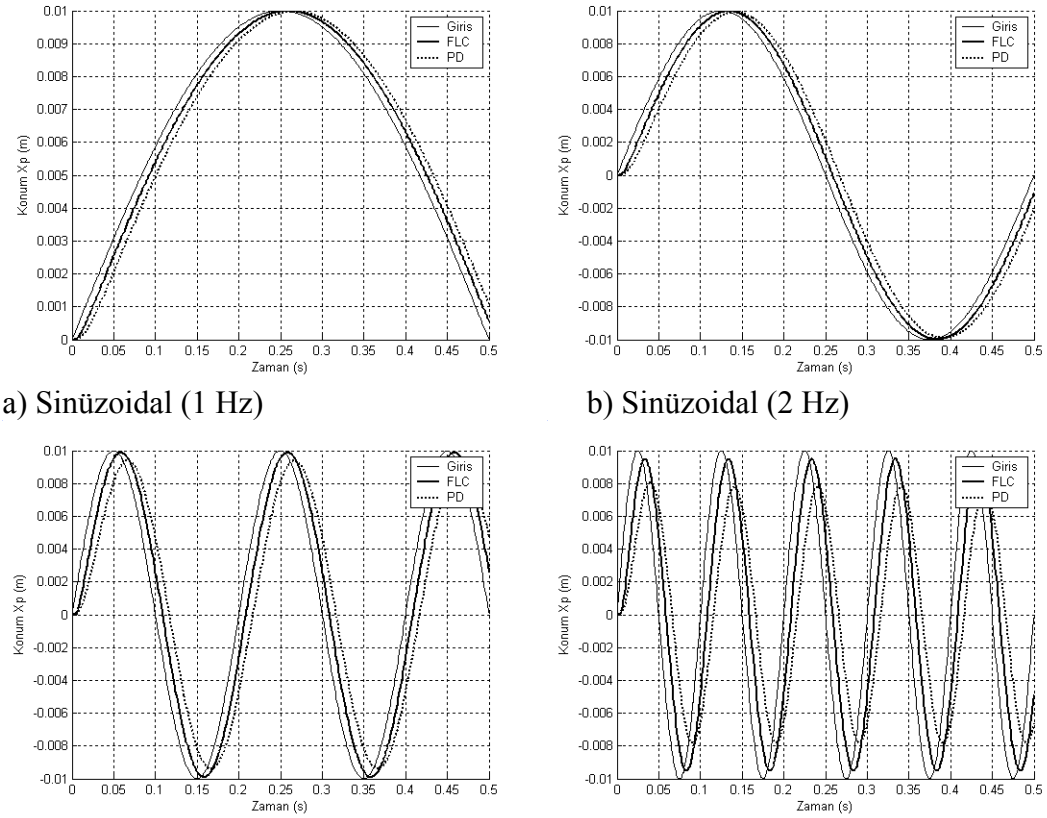
c) Kare giriş için FLC ve PD Kontrol



d) Trapez giriş için FLC ve PD Kontrol

Şekil 6.1. Farklı Giriş Değerlerinde Hidrolik Sistem Konum Cevapları

Şekil 6.1a'da sisteme kontrol uygulanmaması durumunda sistemin cevabı görülmektedir. Bu durumda istenen konuma ulaşma zamanın diğer kontrol uygulanan durumlara göre (Şekil 6.1b-d) çok fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca kontrolsüz durumda sistemin konumunun arzu edilen değerden çok daha büyük değerlere (maksimum aşma) ulaşmaktadır. Kontrol uygulanan durumlarda istenen konuma sistem çok hızlı bir şekilde erişmektedir. Elde edilen sonuçlara göre çalışması yapılan elektro hidrolik servo sistemde bulanık mantık kontrol (FLC), PD kontrole göre daha hızlı ve hassas cevap vermektedir. PD kontrol kazançları Ziegler-Nichols metoduna göre bulunmuş ve daha sonra hassas ayarları yapılmıştır.



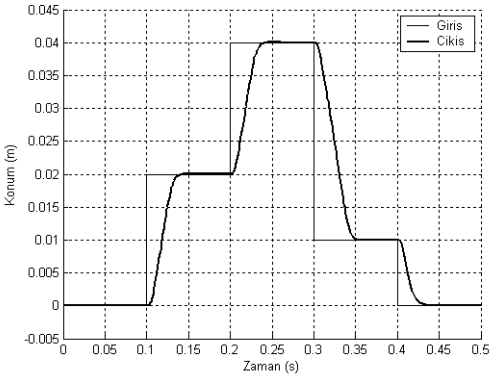
a) Sinüzoidal (1 Hz) b) Sinüzoidal (2 Hz)

c) Sinüzoidal (5 Hz) d) Sinüzoidal (10 Hz)

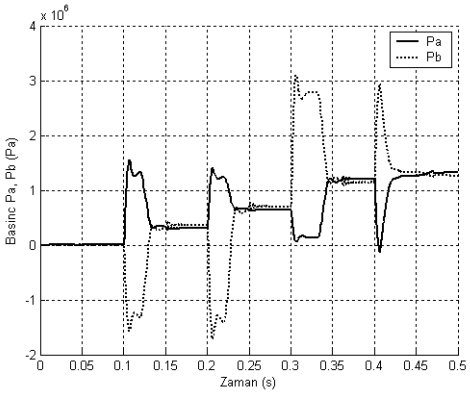
Şekil 6.2. Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için PD ve Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Sistem Konum Cevapları

Şekil 6.2 'de verilen sinüs giriş cevap eğrisinden, çıkışın sistemin girişini çok büyük bir faz farkı olmadan takip ettiği görülmektedir. 5 Hz 'lik sinüzoidal giriş sinyaline kadar başarılı bir konum izleme gerçekleştirilmiştir. Frekans değeri büyüdükçe istenen konumdan sapmalarda artma gözlenmiştir. Konum izlemesinin bozulması hidrolik silindirin gidiş ve geri dönüşlerinde aynı oranda gerçekleşmiştir.

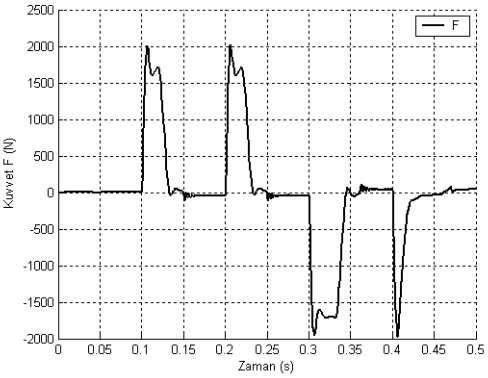
Bu silindir bölmelerindeki eşit piston alanlarından kaynaklanmaktadır. Çalışması yapılan elektro hidrolik servo sistemde FLC, PD kontrole göre bütün frekanslarda daha hassas ve hızlı yörünge izlemiştir.



