

**HİDROLİK SİLİNDİRİN BULANIK MANTIK YÖNTEMİ İLE
KONUM KONTROLÜ**

Eşref ÇINAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2013
ANKARA**

Eşref ÇINAR tarafından hazırlanan “HİDROLİK SİLİNDİRİN BULANIK MANTIK YÖNTEMİ İLE KONUM KONTROLÜ” adlı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Hasan Basri ULAŞ
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Muammer NALBANT
İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Yrd. Doç. Dr. Hasan Basri ULAŞ
Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Ulvi ŞEKER
İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Yrd. Doç. Dr. Abdullah DURAN
İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Yrd. Doç. Dr. Ali SAYGIN
Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Tez Savunma Tarihi: 21/06/2013

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Eşref ÇINAR

HİDROLİK SİLİNDİRİN BULANIK MANTIK YÖNTEMİ İLE

KONUM KONTROLÜ

(Yüksek Lisans Tezi)

Eşref ÇINAR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2013

ÖZET

Bu tezde, hidrolik silindirin hassas şekilde konumlandırılması amaçlanmıştır. Araştırmada, günümüz endüstrisinde kontrol tekniklerinin yeri ve önemi vurgulandıktan sonra, literatür taramaları yapılarak bulanık mantık ile yapılmış olan çalışmalar incelenmiştir. Hidrolik sistemde kullanılan temel parçalar tanıtılmıştır. Yapılan deneylerde solenoid ve oransal valf kullanılmıştır. Konum kontrolünde ise bulanık mantık kullanılmış ve kural tabanı geliştirilmiştir. Kural tabanı sözel ifadelerden oluşturulmuştur. Bulanık mantık algoritması (üyelik fonksiyonları) Matlab programının fuzzy modülünde yazılmıştır. Deneyler sonucunda yapısı nedeniyle çokta hassas olmayan solenoid valflerin bulanık mantık yöntemi ile kontrol edilmesi sonucunda oransal valfle elde edilen değerlere yaklaştığı gözlemlenmiştir. Deneyler, birim basamak ve sinüsoidal sinyalleri ile gerçekleştirilmiştir. Birim basamak sinyali deneyleri sonucunda solenoid valf %3 lük hata toleransına kadar sıkıştırılmış fakat en iyi sonuç %7'lik hata toleransı girişinde yakalanmıştır. Sinüs sinyali deneylerinde ise en iyi sonuç 0,4 mm'lik hata olarak karşımıza çıkmıştır. Bu deneyde kullanılan oransal valf yaklaşık olarak 3,5 volt ile rampa edilebilmiştir. Deneyleri incelediğimizde %3 hata toleransı çok rahat yakalanmıştır. Solenoid valf deneyleri ile karşılaştırdığımızda daha iyi sonuçların elde edildiği görülmüştür. Sinüs sinyalleri ile yapılan deneyleri

incelediğimizde solenid valf ile yapılan deneylerden daha iyi bir sonuç elde edildiği görülmüştür. Sonuçlara bakıldığında 0,12 mm’lik hata toleransının kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 708.1.084

Anahtar Kelimeler : Hidrolik, Konum kontrolü, Bulanık Mantık

Sayfa Adedi : 86

Tez Yöneticisi : Yrd. Doç Dr. Hasan Basri ULAŞ

POSITIONING CONTROL OF HYDRAULIC CYLINDERS THROUGH FUZZY LOGIC METHOD

(M.Sc. Thesis)

Eşref ÇINAR

**GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

May 2013

ABSTRACT

In this thesis, sensitive positioning of hydraulic cylinders is targeted. In the study, following the emphasizing of the significance and the place of control techniques in today's industry, studies carried out through fuzzy logic have been examined by scanning literatures. Basic parts used in hydraulic systems have been introduced. Solenoid and proportional valves have been used in the experiments. Fuzzy logic has been used in positioning control and rule base has been developed. Rule base has been formed with verbal definitions. The algorithms of fuzzy logic (membership functions) have been created in the fuzzy module of Matlab software. As a consequence of the experiments, solenoid valves which are not that sensitive due to its structure have been observed to get close to the values obtained by proportional valves when they are controlled through fuzzy logic method. The experiments have been implemented with unit order and sinusoidal signals. Solenoid valve has been compressed to 3% error tolerance as a result of unit order signal experiments; however, the best result has been obtained in the entry of 7% error tolerance. The best result in sinus signal experiments has been observed as 0,4 mm of error. In this experiment, the proportional valve used has been ramped with about 3,5 volts. When we examine the experiments, 3% error tolerance has been obtained easily. Once compared to solenoid valve experiments, it has been seen that better results

have been obtained. When we examine the experiments carried out with sinus signals, it is seen that far better results than the experiments carried out with solenoid valves have been obtained. Looking at the results, it is seen that 0,12 mm error tolerance is within the acceptable limits.

Science Code : 708.1.084

Key Words : Hydraulic, Position Control, Fuzzy logic

Page Number : 86

Adviser : Yrd. Doç Dr. Hasan Basri ULAŞ

TEŞEKKÜR

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımda beni destekleyen sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Hasan Basri ULAŞ'a, tez çalışmamın başından sonuna kadar benden yardımlarını esirgemeyen PARS Lunapark çalışanlarına ve çalışmalarım esnasında bana sabır gösteren değerli eşim Selda ÇINAR' a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiii
RESİMLERİN LİSTESİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xviii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE DEĞERLENDİRİLMESİ	4
2.1. Literatür Araştırması.....	4
2.2. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi	8
3. KURAMSAL TEMELLER.....	9
3.1. Hidrolik	9
3.1.1. Hidromekanik	9
3.1.2. Hidrostatik	9
3.1.3. Hidrodinamik	12
3.1.4. Akış çeşitleri	13
3.1.5. Hidrolik devre tasarımı ve elemanları	15
3.1.6. Hidrolik yağ	18
3.1.7. Hidrolik tank	19
3.1.8. Hidrolik pompa	20

Sayfa

3.1.9. Basınç emniyet valfi.....	22
3.1.10. Basınç ölçüm elemanları.....	24
3.1.11. Filtreler	25
3.1.12. Akümülatör	25
3.1.13. Yön denetim valfleri.....	26
3.1.14. Hidrolik silindirler.....	31
3.2. Bulanık Mantık.....	36
3.2.1. Bulanık mantığın tarihsel gelişimi	36
3.2.2. Belirsizlik ve kesin olmayış	38
3.2.3. Bulanık mantık kontrolcünün yapısı	41
3.2.4. Matlab çalışma ortamı	42
4. YÖNTEM VE DENEY DÜZENİĞİ	46
4.1. Matematiksel Model.....	46
4.2. Deney Düzenliği	55
4.2.1. Gövde	56
4.2.2. Hidrolik silindir	56
4.2.3. Solenoid valf	56
4.2.4. Hidrolik pompa	59
4.2.5. Elektrik motoru	59
4.2.6. Hidrolik depo flanşı.....	60
4.2.7. Bilgisayar ve veri toplama kartı.....	60
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	62
5.1. Solenoid Valf ile Yapılan Deneyler.....	66

Sayfa

5.1.1. Birim basamak girişe deneysel cevaplar	68
5.1.2. Sinüsoidal girişe deneysel cevaplar.....	70
5.2. Oransal Valf ile Yapılan Deneyler	72
5.2.1. Birim basamak girişe deneysel cevaplar	74
5.2.2. Sinüsoidal girişe deneysel cevaplar.....	76
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	79
6.1. Sonuç	79
6.2. Öneriler	80
KAYNAKLAR.....	82
ÖZGEÇMİŞ.....	86

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Çizelge 3.1. Valf anma büyüklükleri ve kapasite değerleri	29
Çizelge 3.2. Fiziksel sistemlerdeki bulanık mantığın rolü	37
Çizelge 4.1. Solenoid valf teknik özellikleri	57
Çizelge 4.2. Solenoid valf akış yönleri	58
Çizelge 4.3. Solenoid valf akış yönleri (orta pozisyon)	59
Çizelge 5.1. Kural tabanı	64
Çizelge 6.1. Solenoid-oransal valf kararlı durum ve işletme maliyeti karşılaştırması	80

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Hidrostatik	10
Şekil 3.2. Paskal kanunu	10
Şekil 3.3. Kuvvet iletimi	11
Şekil 3.4. Akış	12
Şekil 3.5. Laminar akış	14
Şekil 3.6. Türbülanslı akış	14
Şekil 3.7. Hidrolik devre	16
Şekil 3.8. Hidrolik tank	20
Şekil 3.9. Dıştan dişli pompa	21
Şekil 3.10. Çift odalı paletli pompa	21
Şekil 3.11. Eksantrik radyal pistonlu pompa	22
Şekil 3.12. Direkt basınç emniyet valfi.....	23
Şekil 3.13. Pilot uyarılı basınç emniyet valfi	24
Şekil 3.14. Manometre	24
Şekil 3.15. Filtre	25
Şekil 3.16. Akümülatör	26
Şekil 3.17. Histerezis	27
Şekil 3.18. Sıfır taşma	27
Şekil 3.19. Pozitif taşma	27
Şekil 3.20. Negatif taşma	28
Şekil 3.21. Faz kayması ve genlik sönümlemesi	28
Şekil 3.22. Sürgülü yön denetim valfi	29

Şekil	Sayfa
Şekil 3.23. Oturmalı tip yön denetim valfi	30
Şekil 3.24. Normalde açık valf	31
Şekil 3.25. Normalde kapalı valf	31
Şekil 3.26. Hidrolik silindir	32
Şekil 3.27. Bilimsel yöntemler	37
Şekil 3.28. Bulanık mantık kontrolcünün yapısı	41
Şekil 3.29. Bulanık mantık editörü	42
Şekil 3.30. Üyelik fonksiyonu editörü	43
Şekil 3.31. Kural editörü	44
Şekil 3.32. Kural izleyicisi	45
Şekil 3.33. Yüzey izleyicisi.....	45
Şekil 4.1. Kontrol sistemleri giriş-çıkış değişkenleri.....	46
Şekil 4.2. Lineer hareketlendirici ve grafiği	47
Şekil 4.3. Temel kontrol blok şeması	48
Şekil 4.4. Konum kontrol sisteminin blok diyagramı	48
Şekil 4.5. Hidrolik sistemin fiziksel modeli	49
Şekil 4.6. Sistemin sinüs dalgasına cevabı.....	51
Şekil 4.7. System identification tool.....	52
Şekil 4.8. Transfer fonksiyonu çıkarım modeli	53
Şekil 4.9. Sistemin kare dalgaya olan cevabı ve transfer fonksiyonu yakınsaması....	53
Şekil 4.10. Deney düzeneği şeması	55
Şekil 4.11. Plastik takoz	56
Şekil 4.12. Solenoid valf	57

Şekil	Sayfa
Şekil 4.13. Solenoid valf akış eğrisi	58
Şekil 4.14. Akış karakteristiği	59
Şekil 4.15. Hidrolik depo flanşı.....	60
Şekil 4.16. Sayısal - analog sinyal çevirici kart.....	61
Şekil 5.1. Giriş fonksiyonu hata'nın, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları.....	62
Şekil 5.2. Giriş fonksiyonu hata türevinin, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları	63
Şekil 5.3. Çıkış fonksiyonu, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları	63
Şekil 5.4. Simulink blok diyagramı (oransal valf sürücü blokları).....	65
Şekil 5.5. Simulink blok diyagramı (solenoid valf sürücü blokları).....	65
Şekil 5.6. Solenoid elektrik devre şeması	67
Şekil 5.7. 25-30mm %3 hassasiyet	68
Şekil 5.8. 25-30mm %5 hassasiyet	69
Şekil 5.9. 25-30mm %7 hassasiyet	69
Şekil 5.10. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,3 mm).....	70
Şekil 5.11. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,3 mm)	71
Şekil 5.12. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,5 mm).....	71
Şekil 5.13. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,5 mm)	72
Şekil 5.14. Oransal valf hidrolik deney düzeneği.....	73
Şekil 5.15. Oransal elektrik devre şeması	73
Şekil 5.16. 25-30mm %3 hassasiyet	74
Şekil 5.17. 25-30mm %5 hassasiyet	75
Şekil 5.18. 25-30mm %7 hassasiyet	75
Şekil 5.19. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,3 mm).....	76

Şekil	Sayfa
Şekil 5.20. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,3 mm)	77
Şekil 5.21. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,5 mm).....	77
Şekil 5.22. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,5 mm)	78

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Solenoid valf hidrolik deney düzeneği	66
Resim 5.2. Solenoid valf sürücü devresi	66
Resim 5.3. PCLD-8710	67

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
μ	Üyelik fonksiyonu
N_i	Giriş sayısı
N_o	Çıkış sayısı
N_p	Paralel işlemci sayısı
N_r	Kural sayısı
R_s	Çözünürlük
x	Söylem kümesi üyeleri

Kısaltmalar	Açıklama
BM	Bulanık Mantık
BMK	Bulanık Mantık Kontrol
BMKS	Bulanık Mantık Kontrol Sistemi
BMKT	Bulanık mantık kural tabanı
UF	Üyelik Fonksiyonu
MF	Membership Function
FRBS	Fuzzy Rule-Based System
FL	Fuzzy Logic
FLC	Fuzzy Logic Control
FLCS	Fuzzy Logic Control System

1. GİRİŞ

Hidrolik sistemlerin uygulandığı her alanda, konum kontrolü çok fazla önem kazanmaktadır. Konum kontrolünün amacı, sistemi istenen konuma en optimum şekilde yani yüksek kararlılıkta düşük zaman ve enerji harcayarak getirmektir. Bu değişkenlerin gerçekleştirilmesi sistemin kuruluşuna, ölçüm cihazlarının hassasiyetine, uygulanan kontrol türlerine ve algoritmalarına bağlıdır. Hidrolik konum kontrolü sistemleri, büyük güç ve küçük stroklarda rahat bir şekilde kontrol uygulayabilme özelliklerinden ötürü tüm endüstri alanlarında kullanılmaktadır.

Otomatik kontrol gelişmiş mühendislikte (mühendisliğin gelişmesinde) ve bilimde önemli rol oynamıştır. Otomatik kontrol, uzay-araç sistemleri, füze yönlendirme sistemleri, robot sistemleri ve modern üretim yöntemlerinin önemli ve ayrılmaz parçası haline gelmiştir. Örneğin, otomatik kontrol havacılık sektöründe otomatik pilot sistemlerinin tasarımında, imalat sanayinde kullanılan takım tezgahlarının sayısal kontrollerinde, otomobil sektöründe farların ayarları ve hız kontrolünde oldukça kullanılır. Ayrıca basınç, sıcaklık, nem, viskozite ve akış kontrolü proseslerinde çokça kullanılır [1].

Otomatik kontrol teorisinin ve pratiğinin gelişmesinden bu yana bir çok alanda gelişmelere yardımcı olmuştur. Bunlar, el ile tekrarlı işlerin yapılması, verimliliğinin artırılması, dinamik sistemlerden yüksek performans elde edilmesi gibi. Birçok mühendis ve bilim adamı bu tür sistemlerin geliştirilmesi için bu alanı iyi biliyor olması gerekmektedir [1].

Otomatik kontrolde ilk önemli çalışma 18. Yüzyılda buhar motorunun hız kontrolü için James Watt' ın santrifüj regülatörü oldu. Kontrol teoreminin gelişmesi döneminde diğer önemli çalışmalar arasında Minorsky, Hazen ve Nyquist'in çalışmaları gösterilebilir. Minorsky 1922 yapmış olduğu çalışmada gemi direksiyon sisteminin diferansiyel denklemler ile kararlı bir şekilde çalıştığını gösterdi. 1932 yılında Nyquist çalışmasında kapalı döngü sistemlerinin stabili senini belirlemek için girişe kararlı hal sinüsoidal sinyal vermiştir [1].

Modern sistemlerde birçok giriş ve çıkıştan oluşmaktadır. Bundan dolayı çok karmaşık olan sistemleri tanımlamak için karmaşık denklemlere ihtiyaç duyar. Klasik kontrol teorisi sadece tek giriş ve çıkıştan oluşmaktadır. 1960'lı yıllara kadar sayısal bilgisayarların gelişmesine kadar bu durum böyle devam etmiştir [1].

1960'dan 1980 yılına kadar optimal kontrol teorisi üzerine çalışılmış ve modern kontrolün temelleri atılmıştır. 1980 yılı sonrası ise modern kontrol hızla gelişmiştir.

Kontrol sistemi, tüm sistem içersinde bulunan farklı alt sistemleri yönlendirme ve düzenleme işlevini yerine getiren ve bu alt sistemlerde fiziksel unsurların bulunduğu komple bir topluluktur [2].

Kontrol sistemlerini iki temel topluluktan oluşmaktadır: Giriş ve çıkış. Giriş, kontrol sistemlerinde istenilen çıkışı sağlamak amacıyla dış enerji kaynaklarından kontrol sistemine uygulanan uyarmadır. Çıkış ise kontrol sisteminin giriş'e vermiş olduğu yanıt'tır. Bir kontrol sisteminde birden fazla giriş ve çıkış bulunabilir [2].

Genel olarak üç tür kontrol sistemi vardır [2]. Bunlar:

- İnsan tarafından yapılan suni kontrol sistemi
- Biyolojik sistemleri de içine alan doğal kontrol sistemleri
- Bileşenleri gerek biyolojik ya da doğal gerekse insan yapımı olan kontrol sistemleri

Modern kontrol teorisinde kontrol sistemleri iki ana başlık altında toplandığı söylenebilir. Bunlar, açık ve kapalı çevrimli kontrol sistemleridir. Açık çevrimli kontrol sistemi, giriş sinyalinin çıkıştan bağımsız olduğu sistemlerdir. Kapalı çevrimli kontrol sistemi ise giriş sinyalinin çıkış sinyaline bağımlı olduğu sistemdir [2].

Konum kontrolü, hidrolik sistemlerde kullanılan birçok elemanı(valf, hidrolik motor, hidrolik pompa vs.) kontrol etmede başarı ile uygulanmıştır. Hidrolik sistemlerde

konum kontrolünde ki başlıca amaç, sistemi istenilen konuma en uygun şekilde yani en az zaman ve enerji harcayarak getirmektir. Bu istenilen en az zaman ve enerjinin sağlanabilmesi için sistem unsurlarının birbirileri ile sağlıklı çalışması, ölçüm cihazlarının hassasiyetine, kontrol türüne ve yazılımın kalitesine bağlıdır.

Günümüzde hidrolik sistemlerde kontrol edilen elemanlar genellikle valfler(oransal ve servo) olmuşlardır. Bu sayede asıl kontrolü istenilen elemanları(silindir, hidrolik motor ve pompa) dolaylı olarak da olsa kontrol edilmiş olunur. Bu seçimin sebebi valflerin standartlara oturmuş olmaları ve elektrik sinyallerinin bu unsurlara rahat gönderilmesi olarak gösterebiliriz.

Hidrolik sistemlerin kullanıldığı birçok endüstriyel alan listelenebilir. Bunlardan belli bir referans konumda çalışmayı zorunlu kılan koşullar olabildiği gibi, sistemin istenen bir hız değerinde çalışmasını gerektiren operasyonlar mevcuttur. Örnek vermek gerekirse CNC tezgâhlar ve robot teknolojisi alanlarındaki uygulamalarda söz konusu işlemlerin örneklerine sıkça rastlanabilir.

Bu çalışmada ki amaç, sektörde ucuz olarak bulunan solenoid valf ile hassas konumlandırmadır. Bu gaye ile bulanık mantık teorisi kullanılmıştır. Çalışmada oransal ve solenoid valfli olmak üzere iki ayrı deney seti oluşturulmuştur. Bu iki ayrı deney seti ayrı ayrı kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Oransal valfle ile sağlanan konumlandırma toleransları solenoid valf ile yakalanmaya çalışılmıştır. Bu bağlamda konunun önemi günümüz teknolojisinde kullanılan birçok tezgah ve robot teknolojinde kullanmak üzere artmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE DEĞERLENDİRİLMESİ

2.1. Literatür Araştırması

Bu bölümde, yapılan çalışmaya yön verecek olan literatür sunulmuştur. Literatür taramasında ki makaleler Gazi Üniversitesi Kütüphanesinden çıkış alınarak Web of Science'dan yapılmıştır. Çalışmada yararlanılan tezler ise yine Gazi Üniversitesinin Kütüphanesinden faydalanılmıştır. Çalışmanın günümüz teknolojisine yakın olması için 2008'den sonraki yıllarda yapılan çalışmalara ağırlık verilmiştir.

Jeen ve Ruey (2010) yapmış oldukları çalışmada plastik parçaların üretiminde kullanılan enjeksiyon kalıplama makinesinin performansını artırmak için çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında nonlinear özellikler gösteren plastik parçaların üretiminin zorluğuna değinilmiş ve çalışmalarında her plastik parçaya göre kendi kendini organize eden bulanık denetleyici tasarlamışlardır [3].

Salhi ve ark. (2010) yapmış oldukları çalışmada elektrik enerjisi üretiminde kullanılan hidrolik türbün'ün kontrolünde takagi-sugeno yöntemi kullanmışlardır. Deneylerinde PI kontrolü ile bulanık mantığı sentezlemişlerdir. PI girişlerini bulanık mantık çıkışları ile kontrol etmişlerdir [4].

Bessa ve ark. (2010) çalışmalarında valflerde bir sorun olan ölü bölgedeki taşmalardan kaynaklanan sorunları gidermek amacıyla bulanık mantık yöntemi kullanmışlardır. Yapılan teorik çalışmada kapalı devre sinyallerinin sınırlılık ve yakınsama özellikleri Lyapunov kararlılık teorisi ile kanıtlamışlardır [5].

Jian ve ark. (2009) çalışmalarında hidrolik presin pompasından gönderilen yağın hacmini kontrol etmek üzere bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında pompanın elektrik motorunu PID-Fuzzy hibrit sistem ile kontrol etmişlerdir. PID girişlerini Fuzzy çıkışları ile kontrol etmişlerdir. Sonuçlarına baktığımızda kendi kendine ayarlayan PID sisteminin pozisyon izleme yeteneğini artırdığını göstermişlerdir [6].

Hui ve ark. (2009) çalışmalarında paralel hidrolik ünite ile ağır tonajlı araçlardaki fren verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalarda bulunmuşlardır. Burada aracın yük değişimine göre fren tork kontrolü sağlamışlardır. Böylelikle yakıt ekonomisi sağlamışlardır [7].

Mashadi ve Nasrolahi (2009) çalışmalarında dik yamaçların eteklerinde hareket eden bir traktörün yere paralel bir şekilde ilerlemesi üzerine yapmışlardır. Bu amaçla bir traktörü modifiye etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada oransal valfi PI tekniği ile kontrol etmişlerdir. PI girişlerini ise Fuzzy ile kontrol etmişlerdir. Fuzzy'in girişleri ise tekerlek hızı ile açısı olmuştur. Yaptıkları çalışmanın sonucunda bulanık mantığın etkili bir şekilde kontrole yardımcı olduğu göstermişlerdir [8].

Nazir ve Shaoping (2009) çalışmalarında diğer hibrit çalışmalarından farklı olarak PID ve bulanık kontrol kombinasyonuna dayalı melez kontrol tekniği üzerine çalışmışlardır. Yaptıkları teorik çalışmada birbirine entegre iki kontrolcüye hızlı bir yakınsama olması için algoritma üzerine çalışmışlardır [9].

Mao ve ark. (2009) çalışmalarında DVD ve plastik optik lens gibi ürünleri basan hidrolik enjeksiyon kalıplama makinesi üzerinde çalışmışlardır. Bu makinenin hidrolik güç düzeneği servo motor ve sabit deplasmanlı pompadan oluşmaktadır. Düzenekte servo motor bulanık mantık kontrolcüsü ile denetlemişlerdir. Servo motor farklı hız ve dış yükleme koşullarında deneyler yapmışlardır. Deney sonuçlarında en optimal hızı doğruladıklarını görmüşlerdir. Ayrıca enerji verimlilik de elde etmişlerdir [10].

Blazic ve ark. (2009) çalışmalarında basit bir platformun PLC kontrolcüsünü Takagi-Sugeno yöntemi ile kontrol etmeye çalışmışlardır [11].

Ahn ve Truong (2009) yapmış oldukları çalışmada Fuzzy ile PID'in hibrit bir biçimde çalıştırmışlar ve bu alanda yapılan çalışmaların sistematik bir yönteminin olmadığını bahsetmişlerdir. Tasarladıkları yeni hibrit sistemini hidrolik bir üniteye denemişler ve yöntemin etkili olduğunu göstermişlerdir [12].

Ching ve ark. (2009) yapmış oldukları çalışmada plastik enjeksiyon makinesinin kontrolü üzerine çalışmışlardır. Kontrolü PI denetleyici ve bulanık PI denetleyici şeklinde iki kontrolcü ile yapmışlardır. Denetleyicileri C programlama dili ile programlamışlardır. Deney sonuçlarında bulanık mantığın tatmin edici bir şekilde faydalı olduğunu kanıtlamışlardır [13].

Ahn ve Truong (2009) yapmış oldukları çalışmada hidrolik sistemleri tahrik etmede kullanmak üzere PID-Fuzzy hibrit sistemi geliştirmişlerdir. Yapmış oldukları teorik deneylerde başarılı sonuçlar elde etmişlerdir [14].

Krasucki ve ark. (2009) yapmış oldukları çalışmada mobil bir vincin hidrolik silindirleri PID-Fuzzy hibrit sistemi ile kontrol etmişlerdir. Kontrol sistemi simulasyon modelini Matlab-Simulink programında geliştirmişlerdir [15].

Fateh ve Alavi (2009) yapmış oldukları çalışmada araç süspansiyon sistemi üzerindeki empedans kontrolü uygulamışlardır. Geliştirmiş oldukları empedans kontrol engembeli yol koşullarında kullanılabileceği üzerinde durulmuştur [16].

Lin ve Ruey (2008) yapmış oldukları çalışmada aktif süspansiyon sistemini kontrol etmek için devamlı şekilde öğrenen bulanık mantık kontrolcüsü tasarlamışlardır. Yaptıkları kontrolcü ile gerçek zamanlı aktif süspansiyon kontrolcü tasarlamışlardır. Bu sistemin araç gövdesindeki titreşimleri azaltmak amacıyla kullanabileceğini yaptıkları teorik deneyler ile göstermişlerdir [17].

Nonami ve Barai (2008) yaptıkları çalışmada hidrolik hareketli robotik mekanizmayı PID kontrol ve bulanık mantık ile kontrol etmişler ve iki kontrol arasında karşılaştırma yapmışlardır. Deneyler sonucunda çok küçük hata ile ayaklar yörüngeyi izlemişlerdir [18].

Xiang ve ark. (2008) yapmış oldukları çalışmada otomobillerde kullanılan fren sistemi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında araç fren sistemi

kontrolcüsünü bulanık mantık ile tasarlamışlardır. Teorik deneylerinde bulanık kontrolcü yanal ve savrulmadaki kararlılığı doğrulamışlardır [19].

Shiuh ve Hung (2006) çalışmalarında araç süspansiyonunun kontrolü için bulanık telafi ile kendi kendini ayarlayabilen kayan rejimli kontrolcü tasarlamışlardır. Deneylerinde oransal bir valf, 2 adet A/D kart (PCL-812), 1 adet D/A kart (PCL-726), 1 adet enkoder (PCL-833), 2 adet servovalf, 2 adet silindir, 2 adet konum ölçüm için doğrusal potansiyometre, ivmeölçer ve doğrusal ölçek kullanmışlardır [20].

