

BİR HİDROLİK GÜÇ ÜNİTESİNDE OTOMATİK
KONTROL SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Mak. Müh. Dolunay NAMLI

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR

Prof. Dr. İsmail TEKE

Prof. Dr. Mesut Özgürler

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Hidrolik Akışkan Gücü.....	1
1.2 Hidrolik Akışkanlar	2
1.3 Hidrolik Pompalar	3
1.3.1 Dişli Pompalar Ve Motorlar	4
1.3.2 Paletli Pompalar Ve Motorlar.....	5
1.3.3 Pistonlu Pompalar Ve Motorlar.....	7
1.3.4 Vidalı Pompalar	11
1.3.5 Pompa Seçim Kriterleri	12
1.4 Hidrolik Silindirler	13
1.4.1 Yastıklama.....	14
1.5 Hidrolik Akümülatörler	15
1.5.1 Pistonlu Akümülatörler	16
1.5.2 Membranlı Akümülatörler.....	16
1.5.3 Balonlu Akümülatörler	16
1.5.4 Akümülatörlerin Kullanıldığı Yerler	17
1.6 Çekvalfler	18
1.6.1 Basit Çek Valfler	19
1.6.2 Pilot Kumandalı Çek Valfler	19
1.6.3 Ön Dolum Valfleri.....	20
1.6.4 Katriç Valfler (Lojik Elemanlar)	21
1.7 Akış Kontrol Valfleri.....	21
1.7.1 Kısma Valfleri	22
1.7.1.1 Viskoziteden Bağımsız Kısma Valfleri	22
1.7.2 Akış Kontrol Valfleri	23
1.8 Yön Denetim Valfleri	24
1.9 Basınç Kontrol Valfleri	29
1.9.1 Basınç Emniyet Valfleri	30
1.9.2 Basınç Sıralama Valfleri.....	33
1.9.2.1 Basınç Sıralama Valflerinin Özellikleri	34
1.9.3 Basınç Düşürücü Valfler	35
1.10 Oransal Valfler	35
1.11 Servo Valfler.....	38
1.12 Filtreler	40
1.12.1 Emiş Filtresi.....	40
1.12.2 Basınç Filtresi.....	41
1.12.3 Dönüş Filtresi	42
1.12.4. Uyarı Göstergeleri	42
1.12.5. Yayıcı	43
1.13 Bağlantı Elemanları Ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler.....	43
1.13.1 Çelik Çekme Borular	43
1.13.2 Esnek Hortumlar.....	44
1.13.3 Bağlantı Elemanları	44

1.14	Tamamlayıcı Elemanlar.....	44
2	OTOMATİK KONTROL SİSTEMLERİ.....	45
2.1	İkili Kontrol Organı.....	47
2.2	Sürekli Kontrol Organı.....	51
2.2.1	Orantı Etki (P Etki).....	51
2.2.2	İntegral Etki (I Etki).....	52
2.2.3	Diferansiyel Etki (D Etki).....	52
2.3.	Endüstriyel Kontrol Organı Tipleri.....	53
2.3.1	Orantı Tipi (P Tipi) Kontrol Organı.....	53
2.3.2	İntegral Tipi (I Tipi) Kontrol Organı.....	54
2.3.3	Orantı + İntegral Tipi (P ₁ Tipi) Kontrol Organı.....	55
2.3.4	Orantı + Diferansiyel Tipi (PD Tipi,) Kontrol Organı.....	57
2.3.5	Orantı + İntegral -F Diferansiyel Tipi (PID Tipi) Kontrol Organı.....	58
2.3.6.	Servomekanizma Çevrimi.....	59
3.	HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ.....	61
3.1	Sürekli Akım Denklemi.....	62
3.2	Momentum Denklemi.....	63
3.3	Silindir Modeli.....	64
3.4	Valf Modeli.....	65
3.4.1	Sıfır Boşlukla Valf Modeli.....	66
3.4.2	Negatif Boşluklu Valf Modeli.....	67
3.5	Valf-Silindir Modeli.....	68
3.6	Dinamik Davranış Denklemleri.....	69
4	KONTROL SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU.....	72
4.1	Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü.....	72
4.2	Sistemin PI Etkili Konum Kontrolü.....	73
4.3	Sistemin PID Etkili Konum Kontrolü.....	74
4.4	Sürekli Titreşim Yöntemi.....	75
5	SONUÇ.....	85
	KAYNAKLAR.....	87
	ÖZGEÇMİŞ.....	88

SİMGE LİSTESİ

A_1, A_2	[m ²]	Silindirin Kesit Alanları
V_1	[m ³]	Silindirin 1.tarafındaki hacim
V_2	[m ³]	Silindirin 2.tarafındaki hacim
a	[m ²]	Valf kısıt alanı
P_1	[bar]	Silindirin 1.tarafındaki basınç
P_2	[bar]	Silindirin 2. tarafındaki basınç
d_1	[m]	Silindirin iç çapı
d_2	[m]	Silindirin dış çapı
F_d	[N]	Dış kuvvet
X	[mm]	Valf pistonu yer değişimi
X_{max}	[mm]	Valf pistonunun max. yer değişimi
u	[mm]	Negatif valf boşluğu
Q_1	[lt/sn]	Silindirin 1.tarafındaki debi
Q_2	[lt/sn]	Silindirin 2.tarafındaki debi
$k_1, k_2, k_3, k_4,$	[-]	Valf sabitleri
P_s	[bar]	Besleme basıncı
P_t	[bar]	Tank basıncı
M	[kg]	Kütle
K	[-]	Orantı kazancı
τ_i	[-]	İntegral zaman sabiti
τ_d	[-]	Diferansiyel zaman sabiti
f_v	[Nsn/m]	Viskoz Sürtünme katsayısı
L	[m]	Silindir Stroku
Ψ	[-]	Negatif valf açıklığı
P_u	[sn]	Sürekli titreşim periyodu
W_0	[Hz]	Hidrolik sistemin doğal Frekansı
ρ	[kg/m ³]	Hidrolik akışkanın yoğunluğu
y	[m]	Konum
K_D	[-]	Türevsel Kontrol katsayısı
K_i	[-]	İntegral kontrol katsayısı
K_p	[-]	Oransal kontrol katsayısı
$x_1, x_2, x_3, x_4,$	[-]	Durum değişkenleri
Y_{ref}	[m]	Referans konum

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Hidrolik devrede enerji dönüşümü	1
Şekil 1.2	Dıştan dişli pompa.....	4
Şekil 1.3	Paletli pompa elemanları	6
Şekil 1.4	Paletli pompa kovan elemanları	6
Şekil 1.5	Radyal pistonlu pompa	8
Şekil 1.6	Eksenel pistonlu pompa.....	9
Şekil 1.7	Vidalı pompa	11
Şekil 1.8	Hidrolik silindir	14
Şekil 1.9	Akümülatör çeşitleri	15
Şekil 1.10	Balonlu akümülatör.....	17
Şekil 1.11	Uygulamada kullanılan çek valf tipleri	19
Şekil 1.12	Basit çek valf	19
Şekil 1.13	Ön dolum valfi.....	21
Şekil 1.14	Çek valflerin çeşitleri ve özellikleri	21
Şekil 1.15	Akış Kontrol Valfleri.....	22
Şekil 1.16	Viskoziteden bağımsız hassas kısma valfi	23
Şekil 1.17	Akış kontrol valfinin prensibi.....	24
Şekil 1.18	Direkt uyarılı tip yön valfi	27
Şekil 1.19	Pilot uyarılı sürgülü tip yön denetim valfi.....	28
Şekil 1.20	El kumandalı yön kontrol valfi.....	29
Şekil 1.22	Basınç kontrol valf/erinin fonksiyon/an, özellikleri ve güç değerleri	30
Şekil 1.23	Direkt uyarılı basınç emniyet valfi	31
Şekil 1.24	Pilot uyarılı basınç emniyet valfi.....	32
Şekil 1.25	Direkt uyarılı basınç sıralama valfi	33
Şekil 1.26	Pilot uyarılı basınç sıralama valfi	34
Şekil 1.27	Pilot uyarılı oransal bir valf.....	37
Şekil 1.28	Oransal valflerin çeşitleri ve özellikleri	37
Şekil 1.29	Servo valf.....	38
Şekil 1.30	Servo valflerin çeşitleri ve özellikleri.....	39
Şekil 1.31	Emiş Filtresi.....	40
Şekil 1.32	Basınç Filtresi	41
Şekil 1.33	Dönüş Filtresi	42
Şekil 1.34	Yayıcı	43
Şekil 2.1	Kapalı çevrimli kontrol.....	46
Şekil 2.2	Bir depo içindeki sıvı sıcaklığının ikili kontrol ile sabit tutulması	48
Şekil 2.3	Hidrolik seviyenin ikili kontrolü	48
Şekil 2.4	İkili kontrol davranışı	49
Şekil 2.5	Diferansiyel Aralık	49
Şekil 2.6	Hidrolik seviyenin ikili kontrolünde seviyenin değişmesi	50
Şekil 2.7	ikili kontrol organının blok diyagramı	50
Şekil 2.8	Kontrol organının, blok diyagramı	51
Şekil 2.9	Orantı etkinin blok diyagramı	51
Şekil 2.10	Integral etkinin blok diyagramı	52
Şekil 2.11	Diferansiyel etkinin blok diyagramı	53
Şekil 2.12	P kontrol organı	54
Şekil 2.13	P kontrol organının basamak cevabı.....	54
Şekil 2.14	Kontrol organı	55
Şekil 2.15	I kontrol organının basamak cevabı	55
Şekil 2.16	PI kontrol organı.....	56

Şekil 2.17	PI kontrol organının basamak cevabı	57
Şekil 2.18	PD kontrol organı	57
Şekil 2.19	PD kontrol organının basamak cevabı	58
Şekil 2.20	PID kontrol organı	59
Şekil 2.21	PID kontrol organının basamak cevabı	59
Şekil 2.22	Servomekanizma çevrimi	60
Şekil 3.1	Hidrolik sistem	61
Şekil 3.2	Akışkanın sürekli akışı	62
Şekil 3.3	Asimetrik Silindir	64
Şekil 3.4	Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli	66
Şekil 3.5	Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli	67
Şekil 3.6	Silindir - valf fiziksel modeli	68
Şekil 4.1	Sürekli Titreşim Metodu	75
Şekil 4.2	PD kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı	76
Şekil 4.3	PD kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı	77
Şekil 4.4	PD kontrol algoritma etkili sistemin basınç diyagramı	78
Şekil 4.5	PI kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı	79
Şekil 4.6	PI kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı	80
Şekil 4.7	PI kontrol algoritma etkili sistemin basınç diyagramı	81
Şekil 4.8	PID kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı	82
Şekil 4.9	PID kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı	83
Şekil 4.10	PID kontrol algoritma etkili sistemin basınç diyagramı	84

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Hidrolik uygulamalar ve bunlara uygun akışkanın seçimi	2
Çizelge 1.2 Endüstriyel hidrolik pompaların genel özellikleri	12
Çizelge 1.3 Hidrolik pompaların değerlendirilmesi	12
Çizelge 1.4 Kirlilik dereceleri.....	40
Çizelge 4.1 Hidrolik Sistem Sabitleri	72
Çizelge 4.2 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri	72
Çizelge 4.3 Ziegler Nichols sürekli titreşim metodu kontrol organı ayar değerleri	75



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, elektro hidrolik yön denetim valfi ile kumanda edilen, bir adet çift etkili silindirden oluşan bir hidrolik sistemin bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiş ve konum kontrolü çeşitli kontrol sistemleriyle gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda hız konum, debi, basınç grafikleri elde edilmiştir. Simülasyon programı olarak Matlab simulink, matematiksek modelin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu ve kontrol katsayılarının hesaplanmasında da Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi kullanılmıştır.

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımnda beni destekleyen hocam Sayın Prof. Dr. Doğan Özgür'e, tez çalışmamın tüm aşamalarında bana her türlü yardımı gösteren Sn. Fatih Özcan'a ve simülasyon programını hazırlarken görüşlerinden yararlandığım meslektaşım Arş.Gör. Yük Mak.Mük. Şaban Çetin' e en içten teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Hidrolik sistemlerin, endüstrinin bir çok alanında kullanıldığı bilinmektedir. Çağımızda, Baş döndürücü bir hızla gelişen bilgisayar destekli otomasyon sistemlerinin de bu alana ilgisi kaçınılmaz olmaktadır.

Bu tez çalışmasında, dört yollu üç konumlu oransal yön denetim valfi ve hidrolik silindirden oluşan sistemin matematik modeli kurularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, ilk bölümde hidrolik sistemler hakkında genel bilgiler verilmiştir.

İkinci bölümde Otomatik kontrol sistemleri ve organ tipleri anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde, özellikleri verilen sistemin valf debi denklemleri çıkartılmış ve sistemin matematik model oluşturulmuştur.

Dördüncü bölümde oluşturulan matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin Matlab Simulink programında Runge Kutta IV sayısal integrasyon metoduyla çözümü sağlanmış ve hidrolik sistemin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sisteme PI.PD.PID kontrol organları uygulanmış, hız.konum.debi ve basınç grafikleri çizdirilmiştir. Kontrol organının ayar değerlerinin hesaplanmasında Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi uygulanmıştır.

Son bölümde ise sonuçlar tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistemler, otomatik kontrol, modelleme

ABSTRACT

Hydraulic systems are used in a wide variety of applications in the industry. Computer aided automation systems are connected with this area,

In this thesis, the mathematical model and simulation of hydraulic system which was made of an electrohydraulic three way and four port proportional valve, one double acting cylinder were delivered. First of all hydraulic systems were recognized.

At second part automatic systems and control algorithms were recognized.

At third part Properties of the system were given, valve flow rates and the mathematical model of the system were delivered.

At fourth part, state space equations were solved by numerical integration method Runge Kutta IV in Matlab simulink program and position control of the hydraulic system was done. PD, PI, PID control algorithms were applied to systems. Velocity, position, flow rates and pressure figures were obtained. To determine the control coefficients. An experimental method developed by Ziegler Nichols was used.

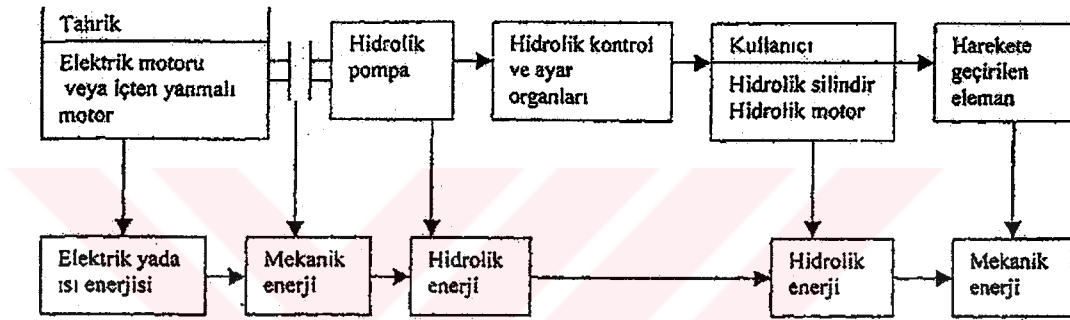
At the end results were discussed.

Keywords: Hydraulic systems, Automatic Control, Modeling

1 GİRİŞ

1.1. Hidrolik Akışkan Gücü

Hidrolik Yunanca "hydor" sözcüğünden türemiş olup "su" anlamına gelmektedir. Günümüzde "hidrolik" akışkanlar aracılığıyla kuvvet ve moment iletimi ve kumandası anlamında kullanılmaktadır. Enerji iletiminde kullanılan akışkanlar genellikle madensel yağlardır. Bunun dışında sentetik akışkanlar, su ve yağ-su çözeltileri de kullanılmaktadır.



Şekil 1.1 Hidrolik devrede enerji dönüşümü (Aydonat, 2002)

Enerji iletim olanakları yönünden hidroliğin kullanılmasının birçok nedeni vardır. Bunlun şöyle sıralayabiliriz:

- Yüke göre kuvvet değişimi otomatiktir.
- Hareket serbest durumdan tam yük altında başlayabilir.
- Hız, dönme momenti, kaldırma kuvveti için kumanda ve ayarlar kademesiz olarak gerçekleştirilebilir.
- Aşın yükten korunma sistemi basittir.
- Gerek hızlı hareketlere, gerekse çok hassas yavaş hareketlere uygulanabilir.
- Gaz yardımıyla nispeten basit şekilde enerji depolanabilir.
- Yüksek ekonomik özelliği yanında basit merkezi tahrik sistemi ile hidrolik enerjinin istenilen yerde mekanik enerjiye çevrimi mümkündür.

Buna karşılık hidrolik sistemin bazı dezavantajları da vardır. Çok yüksek basınçta akışkan kullanılması bunlardan biridir. Boru bağlantılarının sağlam olması ve sızdırmazlığın sağlanması gerekir. Sistemin yanlış tasarlanması, uygun elemanların

seçilmemesi, gerekli yerlerde basıncın denetim akına alınmaması tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Hidrolik sistemde kullanılan elemanların maliyetleri pnömatik elemanlara göre daha fazladır. Devrede yüksek ısı meydana gelecek olursa bunun sebebini araştırmak ve gidermek gerekir. Yoksa hassas devre elemanları zarar görebilir.(Aydonat 2002)

1.2 Hidrolik Akışkanlar

Bir hidrolik sistemde hidrolik akışkanın temel görevi, kuvvetlerin ve hareketlerin iletilmesidir.

Çeşitli uygulama ve kullanım alanlarına bağlı olarak değişik özelliklerde hidrolik akışkanların kullanılması gerekir.

Bütün uygulama alanlarında kullanılacak tek bir tip standart akışkan bulunmadığından, akışkan seçimi, kullanım alanına göre yapılmalıdır. Uzun ömürlü ve ekonomik bir çalışma ancak uygun akışkanın seçilmesiyle mümkündür.(Exner,1998)

Çizelge 1.1: Hidrolik uygulamalar ve bunlara uygun akışkanın seçimi (Exner,1998)

Uygulama	Uygun akışkan*	Maks. çalışma basıncı	Ortam sıcaklığı	Çalışma Ortamı
Taşıt tasarımı	1-2-3	250 bar	-40 to + 60 °C	açık ve kapalı
İş makineleri	1-2-3	31 5 bar	-40 to + 60 °C	açık ve kapalı
Özel taşıtlar	1 -2-3-4	250 bar	-40 to + 60 °C	açık ve kapalı
Tarım ve ormancılık araçları	1-2-3	250 bar	-40 to + 50 °C	açık ve kapalı
Gemi yapımı	1-2-3	31 5 bar	-60 to + 60 °C	açık ve kapalı
Uçaklar	1-2-5	210(280) bar	-65 to +60 °C	açık ve kapalı
Konveyörler	1-2-3-4	31 5 bar	-40 to + 60 °C	açık ve kapalı
Takım tezgahları	1 -2	200 bar	18 to 40 °C	Açık
Presler	1-2-3	630 bar	1 8 to 40 °C	genelde açık
Çelikhaneler, haddehaneler, döküm ocakları	1-2-4	31 5 bar	10 to 150 °C	Açık
Demir çelik ve baraj uygulamaları	1-2-3	220 bar	-40 to + 60 °C	açık ve kapalı
Güç santralleri	1 -2-3-4	250 bar	-10to+60°C	genelde açık
Sahne tekniği	1 -2-3-4	160 bar	18< to 30 °C	genelde açık
Simülasyon ve test cihazları	1 -2-3-4	1 000 bar	18 to 150 °C	genelde açık
Madencilik	1 -2-3-4	1000 bar	Up to 60 °C	kapalı ve yeraltı
Özel uygulamalar	2-3-4-5	250 (630) bar	-65 to 150°C	açık ve kapalı

1=Mineral yağlar; 2= Sentetik hidrolik yağlar; 3= Çevre dostu yağlar;

4=Su, HFA, HFB; 5=Özel yağlar

Hidrolik Akışkanlardan Beklenen Özellikler.(Aydonat 2002)

Hidrolik Akışkanlardan Beklenen Özellikler.(Aydonat 2002)

- Yağlayıcı özellikte olup hareketli kısımları yağlayabilmelidir.
- Hidrolik sistemi soğutmaya yardımcı olmalıdır.
- Parçalar arasında sızdırmazlık sağlayabilmelidir.
- Paslanmayı ve asidik reaksiyonları önleyebilmelidir.
- Depo içerisindeki yüzeylerin.çamurlaşmasını, boyanın dökülmesini engellemelidir.
- Geniş sıcaklık aralığında özelliğini koruyabilmelidir.
- Conta o-ring vb. bağlantı elemanlarına zarar vermeyecek nitelikte olmalıdır.
- Yangın tehlikesi oluşturmamalıdır.
- Su ile birleşmemelidir.

Yukarıda sayılan özellikleri ihtiva eden yağın viskozitesinin, donma buharlaşma noktalanma, yağlayıcılık özelliğinin, oksidasyon ve paslanmaya karşı gösterdiği direncin, içerisindeki katıkların uygun özellikte olması gerekmektedir.

1.3 Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar, kendilerini tahrik eden motor tarafından iletilen enerjiyi hidrolik çalışma enerjisine dönüştürürler.

Pompalama hareketi tüm pompalar için aynıdır. Tüm pompalar emiş ağzında artan bir hacim basma ağzından azalan bir hacim yaratırlar. Pompalama hareketini yapan elemanlar bunun ile birlikte tüm pompalarda aynıdır.

Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompaların diğer tüm pompalardan en önemli ayrıcalığı pozitif iletimi olmalarıdır, yani bu tip pompalarda emilen yağ basılmak zorundadır, böylece basılan yağın önünde direne söz konusu olduğunda basınç oluşacaktır.(Özcan, 1982) 5 ana tipe ayrılırlar.

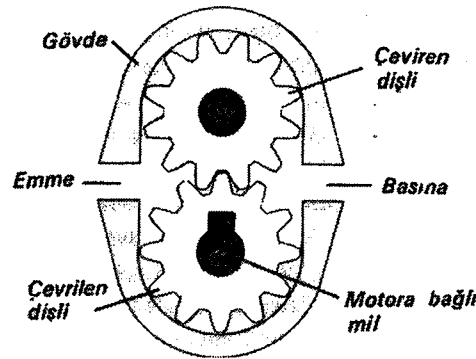
- Dişli pompa/Dişli motor
- Paletli pompa/Paletli motor
- Radyal pistonlu pompa/Radyal pistonlu motor
- Eksenel pistonlu pompa/Eksenel pistonlu motor
- Vidalı pompa

Hidrolik pompa seçiminde aşağıdaki noktaların göz önünde bulundurulması gerekmektedir : (Exner,1998)

- Kullanılacak akışkan
- İstenilen basınç aralığı
- İstenilen devir sayısı aralığı
- Minimum ve maksimum çalışma sıcaklığı
- Minimum ve maksimum viskozite değerleri
- Montaj (borulama, vs.)
- Tahrik tipi (akuplaj, vs.)
- Beklenen servis ömrü
- Maksimum gürültü seviyesi
- Kolay bakım imkanı
- Maliyet

1.3.1 Dişli Pompalar ve Motorlar

Dişli pompalar iki ana gruba ayrılırlar. Bunlar içten ve dıştan dişli pompalar şeklindedir. Dişli pompalar sabit debilidir. Dıştan dişli pompalarda dişlilerden biri motor tarafından tahrik edilir. Dönen dişliler dişli ile gövde arasına alınan yağı emiş tarafından alıp, basınç tarafına iletir. Dıştan dişli pompalar sesli ile çalışırlar.



Şekil1.2 Dıştan Dişli Pompa (Özcan,1982)

İçten dişli pompalarda prensip aynı olup dişliler arasına yerleştirilmiş hilal yardımıyla dişlilerin yağla dolması ve yağın basınç tarafına iletilme, sağlanır.

Dişli pompaların ve motorların avantajları; (Aydonat 2002)

-İmalatı ucuz ve kolaydır.

Dezavantajları;

-Pompanın aşınmasıyla verimleri çabuk düşer.

-Sesli çalışırlar.

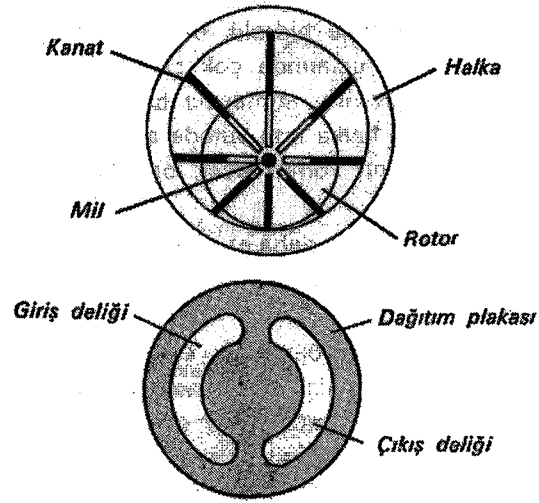
-Arızalandığında tamir imkanı yoktur. Gövde dişli arası boşluk arttığında görev yapamazlar.

-Arıza halinde değiştirilmesi zaman alır.

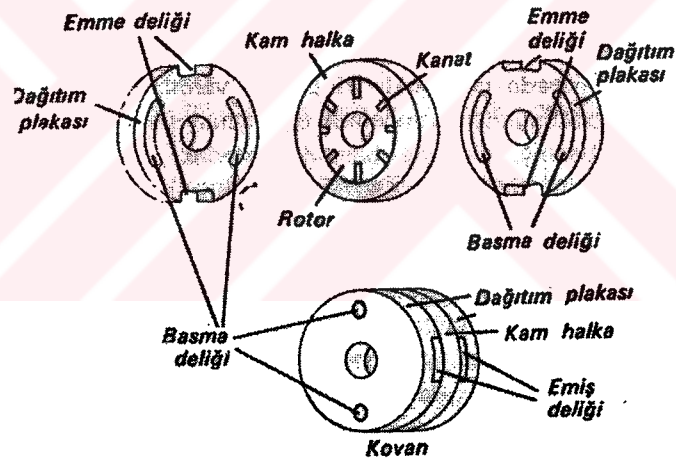
-Yüksek basınçlara çıkamazlar.

1.3.2 Paletli Pompalar ve Motorlar

Paletli tip pompalar, mil üzerinde dönen bir rotor ve üzerine radyal yönde yerleştirilmiş paletlerden oluşan grubun yuvarlak veya eliptik bir stator içinde dönmesinden oluşur. Rotorun dönmesiyle genişleyen palet hücreleri akışkanla dolar. Hücreler en büyük hacme ulaştığında, paletler emiş tarafından ayrılıp, basınç tarafına geçerler. Burada gittikçe daralan hücre, akışkanı basınç tarafına iter. Yuvarlak statorlu tip pompalarda rotor-stator eksen kaçıklığı arttıkça eksen debisi artar. Bu özellik pompa basıncının statorun bir tarafındaki pistonun arkasına verilmesi, diğer tarafının ise bir yay ile dengelenmesi neticesinde, istenilen bir basınçta statorun itilerek pompa debisinin sıfırlanması fakat basıncın korunmasını sağlar. Böylece kullanıcının hareketi kadar debi iletilir ve çalışma basıncı sabit tutulur. Enerji kayıpları ve ısınmalar en alt düzeye indirgenmiş olur. Bu tip pompalara basınç duyarlı pompalar denmektedir. Bu taşanının bir dezavantajı rotorun bir tarafının basınçlı olması dolayısı ile milin bir tarafına doğru sürekli radyal bir kuvvet oluşmasıdır. Bu durum, bu tip pompaların daha yüksek basınçlarda kullanılmasını engellemektedir. Bu tip paletli pompalar sessiz ve verimli çalıştıklarından takım tezgahları, matbaa vb. hafif makinaların tahriki için idealdir.