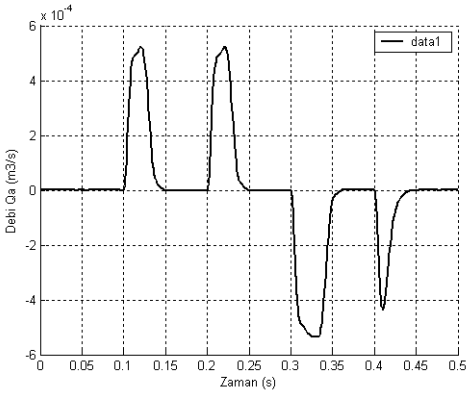
a) Arzu edilen ve gerçekleşen konum



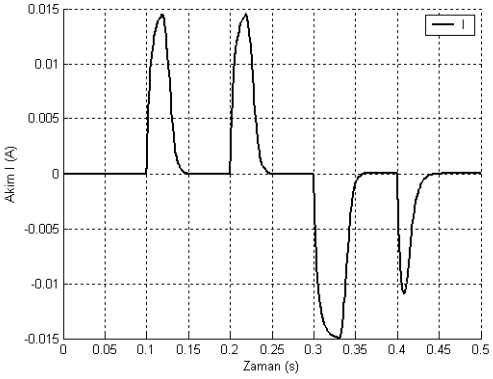
b) A ve B bölümündeki Basınçlar



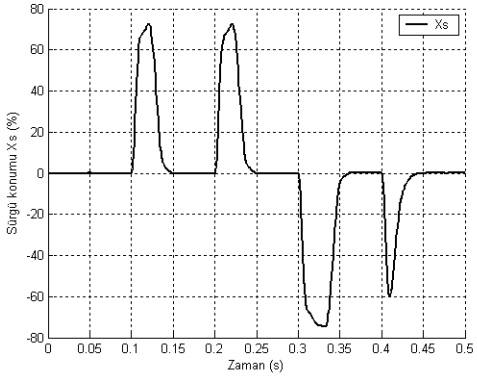
c) Hidrolik silindire etkiyen kuvvet



d) A bölümündeki debi



e) Servovalf akımı

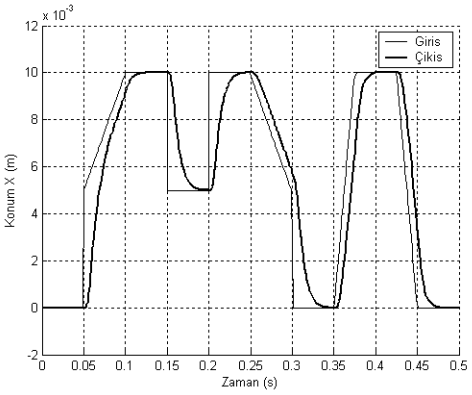


f) Sürgü konumu

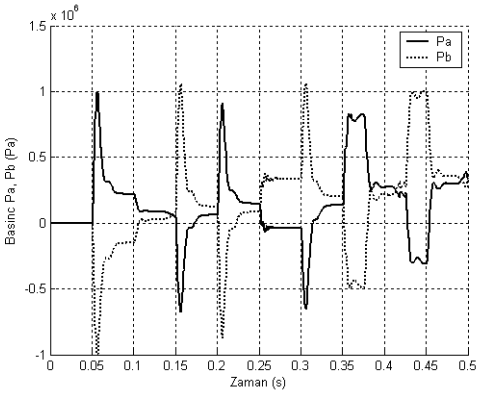
Şekil 6.3 Hidrolik Sistemin Merdiven Giriş İçin
Bulanık Mantık Kontrolünde Cevapları

Şekil 6.3 ‘de hidrolik sistemin merdiven giriş için FLC cevapları verilmiştir. Bulanık Mantık yaklaşımı ile elektro hidrolik sistemin konum kontrolü özelliklerini

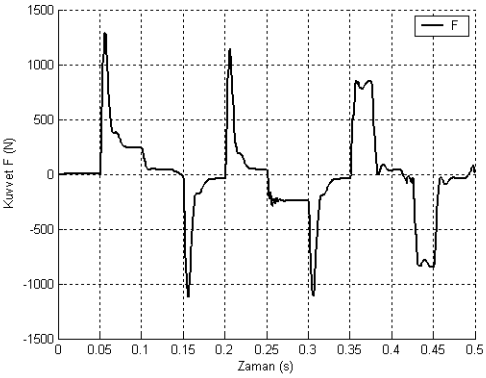
daha iyi bir şekilde inceleyebilmek için izlenecek yol daha uzun ve karmaşık hale getirilmiştir. Sistemin bu grafiklerdeki konum ve dinamik davranışlarından da açıkça görüldüğü gibi sistem hızlandığında arzu edilen konum değerlerini iyi izleyebilmektedir. Böylelikle bulanık mantık algoritması ile hızlı ve hassas konum kontrolü yapılabildiği görülmüştür.



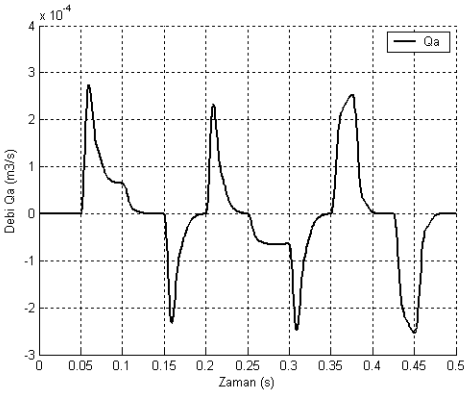
a) Arzu edilen ve gerçekleşen konum



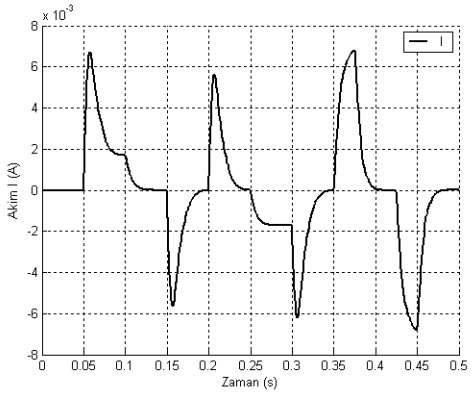
b) A ve B bölümündeki basınçlar



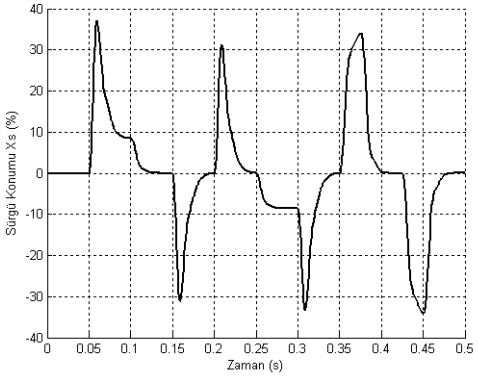
c) Hidrolik silindire etkiyen kuvvet



d) A bölümündeki debi



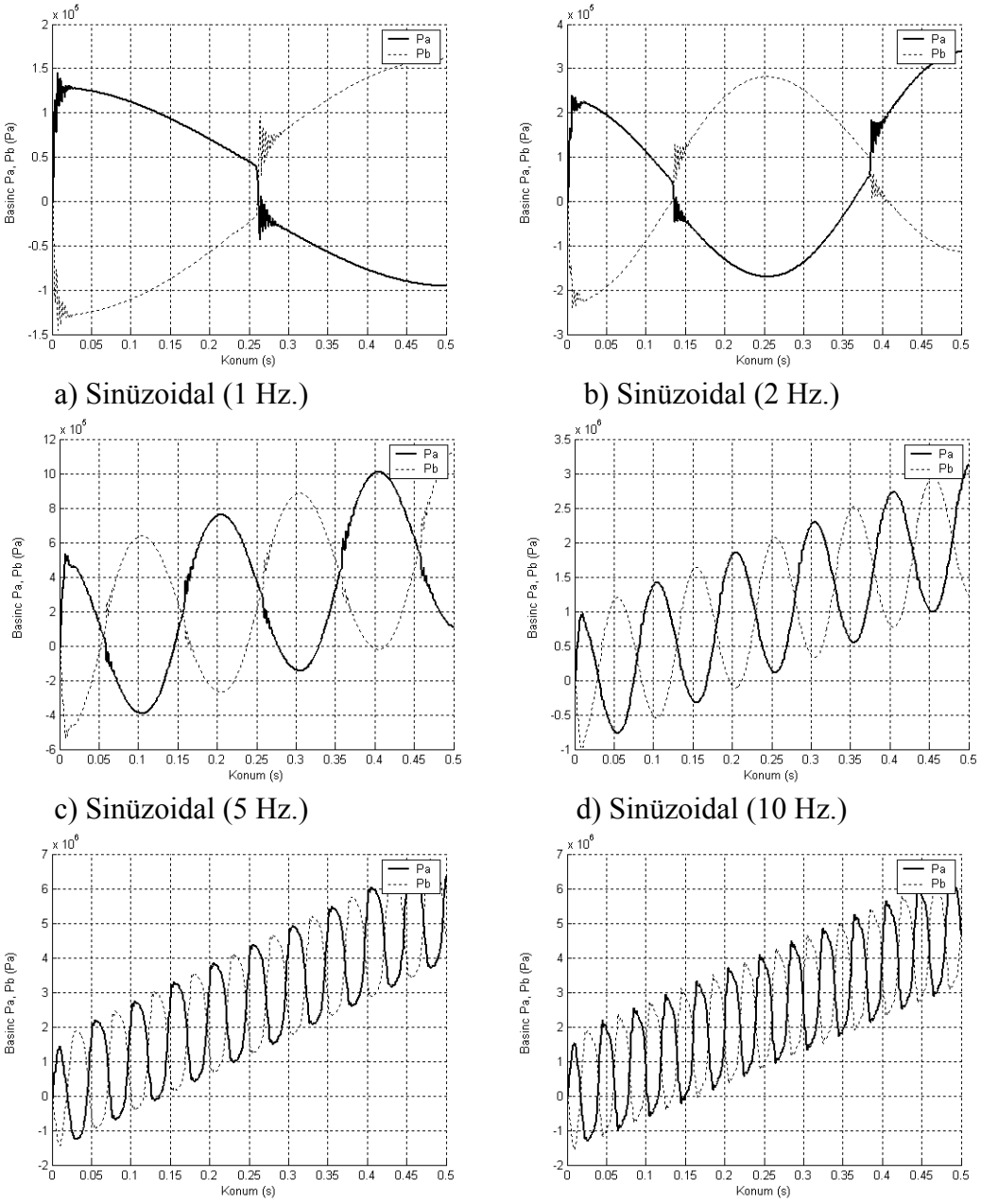
e) Servovalf akımı



f) Sürgü konumu

Şekil 6.4 Hidrolik Sistemin Karmaşık Giriş İçin
Bulanık Mantık Kontrolünde Cevapları

Elektro hidrolik sistemin Şekil 6.4'de gösterilen karmaşık giriş için konum izleme diyagramında özelliklerinde 0.05 s gibi çok kısa zaman aralıklarındaki hareketindeki cevap hızı ile kararlılığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 6.4 (d),(e)(e),(f) grafik eğrilerinde açıkça görüldüğü üzere servovalfa uygulanan giriş akım ile servovalf sürgüsünün hareketi ve bu hareketin neticesinde gönderilen akışkan debisi arasında doğru orantı vardır.



