

HİDROLİK GÜÇ İLETİM

MEKANİZMALARI



Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU

Istanbul-2016

İÇİNDEKİLER

1. Hidrolik mekanizmalar	4
1.1. Enerji türleri, güç kaynakları ve güç iletim sistemleri.....	4
1.2. Çalışma prensiplerine göre hidrolik mekanizmalar	7
1.3. Hidrolik sistemde gücün iletimi.....	9
1.4. Hidrolik sistemin toplam verimi.....	11
1.5. Hidrolik mekanizmalarda kullanılan elemanlar ve sembolleri.....	12
2. Uygulama alanlarına göre hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	17
2.1. Endüstriyel güç iletim mekanizmaları.....	17
2.2. Mobil makinalarda kullanılan hidrolik mekanizmalar	18
3. Hidrolik devrede dolaşımın tipine göre hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	19
3.1. Açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	19
3.2. Kapalı dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	19
3.3. Yarı açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	20
3.4. Hidrolik devrede dolaşımın tipine göre hidrolik mekanizma seçimi.....	21
4. Kontrole göre hidrolik güç iletim mekanizmaları.....	22
4.1. Deplasman kontrolü kullanan mekanizmalar	22
4.2. Kısma kontrolü kullanan mekanizmalar	24
4.3. Merkezi sistemlerin ikincil kontrolü şeklinde hidrolik mekanizmalar	25
5. Hidrolik güç iletiminin temelleri.....	31
5.1. Basınç.....	31
5.2. Debi.....	31
5.3. Hidrolik sistem sıvılarının fiziksel özellikleri.....	42
6. Hidrolik sistem sıvıları, yağlar	53
6.1. Yağlarda kirlilik.....	55
6.2. Hidrolik filtreler	67
6.3. Hidrolik sistemde ilk çalıştırma öncesi temizlik (Flushing)	70
7. Hidrolik pompalar	73
7.1. Dişli pompalar	74
7.2. Paletli pompalar	77
7.3. Pistonlu pompalar	79
7.4. Değişken deplasmanlı pompalarda ayar tipleri.....	81
7.5. Pompalarda güç analizi.....	83

7.6.Pompaların montaj şekilleri.....	85
8. Hidrolik aküler.....	88
9. Hidrolik motorlar.....	92
10.Hidrolik silindirler.....	94
11. Valfler.....	101
12. Basınç Denetim Valfleri.....	105
12.1. Basınç emniyet valfleri.....	105
12.2. Basınç düşürme valfleri.....	111
12.3. Karşı denge valfleri.....	113
12.4. Basınç sıralama valfleri.....	116
12.5. Akü dolum valfleri.....	117
13.Yön denetim valfleri.....	120
13.1. Çek valfler.....	147
14. Debi denetim valfleri.....	149
14.1. Debi denetiminde temel mekanizmalar.....	156
15. Lojik valfler.....	158
16. Hidrolik depolar ve donanımları.....	177
17. Hidrolik devre uygulamaları.....	179
18. Servohidrolik mekanizmalar.....	184
19. Selenoid kumandalı valfler.....	188
20. Oransal valfler.....	194
20.1. Oransal yön denetim valfleri.....	201
20.2. Oransal Basınç denetim valfleri.....	204
20.3. Oransal akış denetim valfleri.....	206
21. Servo valfler.....	207
21.1. Jet boru (Jet Pipe) tip servovalfler,.....	208
21.2. Nozul-Flapper Servo Valfler,	210
21.3. Servovalflerde filtrasyon, ,	213
21.4. Servovalflerde elektronik kontrol sistemleri,.....	214
21.5. Oransal ikazlı hidrolik valflerin hataları, ,.....	216
21.6. Oransal ikazlı hidrolik valflerin statik ve dinamik karakteristikleri.....	217
22. Sabit basınç kaynağı ile oluşturulan devrelerde sürgü tiplerine bağlı debi geçişi durumları.....	222