Şekil 1.3 Paletli Pompa elemanları (Özcan,1982)



Şekil 1.4 Paletli pompa kovan elemanları (Özcan,1982)

Paletli tip pompaların bir başka türü de içten paletli, dengeli tip pompalardır. Bu pompalarda son zamanlarda 300 bara kadar basınçlar elde edilmiştir. Bu tip tasarımlarda rotor aynı olup, stator eliptik bir hal almış, iki ayrı emiş ve iki ayrı basınç bölgesi karşılıklı olarak yerleştirilmiştir. Bu şekilde şaft üzerindeki net kuvvet sıfır olup, pompa performansı da artmaktadır. Paletlerin dışarıya açılması, pompa basıncının palet dibine beslenmesiyle daha da kuvvetlenmiş böylece pompa verimi artırılmıştır.

Paletli pompaların en belirgin özelliği, aşınma ve ömrünün dolması neticesinde pompa karticinin(kovan) değişebilmesi, böylece çok basit ve kısa sürede pompanın tekrar ilk anki durumuna getirilebilmesidir. Ayrıca bu tip pompalarda aşınma neticesinde paletler genişleyerek boşluğu doldurabilmekte, böylece pompa kirli ve zor koşullarda dahi görevini yerine getirebilmektedir. Bu nedenle paletli pompa ve motorlar iş makinaları, haddehaneler, plastik enjeksiyon makinaları vb. uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Paletli tip pompaların ve motorların avantajları;

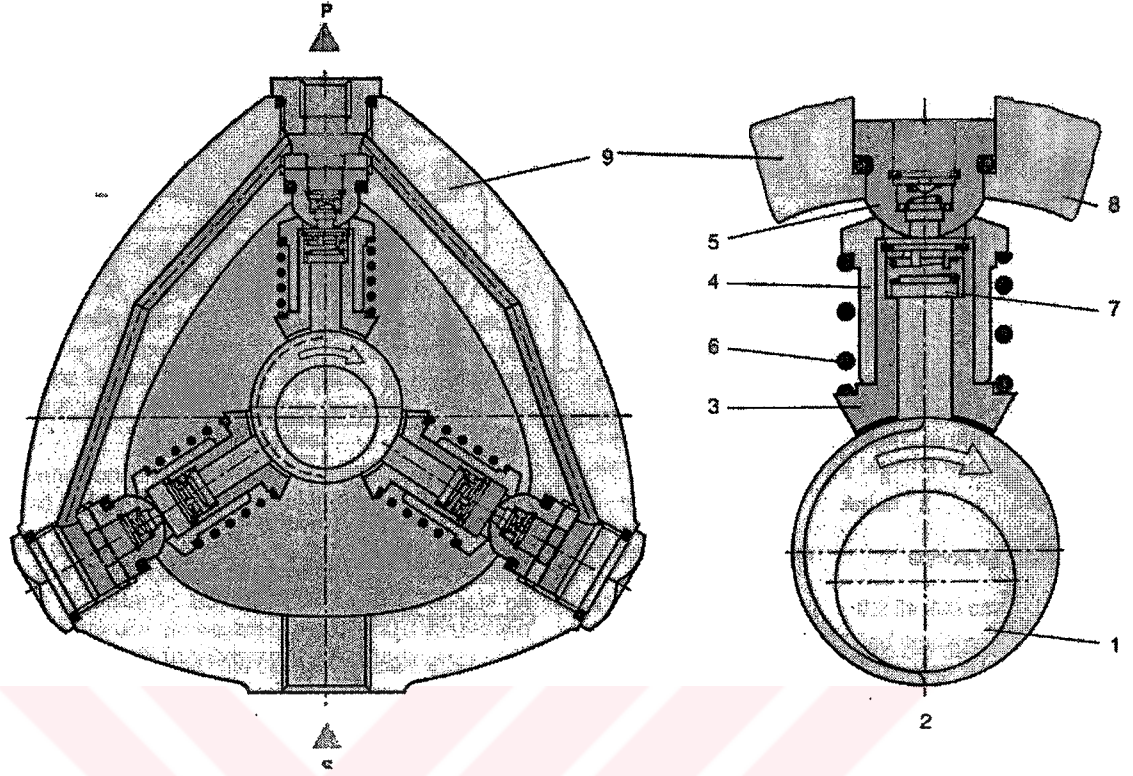
- Sessiz çalışırlar.
- Yenilenmesi kolay ve ekonomiktir.
- Bakımları çok kısa sürede, pompa yerinden sökülmeden yapılabilir.

Dezavantajları;

- Dişli pompaya göre daha pahalıdır.
- Yüksek basınçlarda çalışamaz (250 bar ve üzeri).
- Volümetrik verimleri düşüktür.

1.3.3 Pistonlu Pompalar ve Motorlar

Pistonlu pompalar radyal ve eksenel pistonlu olmak üzere iki gruba ayrılır. Radyal pistonlu pompalarda pistonlar eksantrik mile dik olarak sıralanmıştır. Tahrik shaftı (1) pompa elemanlarına (2) göre eksantrik olarak çalışır. Pompa elemanları, piston (3) silindir kovanı (4), muylu (5), baskı yayı (6), emme valfi (çekvalf) (7), ve basınç kontrol valfinden (8) oluşmaktadır. Milin tahrikiyle pistonlar hareket eder. Her piston, üzerindeki çek valf yardımıyla emme basma tulumba gibi çalışır. Çıkış debisinin darbesiz olması için piston sayısı genelde tek olur. Radyal pistonlu motorlar düşük devirlerde yüksek tork değerlerine çıkabilmeleri nedeniyle iş makinaları, plastik enjeksiyon makinaları, demir çelik endüstrisi vb. uygulamalarda kullanılır.



1- Tahrik Şaftı

2- Pompa Elemanları

3- Piston

4- Silindir Kovanı

5- Muylu

6- Baskı Yayı

7- Emme Valfi (Çekvalf)

8- Basınç Kontrol Valfi

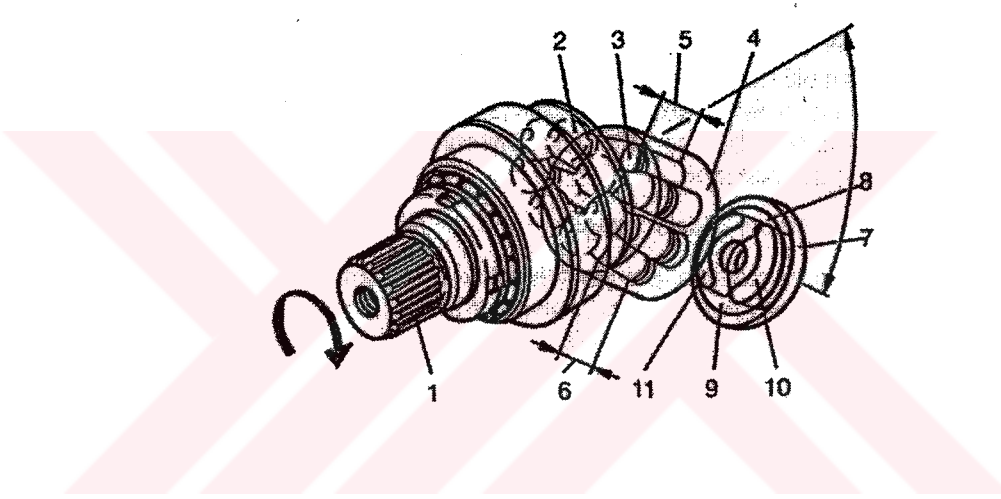
9-Gövde

Şekil 1.5 Radyal Pistonlu Pompa

Eksenel pistonlu pompalarda çalışma prensibi değişiktir. Bu pompalarda pistonlar bir yuvarlak silindir bloğu üzerine aksel olarak yerleştirilmiştir. Tahrik Milinin dönmesiyle silindir bloku gövdeye bağlı pistonlarca dönmeye zorlanır. Bu durumda pistonlar silindir blokundaki delikler içerisinde yukarı aşağı hareket etmeye başlarlar. Strok mesafesi eğik eksen açısına bağlıdır. Akışkan düşük basınç tarafına (giriş) beslenir ve daha sonra pistonlar vasıtasıyla sistemin yüksek basınç tarafına (çıkış) aktarılır. Motor fonksiyonu pompa fonksiyonunun tam tersi olarak, girişe yüksek basınçlı akışkan sevk edilir. Pistonlar silindir bloku üzerindeki delikler içinde yukarı-aşağı hareket ederler. Bu hareket pistonların küresel mafsalları yardımıyla tahrik mili flanşında dönü hareketine çevrilir. Silindir bloku pistonlarca dönmeye zorlanır ve tahrik

milinde çıkış momenti oluşturulur. Motordan çıkan akışkan sonradan sisteme geri döner.

Pompa olarak kullanıldıklarında debi değeri hız ve eğim açısıyla doğru orantılıdır. Şayet motor olarak kullanılacaksa bu durumda tahrik devir sayısı sevk edilen debiyle doğru orantılıdır. Pompa olarak çalıştığında, mekanik enerji hidrostatik enerjiye dönüştürür. Motor olarak çalıştığında ise tam tersine hidrostatik enerji mekanik enerjiye dönüştürülür. Değişken debili pompa veya motorlarda deplasman hacimleri, yani pompa debisi veya motorlar için emiş debisi eğim açılarının ayarlanması yolu ile değiştirilebilir.



- | | |
|-------------------|----------------------------------|
| 1- Tahrik Mili | 7- Kontrol Pleyti |
| 2- Piston | 8- Üst Ölü Nokta |
| 3- Piston Alanı | 9- Alt Ölü Nokta |
| 4- Silindir Bloku | 10- Basınç Tarafı Kontrol Yarığı |
| 5- Basınç Stroku | 11-Emiş Tarafı Kontrol Aygıtı |
| 6- Emiş Stroku | |

Şekil 1.6 Eksenel pistonlu pompa

Pompa olarak çalıştırılması ; Tahrik milinin döndürülmesiyle, silindir bloku dairesel bir yörüngede küresel mafsallar ile tahrik milinin flanşına bağlı olan yedi adet piston tarafından döndürülür. Silindir bloku, üzerinde böbrek şeklinde iki adet kontrol yarığı bulunan küresel kontrol pleyti üzerinde kayarak döner. Dönüş esnasında, yedi pistonun

her biri silindir blokundaki deliklerin içinde üst ölü noktadan alt ölü noktaya, sonra tersine v.b. hareket ederler. Silindir blokundaki delikteki pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya hareketi bir emiş stroku oluşturur. Piston alanı ve stroka bağlı akışkan hacmi, emiş tarafındaki kontrol yarığı üzerinden silindir blokundaki deliğe emilir. Tahrik milinin daha da dönmesiyle, piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareket eder ve bunun sonucunda da akışkan diğer kontrol yarığından (basınç tarafı) dışarı itilir. Hidrolik basınç altındaki pistonlar tahrik mili tarafından yataklanır.

Motor olarak çalışması pompa şeklinde çalışmanın tam tersidir.. bu durumda akışkan, port pleyti üzerinden bir kumanda yarığı aracılığı ile silindir blokundaki deliklere gönderilir. Üç veya dört silindir bloku deliği basınç tarafındaki kumanda yarığın üzerinde durur. Bu delik kumanda pleyti aracılığıyla direkt olarak ölü noktaya bağlanmış olabilir. Tahrik miline etki eden (basınç ve piston alanından kaynaklanan) kuvvet çıkış momentini oluşturur.

Eksenel pistonlu pompaların sabit güç çeken yüke duyarlı basınç veya debiyi ayarlayabilen, debisi elektronik sinyal ile kumanda edilebilen tipleri mevcuttur. Pistonlu tip pompalar diğerlerine göre daha hassas temizlik ve çalışma koşulları gerektirirler.

Pistonlu pompaların ve motorların avantajları;

- Verimleri yüksektir.
- Yüksek hızda çalışabilirler.
- Yüksek basınçta çalışabilirler.
- Çok değişik kumanda olanakları vardır.

Dezavantajları;

- Diğer pompalara göre pahalıdır.
- Kirliliğe karşı hassastırlar.
- Bakımı ve yenilenmesi zordur.
- Pahalıdırlar. (Aydonat 2002)

1.3.4 Vidalı Pompalar

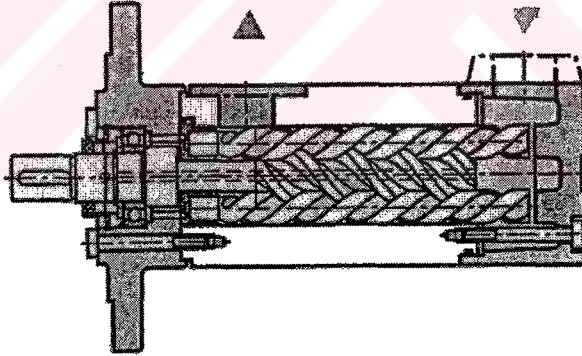
Aynı içten dişli pompalar gibi vidalı pompaların da en önemli özelliği hayli düşük gürültü seviyelerinde çalışabilmeleridir. Bu özelliklerinden dolayı tiyatro ve opera salonları gibi yerlerde uygulanan hidrolik sistemlerde tercih edilirler.

Vidalı pompaların gövdeleri içinde 2 veya 3 adet dişli vardır.

Tahrik organına bağlı olan ve saat ibresi yönünde dişleri olan vida, dönme hareketini her biri saat ibresinin tersi yönde diş profillerine sahip diğer vidalara aktarır.

Bu esnada vidaların dişleri arasında kapalı bir odacık oluşur. Bu odacık, hacminde herhangi bir değişiklik olmaksızın pompanın emiş portundan basınç portuna kadar ilerler.

Bu durum sabit, düzgün ve darbesiz bir debi akışı meydana getirerek çok sessiz bir çalışma sağlar. (Exner,1998)



Şekil 1.7 Vidalı pompa

Çizelge 1.2 Endüstriyel hidrolik pompaların genel özellikleri (Exner,1998)

Tipi	Basınç P_{max} Bar	Dönme sayısı dev/dk.	Verdi Q_{max} Lt/dk	Genel Verim η_g %
1. Dıştan dişli pompa	120'den' 200'e kadar	500'den 3500'e kadar	300	50...90
2. İçten dişli pompa	300	300'den 3000'e kadar	100	60...90
3. Kanatlı pompa - Sabit verdili	200	1000 3500	200	65...85
- Değişken verdili	150	1000 2.500	200	70...80
4. Eksene! Pistonlu	250'den 350'ye kadar	500'den 3500'e kadar	100...500	80...90
5. Radyal pistonlu	300'den 700'e kadar	200'den 3000'e kadar	125	80...90
6. Vidalı pompa	160	500'den 3500'e kadar	100	60... 80

1.3.5 Pompa Seçim Kriterleri

Sisteme bağlı olarak aşağıdaki değerlendirme düzenlenmiştir:

- 1 = çok iyi / çok geniş
- 2 = iyi/geniş
- 3 = orta
- 4 = zayıf

Çizelge 1.3: Hidrolik pompaların değerlendirilmesi (Exner,1998)

Kriter	Tip										
	DDP	IDP	OP	VP	TOPP	ÇOPP	EŞRPP	ESBRPP	EEPEPP	EDPEPP	
Kullanılabilir hız aralığı	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2	
Kullanılabilir basınç aralığı	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1	
Viskozite aralığı	1	2	3	1	3	3	1	1		1	
Maksimum gürültü seviyesi	4	1	2	1	2	2	3	3	3	0	
Kullanım ömrü	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2	
Fiyat	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3	
Dıştan dişli pompa	= OOP										
içten dişli pompa	= IDP										
Orbit pompa	= ÖP										
Vidalı pompa	= VP										
Tek odalı paletli pompa	= TOPP										
Çift odalı paletli pompa	= ÇOPP										
Eksantrik şaftlı radyal pistonlu pompa	= EŞRPP										
Eksantrik silindir bloklü radyal pistonlu pompa	= ESBRPP										
Eğik eksen prensipli aksenal pistonlu pompa	= EEPEPP										
Eğik disk prensipli aksenal pistonlu pompa	= EDPEPP										

Her bir pompanın değerlendirilmesi, diğer pompa tipleriyle karşılaştırılarak yapılmalıdır. Seçim kriterlerinin değerlendirilmesi uygulamaya bağlı olduğundan bu tablo, değerlendirmeler yapılırken, yalnızca bir rehber olarak kullanılabilir.

1.4 Hidrolik Silindirler

Pompanın devreye verdiği basınç enerjisi silindir ve hidromotorlar tarafından mekanik enerjiye dönüştürülür. Silindire doğrusal motor adı da verilir. Pistona uygulanan basınçla oluşan kuvvet piston kolu tarafından itme ya da çekme kuvveti halinde kullanılabilir. Hidrolik silindirler üç ana guruba ayrılır: (Özcan, 1982)

1. Tek etkili silindirler,
2. Özel silindirler,
3. Çift etkili silindirler,

İş makinelerinde doğrusal hareketleri sağlamak için hidrolik silindirli sistemler kullanılıyorsa aşağıda belirtilen avantajlar sağlanmaktadır.

-Hidrolik silindirli direkt tahrikin basit oluşu montaj mühendisine düzenlemede kolaylık sağlar.

- Döner bir hareketin doğrusal bir harekete dönüştürülmesine gerek duyulmadığından silindir tahriki daha verimli olarak kullanılabilir.

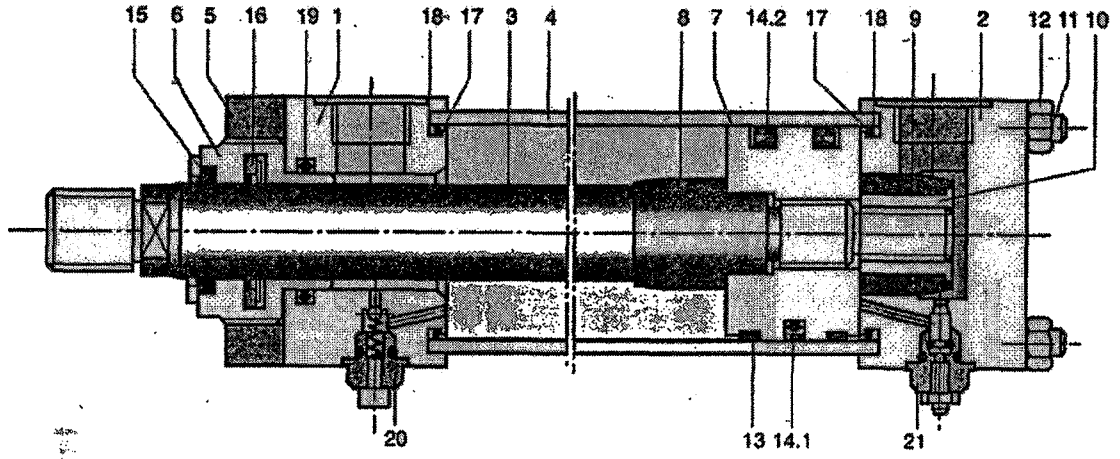
-Strokun başlangıcından sonuna kadar silindir kuvveti sabit kalır.

-Sevk edilen debi ve yüzey alanına bağımlı olan piston hızı tüm silindir stroku boyunca sabit kalır.

- Modele bağlı olarak silindir itme veya çekme kuvvetleri oluşturabilir

- Hidrolik silindirler boyutları küçük ancak yüksek güçlü tahriklerin tasarımını mümkün kılar.

Yüklerin kaldırılması, indirilmesi ve tutulması gibi uygulamalar hidrolik silindirlerin başlıca kullanım alanlarıdır. (Exner,1998)



- | | | |
|---------------------|-----------------------|---------------------|
| 1- Silindir boğazı | 9- Yastıklama burcu | 16- Rod keçesi |
| 2- Silindir tabanı | 10- Dişli burç | 17- O-Ring |
| 3- Piston rodu | 11- Gerdirme Civatası | 18- Back-Up halkası |
| 4- Silindir borusu | 12- Somun | 19- O – Ring |
| 5- Flanş | 13- Yastıklama Bandı | 20- Çek valf |
| 6- Kılavuz burç | 14.1- Piston Keçesi | 21- Kısma valfi |
| 7- Piston | 14.2- Pistom Keçesi | |
| 8- Yastıklama burcu | 15- Toz sıyrıcı | |

Şekil 1.8 Hidrolik Silindir

1.4.1 Yastıklama

Pistonu hareket ettiren hidrolik akışkan gidecek yer bulamadığında (silindir strokunun sonunda) akışının eylemsizliği hidrolik sok adı verilen bir darbe oluşturacaktır. Eğer bu darbenin şiddeti büyük olursa bundan silindir ve bağlı olduğu sistem zarar görecektir. Bu enerjinin gerek silindiri gerekse yapılan işi bozmaması için silindire yastıklama düzeneği ilave edilir. Yastıklama düzeneği silindir pistonunu, strokunun sonuna varmadan yavaşlatır. Yastıklama silindirinin ileri ve geri hareketinin her ikisine de uygulanabilir. Yastıklama düzeneği bir iğne valf, ve yastıklama burcundan oluşur. (Özcan, 1982)

1.5 Hidrolik Akümülatörler

Bir hidrolik akümülatör belli hacimdeki basınçlı yağı biriktirme, tutma ve istendiğinde geri verme görevlerini görür. Hidrolik akümülatörler devrelerde çok değişik amaçlar için kullanılırlar.

- Kısa süre içinde çok miktarda yağ istendiğinde bu yağı sağlamak üzere kullanılırlar.

Pompa kısa sürede bu kadar yağı basacak büyüklükte seçilmez. Pompa verdisi, akümülatörden iki yağ kullanımı arasındaki sürede kullanılan miktardan biraz fazlasını basabilecek değerde olmalıdır. Bu nedenle akümülatör kısa süre için yüksek hıza gerek olan devreler için en iyi çözümdür. Aksi halde büyük verdili pompa ve yüksek güçlü elektrik motoru seçilmesi gerekir.

- Enerji (elektrik) kesilmesi durumunda başlamış bir hareketi bitirmek için akümülatörde saklanmış olan hidrolik enerjisi kullanılır.

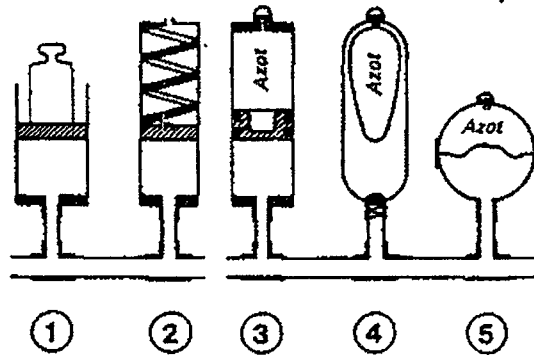
- Devredeki sızıntıların uzun sürede devre basıncını düşürmemesi için akümülatör kullanılır.

- Sıcaklık nedeniyle oluşan genleşmelerin devreye zarar vermesini önler.

- Valflerin açıp kapama anlarında devrede aşırı basınç oluşmasını önler.

- Titreşimlerin sönümlenmesini sağlar.

- Frenleme enerjisinin tekrar kazanılmasını sağlar." Başlıca akümülatör türleri:



Şekil 1.9 Akümülatör çeşitleri (Özcan,1982)

1 - Ağırlıklı akümülatörler

2 – Yaylı akümülatörler

3 - Pistonlu akümülatörler

4 - Balonlu akümülatörler

5 - Membranlı akümülatörler

Ağırlıklı ve yaylı akümülatörler endüstriyel uygulamalarda hemen hiç kullanılmazlar. Basınç enerjisini sıkıştırabilen bir gaz (azot) yardımı ile toplayan gazlı akümülatörler çok miktarda kullanılırlar. Pistonlu, balonlu ve membranlı akümülatörler gazlı tip akümülatörlerdir.

1.5.1 Pistonlu Akümülatörler

Esas olarak büyük hacimler ve büyük verdiler için kullanılırlar. Gaz ve yağ serbestçe hareket edebilen bir pistonla birbirinden ayrılmış durumdadır. Piston boru içinde çalışır ve üzerindeki keçeler gaz ile yağın birbirine karışmamasını sağlar. En çok basınç oranı (gaz basıncının en çok çalışma basıncına oranı) 1:10'dur.

Gazın dolum basıncı ise en az çalışma basıncından 5 bar düşük seçilir.

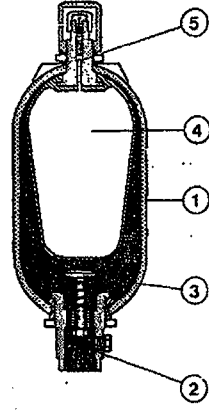
1.5.2 Membranlı Akümülatörler

Küçük hacimlidirler. Bu nedenle sok ve titreşim sönmülenmesinde ve uyarı yağı gereksiniminde kullanılırlar.

Genellikle yarı küresel şekli olan membran iki bölümü birbirinden ayırır. En çok basınç oranı yine 1:10'dur.

1.5.3 Balonlu Akümülatörler

Çok iyi bir sızdırmazlık, hızlı cevap verme ve düşük eylemsizlik özellikleri vardır. Balonlu bir akümülatörde gaz ile yağ esnek bir balon (torba) ile birbirinden ayrılmış. Gaz bir balonun içindedir. En çok basınç oranı 1:4'tür.



1- Gövde

2- Yağ deliği

3- Düzlemsel valf

4- Balon

5- Gaz valfi

Şekil 1.10 Balonlu akümülatör.(zcan, 1982)

1.5.4 Akümülatörlerin Kullanıldığı yerler

Akümülatörler hidrolik sistemlerde değişik Őekillerde kullanılır. Örneğin: (Exner,1998)

- Enerji depolama
- Akışkan rezervi
- Acil durum uygulamaları
- Kuvvetlerin dengelenmesi
- Mekanik Őokların sönümlenmesi
- Basınę Őoklarının sönümlenmesi
- Yağ kağaklarının karŐılanması
- TitreŐimin sönümlenmesi
- Darbelerin sönümlenmesi
- Arağ süspansiyonu
- Yavaşlatma enerjisinin geri kazanımı
- Sabit basınę elde edilmesi
- Akışın karŐılanması (genleŐme tankı)

1.6 ÇEKVALFLER

Hidrolik sistemlerde, çek valfler, bir yönde akışı engellemek ancak diğer yönde serbest akışı sağlamak için kullanılırlar.

Çek valfler, oturma yüzeyli olarak tasarlanırlar ve böylece devrelerde yağ sızıntısını önleyerek, izolasyon sağlarlar, izolasyon elemanı olarak buya, plakalar, popetler veya yumuşak sızdırmazlık elemanlı popetler kullanılırlar.

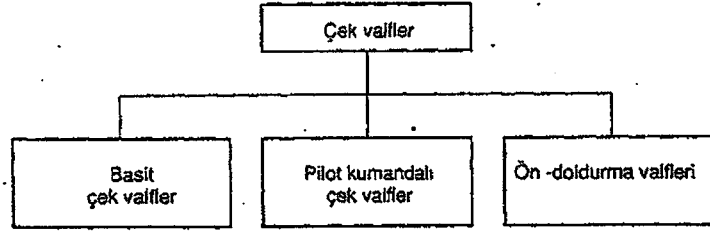
Sızdırmazlık elemanı olarak bilya kullanımının avantajı, üretiminin oldukça ekonomik ve basit oluşudur. Dezavantajı ise; buyanın çalışma esnasında biraz deforme olmasıdır, örneğin bilya oturma yüzeyinin doğrudan bilyaya baskı uygulaması vb. Oturma yüzeyi her zaman aynı noktaya baskı uygulamadığından; bu, bir süre sonra yağ kaçaıklarına neden olur. Oturma yüzeyinin kaymasını önlemek için, buyanın ayrıca kontrol edilmesi gerekir, (örn ; yay yüklemesi ve akışkan kuvvetleri kullanılarak).