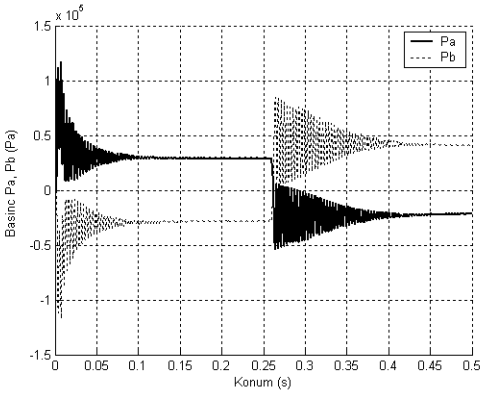
a) Sinüzoidal (1 Hz.) b) Sinüzoidal (2 Hz.)

c) Sinüzoidal (5 Hz.) d) Sinüzoidal (10 Hz.)

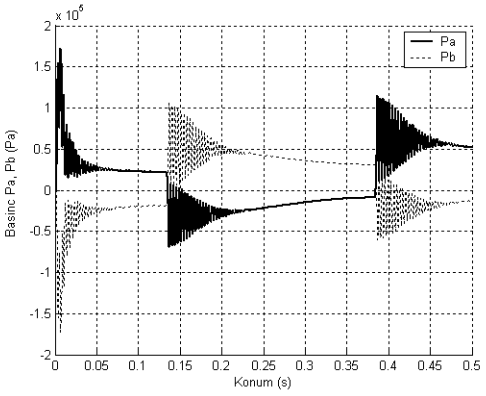
e) Sinüzoidal (20 Hz.) f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.5 Hidrolik Sistemin Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için Bulanık Mantık Kontrolünde A ve B Bölmesindeki Basınçlar

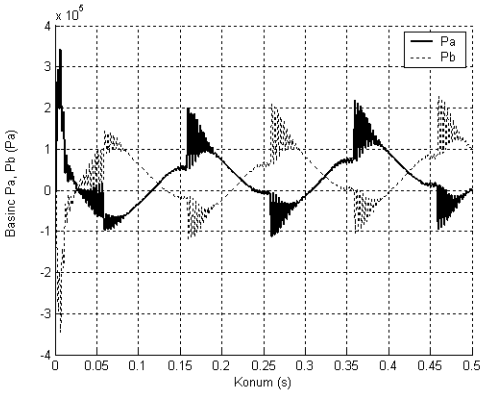
Şekil 6.5'de görülen 5 Hz.lik sinüzoidal giriş sinyaline karşılık elde edilen basınç eğrilerinde görüleceği üzere frekans artımı oranında ardışık devam eden basınçların yatay eksenden kaydığı görülmektedir. Sabit frekans ta basıncın giderek doğrusal olarak kayarak artması sistemdeki sönümleyicinin etkisinden olduğu sönümleyicisini kaldırdıktan sonra Şekil 6.6'da görülen sabit frekans ta basıncın giderek doğrusal kaymadığından anlaşılmaktadır. Şekil 6.5'de ve Şekil 6.6'da da Frekans arttıkça pistona uygulanan basınç artmıştır. 20 Hz frekanstan sonra ihtiyaç duyulan basınç azalmıştır.



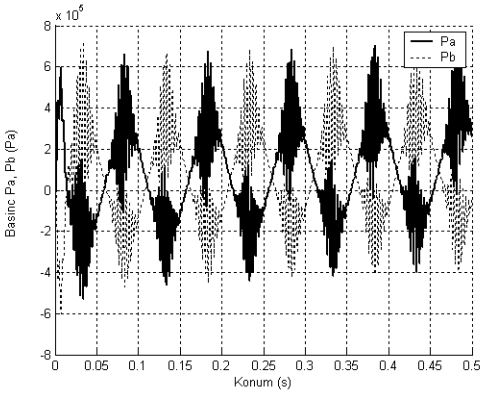
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



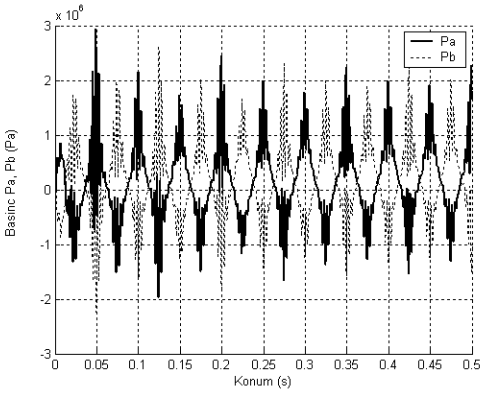
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



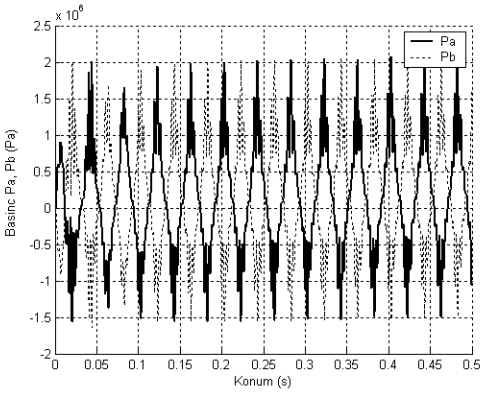
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



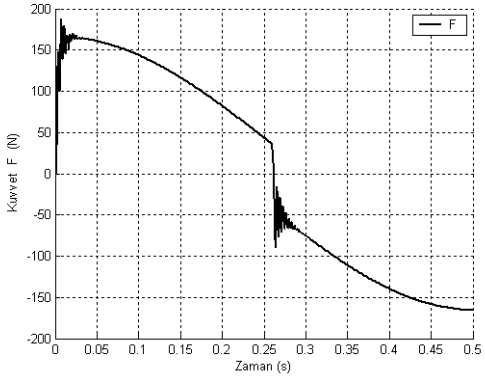
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



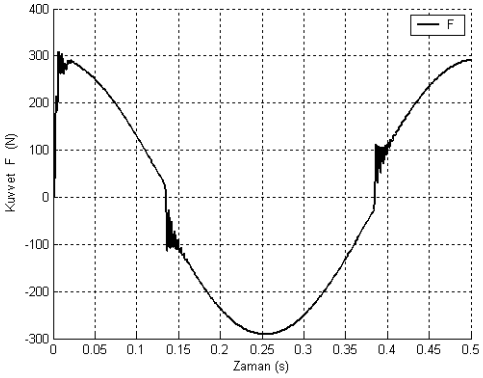
f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.6 Hidrolik Sistemin Farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için Bulanık Mantık Kontrolünde A ve B Bölmesindeki Basınçlar

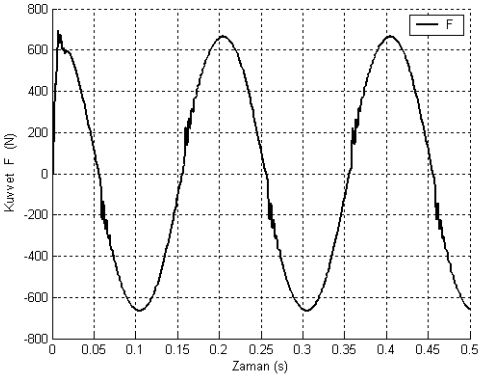
Şekil 6.7'de Hidrolik sistemin farklı frekanslarda sinüzoidal giriş için bulanık mantık kontrolünde hidrolik silindire etkiyen kuvvetler görülmektedir. Şekil 6.7(a) ve (b)' gibi düşük frekans ta, hareketin yön değiştirmesi anında sürtünme kuvvetleri etkileri görülmektedir. Artan diğer frekanslarda bu ekiler azalmaktadır. Sinüzoidal girişlerde oluşan kuvvet frekansın artışına göre giderek artmış ve 20 Hz. den sonra artış hızı kesilmiştir.