Young ve Kopp (2001) çalışmalarında bulanık mantık kontrolü ile çalışan hidrolik dövme makinesi geliştirmişlerdir. Deneylerinde üç farklı iş parçası kullanmışlar ve bu iş parçalarına belirli bir form vermişlerdir. İş parçasını bükmede kullanılan silindirin hareketini bulanık mantık ile kontrol etmişlerdir. Bulanık mantık algoritmasını C programlama dilinde yazmışlardır. Ayrıca fuzzyTECH[®] programını da kullanmışlardır. Deneyleri sonucunda sac bükümünde $\pm 0,6$ mm hassasiyeti yakalamışlardır. Ayrıca çalışmada bulanık mantık kullanıldığından dolayı sistemin matematiksel modelini çıkarmaya gerek olmadığını da göstermişlerdir [21].

Cheng ve ark. (2008) çalışmalarında senkronize çalışan hidrolik silindirlerin bulanık mantık teorisiyle konum kontrolü üzerine çalışma yapmışlardır. Deneylerinde iki adet silindir, iki adet oransal valf, hidrolik güç ünitesi ve potansiyometre kullanmışlardır. Ayrıca silindir üzerlerine eşit yükler (210 kg) koymuşlardır. Deneylerinde her iki silindir için ayrı ayrı kontrolcü tasarlamış ve bu kontrolcülerini koordine eden ayrı bir bulanık kontrolcüsü tasarlamışlardır. Bulanık kontrolcü için 7x7 bulanık kontrol tablosu oluşturmuşlardır. Bu tabloyu oluştururken Mamdani' nin Max-Min metodunu kullanmışlardır. Yine deneylerinde PCI-1602 DAQ kart ve PIO-DA8 D/A kart kullanmışlardır. Deney sonuçlarında ± 5 mm toleransı yakalamışlardır [22].

2.2. Literatür Araştırmasının Değerlendirilmesi

Literatür araştırmasında, çalışma konusu baz alındığında çalışmaların birçoğunda valf yanıt sürelerinin önemli olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca ikinci derece önemli olan diğer bir unsur ise valf sürücü devrelerinin cevap süreleri (response time) ve sürücü devresinin elektronik ünite bazında kaliteli olması gerekliliği gözlemlenmiştir. Ayrıca deneylerde elektronik gürültünün önüne geçebilmek için devre ve devre kablolarına dikkat edilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Yine teknik bazda dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta valfler deki stick-slip denen tutukluk olayına dikkat edilmesi gerektiği görülmüştür. Deneyler aşamasında valfler deki gecikmeye sebep olacak bu bozucu etki hesaba katılmalı ve böyle bir durum ortaya çıktığında deneylere dahil edilmemelidir.

Literatür değerlendirilmesini bulanık mantık programlaması açısından değerlendirdiğimizde ise programlamanın C dili yada Matlab-Simulink programında yapılmış olduğu görülmüştür. Deneylerde, kararlılık ve güvenirliliği düşündüğümüzde Matlab-Simulink programı ile çalışmanın faydalı olacağı görülmüştür. Ayrıca programsal olarak literatürü irdelediğimizde birçok ileri düzeydeki çalışmada bulanık mantık ile PID kontrolün beraber çalıştırıldığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada ise ileriki çalışmalara ön hazırlık olması açısından sadece bulanık mantık kontrolcüsü tasarlanacaktır. Literatürde valfleri daha ayrıntılı irdelediğimizde ise bir çok çalışma servo valf yada oransal valf ile yapılmıştır. Özellikle servo valf ile yapılan çalışmalarda yüksek hassasiyet yakalanmıştır. Yalnız bu çalışmada servo valflerin pahalı olması açısından solenoid ve oransal valf kullanılacaktır.

Literatürü sektörel bazda irdelediğimizde ise genellikle çalışmalar hidrolik silindirlerin hassas bir şekilde çalıştığı plastik enjeksiyon makinelerinde uygulandığı gözlemlenmiştir. Bu makinelerin seçilme sebebi genellikle hızlı olmaları gerekliliği ve hassas parçaların üretilmesi şeklinde açıklanabilir.

3. KURAMSAL TEMELLER

3.1. Hidrolik

3.1.1. Hidromekanik

Hidromekanik bilim dalı, akışkanların durağan(hidrostatik) ve hareketli(hidrokinetik) hallerindeki fiziksel özelliklerini ve davranışları ile ilgilenmektedir. Hidrolik akışkan gücünde hidromekanik kanunlarından yararlanır. Basınç, enerji ya da basınca dönüştürülen uyarılar transfer edilir ve hidrostatik ve hidrokinetik kanunları uygulanır [23].

Hidromekanik verim, ideal momentin absorbe edilmiş hidrolik momente oranıdır [24].

Maddenin sıvı ile katı halindeki en önemli farklardan birisi, sıvının kendi kütlesi içersinde rahatlıkla hareket edebilmesidir. Bu yüzden sıvının belli bir şekli yoktur, bulunduğu katı maddenin şeklini alır. Sıvılar sıkıştırılamazlar.

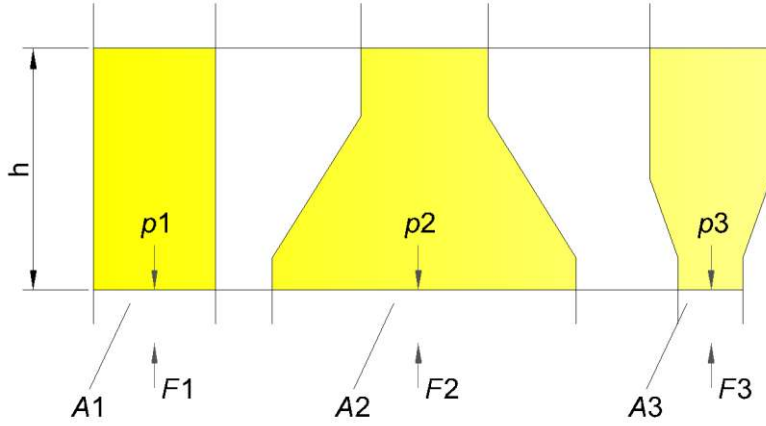
3.1.2. Hidrostatik

Hidrostatik, sıvının denge şartı ve meydana gelen basınç dağılım konuları ile ilgilenen bilim ve teknolojidir [24].

Teoride hidrostatik kanunları sadece kütsüz, sürtünmesiz ve sıkıştırılamaz olduğu varsayılan bir ideal akışkana uygulanmaktadır [23]. Uygulamada ise birtakım kayıplar söz konusudur ve tüm hidrolik elemanlarda gözlenmektedir.

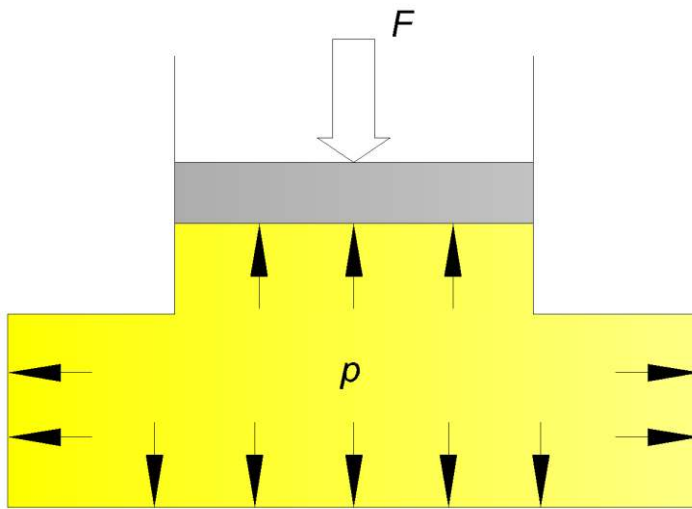
Hidrostatikte özellikle basınç teriminden oldukça söz edilir. Hidrostatik basınç, akışkan ile dolu açık bir kabın tabanına etki eden ve kabın içinde ki akışkanın tepe yüksekliğine bağımlı olan basınçtır [23]. Burada anlaşılması gereken, kabın şekline bağılı olmaksızın basıncı belirleyen parametrenin sadece yükseklik olduğu

görülmektedir. Şekil 3.1.'de görüldüğü üzere eşit alanlara ($A_1=A_2=A_3$), basınç uygulandığında oluşan tepki kuvvetleri de aynı birim büyüklükte olmaktadır.



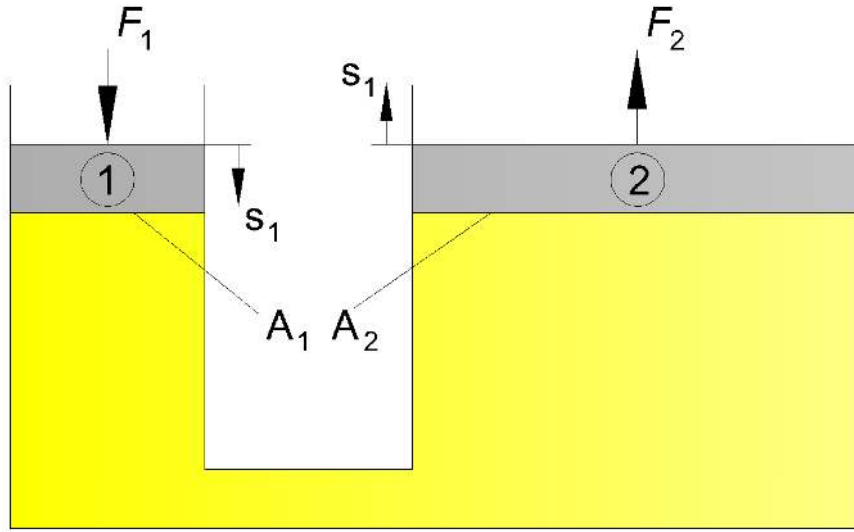
Şekil 3.1. Hidrostatik [23]

Hidrostatik'in temel almış olduğu kanun Paskal kanunudur. Akışkanlar mekaniğinde kapalı bir kapta hareketsiz haldeki akışkan (gaz ya da sıvı) herhangi bir noktasındaki basınç değişiminin, değerinde bir azalma olmaksızın akışkanın her yanına ve kabın çeperine iletildiğini ifade eden yasadır. Adını ilk kez bu yasayı ortaya koyan bilim adamı Blaise Pascal'dan alır. Basınç şekil 3.2.'de görüldüğü üzere kap yüzeylerine daima dik açı ile baskı uygulamaktadır.



Şekil 3.2. Paskal kanunu [23]

Kapalı kaplarda basıncın oluşturduğu kuvvet alan ile doğru orantılıdır. Kap içindeki sıvıya, herhangi bir şekilde birim alana itme kuvveti uygulandığında sıvının basıncı artmaktadır. Basıncın fiziksel parametrelerine bağlı olarak itme kuvveti artarsa, basınç da artacaktır. Pistonun kesit alanı artırıldığında, itme kuvveti de artacaktır. Bu durumu izah eden örnek Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3. Kuvvet iletimi [23]

Teorik kuvvet, sürtünme ihmal edildiğinde basınç ile etkin piston alanının çarpımından elde edilen kuvvettir [24]. A_1 alanına F_1 kuvveti etki ettiğinde basınç denklemi Eş. 1.1 elde edilir.

$$\rho = \frac{F_1}{A_1} \text{ (Basınç)} \quad (3.1)$$

Basınç kabın her yüzeyine eşit şekilde etki ettiğinden A_2 yüzeyinde ki kaldırma kuvveti Eş. 1.2’de ki gibi olur.

$$F_2 = \rho \times A_2 \quad (3.2)$$

Şekil 3.3’de verilen 1 ve 2 pistonlarının almış oldukları yol (s_1 , s_2) alanları ile ters orantılıdır. Bu durumda eşitlik aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.3)$$

Piston 1 kuvveti ile yapılan iş (W_1), piston 2 ile yapılan işe (W_2) eşittir. Eşitlikler aşağıdaki gibidir.

$$W_1 = F_1 \times s_1, \quad (3.4)$$

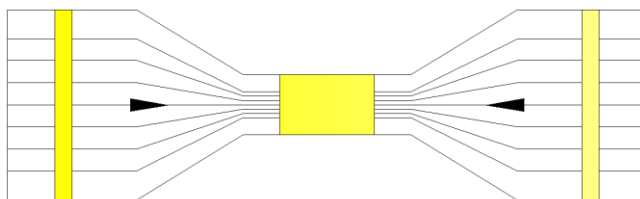
$$W_2 = F_2 \times s_2, \quad (3.5)$$

3.1.3. Hidrodinamik

Hidrodinamik, sıvıların hareketi ve bu harekete karşı gelen kuvvetlerle ilgili konularla ilgilenen bilim ve teknolojidir [24]. Bu alt dal diğer bir alt bilim dalı olan hidrostatik de oluşan kayıpları da açıklamada da kullanılmaktadır.

Bu tür sistemler hareketli akışkanın kinetik enerjisinin güç transferinde kullanıldığı sistemler olarak karşımıza çıkmaktadır. Daha açık ifade ile yüksek akış hızı ve düşük basınç tahriklerinde hidrodinamik kanunlar işlev görür.

Akış, basınç farkları dolayısıyla meydana gelen akışkan hareketidir [24]. Hidrodinamik de ki akış kanunlarına değinmek gerekirse, akışkan herhangi bir profil üzerinden kesitte değişme olmaksızın akıyor ise t zamanı anındaki debisi ve hızı aynıdır [23]. İfadeyi farklı bir biçimde anlatırsak akışkan farklı kesit alanlarına girdiğinde debi tüm noktalarda yine aynı kalacak fakat hızı değişecektir. Şekil 3.4’de bu durum şematik olarak anlatılmıştır.



Şekil 3.4. Akış [23]

Her mekanik sistemlerde olduğu gibi hidromekanik sistemlerde de sürtünmeye bağlı bir kayıp söz konusudur. Hidrolik akışkanın boru yüzeylerine sürtünmeden dolayı bir ısı açığa çıkmaktadır. Bu hidrolik enerjisinin ısı enerjisine çevrildiği anlamına gelir. Uygulamada bu enerji değişimi basınç kaybı olarak karşımıza çıkar.

Sürtünme kayıpları temelde şu etkenlere bağlıdır [23]:

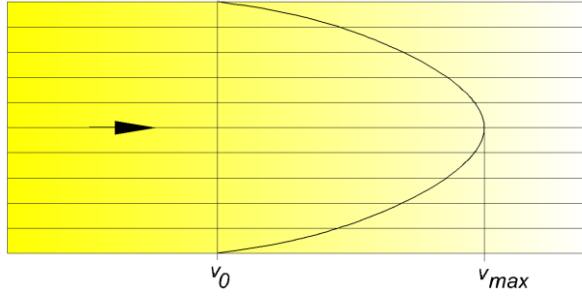
- Boru boyu,
- Boru kesit alanı,
- Boru iç yüzey pürüzlülüğü,
- Boru dirsek sayısı,
- Akışkan hızı,
- Akışkan viskozitesidir.

3.1.4. Akış çeşitleri

Hidrolik boru ve hortumlarda akış türü incelenirken ana başlık olarak sürtünmeli akış tipi olarak ele alınır. Boru ve hortumlarda alt başlık olarak ise iki ayrı tip akış türü vardır. Bunlar:

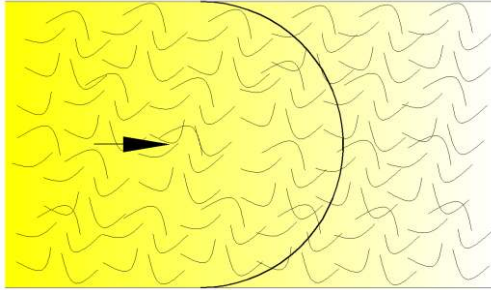
- Laminar akış ve
- Türbülanslı akış.

Laminar akış, akışkanlar boru ve hortumlar içersinde içten dışa doğru silindirik düzgün tabakalar halinde akması durumunu ifade eder. En içteki tabaka en yüksek hızda hareket eder. En dıştaki tabaka ise boru yüzeyine sürtünmesinden dolayı hareket edemez dolayısıyla hız sıfır olarak kabul edilir. Şekil 3.5 Laminar akışı temsil etmektedir [25].



Şekil 3.5. Laminar akış [23]

Türbülanslı akış ise akışkan laminar akış hızından daha da artar ise akışın kritik hızda akış tipi değişir ve akışkan tabakaları dönerek akmaya başlar, bu tip akışa türbülanslı akış (Şekil 3.6) denir [26]. Bu akış tipinde sürtünme daha da artacağından ısıdan kaynaklanan kayıplar istenmeyen seviyelere çıkacaktır. Tanımda bahsi geçen kritik hızın belli bir sabit değeri yoktur. Bu değer akışkanın viskozitesine ve akışın olduğu kesit alanına bağlıdır.



Şekil 3.6. Türbülanslı akış [23]

Yukarıda sözü edilen akış tiplerini uygulamada belirleyebilmek için Reynold sayısı kullanılır. Reynold sayısı 2300'den küçük ise akış laminar büyük ise türbülanslı akış olduğunu gösterir. Reynold sayısı aşağıda verilen denklem ile hesaplanır.

$$Re = \frac{\vartheta_s d}{\nu} = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskozite kuvvetleri}} \quad (3.6)$$

ϑ_s = akışkan hızı

d = boru çapı

μ = akışkanın dinamik viskozitesi

ν = akışkanın kinematik viskozitesi: ($\nu = \mu/\rho$)

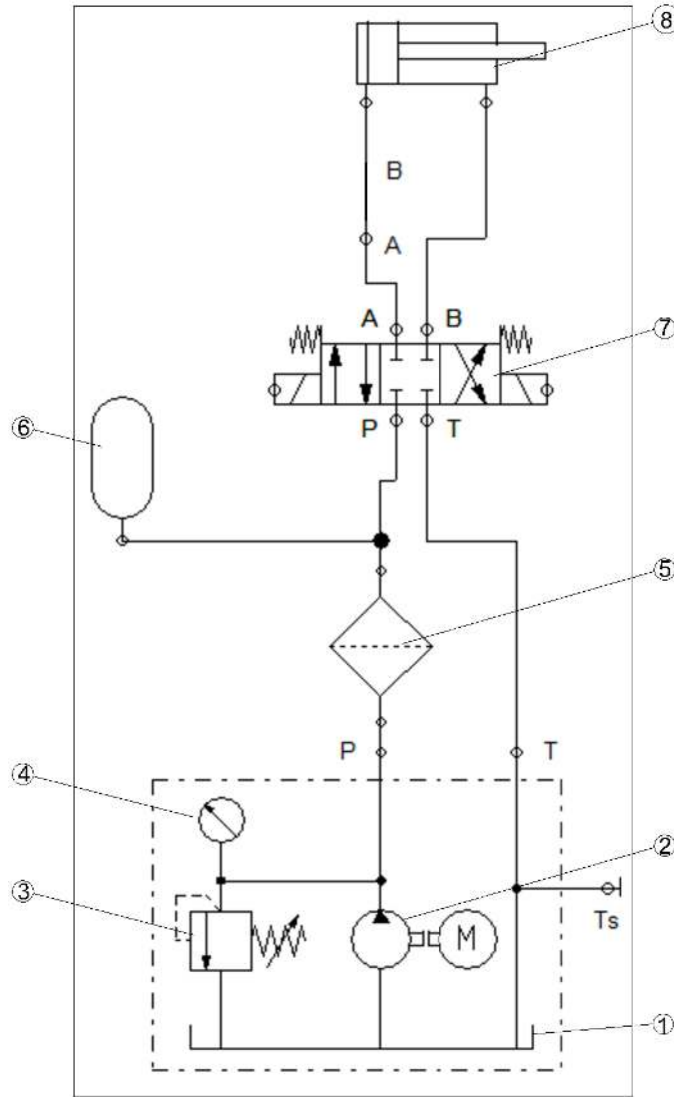
ρ = akışkanın yoğunluğu

3.1.5. Hidrolik devre tasarımı ve elemanları

Basit bir hidrolik devre tasarımında yapılması gerekenler aşağıda kısaca maddeler halinde verilmiştir [27].

- Sistemin yapacağı işin tanımlanması: Hidrolik güç devresinin yapması gereken iş (hareketler) tüm ayrıntısı ile ve gerekli sayısal verilerle tanımlanmalıdır.
- Devre şemasının çizimi: Gerçekleştirilecek işlem için gereken devre, hidrolik devre elemanlarını temsil eden semboller (TS 1306) kullanılarak çizilir. Tasarımcı devre elemanlarının sembollerini ve ayrıntılı çalışma prensiplerini bilmek zorundadır. Elemanlar boruları temsil eden çizgilerle birleştirilir.
- Çalışmanın simülasyonu: Değişik yük hız (doğrusal ve/veya dönel) ve valf konumlarında devrenin çalışması incelenir. Bu işlem akışkanın takip edeceği yolun şeması üzerinde izlenmesiyle yapılır. Beklenmedik bir davranış gözlemlendiğinde devre gereken düzenleme yapılarak yeniden çizilir. Zaman zaman, devre tatmin edici bir sonuç verene kadar defalarca çizilmek zorunda kalınabilir. Gerektiğinde birden fazla seçenek karşılaştırılır.
- Hidrolik devre elemanlarının seçimi: Çalışma koşullarına göre devre elemanlarının özellikleri (pompaların kapasiteleri, silindirlerin çap ve strokları, basınç valflerinin ayarlanacağı basınç değerleri, vb.) belirlenir. Ticari markaların kataloglarından kullanılacak eleman ve özellikleri saptanır.
- Ayrıntılı hesap ve kontrollerin yapılması: Devre elemanlarının tüm özellikleri de kullanılarak ayrıntılı hesaplar ve kontroller yapılır.

- Hidrolik sistemin kurulumu ve devreye alınması: Hidrolik devrenin eldeki parça listesine ve devre şemasına uyularak sistem kurulur, çalıştırılır ve sistemin öngörüldüğü gibi çalışıp çalışmadığı denir.



Şekil 3.7. Hidrolik devre

1. Tank 2. Hidrolik pompa 3. Basınç ayar valfi 4. Manometre
5. Filtre 6. Akümülatör 7. Yön kontrol valfi 8. Çift etkili silindir

Endüstride hidrolik devre tasarımı yaklaşımı aşağıda maddeler halinde vermiş olduğum şekilde yapılır.

- İşin teknik özellikleri nelerdir?
 - Kuvvet ihtiyacı – 500 kg
 - Çalışma strok uzunluğu – 500 mm
 - Silindir rodunun hızı – 0,5 m/sn
- Silindir boyutlarını belirlemek için ne gerekli?
 - Bilinen kuvvetlere göre silindir alanı ve işletme basıncı seçilmelidir. ($F=P \cdot A$)
 - Endüstride bulunan standart boru ve rod çaplarına göre seçim yapılır
- Silindir seçiminde muhakeme
 - Büyük çap' da silindir
 - Düşük basınç gerekli
 - Hız için daha büyük pompa gereklidir
 - Küçük çap' da silindir
 - Yüksek basınç gerekli
 - Küçük pompada hız verebilir
 - Yukarıdaki durumlara göre silindir seçimi yapılır
 - İşletme basıncıda dikkate alınarak uygun pompa seçimi yapılır
- Ne kapasitede pompa gerekli?
 - En fazla silindir hızı belirlenir
 - Debi belirlenir ($\text{debi} = (\text{silindir alanı}) \cdot \text{Strok} / \text{Zaman}$)
 - Pompa seçilir
- Ne kapasitede elektrik motoru gerekli?
 - Pompa'yı çalıştıracak elektrik motoru gücü hesaplanır
 - Pompa verimliliği dikkate alınır
 - Pompanın mil boyutu ve türü seçilir
- Ne boyutta depo gerekli?
 - Yaklaşık olarak pompa kapasitesinin 2,5-3 katı büyüklükte seçilir
- Pompa giriş borusunun boyutu
 - Giriş akış hızı belirlenir – (60-150 cm/sn)
- Pompa çıkış borusunun boyutu
 - Çıkış akış hızı belirlenir – (200-450 cm/sn)
- Emniyet valfi seçimi

- Basınç aralığı
- Valf port büyüklüğü
- Yön kontrol valfi seçimi
 - İstenilen fonksiyona göre seçim yapılır

3.1.6. Hidrolik yağ

Hidrolik sistemlerde hidrolik akışkan birincil görev pompada oluşturulan basıncı sistemin tüm unsurlarına iletmektir.

Bir hidrolik yağdan başlıca beklentiler uzun ömürlü olmasıdır. Bu kıstası yerine getirebilmesi için her uygulamada farklı tip hidrolik yağ seçimi yapılmalıdır. Bu beklentiler doğrultusunda endüstride çok farklı amaçlara yönelik farklı tipte hidrolik yağlar mevcuttur. Hidrolik yağlar mineral yağlar ve sentetik yağlar olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Bu tezde yağlar ayrıntılı olarak incelenmeyecektir. Fakat iyi bir hidrolik yağdan beklenen özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

Hidrolik akışkandan beklenen özellikler [23]:

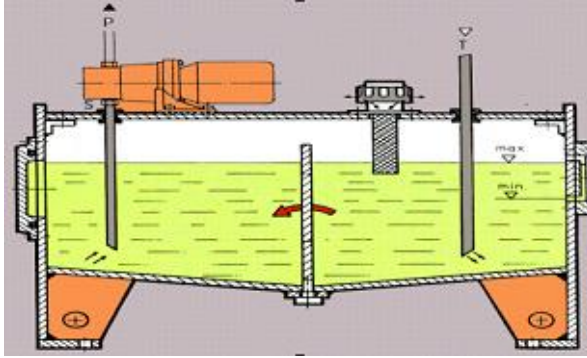
- Yağlama ve aşınmayı önleme özelliği,
- Viskozite,
- Viskozite indeksi,
- Viskozitenin basınca bağlı olarak değişimi,
- Hidrolik devredeki ekipmanlarla uyumluluk,
- Yırtılmaya karşı dayanıklılık,
- Isı değişimine karşı kararlılık,
- Oksitlenmeye karşı dayanıklılık,
- Düşük sıkıştırılabilirlik,
- Düşük ısı genleşme,
- Düşük köpük oluşumu,

- Yağın az hava tutması ve yeterli hava tahliyesi,
- Yüksek kaynama noktası ve düşük buhar basıncı,
- Yüksek yoğunluk,
- Yüksek ısı iletkenliği,
- Yüksek yalıtım özelliği,
- Su almama özelliği
- Yanmama özelliği,
- Akışkanın, buhar ya da ayrışık olarak zehirleyici olmaması,
- Paslanmaya karşı yüksek koruma,
- Yapışkan madde oluşturmama,
- İyi filtre edilebilirlik,
- Diğer yağlarla uyumluluk ve değiştirilebilirlik,
- Tortu oluşturma,
- Bakım kolaylığı,
- Çevre dostu,
- Düşük maliyet ve sürekli bulunabilirlik.

3.1.7. Hidrolik tank

Akışkanın dış etmenlerden muhafaza edildiği ve sisteme gerekli olan yağı devamlı suretle tedarik eden depodur. İyi bir hidrolik tank aşağıdaki özellikleri ihtiva eder:

- Köpük oluşumunu önlemek ve yok etmek,
- Ağır metal ve kir parçacıklarının depoda çökmesini sağlamak,
- Yüzey alanı ile akışkanı soğutmak ve bu arada dinlendirmek,
- Sistem bütünlüğünü düşündüğümüzde hidrolik pompa, elektrik motoru, filtreler ve diğer elemanların montaj kolaylığı sağlamak.