Diğer yandan popetler, yatakları sebebiyle her defasında eski konumlarını alırlar. Kısa bir çalışma süresinden sonra, popet oturma yüzeyinde kendisine yuva yapar ve valf tamamen sızdırmaz olur. Popetlerin üretimi, bilyaların ki kadar kolay ve ucuz değildir.

-Çek valfler yüksek çalışma emniyetine sahip olmaları nedeniyle izolasyon elemanı olarak popetler kullanılmaktadır.

Yumuşak sızdırmazlık elemanlı popetler, sadece çalışma basıncının ve akışkan hızının düşük olduğu sistemlerde kullanıma uygundur. Ancak popet oturma yüzeylerindeki üretim hatalarının kolaylıkla kompanse edilebilmeleri, bu popetlerin önemli bir avantajıdır.

Çek valfler, uygulama alanlarına bağlı olarak, üç grupta toplanabilirler. (Exner,1998)

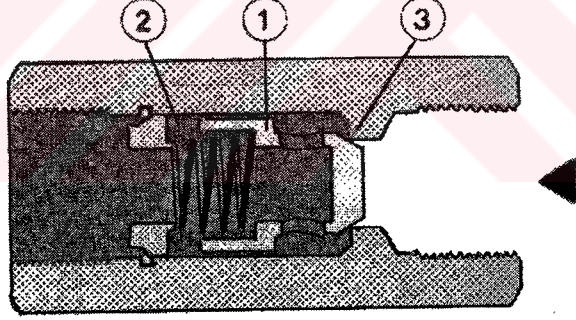


Şekil 1.11: Uygulamada kullanılan çek valf tipleri (Exner,1998)

1.6.1 Basit Çek Valfler

Kesit resim basit bir çek valfi göstermektedir. Burada kapama elemanı 1 konik yapıda olup yay 2 tarafından gövde içindeki yuva 3'te tutulmaktadır. Kapama elemanı yay tarafından sürekli yuvada tutulduğundan bu valfler hidrolik sisteme her konuda monte edilebilir.

Akışın çek valfin açılma yönünde olması durumunda konik eleman yuvasından kaldırılarak serbest akış sağlanır. Karşı yönde ise yay ve akışkan konik elemanı yuvaya iterek bağlantıyı kapatır. (Aydonat 2002)



Şekil 1.12 Basit çekvalf (Özcan,1982)

1.6.2 Pilot kumandalı çek valfler

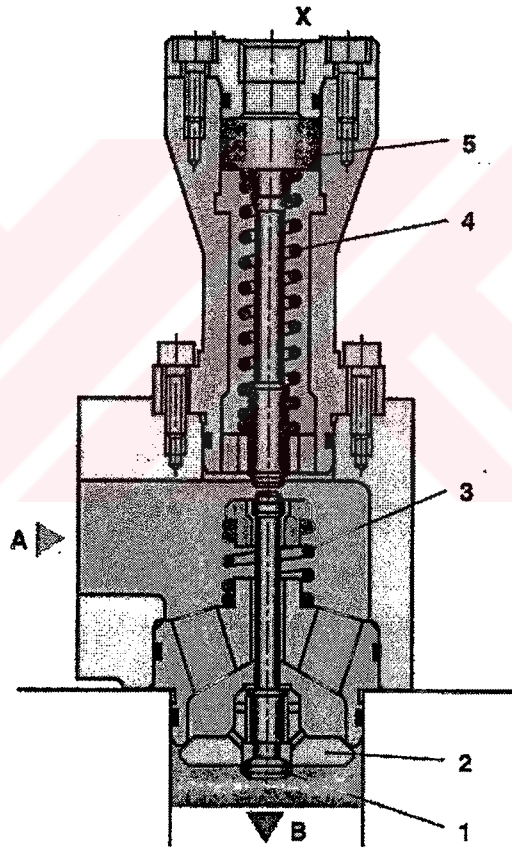
Basit çek valflerden farklı olarak, pilot kumandalı çek valfler kapatma yönünde de akışa izin verirler.

Bu valfler, aşağıdaki verilen örnek uygulamalarda kullanılabilirler:

- Basınç altında çalışan devrelerin yalıtımı
- Bir bağlantı hattının hasara uğraması durumunda yükün düşmesini önlemede
- Hidrolik olarak yüklenmiş kullanıcıların sürtünme hareketlerini önlemede

1.6.3 Ön dolum valfleri

Ön dolum valfleri, büyük boyutlu hidrolik pilot kumandalı çek valflerdir. Bunlar, çoğunlukla büyük hacimli silindirlerin doldurulmasında ve basınç altında çalışan devrelerin, örneğin preslerin izolasyonunda kullanılırlar.



1- Pilot popet

2- Ana popet

3- Yay

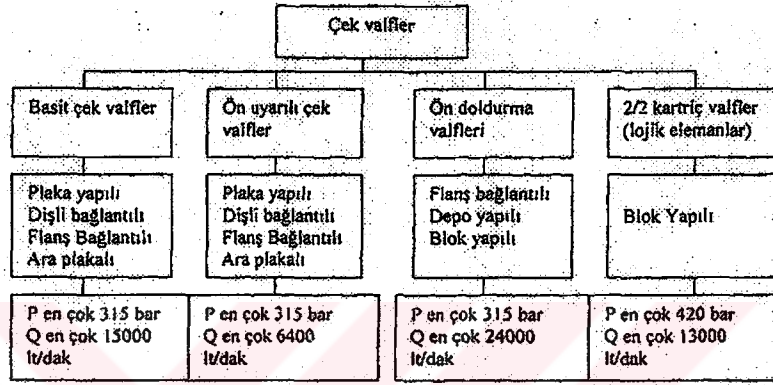
4- Yay

5- Kontrol pistonu

Şekil 1.13 Ön Dolum Valfi

1.6.4 Katriç Valfler (Lojik elemanlar)

Lojik eleman olarak da bilinen 2/2 katriç valfler bir montaj takımı ile uyarı kanallı kapaktan oluşur. Montaj takımı oturma yüzeyli kovan ile açma ve kapama parçasından oluşmakta ve genellikle bir yay yardımıyla yuvasında tutulmaktadır. Yağ A bağlantısından B bağlantısına veya ters yönde B'den A'ya doğru akar. Uyan şekline göre valf akışı açar veya kapatır. Başka bir deyişle çalışma şekli yalnız basınca bağlıdır.



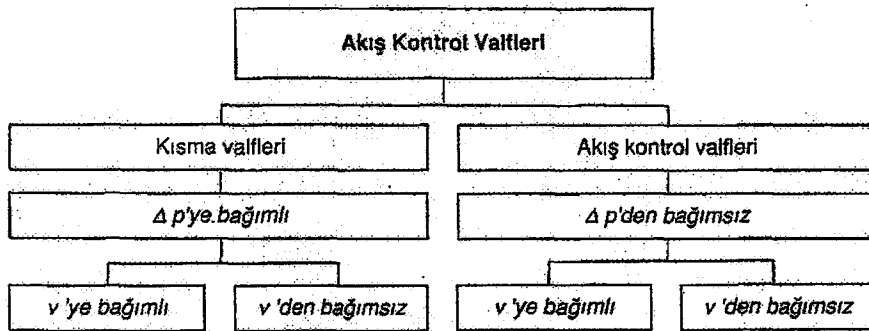
Şekil 1.14 Çek valflerin çeşitleri ve özellikleri (Aydonat,2002)

1.7 Akış Kontrol Valfleri

Akış kontrol valfleri, bir kısma noktasında, akışkanın geçtiği çapı değiştirerek (kısarak veya açarak), tahrik elemanının hızını belirleyen valflerdir.

Akış kontrol valilerinin özel bir tipi olan akış bölücüler, akışı iki veya daha çok akış yoluna ayırırlar.

Akış kontrol valfleri, özelliklerine göre 4 ayrı gruba ayrılırlar . (Exner,1998)



Şekil 1.15 Akış Kontrol Valfleri (Exner,1998)

1.7.1 Kısmı valfleri

Kısmı valflerinde debi, kısmı yapılan yerdeki basınç düşümüne bağıdır, yani, basınç düşümü artıkça, debi de artar.

Sabit debinin şart olmadığı birçok uygulamada, akış ayar valfleri çok pahalı olduğundan, kısmı valfleri tercih edilir.

Kısmı valfleri ;

- Sabit çalışma dirençlerinde veya değışik yüklü hızda bir değışimin önemsiz olduğu veya istendiğı durumlarda kullanılırlar.

Bir valfin viskoziteye bağımlı olup; olmadığını, kısmı valfin tasarımı belirler.

1.7.1.1 Viskoziteden bağımsız kısmı valfleri

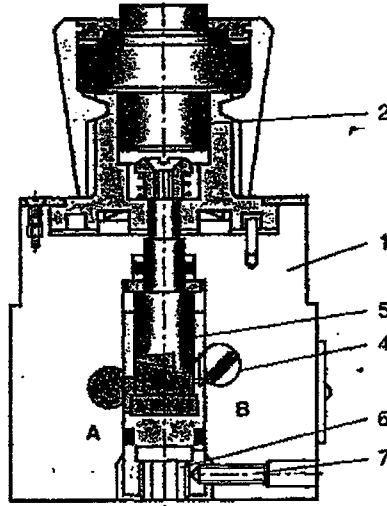
Hassas kısmı valfleri olarak ta bilinen bu valfler (Şekil1.7) orifis tipi kısıcılar olarak tasarlanmışlardır. Temel olarak, gövde (1), ayar elemanı (2) ve orifisten (3) oluşurlar.

A'dan B'ye olan akış, orifis penceresinde (4) kısılır. Akış kesiti, helisel yarıklı kısmı elemanı (5) ile ayarlanır. Sıcaklığa az bağımlılık, kısmının keskin uçlu orifis olmasıyla sağlanır.

Tercih edilen akış yönü A'dan B'ye doğrudur. Ayar vidası/ (6) ile, merkez pimi ile bağı olan orifis, açılır veya kapatılır. Böylece ayarlama, ayar ölçeğine uygun hale getirilir (az sapma). Çalışma sırasında, ayar vidalı orifis, valfi bağı plakayla desteklenir.

Orifisin dönmesi, bir pimle (7) engellenmiştir.

Orifis tipine bağı olarak, ayar açısı üzerinden (300°) doğrusal veya artan akış eğrisi seçilebilir.



- | | |
|-----------------|---------------------|
| 1- Gövde | 4- Orifis penceresi |
| 2- Ayar elemanı | 5- Kısma elemanı |
| 3- Orifis | 6- Ayar VidasıPim |

Şekil 1.16 Viskositeden bağımsız kısma valfi (Exner,1998)

1.7.2 Akış Kontrol Valfleri

Akış kontrol valfleri, debiyi, basınç değişimlerinden etkilenmeksizin sabit tutmak için kullanılırlar. Bu, ayarlı kısıcıya (1) ek olarak sisteme, kontrol kısıcısı (basınç kompensatörü) ve aynı zamanda da kapalı çevrim kontrol devresinde karşılaştırma elemanı olarak çalışan ek bir hareketli kısıcı (2) bağlanması ile sağlanır.

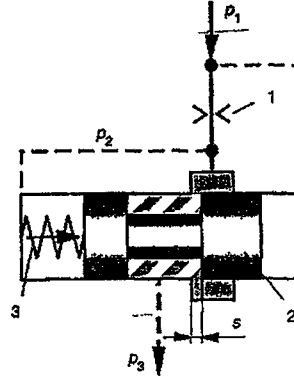
İki kısıcının aynı anda etkimeleri ve değişken yük basınçlarından dolayı, basınç farkı $p_1 - p_2$ iki bölümde incelenir(Exner,1998)

- ayarlanabilir ölçüm kısıcısındaki iç ve sabit basınç farkı $P_1 - P_2$

- Dış ve değişken basınç farkı $P_1 - P_3$

Akış kontrol valfi, aşağıdaki parçalardan oluşan bir kumanda elemanıdır: (Sekil 1.8) ölçme kısıcısı (1) ve

- yaylı (3) basınç kompensatörü (2).



Şekil 1.17 : Akış kontrol valfinin prensibi (Exner,1998)

Sıcaklıkta veya akışkanın viskozitesinde bir değişim olduğunda, ayarlanabilir ölçme kısıcısı (1) $p_1 - p_2$ basınç farkını değiştirir. Bu değişim, uygun tasarımı bir kısıcı kullanılarak önlenir.

Basınç kompensatörünün düzenlenmesi, akış kontrol valfinin tipini belirler. Kompensatör, ölçme kısıcısına seri olarak bağlanırsa, 2 yollu akış kontrol valfi elde edilir. Diğer yandan, kompensatör ölçme kısıcısına paralel olarak bağlanırsa, 3 yollu akış kontrol valfi elde edilmiş olur.

1.8 Yön Denetim Valfleri

İsminden den anlaşılacağı gibi bu valflerin görevi basınçlı akışkanın akış hareketinin başlatılması, durdurulması, yönünün değiştirilmesi ile silindir yada hidromotorun hareket yönünün ve duruş konumunun belirlenmesinde kullanılır. Konum sayısı, port sayısı ve orta konumun durumuna göre sınıflandırılır. Açık merkez, kapalı merkez, tandem merkez ve diğer tipleri mevcuttur. Yön kontrol valfleri giriş portlarının nominal çap ölçüsü ve dayanabilecekleri maksimum basınca göre boyutlandırılır. Bir yön kontrol valfinin basınç kayıpları valfin içinden geçen debiye göre değişir ve imalatçı firmanın yapılan deneyler sonucu bulunan debi (Q)- basınç kaybı (ΔP kayıp) eğrilerinden istifade ile bulunabilir ve ikinci derece bir bağıntıdır. Dizayn için bu kayıp miktarı bir % ile verilebileceği gibi kayıp katsayıları c_1 , c_2 , c_3 olan ikinci derece bir denklem ile ifade edilebilir. Bu önemli görevi yerine getirmenin yanı sıra yön kontrol valfleri operasyon

ve çalışma yapıları itibariyle farklılık gösterirler. Valfler, aşağıda verilen temel karakteristiklere göre sınıflandırılırlar.

-İçerdikleri valf elemanın tipine göre; popet tipi sürgülü veya popetli, rotary sürgülü, kayar sürgülü

-Kumanda şekline göre; el kumandalı, mekanik, pnömatik, hidrolik, elektrik yada bu seçeneklerin kombinasyonundan olabilir.

-Akış yollarının sayısına göre; iki yollu, üç yollu, dört yollu vb.

-Ebatlarına göre; valfin üzerindeki debi geçiş portunun nominal ölçüsüne göre yada geçirebileceği debi miktarına göre direkt uyarılı yada pilot uyarılı.

-Bağlantı şekillerine göre; flanş, ara pleyt bağlantılı, boru bağlantılı, manifold bağlantılı vs.

Direkt uyarılı sürgülü yön kontrol valflerinde, valf gövdesinin içinde hareketli bir sürgü vardır. Kontrol sürgüsü hareket ettiğinde, gövdedeki dairesel kanalları birbirine birleştirir yada ayırır.

Direkt kumandalı sürgülü yön denetim valfi, kontrol sürgüsü direkt solenoid kumandalı, pnömatik/hidrolik uyarılı veya mekanik kumandalı olan sürgülü yön denetim valfidir. Basınç ve debinin etkisiyle direkt kumandalı sürgülü yön denetim valflerinde oluşan statik ve dinamik kuvvetler yüzünden, bu valfler belirli bir büyüklüğe kadar imal edilebilirler. 120 lt/dk.'lık bir debiye eşit güce karşılık gelir ve çoğunlukla solenoid kumandalı valfler için geçerlidir. Değişik kumanda tipleri aşağıda açıklanmıştır.

a-) Direkt uyarılı elektrik kumandalı yön valfleri : Bu kumanda şekli, endüstriyel otomasyon açısından, en yaygın olanıdır. Genellikle, dört temel tip solenoid'ten biri kullanılır.

- DC Hava boşluklu solenoidleri
- DC ıslak pimli solenoidler : bunlar basınç sızdırmaz solenoidler olarak da bilinirler. Solenoid armatür yağın içinde yüzer ve haznesi T portuna bağlıdır.
- AC hava boşluklu solenoid
- AC ıslak pimli solenoid

Şekil1.18 de 3 konumlu bir sürgülü yön denetim valfi gösterilmiştir.sol tarafta,ıslak pimli DC solenoid(4),sağ tarafta ise ıslak pimli AC solenoid(5) vardır.(farklı solenoidli bu model,sadece gösterim amaçlıdır.) Her iki solenoidin de armatür bölmeleri.valf gövdesindeki tank bölmesine bağlıdır.Bu yüzden bu valfler,üç odalı valfler olarak tanımlanıyor.

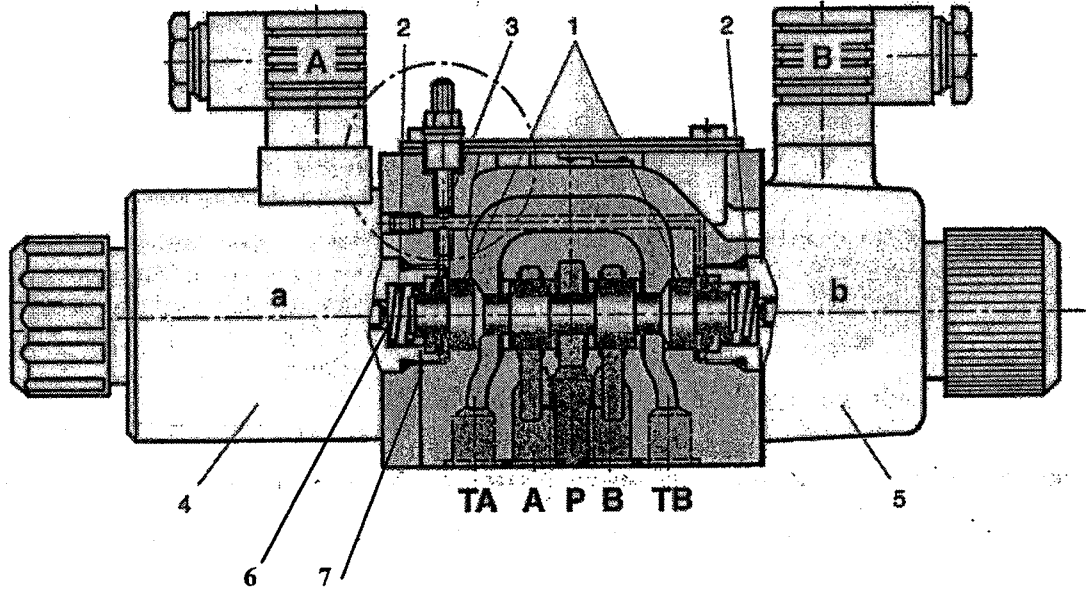
Yaylar(6),solenoid gövdesine bağlıdırlar ve yay baskısı (8) sayesinde valfin , orta konumda kalması sağlanır.

Şekildeki solenoidlerde, acil durum el kumandası da mevcuttur..(7) Böylece kontrol sürgüsü, dışarıdan mekanik olarak elle uyarılabilir, ve solenoidin çalışıp çalışmadığı kolayca kontrol edilebilir.

P, A ve B kanalları gövde içindeki bölgelerle ayrılırlar.T kanalı bloke edilmemiştir, fakat valf içindeki by-pass kanalları ile her iki tank bölmesine bağlanmıştır.Bu bölmeler,çalışma elemanı veya bir kapak ile contalanmıştır.

5 odalı bir valfte, T kanalı , sürgü uçları(1) sayesinde gövdede her iki tarafta P,A ve B'de olduğu gibi bölmeler oluşturur.

Her iki yay haznesi(2),bir kanal ile birleştirilmiştir.Kontrol sürgüsü hareket ettiğinde,akışkan bir bölmeden diğerine yer değiştirir.Bu bağlantı borusuna bağlanacak bir orifis veya ayarlanabilir kısma valfi(3) sayesinde orifisin çapına veya kısma valfinin ayarına göre,çalışma süresi değiştirilebilir.



- | | |
|----------------------------|----------------------------|
| 1- Sürgü uçları | 5- Islak pimli AC solenoid |
| 2- Yay haznesi | 6- Yay |
| 3- Kısma valfi | 7- Yay baskısı |
| 4- Islak pimli DC solenoid | |

Şekil 1.18 Direkt uyarılı yön kontrol valfi

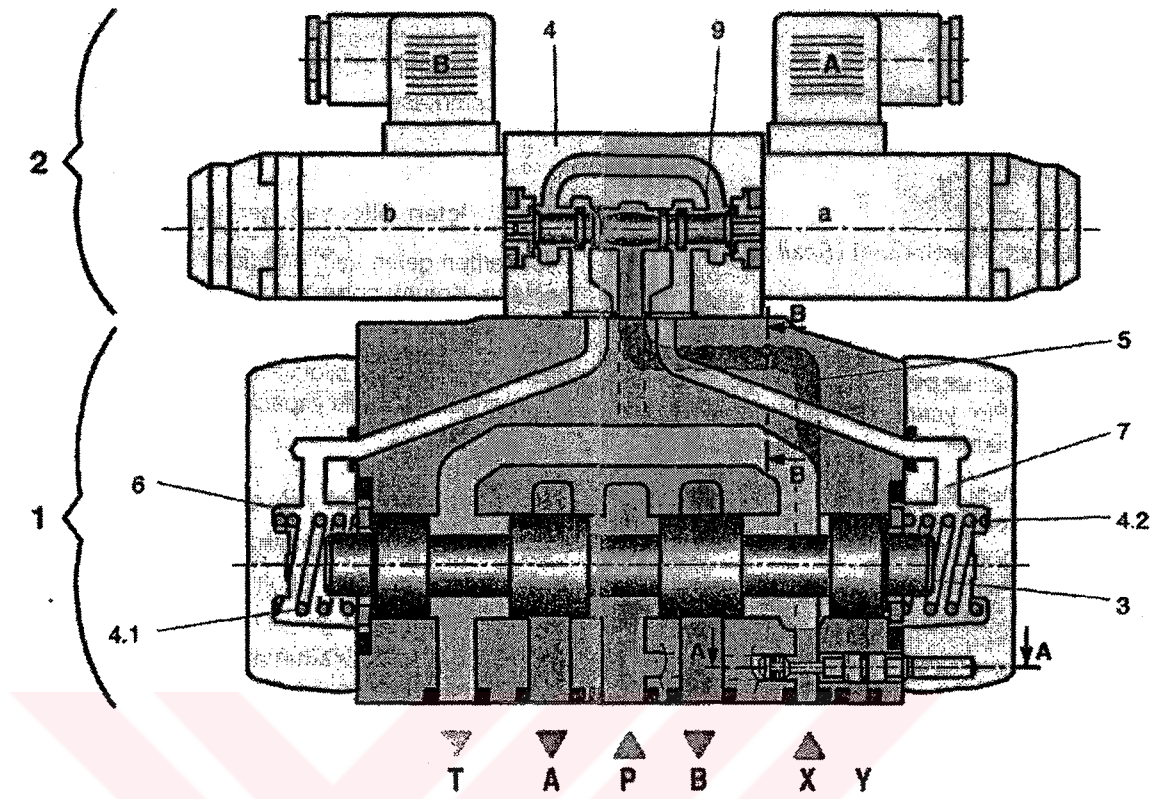
Pilot Kumandalı Yön Valfleri: daha büyük hidrolik güçlerin kumandasında, pilot kumandalı sürgülü yön denetim valfleri kullanılır.

Bunun sebebi, kontrol sürgüsünü hareket ettirmek için büyük çalışma kuvvetlerine ihtiyaç duyulmasıdır.

Bu nedenle yön denetim valfleri, 10 büyüklüğüne kadar direkt kumandalı, 10 büyüklüğünden sonra ise pilot kumandalıdır. 32 büyüklüğüne kadar olan elle kumanda kollu valfler ise istisnadır.

Pilot kumandalı yön denetim valfleri ana valf(1) ve pilot valften(2) oluşurlar.(Şekil 15)

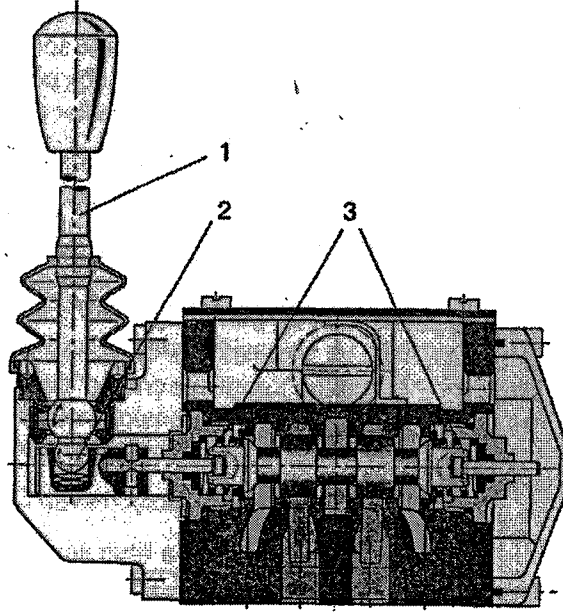
Pilot valf, genellikle direkt elektrik(solenoid) kumandalıdır. Pilot valf uyarıldığında, gelen kontrol sinyali hidrolik olarak yükseltilir ve ana kontrol sürgüsünü hareket ettirir.



- | | |
|------------------------|--------------------|
| 1- Ana valf | 5- Kontrol hattı |
| 2- Pilot valf | 6- Sol yay bölgesi |
| 3- Ana kontrol sürgüsü | 7- Sağ yay bölgesi |
| 4.1- Ana valf yayı | 9- Merkezleme pimi |
| 4.2 Pilot valf yayı | |

Şekil 1.19 Pilot Uyarılı Yön Kontrol Valfi

El Kumandalı Yön Valfi :Şekilde kumanda kolu ile uyarılan bir kontrol sürgüsü görülmektedir. Sürgü, uyarı mekanizmasına sıkıca bağlıdır ve bunun hareketini izler. Kumanda kolu bırakıldığında ; sürgü, yay(3) yardımıyla ilk konumuna geri döner. Bu düzeneğe bir kilit bağlandığında, sürgü merkez yay kuvvetiyle geri dönemez ve kilit sayesinde yeni bir uyarıya kadar konumunu korur.