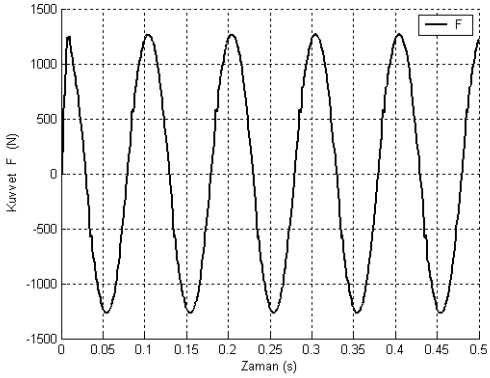
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



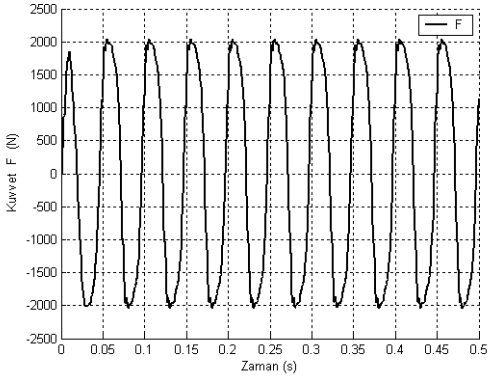
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



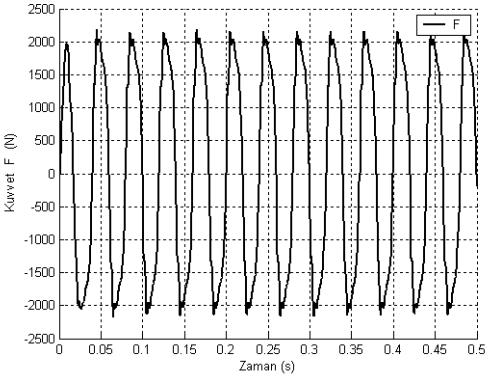
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



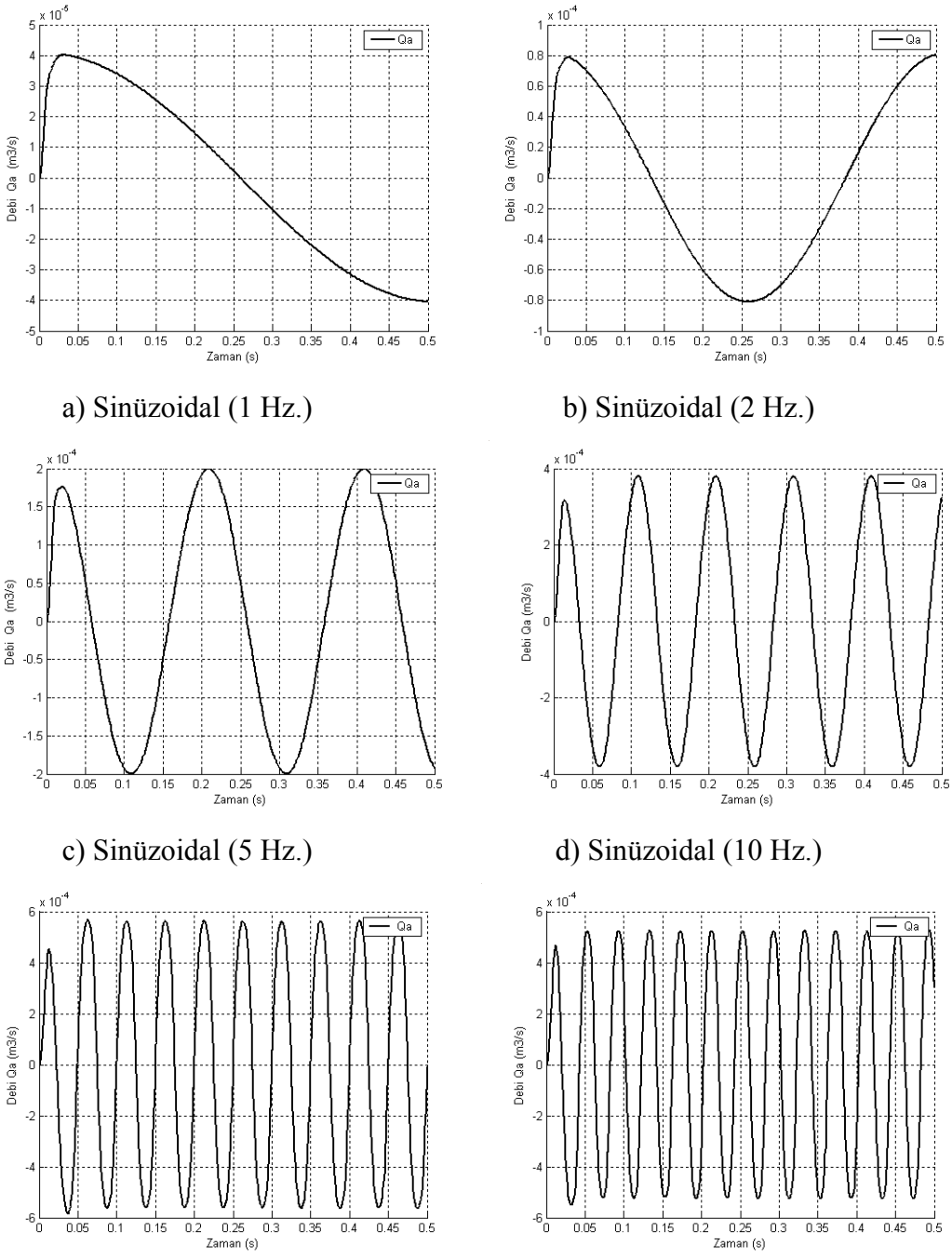
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.7 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Silindire Etkiyen Kuvvetler

Şekil 6.8'de görülen farklı frekanslarda sinüzoidal girişlerde oluşan debi değerleri frekansın artışına göre 20 Hz. e kadar giderek artmış 20 Hz. den sonra debi azalmaya başlamıştır.



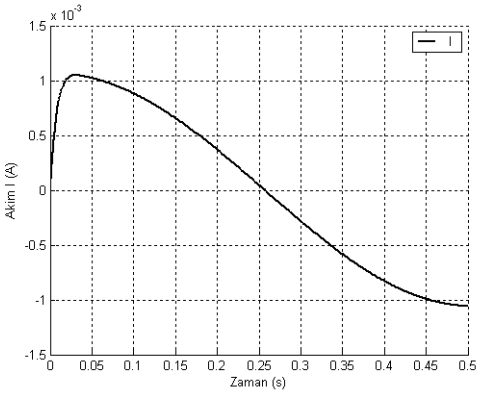
a) Sinüzoidal (1 Hz.) b) Sinüzoidal (2 Hz.)

c) Sinüzoidal (5 Hz.) d) Sinüzoidal (10 Hz.)

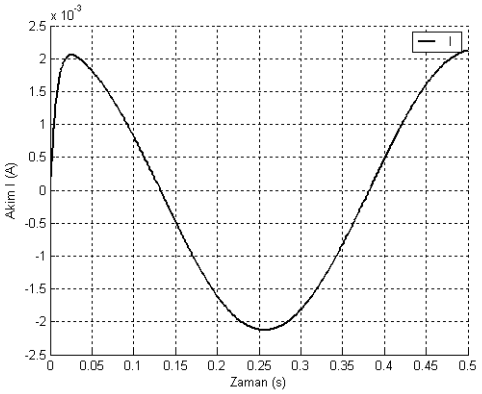
e) Sinüzoidal (20 Hz.) f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.8 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde A Bölmesindeki Debi

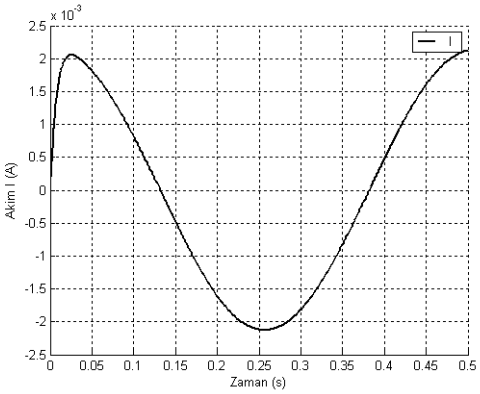
Şekil 6.9'de görülen farklı frekanslarda sinüzoidal girişler için kapalı çevrimde üretilen giriş akım değerleri frekansın artışına göre 20 Hz. e kadar giderek artmış 20 Hz. den sonra akım azalmaya başlamıştır.