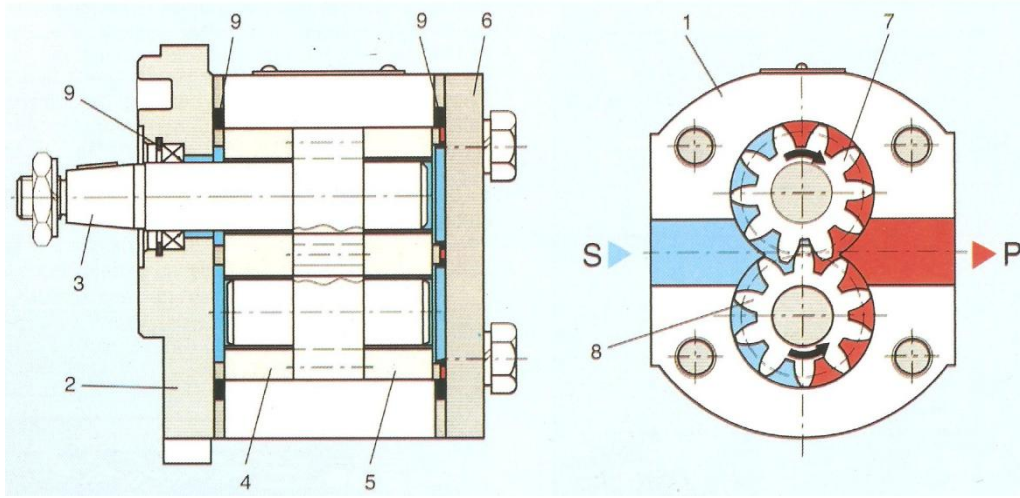
Şekil 3.8. Hidrolik tank [23]

3.1.8. Hidrolik pompa

Hidrolik pompalar hidrolik sistemlerinin enerji kaynağı olarak adlandırılır. Elektrik motorlarından almış oldukları tahrik ile akışkanı sisteme basınçlı bir şekilde yollarlar. Temelde tüm pompa çeşitleri deplasman adıyla anılırlar. Deplasman pompa milinin bir turunda sisteme yollamış olduğu yağ hacmini ifade eder. Farklı amaçlar ve istenilen birçok parametre ışığında endüstride geniş bir aralıkta pompa çeşitleri bulunmaktadır. Aşağıda çalışma prensibine pompa çeşitleri verilmiştir [23].

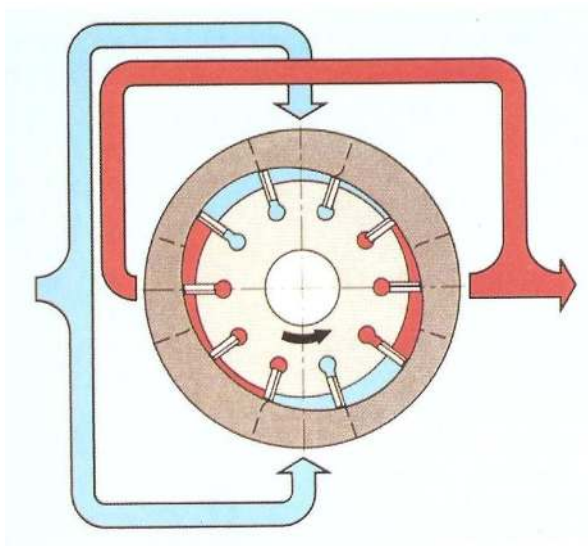
- Dişli pompa
 - İçten dişli pompa (300 bar)
 - Dıştan dişli pompa (250 bar)
 - Vidalı pompa (100 bar)
- Paletli pompa
 - Sabit deplasmanlı
 - Değişken deplasmanlı
- Pistonlu pompa
 - Eksenel pistonlu (400 bar)
 - Eğik disk
 - Sabit deplasmanlı
 - Değişken deplasmanlı
 - Eğik eksen

- Sabit deplasmanlı
- Değişken deplasmanlı
- Radyal pistonlu (700 bar)
 - Sabit deplasmanlı
 - Değişken deplasmanlı

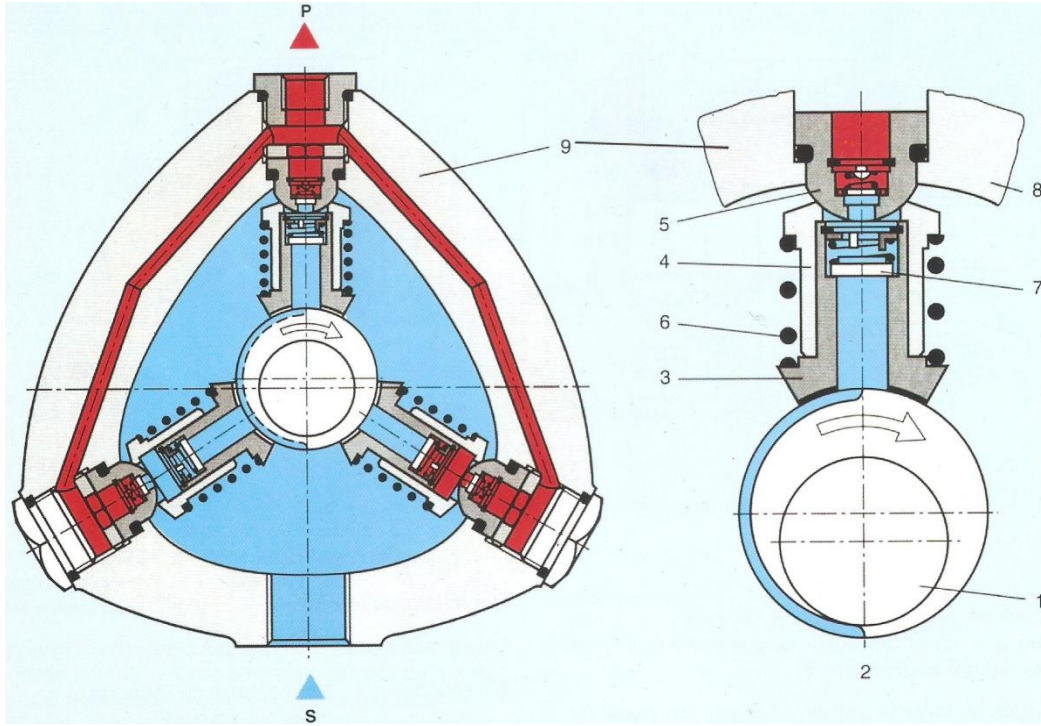


Şekil 3.9. Dıştan dişli pompa [23]

1. Gövde 2. Flanş 3. Şaft 4-5. Yataklama blokları 6. Kapak
7-8. Dişliler 9. Sızdırmazlık elemanları



Şekil 3.10. Çift odalı paletli pompa [23]



Şekil 3.11. Eksantrik radyal pistonlu pompa [23]

1. Tahrik şaftı 2. Pompa elemanları 3. Piston 4. Silindir kovanı
5. Mıyılı 6. Baskı yayı 7. Emme valfi 8. Basınç kontrol valfi

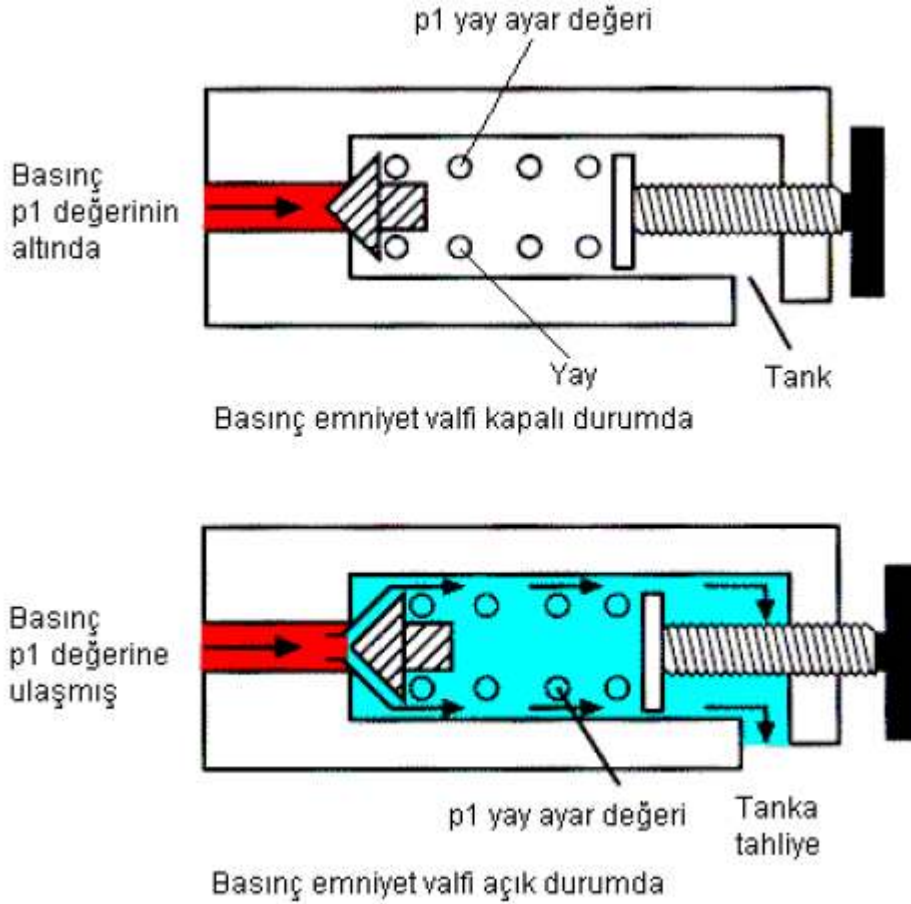
3.1.9. Basınç emniyet valfi

Bu valfler sistem basıncını istenilen düzeyde tutmak maksadıyla çalışan bir elemandır. Pompanın oluşturmuş olduğu basıncın istenmeyen kısmını üzerine emer. Sistem basıncı ayarlanan değerden yukarı çıktığında basınç emniyet valfi devreye girer ve yağı tanka boşaltır. Basınç emniyet valfleri sistemde, istenen maksimum basınca ayarlanır. Sistem basıncı ayar basıncını geçince emniyet valfinin içindeki yay kuvvetini yener. Böylece fazla basınç tanka gönderilir. Bu valfler kendi aralarında ikiye ayrılırlar:

Direkt uyarılı

Hidrolik sisteminin içinde dolaşan akışkanın basıncını önceden belirlenen sınırlar arasında tutmak ve aşırı basınç yükselmelerinden devre elemanlarını korumak için kullanılırlar. Genellikle basınç hattında bulunurlar. Basıncı ayarlanan akışkanın

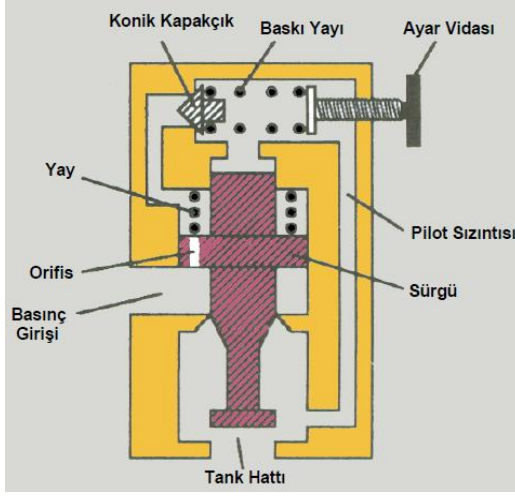
fazlasını hidrolik depoya geri döndürdüler. Bu valfler normalde kapalı pozisyonda olup hidrolik akışkanın basıncına göre açılırlar. Sabit basınçlı emniyet valfleri olduğu gibi ayarlanabilir basınçlı olanları da vardır. Piyasada en çok ayarlanabilir olanları kullanır.



Şekil 3.12. Direkt basınç emniyet valfi

Pilot uyarılı

Bu valfi emniyet valfi ve uyarı (pilot) valfi olmak üzere iki parçadan oluşur. Pilot valfi yüksek basınçta yüksek debili akışkanın geçmesine izin verir. Ana emniyet valfi ise düşük basınçta yüksek debili akışkanın geçmesine izin verir. Böylece bu iki valf birleştirilerek yüksek basınçta yüksek debili akışkanın erken açma yapmadan ve ayarlanan basıncın üzerine çıkmadan geçmesini sağlar.



Şekil 3.13. Pilot uyarılı basınç emniyet valfi

3.1.10. Basınç ölçüm elemanları

Bu elemanlar sistem basıncını gözlemlemede kullanılırlar. Özellikle sistemde bir arıza durumunda ilk kontrol edilen elemanlardır. Basınç ölçüm elemanları tipleri şunlardır:

- Manometre
- Fark basıncı göstergesi
- Çoklu manometre valfi
- Basınç transdüseri



Şekil 3.14. Manometre

3.1.11. Filtreler

Filtre elemanları, yabancı parçacıkların akışkan içersine herhangi bir nedenden dolayı girmesi sonucu bu yağı sistem içersine yollamamaya yarayan elemanlardır. Görev çeşidine göre filtre elemanları DIN 24550'ye göre sınıflandırılmışlardır. Ana başlıklar halinde sınıflandırmak gerekirse:

- Emiş hattı filtresi
- Dönüş hattı filtresi
- Basınç hattı filtresi



Şekil 3.15. Filtre

3.1.12. Akümülatör

Akümlatör, pompadan belli bir miktar yağı kendine depolayarak gerektiğinde sisteme basma görevini yerine getiren elemandır [23]. Farklı amaçlara hizmet ederler. Bunlardan bazıları:

- Enerji depolama,
- Acil durum uygulamaları,
- Yağ kaçaklarının karşılanması,
- Süspansiyon sistemlerinde ki titreşimin sönümlenmesi,
- Sabit basınç elde edilmesi,

şeklinde sayılabilir. Akümülatörler üç ana grup altında toplanırlar. Bunlar:

- Balonlu akümülatör
- Diyaframlı akümülatör
- Pistonlu akümülatör



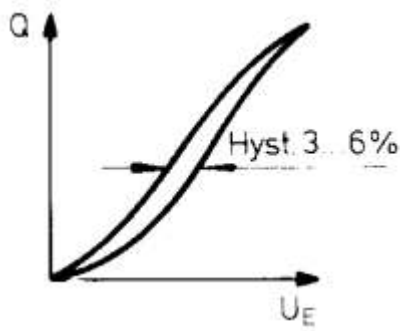
Şekil 3.16. Akümülatör

3.1.13. Yön denetim valfleri

Başlatma, durdurma ya da debi veya akışkanın yön kontrolünde kullanılan tüm valflere “yön denetim valfleri” denir. Yön kontrol valfleri elle veya otomatik olarak çalıştırılabilirler. Otomatik çalıştırma mekanik bir hareket, elektrik sinyalleri, hidrolik güç veya basınçlı hava tarafından kontrol edilebilir. Yön denetim valferinde statik ve dinamik karakteristikler vardır.

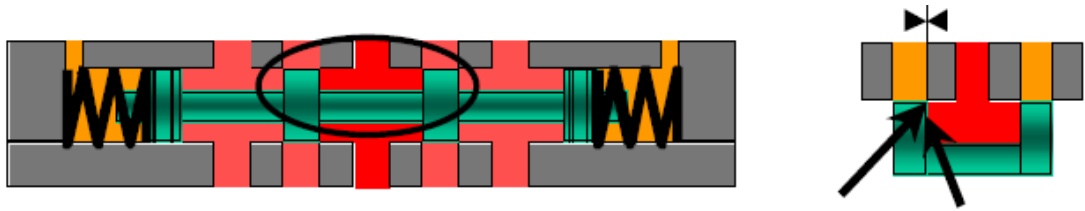
- Statik karakteristikler
 - Histerezis (Şekil 3.17)
 - Taşma
- Dinamik karakteristikler
 - Cevap süresi
 - Frekans cevabı

Histerezis, oransal veya servo bir valfin kontrolü için uygulanan giriş sinyalinin değerinin minimumdan maksimuma veya maksimumdan minimuma değiştirildiğinde her iki pozisyonda da aynı çıkış sinyalini sağlamak için giriş sinyalleri arasındaki maksimum fark olarak değerlendirilir. Valfin kendi içinde kapalı çevrim kontrol edilmesi (feed back) histerezis hassasiyetini iyileştirir [28].



Şekil 3.17. Histerezis [27]

Taşma (Overlap), valf sürgüsündeki adacık boyunun valf gövdesi üzerindeki geçiş kanalından küçük olması negatif taşma (Şekil 3.20), aynı olması sıfır taşma (Şekil 3.18), büyük olması pozitif taşma (Şekil 3.19) olarak adlandırılır [28].



Şekil 3.18. Sıfır taşma [28]



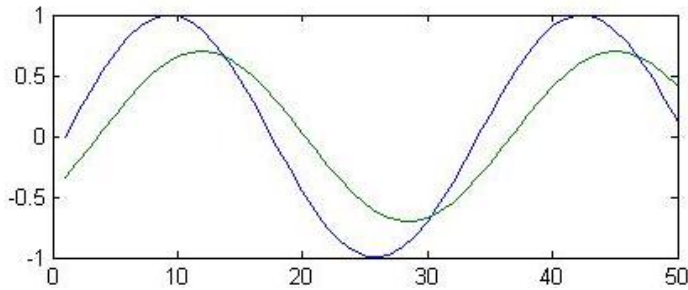
Şekil 3.19. Pozitif taşma [28]



Şekil 3.20. Negatif taşma [28]

Cevap süresi, valfin sinyal değişmelerine karşı hızlı cevap verme kabiliyeti hakkında bilgi verir. Basit olarak harekete geçme(eylem) zamanı olarak tanımlanır .Bir başka deyişle girişteki bir sinyal değişmesine cevap vermesi için geçen süre olarak ifade edilir [29].

Frekans cevabı, test edilen bir valfe sinüzoidal bir giriş sinyali uygulanır, buna mukabil valfden alınan sinüzoidal çıkış sinyali eğrisi , frekans arttıkça; faz kayması ve genlik sönümlenmesi (Şekil 3.21) olduğunu gösterir [29].



Şekil 3.21. Faz kayması ve genlik sönümlenmesi

Tüm yön denetim valfleri iki ana başlık altında toplanırlar. Bunlar:

- Sürgülü yön denetim valfleri,
- Oturmalı tip yön denetim valfleridir.

Sürgülü yön denetim valfleri

Sürgülü yön denetim valfleri kapasitelerine göre DIN 24340'da (TS ISO 4401, CETOP-RP 121H) standartlaştırılmıştır. DIN 24340 standardına göre sürgülü yön

denetim valfleri NG 6, 10, 16, 25, 32 ve 42 anma büyüklükleri olarak belirtilmiştir. Çizelge 3.1’de anma büyüklüklerine göre valflerin kapasiteleri belirtilmiştir.

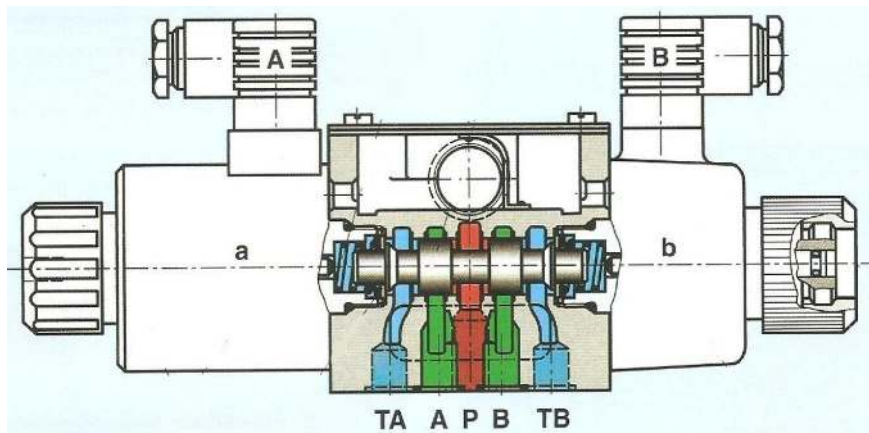
Çizelge 3.1. Valf anma büyüklükleri ve kapasite değerleri [23]

Anma büyüklüğü	Geçirgenliği	Anma büyüklüğü	Geçirgenliği
NG 6	20 l/dak	NG 22	220 l/dak
NG 10	45 l/dak	NG 32	450 l/dak
NG 16	110 l/dak	NG 42	1000 l/dak

Sürgülü yön denetim valfleri çalışma şekline göre,

- Direkt kumandalı
 - Elektrik kumandalı
 - Mekanik kumandalı
 - Akışkan uyarılı
- Pilot kumandalı

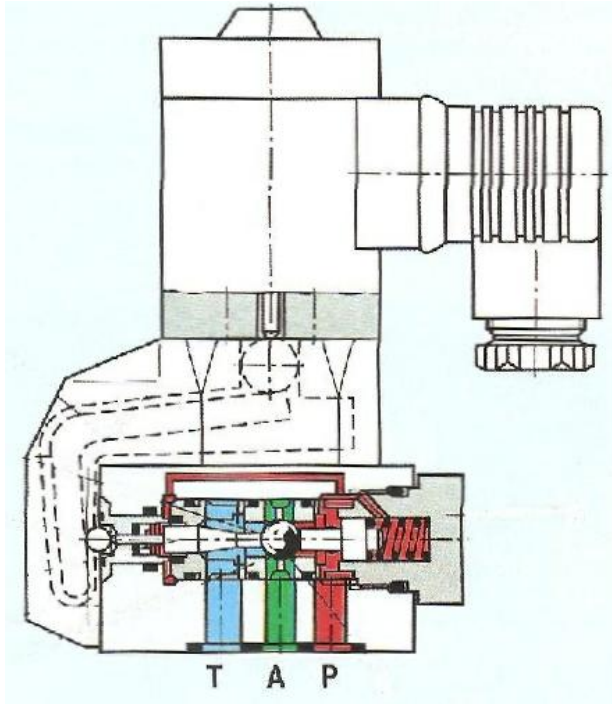
göre sınıflandırılmışlardır.



Şekil 3.22. Sürgülü yön denetim valfi [23]

Oturmalı tip yön denetim valfleri

Bu tip valfler gövde deliklerinde hareket edebilen oturma elemanlarına sahip olan yön denetim valfleridir. Oturma elemanı olarak, bilya, popet veya oturma plakası kullanılır. Bu valfler özellikle kaçak yağ sızıntısının istenmediği sistemlerde kullanılır.

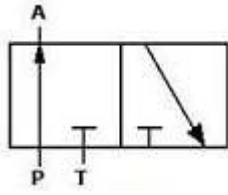


Şekil 3.23. Oturmalı tip yön denetim valfi [23]

Valflerin okunması

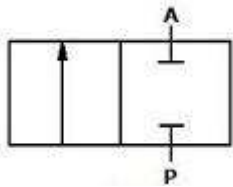
Hidrolik sistemde kullanılan bütün valfler kullanılmaya hazır durumdayken normalde açık ve normalde kapalı olmak üzere iki halde bulunurlar.

Normalde açık valfler, hidrolik pompadan gelen akışkanın, valfin girişinden girip çıkış yolundan geçerek herhangi bir engelle takılmaksızın sisteme geçmesine izin veriyorsa böyle valflere denir.



Şekil 3.24. Normalde açık valf

Hidrolik pompadan gelip valfe giren akışkan valften sisteme değilde tekrar tanka dönüyorsa böyle valflere normalde kapalı valfler denir. Normalde kapalı valflerden çıkış elde edebilmek için valfin kumanda koluna veya düğmesine (butonuna)basarak valfte konum değiştirme yapılır. Böylece valfin çıkışından akışkan elde edilir.



Şekil 3.25. Normalde kapalı valf

Yol ve konum durumuna göre yön kontrol valflerinin birçok çeşidi vardır. Piyasada en çok kullanılan bu valfler verilmiştir.

- 2/2 (iki yollu iki konumlu) yön kontrol valfleri
- 4/2 (dört yollu iki konumlu) yön kontrol valfleri
- 4/3 (dört yollu üç konumlu) yön kontrol valfleri

3.1.14. Hidrolik silindirler

Hidrolik silindirler, hidrolik sistemlerde pompada oluşturulan hidrolik enerjinin tekrardan mekanik enerjiye çeviren elemanlardır. Hidrolik silindirler; büyük güç gerektiren ve mekanik olarak maliyeti çok yüksek olan (veya yapılamayan) sistemlerde kullanılırlar. Mekanik sistemlere göre ucuzluk, montaj kolaylığı, bakım

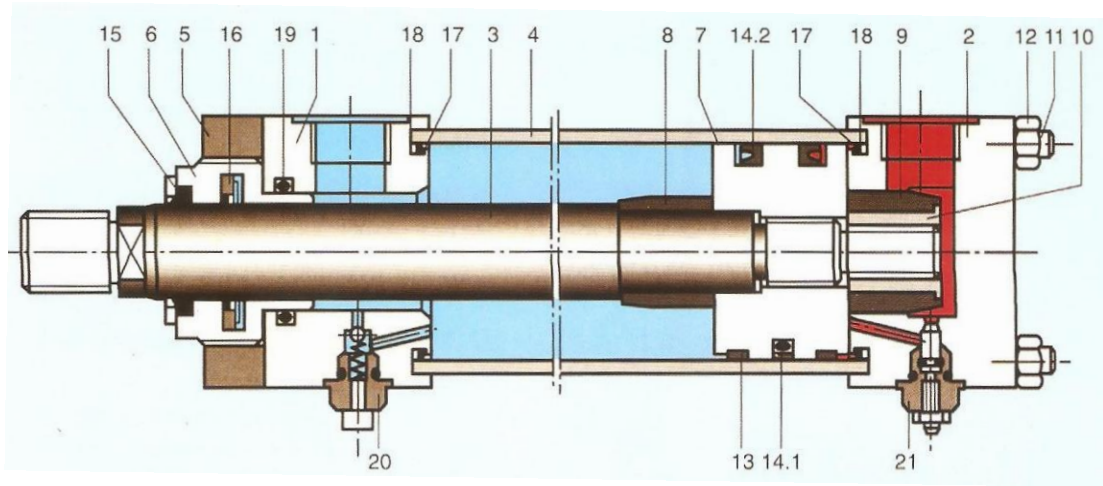
kolaylığı, çalışan parçaların az olması sebebiyle daha az arızalı, yüksek kuvvetler elde edebilme gibi üstünlükleri nedeni ile tercih edilmektedir.

Doğrusal hareket sağlamada kullanılırlar. İşlevlerine göre silindirler ikiye ayrılırlar [23]:

- Tek etkili silindirler
- Çift etkili silindirler

Hidrolik silindir elemanları

Tipik bir hidrolik silindirin ana parçaları Şekil 3.26’ da gösterilmektedir. Bu parçaların şekilleri ve monte etmek için kullanılan yöntemler üreticilerine göre küçük değişiklikler göstermektedir.



Şekil 3.26. Hidrolik silindir [23]

1. Silindir boğazı
2. Silindir tabanı
3. Piston rod
4. Silindir borusu
5. Flanş
6. Kılavuz burç
7. Piston
8. Yastıklama burcu
9. Yastıklama burcu
10. Dişli burcu
11. Gerdirme civatası
12. Somun
13. Yastıklama bandı
- 14.1. Piston keçesi ("T" modeli)
- 14.2. Piston keçesi ("A" modeli)
15. Toz sıyrıcı
16. Rod keçesi
17. O-ring
18. Back-up halkası
19. O-ring
20. Hava alma tapalı çek valf
21. Kısma valfi

Silindir boğazı

Bu elemanın iki görevi vardır. Birincisi, üzerine monte edilen bir nipel yada dirsek yardımıyla silindir borusu içersine yağın girişini sağlar. İkinci görevi ise kılavuz burcu ile silindir borusu arasında destek elemanı olarak görev yapmaktadır.

Silindir tabanı

Silindirin bu kısmı genellikle silindir borusuna kaynak edilecek şekilde tasarlanır. Ama tasarım gereği cıvata-somun bağlantısı şeklinde de tasarlanabilir. Silindir boğazı gibi silindir içersine tabandan yağ girişi görevi vardır.

Piston rodu

Sert krom kaplı miller olarak da bilinirler. Ck 45 çelik malzemeden üretirler. Üzerinde noktada 25 mikron kalınlığında krom kaplama bulunur. Krom sertliği 850-1150 vickers sertliğindedir. Çap toleransı ISO f7' dir. Doğrusallıkları 0,4:1000 düzeyindedir. Görevlerinden söz etmek gerekirse silindirde işi yapan eleman olarak tanımlanmaktadır. Pistonda oluşturulan F kuvvetini ileten elemandır.