1-Kumanda kolu

2- Kilit mekanizması

3- Yay

Şekil 1.20 El kumandalı Yön kontrol valfi

Şekil 1.21 Yön denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri (Aydonat 2002)

1.9 Basınç Kontrol Valfleri

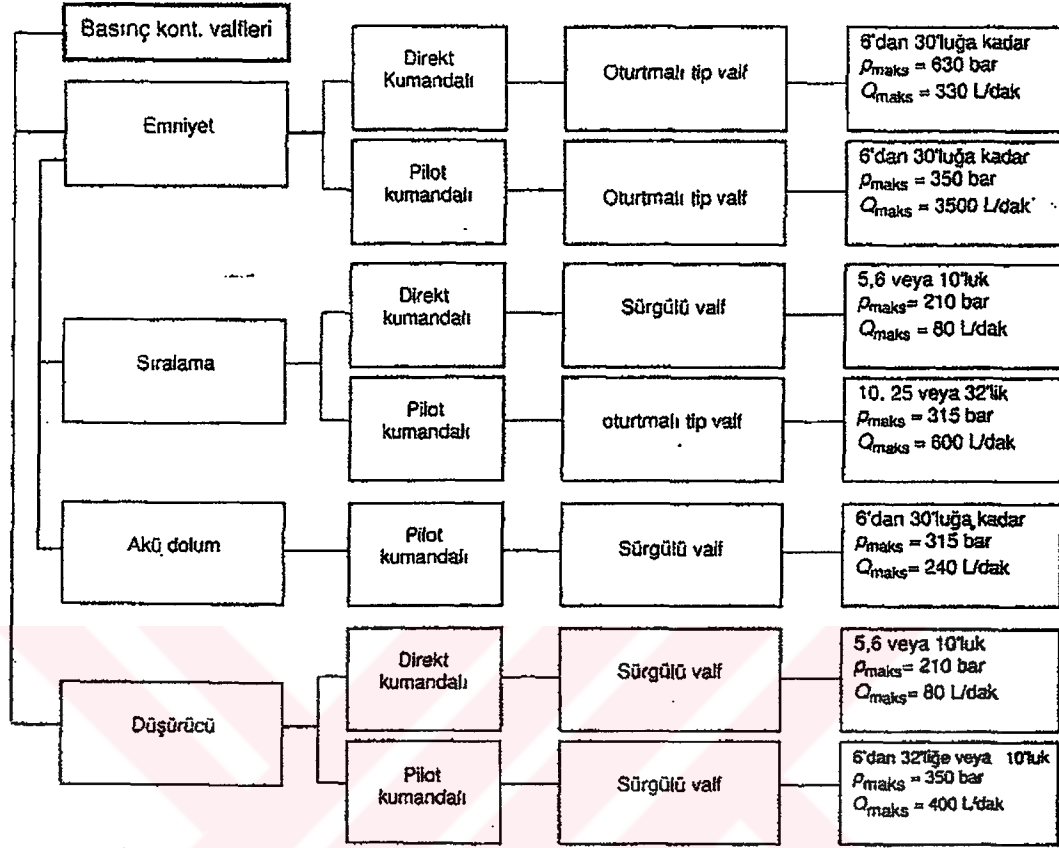
"Basınç kontrol valfleri" bir hidrolik sistemin veya sistemin bir bölümünün basıncının belirlenen bir seviyede tutulması için tasarlanmış valflerdir. Bu işlem, kısma kesitinin mekanik, hidrolik, pnömatik veya elektriksel olarak kumanda edilen ayar elemanı aracılığıyla değiştirilmesi sonucu gerçekleştirilir.

Basınç kontrol valfleri kısma kesitinin sızdırmazlığının sağlanma şekline bağlı olarak sürgülü ya da oturma tip olabilirler.

Fonksiyonlarına bağlı olarak bu tür valfler dört gruba ayrılır:

- Basınç emniyet valfleri
- Basınç sıralama valfleri
- Akü dolun valfleri ve
- Basınç düşürücü valfler

Bu valfler direkt kumandalı veya pilot kumandalı olabilir.



Şekil 1.22: Basınç kontrol valflerinin fonksiyonu, özellikleri ve güç değeri (Exner, 1998)

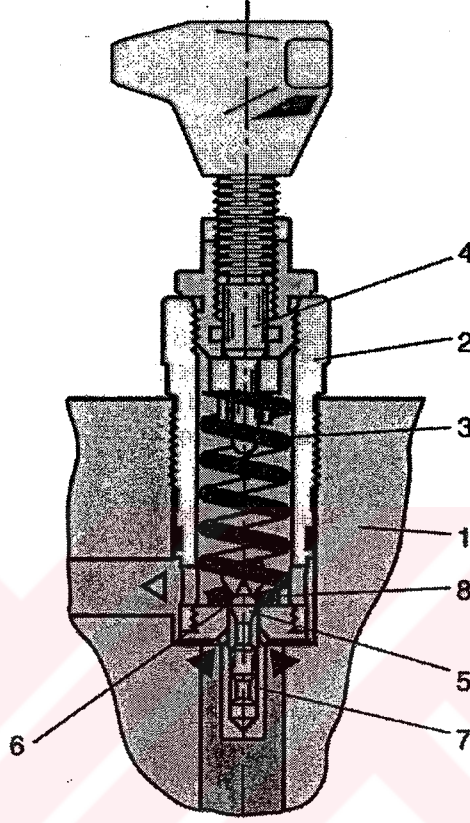
1.9.1 Basınç Emniyet Valfleri

Hidrolik sistemlerde basınç emniyet valflerinin görevi sistem basıncını belirli bir basınç değeriyle sınırlamaktır. Basınç değeri önceden belirlenen değere eriştiği zaman emniyet valfi devreye girerek sistemdeki fazla debiyi (pompa ve kullanıcı debisi arasındaki farkı) sistemden tanka geri gönderir.

Bu valf daima bir by-pass valfi olarak çalışır. Devrede üstlendiği göreve uygun olarak basınç emniyet valfi sistemin basınç sınırlama valfi olarak da bilinir.

Direkt uyarılı basınç emniyet valfi: yay koniği oturma yüzeyine doğru bastırır. Yay kuvveti dönel bir ayar düğme ile kademesiz olarak ayarlanabilir. Bu sayede valf istenilen basınç değerine ayarlanmış olur. P kanalı sisteme bağlanmıştır. Sistem basıncı popet yüzeyine etki eder. Şayet basınç popet oturma yüzeyinden kaldırılırsa tanka olan

tahliye kanalı açılır. Popetin kalkma hareketi yastıklama kanalındaki (7) bir pim yardımıyla sınırlanır.



1- Kumanda bloku

2- Burç

3- Yay

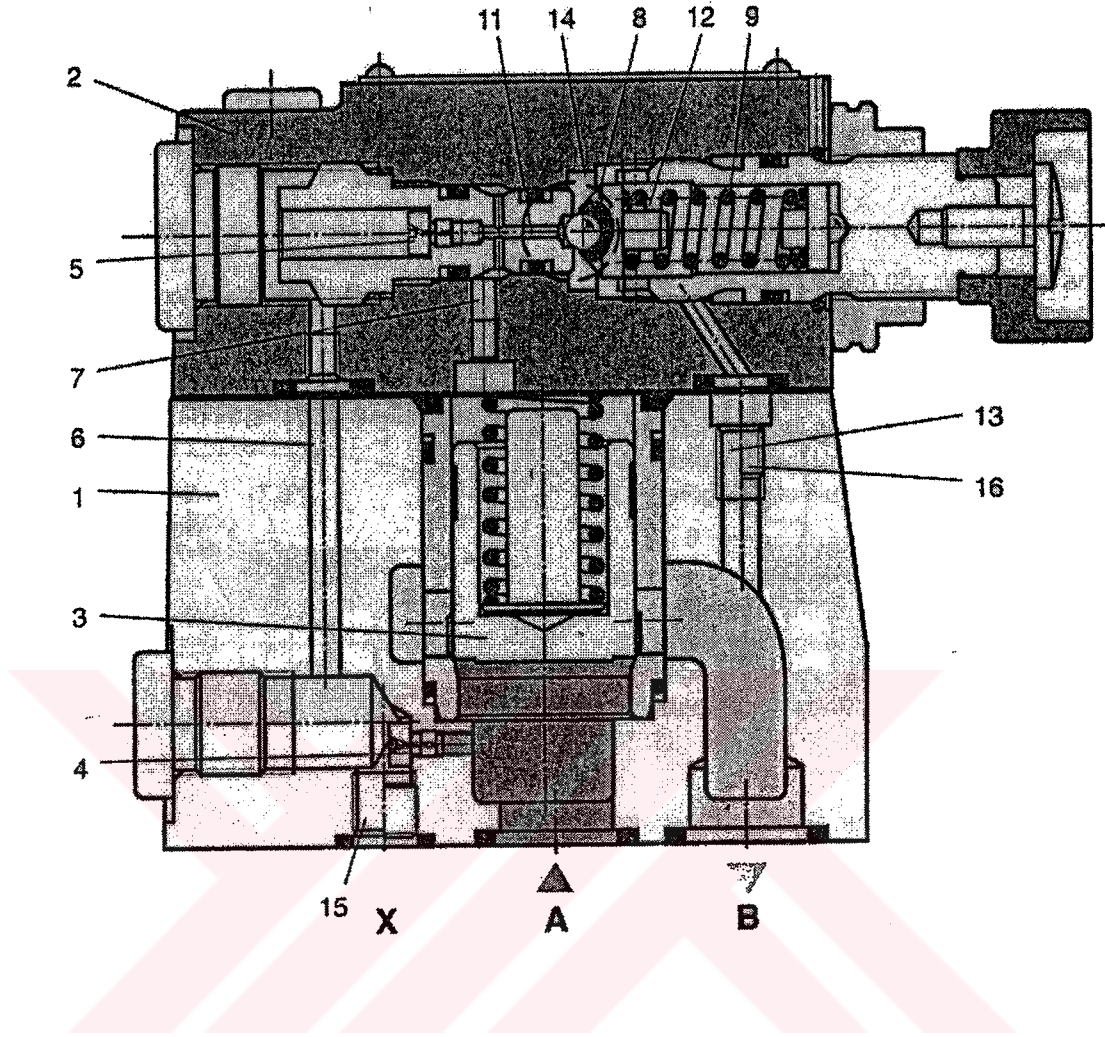
4- Ayar mekanizması

5- Yastıklama pistonlu popet

7-Pim

Şekil1.23 Direkt uyarılı Basınç Emniyet valfi

Pilot kumandalı basınç emniyet valfleri; direkt kumandalı valflerin kullanım yerleri yükselen debideğerinde ayar yayının yere gereksinim duymasından sınırlıdır.yüksek debi değerleri büyük oturma yuvasına veya sürgü çapına gerek duyar.yüzey ve buna bağlı olarak yay kuvveti,çap büyüklüğü ile oransal artar.yüksek debi değerlerinde montaj alanı uygun ebatlarda tutabilmek amacıyla pilot kumandalı valfler kullanılır.bu elemanlar işletme basıncının manyetik basmalı boşaltımı ve sınırlanması amaçlarına hizmet eder.



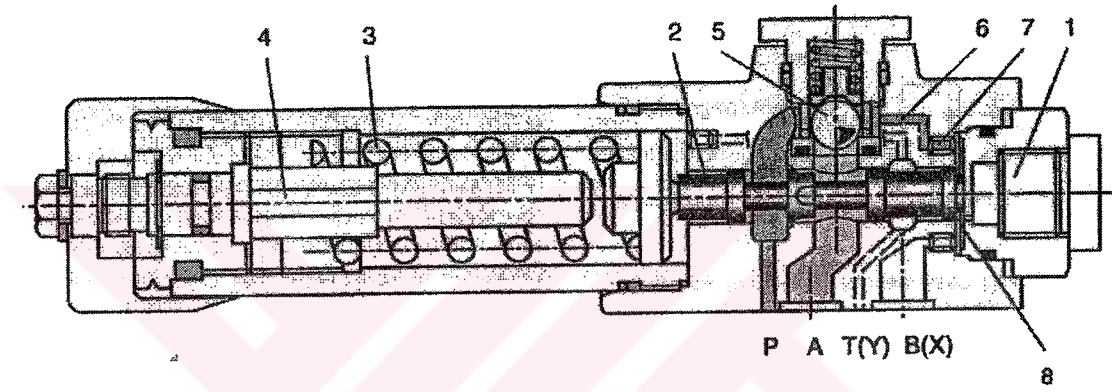
- | | |
|-------------------|--------------------------|
| 1- Ana valf | 8- Bilye |
| 2- Pilot valfi | 9- Yay |
| 3-Ana sürgü | 11- Basınç orifisi |
| 4- Basınç orifisi | 12- Yay haznesi |
| 5-Basınç orifisi | 13- Dahili kumanda hattı |
| 6- Kumanda hattı | 14- Harici kumanda hattı |
| 7- Kumanda hattı | 15-X hattı |

Şekil 1.24 Pilot uyarılı basınç Emniyet Valfi

1.9.2 Basınç Sıralama Valfleri

Basınç sıralama valfleri tasarımları bakımından basınç emniyet valflerine benzerler. Uygulama yerlerine bağlı olarak sıralama, by-pass, ön yükleme veya yavaşlatma valfleri şeklinde gruplara bölünebilir.

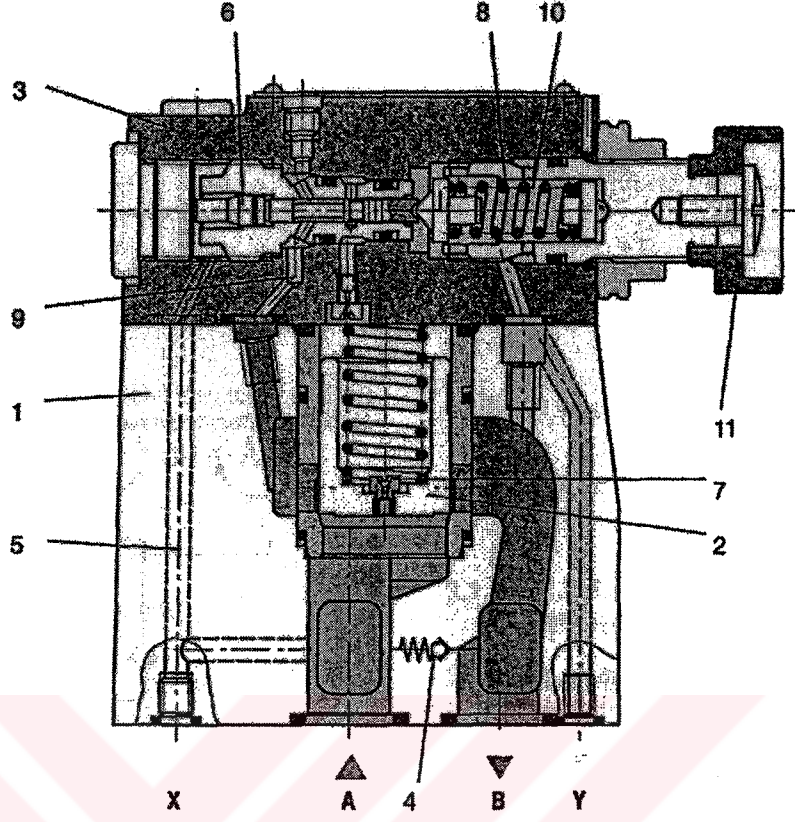
Basınç sıralama valfleri bir hidrolik sistemde ana akış hattı üzerinde bulunurlar ve ayar edilen basınç değerine ulaşıldığında, bir sonraki hidrolik sistemi açar veya kapatırlar.



- 1- Manometre bağlantı hattı
- 2- Kumanda sürgüsü
- 3- Baskı yayı
- 4- Ayar elemanı

- 5- Bilye
- 6- Kumanda hattı
- 7- Orifis
- 8- Basınç yüzeyi

Şekil 1.25 Direkt uyarılı basınç sıralama valfi



- | | |
|-------------------------|------------------------|
| 1- Ana valf | 6- Pilot Sürgüsü |
| 2- Ana sürgü | 8- Yay |
| 3- Pilot valfi | 9- Kumanda hattı |
| 4- Çekvalf | 10- Pilot valf sürgüsü |
| 5- Basınç Kumanda hattı | 11- Ayar vidası |

Şekil1.26 Pilot kumandalı basınç sıralama valfi

1.9.2.1 Basınç sıralama valflerinin özellikleri

Basınç emniyet valfleri prensip olarak basınç sıralama valfi olarak da kullanılabilir. Bunun için koşul, T kanalındaki (direkt kumandalı basınç emniyet valflerinde) veya B kanalındaki basıncının (Pilot kumandalı basınç emniyet valflerinde) ayar edilen basınç değerini değiştirmeyecek büyüklükte olmasıdır. Bu özellik direkt kumandalı basınç emniyet valflerinde sızıntı yağının beslenmesi ve pilot kumandalı basınç emniyet valferinde pilot yağının harici olarak ve tanka basınçsız şekilde beslenmesi ile sağlanır.

1.9.3 Basınç düşürücü valfler

Giriş basıncını (pompa basıncını) istenilen değerde tutan basınç emniyet valflerinden farklı olarak, basınç düşürücü valfler çıkış basıncına (kullanıcı basıncına) etki ederler.

Giriş basıncının düşürülmesi (birincil basınç) veya çıkış basıncının (ikincil basınç) sabit tutulması ana devrede etkili olan basıncını altında kalan değerlerin ayarlanması ile sağlanır. Bu sayede devrenin bir kısmının basıncını sistem basıncından daha düşük bir değere ayarlayabilmek mümkün olur. (Exner,1998)

1.10 Oransal Valfler

Oransal valfler hem yön kontrolü hem de hız ve/veya konum kontrolünü elektronik sinyallerle orantılı olarak gerçekleştiren hidrolik elemanlardır. Yüksek dinamik performansları ile bu tip valfler daha hassas ve sürtünmesi en aza indirilmiş konstrüksiyona ihtiyaç duyarlar. Valf içerisinde bulunan popetin veya sürgünün konumu armatürden geçen elektrik akımının oluşturduğu magnetik alanın sürgüyü ileri geri hareket ettirmesiyle sağlanır. Bu sayede hassas bir şekilde debinin geçeceği aralığın boyut kontrolü sağlanır.

Basıncı, akış miktarını ayarlayan türde tasarımlar mevcuttur. Oransal valfler genellikle hız ve yön kontrolü gerektiren devrelerde kullanılır. Son yıllarda konum kontrolünde kullanılabilen yüksek performanslı modeller de üretilmiştir. Bunlar çoğu zaman servo valilerin yerine de kullanılmaktadır.

Şekildeki 4 yollu oransal yön valfi, ön uyarı valfi (1) ve ana valften (2) oluşur. Ön uyan valfi doğru akımlı yağda çalışan oransal bobinli bir basınç ayar valfidir. Bu valfin özelliği bir elektrik giriş sinyalini oransal bir kuvvete dönüştürmesidir. Ön uyan valfi gövde (3), iki uyarı sürgüsü (4) (5), ve oransal bobinlerden (6) (7) oluşur. Valf sürgülü bir yön denetim valfi olup gövde (3), ana sürgü (9) ve merkezleme yaylarından (10) (11) oluşur. Normal konumda ana valflerdeki her iki yay hücresi (12) (13) uyarı sürgüsündeki deliklerden Y kanalına, oradan da depoya bağlantılıdır. Ana sürgü (9), yaylar (11) (12) tarafından orta konumda tutulur. Bobinin enerjilendirilmesiyle (6) uyarı sürgüsü sağa doğru itilir. Uyarı yağı (P kanalından içten veya X kanalından dıştan alınabilir) uyarı sürgüsündeki deliklerden yay hücresine (12) iletilir. Aynı anda uyarı

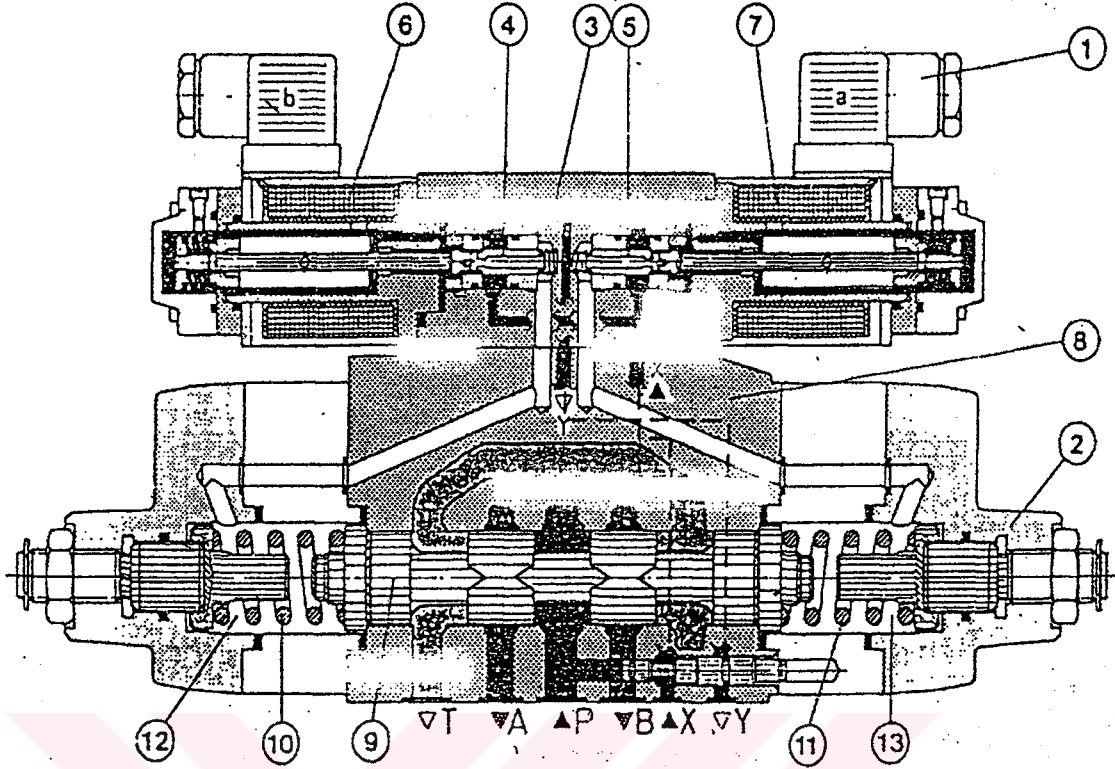
sürgüsü yay hücrelerinin Y kanalına olan bağlantısını kapatır. Böylece bobin kuvvetine bağlı olarak yay hücrelerinde basınç oluşmaya başlar.

Ön uyarı basıncı, giriş akımı ile orantılı olarak ana sürgüyü (9), basınç ve yay kuvvetleri eşit değere ulaşıncaya kadar yaya (11) karşı sağa doğru iter. Bobin kuvvetindeki artış uyarı basıncının artmasına, dolayısıyla ana sürgünün daha uzun bir stroka ulaşmasına neden olur. Böylece giriş akımına bağlı olarak sistemdeki artış değiştirilebilir. Valfde özellikle geçiş konumları çok önemlidir. Kapalı konumdan açık konuma geçişte veya tersinde sürekli bir denetim vardır. Bu valflerde standart sürgülü yön denetim valflerinde olduğu gibi açılma konumuna geçişte kademeli bir geçme yoktur. Böyle bir denetimi gerçekleştirmek için sürgüde özel olarak açılmış çentikler bulunmaktadır. Bobin enerjisinin kesilmesiyle ön uyarı sürgüsü normal konuma geçerek ana valf yay hücreleri depoya bağlanır. Hücrelerdeki basınç etkisinin kaldırılmasıyla sürgü urlu konumu geçer.

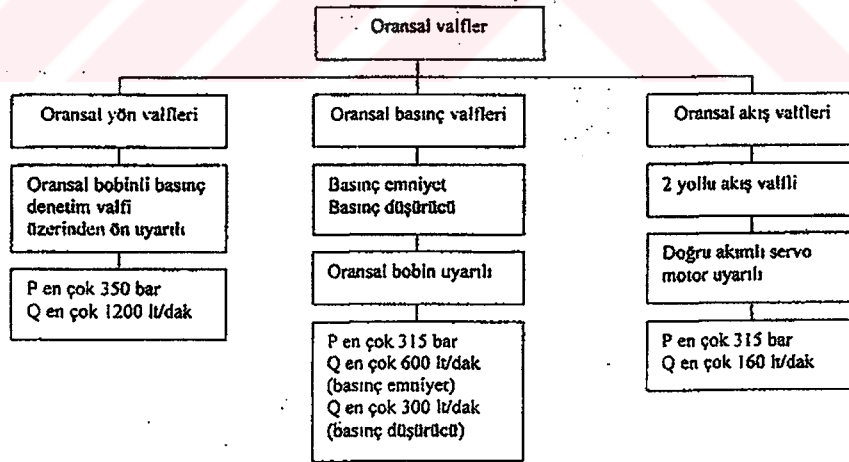
Oransal yön denetim valfi ile ana valf arasına ara plaka tasarımı bir basınç dengeleme valfi yerleştirilebilir. Böylece akış denetim valflerinde olduğu gibi kısımadan dolayı oluşan basınç düşümünden bağımsız akış elde edilir. 2 yollu basınç dengeleme valfi sistem giriş veya çıkışında, 3 yollu valf ise yalnızca sistem girişinde kullanılabilir. Bir basınç dengeleme valfinin kullanılmasıyla bir çok oransal yön valfi kumanda edilebilir.

Oransal yön valflerinin çalıştırılması için elektriksel kuvvetlendiriciler kullanılır. Hidromotor veya silindirelerin hızlandırma ve yavaşlatma işlemleri elektronik devreler yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir. İstenilen hız değerleri elektronik devreler ile valfe iletilir.

Oransal bobinli basınç emniyet valfi, ön uyarı h basınç emniyet valfi gibi çalışır. Tek farkı burada yay yerine oransal bir ön uyarı valfi kullanılmasıdır. Sistem basıncı bobin gerilimi ile oransal olarak değiştirilebilir. Giriş akımının arttırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilir. (Aydonat 2002)



Şekil 1.27 Pilot uyarılı oransal bir valf (valf soketi (1), ayar civatası (2), gövde (3), uyarı sürgüleri (4)(5), oransal bobinler (6)(7), gövde (S), ana sürgü (9), yay (10)(11), yay hücresi (12)(13))(Aydonat,2002)



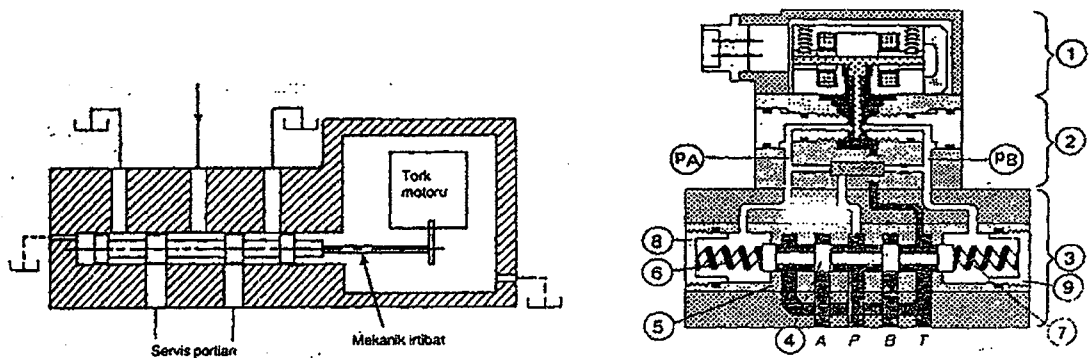
Şekil 1.28 Oransal valflerin çeşitleri ve özellikleri (Aydonat,2002)

1.11 Servo Valfler

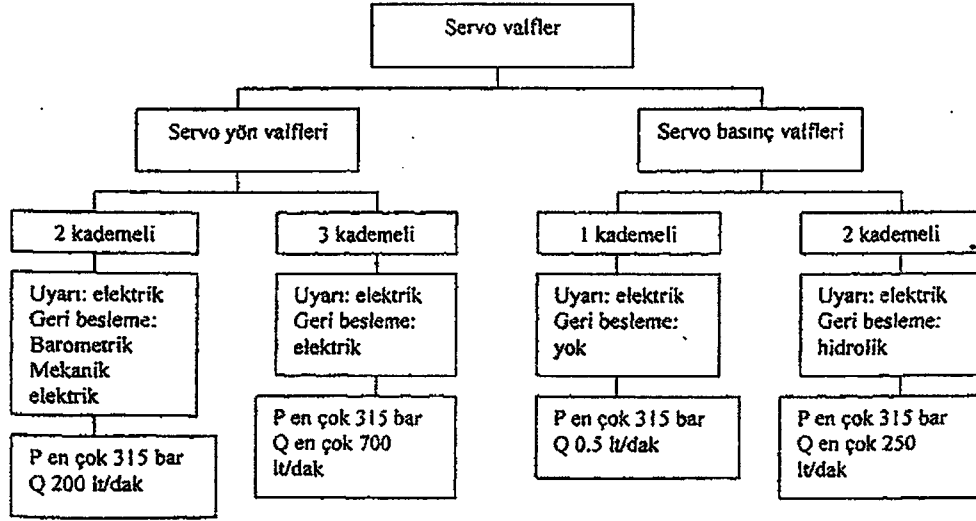
Servo sözcüğü genel olarak küçük bir giriş sinyalinin büyük bir çıkış sinyal dönüştürülmesi için kullanılır. Hidrolikle kullanılan servo sistemlerde buna benzer. Örneğin 0.08 Watt değerindeki küçük bir giriş sinyali ile yüzlerce kw'lık güçler kumanda edilebilir. Ancak servo valfler yalnızca büyük güçler elde etmenin yanında oransal valfler aksine, genellikle elektrohidrolik ayar devrelerinde (örneğin yük altındaki silindiri belli konumda tutmak) veya hız ayar devrelerinde (hızın sabit bir değerde tutulması) kullanılmaktadır.