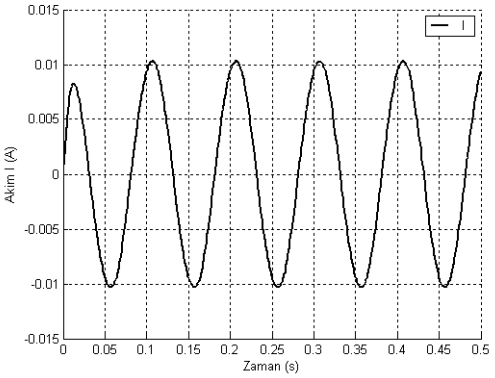
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



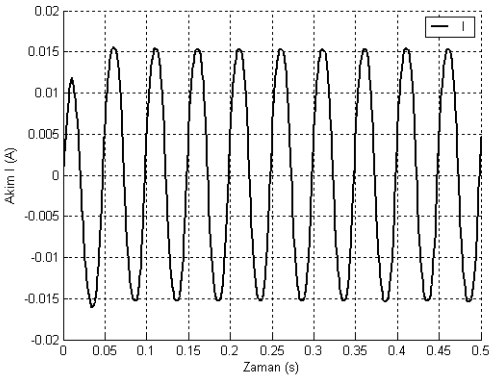
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



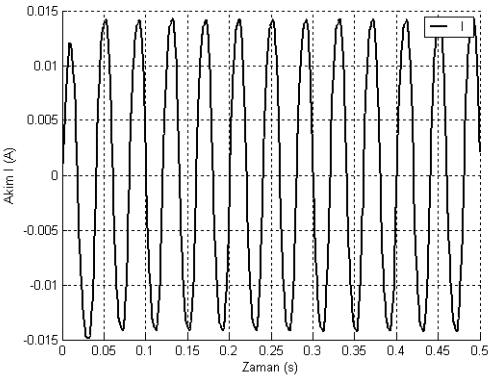
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



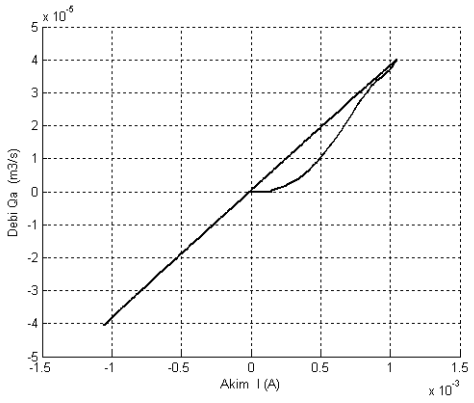
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



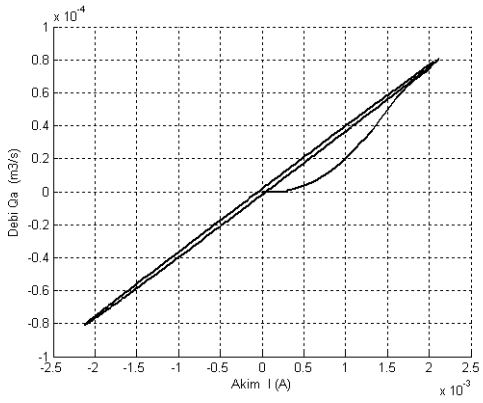
f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.9 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Servovalf Akımı

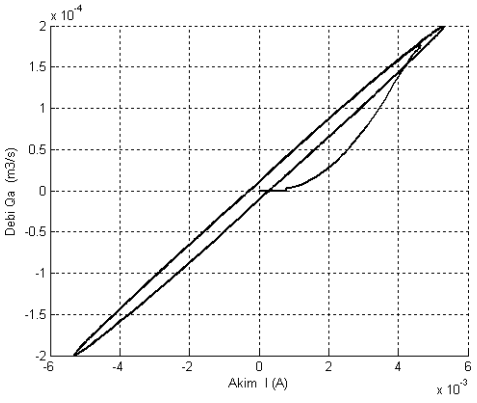
Şekil 6.10'da Servovalf akımına göre hidrolik silindirin A bölmesine gönderilen debi görülmektedir. Şekil 6.10 (a)'da bariz bir şekilde servovalf akımı ile A bölmesine gönderilen debi arasında lineer bir orantı mevcuttur. Bu orantı basınç sabit kaldıkça mevcuttur Ancak artan frekanslarda hidrolik silindirin A bölmesine gönderilen akışkanın basıncının artması debi düşümüne sebep olmakta ve akım ile debi arasındaki ilişki lineer oranı bozulmaktadır.



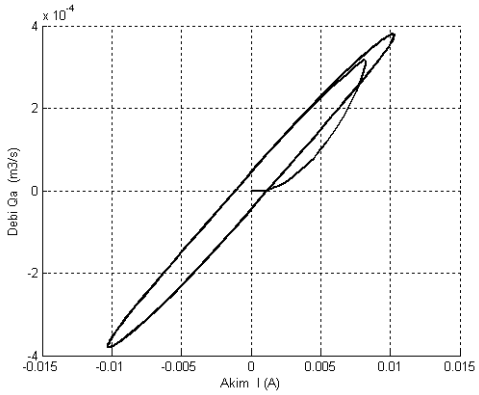
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



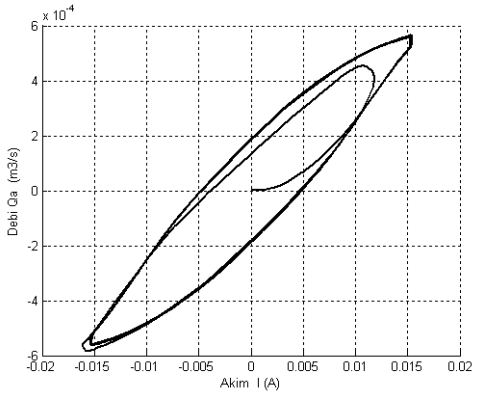
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



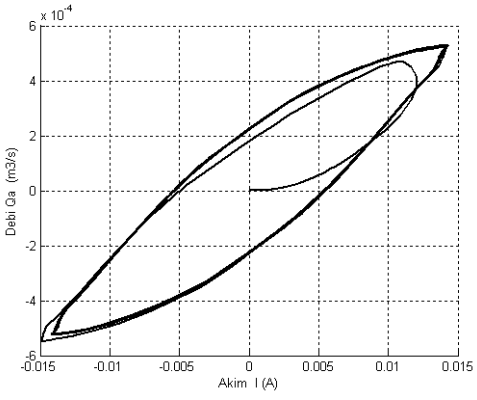
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



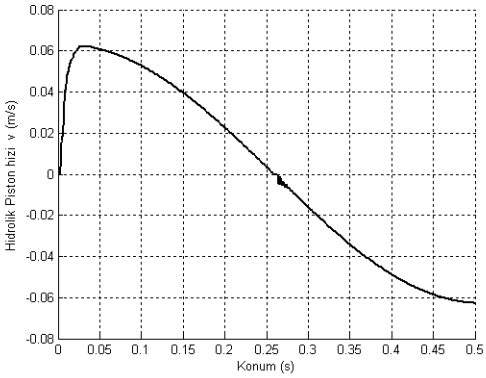
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



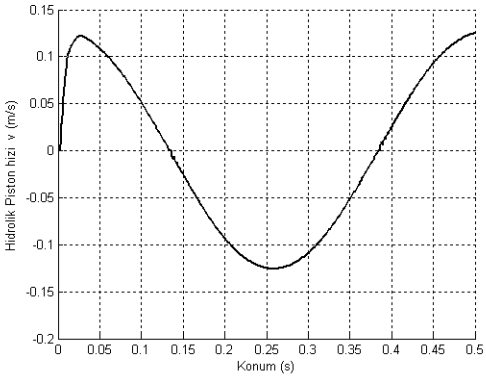
f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.10 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Servovalf Akımına Göre A Bölmesi debisi

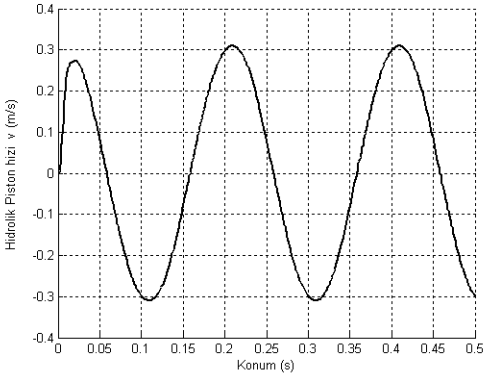
Şekil 6.11'de görülen farklı frekanslarda sinüzoidal hareketlerde hidrolik silindirin hızı, frekansın artışına göre giderek artmış 20 Hz. den sonra azalmaya başlamıştır. .