Silindir borusu

Hidrolik yağın silindir içersine birikmesini sağlayan elemandır. Üretim standartı TS EN 10305-2+C soğuk çekme olarak E355 malzemeden üretirler. İç çap toleransı H9' dur. Yüzey pürüzlülüğü Ra max. 0,8' dir. Doğrusallık 1:1000' dir.

Kılavuz burç

Piston rodunu kılavuzlamak (yönlendirmek) amacı ile kullanılırlar. Üzerinde tasarım gereği olarak rod keçesi ve toz sıyrıcı alanları bulunmaktadır. Rod keçesi sayesinde silindir borusu içerisinde ki yağı dışarıya kaçmasını engellenmektedir. Toz keçesi ise piston rodu üzerinde ki tozu sıyrarak silindir içersine girmesini engellemektedir.

Piston

Genellikle Ck45 malzemeden üretilmektedir. Üzerinde yastıklama bandı ve sızdırmazlık elemanları vardır. Yastıklama bantlarının sayısı yapılacak işin ağırlığına göre seçilir. Sızdırmazlık elemanlarının seçimi ise piston basıncı ve çapına göre seçilir. Ayrıca piston ile silindir borusu arasındaki boşluk sızdırmazlık elemanları üreticilerinin kataloglarından bakılarak belirlenir.

Yastıklama burcu

Bu elemanın görevi, pistonun strok sonuna geldiğinde nominal hızından daha yavaş olarak stroğunu tamamlaması şeklinde tanımlanmaktadır. Bu burç alan farkı yaratarak silindirin normalden daha yavaş hareket etmesini sağlar ve böylelikle strok sonunda oluşan rahatsız edici ses engellenmiş olur.

Hidrolik bir silindirde tasarım bağıntıları

$$F_1 = \text{İtme kuvveti (kg)}$$

$$F_2 = \text{Çekme kuvveti (kg)}$$

$$P = \text{Çalışma basıncı (bar)}$$

$$A_1 = \text{Piston yüzey alanı (cm}^2\text{)}$$

$$A_2 = \text{Piston yüzey alanı – rod kesit alanı (cm}^2\text{)}$$

$$D = \text{Boru iç çap (mm)}$$

$$d = \text{Rod dış çap (mm)}$$

$$h = \text{Strok (mm)}$$

$$v_1 = \text{Piston ileri hızı (m/sn)}$$

$$v_2 = \text{Piston geri hızı (m/sn)}$$

$$Q = \text{Debi (litre/dakika)}$$

Silindir itme kuvveti hesabı;

$$A_1 = \frac{\pi \times D^2}{4} \times 100 \quad (3.7)$$

$$F_1 = P \times A_1 \text{ (kg)} \quad (3.8)$$

Silindir çekme kuvveti hesabı;

$$A_2 = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \times 100 \quad (3.9)$$

$$F_2 = P \times A_2 \text{ (kg)} \quad (3.10)$$

Silindir piston hızı hesabı (itme-çekme);

$$v_1 = Q/A_1 \times 6 \text{ (m/sn)} \quad (3.11)$$

$$v_2 = Q/A_2 \times 6 \text{ (m/sn)} \quad (3.12)$$

Silindir strok tamamlama süresi hesabı (itme-çekme);

$$t_1 = \frac{A_1 \times h \times 6}{Q \times 1000} \text{ (sn)} \quad (3.13)$$

$$t_2 = \frac{A_2 \times h \times 6}{Q \times 1000} \text{ (sn)} \quad (3.13)$$

3.2. Bulanık Mantık

3.2.1. Bulanık mantığın tarihsel gelişimi

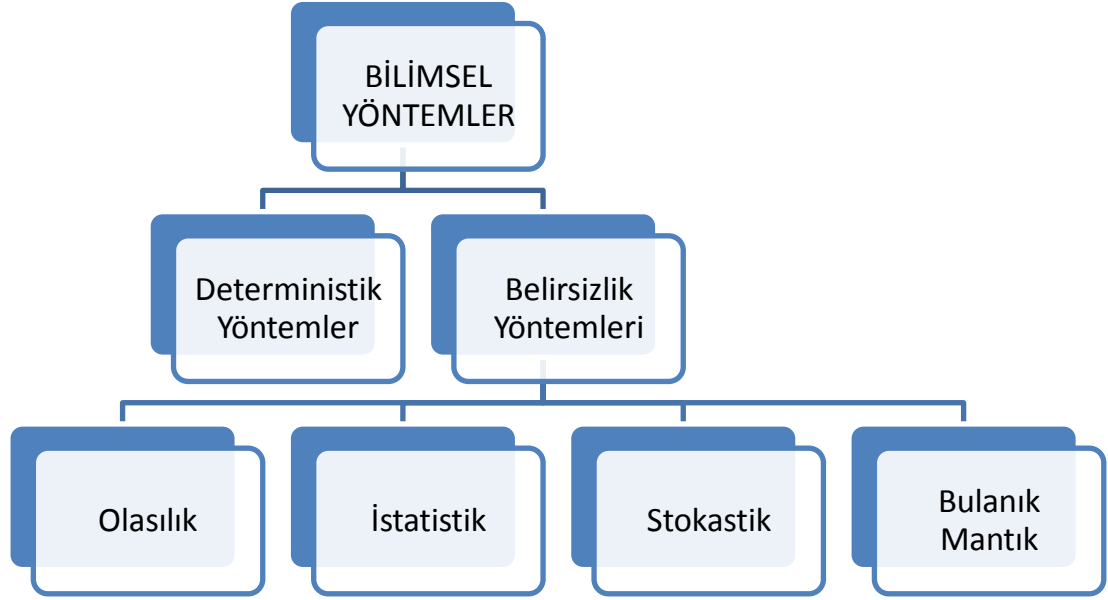
Bilimsel çalışmaların yapılmasında son 30 yıla kadar sadece iki çıktılı olan Aristo Mantığı kullanılmıştır. Aristo mantığına göre sadece siyah veya beyaz çıktılarından bir tanesini tercih etmek gereklidir. Hâlbuki insanın düşünce sisteminde arada olan değişik derecede gri tercihlerinde yapılması söz konusudur. İşte buna imkân verecek olan bulanık (fuzzy) mantık ve ondan kaynaklanan sistemler ilk defa Azerbaycanlı Lütfü Askerzade tarafından 1965 yılında yayınlamış olduğu makale ile ortaya atılmıştır. Zadeh, bulanık mantığın genel özelliklerini şöyle ifade etmiştir [30];

- Bulanık mantık, kesin değerlere dayanan düşünce yerine, yaklaşık düşünme kullanılmaktadır,
- Bulanık mantıkta bilgi sözel ifadeler (az, çok, sıcak, soğuk vb.) şeklindedir,
- Bulanık mantıkta kümelerin ağırlıkları $[0,1]$ aralığında ifade edilir,
- Durulaştırma işlemi, sözel ifadelerin birbiri ile arasında tanımlanan kurallar ile gerçekleşir,
- Bulanık mantık, matematiksel modelin elde edilmesinin zor ve karmaşık olduğu tüm sistemlerde kullanılabilir.

Modern bilimde bilimsel yöntemler (Şekil 3.27) belirli ve belirsiz yöntemler olarak ikiye ayrılmıştır. Bulanık mantık yaklaşımı da belirsizlik yöntemleri başlığı altındadır. Belirsiz yöntemlerden sayılmasından dolayı nonlinear yapıların kontrolünde oldukça başarılı sonuçlar vermektedir.

Bulanık mantık ile kontrol tekniğinin ilk uygulaması ise 1974 yılında Mamdani tarafından buhar makinesine uygulanmıştır [31]. Böylelikle Mamdani, adı ile anılacak olan bulanık mantık yönteminin de ilk adımını atmıştır.

Tarihteki ilk endüstriyel bulanık mantık uygulama ise 1982 yılında Danimarka’da ki bir çimento fabrikasının fırının kontrolüne uygulanmıştır [32].



Şekil 3.27. Bilimsel yöntemler

Günümüzde bulanık mantık ile kontrol edilen fiziksel sistemler Çizelge 4.1 verilmiştir.

Çizelge 3.2. Fiziksel sistemlerdeki bulanık mantığın rolü [33]

Fiziksel sistem	Bulanık mantığın rolü
Araba motoru	Benzin pompası, oksijen miktarı, su sıcaklığı,devir sayısı, tekleme ve manifold basıncına göre benzin enjeksiyonu ve patlamayı kontrol etmek
Buzdolabı	Kullanıcının alışkanlıklarına göre farklı raf soğukluğu ayarlamak
Elektrikli süpürge	Toz miktarı ve zemine göre motorun emme gücünü ayarlamak
Fotoğraf makinesi	Görüntünün herhangi bir yerindeki nesneyi bularak otomatik odaklama yapmak
Fotokopi makinesi	Resim yoğunluğuna göre voltaj ayarlamak
Fren sistemi	Arabanın hızlanmasıyla ortaya çıkan tehlikeli durumlarda frenleri kontrol

3.2.2. Belirsizlik ve kesin olmayış

Klasik mantıkta bir u elemanının A kümesi ile olan ilişkisini belirten fonksiyon, $\mu_A(u)=1$, ise u , A kümesinin elemanıdır veya $\mu_A(u)=0$, ise u , A kümesinin elemanı değildir, olarak tanımlanır. Zimmermann (1993) şöyle demektedir [34].

“Keskinlik önermelerin iki değerli olduğu durumu kapsar. Bir önerme ya doğrudur ya da yanlıştır. Bu iki sonuç arasında başka bir değer alamaz. Klasik küme teorisi keskindir. Herhangi bir eleman bir kümeye ya aittir, ya da değildir”.

Halbuki bulanık mantıkta herhangi bir eleman herhangi bir kümenin kısmi olarak elemanı olabilir. Üyelik derecesi, üyelik fonksiyonu adı altında tanımlanır:

$$\mu_A(u):U \rightarrow [0,1]$$

U genel küme, A , U 'nun bulanık alt kümesidir [35].

Bu durumda bulanık mantıkta önermeler $[0, 1]$ aralığında sonsuz değer alabilirler. Dolayısıyla ikili mantık, bulanık mantığın özel (indirgenmiş) bir halidir [35].

Gerçek dünya tek bir olguya yada olaya bağlı değildir, karmaşıktır. Bu karmaşıklık; incelediğimiz kavramların kesin bir noktadan ziyade bir bölgeyi tanımlaması, ölçtüğümüz büyüklüklerin tek değil aynı anda birden fazla değere sahip olması, yorumladığımız olayların sandığımız gibi yalın bir anlam değil, birbirini içine geçişmiş birden fazla anlamı barındırmasından ötürüdür. Buna bulanık mantık da belirsizlik denir.

‘Hava sıcak’ kelimesindeki sıcak kelimesinin ifade ettiği anlam izafî (göreceli) olarak birbirinden farklı olabilir. Kutuplarda bulunan bir kişinin sıcak için 15°C ’ yi algılamasına mukabil ekvator civarındaki bir kişi için bu 35°C ’ yi bulabilir. Arada birçok kişinin görüşü olarak başka derecelerde bulunur. Böylece ‘sıcak’ kelimesinin altında insanların ima ettiği sayısal anlayışın bir sonucu olarak belirsiz bir durum

ortaya çıkar. Bu rastgele değildir ancak belirsizdir ve bu şekilde kelimelerin imat ettikleri belirsizliklere bulanıklık (fuzzy) denir [36].

Bir olguyu açıklarken, dilimizin doğasından gelen bir belirsizliği kesin olmayışı fark ederiz. Herhangi bir ölçüm aleti ile kesin olarak ölçtüğümüzü sandığımız pek çok değer aslında gerçekte kesin değildir. Çünkü ölçtüğümüz rakam ölçü aletinin en fazla gösterebildiği hassasiyet değeri ile sınırlıdır. Bir mikrometrenin ölçtüğü mesafe 5,000 mm olduğunda ölçtüğümüz değer 5,001mm yâda 4,999 mm olabilir.

Sorunda tam bu noktada ortaya çıkar yapılan sisteme bunu nasıl anlatabiliriz? Bulanık kümeler bu tür belirsiz ifadeleri modelleyen matematiksel işlevlerdir. Bulanık küme kuramı, şayet eldeki bilgiler belirsiz, eksik, bulanık, kesin olmayan veriler ise bunları değerlendirebilmek ve yaklaşık da olsa sonuçlar çıkarabilmek için bize matematiksel araçlar sağlar. Sıcak, soğuk, hızlı, yavaş, az, çok, gibi sözel değişkenler bu sayede bilgisayarların hesap yapabileceği bulanık kümelere çevrilir.

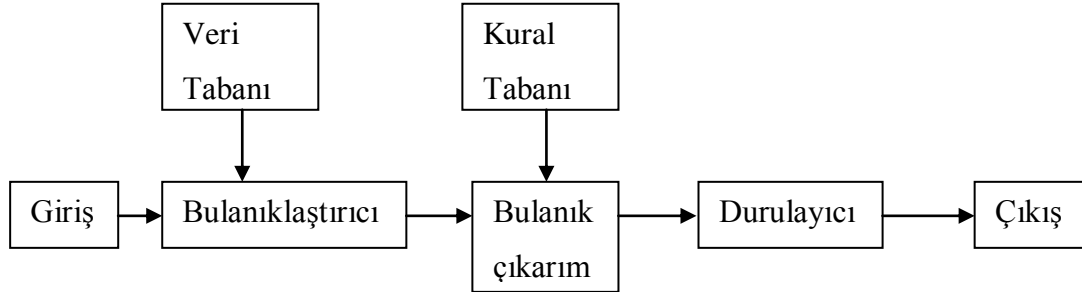
Bilgisayarlar yüksek işlem kapasitesine sahip olmasına rağmen belirsizlik içeren sorunları çözemezler. İnsanlar gerçek bir sistemi tam olarak tanımlayabilmek için gerekli tüm verilere sahip olmamaları, olsalar bile anlık olarak bunları anlayıp yorumlamaları zor olduğu halde nasıl doğru kararlar verebilirler. Bir bisikletin hızını, tekerlek sürtünmesini, dönmesi gereken sokağın açısı değerini, bisikletin yana kaç derece eğimle yattığını sayısal olarak bilmediğimiz halde, bisikletin üstünde nasıl dengede durur ve uygun bir açıyla o sokağa döndürebiliriz. Tabi ki kararlarımız, diferansiyel denklemler, transfer fonksiyonları, frekans cevabının zaman karşılığı gibi matematiksel hesaplamaların ardından verilmiyor. Atılan bir topun düşey ve yatay hızını, ivmesini, yönünü algılayıp işleyecek, havayla sürtünmesini, topa etki eden rüzgârın hızını, yönünü hesaplayıp, topu tutacak bir robot kolunu kontrol etmek için bilgisayarın ne kadar çok sayısal işlemi hesaplaması gerekir. Bir insan bu kadar karmaşık bir işlemi çok basit olarak algılar ve anında kararını verir. Bunun asıl arka planda yatan değeri insanların daha önceki tecrübeleri ve algıları ile yaklaşık değerlerle karar verebilme yeteneğine sahip olmasıdır. Sistemin yapısı karmaşık ta

olsa, insanlar sistemin davranışı, eğilimi hakkında genel hatlarıyla bir yargıya varabilirler.

İnsanların karmaşık sistemleri algılayıp kontrol edebilmesi için sistemin genel yapısı ile bilgisi olması yeterlidir. Bulanık küme teoreminin mühendislik veya diğer alanlarda uygulanmasındaki amaç, kesin olmayan bilgiler ışığında tutarlı sonuçlar çıkarabilmek dolayısıyla karar verebilmektir. Belleğimizde bilgi ve tecrübelerimiz sonucu pekiştirdiğimiz yorum, anlam ve değerlendirmelerden oluşan çok sayıda sözel kural kalıbı vardır. Karar verme süreci, karşı karşıya kalınan bir durumu bu kurallar doğrultusunda yapılan iç konuşmalar aracılığıyla değerlendirerek bir sonuca varma şeklindedir. Bilgisayarların bir durum karşısında bu tür bir muhakeme yapabilmesi için o durumla ilgili bilgi, tecrübe ve sezgilerimizden oluşan bir dizi kuralı bilgisayara aktarabilmemiz gerekir. “EĞER bu böyleyse VE şu da şöyleyse O HALDE şunu yap”... gibi sözel kuralların matematiksel karşılığı ise bahsettiğimiz bulanık kümelerin birbiriyle uygun şekilde bağlanması ile oluşturulmaktadır. Buna bulanık karar verme süreci denir. Bilgisayarlarda bulanık karar verme süreci bulanıklaştırma, karar verme ve durulaştırma işlemlerinden oluşur.

Dışarıdan bilgisayara ölçüm yoluyla alınan ve kesin bir nümerik (sayısal) değere sahip olan giriş datası, bilgi tabanındaki üyelik fonksiyonları tarafından sözel ifadeler ve giriş verisinin bu ifadeyi ne oranda desteklediğini gösteren üyelik derecelerine dönüştürülür. Bu aşamaya bulanıklaştırma adı verilir. Bulanıklaştırma sonunda elde edilen sözel ifadeler, insanların karar verme sürecinde olduğu gibi, kural tabanındaki önermelerle karşılaştırılır ve yine sözel yargı sonuçlarına varılır, bu sonuçların hangi oranda geçerli ve önemli olduğunu yine girişteki üyelik dereceleri belirler. Bu kısma bulanık karar verme adı verilir. Bulanık karar verme sürecinin çıkışında yargı sonuçlarını ifade eden sözel ifadeler ve bunların destek dereceleri bulanık çıkışlar olarak adlandırılır. Eğer bilgisayar çıkışta bir makineye bilgi yolluyorsa, bulanık çıkışlar yine makinelerin anlayacağı dil olan sayısal çıkış değerlerine dönüştürülmelidir. Bu dönüştürme işlemi durulaştırma denilir [37].

3.2.3. Bulanık mantık kontrolcünün yapısı



Şekil 3.28. Bulanık mantık kontrolcünün yapısı

Giriş/Veri tabanı, incelenecek olan olayın maruz kaldığı girdi değişkenlerini ve bunlar hakkındaki tüm bilgileri içerir. Buna veri tabanı veya kısaca giriş adı da verilir.

Bulanıklaştırıcı, sistemden alınan denetim giriş bilgilerini dilsel niteleyiciler olan sembolik değerlere dönüştürme işleminin yapıldığı bölümdür.

Bulanık Kural Tabanı, veri tabanındaki girişleri çıkış değişkenlerine bağlayan mantıksal, EĞER-İSE türünde yazılabilen bütün kuralların tümünü içerir.

Sürücü adayına hız şu kadar km. varınca gaza şu kadar miktar bas denilecek yerde, eğitim sırasında ‘EĞER hız düşük İSE gaza fazlaca bas’ veya ‘EĞER hız yüksek İSE gaza az bas’ gibi kurallar söylenir.

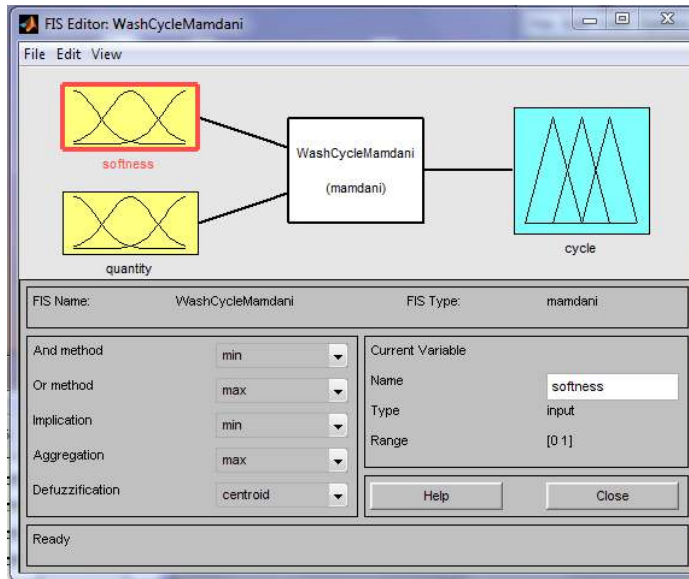
Bulanık Çıkarım Motoru, bulanık kural tabanında giriş ve çıkış bulanık kümeleri arasında kurulmuş olan parça ilişkilerin hepsini bir araya toplayarak sistemin bir çıkışlı davranmasını temin eden işlemler topluluğunu içeren bir mekanizmadır. Bu motor her bir kuralın çıkarımlarını bir araya toplayarak tüm sistemin girdileri altında nasıl bir çıktı vereceğinin belirlenmesine yarar. Çoklu girdiler kural tabanı ve çıkarım motoru ile işlenerek tek çıktı haline dönüştürülür.

Durulaştırma, bulanık çıkarım motorunun bulanık küme ıkışları üzerinde ölçek değişikliği yapılarak gerçek sayılara dönüştürüldüğü birimdir. Bu alışma durulaştırma işlemi için ağırılık merkezi yöntemi kullanılmıştır [38].

ıkış, bilgi ve bulanık kural tabanlarının bulanık çıkarım vasıtasıyla etkileşimi sonucunda elde edilen çıktı değerlerinin topluluğunu belirtir [36].

3.2.4. Matlab alışma ortamı

Bu çalışmada, bulanık mantık fonksiyonları, fonksiyon kümeleri ve küme parametrelerinin kural tabanı Matlab programının Fuzzy modülünde (şekil 4.3) oluşturulmuştur. Bu modül hazır içerikleri sayesinde giriş-çıkış fonksiyonları kümeleri ve kural tabanı oluşturmada çok faydalı olmuştur.



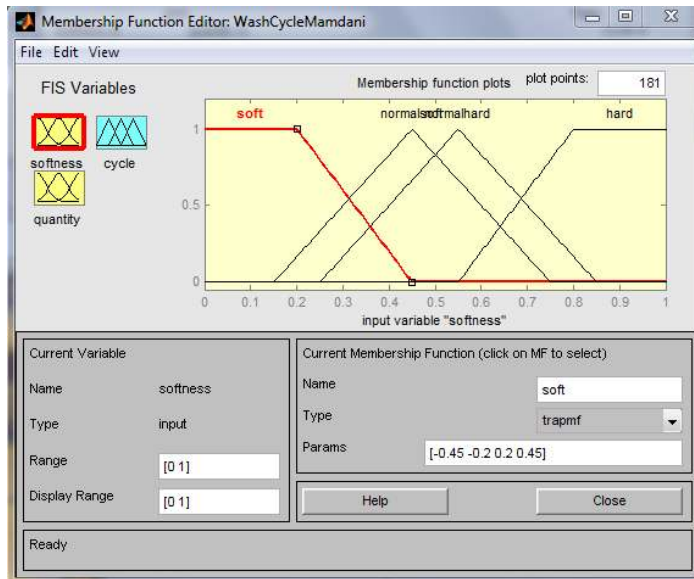
şekil 3.29. Bulanık mantık editörü

Modüle ilk girmek istediğimizde program içersinde gömülü olan iki farklı yöntemden birisini seçmemizi ister. Bu yöntemler Mamdani ve Sugeno yöntemleridir. Mamdani yöntemi, yaygın olarak kullanım alanı olan, uzman bilgisi gerektiren ve her türlü problemnin çözümünde uygulanabilen bir yöntemdir. Sugeno yöntemi ise değişken sayısının çok fazla olmadığı durumlarda tercih edilir.

Bu modülün içersine girdiğimizde karşımıza çıkan ilk sayfa editör olacaktır. Bu ana sayfa, istediğimiz kadar giriş-çıkış kümesi, kural tabanı metotlarında değişikliğe, bulanıklaştırma ve durulaştırma yöntemlerini seçmemizi sağlar.

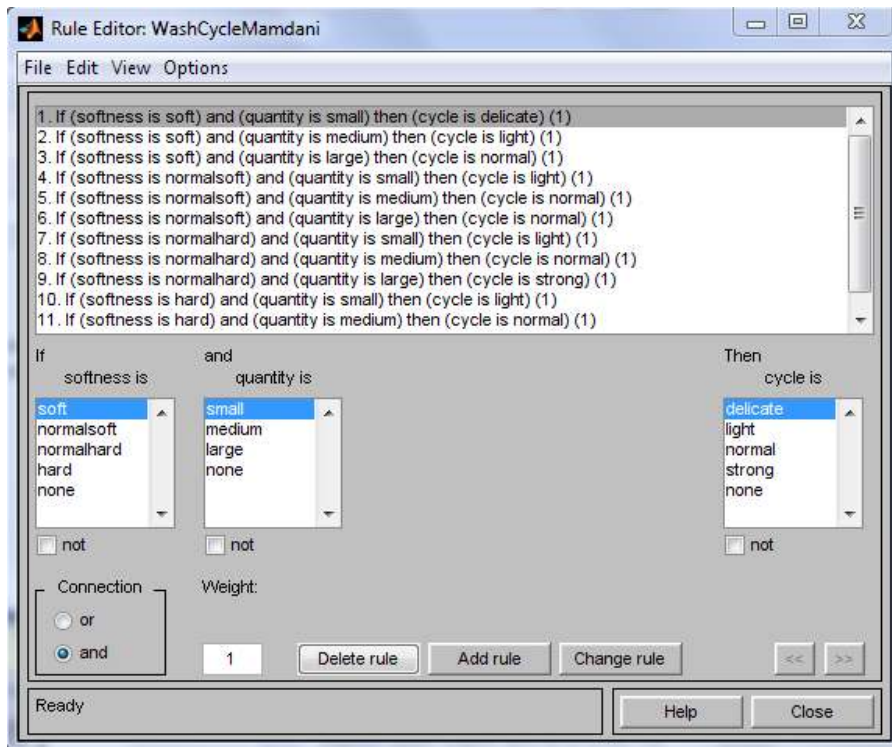
Giriş-çıkış fonksiyonu sayılarımızı belirledikten sonra her bir fonksiyonun kümelerini oluşturmaya sıra gelir. Her bir fonksiyon içersinde istediğimiz kadar küme oluşturabiliriz. Ne kadar fazla küme oluştursak o kadar kontrol edebilirliğimiz artacaktır. Burada kümeleri oluştururken fuzzy modülü bize kümelerin türünü de değiştirme seçeneği sunmuştur. Bu seçeneklerden en fazla kullanılan iki tür vardır; üçgen şekil ve trapez şekil. Bu seçenekler tecrübeye dayanarak değiştirilebilir. Küme şekillerinin etkin kullanılması kontrol'e direkt etkisi vardır. Özellikle bulanık mantığın uygulanması sırasında, üyeliklerin nasıl oluşturulduğunun açıklanmasının ihmal edildiği koşulları yöntemin, sonuçları açısından çok tehlikeli bir durum olarak görülmektedir [38]. Bu kümelerin kesişim noktaları dikkatli seçilmelidir. Çünkü bu kesişim noktalarına göre durulaştırma işlemi yapılacaktır.

Ayrıca her bir kümenin 0-1 aralığında fonksiyon içersinde ağırlığı vardır. Bir kümenin ağırlığının sıfır'a yaklaşıyor olması etkisinin azaldığını bir'e yaklaşıyor olması ise fonksiyondaki etkisinin arttığını göstermektedir.