25.1. Yarım köprü durumları.....	222
25.2. Tam köprü durumları.....	233
25.3. Sabit debi kaynağı ile oluşturulan devrelerde sürgü tiplerine bağlı debi geçişi durumları.....	238
25.4. Karakteristik eğrilerin lineerleştirilmesi.....	240
23. Oransal ve servolaf uygulamaları.....	243
24. Kapalı çevrim kontrolün temelleri.....	257
24.1. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde transfer fonksiyonları,	258
24.2. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde kontrolörler,	263
24.3. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde giriş fonksiyonları,	267
24.4. Servohidrolik mekanizmalarda kararlılık, açık ve kapalı çevrim kazançları....	275
24.5. Kapalı çevrim mekanizmalarda kararlılık kriteri,	277
25. Hidrolik elemanların dinamik modelleri.....	281
25.1. Nonlineer Valf Modeli.....	281
25.2. Lineer Valf Modelleri.....	291
25.3. Pompa Ayar Sistemleri.....	293
25.4. Sabit Deplasmanlı Motorlar.....	298
25.5. Değişken Deplasmanlı Motorlar.....	304
26. Hidrolik mekanizmaların dinamik davranışları.....	305
26.1. Hidrolik mekanizma, tip 1.....	305
26.2. İkincil kontrol tip hidrolik mekanizma, tip 2.....	319
26.3. Servohidrolik tahrikte nonlineerlik kaynakları.....	319
27. Servohidrolik kontrol sistemi uygulamaları.....	326

1. Hidrolik mekanizmalar

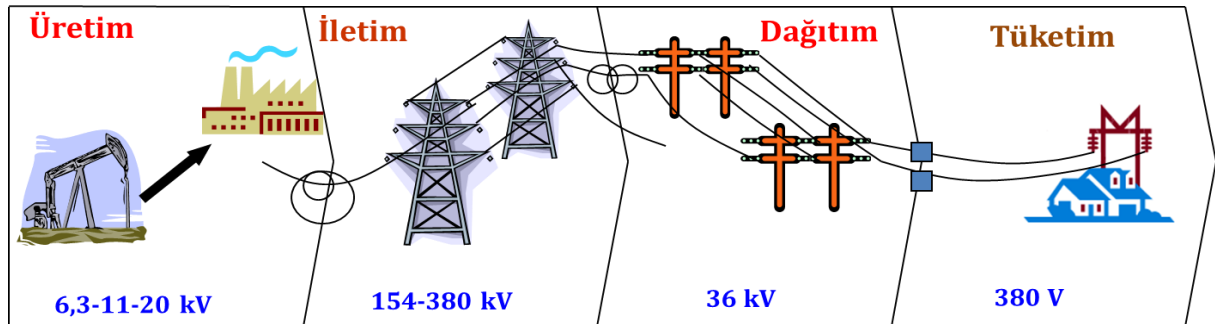
1.1. Enerji türleri, güç kaynakları ve güç iletim sistemleri

		ELEKTRİK	HİDROLİK	PNOMATİK
Enerji iletimi	Uzaklık	Sınırsız	100m	1000m
	İletim hızı	300.000 km/s	5 m/s	40 m/s
	Sinyal hızı	300.000 km/s	1000 m/s	40 m/s
Enerji depolama		1 MWh	1m3 akü 2 kWh	1m3 tank 1 kWh
Kuvvet sınırı		30 kN	30000 kN	300 kN
Tork sınırı		90.000 Nm	1.400.000 Nm	100 N.m
Doğrusal hareket hızı		2500 m/s	0,5 m/s	1,5 m/s
Dönme hareketi hızı		10.000 d/dak	8000 d/dak	300.000 d/dak
Konum hassasiyeti		$\pm 1\mu\text{m}$	$\pm 1\mu\text{m}$	$\pm 100\mu\text{m}$
Maliyet		Ekonomik	Pahalı	Orta

Tablo 1.1. Güç iletim sistemlerinin karşılaştırılması

Güç kaynakları,

Elektriksel gücün büyük ölçekte termik, doğalgaz vb. santrallerde üretimi ve dağıtımı,



Şekil 1.1. Elektriksel güç jeneratörler tarafından üretildikten sonra iletim, dağıtım sistemi ile kullanım noktasına ulaştırılmaktadır.

Elektriksel güç küçük ölçekte jeneratörler ve güneş enerjisi gibi kaynaklardan da üretilmektedir. Günümüzde elektriksel güç temel olarak sabit sistemlerde daha yoğun olarak kullanılmaktadır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Hareketli (mobil) sistemlerde güç kaynağı olarak içten yanmalı motorlar daha yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 1.2. İçten yanmalı motorların pompa tahrikinde kullanılması

Güç iletim sistemleri dört temel yapıda görülmektedirler, bunlar (şekil 1.3);

- Mekanik güç iletimi
- Elektriksel güç iletimi
- Pnömatik güç iletimi
- Hidrolik güç iletimi

Hidrolik güç iletim sistemlerinin tercih edilmesi üç temel sebebe dayanmaktadır, bunlar;

- Bazı mekanizmalarda, mekanizma tasarımının optimal olarak oluşturulması için hidrolik güç iletimi zorunludur. Örneğin iş makinalarındaki, kazıma, yükleme fonksiyonlarında olduğu gibi.
- Hidrolik güç iletimi temel olarak çok düşük kütle/güç oranına sahiptirler.