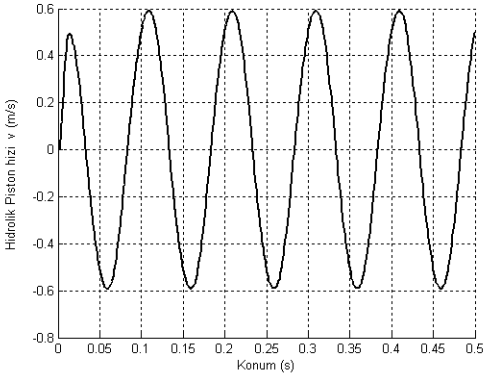
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



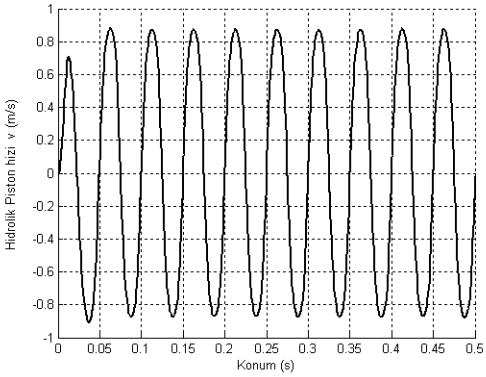
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



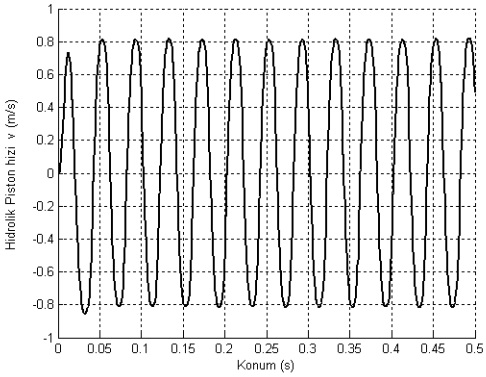
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



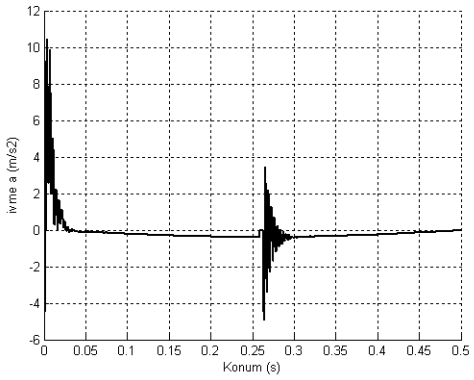
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



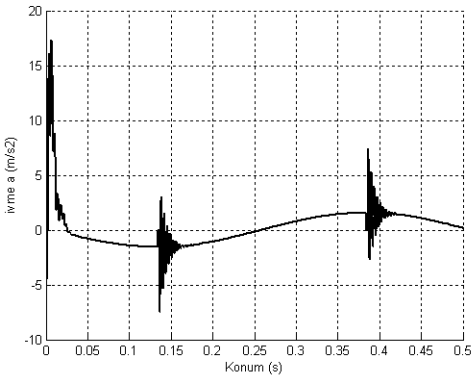
f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.11 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Pistonun Hızı

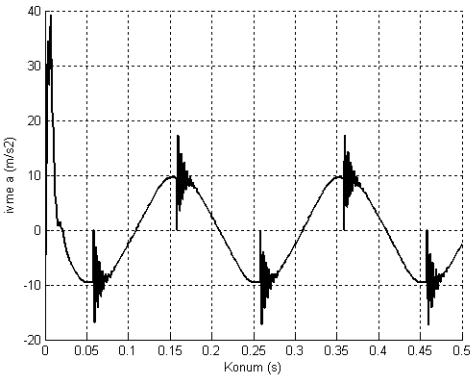
Şekil 6.12'de görülen farklı frekanslarda sinüzoidal hareketlerde hidrolik silindirin ivmesi 1 Hz, frekans ta sabite yakın görülmekte frekansın artışına göre giderek artmaktadır. Hareket yönü değişiminde ise ivme değişiminde zorlanma sürtünme kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır.



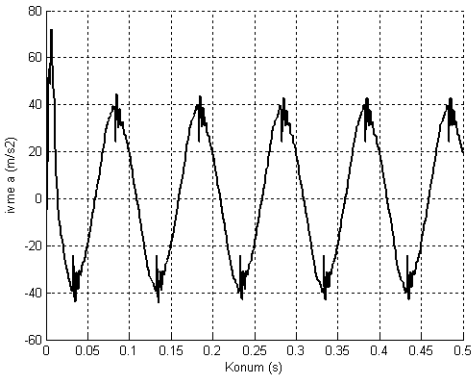
a) Sinüzoidal (1 Hz.)



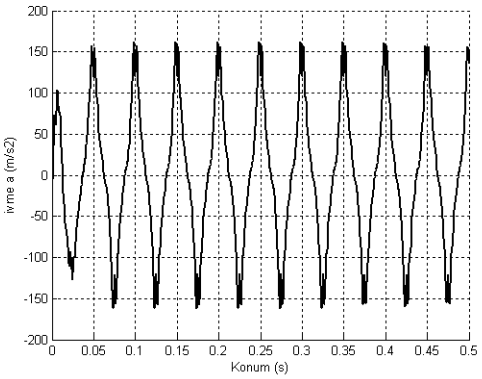
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



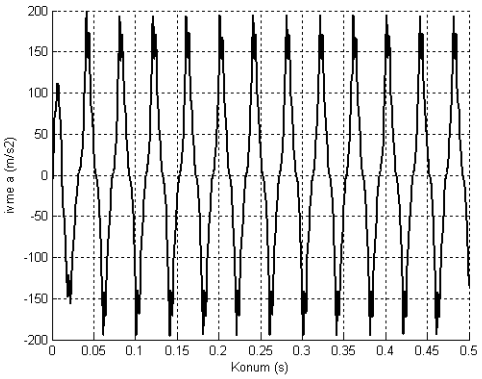
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



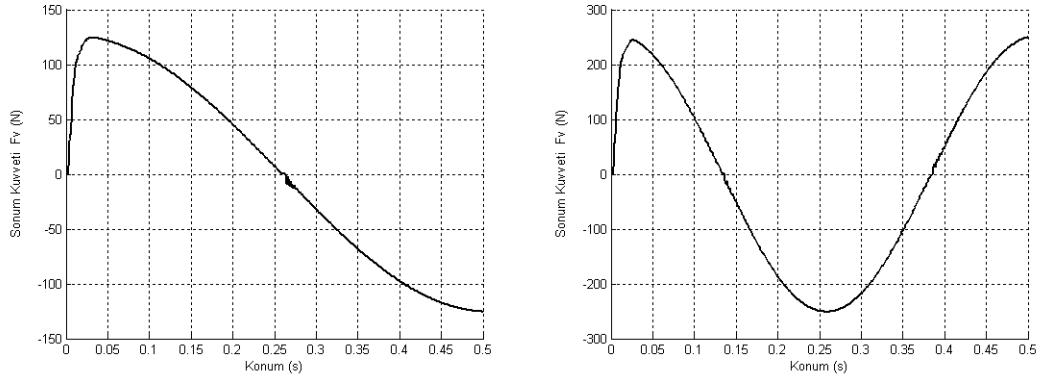
e) Sinüzoidal (20 Hz.)



f) Sinüzoidal (25 Hz.)