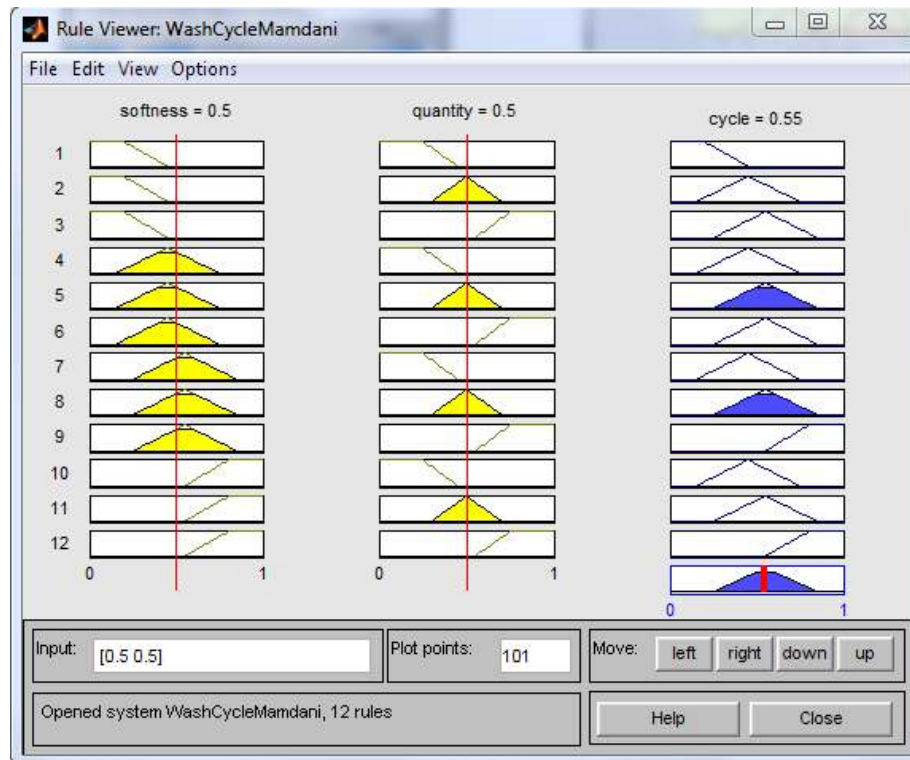
Şekil 3.30. Üyelik fonksiyonu editörü

Üyelik fonksiyonu editöründe kümeler ve ağırlıkları belirlendikten sonra bu kümelerin giriş-çıkış fonksiyonları arasındaki kurallarını belirlemek gerekir. Burada kural tabanı editörü (Şekil 4.4) sözel ifadelerden oluşmaktadır. Bulanık mantık kural tabanını oluştururken standartlaşmış bağlaçlar kullanıldığı söylenebilir. Bu bağlaçlar “eğer ise”, “ve ise”, “veya ise” ve “sonra” şeklindedir. Örnek vermek gerekirse, “Eğer birinci giriş yumuşak ise ve ikinci giriş küçük ise çıkış hassas olacaktır” şeklindedir.

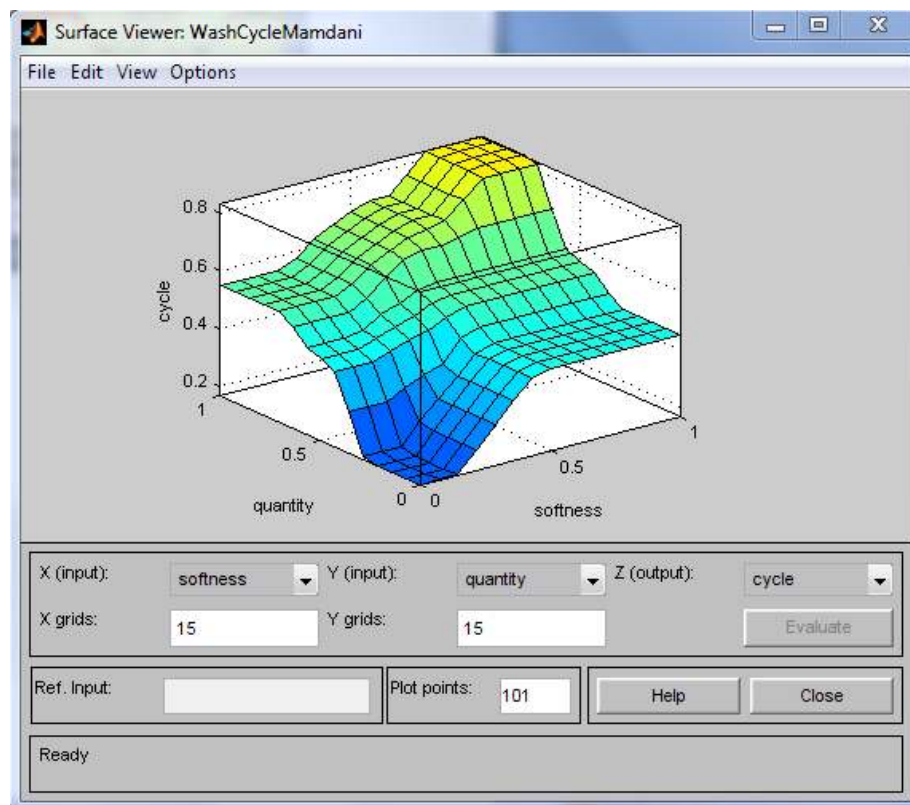


Şekil 3.31. Kural editörü

Kural tabanı da oluşturulduktan sonra giriş-çıkış fonksiyonlarının aralarında ki etkileşimi kural izleyicisi (Şekil 4.6) ve yüzey izleyicisinde (Şekil 4.7) gözlemleyebiliriz. Bu izleyicilerden giriş fonksiyonlarının çıkışa ne tür sinyal göndereceğini görerek deney aşamasına geçmeden önce kümelerin aralıkları ve oluşturulan kural tabanında değişikliğe gidebiliriz. Böylelikle kural tabanında sürekli gelişim faydası sağlanmış olunur.



Şekil 3.32. Kural izleyicisi



Şekil 3.33. Yüzey izleyicisi

4. YÖNTEM VE DENEY DÜZENEGİ

4.1. Matematiksel Model

Sistemimizi matematiksel olarak modelleme yapabilmemiz için dinamik sistem adı altında ele alacağız. Dinamik sistemi tanımlamak gerekirse, sistemin özelliklerini belirleyen unsurlar zamana göre değişiyorsa bu tür sistemlere dinamik sistemler denir [40].

Kontrol sistemleri klasik ve modern olmak üzere ikiye ayrılır. Klasik kontrolde Laplace transformları kullanılarak tek giriş-tek çıkış sistemler çözülür. Modern kontrolde ise durum değişkenleri ve zaman tanım bölgesi ile çok giriş-çok çıkış sistemler çözülür (Şekil 4.1).

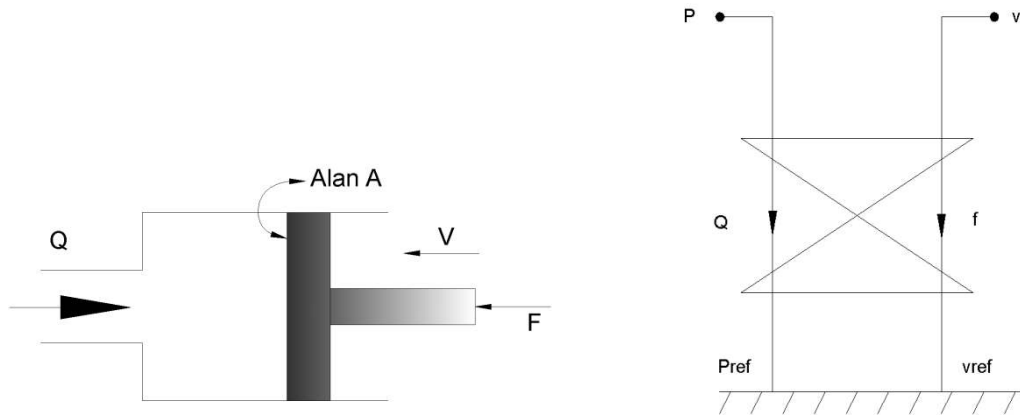
Modern kontrol sistemlerinde durum değişkenlerini tanımlamak gerekirse; bir dinamik sistemin herhangi bir t_0 anındaki durumu tam olarak belirleyen bağımsız ve minimum sayıdaki değişkenlere denir [40]. Bu değişkenlere örnek vermek gerekirse bir klimanın oda sıcaklığını kontrol etmesinde kullandığı giriş-çıkış değişkenlerini ele alabiliriz. Klimanın giriş değişkenleri odanın sıcaklığı ve nemi, çıkış değişkenleri olarak ise odaya üflenen hava sıcaklığı ve fan hızı olarak gösterebiliriz.



Şekil 4.1. Kontrol sistemleri giriş-çıkış değişkenleri

Modern kontrol teorisinde değişik cinsten elemanların (mekanik, akışkanlı, elektriksel ve ısı) komple oluşturduğu sistemin analizi için ortak bir değerlendirme geliştirir.

Sistemi tanımlayacak olan modelin (Şekil 4.2), ne modeli tanımlayamayacak kadar basit olmalı nede maliyet ve çözümü zor olacak kadar ayrıntılı olmalıdır.



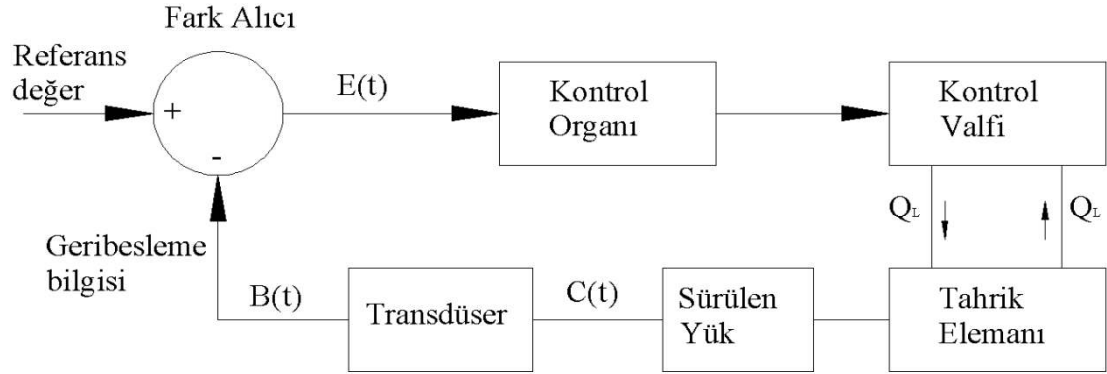
Şekil 4.2. Lineer hareketlendirici ve grafiği [39]

Lineer hareketlendirici için aşağıda ki formüller sıkça kullanılır. Burada P sistem basıncını, A piston alanını, Q silindir içine giren yağ miktarını (cc) ve v ise silindir hızını göstermektedir.

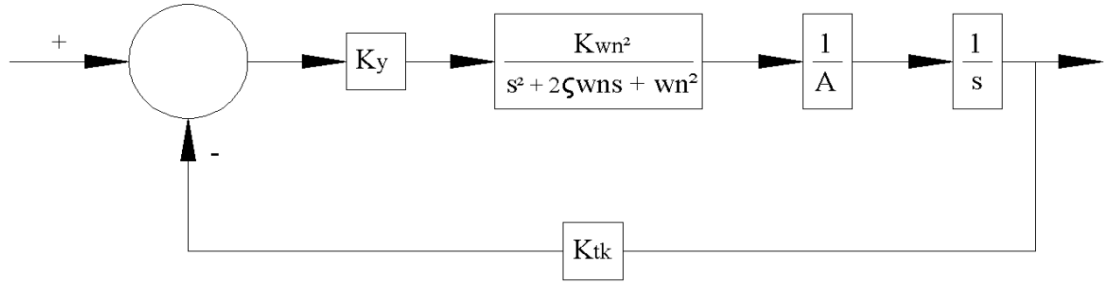
$$P = \frac{1}{A}F \quad (4.1)$$

$$Q = -Av \quad (4.2)$$

Lineer hareketlendiricide ki enerji dönüşümü ise akışkan gücünün öteleme hareketi ile mekanik enerjiye çevrilmesi şeklinde olur.



Şekil 4.3. Temel kontrol blok şeması [40]



Şekil 4.4. Konum kontrol sisteminin blok diyagramı [40]

- K_y : Oransal yükselteç kazancı
 K : Statik valf kazancı
 A : Tahrik Piston Alanı
 K_{tk} : Konum transdüseri kazancı

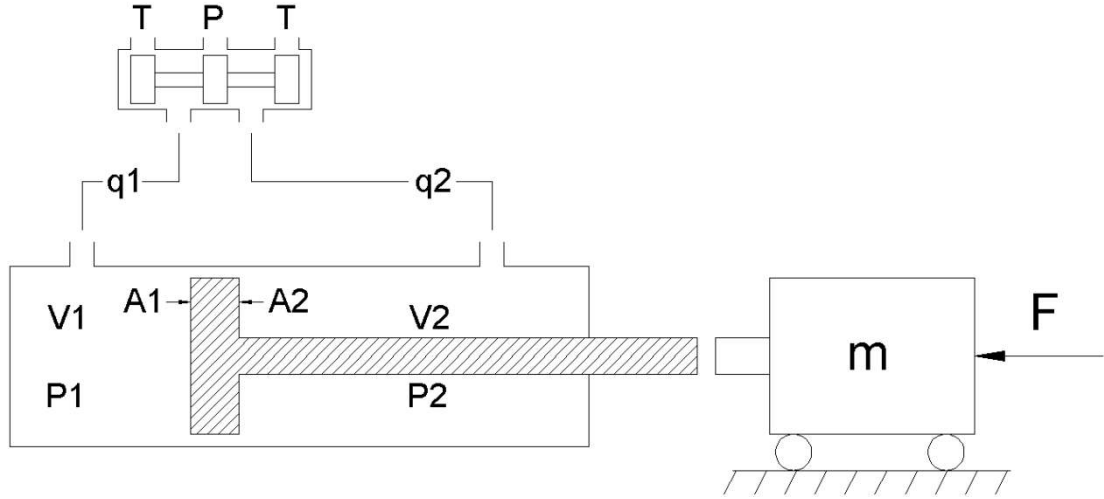
Blok diyagramından sistem giriş ve çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K K_y \omega_n^2}{A s^3 + 2\zeta \omega_n A s^2 + A \omega_n^2 s + K K_y \omega_n^2 K_{tk}} \quad (4.3)$$

Sistem kararlılığı;

$$K < \frac{2\zeta \omega_n A}{K_y K_{tk}} \quad (4.4)$$

Şekil 4.5’de en temel düzeyde hidrolik sistemin fiziksel modeli görülmektedir.



Şekil 4.5. Hidrolik sistemin fiziksel modeli [40]

Fiziksel modelde ki tüm bağımsız değişkenlerin açıklamaları aşağıda verilmiştir.

- P : Pompa basıncı
- T : Tank basıncı
- P_1 : Silindirin 1. tarafındaki basınç
- P_2 : Silindirin 2. tarafındaki basınç
- q_1, q_2 : Debiler
- A_1 : 1. taraftaki kesit alanı
- A_2 : 2. taraftaki kesit alanı
- v_1 : Silindirin 1. tarafındaki hacim
- v_2 : Silindirin 2. tarafındaki hacim
- m : Kütle
- F : Kuvvet

Valftaki sızıntılar ihmal edildiğinde silindirin 1. ve 2. bölmelerine giden debiyi karakterize eden denklemler aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$q_1 = \begin{cases} u \geq 0 \text{ için,} & k_1 u \sqrt{P - P_1} \\ u < 0 \text{ için,} & k_2 u \sqrt{P_1 - T} \end{cases} \quad (4.5)$$

$$q_2 = \begin{cases} u \geq 0 \text{ için,} & -k_3 u \sqrt{P_2 - T} \\ u < 0 \text{ için,} & -k_2 u \sqrt{P - P_2} \end{cases} \quad (4.6)$$

k_1, k_2, k_3 ve k_4 valf orifis sabitleridir.

Doğrusallaştırılmış valf dinamiği aşağıdaki gibidir;

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (4.7)$$

$$K_q = k_v c_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho} \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_L}} \quad (4.8)$$

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (4.9)$$

Giriş akımına karşılık valf makarasının pozisyon dinamiğinin transfer fonksiyonu;

$$\frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{K_q \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.10)$$

Piston Dinamiği; Newton'un ikinci hareket kanuna göre pistonun hareketi aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

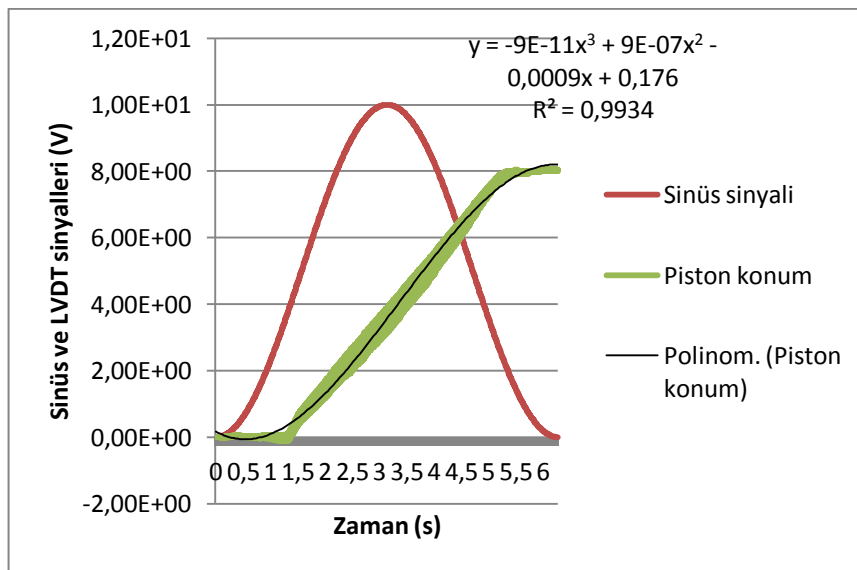
$$m\ddot{x} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_u \dot{x} - F \quad (4.11)$$

Buradan transfer fonksiyonu, giriş olarak oransal valfe uygulanan voltaj ve çıkış olarak da pistonun pozisyonu ele aldığımızda aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K_q \omega_n^2}{As^3 + 2\zeta \omega_n As^2 + A\omega_n^2 s + K_q \omega_n^2 K_{tk}} \quad (4.12)$$

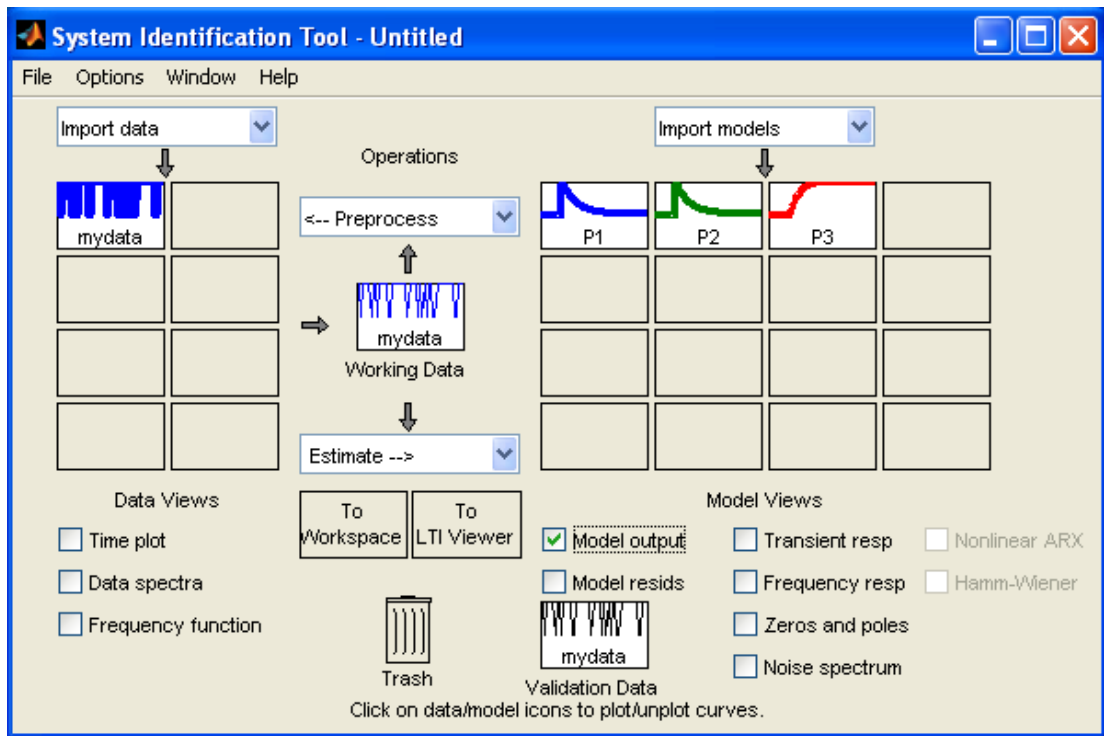
Valfin elektriksel ve mekanik dinamiğinin modellenmesi için valf bobin endüktans ve direnç değerlerinin, sürgü kütlesi ve içinde bulunduğu ortamın viskoz sürtünme katsayısının sayısal olarak belirlenmesi gereklidir. Bu değerlerin teorik olarak hesaplanması oldukça güç ve sistemi tanılama açısından zayıf kalacaktır. Sistem üzerinde sistemin referans isteklere tepkisi kaydedilip girdi ve çıktı uygun bir ortamda işlenerek sistemi temsil eden bir transfer fonksiyonu çıkarılması en doğru süreç olacaktır.

Sistemin parametrik matematiksel modelinin elde edilmesine karşın, parametrelerin gerçek değerleri bilinmemektedir ve piston yüzey alanı, sıkıştırılabilirlik ve yük hassasiyeti gibi parametrelerin ölçülmesi zorluk teşkil etmektedir. Bu yüzden daha önceden söylendiği gibi MATLAB System Identification Toolbox kullanılarak sistem tanınması yoluna gidilmiştir. Bunun için istek sinyali olarak, genliği 5V, frekansı 1 rad/sec olan sinüs sinyali kullanılmıştır. Ayrıca, pistonun iki yüzeyinin alanlarının farklı olduğundan her iki yön için ayrı transfer fonksiyonları elde edilmiştir. İleri yönde, sistem ön değerli bir sinüs sinyali ile tahrik edilerek hiçbir zaman negatif bir değer almaması sağlanmıştır, diğer yön içinse bunun tersi geçerlidir. Böylece sinüs sinyali 0-10V arasında dalgalanmıştır. İstek sinyali ve buna karşılık gelen çıktı sinyali Şekil 4.6'da gösterilmektedir.



Şekil 4.6. Sistemin sinüs dalgasına cevabı

Tanımlama çalışması için MATLAB yazılımının System Identification Toolbox modülü içinde bulunan ident ara yüzü kullanılmıştır. Şekil 4.7'de görülen Ident ara yüzünde soldaki bloklar tanılamada kullanılacak olan girdi verileri için, sağdaki bloklar ise oluşturulacak modeller için ayrılmıştır. Model oluşturma, "Working Data" hanesinde bulunan veri kullanılarak yapılır. "Validation Data" hanesi ise, oluşturulan modelin tepkisinin gerçek sistemin tepkisini ne derecede yansıttığı değerlendirilirken kullanılacak olan gerçek sistem verisini gösterir.



Şekil 4.7. System identification tool

İstek sinyali ve sürgü konumu bilgileri tanımlama için Ident programına yüklenmiştir. Bu çalışmada sistemin bir transfer fonksiyonuyla ifade edilmesi amaçlandığı için programın Şekil 4.8' de gösterilen seçenekleri arasından "Process Model" seçilmiştir. Bu yöntem, verilen istek ve tepkiye paydası birinci ya da ikinci derece, payı da sıfırıncı ya da birinci derece olan, isteğe göre tip sıfır ya da tip bir transfer fonksiyonu uydurmaktadır.

Process Models

Model Transfer Function

$$\frac{K}{(1 + Tp1 s)}$$

Poles:

1 (dropdown) All real (dropdown)

☐ Zero
☐ Delay
☐ Integrator

ParameterKnown	Value	Initial Guess	Bounds
K		Auto	[-Inf Inf]
Tp1		Auto	[0.001 Inf]
Tp2	0	0	[0.001 Inf]
Tp3	0	0	[0.001 Inf]
Tz	0	0	[-Inf Inf]
Td	0	0	[0 0.03]

Initial Guess:

☒ Auto-selected
☐ From existing model:
☐ User-defined: Value-->Initial Guess

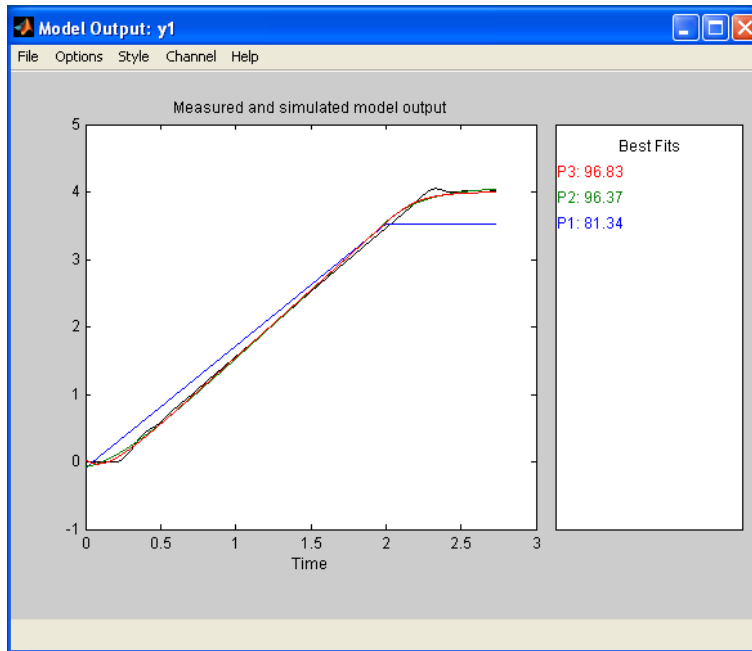
Disturbance Model: None (dropdown)
Focus: Simulation (dropdown)
Initial state: Auto (dropdown)
Covariance: Estimate (dropdown) Options...

Iteration Fit: Improvement ☐ Display Stop iterations

Name: P1 Estimate Close Help

Şekil 4.8. Transfer fonksiyonu çıkarım modeli

Şekil 4.9'da verilmiş test verisi grafiğinden ikinci ve üçüncü kademe valf dinamiğinin birinci dereceden daha yüksek dereceli bir sistem karakteristiğine sahip olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.9. Sistemin kare dalgaya olan cevabı ve transfer fonksiyonu yakınsaması

Analizin basitliği ve elde edilen transfer fonksiyonunun anlaşılrlılığı ve kullanışlılığı açısından sistemin baskın kutuplarını içeren birinci derece bir transfer fonksiyonu kullanmak uygun olacaktır. Analizden elde edilen sonuçlar doğrultusunda transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{0,7837}{s^2 + 3,853s + 1,011 \times 10^{-5}} \quad (4.13)$$

Bu fonksiyon Şekil 4.9'da görüldüğü gibi sistemi %96,37 doğruluğunda tanımlamaktadır. Bu kapalı döngü transfer fonksiyonundan açık döngü transfer fonksiyonu çok basitçe teorik olarak hesaplanabilmektedir.

$$G(s) = \frac{T(s)}{C(s) - C(s)T(s)} \quad (4.14)$$

$$G(s) = \frac{\frac{0,7837}{s^2 + 3,853s + 1,011 \times 10^{-5}}}{1 - \frac{0,7837}{s^2 + 3,853s + 1,011 \times 10^{-5}}} \quad (4.15)$$

$$G(s) = \frac{0,7837}{s^2 + 3,853s - 0,78368989} \quad (4.16)$$

Burada,

U(s) : İstek sinyali,

Y(s) : Piston konumu,

C(s) : LVDT transfer fonksiyonu,

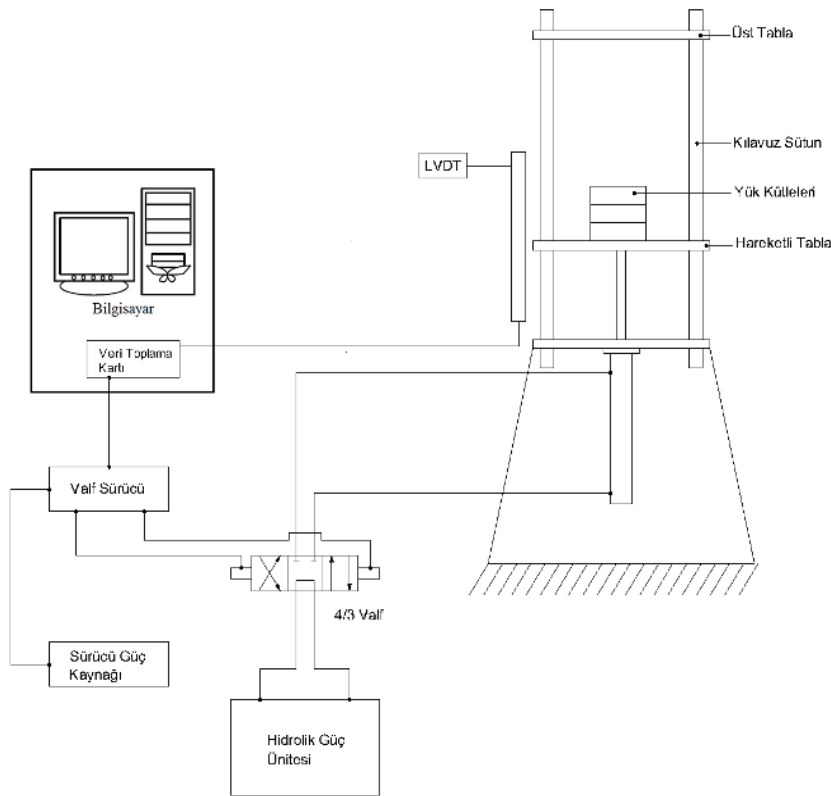
T(s) : Sistem kapalı döngü transfer fonksiyonu,

G(s) : Sistem açık döngü transfer fonksiyonu,

olarak tanımlanmıştır.