Burada "denetim" ve "ayar" sözcüklerinin açıklanması gerekir. Denetim işlemi sistemde sabitlenen bir giriş değeri ile çalışmanın gerçekleştirilmesi demektir. Bu nedenle çıkış değeri sisteme etki edilmeksizin düzeltilemez. Denetim işlemine hidrolik uygulamalardan örnek olarak belirli bir akış için ayarı sabitlenen akış denetim valflerini gösterebiliriz. "Ayar" işleminde değişken giriş değeri bir ölçme sistemi ile sürekli değiştirilerek çıkış değeri ile giriş değeri tekrar eşitlenir. Ayarlanmanın amacı istenmeyen etkiler sonucunda oluşan çıkış değerini değişken giriş değerine eşitlemektir. Servo valflerde küçük bir elektrik sinyali hidrolik çıkış sinyaline dönüştürülür (basınç, akış).

Servo valfler geri besleme devreleriyle beraber kullanılırlar. Oransal valflere göre daha dinamik ve duyarlı türlerdir.



Şekil 1.29 Servo valf (kumanda motoru (1), hidrolik kuvvetlendirici (2), ikinci kademe (3), ana sürgü (4), kovan (5), yay (6)(7), yay baskı ayarı (8))



Şekil 1.30 Servo valflerin çeşitleri ve özellikleri (Aydonat,2002)

1.12 FİLTRELER

Bir hidrolik güç kaynağının güvenilirliği temizliği ile doğrudan ilgilidir. Filtreler basınç ileten akışkanı süzüp temizleyerek devredeki elemanlara pislik gitmesini, dolayısıyla aşınmayı önlerler. Filtre seçiminde birçok unsur rol oynar.

- Pislik parçalarının büyüklüğü, sayısı,
- Yağın akış hızı, çalışma basıncı, basınç düşümü toleranslar ve yapısal koşullar.

Kirli yağların denenmesinde, kir miktarı ile parçacık sayısı ve büyüklüğü arasında bağıntı kurularak belli değerler verilir. SAE standartlarına göre kirlilik dereceleri 7 sınıfa bölünmüştür. Parçacık büyüklükleri, metrenin milyonda biri olan, mikron (μm) ile ölçülür. Bu nedenle filtreleme hassasiyeti mikron ile belirtilir.

Mutlak filtrasyon : Filtreden geçebilecek en büyük parçacığın çapı ile belirlenir.

Çizelge 1.4. Kirlilik dereceleri

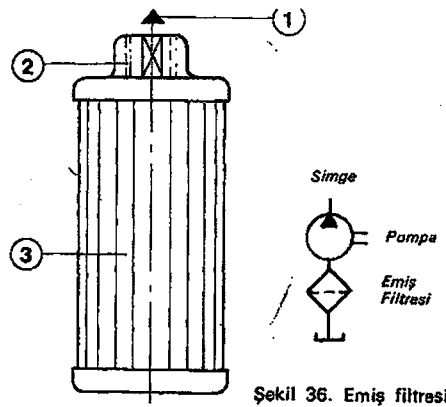
Parçacık boyutu μm	Parçacık sayısı $100 \text{ cm}^3/\text{sınıf}$						
	0	1	2	3	4	5	6
5 – 10	2700	4600	9700	24000	32000	87000	128000
10-25	670	1340	2680	5360	10700	21400	42000
25-50	93	210	380	780	1510	3130	6500
50 - 1 00	16	28	56	110	225	430	1000
100 -	1	3	5	11	21	41	92

Filtre malzemesi : Yıldız şeklinde yapılarak küçük hacimde büyük filtreleme alanı elde edilir. Filtre malzemesi olarak başlıca paslanmaz çelik tel, kâğıt ve metal ipçik kullanılır. Kâğıt, malzeme olarak kâğıt kullanıldığında süzme hassasiyeti 10 μm . olabilmektedir. Kirlendiklerinde temizlenme olanağı yoktur. Bu nedenle kirlenen filtreler atılırlar.

Metal ipçik, filtre malzemesi olarak metal ipçik kullanmanın avantajları :

- Aynı alanda daha çok pislik tutma kapasitesi,
- Uzun ömürlü olması,
- Sıcaklıktan etkilenmemesi,
- Yüksek basınç düşümüne dayanabilmesi. Devredeki konumları ve işlevlerine göre değişik filtreler geliştirilmiştir.

1.12.1 Emiş Filtresi

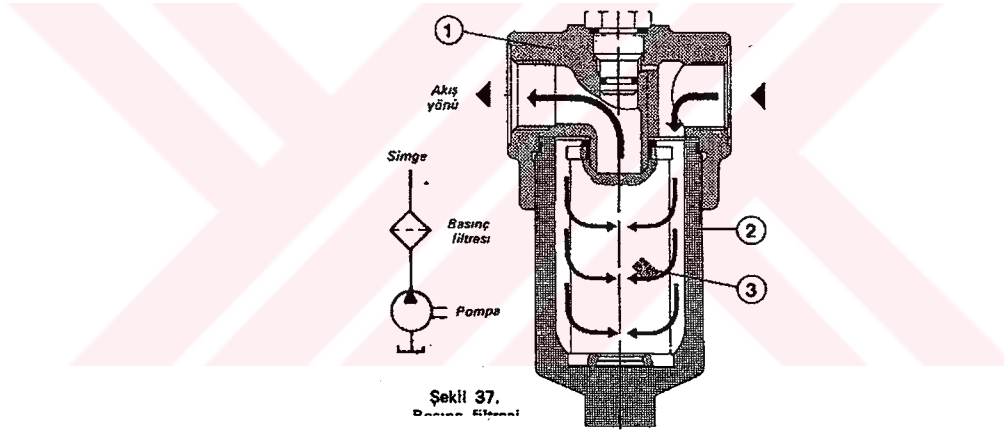


Şekil 1.31 Emiş Filtresi (Özcan,1982)

Filtre malzemesi, birinde bağlantı deliği (2) olan iki kapak arasında bulunur. Filtre malzemesi (3) çevresindeki yağ emildiğinden devreye (1) sadece temiz yağ gider. Bu filtre türünün bir sakıncası sürekli yağ içinde olduğundan kolay ulaşılamaması ve bakımının zor olmasıdır. Diğer bir sakıncası da pompa emişini güçleştirmesidir. Bu çok önemli bir- nokta olduğundan bazı pompalara emiş filtresi konmaz. Süzme hassasiyeti genellikle 100 nm'dan büyüktür. Filtrenin kirlenmesi veya soğukta çalıştırma durumlarında, bile gerekli miktarda yağın emilebilmesini sağlamak üzere filtreye bir kısa devre (By-pass) valfi eklenir.

1.12.2 Basınç filtresi :

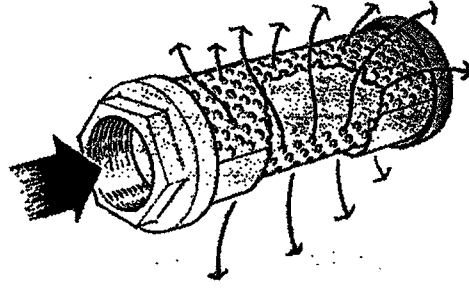
Hidrolik devrede basınç hattına yerleştirilir. Bu yer pompa çıkışı, servovalf öncesi veya çok kısılmış akış ayar valfi öncesi olabilir. Kural olarak denebilir ki : Basınç filtresi korunması istenen birimden önce yerleştirilir.



Şekil 1.32 Basınç Filtresi (Özcan,1982)

Şekil 1.19'de görülen basınç filtresi doğrudan basınç hattına takılabilecek yapıdadır. Vidalı kapak (1), gövde (2) ve filtre malzemesinden (3) oluşur. Yüksek basınçta çalıştığı için yapısı, Sağlam olmalıdır. Şekildeki filtre 315 bar basınca dayanacak şekilde tasarlanmıştır.

1.12.5 YAYICI



Şekil 1.34 Yayıcı (Özcan,1982)

Yayıcı, üzerinde boşaltma delikleri bulunan eş merkezli iki tüpten oluşur. İçteki tüpte dıştaki tüpten daha az sayıda delik vardır. Böylece yağ içteki tüpten dıştakine oradan da depoya geçerken hızı kademe kademe yavaşlatılır.

Yayıcı depoda yağ seviyesinin altına yerleştirilmelidir. Yayıcı, köpüklenmeyi yağ içindeki havayı ve depodaki, gürültüyü azaltarak pompa emiş koşullarını iyileştirir. (Özcan, 1982)

1.13 Bağlantı Elemanları ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler

Hidrolikte sabit noktalar arası bağlantılarda dikişsiz hassas çelik çekme borular, hareketli noktalara olan bağlantılarda ise hidrolik hortumlar kullanılır.

1.13.1 Çelik Çekme Borular

Çelikten imal edilmiş borular endüstriyel ve mobil hidrolik sistemlerde geçmişte ve günümüzde akışkan iletiminde kullanılan en uygun çözümdür. Hidrolik sistemlerde paslanmaz çelikten imal edilmiş olan borular korozyona ve kirliliğe karşı olan dirençleri. sebebi ile bazı uygulamalarda kullanılır. Borular ve fittings malzemeler ölçüsü ve et kalınlığına göre sınıflandırılır. Borular kullanım basıncına göre farklı et kalınlıklarında imal edilirler. Standart, extra ve ağır tip çeşitleri mevcuttur. Ancak aynı çaptaki borular karşılaştırıldığında dış çaplarının değişmediği, iç çap ölçüsünün ise et kalınlığının artmasıyla birlikte azaldığı görülmektedir. Böylece normal ölçü değeri belirli olan farklı sınıftaki hidrolik borulara, anma ölçüsü aynı bağlamı parçaları ile bağlantı yapabilmek mümkün olmuştur.

1.13.2 Esnek Hortumlar

Hortumlar hidrolik sistemlerde hareketli parçalara güç iletimi için kullanılır. Çoğu hidrolik hortumların sınıflandırılması SAE JS 17 standardına göre yapılır. Bu standardın temeli hidrolik hortumda oluşan katmanlarda kullanılan hortum malzemesi ve çelik örgülü katman sayısı belirlemektedir. Hidrolik sistemlerde dikkat edilecek husus en yüksek çalışma basıncına dayanıklı ve kullanılan akışkana uygun malzemeden imal edilmiş hortum kullanılmasıdır.

1.13.3 Bağlantı Elemanları

Hidrolik sistemlerde sıkça kullanılan fittings malzemeler boruların ve hortumların birbirine bağlanabilmeleri için, sistemde kullanılan komponentlerin ilgili yerlere montajını sağlamak için kullanılırlar. Sıkça kullanılan bağlantı elemanları rakorlar, yüksükler, dirsekler, T parçası, manşon, lüle, redüksiyon, nipel vb. olarak sıralanabilirler. Bağlantı elemanları bağlantı çaplarına göre metrik yada İngiliz ölçü sistemleri ile adlandırılırlar. Sistemde kaçakların olmaması için hassas imal edilmiş olmaları gerekmektedir. Sızdırmazlığın sağlanabilmesi için o-ring, keçe, nutring vb. gibi genellikle lastik yada kauçuktan imal edilen sızdırmazlık malzemeleri hidrolik sistemlerde sıkça kullanılır.

1.14 Tamamlayıcı Elemanlar

Tamamlayıcı elemanlar sözcüğü bu elemanların hidrolik sistemdeki öneminin yanında yanlış bir izlenim bırakmaktadır. Bunlar hidrolik sistemde kumanda ve fonksiyonların emniyetle yapılabilmesi için kullanılan enerji iklim ve kumanda elemanları kadar önemli hidrolik elemanlardır. Başlıca tamamlayıcı elemanlar basınç anahtarları, çok devreli manometre koruma valileri, basit manometre koruma valileri, basınç denetim üniteleri, soğutucular, elektrikli tamamlayıcı elemanlardır. (Aydonat 2002)

2 OTOMATİK KONTROL SİSTEMLERİ

Kontrol sistemleri tasarımı üç adımdan oluşur. Bunlar;

- a-) Sistemin ne yapması ve nasıl yapması gerektiğinin belirlenmesi (tasarım koşulları),
- b-) Kontrolör yada kompensatör yapısının kontrol edilen sisteme (proses) nasıl bağlanacağını belirlenmesi
- c-) kontrolör parametrelerinin tasarım hedeflerine göre belirlenmesidir.

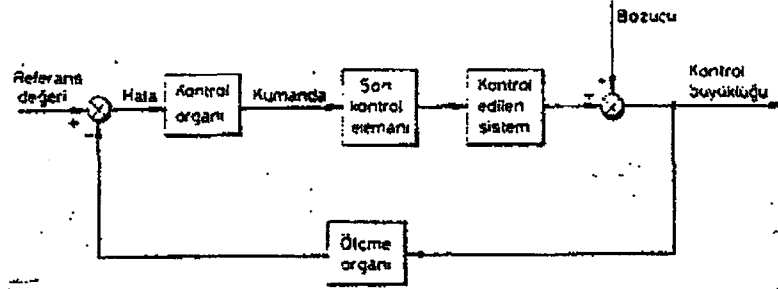
Tasarım kriterleri genellikle sistemin ne yapması gerektiğini belirtmek ve nasıl yaptığını değerlendirmek için kullanılır. Bu kriterler her bir uygulamaya özgü farklıdır ve genellikle göreceli kararlılık, kararlı hal doğruluğu (hata), geçici yanıt ve frekans yanıt özellikleri ile ilgili kısımlardan oluşur. Bazı uygulamalarda parametre değişimlerine karşı duyarlılık (örneğin dayanıklılık ya da bozucuları etkisiz kılma) gibi ilave kriterlerden de yararlanır.

Belli bir kontrolör yapısını seçtikten sonra, tasarımcı tüm tasarım koşullarını gerçekleyen bir kontrolör türünü, eleman değerleriyle birlikte belirlemelidir. Kontrol sistemlerinin tasarımda kullanılabilir kontrol türleri sadece hayal gücüyle sınırlıdır. Ancak mühendislik uygulamaları gereği tüm tasarım koşullarını sağlayan en basit yapılı kontrolörün seçimi tercih edilir. Genellikle kontrolörün karmaşıklığı arttıkça fiyatı artar, güvenilirliği azalır ve tasarımı güçleşir.

Bir kontrolörde karar kıldıktan sonra ikinci adım kontrolör parametre değerlerini belirlemektir. Bu parametre değerleri kontrolörü oluşturan bir yada daha fazla transfer fonksiyonuna ilişkin katsayılarıdır. Temel tasarım yaklaşımı, analiz sonuçlarından yararlanarak, bireysel parametrelerin tasarım koşullarını ve neticede sistem davranışını nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu bilgilere dayanarak kontrolör parametreleri tüm tasarım kriterleri gerçekleşecek şekilde seçilir. Bu işlem oldukça açık olmakla birlikte, genellikle kontrolör parametrelerinin birbirlerini ve özellikler, tasarım kriterlerini çelişkili bir şekilde etkilemesi nedeniyle, çok sayıda tasarım adımının atılmasını gerektirebilir. Örneğin belirli bir parametre değeri seçilerek aşım sağlatılabilir, ancak yükselme zamanı koşulunu ayarlamak için başka bir parametre değiştirildiğinde aşım kriteri sağlanmayabilir. Şüphesiz ki tasarım kriterleri ve kontrolör parametrelerinin

sayısı arttıkça tasarım işlemi de karmaşıklaşsın Bizim simülasyonumuzda konum kontrolü için PI,PD,PID kullanılmış ve birbiriyle karşılaştırılmıştır.Bu amaçla bu kontrolör türleri hakkında aşağıda bilgiler verilmiştir..

Kapalı çevrimli otomatik kontrol sisteminin blok diyagramı Şekil 2.1 de verilmiştir.



Şekil 2.1 Kapalı çevrimli kontrol (Özdaş,1988)

Kontrol büyüklüğünün kontrol edilebilmesi için diğer bir deyişle istenilen değere (referans değerine) getirilebilmesi için mevcut kontrol hatasının küçültülmesi mümkünse sıfır yapılması amacıyla bir kontrol organına ihtiyaç vardır. Kontrol organı hatayı giriş olarak alır ve hatanın şekline ve kendi transfer fonksiyonuna bağlı olarak bir karar hazırlar. Hazırlanan karar bir kumanda sinyali şeklinde son kontrol elemanına gönderilir. Böylece, fiziksel olarak mesela bir vana açılır-kapanır veya bir elektrik motorunun çalışması gibi bir hareket sağlanır, öyle ki kontrol edilen sistem girişinde hatayı küçültecek değişme meydana gelmiş olur. Hatanın elde edilebilmesi için referans değeri ile ölçülen kontrol büyüklüğünün karşılaştırılması gerekir. Çoğu defa karşılaştırma elemanı kontrol organının içindedir. Bu bölümde endüstriyel kontrol organı tipleri üzerinde durulacaktır. Endüstriyel kontrol organlarının görevlerini yapabilmesi için, gerektiğinde, dıştan sağlanan enerji elektriksel, pnömatik veya hidrolik cinsten olur. Böylece alınan enerji tipine göre kontrol organlarını elektronik kontrol organı, pnömatik kontrol organı veya hidrolik kontrol organı diye sınıflandırmak mümkündür. Hangi sınıftan kontrol organının seçileceğini kontrol edilen sistemin yapısı, çalışma şartları, emniyet, ekonomiklik, güvenilirlik, hassasiyet, kolay sağlama, ağırlık ve boyutlar gibi pek çok etken belirler. Örnek olarak tekstil fabrikalarında ve rafinerilerde emniyet için elektriksel sistemler kullanılmamakta, kullanılması temiz ve emniyetli olan, basınçlı hava ile çalışan pnömatik kontrol organları tercih edilmektedir.

Fiziksel cinsi ne olursa olsun kontrol organları dinamik davranışları bakımından iki ana sınıfa ayrılır:

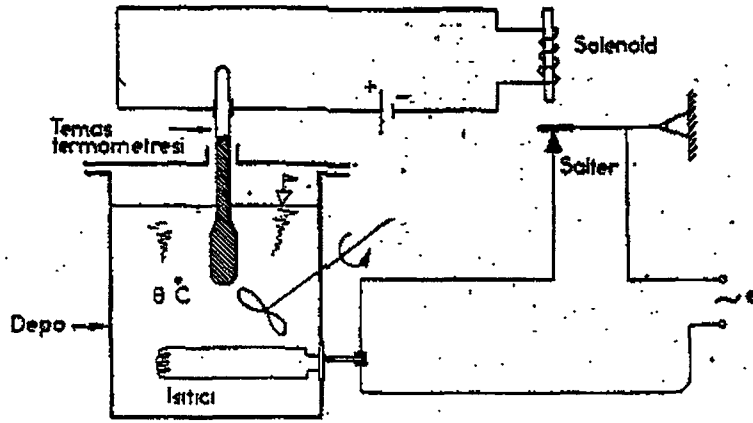
1. İkili çalışan kontrol organları
2. Sürekli çalışan kontrol organları

Bir kontrol organının dinamik davranışı, doğrudan doğruya kontrol sisteminin tipini ve etkinliğini belirler.

2.1 İKİLİ KONTROL ORGANI

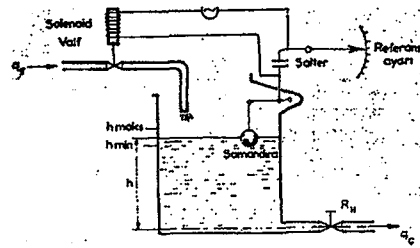
İkili kontrol, on-off kontrol veya bang-bang kontrol isimleri ile de anılmaktadır, ikili kontrol organı sadece iki belirli konumda bulunur; kontrol organı ya devrede veya devrede değildir, ikili kontrol organı nispeten basit ve ucuz olması nedeniyle endüstride ve evlerdeki kontrol sistemlerinde oldukça fazla kullanılır.(Özdaş,1988) İkili kontrol organı özellikle evlerde çok hassas denetim gerektirmeyen yerlerde yaygın olarak kullanılırlar.En yaygın uygulama alanları olarak ütü, buzdolabı,fırın, su ısıtıcısı gibi sıcaklık denetim sistemlerini sayabiliriz. Bir mutfak fırını sıcaklık denetiminde 2 °C'lik fark aralığı çok zor fark edilir ve kolaylıkla tolere edilebilir. Buna karşılık iki konumlu denetim organı çok hassas denetim gerektiren süreç endüstrilerinde daha seyrek olarak kullanılırlar. Aç kapa tipi denetim organı; büyük kapasiteli ve buna karşılık denetlenen değişkenlerinin sıklıkla değişime uğramadığı sistemlerde kullanılabilir. (Yüksel,2001) Basitleştirilmiş bir örnek sistem Şekil 2.2' de gösterilmiştir. Bu bir ısı sistem örneğidir.

Temas termometresinin temas yerleri (kontakları) istenilen sıcaklık değerine göre ayarlanır. Depo içindeki sıvı sıcaklığı yükselince termometre içinde genleşen cıva kontakları örter, böylece solenoid devresini kapatır. Elektrik enerjisi alan solenoid şalteri açar ve ısıtıcı devre dışı kalır. Depo içindeki sıvı soğuyarak sıcaklığı istenilen sıcaklığın altına düşünce temas termometresi içindeki cıva sütunu aşağı iner, solenoid devresi açılır; bir yay etkisi ile ısıtıcı devresinin şalteri kapanır ve ısıtıcı devreye girer. Böylece depo içindeki sıvı sıcaklığı bir θ_{\max} ile bir θ_{\min} arasında muhafaza edilir.

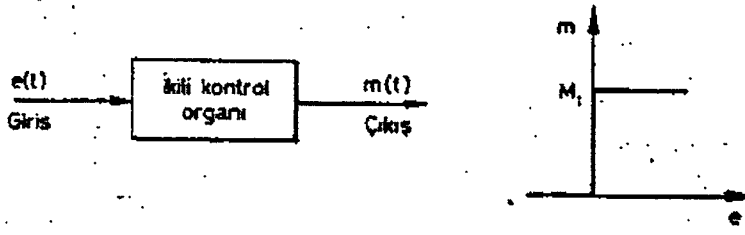


Şekil 2.2 Bir depo içindeki sıvı sıcaklığının ikili kontrol ile sabit tutulması.(Özdeş,1988)

İkili kontrol için diğer bir örnek olarak Şekil 2.3 de gösterilen hidrolik seviye kontrolü alınır. Depodaki seviyeyi ölçen bir şamandıra bir elektrik şalteri kapatıp açmakta, ve böylece solenoid valf devresine elektrik enerjisi verilmekte veya kesilmektedir. Bir solenoid içinde yumuşak demirden bir çubuk bulunan bir sargıdır ve elektrik enerjisi alınca bir manyetik alan yaratarak bir elektromagnet şeklinde çalışmaktadır. Sıvı giriş borusu üzerinde bulunan solenoid valf elektrik devresi açıkken tam açıktır. Sıvı seviyesi yükselir ve bir h_{mak} değerine erişirse şalter elektrik devresini kapatır. Böylece solenoid valf kapanarak giriş debisi kesilir. Sıvı seviyesi düşünce şalter devreyi açar, solenoid valf tam açılır ve giriş debisi maksimum değerinde mevcuttur. Görüldüğü gibi giriş debisi ya vardır veya yoktur. Şamandıra kolunda yatak sürtünmeleri yoksa ve elektriksel kontaklar ark yapmıyorsa devreye giriş ve çıkış ani olur, Şekil 2.4.

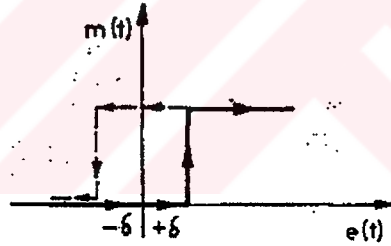


Şekil 2.3 Hidrolik seviyenin ikili kontrolü (Özdeş,1988)



Şekil 2.4 İkili kontrol davranışı (Özdeş,1988)

Fakat uygulamada şamandıra kolunun yataklarında sürtünmeler vardır. Bu nedenle seviye istenilen değere erişir erişmez, şamandıra yükselerek şalteri kapatamaz ve seviyenin bir miktar daha yükselmesi gerekir. Seviye alçaldığı zaman da yine sürtünmeler yüzünden, şamandıra istenen seviyenin altına indikten sonra şalter açılır ve depoya sıvı debisi girmeye başlar. Bu yüzden, elektrik devresinin kapanışı ve açılışı arasında bir histeresis meydana gelir. Buna «diferansiyel aralık» adı verilir. Diferansiyel aralık Şekil 2.5 de gösterilmiştir. Burada açıklanan diferansiyel aralık istenmeden kendiliğinden ortaya çıkar. Fakat çok defa, ikili kontrol organı sık sık devreye girerek, çabuk aşınmasını diye diferansiyel aralık kasıtlı olarak sağlanır.

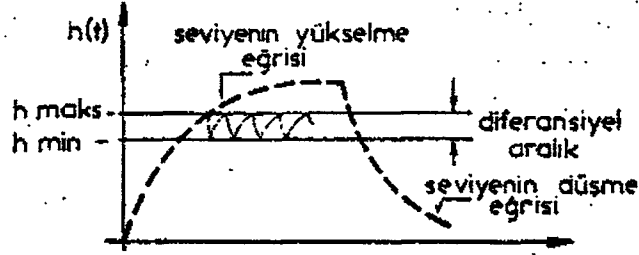


Şekil 2.5 Diferansiyel Aralık

Diferansiyel aralığın bulunmaması veya çok küçük olması halinde ikili kontrol organı devamlı şekilde titreşim yaparak (ya açık - ya kapalı) devrede bulunur ve cihazın ömrü kısa olur. Isıtma veya soğutma sistemlerinde kullanılan termostatların kullanma yerine bağlı olarak daima bir diferansiyel aralıkları vardır. Termostat diferansiyel aralık içinde duyarsızdır. Örnek olarak, bir termostatta diferansiyel aralık ± 1 °C ise ve termostat 60 °C ye ayarlı ise, termostat ancak 61 °C ve 59 °C sıcaklıklarda harekete geçer; 59 ile 61 °C arasında hareketsizdir.