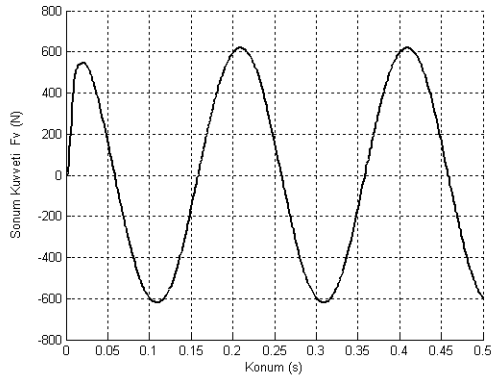
Şekil 6.12 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Pistonun İvmesi

Şekil 6.13'de görülen farklı frekanslarda sinüzoidal hareketlerde sönümleyicinin karşı kuvveti hızla orantılı arttığı için frekansın artışına göre 20 Hz. e kadar giderek artmış 20 Hz. den sonra azalmaya başlamıştır

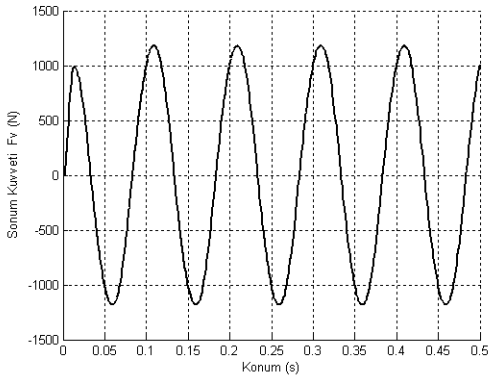


a) Sinüzoidal (1 Hz.)

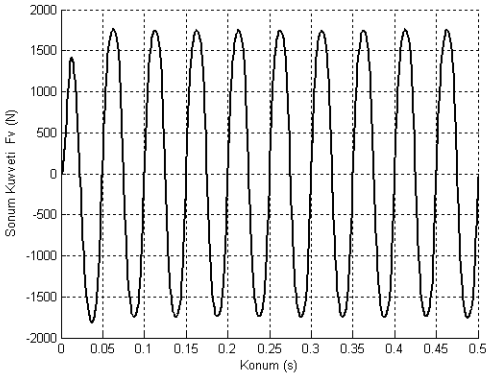
b) Sinüzoidal (2 Hz.)



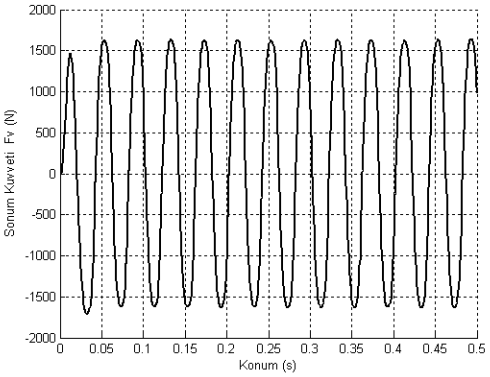
c) Sinüzoidal (5 Hz.)



d) Sinüzoidal (10 Hz.)



e) Sinüzoidal (20 Hz.)



f) Sinüzoidal (25 Hz.)

Şekil 6.13 Hidrolik Sistemin Farklı Frekanslarda Sinüzoidal Giriş İçin Bulanık Mantık Kontrolünde Hidrolik Pistona Etkiyen Sönümleyicinin Karşı Kuvveti

7. SONUÇ ve TARTIŞMALAR

Bu çalışmada servovalf ile simetrik silindirden oluşan elektro hidrolik bir sistemin matematik modeli kurularak, MATLAB® yazılımının SIMULINK® modülü ile dinamik etkileri de içeren simülasyonu, PD ve bulanık mantık kontrol uygulaması gerçekleştirilmiştir.. Sistem modelinin gerçeğe yakın olması için sıkıştırılabilirliği, statik, kinematik ve viskoz sürtünme etkileri modellemede göz önünde bulundurulmuştur. Sızıntı katsayıları tam olarak bilinememesinden dolayı çok küçük değerlerde olduğu varsayılarak ihmal edilmiştir.

Kontrolsüz durumda sistemin konumunun arzu edilen değerden çok daha büyük değerlere (maksimum aşma) ulaşmaktadır. İlk önce PD kontrol kazançları Ziegler-Nichols metoduna göre bulunmuş olup, hassas ayarları yapılarak PD kontrol uygulanmıştır. Daha sonra eş zamanlı olarak aynı konum yörüngelerinde bulanık mantık kontrol (FLC) uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde PD ve FLC uygulamalarında adım, kare, trapez, sinüzoidal konum yörüngelerine ulaşma zamanları açısından kıyaslanması yapılmıştır. Ayrıca elektro hidrolik servo sistemin sinüzoidal yörüngede frekans değişikliğine verdiği cevaplar irdelenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre elektro hidrolik servo sistemden yüksek bir dinamik performans, yüksek cevap hızı ve yeterli bir konum hassasiyeti sağlanabileceği tespit edilmiştir. Sinüzoidal yörünge ile sistemin konum cevabı arasında çok büyük bir faz farkı olmadan takip ettiği görülmektedir. Simülasyonu yapılan elektro hidrolik servo sisteminde 5 Hz.lik sinüzoidal giriş sinyaline kadar başarılı bir konum izleme gerçekleştirilmiştir. 5 Hz.lik frekansta önce PD kontrolünde daha sonrada FLC' de istenen konuma ulaşmada sapmalar gözlenmiştir. Konum izlemesinin bozulması hidrolik silindirin gidiş ve geri dönüşlerinde aynı oranda gerçekleşmiştir. FLC, PD kontrole göre daha hassas ve hızlı yörünge izlemiştir. Bulanık mantık kontrol (FLC), PD kontrole göre bütün frekanslarda istenen konuma çok hızlı ve hassas bir şekilde erişmektedir. Çalışması yapılan elektro hidrolik servo sistemde değişik yörüngelere göre değerlendirilen tüm grafiklerde bulanık mantık yaklaşımı, PD kontrolden çok daha iyi neticeler vermiştir.

Gelecekte Yapılacak Çalışmalar

1- Mevcut elektro hidrolik sistemin modeline çeşitli hidrolik sürtünme etkileri, hidrolik sıvısının içerisinde çözünmüş hava miktarlarının etkileri, hidrolik sızıntılar, her bir hidrolik sistem elemanlarının (hidrolik silindirin, hidrolik borular gibi) esnekliği, çalışma şartlarında oluşan sıcaklık etkisi gibi etkenler simülasyona dahil edilerek sonuçların detaylı analizleri yapılabilir.

2- Parametre değişimleri (kütle, besleme basıncı , referans konum) değiştirilerek kontrol yöntemi ve sistem dinamiği incelenebilir.

3- Geliştirilen modeller "Self tuning kontrol" gibi ileri kontrol tekniklerinin uygulamasında kullanılabilir.

4- Bu çalışmada kullanılan her iki kontrol yöntemi, elektro hidrolik sistemin konum kontrolü için deneysel olarak uygulanabilir.

5- Deneysel metotla konum kontrolünün eş zamanlı olarak, doğrudan Matlab® ile uygulanması gerçekleştirilebilir. Simülasyonda tanılanmış parametrelerin seçimindeki hatalar ve yapılan diğer kabullerin hassas ayrı yapılabilir.

7. KAYNAKLAR

[1]. **Finney, J. M., Pennigton A., Bloor M. S. and Gill G. S.,** 1985, A pole-Assigment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive, Jornel of Dynamic System Measurement and Control, 107, 145-150.

[2]. **Edge, K. A. and Figueredo, K. R. A.,** 1987, An Adaptively Controlled Elektrohydraulic Servo-Mechanism. Part1: Adaptive Controller Design. Proc.Instn. Mech.Engrs.,201,81-87

[3]. **Kutlu, K., Kuzucu, A. ve Dinibütün, A. T.,** 1988, Hidrolik Bir Sistemin Mikroişlemciyle Konum Kontrolü, Makine Teorisi Sempozyumu, Foça - İzmir,Ekim, 117-137

[4]. **Watton, J.,** 1990, A Digital Compensator Design For Electrohydraulic Single Rod Cylinder Position Control Systems, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 112, 403-409.

[5]. **Kutlu, K. ve Güner, H.,** 1991, Comparision of Digital PD and Fuzzy Control Theory on A Hydraulic Servosystem, IFAC-Symposium on Design Methods of Control Systems, Vol.1., Zurch Switzerland, September, 159-162.

[6]. **Shichang, Z., Xingmin, C.,Yuwan, C.,** 1991, Optimal Control of Speed Convertion of a Valve Controlled Cylinder Systems, Journal of Dynamic System Measurement and Control, Vol.112, pp. 691-695.

[7]. **Cheng, Y. and De Moor, B.L.R.,** 1994, Robustness analysis and control system design for a hydraulic servo systems. IEEE Transactions on Control Systems Technology.2,No 3, 183-197.