4.2. Deney Düzenegi

Bu çalışmada kullanılan deney düzenegi, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi İmalat Mühendisliği Bölümü Freze Atölyesi ve MESKAV Makine şirketinin imalat atölyelerinde imal edilmiştir. Deneyler ise yine Fakültenin Freze atölyesinde yapılmıştır. Deney düzeneginde kullanılan tüm gövde parçaları MESKAV Makine tarafından temin edilmiş ve imal edilmiştir. Hidrolik donanımlar ise Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Fon'u tarafından desteklenerek temin yoluna gidilmiştir. Deney düzeneginin çalışma yapısı Şekil 4.10.'da şematik olarak gösterilmiştir. Deney düzeneginin hareketli kısmı (kontrol edilecek olan kısım) düşey yönde hareket edecek şekilde lineer rulmanlar ile monte edilmiştir. Düşey yöndeki hareket tek bir hidrolik silindir elde edilmiştir. Pistonun aşağı yukarı hareketlerini ise ayrı ayrı olarak açık merkezli normalde kapalı solenoid ve oransal valfler ile sağlanmıştır. Deney düzenegini oluşturan elemanlar ve bunlara ait özellikler aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.10. Deney Düzenegi Şeması

4.2.1. Gövde

Deney düzeneğinin gövdesi St37 malzeme 20, 25, 30 mm kalınlığındaki saclardan, 100X50 profil, hareketli tablayı kılavuzla yan 40 mm çapında 4 adet kromlu taşlanmış mil ve bu milleri merkezleyen lineer rulmanlardan oluşmaktadır.

Deney düzeneğindeki tüm mekanik elemanlar CNC tezghlarında işlenmiştir. Ayrıca düzeneğin zemin üzerinde hareket etmemesi ve sistem hareketinden kaynaklanan titreşimleri absorbe etmesi amacıyla plastik takozlar kullanılmıştır (şekil 4.11).



şekil 4.11. Plastik takoz

4.2.2. Hidrolik silindir

Hareketli tablanın aşağı yukarı hareketi çift etkili tek milli bir hidrolik silindir ile sağlanmıştır. Silindir farklı büyüklüğe sahip zıt yönlü iki etkin alana sahiptir. Bu silindirin maksimum çalışma basıncı 160 bar' dır.

4.2.3. Solenoid valf

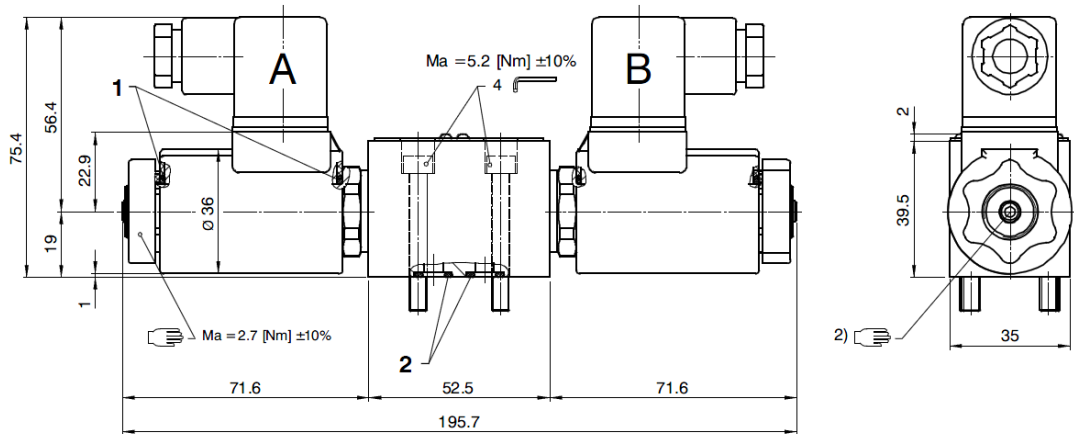
Bu alışmada BUCHER marka WEDC-43-J-4-1-24VDC-C model solenoid valf kullanılmıştır (şekil 5.12). Valfin teknik özellikleri izelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Solenoid valf teknik özellikleri

Genel özellikler	Açıklama, değer, birim
Düzenek	4/3 makaralı
Tasarım	Manifold montajlı, direkt tesirli, elektrik kontrollü
Montaj metodu	4 montaj deliği ve M5x40 montaj cıvatası
Sıkma momenti	5.2 Nm $\pm 10\%$
Büyükölç	Büyükölç 02 ISO 4401-02-01
Ağırlık - Tek solenoid valf ile - Çift solenoid valf ile	0.90 kg 1.30 kg
Montaj konum	Sınırsız
Çalışma sıcaklığı aralığı	-25°C +80°C

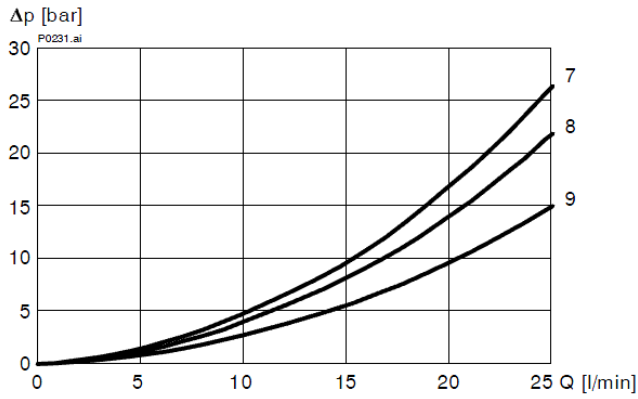
Hidrolik karakteristikleri	Açıklama, değer, birim
En fazla çalışma basıncı - Portlar A, B, P - Port T	250_bar 160_bar
En fazla debi	25 litre/dakika

Elektrik karakteristikleri	Açıklama, değer, birim
Besleme gerilimi	12 V DC, 24 V DC / 115 V AC, 230V AC (50-60 Hz)
Besleme voltajı toleransı	$\pm 10\%$
Nominal güç tüketimi	V DC = 27 W / V AC = 25 W
Anahtarlama süresi	15 _ 80 ms (açılma süresi) 10 _ 40 ms (kapanma süresi)
Bağıl iş hacmi	100 %
EN 60 529 göre korunma sınıfı	IP 65 / IP 67
Elektrik bağlantıları	3 pinli kare fiş ISO 4400 / DIN 43 650



Şekil 4.12. Solenoid valf

Solenoid valfin katalogda verilen performans deęerleri grafięi Şekil 4.13’ de verilmiřtir. Grafikteki 7 nolu akıř eęrisi 25 l/dak.’lık debide 26 barlık basınç dūřümü olduęunu, 8 nolu akıř eęrisi 25 l/dak.’lık debide 22 barlık basınç dūřümü olduęunu ve 9 nolu akıř eęrisi 25 l/dak.’lık debide 15 barlık basınç dūřümü olduęunu gōsteriyor.



Şekil 4.13. Solenoid valf akış eğrisi

Sistemde kullandığımız solenoid valfin makara türü “J” merkezlidir. Üretici kataloguna göre 7 nolu akış P’den A’ya, P’den B’ye, A’dan T’ye ve B’den T’ye olan akışı göstermektedir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. Solenoid valf akış yönleri

Spool type	Flow direction			
	P – A	P – B	A – T	B – T
A / C	3	2	1	2
B	2	3	2	1
D / AD / BD	4	4	4	4
G / AG / BG	5	5	6	6
H / AH / BH	8	8	7	7
J / AJ / BJ	7	7	7	7
F / AF / BF ¹⁾	12	12	10	10

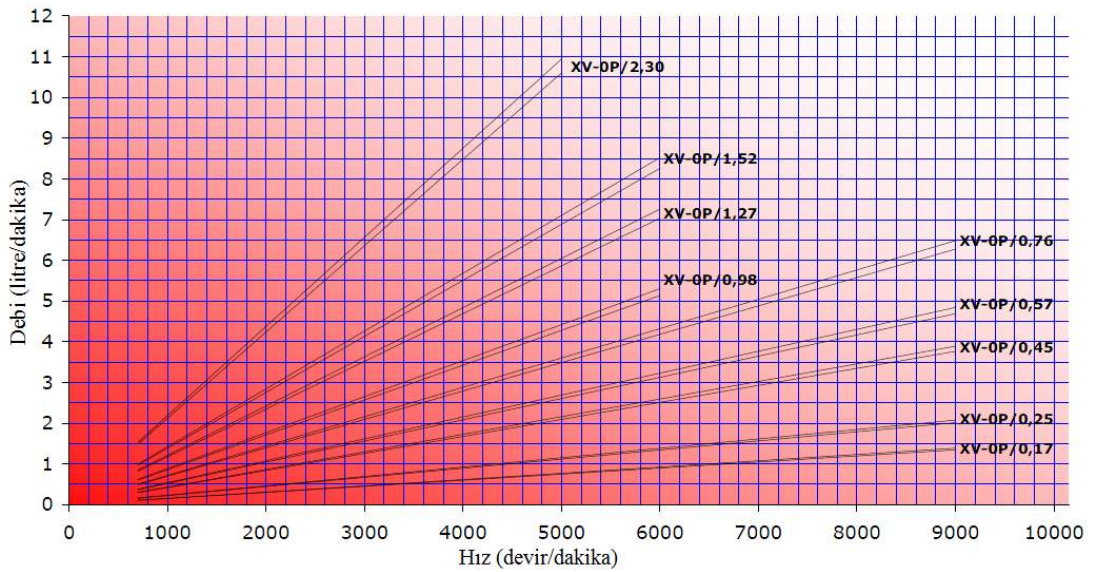
Çizelge 4.3’de ise valf makarası orta konumda iken akış yollarını vermektedir. J merkezli valfin 9 nolu akış eğrisi P’den T’ye akış olduğu göstermektedir.

Çizelge 4.3. Solenoid valf akış yönleri (orta pozisyon)

Spool type	Flow direction				
	P – A	P – B	B – T	A – T	P – T
H / AH / BH	–	–	8	8	9
J / AJ / BJ	–	–	–	–	9
F / AF / BF ¹⁾	11	11	–	–	–

4.2.4. Hidrolik pompa

Bu çalışmada VIVOLO marka XV-0P/0.17 model sabit deplasmanlı içten dişli pompa kullanılmıştır. Deplasman hacmi 0,16 cm³/devir’ dir. Pompanın maksimum çalışma basıncı 260 bardır. Çalışma devri ise 700-9000 devir/dakika arasındadır. Pompanın akış karakteristiği aşağıda Şekil 4.14 de verilmiştir.



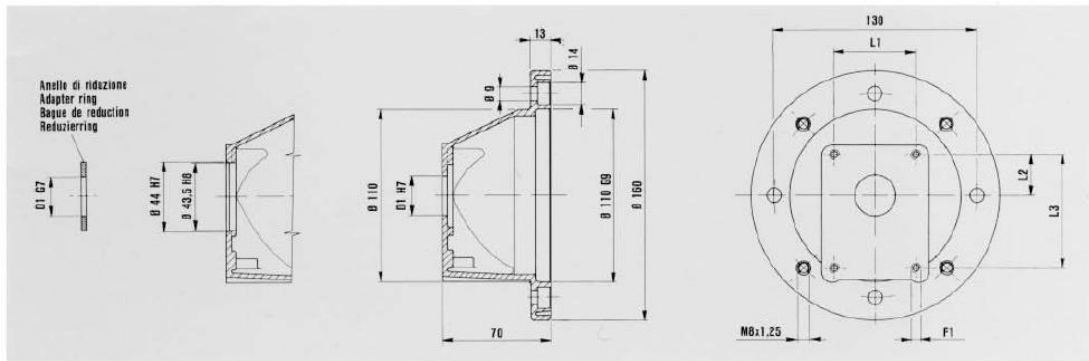
Şekil 4.14. Akış karakteristiği

4.2.5. Elektrik motoru

Bu çalışmada MİKSAN marka 63 4B M model B14 flanşlı, 220VAC, 0.18 kW, 1500 d/dak. motor kullanılmıştır. Motor milindeki tork 1,2 Nm’ dir.

4.2.6. Hidrolik depo flanşı

Bu çalışmada HYDR-APP markasının HE serisinden 160 çapında hidrolik pompa, elektrik motoru ve depo gövdesinin aralarındaki bağlantıyı sağlamak amacıyla flanş kullanılmıştır (Şekil 4.15).

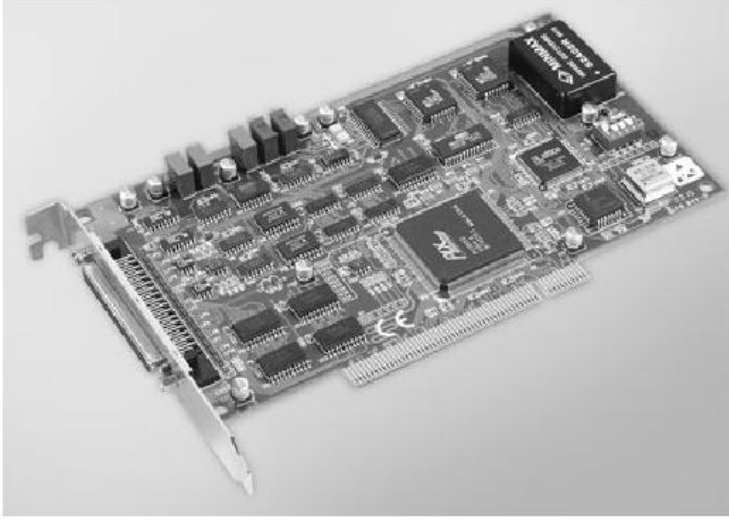


Hydr-App riferimenti Hydr-App references Hydr-App références Hydr-App Beziehungen		DIMENSIONI FLANGE FLANGE DIMENSIONS DIMENSIONS DES LANTERNES ABMESSUNGEN DER PUMPENTRAEGER								Giunti Elastici HE Flexible Couplings HE Accouplements Elastiques HE Drehelastische Kupplungen HE
		Sigla Model-code Sigle	Matricola Part Number Matricule	D1	L1	L2	L3	F1		
		Bestellzeichen	Bestellnummer							
Pumps	E. Motor									
05	71	HL1	30100300	22		25,5	66	M6	HE1	
T05									HE21	
1		HL2	30100200	25,4	52,4	26,3	72		HE2	
1C		HL3	30100400	30	56	24,5	73		HE3	
1M									HE4	
ZB1		HLB1	30100500	32	40	10,4	40	M8	HE101	
(*) 05		HL1CC	15030004	22		25,5	66	M6	HE1	
(*) T05									HE21	
(*) 1		HL2CC	15030001	25,4	52,4	26,3	72		HE2	
(*) 1C		HL3CC	15030003	30	56	24,5	73		HE3	
(*) 1M								HE4		

Şekil 4.15. Hidrolik depo flanşı

4.2.7. Bilgisayar ve veri toplama kartı

Deneylerde Pentium IV işlemciye sahip 1,5 Gb RAM' i olan bilgisayar kullanılmıştır. Bu bilgisayar PCI slotuna ADVANTECH marka PCI-1710 model veri toplama kartı takılmıştır. Bu kart (Şekil 4.16) analog-sayısal ve sayısal-analog dönüşümlerini yapabilmesinin yanında analog ve sayısal çıkış sinyallerini de üretebilmektedir.



Şekil 4.16. Sayısal - analog sinyal çevirici kart

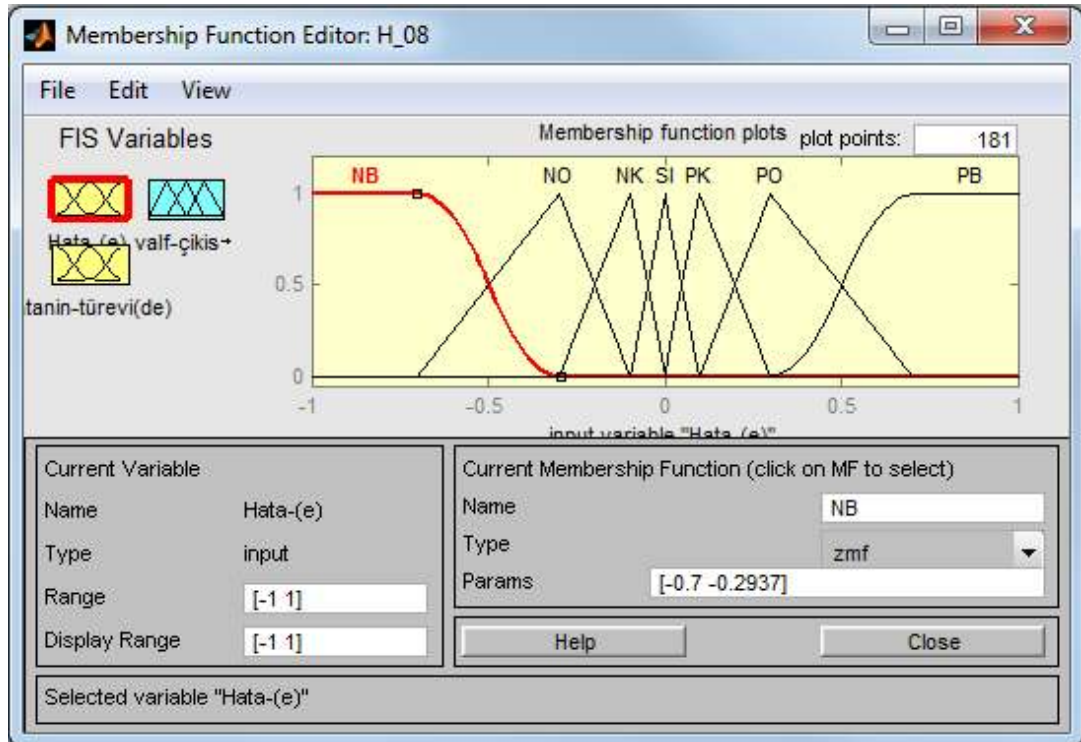
Kartın özellikleri aşağıdaki gibidir:

- 16 tek veya 8 çift kanal analog sinyal girişi
- 12 bit analog-sayısal dönüşümü, 100kHz' e kadar örnekleme oranı
- Programlanabilir kazanç
- Otomatik kanal / kazanç tarama
- Tümlüşik FIFO hafıza (4096 örnek)
- İki adet 12 bit analog sinyal çıkışları
- 16 kanal sayısal giriş ve çıkış sinyalleri
- Tümlüşik programlanabilir sayaç
- BoardID™ anahtarı

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

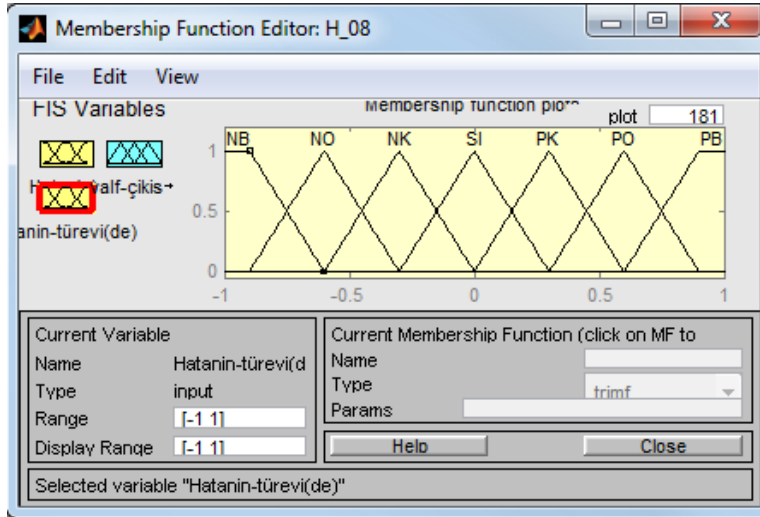
Bu çalışmada valflerin kontrol edilebilmesi için bulanık mantık kümeleri ve kural tabanı oluşturulmuştur. Bu kümeler giriş ve çıkış değişkenlerinin sayısal değerleri ile ifade edilir. Bu çalışmada hata (e), hatanın türevi (de) olmak üzere iki giriş ve valf çıkış sinyali (u) olmak üzere üç farklı üyelik fonksiyonu vardır. Bu üyelik fonksiyonlarının değişkenleri 7 farklı sözel ifadelerle kümeleştirilmiştir. Bu sözel ifadeler şöyledir: negatif büyük (NB), negatif orta(NO), negatif küçük(NK), sıfır(0), pozitif küçük(PK), pozitif orta(PO), pozitif büyük(PB). Sözel ifadelerden NB z biçimli, PB ise s biçimli üyelik fonksiyonu ile diğer ifadeler ise üçgen biçimli üyelik fonksiyonu ile temsil edilmektedir. Bu sözel ifadelerin her bir fonksiyonda ki sayısal aralığı -1 ila +1 arasında yazılmıştır.

Hata (e) fonksiyonunun sıfır(0) kümesi -0,05 ila +0,05 arsındandır. Bunun anlamı hata %5'lik kümeye girdiğinde hatanın sıfır olduğu yani istenilen tolerans değerleri arasında olduğunu vermektedir (Şekil 5.1).



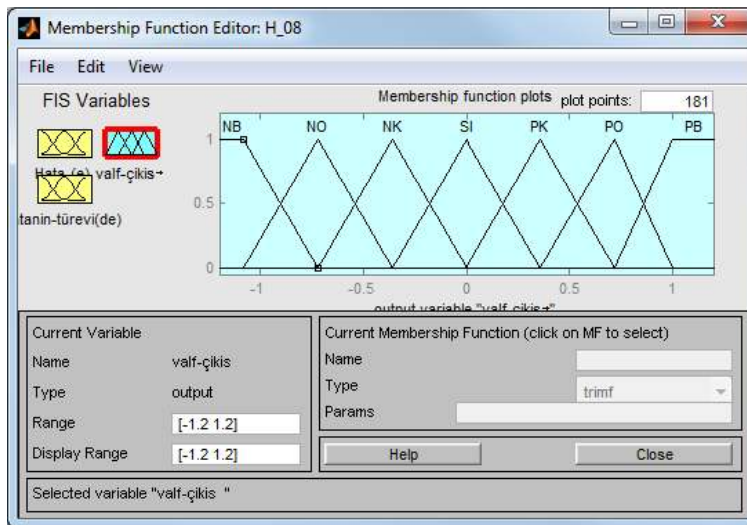
Şekil 5.1. Giriş fonksiyonu hata'nın, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları

Hatanın türevi (de) konumun zamana göre türevini ifade etmek de yani hidrolik pistonun hızını vermektedir. Burada ki eksi(-) kümeler, piston negatif yönünde ki hızları ifade etmektedir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. Giriş fonksiyonu hata türevinin, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları

Çıkış fonksiyonu (u) sözel kümeleri valfe gönderilecek olan giriş voltajı öncesini ifade eder. Bulanık mantık kümelerinde bu değer -1 ila +1 arasında alınmış fakat Simulink programında oransal deneylerde, kazanç değeri 10 ila çarpılmış ve sürücü devre giriş sinyali olan ± 10 değerine ulaşılmıştır (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. Çıkış fonksiyonu, sözel kümelerinin sayısal karşılıkları

Solenoid valfler ile yapılan deneylerde ise bu değer sadece yönü tayin etmesi açısından eksi 1 (-) kazanç ile çarpılmıştır. Bunun nedeni solenoid devre sürücüsünün sadece mantıksal değer (0~1) alması yeterli olmuştur.

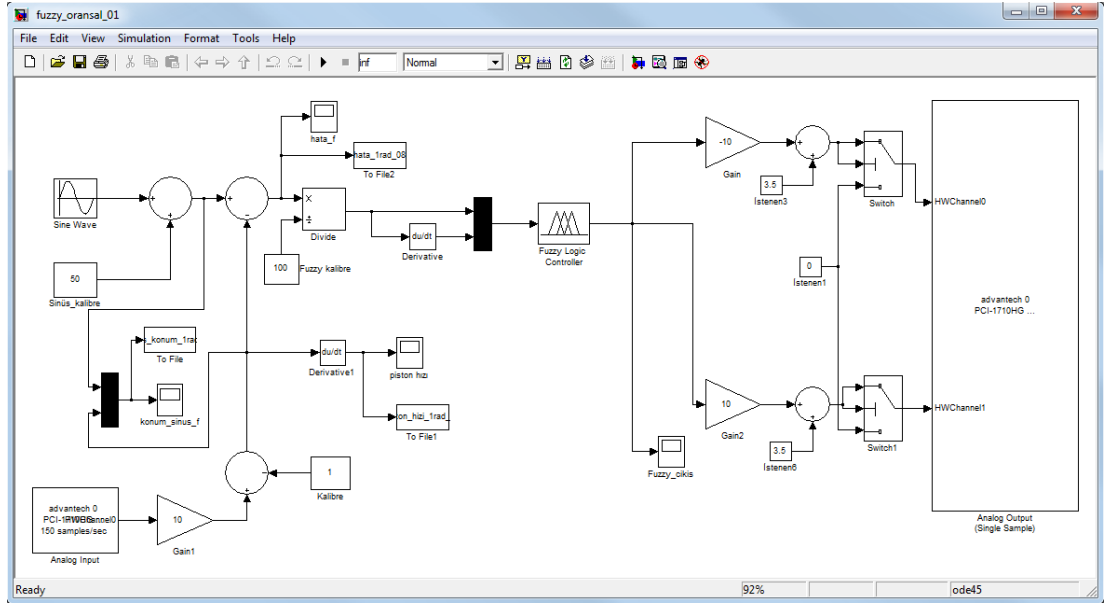
Giriş fonksiyonları kümeleri, bulanıklaştırıcıdan çıktıktan sonra kural tabanına girer ve bu kural tabanına göre bulanık çıkarım elde edilir. Deneylerde kullanılan kural tabanı (Çizelge 5.1) hazırlama mantığı şöyledir. Eğer hata PB (pozitif büyük) ve hatanın türevi (piston hızı) PB ise çıkış fonksiyonu da PB olmalıdır. Bu mantıkla hata azaldıkça hatanın türevi de düşmesi gerekir dolayısıyla çıkışın düşmesi gerekir.