Yine depoda su seviyesi kontrolü (Şekil 2.3) örneğine dönlürse, diferansiyel aralıktan

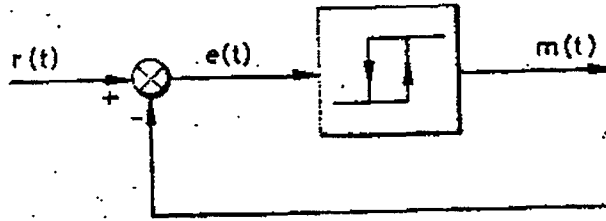
dolayı seviye tam istenen yükseklikte tutulamaz, fakat bir h_{\min} ile bir h_{\max} arasında devamlı değişir. Seviyenin değişmesi Şekil 2.6 da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Hidrolik seviyenin ikili kontrolünde seviyenin değişmesi (Özdaş,1988)

Genellikle sistemde mevcut ölü zaman etkileri yüzünden diferansiyel aralık açılır, örnek olarak alınan hidrolik depoda, sıvı besleyen borunun boyu solenoid valfdan depoya kadar uzunca ise, şamandıra h_{\max} yüksekliğine çıkıp valfi kapattığı halde boru içindeki sıvı depoya akmaya ve seviyeyi biraz daha yükseltmeye devam eder. Seviyenin alçalması halinde de, seviye h_{\min} 'a inip şamandıra solenoid valfi açtığı halde borudaki nakil gecikmesi (ölü zaman) yüzünden depodaki seviye h_{\min} yüksekliğinin biraz altına indikten sonra depoya sıvı debisi gelmeye başlar. Bu yüzden, $h_{\max}-h_{\min}$ olarak tanımlanan diferansiyel aralık, ölü zaman etkileriyle daha geniş olur. Isıl sistemlerde de benzer durum ortaya çıkar. Bir odanın ısıtılmasında radyatörler kullanılıyorsa, radyatörlerin ısıl kapasitesi yüzünden ölü zaman etkisi kendini gösterir.

Bir ikili kontrol organını Şekil 2.7 deki gibi gösterilir.

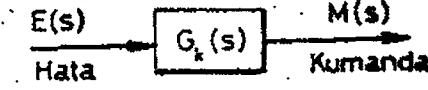


Şekil 2.7 ikili kontrol organının blok diyagramı (Yüksel,2001)

İkili kontrol sistemleri basit ve ucuz olmalarına karşılık lineer olmayan ve incelenmeleri kolayca yapılamayan sistemlerdir.

2.2 SÜREKLİ KONTROL ORGANI

Sürekli kontrol organı devamlı olarak devrededir, devamlı olarak hatayı küçültücü kumanda sağlar.



Şekil 2.8 Kontrol organının, blok diyagram

Endüstride bulunan kontrol organlarının tipleri, kontrol organının $G_k(s)$ transfer fonksiyonu ile ortaya çıkar. Endüstriyel kontrol organlarında çeşitli kombinezonlarla çeşitli kontrol tiplerini oluşturan 3 etki vardır. Bu etkiler :

1. Orantı etki
2. İntegral etki
3. Diferansiyel etkidir. Bu etkilerin davranış özellikleri aşağıda açıklanmıştır.

2.2.1 Orantı etki (P etki)

Orantı etkide kontrol organının girişi olan hata bir sabit sayı ile çarpılarak çıkış elde edilir, Şekil 2.9.



Şekil 2.9 Orantı etkinin blok diyagramı.

O halde,

$$m(t) = K e(t)$$

veya

$$M(s) = K E(s)$$

dir. Orantı etkinin transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K$$

dır. K değerine orantı sayısı ve kazanç denir.

2.2.2 İntegral etki (I etki)

İntegral etki giriş değeri olan hatanın integralini alır. Böylece

$$m(t) = \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt$$

veya

$$m(s) = \frac{1}{\tau_i s} E(s)$$

dinamik eleman bağıntısı sağlanır. Burada τ_i integral zaman adını taşır, zaman boyutundadır. Blok diyagramı Şekil 2.10 da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 İntegral etkinin blok diyagramı (Özdeş,1988)

İntegral etkinin transfer fonksiyonu,

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{1}{\tau_i s}$$

dir. İntegral etkiye bazen «reset» etki adı da verilir, ve bu deyim daha çok proses kontrol sistemlerinde kullanılır.

2.2.3 Diferansiyel etki (D etki)

Diferansiyel etki hatanın türevini alır. Böylece

$$m(t) = \tau_d \frac{de(t)}{dt}$$

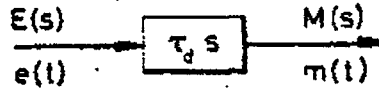
veya

$$M(s) = \tau_d s E(s)$$

olur. T_a diferansiyel zamandır ve zaman boyutundadır. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \tau_d s$$

dir. Blok diyagramı Şekil 2.11 de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 Diferansiyel etkinin blok diyagramı.

Proses kontrol sistemlerinde diferansiyel etkiye bazen «rate» etki adı verilir.

Diferansiyel etki hatanın türevini almaktadır ve sabit kalan hata üzerinde etkinliği yoktur. Hata girişi sabit ise diferansiyel etkinin sağlayacağı kumanda sıfır kumandadır. Bu yüzden, kontrol organlarında diferansiyel etki tek başına kullanılmaz. Diferansiyel etki, değişmekte olan hata üzerinde etkilidir; hata daha değişmeye başlayorken derhal harekete geçer. Bu nedenle, diferansiyel etki bir “önceden seziş” olarak kabul edilir.

Endüstriyel kontrol organı tipleri," P etki I etki ve D etkinin uygun bir şekilde bir araya getirilmesiyle oluşmaktadır.

2.3 Endüstriyel kontrol organı tipleri

Kontrol organı tipi, kontrol edilen bütün sisteme adını verir. Kontrol organının tipi, örnek olarak, orantı ise kontrol edilen sisteme «orantı kontrollü sistem» denir.

2.3.1 Orantı tipi (P tipi) kontrol organı

Kontrol etki tek başına kullanılarak P tipi kontrol organı ekle edilir.

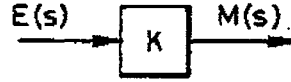
$$m(t) = K e(t)$$

$$M(s) = K E(s)$$

Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K$$

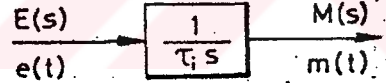
dır. Blok diyagramı Şekil 2.12 de verilmiştir.



Şekil 2.12 P kontrol organı.

P kontrol normal olarak kararlı bir çalışma oluşturur. Daima bir daimi rejim hatası (offset) mevcuttur. K kazancı artırılarak bu hata küçültülebilir. Fakat K çok büyürse sistem davranışı kararsız olabilir.

P kontrol organının hatada birim basamak değişmesi olduğu zaman nasıl bir kumanda hazırladığı, cevabının ne olduğu, Şekil 2.13 de gösterilmiştir.



Şekil 2.13 P kontrol organının basamak cevabı.

2.3.2. İntegral tipi (I tipi) kontrol organı

Bazı hallerde I etki tek başına kullanılarak I tipi kontrol organı elde edilir.

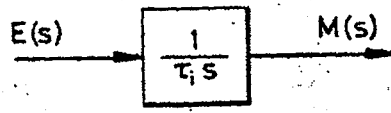
$$m(t) = \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt$$

$$M(s) = \frac{1}{\tau_i s} E(s)$$

Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{e(s)} = \frac{1}{\tau_i s}$$

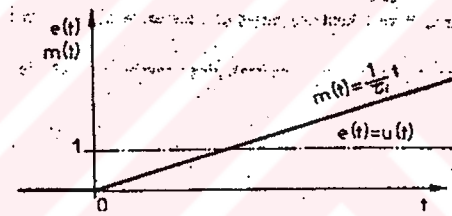
dir. Blok diyagramı Şekil 2.14 de verilmiştir.



Şekil 2.14 Kontrol organı.

I kontrol sistemdeki hatayı sıfır yapar. Fakat, I kontrol yavaş bir kontrol sağlar. Yavaş olmasının nedeni sisteme 90° derece faz gecikmesi getirmesidir.

I kontrol organının birim basamak giriş cevabı Şekil 2.15 de gösterilmiştir. (Özdeş 1988)



Şekil 2.15 I kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988)

2.3.3 Orantı + Integral tipi (PI tipi) kontrol organı.

Orantı etkide ortaya çıkan kalıcı durum hatasını gidermenin yolu, denetim organına hatanın integrali ile orantılı bir denetim etkisi ilave etmektir. Teorik olarak integral etki tipi bir denetim organının tek başına kullanılması mümkün ise de uygulamalarda integral etki daha çok orantı etki ile birlikte kullanılır. Denetim organına bir integral alıcı ilavesi hata sıfır olana kadar değişimi süren bir denetim etkisi sağlamaktadır. (Yüksel,2001)

PI tipi kontrol organının cevabı

$$m(t) = k e(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt$$

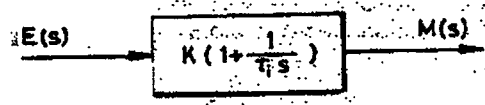
veya

$$M(s) = K \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) E(s)$$

şeklindedir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) \quad (2.3)$$

olur. Burada, K orantı kazancı τ_i ise integral zamandır. Transfer fonksiyonundan anlaşılacağı üzere K kazancının ayarlanması integral kısımda etkiler. PI kontrol organının blok diyagramı Şekil 2.16 verilmiştir.



Şekil 2.16 PI kontrol organı (Yüksel,2001)

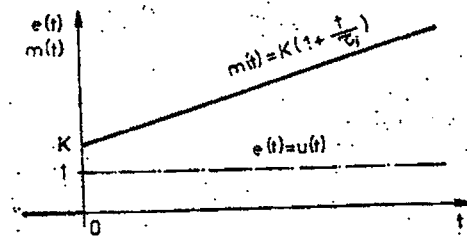
PI kontrol, P ve I kontrolü birleştirir. Sistemde daimi rejim hatası sıfırdır.

En uygun PI kontrolörü tasarımının yarar ve sakıncaları şu şekilde özetlenebilir (Kuo,1995)

- Sönümü düzeltir ve aşımı azaltır.
- Yükselme zamanını azaltır.
- Bandgenişliğini azaltır.
- Kazanç payı, faz payı ve M_r 'yi iyileştirir.
- Yüksek frekans gürültülerini süzer.
- Kontrol devresindeki kapasite değerinin çok büyük olmaması için uygun seçilmesi gereken

K_i ve K_p değerleri PD kontrolöründen daha sınırlıdır.

PI kontrol organının birim basamak girişe cevabı,Şekil 2.17 de gösterilmiştir. (Özdeş,1988)



Şekil 2.17 PI kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988)

2.3.4 Orantı + Diferansiyel tipi (PD tipi,) kontrol organı

Türev etkinin en önemli üstünlüğü; hatanın büyümesini önceden kestirmesi ve büyük bir hata ortaya çıkmadan bir düzeltme etkisi sağlamasıdır. Türev etki daha hata değişmeye başlar başlamaz harekete geçtiğinden önceden sezis etkisi olarak bilinir. Türev etki ilavesi kararsız veya kararsız veya kararsızlığa yatkın bir sisteme sönüm ilave ederek sistemi daha kararlı hale getirebilir. Türev etki ilavesinin en önemli sakıncası denetim sinyalleri yanında sistemde ortaya çıkan gürültü (parazit) sinyallerinin de kuvvetlendirilmesidir. Bunun sonucu olarak son denetim organı (düzeltme elemanı) çıkışında salınımlı bir hareket meydana gelebilir. (Yüksel,2001)

PD kontrol organının cevabı,

$$m(t) = K e(t) + K \tau_d \frac{de(t)}{dt}$$

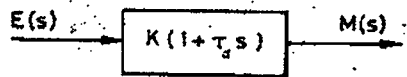
veya

$$M(s) = K(1 + \tau_d s) E(s)$$

şeklindedir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K(1 + \tau_d s) \quad (2.4)$$

olur. Burada, K orantı kazancı, ise diferansiyel zamandır. Kontrol organı üzerinde K kazancının ayarlanmasından, diferansiyel kısım da etkilenmektedir. Blok diyagramı Şekil 2.18 de verilmiştir.



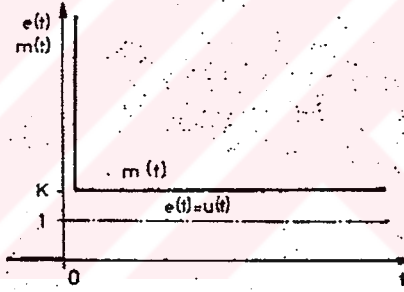
Şekil 2.18 PD kontrol organı.

PD kontrol, D etkiden dolayı hızlı bir çalışma sağlar. D etki sisteme 90° faz avansı getirir. Ancak sistemde sıfır yapılamayan bir daimi rejim hatası mevcuttur.

Uygun tasarlanmış bir PD kontrolörü sistem davranışını şu şekilde etkiler

- Sönümü artırır ve en büyük aşımı azaltır.
- Yükselme ve yerleşme zamanlarını azaltır. »
- Band genişliğini artırır.
- Kazanç payı, faz payını düzeltir.
- Yüksek frekans gürültüsünü artırabilir.
- Az sönümlü ya da kararsız sistemlerde etkili olmaz.
- Devrenin tasarımında görece büyük kapasitelere ihtiyaç duyabilir.

PD kontrol organının birim basamak, girişe cevabı Şekil 2.19 da gösterilmiştir.



Şekil 2.19 PD kontrol organının birim basamak cevabı.(Özdeş,1988)

2.3.5 Orantı + Integral -Diferansiyel tipi (PID tipi) kontrol organı

P, I ve D etkilerin bir araya gelmesiyle oluşur. Herbir etkinin davranış özelliklerine sahiptir. (Özdeş,1988) Uzun ölü zaman gecikmelerinin ortaya çıktığı süreç denetim sistemlerinde PI denetimde integral etkinin tamamlayıcısı olarak türev etki kullanılır, Sıcaklık, Ph, yoğunluk, karışım ve bunun gibi ölçümlerinde ortaya çıkan ölü zaman gecikmeleri PID denetim organı kullanılarak telafi edilebilir. Bu denetim organı aynı zamanda üç ifadeli denetim organı adını da alır. (Yüksel,2001)

$$m(t) = K e(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt + K \tau_d \frac{de(t)}{dt}$$

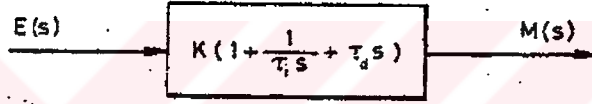
veya

$$M(s) = K \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s \right) E(s) \quad (2.5)$$

dir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s \right)$$

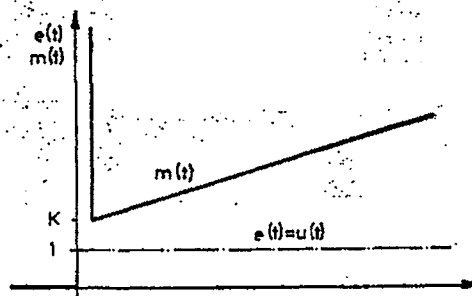
şeklindedir. Burada, K orantı kazancı, τ_i integral zaman ve τ_d diferansiyel zamandır. K'nın ayarlanması kontrol organının integral ve diferansiyel kısımları üzerinde de etkili olur. Blok diyagramı Şekil 2.20 de verilmiştir.



Şekil 2.20 PID kontrol organı.

PID kontrol organı, hızlı ve daimi rejim hatası sıfır olan bir kontrol sağlar. K, τ_i ve τ_d katsayılarının uygun ayarlanması ile iyi bir kontrol sağlamak mümkün olabilir.

PID kontrol organının birim basamak cevabı Şekil 2.21 de gösterilmiştir.

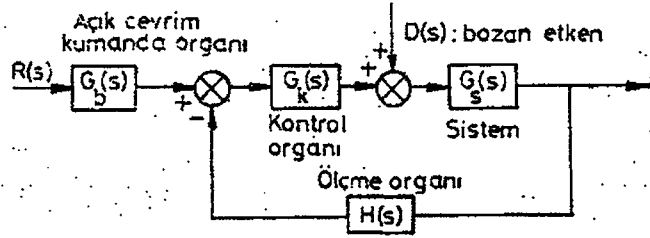


Şekil 2.21 PID kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988)

2.3.6 Servomekanizma Çevrimi

Kontrol çevrimi, bir sistemin çıkışını, belirli bir değişim aralığı içinde çeşitli değerler alabilen bir referans (ayar) değeri etrafında tutmak için tasarlanmış ise, bu kontrol

çevrimine “Servomekanizma Çevrimi” denir. Servomekanizma çevrimi, adını, özellikle konum kontrolü için gerçekleştirilen kontrol mekanizmalarından almıştır. Ancak, diğer fiziksel büyüklüklerin değişken referans değerlerine göre kontrolünü amaçlayan çevrimler de bu adla anılmaktadır. Çıkışın geri beslenmesi ile oluşturulan kapalı kontrol çevriminin iki girişi bulunmaktadır. Bunlar, referans değişimleri girişi ile bozucu değişimleri girişidir. Servomekanizma çevriminin blok diyagramı Şekil 2.22 de verilmiştir.



Şekil 2.22 Servomekanizma çevrimi (Özdaş,1988)

Servomekanizma çevriminin iki ana bölümünden oluştuğu söylenebilir :

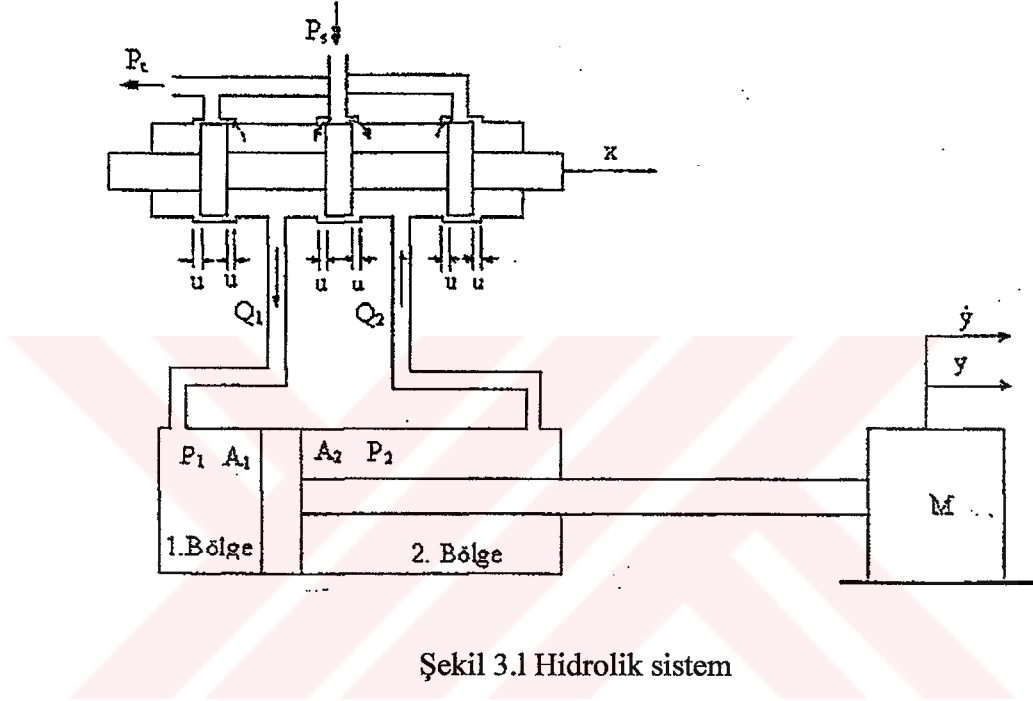
- Sistemi, referans girişi etrafında kararlı kılan, dinamik davranışını, kesinliğini belirleyen ve sistemin bozucuların etkilerine duyarlılığını azaltan “regülatör çevrimi” ile
- Sistemin referans girişinin değişmelerini, seçilen kontrol teknolojisine uygun fiziksel büyüklük değişmelerine çeviren ve referans değişimleri ile çıkış arasındaki kazancı belirleyen “açık” kumanda çevrimi.

Bir servomekanizma çevriminden, regülatör çevriminin özelliklerine ek olarak, sistem çıkışının, referans girişindeki değişimleri istenen oranda, hızda ve kesinlikte izleyebilmesi, bu sırada sistemin kararlılığını yitirmemesi istenir.

Servomekanizma çevrimi de uygulamada en çok rastlanan kontrol çevrimi türlerindedir. Güç yükseltme gerektiren kumanda tertibatlarının büyük çoğunluğu servomekanizma çevrimine göre çalışır. (Özdaş,1988)

3. HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

Bu çalışmada Şekil 3. 1'de gösterilmiş hidrolik sistem incelenmiştir. Bu sistem dört yollu üç konumlu oransal valf ile kontrol edilen ve (M) kütlesini hareket ettiren bir asimetrik hidrolik silindirden oluşmaktadır. Sıfır boşluklu olarak tanımlanan valf, orta konumda kararsız davrandığından , hidrolik sistemde negatif boşluklu valf kullanılmıştır.



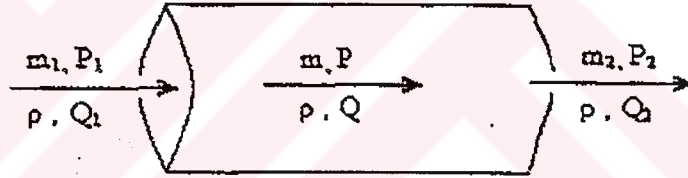
Bu hidrolik sistemin matematik modeli yapılırken şu kabuller yapılmıştır.

- Hidrolik boru ve hortumlardaki dinamik değişimler ihmal edilmiştir.
- Silindir ile piston arasında sızıntı olmadığı varsayılmıştır.
- Valf dinamiği ihmal edilmiştir.
- Besleme basıncının sabit olduğu kabul edilmiştir.
- Tank basıncı sıfır olduğu düşünülmüştür.
- Valf pistonu yer değişiminin, maksimum valf pistonun yer değiştirme oranı $e = x/x_{max}$ ile gösterilmiştir.

- Valf negatif boşluğunun, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı da $\psi = u/x_{\max}$ şeklinde tariflenmiştir.
- ψ değeri, maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplarda kullanılmıştır.
- Toplam eşdeğer hacimsel esneklik modülü $\beta = 1.4 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ olarak alınmıştır.
- Sistem denklemlerin çıkarılmasında pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırılabilirliğinden meydana gelen debiler dikkate alınmıştır.
- Sistem denklemleri nonlineer yapıda olup, uygulanan kontrol algoritması bu yapı üzerinde incelenmiştir.

3.1 Sürekli Akım Denklemi

Şekil 3.2'de girişteki kütleli debisi (m_1), çıkıştaki kütleli debisi (m_2) olan akışkanın akı; göz önünde bulundurulduğunda, süreklilik denklemi (3.1)'deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.2 Akışkanın sürekli akışı

$$\rho \cdot Q_1 - \rho \cdot Q_2 = \frac{d}{dt} (\rho \cdot V) \quad (3.1)$$

Akışkan yoğunluğu (ρ) akış boyunca değişmediği düşünülmüştür. Burada (Q_1) giriş debisi, (Q_2)'de çıkış debilerini göstermektedir. Buradan (3.1)'deki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3.2)$$

(3.3) numaralı eşitliğinde belirtilen akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında, (3.2) eşitliği buna göre yeniden düzenlenip (3.4) eşitliği gibi ifade edilebilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.2)$$

Elde edilen denklem sistemin analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemdir. Ve aşağıdaki bileşenlerden oluşmaktadır.

$\frac{dV}{dt}$ sınır deformasyon terimi,

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

"Sürekli akım denkleminde ifade edilen sınır deformasyon terimi, piston veya silindir hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir. Akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim ise akışkanın sıkışmasından dolayı oluşan debiyi göstermektedir. (3.4) eşitliği aşağıdaki gösterildiği gibi ifade edilebilir.

[Toplam debi] = [Piston hareketiyle oluşan debi] + [Sıkıştırılabilirlikten dolayı oluşan debi]

3.2 Momentum Denklemi

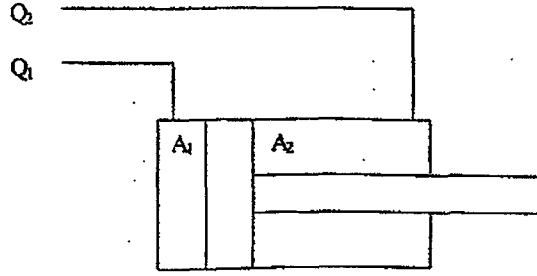
Şekil 3.1'deki incelen hidrolik sistemde Newton'un ikinci hareket kanunu, akışkan hacmine uygulandığında (3.5) numaralı ifade elde edilir.

[uygulan kuvvet] – [toplam direnç kuvvetleri] = [kütle] . [ivme]

$$(P_1 \cdot A_1 - P \cdot A_2) - \sum F_i = M \cdot \frac{dy}{dt} \quad (3.5)$$

(A₁) girişteki akıma dik kesit alanı, (A₂) ise çıkıştaki akıma dik kesit alanıdır. (M) referans hacmin kütlesi ve (y) ise akışkanın hızıdır.

3.3 Silindir Modeli



Şekil 3.3. Asimetrik Silindir.

Şekil 3.3'de, hidrolik sistemde kullanılmış olan asimetrik silindire, eşdeğer hacimsel esneklik modülü de dikkate alarak (3.4) eşitliğinde ifade edilen sürekli akım denklemini uygulandığında, silindirin her iki yöne (ileri ve geri) hareketi sırasındaki silindir giriş ve çıkışındaki debiler aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a) Silindirin açılmadı sırasında :

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.6)$$

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

b) Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.7)$$

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

eşitlikler aşağıdaki gibi daha kullanışlı biçimde düzenlenebilir :

a) Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.8)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt}$$

b) Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.9)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} - \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt}$$

Akım yönü işaretine bağlı olarak her iki durum için de giriş ve çıkış debileri genel bir ifadeyle aşağıdaki eşitlikler şeklinde kullanılabilir.

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.10)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.10)$$

3.4 Valf Modeli

Şekil 3.1'de gösterilmiş olan valfin debi denklemleri (ϵ)'nin işaretine bağlı olarak elde edilmiştir. Valf debi katsayıları ise, besleme basıncı (P_s), silindirin 1. tarafına bağlandığında valf debi katsayısı (k_1), silindirin 2. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı (k_2), aynı şekilde (P_s) ile silindirin 2. tarafı arasındaki (k_3), silindirin 1. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da (k_4), olarak alınmıştır.

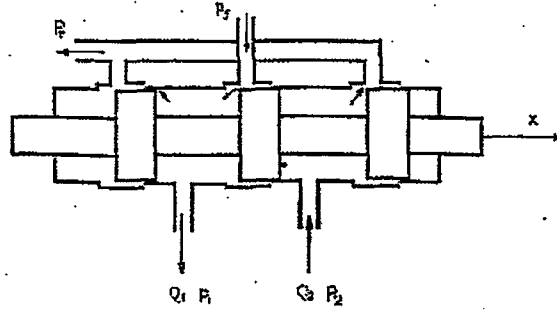
$$\epsilon = x / x_{\max} \quad (3.12)$$

$$\psi = u / x_{\max} \quad (3.13)$$

Burada (x) valf pistonu yer değişimi, (x_{\max}) valf pistonun maksimum yer değişimi, (u) negatif valf boşluğu ve (ϵ), (ψ) boyutsuz ifadelerdir.