[8]. **İstif, İ. ve Kutlu, K.,** 1995, Elektro hidrolik Bir Servosistemin PD Kontrolü, 7. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, YTÜ İstanbul, 509-516.

[9]. **Le, T.T., Watton, J. and Pham, D.T.,** 1997, An artificial neural network based approach to fault diagnosis and classification of fluid power system. Proc.Instn.Mech.Engrs Part I – ImechE, 211, 307-317.

[10]. **Schidl, R. and Manhartsgruber, B.,** 1998, On the dynamic behavior of servo-hydrolic applied to hydraulic drivers, Nonlinear Dynamics, 17, 247-268.

[11]. **Kremer, G. G.,** 1998, Improved methods for robust stability analysis of nonlineer hydraulic control system : a bifurcation based prosedure. Ph.D. Universty of Cincinnati.

[12]. **Alleyne, A. And Liu, R.,** 1999, On the limitations of force tracking control for hydraulic servosystems. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control,121,184-190.

[13]. **Detieck, E.,** 2000, A fuzzy self-learning position control of hydraulic drive. Cybernetics and System : An International Journal, 31. 821-836.

[14]. **Liu, G. P. and Daley, S.,** 2000, Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems, Control Engineering Practice 8, pp 1045-1053.

[15]. **Eryılmaz, B. And Wilson, B. H.,** 2000, Combining Leakage of Hydraulic Servovalve Model, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 122, 576-579.

[16]. **Jones, E., Dopson, A. And Roskilly, A.P.,** 2000, Design of a reduced-rule self organizing fuzzy logic controller for water hydraulic applications. Proc. Instn.Mech.Engrs., 214, 371-381.

[17]. **İstif, İ., Kutlu, K. ve Sağırlı, A.,** 2001, Servovalf kontrollu bir hidrolik motor

sisteminin modellenmesi ve konum kontrolu. 10. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu. Selçuk Üniversitesi, Konya, EylüL. 451-458.

[18]. **Şen, Z.,** 2001, Bulanık mantık ve modelleme ilkeleri, Bilge Yayıncılık, İstanbul.

[19]. **Akkaya, A., V., Çetin, Ş,** 2003, Doğrusal Bir Hidrolik Hareketlendirici Sistemin Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Bildirisi"

[20]. **Köktürk, Ö., Sarı, İ., Balkan, T.,** 2005, Hidrolik Bir Servovalf-Silindir Sisteminin Gerçek Zamanlı Denetimi, IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Bildirisi

[21]. **Poley, R.,** 2005, DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators. Texas İnstrument Aplication Report. Spraa76-January

[22]. **Erşahin, M. A ve Ünlüsoy, Y. S.,** 1999, Hidrolik Güç Sistemlerinin Bilgisayar Yardımı ile Tasarım ve Simülasyonu, (HİD-01), I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Bildiri Kitabı, İzmir, s.1-14, 3-5.

[23]. "MATLAB® User's Guide", Version 6, The Mathworks Inc., 2002.

[24]. **İstif, İ.,** 2003, Oransal Valf ve Hidrolik Silindirden oluşan Bir Sistemin Tanılanması ve Konum Kontrolu, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi

[25]. **Feng, T.Y.,** 1959, Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper-Nozzle Valves, Journal of Basic Engineering, Trans. of ASME, pp. 275-284, Sept.

[26]. **Lichtrowicz, A.,** 1973, Flow and Force Characteristics of Flapper Valves, 3 rd International Fluid Power Symposium, pp. B1-1-B1-11, 9-11.

[27]. **Murtaugh, S. A.,** 1959, An Introduction to the time modulated acceleration switching electrohydraulic servomechanism, ASME, Journal of Basic Engineering, pp. 263-268.

[28]. **Ikebe, Y. and Nakada, T.,** 1973, On a piezoelectric flapper type servovalve operated by pulse-width-modulated signal, IEEE JACC, pp.945-953.

[29]. **Lequoc, S., Cheng, R.M.H. and Laye, A.,** 1987, Investigation of an Electrohydraulic Servovalve With Tunable Return Pressure and Drain Orifice, Trans. Of ASME, Journal of Dynamics, Measurement, and Control, vol. 109, pp. 276-285

[30]. **Arafa, H.A. and Rizk, M.,** 1987, Spool hydraulic stiffness and flow force effects in electrohydraulic servo-valves, Proc. Instn. Mech. Engrs Vol. 201, No C3, pp. 193-199.

[31]. **Lin, S.J. and Akers A.,** 1989, A Nonlinear Model of a Flapper-Nozzle Valve, Proc. Of American Control Conference, Vol. 2, pp. 1520-1525

[32]. **Lin, S.J. and Akers, A.,** 1991, Dynamic analysis of a flapper- nozzle valve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, pp.163-167.

[33]. **Tsai, S.T., Akers, A. and Lin, S.J.,** 1991, Modeling and dynamic evaluation of a two-stage two-spool servovalve used for pressure control, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, pp.709-713.

[34]. **Burrows, C.R., Mu, C. and Darling, J.,** 1991, A dynamic analysis of a nozzle-flapper valve with integral squeeze film damper, Transaction of ASME, Vol. 113, pp.702-708.

[35]. **Plummer, A.R. and Vaughan, N.D.,** 1996, Robust Adaptive Control for Hydraulic Servosystems, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, pp. 237-244.
[36]. **Tunay, I and Kaynak, O.,** 1996, Provident Control of an Electrohydraulic Servo with Experimental Results, Mechatronics Vol. 6, No. 3, pp. 249-260.
[37]. **Tsuchiya, T., Yamakado, M., Ishii, M. And Sugano, M.,** 1998,. Fundamental Study on Vibration Control Using the Derivative of Acceleration "Jerk" Sensor, JSME International Journal, Series C, Vol. 41, No.4, pp. 786-791.
[38]. **Ziaei, K. and Sepehri, N.,** 2000, Modeling and identification of electrohydraulic servos, Mechatronics Vol. 10, pp. 761-772.
[39]. **Liu, G. P. and Daley, S.,** 2000, Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems, Control Engineering Practice 8, pp 1045-1053.
[40]. **Niksefat, N. and Sepehrı, N.,** 2000, Design and experimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory, Control Engineering Practice 8, pp. 1335-1345.
[41]. **Yüksel, İ ve Şengirgin, M.,** 2001, "Elekttrohidrolik valflerin gelişimi ve Karakteristiklerinin incelenmesi". II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi.
[42]. **Watton, J.,** 1989, Fluid Power Systems. Modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice Hall International (UK) Ltd.
[43]. **Yazıcı, Ş.,** 2003, Hidrolik Servo Valfler – Özellikleri ve Bakımı, Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi Bildirisi"
[44]. **Batu, U., Gürcan M.B ve Balkan, T.,** 2003, Hidrolik Servovalflerin Dinamik Modelleri ve Performans Testleri, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Bildirisi.
[45]. **Güven, A.K.,** 2001,. Hidrolik Yağların Ana Fonksiyonları Ve Hidrolik Yağ Seçimi, Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi Bildirisi".
[46]. **Kowta, S.,** 2003, Robusrobust Stability Analysis of Servo-Hydraulic System In Parameter Space, Master Of Science,University Of Cincinnati.
[47]. **Yüksel, İ.,** 2001, Otomatik Kontrol, VİPAŞ.
[48]. **Şenol, F.,** 2000, Bulanık Mantık Kontrolcüsü, Ankara G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi, Elektronik-Bilgisayar Eğitimi Bölümü Lisans Tezi.
[49]. **Atacak, İ.,** 1998, Genel Amaçlı Bir Bulanık Mantık Kontrolcüsünün Tasarımı, Ankara G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.
[50]. **Yager, R. R., Zadeh L.A.,** 1992, Fuzzy Logic Controllers, An Introduction to Fuzzy Logic Applications In Intelligent Systems, 69-89.
[51]. **Baba, F.,** 1995, Triga-II Reaktörü için Fuzzy kontrol Tasarımı ve Simülasyonu, İTÜ Doktora Tezi.
[52]. **Yüksel, İ.,** 1997, Gelişkin Denetim Algoritmaları, Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri, 314-316, Bursa.
[53]. **Takagi, T. and Sugeno, M.,** 1985, Fuzzy identification of systems and its applications to modelling and control, IEEE Trans. Syst. Man&Cybern., Vol. SMS-15, No. 1, 116-132.
[54]. **Günal, Ü.,** 1997, Bulanık Mantık, Otomasyon dergisi, 56, 170-173, İstanbul.