Çizelge 5.1. Kural tabanı

de \ e	PB	PO	PK	SI	NK	NO	NB
NB	SI	NK	NK	NO	NB	NB	NB
NO	PK	SI	NK	NO	NO	NO	NB
NK	PO	PK	SI	NK	NK	NO	NB
SI	PB	PO	PK	SI	NK	NO	NB
PK	PB	PO	PK	PK	SI	NK	NO
PO	PB	PO	PO	PO	PK	SI	NK
PB	PB	PB	PB	PO	PK	PK	SI

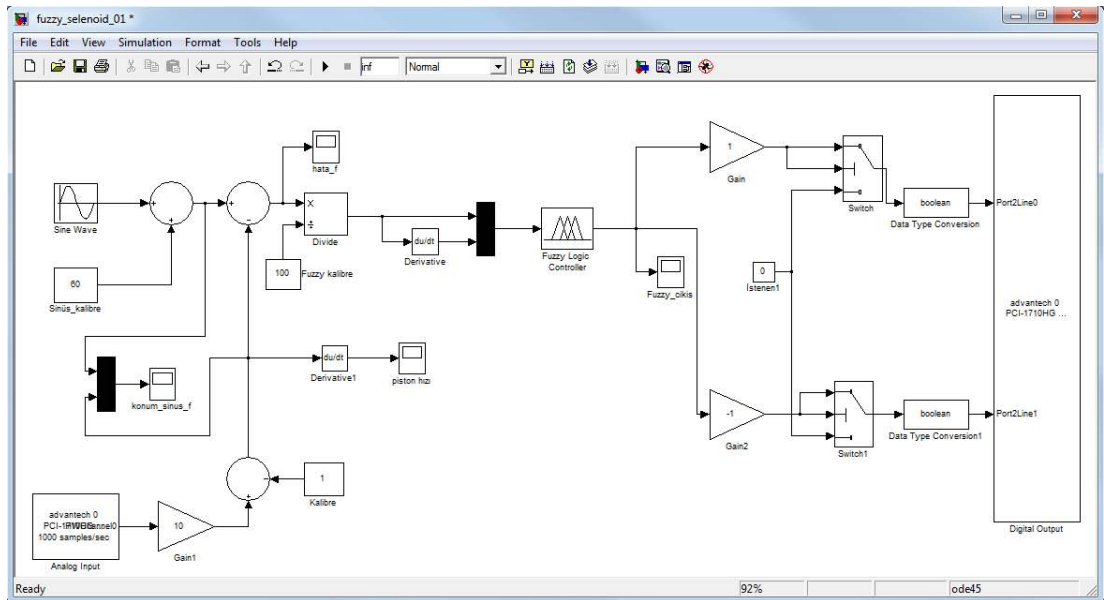
Bulanık mantık tabanı oluşturulduktan sonra hidrolik silindiri kontrol etmek için Matlab/Simulink ortamına geçilir. Solenoid valf ile oransal valfi sürmek için farklı Simulink blokları kullanılmıştır (Şekil 5.4 ve 5.5).

Şekil 5.4’ de ki simulink blok diyagramı bir analog giriş iki analog çıkış fiziksel bileşeninden oluşmaktadır. Diğer bloklar bir adet sinüs sinyali, matematiksel işlemler yapan bloklar ve bulanık mantık motoru bloklarından oluşmaktadır.



Şekil 5.4. Simulink blok diyagramı (oransal valf sürücü blokları)

Şekil 5.5’ de ki simulink blok diyagramını bir analog giriş iki sayısal çıkış fiziksel bileşeninden oluşmaktadır. Diğer bloklar bir adet sinüs sinyali, matematiksel işlemler yapan bloklar ve bulanık mantık motoru bloklarından oluşmaktadır.



Şekil 5.5. Simulink blok diyagramı (solenoid valf sürücü blokları)

5.1. Solenoid Valf ile Yapılan Deneyler

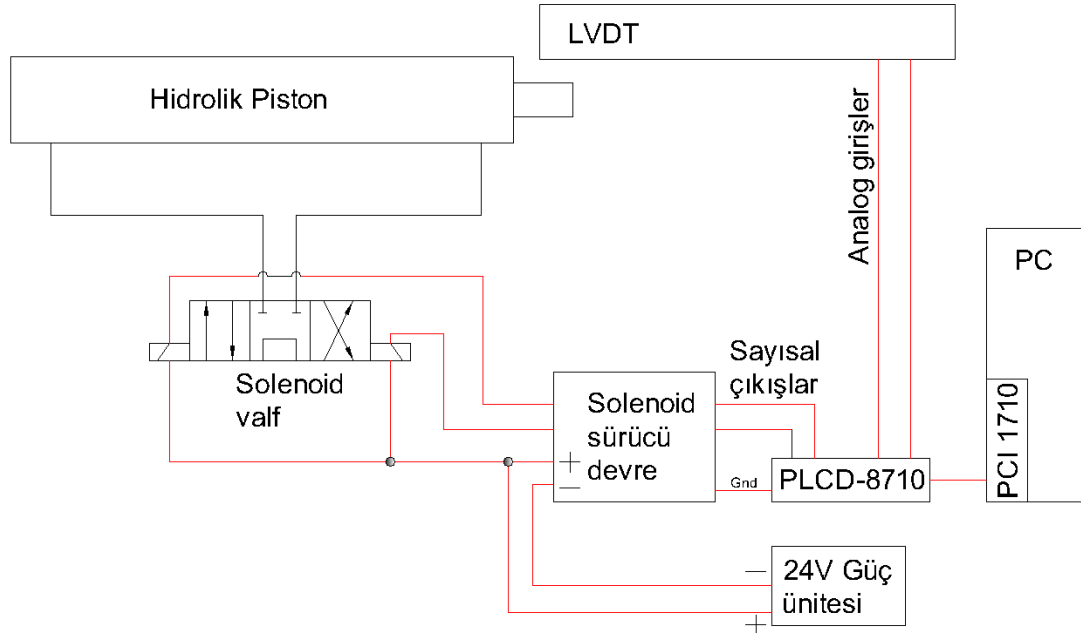
Solenoid Valf ile yapılmış olan hidrolik düzenek Resim 5.1.'de gösterilmiştir. Bu düzeneğin elektrik devre şema'sı da Şekil 5.6.'da verilmiştir. Solenoid valf özel olarak imal edilmiş bir sürücü devre (Resim 5.2.) ile sürülmüştür. Bu sürücü devre bilgisayarla haberleşmesini, Resim 5.3.'de görülen elektronik bir kart (PCLD-8710) yardımıyla sağlamıştır.



Resim 5.1. Solenoid Valf Hidrolik Deney Düzeneği



Resim 5.2. Solenoid valf sürücü devresi



Şekil 5.6. Solenoid elektrik devre şeması



Resim 5.3. PCLD-8710

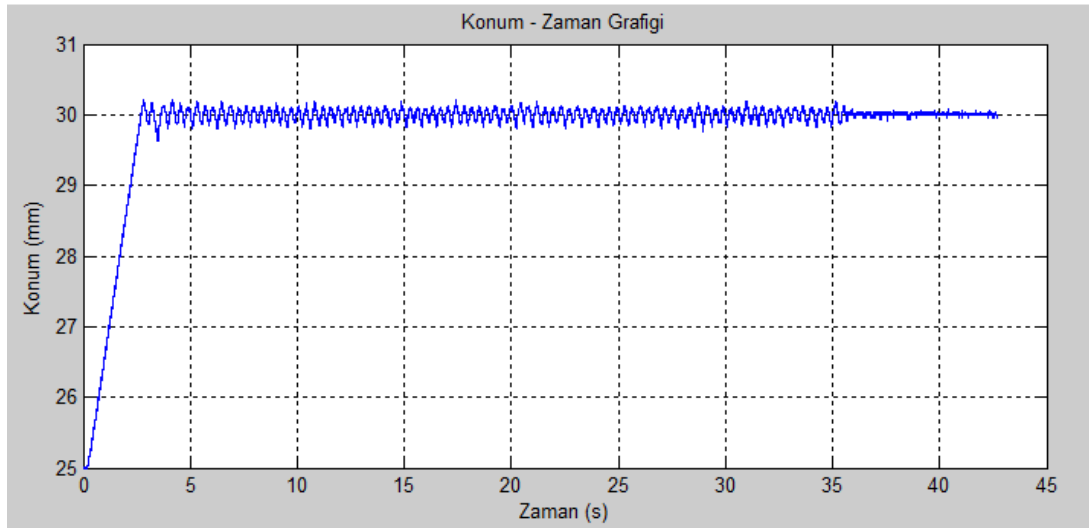
Hareketli tablanın konumu bir lineer cetvel (LVDT) ile devamlı kapalı çevrim olarak kontrol edilmiştir. Bunun için LVDT' den çıkan analog sinyaller PLCD-8710 kartına gönderildikten sonra bu sinyaller kart tarafından PCI 1710 kartının yorumlayabileceği şekle yani sayısal sinyale çevrilmiştir. Simulink programı bloklarına alınan bu değer referans konum ile karşılaştırılıp fark yani hata çıkarılmıştır. Hata ve hatanın türevi Fuzzy bloğunda değerlendirildikten sonra çıkış sinyali oluşturulmuş ve valfe aç-kapa sinyali gönderilmiştir.

5.1.1. Birim basamak giriş deneysel cevaplar

Elde edilen sonuçlar Matlab/Simulink grafik ortamında çıkarılmıştır. Deneyler sırasında fuzzy giriş üyelik fonksiyonlarından hata'nın(e) sıfır(0) kümesi değişik hassasiyet değerleri aralığına alınmıştır.

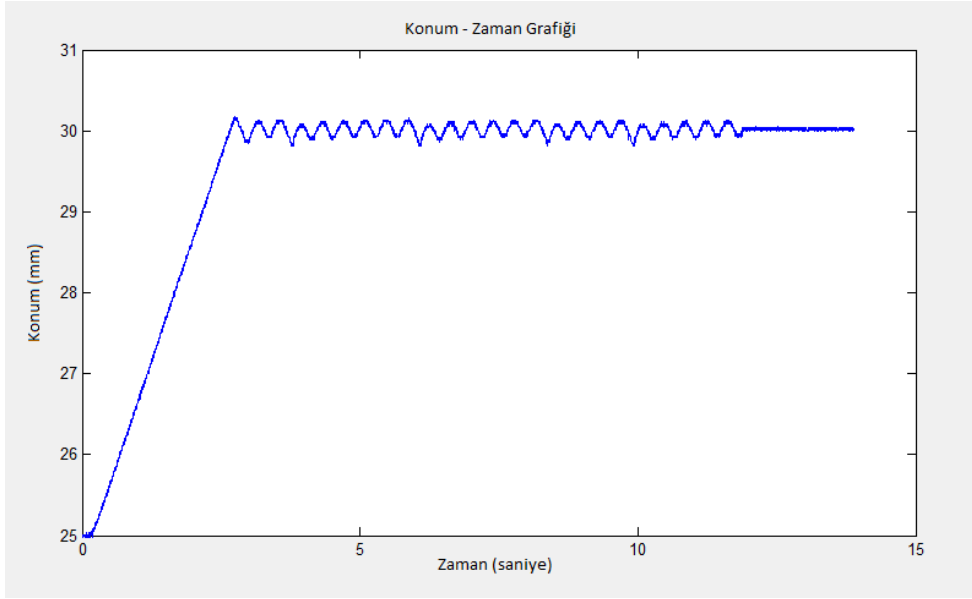
İlk deneyde hata giriş fonksiyonu sıfır(0) kümesi -0,03 ila +0,03 değer aralığına alınmıştır.

Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.7) incelediğimizde 5 mm'lik hatayı 3 saniye içersinde aldığını görmekteyiz. Fakat kararlı durum haline ise 37 saniye içersinde girdiği görülmüştür.



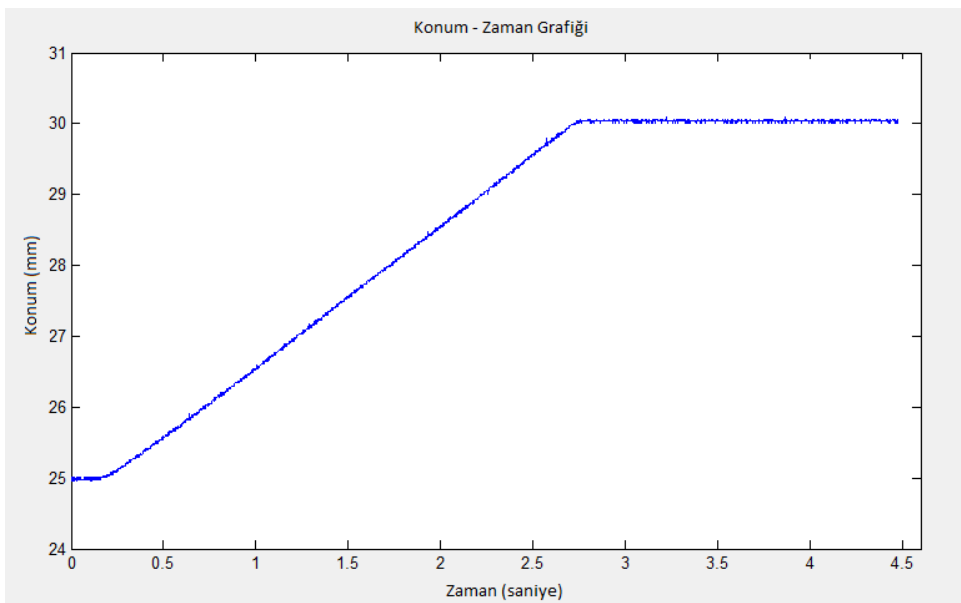
Şekil 5.7. 25-30mm %3 hassasiyet

İkinci deneyde hata giriş fonksiyonu sıfır(0) kümesi -0,05 ila +0,05 değer aralığına alınmıştır. Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.8) incelediğimizde % 3'lük küme ile aynı zamanda kararsız hale girdiği görülmüştür. 5 mm'lik hatayı 3 saniye içersinde almıştır. Fakat bu hassasiyet kümesinde kararlı durum haline %3'lük kümeden daha kısa sürede (12,5 saniyede) ulaşmıştır.



Şekil 5.8. 25-30mm %5 hassasiyet

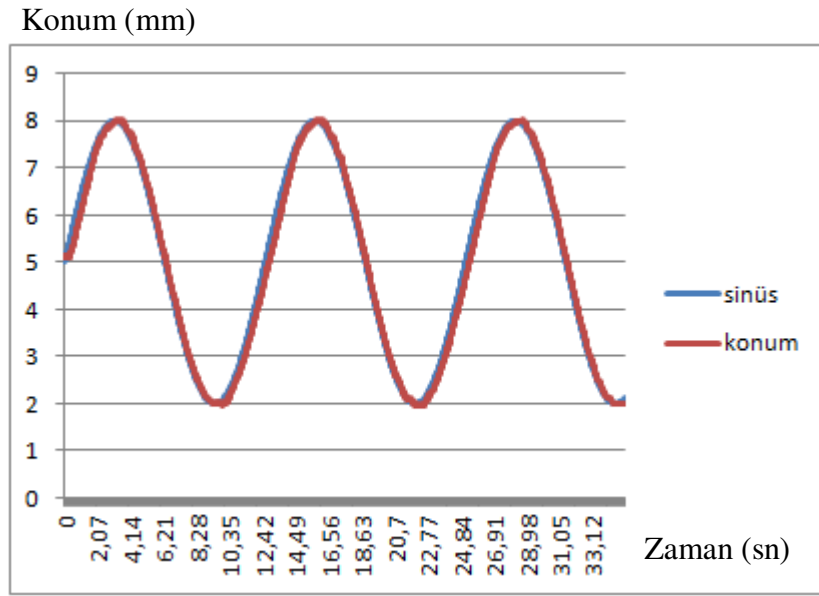
Son deney hata giriş fonksiyonunun sıfır(0) kümesi artırılarak -0,07 ila +0,07 değer aralığına alınmıştır. Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.9) incelediğimizde diğer kümelerden daha kısa sürede kararsız hal bölgesini aştığını görmekteyiz. 5 mm'lik hatayı 2,75 saniye içersinde almıştır. Ayrıca bu hassasiyet kümesinde kararsız durum hali de yaşanmamıştır.



Şekil 5.9. 25-30mm %7 hassasiyet

5.1.2. Sinüsoidal girişe deneysel cevaplar

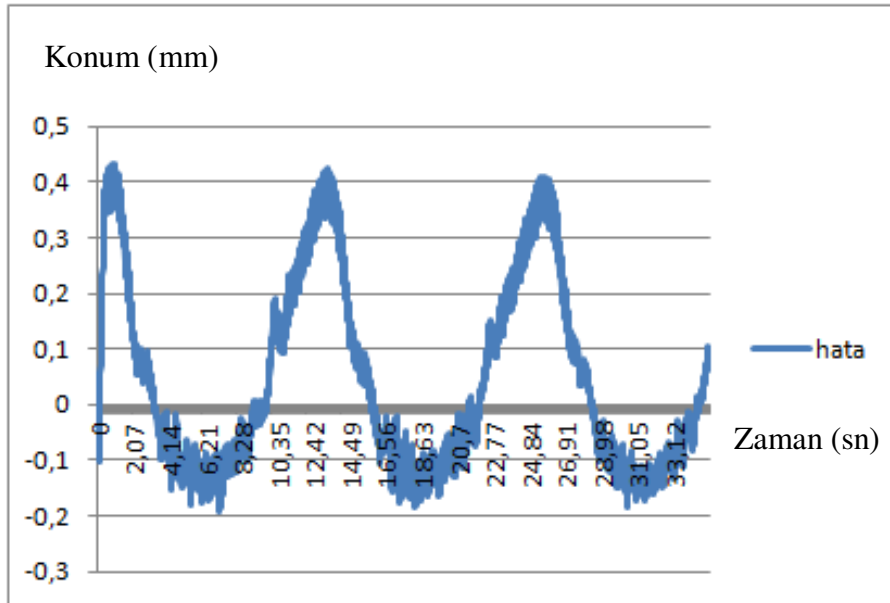
Aynı deney düzeneği ile sisteme sinüs dalgası gönderilmiş ve sistem cevabı incelenmiştir (Şekil 5.10). Sinüs dalgasının frekansı 0,5 rad/sec olarak seçilmiştir. Bu frekansın seçilme sebebi sistemin cevap verebildiği süre olarak söylenebilir. Daha üst seviyelerdeki frekans eğrilerine sistem yanıt süresi aşırı derecede geç kalacaktır. Birim basamak giriş deneyleri ile sinüs giriş deneylerinin farklı olmaması açısından bulanık mantık kümeleri ile oynanmamış aynı kümeler ile deneyler icra edilmiştir.



Şekil 5.10. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,3 mm)

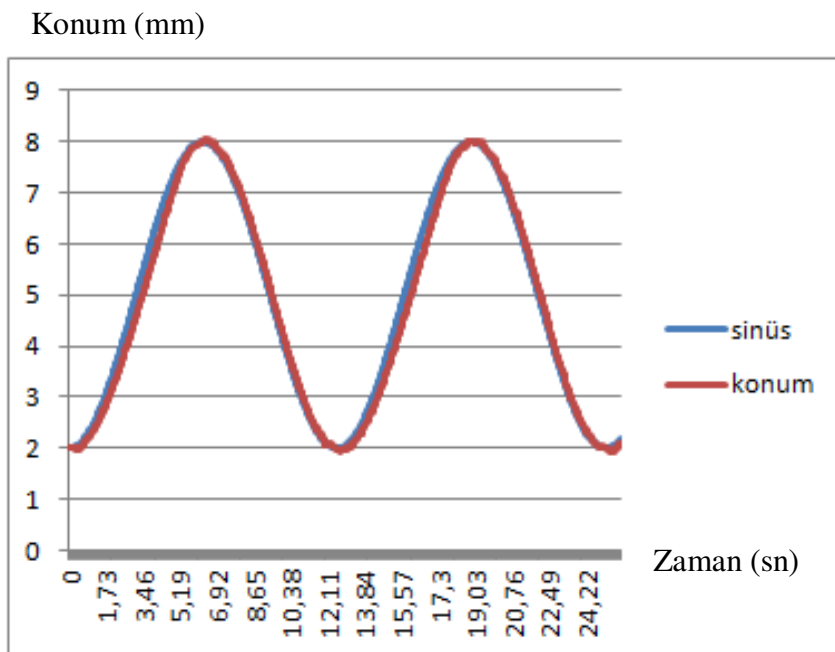
Hata-zaman grafiğini (Şekil 5.11) incelediğimizde pistonun yukarı yönlü hareketinde hatanın 0,42 mm mertebelerine kadar çıktığı fakat aşağı yönlü hareketinde ise 0,2 mm'lik bir hata gözlemlenmiştir. Bunun sebebi piston aşağı yönlü hareketinde daha hızlı hareket etmesi olarak açıklanabilir.

Grafikleri incelediğimizde 0,5 rad/sec frekans değerinde sisteme bozucu bir sinyal yollanmış ve anlık konum grafiği elde edilmiştir. Bulanık mantık çıkış fonksiyonu da en fazla -0,3 ila +0,3 olarak kabul edilmiştir.



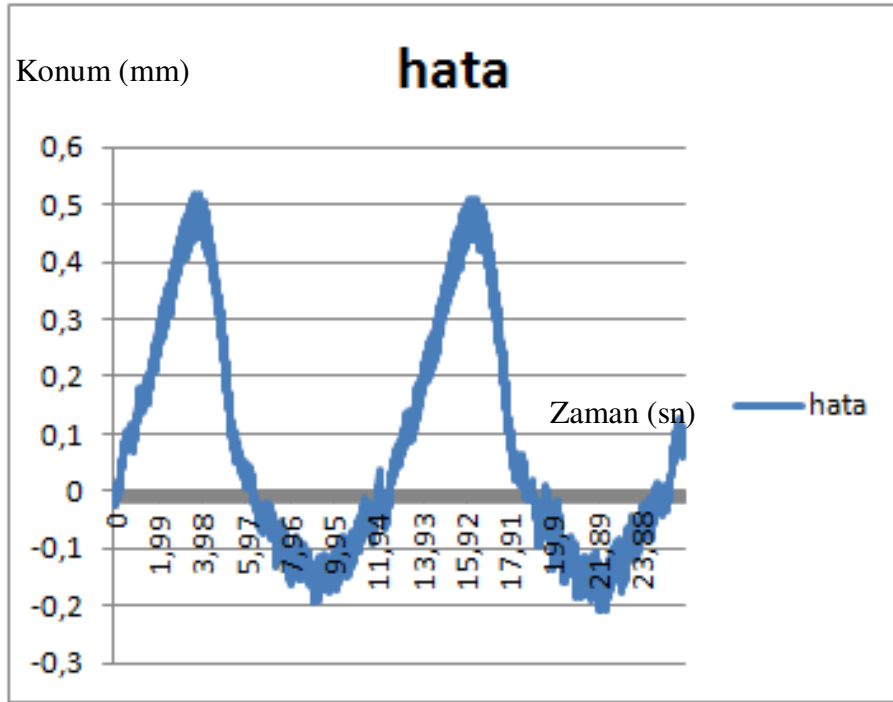
Şekil 5.11. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,3 mm)

Diğer deneyden farklı olarak sadece bulanık mantık çıkış fonksiyonu değiştirilmiştir. Değişiklik, çıkış fonksiyonunun en fazla -0,5 ila +0,5 olması şeklinde kabul edilmiştir (Şekil 5.12).



Şekil 5.12. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,5 mm)

Hata-zaman grafiğini (Şekil 5.13) incelediğimizde pistonun yukarı yönlü hareketinde hatanın 0,5 mm mertebelerine kadar çıktığı fakat aşağı yönlü hareketinde ise 0,2 mm'lik bir hata gözlemlenmiştir. Diğer deneyden farklı olarak bulanık mantık çıkış fonksiyonunda istenilen değerler dışına taşmadığı görülmüş ve bu nedenle de solenoid valf üzerine daha farklı bir deney yapılmamıştır.



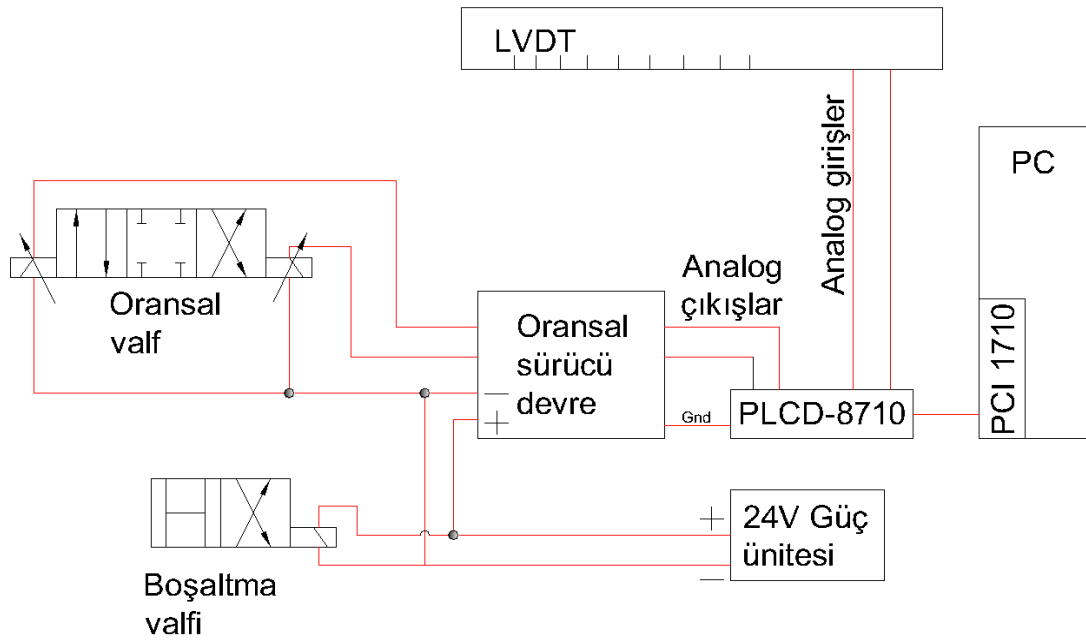
Şekil 5.13. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,5 rad/sec, hata 0,5 mm)

5.2. Oransal Valf ile Yapılan Deneyler

Oransal valf ile yapılmış olan hidrolik düzenek Resim 5.14.'de gösterilmiştir. Oransal valf ile yapılmış deneylerin solenoid valf ile yapılmış deneylerden tek farkı sürücü devreye analog sinyal göndermesi şeklindedir. Oransal valf özel olarak imal edilmiş bir sürücü devre ile sürülmüştür. Bu sürücü devre bilgisayara, PCLD-8710 kartı ile bağlanmıştır. PCLD-8710 kartından gelen analog sinyal (0~10V) ile sürücü devreden çıkış voltajı (0~24V) elde edilmiştir. Sürücü devrenin çalışma voltajı 24V' dur (Şekil 5.15).