3.4.1 Sıfır Boşluklu Valf Modeli

Sıfır boşluklu valflerde silindirik valf elemanı (valf pistonu) ve akış yolu(port)genişliği, piston merkez konumda iken akışkan geçişine izin vermeyecek şekilde imal edilmiştir. Bu nedenle merkez konumdayken silindirik pistonu ancak akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir.(Becan,1995)



Şekil 3.4 Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli

Şekil 3.4'de şematik resmi verilen sıfır boşluklu valfe ait valf pistonunun değişik konumları için debi denklemleri aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a) $\varepsilon > 0$ için debi denklemleri (P_s silindirin 1. tarafında , P_1 2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_1 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (3.14)$$

$$Q_2 = k_2 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (3.14)$$

b) $s = 0$ için debi denklemleri (Silindirin 1. ve 2. tarafı kapalı) :

$$Q_1 = Q_2 = 0 \quad (3.16)$$

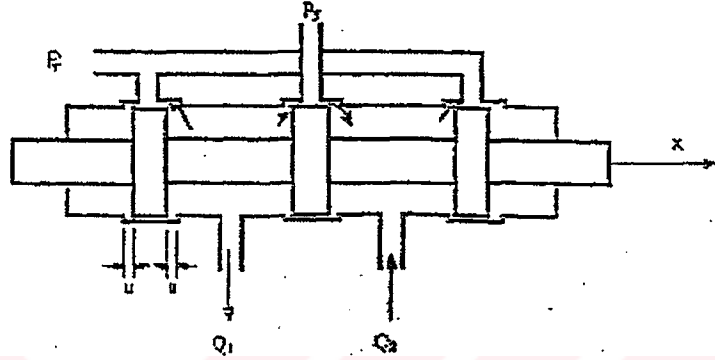
c) $\varepsilon < 0$ için debi denklemleri (P_t silindirin 1. tarafında , P_s 2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_4 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.17)$$

$$Q_2 = k_3 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.18)$$

3.4.2 Negatif Boşluklu Valf Modeli

Şekil 3.4'deki sıfır boşluklu valfin orta konumunda ($\varepsilon = 0$) olarak (M) yükünün hareketi incelendiğinde, (valf kapandıktan sonra) sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca, başlangıç durumu belirsizdir.



Şekil 3.5 Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli

Negatif boşluklu valflerde, orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, (ψ) boyutsuz negatif valf açıklığına, (P_1), (P_2), (P_s), (P_t) basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada (Q_1) ve (Q_2) debi denklemleri negatif boşluklu valf için elde edilmelidir. Bu çalışmada (ψ) değeri 0.01, yani maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplara katılmıştır.

Negatif boşluklu valilerde valfin tam kapanmaması, sistemin ilk koşullarının belirlenmesini sağlamaktadır. Ayrıca, sızıntı debileri ve valf yük kaybı nedeniyle sistemin davranışlarındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır.

Bu modelde debi denklemleri, (ε)'nun işaretine bağlı olarak yazılmıştır. Valf debi katsayıları sıfır boşluklu valf modelinde olduğu gibi alınmıştır.

a) $\varepsilon \geq \psi$ için debi denklemleri (P_s silindirin 1. tarafında, P_t 2. tarafına bağlı) :

$$Q_1 = k_1 (\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (3.19)$$

$$Q_2 = k_2 (\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (3.20)$$

b) $-\psi < \varepsilon < \psi$ için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı, sadece sızıntı debileri var):

$$Q_1 = k_1 (\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \\ + k_4 (\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.21)$$

$$Q_2 = k_2 (\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \\ + k_3 (\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.22)$$

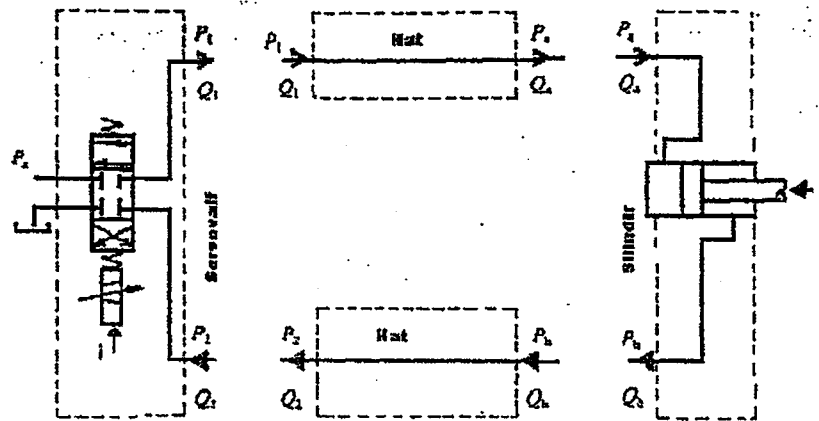
c) $\varepsilon \leq -\psi$ için debi denklemleri (P_t silindirin 1. tarafında, P_s 2. tarafına bağlı) :

$$Q_2 = k_4 (\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.23)$$

$$Q_2 = k_3 (\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.24)$$

Yukarıdaki denklemlerde ($\psi = 0$) koyulduğunda sıfır boşluklu valf modelindeki debi denklemleri elde bulunur. Bu bakımdan yukarıdaki denklemler daha genel olup sıfır boşluklu valf içinde kullanılabilir.

3.5 Valf-Silindir Modeli



Şekil 3.6 Silindir - valf fiziksel modeli

Sistemde kontrolü sağlayan valf ile için gerçekleştiği silindir arasındaki hattın çok fazla uzun olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla valf ile silindir arasındaki geçişi sağlayan hidrolik hortumlardaki ve diğer geçiş elemanlarındaki kayıplar ihmal edilmiştir. Dolayısıyla Şekil 3.6'daki $P_2 = P_b$, $P_t = P_a$, $Q_1 = Q_a$, $Q_2 = Q_b$ şeklinde yazılabilir.

Buraya kadar anlatılanların ışığında valf debileri ile silindir giriş çıkış debileri eşitlenerek aşağıdaki eşitliklerle sistemin dinamik davranış denklemlerine geçiş sağlanabilir.

$$Q_1 = k_x (\epsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} + k_x (\epsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} = A_1 \dot{y} + \frac{V_t}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.25)$$

$$Q_2 = k_x (\epsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} + k_x (\epsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} = A_2 \dot{y} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.26)$$

3.6 Dinamik Davranış Denklemleri

Sisteme etkiyen yükün ve silindir pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin (3.5) eşitliğinde verilen momentum denkleminde denge denklemi yazıldığında (3.27) denklemi elde edilir.

$$M \ddot{y} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F \quad (3.27)$$

Burada , P_1 silindirin 1. tarafına etkiyen basınç, A_1 kesit alanı, P_2 silindirin 2. tarafındaki basınç, A_2 kesit alanı , F sisteme etkiyen dış kuvvet, f_v viskoz sürtünme katsayısı , y konum, \dot{y} hız, \ddot{y} ivme'dir. (3.27) eşitliği aşağıdaki gibi düzenlendiğinde (3.28)'deki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$\ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F) / M \quad (3.28)$$

Silindirin 1. tarafına sürekli akım denklemi uygulandığında elde edilen (3.10)'deki (Q_1) debi denkleminde (dP_1/dt) ekildiği taktirde (3.29)'daki ifade bulunur.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (3.29)$$

Silindirin 1. tarafındaki hacmin (V_1) piston hareketiyle değişim şöyle yazılabilir:

$$V_1 = V_{10} + A_t \dot{y} = A_1 \left(\frac{V_{10}}{A_t} + y \right) = A_t (Y_{10} + y) \quad (3.30)$$

Bu eşitlik alınıp (3.29) eşitliğinde yerine konulduğunda (3.31) eşitliği elde edilir.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_t (Y_{10} + y)} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (3.31)$$

Burada (V_{10}) silindirin ilk hacmi, (Y_{10}) silindirin 1. tarafındaki ilk konum olarak tanımlanmıştır. $Y = Y_{10} + y$ olarak tariflenirse Y_{10} sabit bir değer olduğundan, $\dot{Y} = \dot{y}$ olur. Bu durum dikkate alındığında (3.32) eşitliğindeki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (3.32)$$

İzlenen yolun benzer şekliyle silindirin 2. tarafı için süreklilik denklemi yazılıp bulunan (3.11) 'deki (Q_2) debi denkleminde (dP_2/dt) çekildiği takdirde (3.33) eşitliği yazılır.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (3.33)$$

(V_{20}) silindirin 2. tarafındaki ilk hacim, Y_{20} silindirin 2. tarafındaki ilk konum olarak tanımlandığında (V_2) hacmi aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$V_2 = V_{20} - A_2 y = A_2 \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) = A_2 (Y_{20} - y) \quad (3.34)$$

(3.34) ifadesi (3.34)'de yerine yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{A_2 (Y_{20} - y)} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (3.35)$$

Silindirin toplam stroku (S_L) ile gösterildiğinde $S_L - Y = Y_{20} - y$ olur. Yine $Y = y$ eşitliği göz önüne alındığında (3.36)'da sistemin dinamik davranış denklemi yazılmış olur.

$$\dot{P} = \frac{\beta}{A_2(Y - S_L)}(A_2\dot{Y} - Q_2) \quad (3.36)$$

Hidrolik sistemin dinamik davranış denklemlerini durum değişkenleriyle ifade edilip sistem model denklemleri haline getirilir.

Durum Değişkenleri:

$$X_1 = y, X_2 = \dot{y}, X_3 = P_1, X_4 = P_2$$

Sistem Model Denklemleri :

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (A_1X_3 - A_2X_4 - f_vX_2 - F) / M \quad (3.37)$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1X_1}(Q_1 - A_1X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2(S_L - X_1)}(A_2X_2 - Q_2)$$

4 KONTROL SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU

Simülasyon evresi, elde ettiğimiz durum denklemlerinin Matlab-Simulink' te Runge Kutta IV sayısal integrasyon metoduyla çözdürülmüştür. Simülasyon çevriminin her adımında hesaplanan konum, hız, basınç değerleri dizilere kaydedilmiş ve simülasyon süresince hesaplanan değerlerin grafikleri çizdirilmiştir. Oluşturulan hidrolik sistem programı PD, PI ve PID kontrol algoritmaları çevrim olarak 3 ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir. Sistemin simülasyonunda her çevrim için esas olarak Çizelge 4.1 ve 4.2 'deki değerler alınmıştır. Simülasyonda kullanılan (Ψ), maksimum açıklığın %1'i olarak alınmıştır.

Çizelge 4.1 Hidrolik Sistem Sabitleri

M (kg)	F (kg)	Ps(bar)	β (N/m ²)	y _{ref} (m)	f _v (Nsn/m)	Valf (lt/dk)	Silindir
7000	0	150	1.4x 10 ⁹	0.45	2000	80	50/28

Çizelge 4.2 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri

k ₁ (lt/s√bar)	k ₂ (lt/s√bar)	k ₃ (lt/s√bar)	K ₄ (lt/s√bar)
0.55	0.55	0.57	0.45

4.1 Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü

PD kontrol organı cevabının genel ifadesi olan denklemi yazarsak;

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.2)$$

$$K_D = K_p \tau_D \quad (4.3)$$

elde edilir. (4.2) ifadesi genel ifademize yerleştirilirse (4.4) ifademizi elde ederiz.

$$u(t) = K_p e(t) + K_p \tau_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.4)$$

(4.4) ifadesine laplace dönüşümü uygulanırsa ifademizi (4.5)'deki şeklini alır.

$$U(s) = K_p (1 + T_D s) E(s) \quad (4.5)$$

Bizim sistemimizde $U(s)$ 'nin karşılığı u (valf açıklığı), $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır. K_p oransal kontrol katsayısı, τ_D diferansiyel zamandır. Önceki bölümlerden hatırlanacağı gibi $x_1 = Y$ (konum), $x_2 = \dot{Y}$ (hız) olmaktadır.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.6)$$

$$e(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} = -\dot{y} \quad (4.7)$$

(4.7) denkleminin laplace dönüşümünü alırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$E(s) = Y_{ref} X_1(s) \quad (4.8)$$

Bütün bunlar doğrultusunda (4.11) denkleminizi modelimize uyarlırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$U(s) = K_p (Y_{ref} - X_1(s)) + K_p \tau_D [s (Y_{ref}(s) - X_1(s))] \quad (4.9)$$

Y_{ref} sabit bir değer olduğundan türevi sıfırdır. X_1 'in türevi ise X_2 olduğuna göre;

$$U(s) = K_p (Y_{ref} - X_1(s)) - K_p \tau_D X_2(s) \quad (4.10)$$

$$u(t) = K_p (y_{ref} - y) - K_p \tau_D \dot{y} \quad (4.11)$$

elde edilir. (4.11) denklemini sisteme uygulayacağımız P D kontrol algoritması olmaktadır.

4.2 Sistemin PI Etkili Konum Kontrolü

PI etkili sürekli kontrol algoritmasının klasik yapısı aşağıda verilmiştir.

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) E(s) \quad (4.12)$$

$$\frac{K_p}{\tau_i} = K_I$$

Bizim sistemimizde $U(s)$ 'nin karşılığı u (valf açıklığı), $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır. K_p oransal kontrol katsayısı, τ_i integral zamanıdır.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.13)$$

olduğuna göre, (4.14) denklemini bizim sistemimize uyarlanırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$u(t) = K_p(y_{ref} - y) + K_I \int (y_{ref} - y) \quad (4.14)$$

4.3 Sistemin PID Etkili Konum Kontrolü

PID etkili sürekli kontrol algoritmasının klasik yapısı aşağıda verilmiştir.

$$U(s) = K_p e(t) + K_I \int (y_{ref} - y) + K_p \tau_D \dot{y}$$

Bizim sistemimizde $U(s)$ 'nin karşılığı u (valf açıklığı), $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır. K_p oransal kontrol katsayısı, τ_i integral zamanıdır.

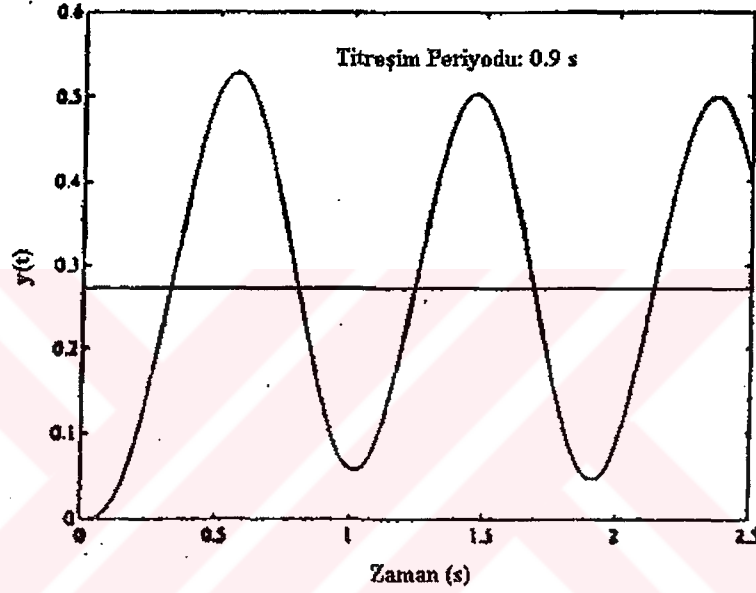
$$e(t) = y_{ref} - y$$

olduğuna göre, (4.18) denklemini bizim sistemimize uyarlanırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$u(t) = K_p(y_{ref} - y) + K_I \int (y_{ref} - y) + K_p \tau_D \dot{y}$$

4.4 Sürekli Titreşim Yöntemi

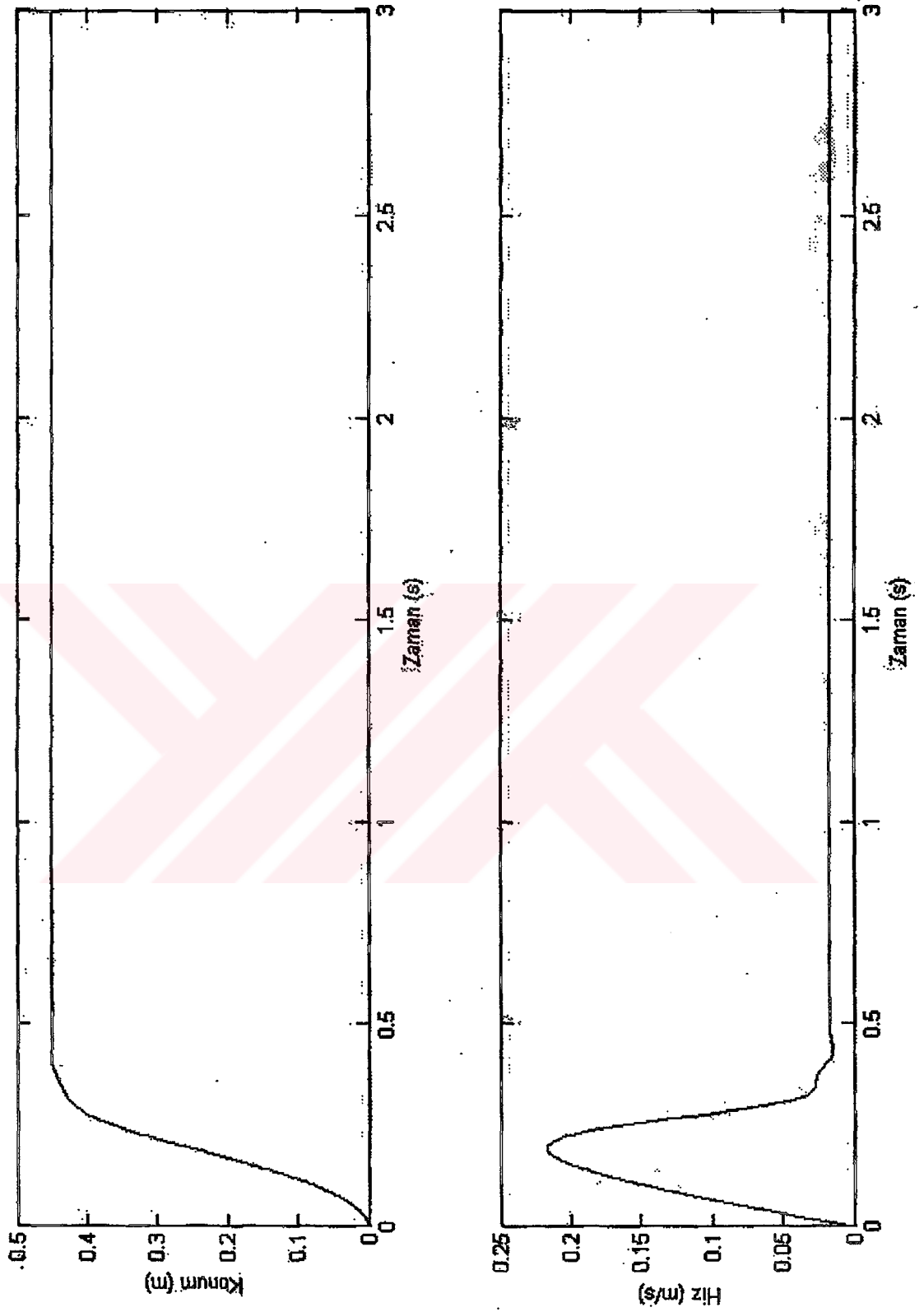
Bu metot Ziegler ve Nichols isimli iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun esası kapalı çevrimli kontrol sistemini sadece orantı kazancı ile deneye tabi tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza ayarlanır. ($\tau_i = \infty$), diferansiyel zaman sıfıra ayarlanır ($\tau_D = 0$), Böylece kontrol organı üzerinde sadece orantı etkisi kalır. K_p kazanç değerleri değiştirilerek tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren K_p değerine K_{max} denir. Bu durumdaki titreşim periyoduna P_u denir.



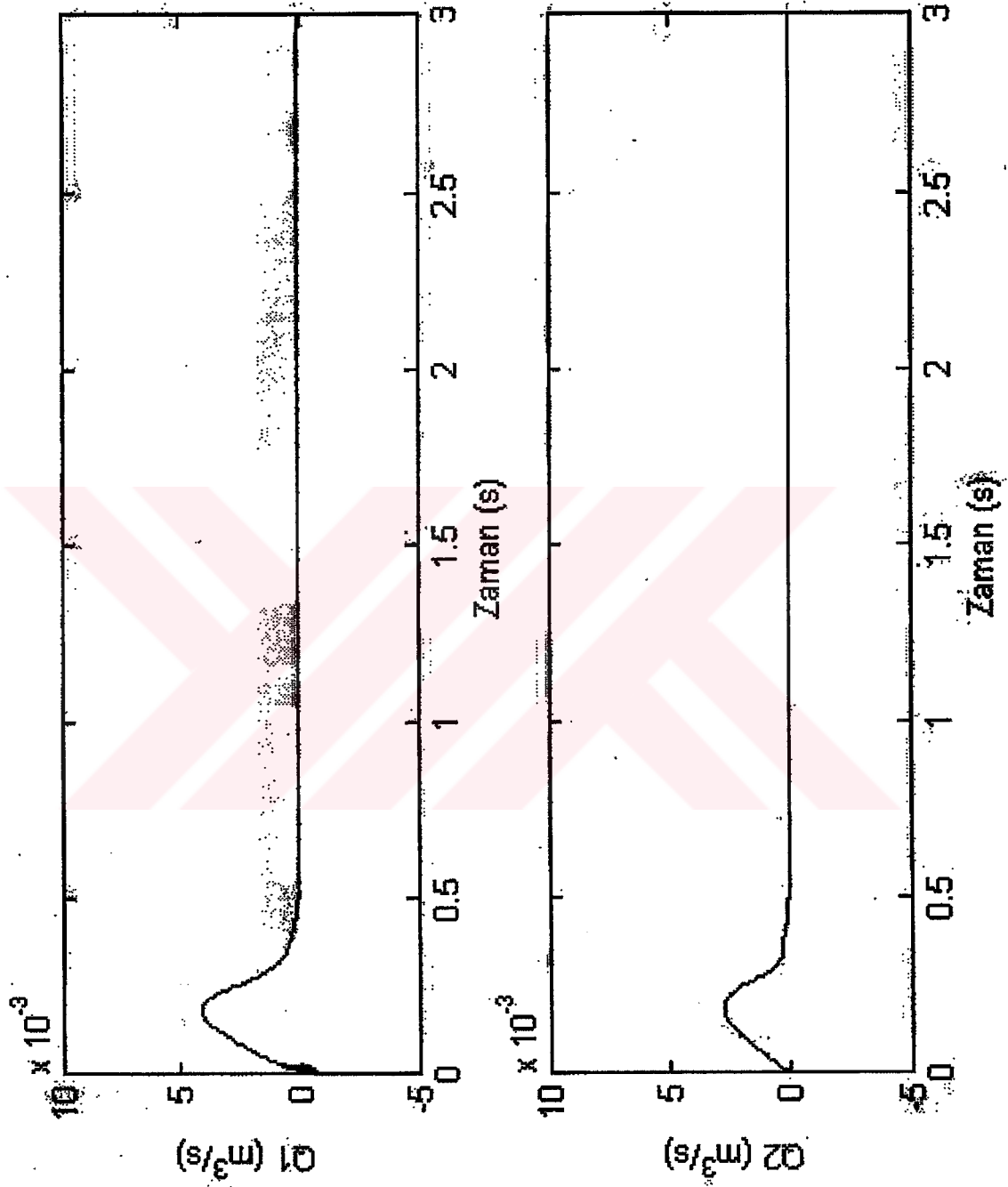
Şekil 4.1 Sürekli Titreşim Metodu

Çizelge 4.3 Ziegler Nichols sürekli titreşim metodu kontrol organı ayar değerleri

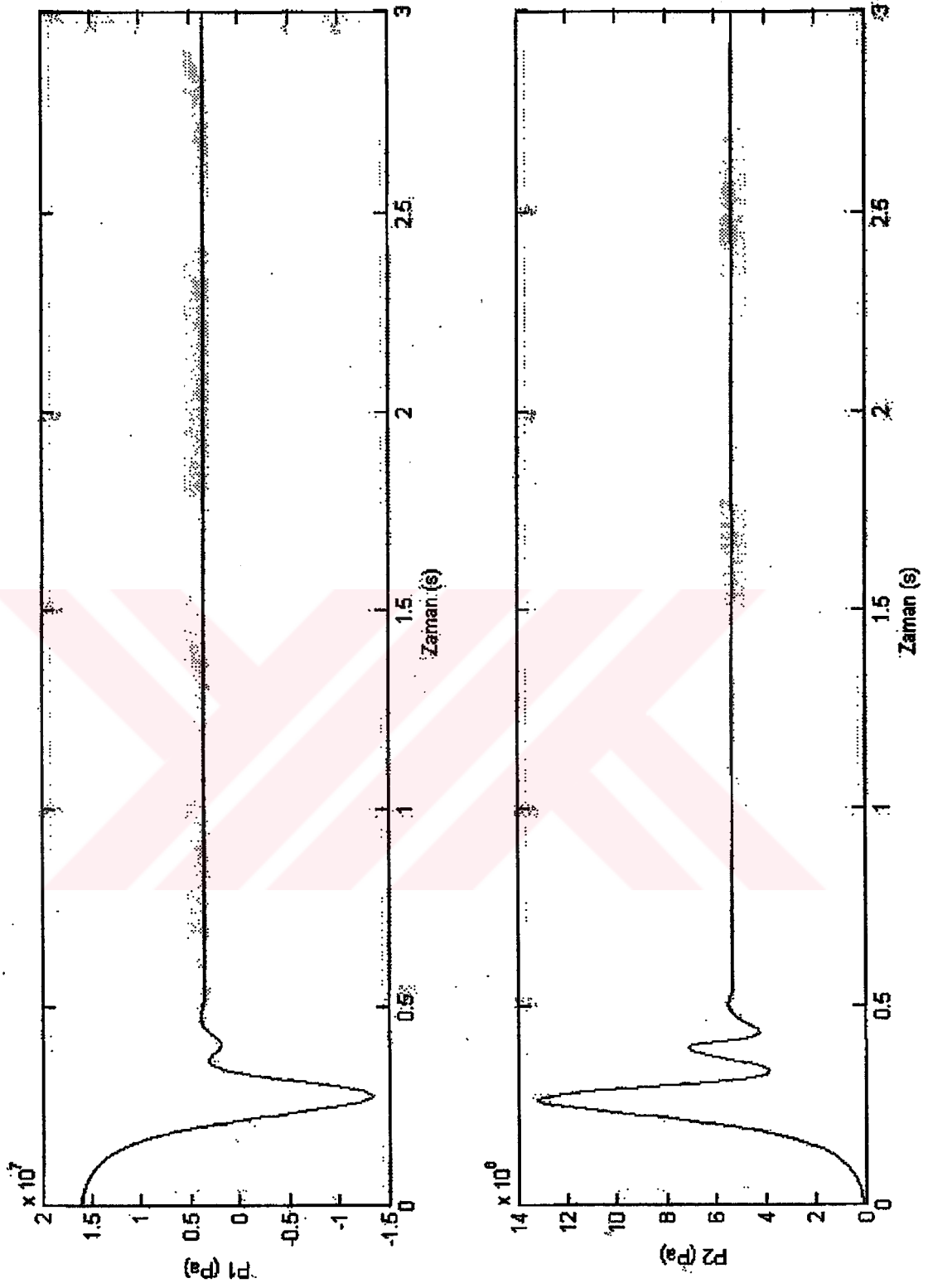
Kontrol Türü	K_p (Orantı Kazancı)	τ_i (İntegral Zaman)	τ_D (Diferansiyel Zaman)
Orantı(P)Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	-	
Orantı+İntegral (PI) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	$\tau_i = P_U / 1.2$	
Orantı+Diferansiyel (PD) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$		$\tau_D = P_U / 8$
Orantı + İntegral + Diferansiyel (PID) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	$\tau_i = P_U / 2$	$\tau_D = P_U / 8$