Şekil 5.14. Oransal valf hidrolik deney düzeneği

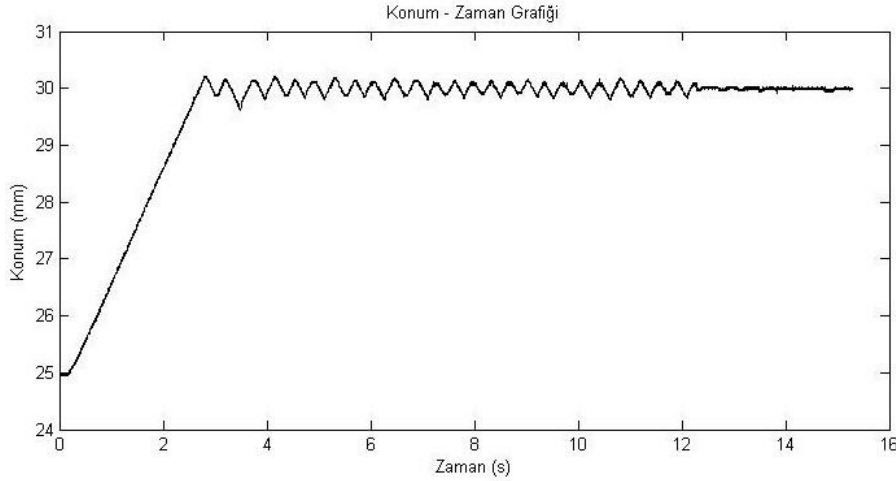


Şekil 5.15. Oransal elektrik devre şeması

5.2.1. Birim basamak giriş deneysel cevaplar

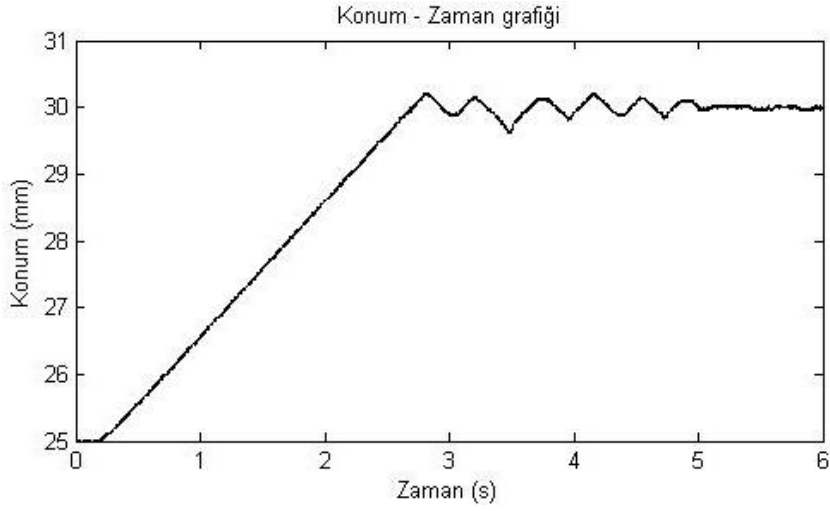
Oransal valf deneylerinde de solenoid valflerde olduğu gibi hata'nın(e) sıfır(0) kümesi değişik hassasiyet değerleri aralığına alınmıştır.

İlk deneyde hata giriş fonksiyonu sıfır(0) kümesi -0,03 ila +0,03 değer aralığına alınmıştır. Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.16) incelediğimizde 5 mm'lik hatayı 2,8 saniye içerisinde aldığını görmekteyiz. Fakat kararlı durum haline ise 12 saniye içerisinde girdiği görülmüştür.



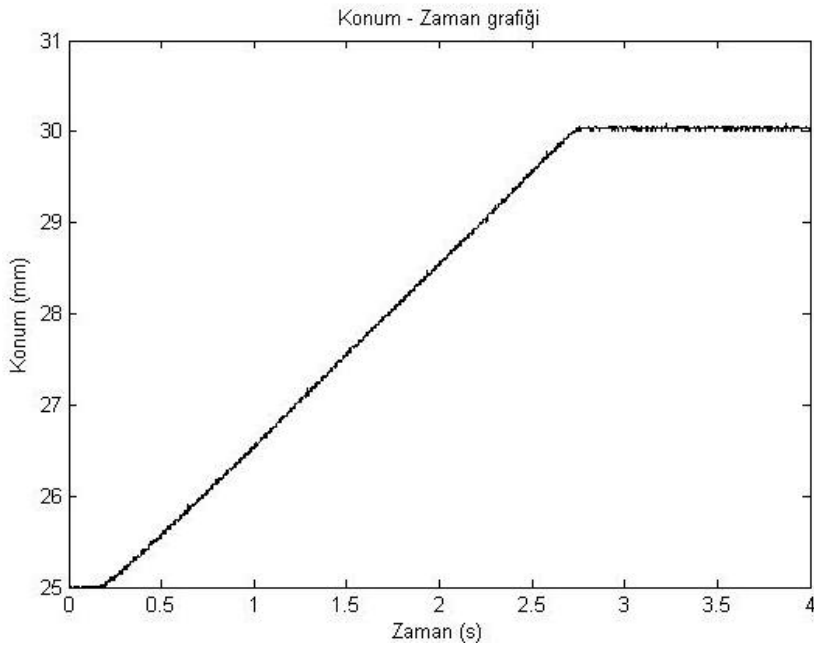
Şekil 5.16. 25-30mm %3 hassasiyet

İkinci deneyde hata giriş fonksiyonu sıfır(0) kümesi -0,05 ila +0,05 değer aralığına alınmıştır. Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.17) incelediğimizde % 3'lük küme ile aynı zamanda kararsız hale girdiği görülmüştür. 5 mm'lik hatayı 3 saniye içerisinde almıştır. Fakat bu hassasiyet kümesinde kararlı durum haline %3'lük kümeden daha kısa sürede (5 saniyede) ulaşmıştır.



Şekil 5.17. 25-30mm %5 hassasiyet

Yapılan son deney hata giriş fonksiyonunun sıfır(0) kümesi artırılarak -0,07 ila +0,07 değer aralığına alınmıştır. Konum-Zaman grafiğini (Şekil 5.18) incelediğimizde diğer kümelerden daha kısa sürede kararsız hal bölgesini aştığını görmekteyiz. 5 mm'lik hatayı 2,6 saniye içerisinde almıştır. Ayrıca bu hassasiyet kümesinde kararsız durum hali de yaşanmamıştır.

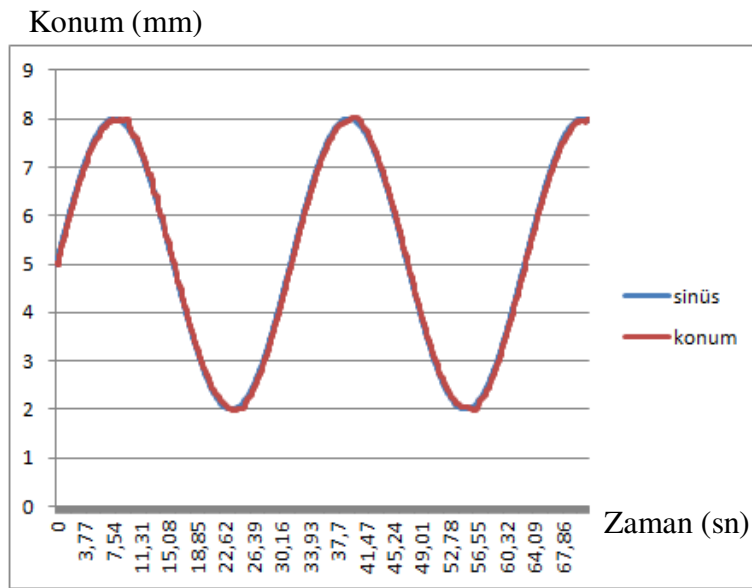


Şekil 5.18. 25-30mm %7 hassasiyet

5.2.2. Sinüsoidal girişe deneysel cevaplar

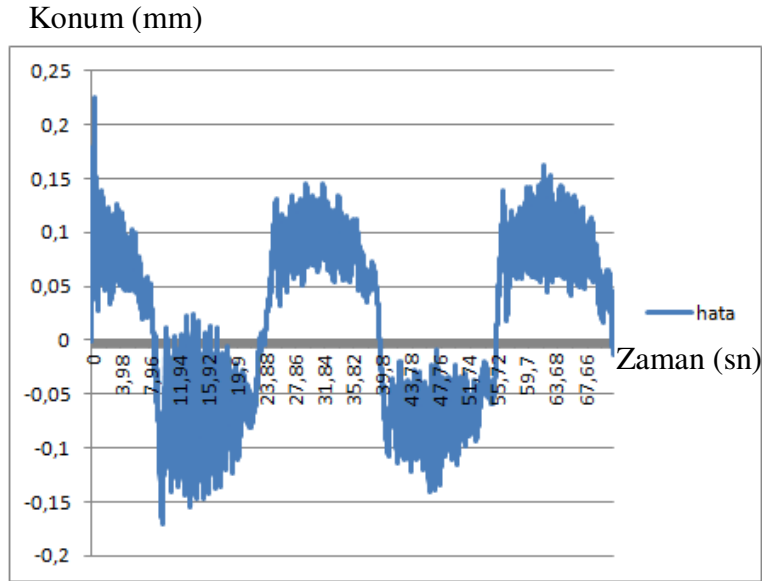
Solenoid valfde yapılan deneylerde olduğu gibi oransal valf ile yapılan deneylerde de sisteme bozucu sinüs sinyali gönderilmiş ve cevapları incelenmiştir. Yalnız oransal valfin tepki süresi daha iyi olduğundan sinüs sinyali frekansı 0,2 rad/sec olarak seçilmiştir. Böylelikle valfin en fazla performans deneyleri de yapılmış olacaktır.

Şekil 5.19’u incelediğimizde 0,2 rad/sec frekans değerinde sisteme bozucu bir sinyal yollanmış ve anlık konum grafiği elde edilmiştir. Bulanık mantık çıkış fonksiyonu da en fazla -0,3 ila +0,3 olarak kabul edilmiştir.



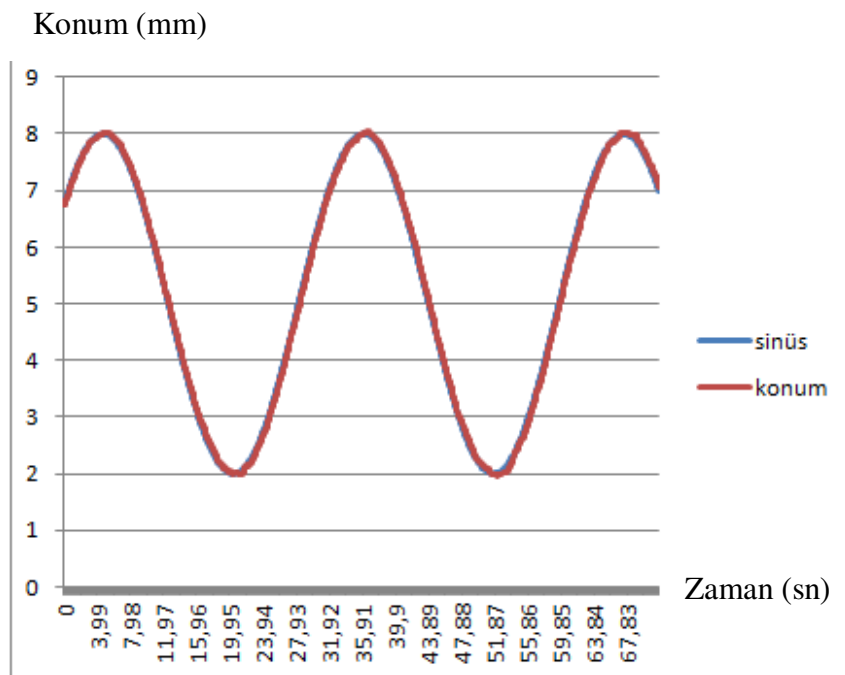
Şekil 5.19. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,3 mm)

Hata-zaman grafiğini incelediğimizde pistonun yukarı-aşağı yönlü hareketlerinde hatanın 0,15 mm mertebelerine kadar çıktığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.20).



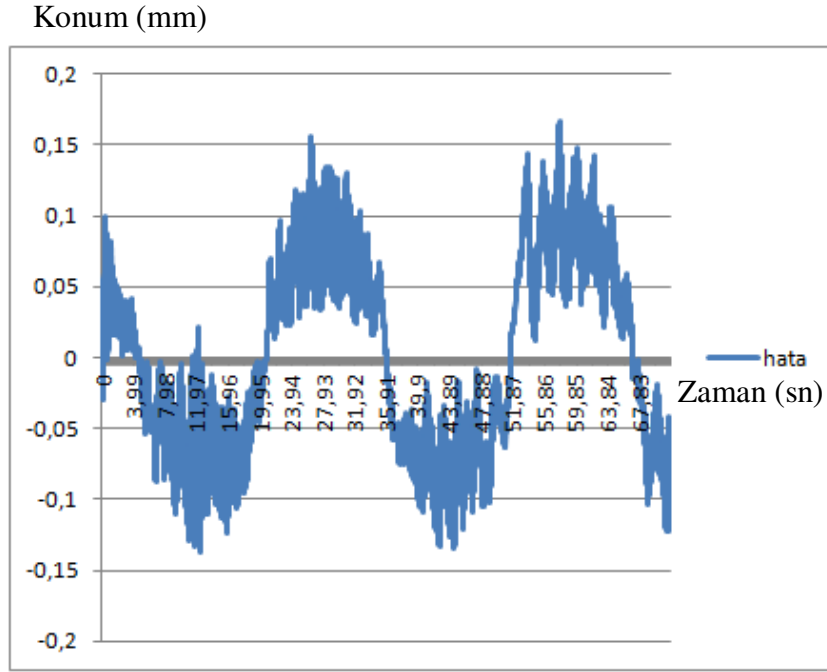
Şekil 5.20. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,3 mm)

Şekil 5.21'i incelediğimizde 0,2 rad/sec frekans değerinde sisteme bozucu bir sinyal yollanmış ve anlık konum grafiği elde edilmiştir. Bulanık mantık çıkış fonksiyonu da en fazla -0,5 ila +0,5 olarak kabul edilmiştir.



Şekil 5.21. Konum-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,5 mm)

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde en fazla 0,15 mm’lik hata görülmüştür. Yalnız grafiği incelediğimizde hatanın 0,1 mm’lik hata bandının aşağısına gitme eğilimi olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 5.22).



Şekil 5.22. Hata-zaman grafiği (sinüs 0,2 rad/sec, hata 0,5 mm)

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuç

Yapılan çalışmalarda hidrolik bir silindiri solenoid ve oransal valf ile konumunu bulanık mantıkla kontrol eden kural tabanı ve simulink blokları geliştirilmiştir. Kural tabanı sözel ifadelerden oluşturulmuştur. Diğer kontrol yöntemlerinde karmaşık sistemlerin matematiksel ifadesi oldukça zor çıkarılmakta ve gerçek hayat tecrübelerinde ki sözel ifadeler matematiksel ifadelere katılamamaktadır.

Bu çalışmada bulanık mantık algoritması yani üyelik fonksiyonları ve sözel ifadelerle Matlab programının fuzzy modülünde yazılmıştır. Daha sonra bu algoritma Simulink programının içine gömülmüştür. Simulink programında gerçek zamanlı blok şemaları ile deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deneyler sonucunda yapısı itibari ile çokta hassas olmayan solenoid valflerin bulanık mantık yöntemi ile kontrol edilmesi sonucunda oransal valflerde elde edilen değerlere yaklaştığı gözlemlenmiştir. Deneyler, birim basamak ve sinüsoidal sinyalleri ile gerçekleştirilmiştir. Birim basamak sinyali deneyleri sonucunda solenoid valf %3 lük hata bandına kadar sıkıştırılmış fakat en iyi sonuç %7'lik hata bandı girişinde yakalanmıştır. Sinüs sinyali deneylerinde ise en iyi sonuç 0,4 mm'lik hata olarak karşımıza çıkmıştır. Daha iyi sonuçlar elde edilmeye çalışılmış fakat başarılamamıştır. Hidrolik piston hızı daha iyi sonuçlar elde etmemizi engellemiştir.

Oransal valf deneylerinde ise oransal sürücünün rampa set değerlerinin uygulamaya göre el ile manuel olarak ayarlanabilen bir sürücü olması gerektiği görülmüştür. Bu tip sürücülerin üzerlerinde kazanç değerleri el ile manuel ayarlanmaktadır. Deneylerde kullanmış olduğumuz oransal sürücü ise fabrika set değerlerinde bir kez ayarlanmış bir sürücüdür. Bundan dolayı sürücünün tepkimeleri başta görülmüş ve bulanık mantık üyelik fonksiyonları bu değerlere göre uyarlanmıştır. Bu deneyde kullanılan oransal valf yaklaşık olarak 3,5 volt ile rampa edilebilmiştir. Deneyleri incelediğimizde %3 hata bandı çok rahat yakalanmıştır. Solenoid valf ile

karşılaştırdığımızda daha iyi bir sonucu daha iyi bir zamanda elde edildiği görülmüştür. Sinüs sinyalleri ile yapılan deneyleri incelendiğinde yine solenoid valf ile yapılan deneylerden daha iyi bir sonuç elde edildiği görülmüştür. Sonuçlara bakıldığında 0,12 mm'lik hata bandına çok rahat girildiği görülmüştür.

Solenoid valf ile yapılan deneylerin sonuç karşılaştırmaları Çiz. 6.1' de verilmiştir. Tabloyu incelediğimizde oransal valf ile daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Fakat işletme maliyetleri ve fiyat-performans açısından baktığımızda solenoid valfin daha uygun olduğu görülmüştür.

Çizelge 6.1. Solenoid-oransal valf kararlı durum ve işletme maliyeti karşılaştırması

	% 3 hata	% 5 hata	% 7 hata	Sinüs hata (mm)		İşletme maliyeti
				Gidiş	İniş	
Solenoid	37 saniye	12,5 saniye	2,75 saniye	0,4	0,15	150 \$
Oransal	12 saniye	5 saniye	2,6 saniye	0,15	0,15	1500 \$

6.2. Öneriler

Bütün deneyler ortak düşünüldüğünde hata'yı azaltabilmek için yapılması gerekenler maddeler halinde aşağıda verilmiştir:

- Debisi daha düşük olan bir pompa seçilebilir. Böylelikle silindir hızı yavaşlatılmış ve kontrolü daha stabil olur,
- Yine silindir hızını yavaşlatmak adına iç çapı daha büyük olan bir silindir seçilebilir. Bu durumda pompanın birim alanda ki doldurması gereken yağ miktarı daha fazla olması gerekeceğinden silindir yavaşlamış olur,
- Deney sonuçları irdelendiğinde valfe kapat sinyali yollanılmış fakat valfin yanıt süresinin hızı kadar geri besleme alınmıştır. Maliyeti artırmasına rağmen yanıt

süreleri daha iyi olan valfler ile deneyler yapıldığında çok daha az hata yakalanacağı aşikardır,

- Özellikle oransal valflerle ilgili ikinci bir öneri ise valf makarasının (spool) oransal sürücüye vermiş olduğu ilk voltaj aralığının daha iyi olması gerekliliği olmuştur. Bu deneylerde kullanılan oransal valfin ilk tepkisi 3,5 ila 4 volt arasında olduğu görülmüştür. Kontrol zorluğunu artıran bu durum daha iyi bir valfi ve sürücü ile aşılabacaktır. Valfin elektriksel tepki hızını artırmak için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır [8]. Bu amaçla voltaj kontrolü yerine akım kontrolü yapan oransal sürücü ve valfler tercih edilmelidir,
- Bu deneyde de görülen elektriksel gürültüyü nispeten azaltmak adına sistem topraklaması yapılmalıdır. Gürültüyü aşabilmenin diğer bir yolu da deneylerde de yapıldığı üzere analog filtre kullanılmasıdır. Yalnız filtre kullanılması deneylerde yanıt sürelerinde geciktirme yapacağından dolayı filtre parametreleri seçiminde dikkatli olunmalıdır. Bu sorunu aşmanın diğer ve en güvenli yolu ise ölçüm cihazından gelen sinyali kondansatör ile temizlemek olacaktır. Burada kondansatör parametreleri doğru seçilmelidir. Bu parametreler çalışma voltajı ve kapasitesi (sığası) olacaktır,
- Hidrolik silindirde fiziksel olarak farklı alanlar bulunduğundan her iki yöne farklı bulanık mantık kural tabanı yazılabilir. Böylelikle kontrol daha etkin şekilde kullanılmış olunur,
- Bulanık mantık kontrol tekniği ile diğer kontrol teknikleri beraber kullanılarak daha etkin bir kontrol tekniği ortaya çıkabilir. Örnek vermek gerekirse bulanık mantık ile PID kontrolün beraber kullanılması olabilir. Pid kontrolün giriş kazanç katsayıları, bulanık mantık çıkış fonksiyonu ile geniş bir aralıkta kontrol edilebilir. Bu durumda nonlinear olan sistemlerin kontrolü daha etkin bir şekilde kullanılmış olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Katsuhiko, O., “Modern Control Engineering, 3rd ed.”, **Pretice Hall**, New Jersey, (1997).
2. Bishop, R. H., Dorf, R. C., “Modern Control Systems, 17nd ed.”, **Pretice Hall**, (2007).
3. Jeen, L., Ruey, J. L., “Self-organizing fuzzy controller for injection molding machines” , **Journal of Process Control**, 20: 585-595 (2010).
4. Salhi, I., Doubabi, S., Essounbouli, N., Hamzaoui, A., “Application of multi-model control with fuzzy switching to a micro hydro-electrical power plant” , **Renewable Energy**, 35: 2071-2079 (2010).
5. Bessa, W. M., Dutra, M. S., Kreuzer, E., “Sliding Mode Control with Adaptive Fuzzy Dead-Zone Compensation of an Electro-hydraulic Servo-System” , **Journal of Intelligent and Robotic Systems**, 58: 3-16 (2010).
6. Jian, M. Z., Sheng, D. Z., Shu, G. W., “Application of self-tuning fuzzy PID controller for a SRM direct drive volume control hydraulic pres” , **Control Engineering Practice**, 17: 1398–1404 (2009).
7. Hui, S., Hai, J. J., Xin, W., “Torque control strategy for a parallel hydraulic hybrid vehicle” , **Journal of Terramechanics**, 46: 259–265 (2009).
8. Mashadi, B., Nasrolahi, H., “Automatic control of a modified tractor to work on steep side slopes” , **Journal of Terramechanics**, 46: 299–311 (2009).
9. Nazir, M. B., Shaoping, W., “Optimization Based on Convergence Velocity and Reliability for Hydraulic Servo System” , **Chinese Journal of Aeronautics**, 22: 407-412 (2009).
10. Mao, H. C., Chung, C. C., Feng, J. K., “The high response and high efficiency velocity control of hydraulic injection molding machine using a variable rotational speed electro-hydraulic pump-controlled system” , **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 43: 841-851 (2009).
11. Blazic, S., Skrjanc, I., Gerksic, S., Dolanc, G., Strmcnik, S., Hadjiski, M. B., Stathaki, A., “Online fuzzy identification for an intelligent controller based on a simple platform” , **Engineering Applications of Artificial Intelligence**, 22: 628–638 (2009).
12. Ahn, K. K., Truong D. Q., “Online tuning fuzzy PID controller using robust extended Kalman filter” , **Journal of Process Control**, 19: 1011–1023 (2009).

13. Ching, C. T., Shih, M. H., Huai, E. K., “Mechatronic design and injection speed control of an ultra high-speed plastic injection molding machine” , ***Mechatronics***, 19: 147–155 (2009).
14. Ahn, K. K., Truong D. Q., “Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor – fuzzy PID” , ***Mechatronics***, 19: 233–246 (2009).
15. Krasucki, J., Rostkowski, A., Gozdek, L., Bartyś, M., “Control strategy of the hybrid drive for vehicle mounted aerial work platform” , ***Automation in Construction***, 18: 130–138 (2009).
16. Fateh, M. M., Alavi, S. S., “Impedance control of an active suspension system”, ***Mechatronics***, 19: 134–140 (2009).
17. Lin, J., Ruey, J. L., “DSP-based self-organising fuzzy controller for active suspension systems” , ***Vehicle System Dynamics***, 46(12): 1123-1139 (2008).
18. Nonami, K., Barai, R. K., “Locomotion Control of a Hydraulically Actuated Hexapod Robot by Robust Adaptive Fuzzy Control with Self-Tuned Adaptation Gain and Dead Zone Fuzzy Pre-compensation” , ***Journal of Intelligent and Robotic Systems***, 53: 35-36 (2008).
19. Xiang, W., Richardson, P. C., Zhao, C., Mohammad, S., “Automobile Brake-by-Wire Control System Design and Analysis” , ***IEEE Transactions On Vehicular Technology***, 57(1): 138-145 (2008).
20. Shiuh, J. H., Hung, Y. C., “Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control” , ***Mechatronics***, 16: 607–622 (2006).
21. Young, H. L., Kopp, R., “Application of fuzzy control for a hydraulic forging machine” , ***Fuzzy Sets and Systems***, 118: 99-108 (2001).
22. Cheng, Y. C., Li, Q. L., Chi, C. C., George T. C. C., “Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system” , ***Control Engineering Practice***, 16: 658–673 (2008).
23. Lang, R. A., “Temel Prensipler” , Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Cilt 1, ***Mannesmann Rexroth***, İstanbul, 23-28, 47-48, 57-66, 123-144, 189-211 (1998).
24. Akışkan Güç Sistemleri ve Elemanları - Terimler, ***Türk Standartları Enstitüsü***, Ankara, (1995).
25. Rogers, D. F., “Laminar Flow Analysis” , ***Cambridge University Press***, Cambridge, 20-50, (1992).

26. Mathieu, J., Scott, J., “An Introduction to Turbulent Flow” , **Cambridge University Press**, Cambridge, 30-40, (2000).
27. Esposito, A., “Fluid Power with Applications” , **Pearson International**, London, 28-29, (2009).
28. Sipahioğlu, C., “Oransal Teknolojisinde Servo Karakteristikli Valflerin Uygulamaları” ,**III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi**, İzmir, (2003).
29. Özcan, F., “Valf Seçim Kriterleri” , **I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi**, İzmir, (1999).
30. Zadeh, L. A., “Fuzzy Sets” , **Information and Control**, 8: 338-353, (1965).
31. Mamdani, E. H., “Application of Fuzzy Algorithms for Control of Simple Dynamic Plant” , **Proceedings of the IEEE**, 121(12): 1585-1588, (1974).
32. Munakata, T., Jani, Y., “Fuzzy Systems: An Overview” , **Communications of the ACM**, 37(3): 69-76, (1994).
33. Elmas, Ç., “Bulanık Mantık Denetleyiciler (Kuram, Uygulama, Sinirsel Bulanık Mantık)” , **Seçkin Yayıncılık**, Ankara, (2003).
34. Zimmermann, H. J., “Fuzzy Set Theory-and Its Applications” , **Kluwer Academic Publishers**, Massachusetts, (1993).
35. Yücel, L. İ., “Bulanık Regresyon: Türkiye’de 1980-2004 Döneminde Kayıt Dışı Ekonominin Bulanık Yöntemlerle Tahminine İlişkin Bir Uygulama” , **İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü**, İstanbul, (2005).
36. Şen, Z., “Mühendislikte Bulanık Mantık ile Modelleme Prensipleri” , **Su Vakfı**, İstanbul, (2004).
37. Ahn, K. K., Dinh, Q. T., “Self-tuning of quantitative feedback theory for force control of an electro-hydraulic test machine” , **Control Engineering Practice**, 17: 1291–1306 (2009).
38. Tanaka, K., “Introduction to Fuzzy Logic for Engineering Application” , **Springer**, USA, 25-55, (1996).
39. Dombi, J., “Membership Function as an Evaluation” , **Fuzzy Sets and Systems**, 35, 1-21, (1990).
40. Ercan, Y., “Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği” , **Literatür**, İstanbul, (2003).

41. Kasabov, N. K., “Foundation of Neural Networks, Fuzzy Systems and Knowledge Engineering” , *MIT Press*, London, 167-168, (1996).
42. Ercan, Y., “Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi” , *Gazi Üniversitesi Yayınları*, Ankara, 50-80, (1992).
43. Chun, L. L., Chun, H. C., Bing, M. S., “A neural net-based time-delay compensation scheme and disturbance rejection for pneumatic systems” , *J. Intell. Manuf.*, 19:407–419 (2008),.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÇINAR, Eşref
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 07.11.1982 Akçakoca
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (533) 212 17 22
 e-mail : esrefcinartr@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü	2013
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü	2007

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-	Hidromek	Tasarım Mühendisi
2012-2013	Robutel elektronik	Mekanik Analiz Mühendisi
2011-2012	Atlas lunapark	Ar-Ge Bölüm Şefi
2010-2009	Meskav makine	Tasarım Mühendisi
2007-2009	Kardelen mühendislik	Tasarım Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Bilgisayar teknolojileri, Futbol