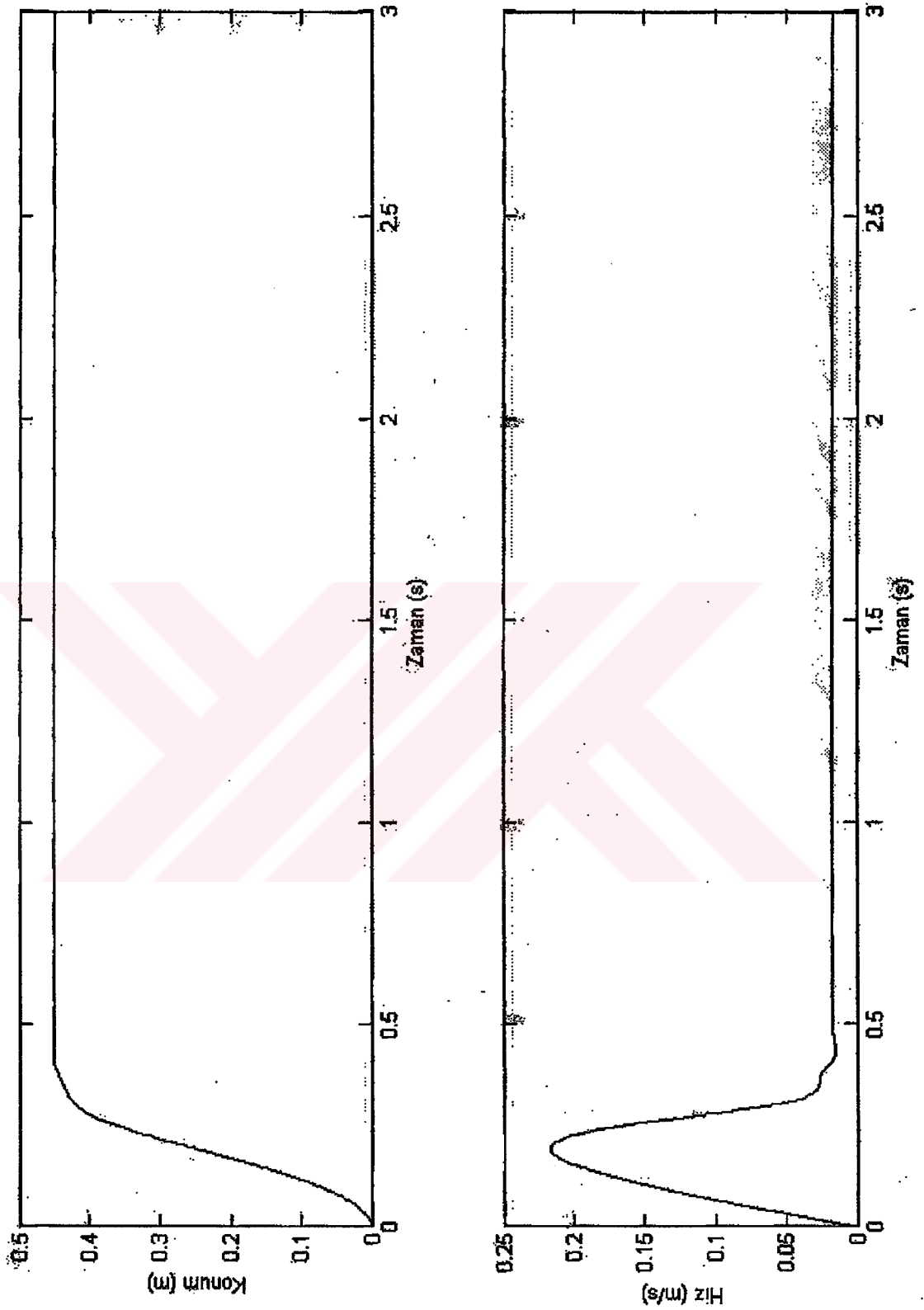
Şekil 4.2 PD kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı



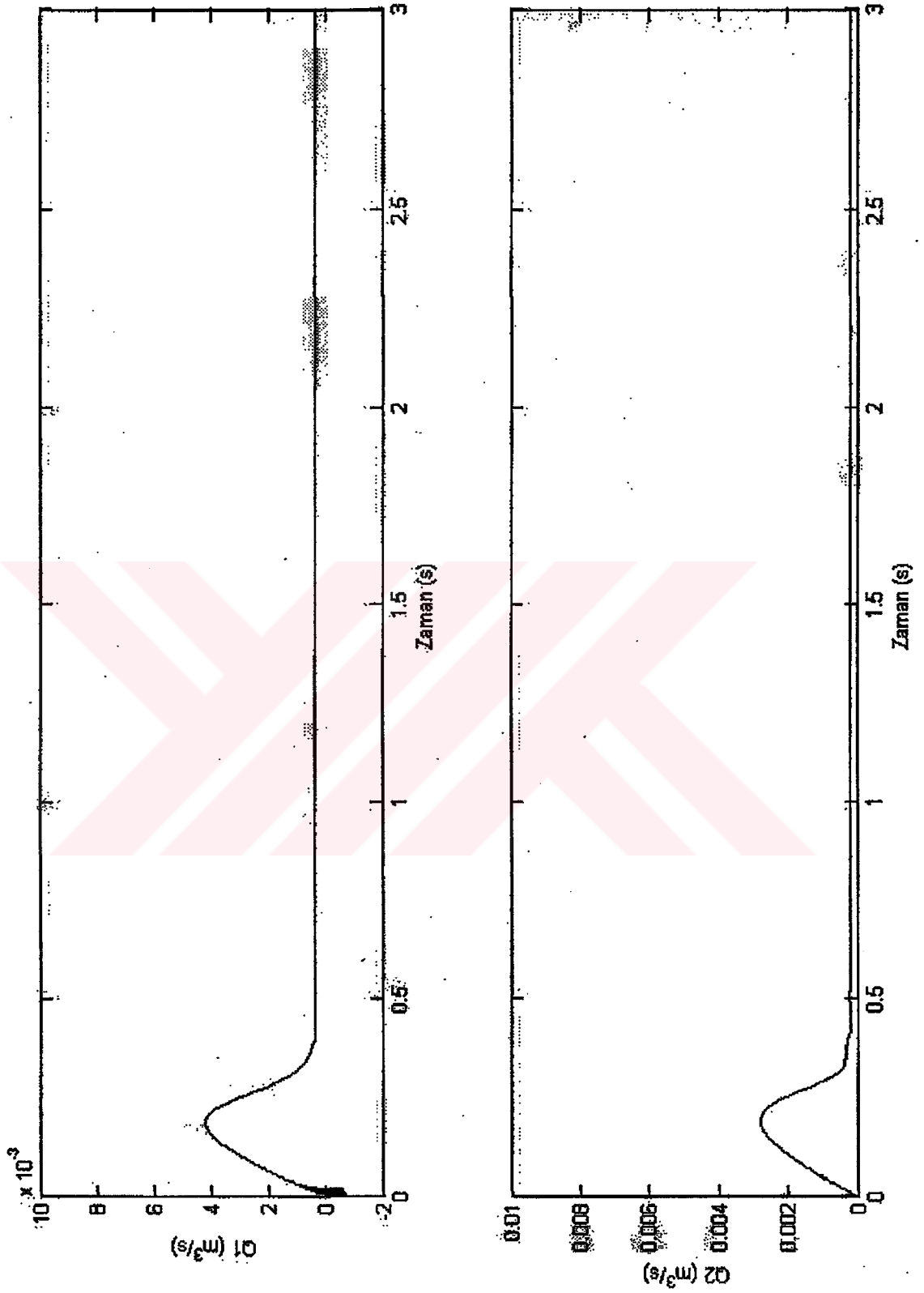
Şekil 4.3 PD kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı



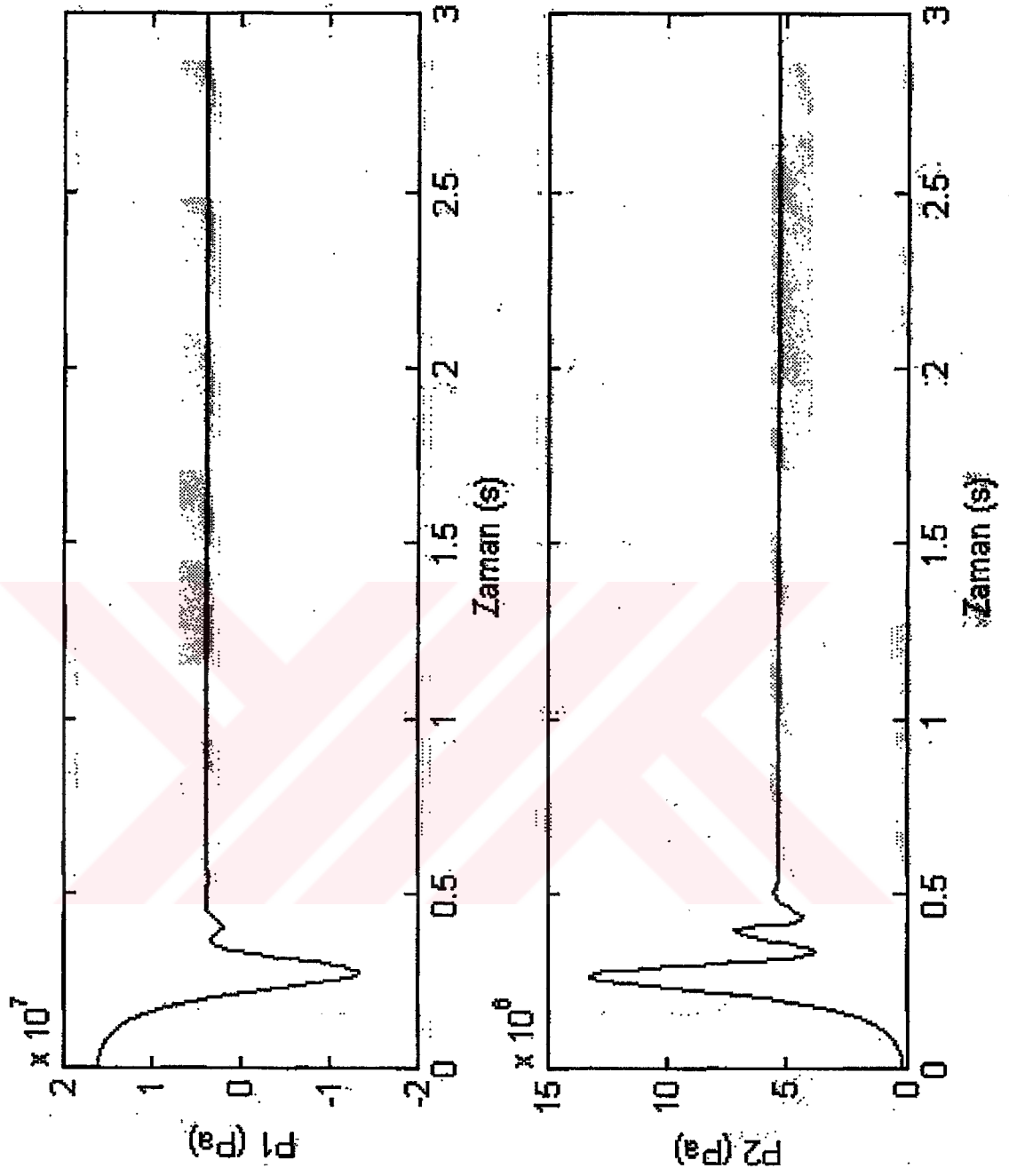
Şekil 4.4 PD kontrol algoritma etkili sistemin basınç diyagramı



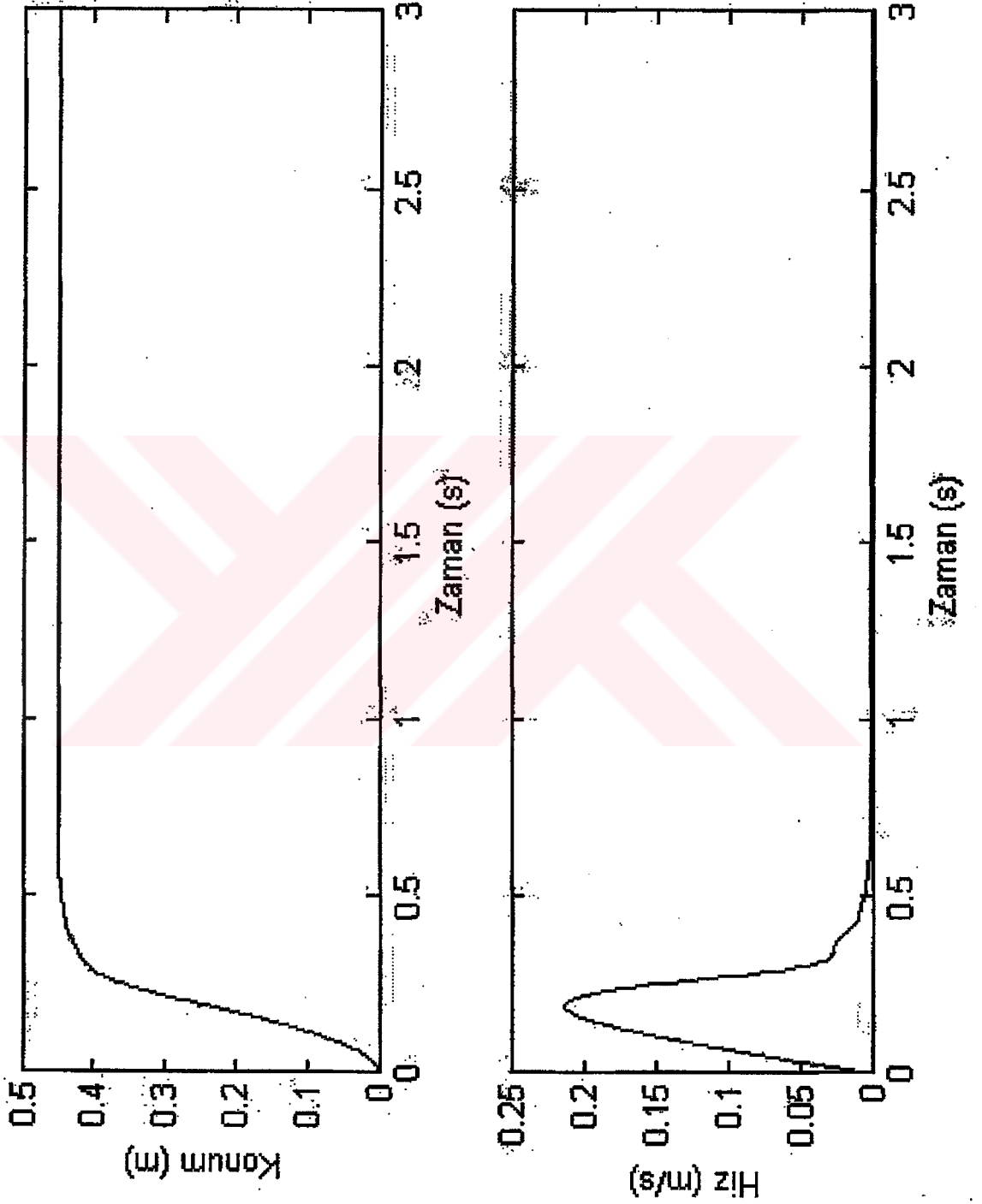
Şekil 4.5 PI kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı



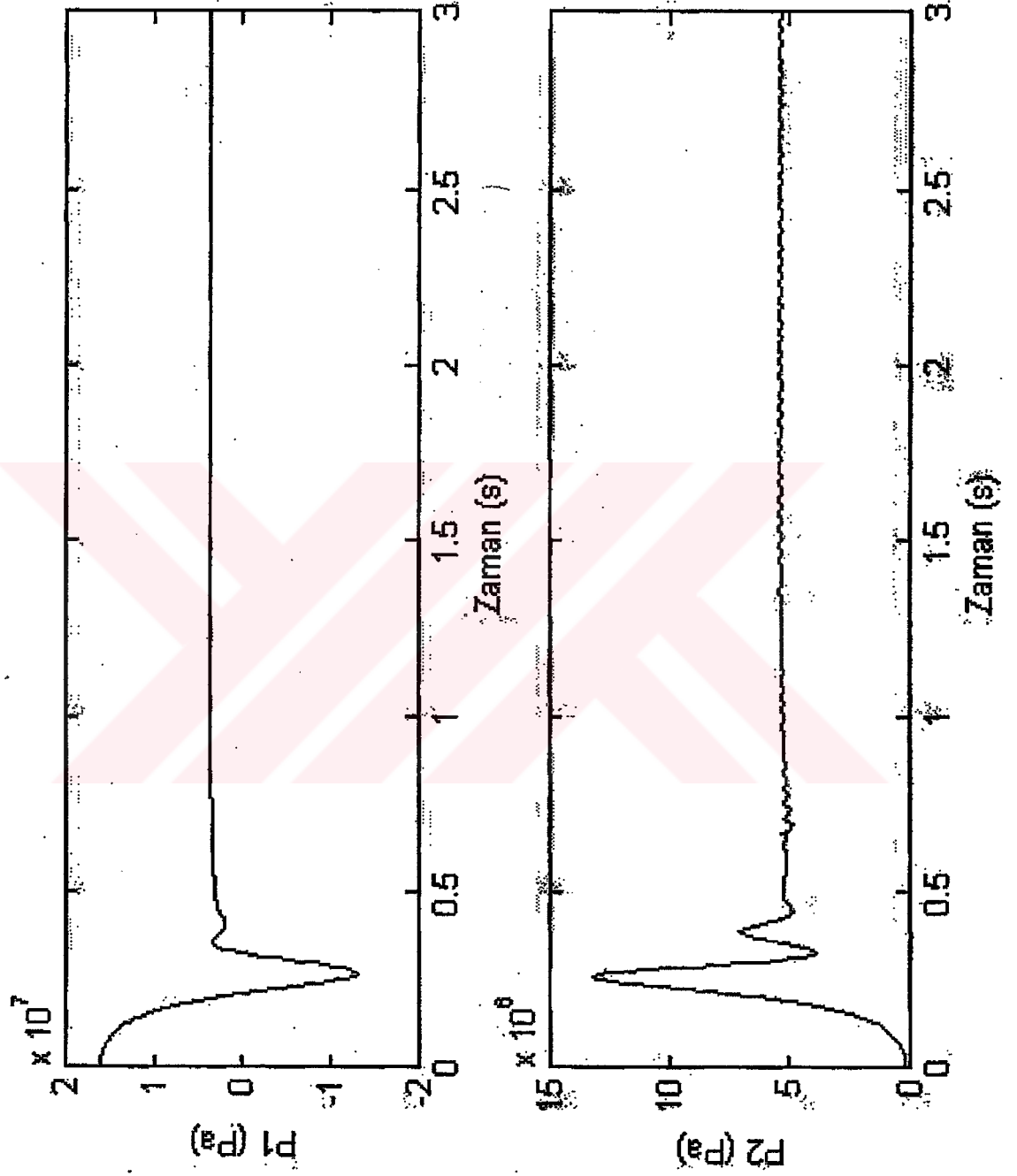
Şekil 4.6 PI kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı



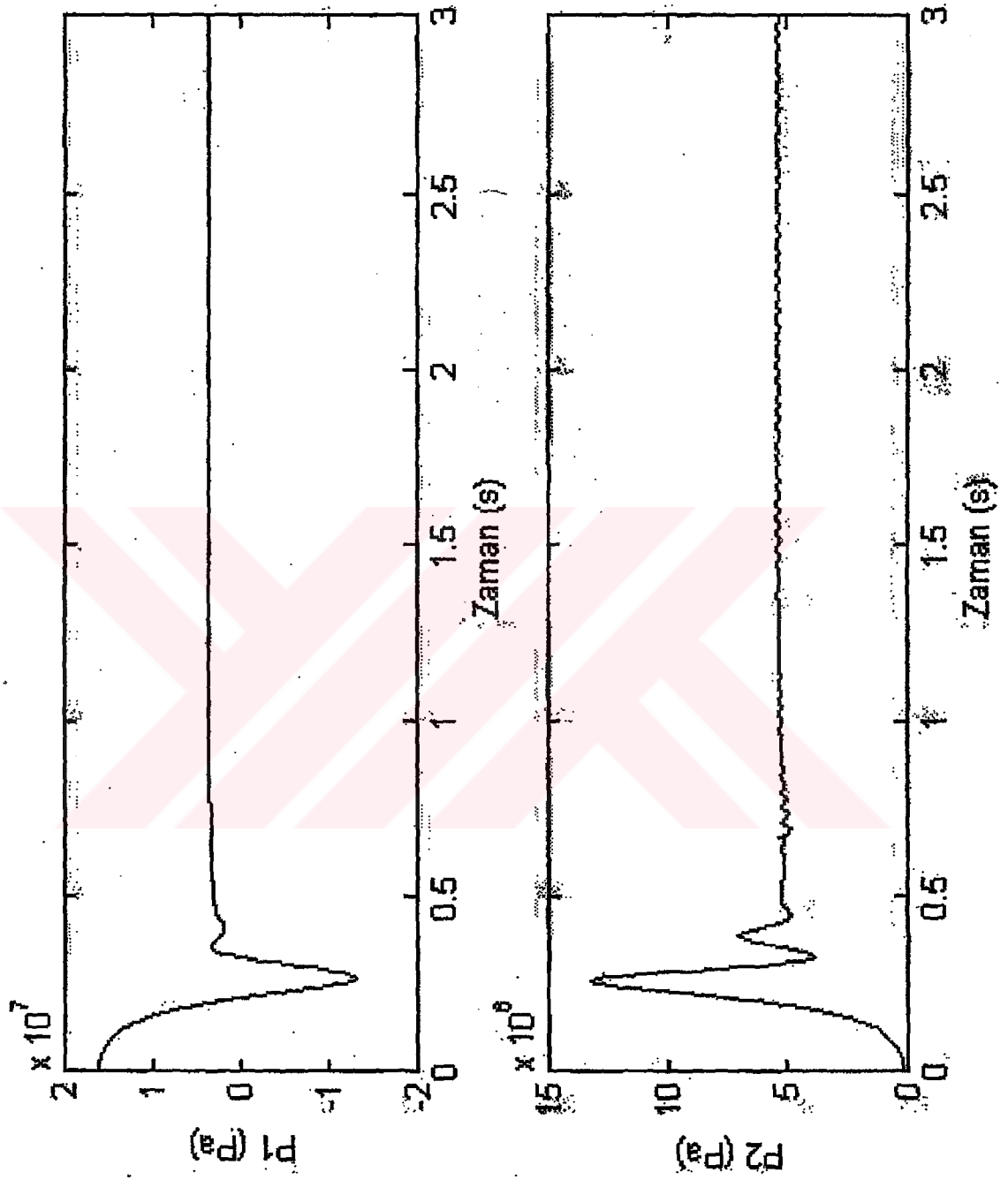
Şekil 4.7 PI kontrol algoritma etkili sistemin basınç diyagramı



Şekil 4.8 PID kontrol algoritma etkili sistemin konum ve hız diyagramı



Şekil 4.9 PID kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı



Şekil 4.10 PID kontrol algoritma etkili sistemin debi diyagramı

5 SONUÇ

Bu çalışmada dört yollu üç konumlu elektrohidrolik sürgülü tip yön denetim valfi, çift etkili hidrolik silindirden oluşan sistemin matematiksel modeli oluşturularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model elde edilirken akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. Sürtünme katsayısı f_v tam olarak bilinmediğinden simülasyon sırasında 2000 Nsn/m olarak alınmıştır. Sistemde pistonun hareketi ile silindirin iki tarafındaki hacimlerinin değişimi modellemede göz önünde bulundurulmuştur. Modellemede negatif boşluklu valf kullanılmıştır ve Bu çalışmada (ψ) değeri 0.01, yani maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplara katılmıştır.

Esneklik modülü simülasyon süresince sabit kabul edilerek ve içinde ergimiş halde hava bulunduğu varsayılarak $\beta = 1.4 \times 10^9$ N/m² olarak alınmıştır. Matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu kullanılmış olup, kontrol uygulamalarında modelin grafik çizimlerinde Matlab-Simulink programı kullanılmıştır. Kontrol katsayıları Ziegler-Nichols sürekli titreşim metodu kullanılarak tespit edilmiştir.

Sistemin konum kontrolü için PD, PI, PID etkili sürekli kontrol algoritmaları uygulanmıştır. Bu kontrol algoritmalarından PD etkili algoritmasında sistem 0,39 sn'de, PI etkili algoritmasında 0,44 sn'de, PID etkili algoritmasında ise 0,56 sn'de sistem istenilen konuma ulaşmıştır.

Bu üç kontrol algoritmalarının grafikleri incelendiğinde PD algoritmali kontrol organıyla hassas konum kontrolü uygulanabileceği görülmektedir. Bunun nedeni hidrolik servomekanizma sistemi transfer fonksiyonunda bir integratör içerdiğinden dolayı ayrıca bir I kontrol ifadesine gerek görülmemesidir. Sistemde türevsel etkiden dolayı meydana gelebilecek kararlı rejim hatasını yok etmektedir.

Diferansiyel etki sisteme faz avansı getirir, kararlı hale gelmesine yardımcı olur. Bu nedenle daha büyük orantı kazancına gidilebilmektedir. Fakat sıfır yapılamayan bir daimi rejim hatası mevcuttur. PI kontrol organı için tavsiye edilen kazanç değeri, sadece orantı kontrol için tavsiye edilenden %10 daha düşüktür. Bunun nedeni integral etkinin sisteme faz gecikmesi getirerek kararlılığını azaltmasıdır. Buna karşılık hatayı sıfır yapar, çok yüksek alındığında salınımlara neden olur.



KAYNAKLAR

Aydonat Erkut,(2002), Basit Bir Hidrolik Derin Çekme Presinde Hız Ve Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi,Fen Bilimleri Enstitüsü.

H.EXNER,R.FRETTAG, (1998),Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları Hidrolik Eğitim Kitabı, Cilt 1, İstanbul, Mannesman Rexroth A.Ş.

Özcan Fatih,(1982), Hidrolik Akışkan Gücü, İstanbul, Eğitim Yayınları

Özdaş Prof.Dr.M.Nimet,Prof.Dr.A.Talha Dinibütün,Prof.Dr. Ahmet Kuzucu,(1988), Otomatik Kontrol Temelleri,İstanbul, Birsen Yayınevi Ltd.Şti.

Kuo B.C.,(1995), Otomatik Kontrol Sistemleri,İllinois Üniversitesi, Urbana, Çev. Prof. Bir A.,İTÜ Elektrik Elektronik Fakültesi, İstanbul.

Yüksel İbrahim,(2001), Otomatik Kontrol,Bursa, Uludağ Üniversitesi.

Becan,Mustafa Resa,(1995),Hidrolik Sistemlerde Konum ve Hız Kontrolü,Yüksek Lisans Tezi,İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.

Blackburn J., Reethof G.ve Shearer J., “Fluid Power Control”, New Jersey, ,1972

Güneş Yıldız K.,” Matlab for Windows”, Matematik ve grafik programlama Dili, Türkmen Kitabevi,İstanbul,1997

İstif İ.,” Elektrohidrolik Bir Servosistemin Simülasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü,1995

Hanselman Duane C., Kuo Benjamin C., ” Matlab Tools for Kontrol System Analysis and design”,Prentice-Hall Inc, New Jersey,1995

ÖZGEÇMİŞ

- Doğum Tarihi : 10.06.1979
Doğum Yeri : Erzurum
Lise : 1993-1997 Ümraniye Süper Lisesi
Lisans : 1997-2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : 2001 - Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
Yüksek Lisans : 2001- Yıldız Teknik Üniversitesi Sosyal Bilimleri Enstitüsü İşletme Anabilim Dalı, İşletme Yönetimi Programı

Çalıştığı Kurumlar

- 2001-2002 Efes Pilsen A.Ş.
2002-2004 Rota Teknik Mak. San.A.Ş.
2004- Baymak A.Ş.