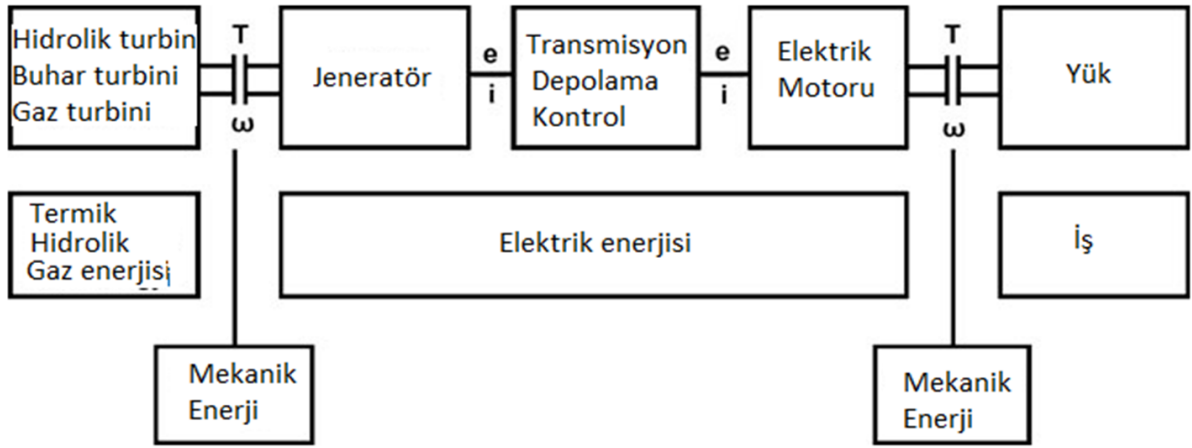
Kütle/Güç oranı

Elektrikli makinalar: $Kütle/Güç=1 \dots 15 \text{ kg/kW}$

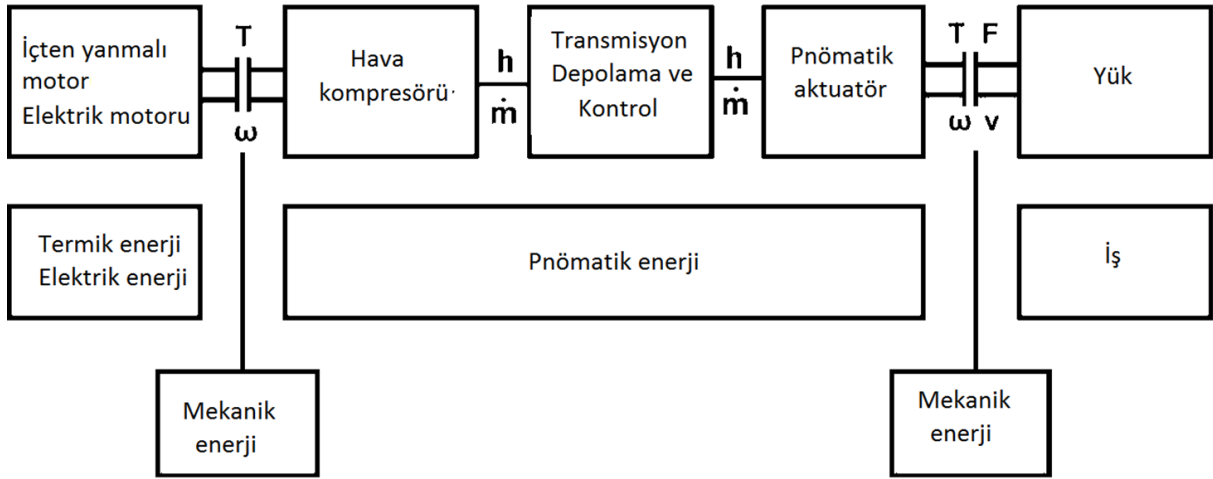
Pozitif deplasmanlı makinalar: $Kütle/Güç=0,1 \dots 1,0 \text{ kg/kW}$

- Ayrıca çok büyük güç değerlerinde (>1000 kW gibi) kolayca kontrol edilmeleri tercih edilmelerine yol açmaktadır.

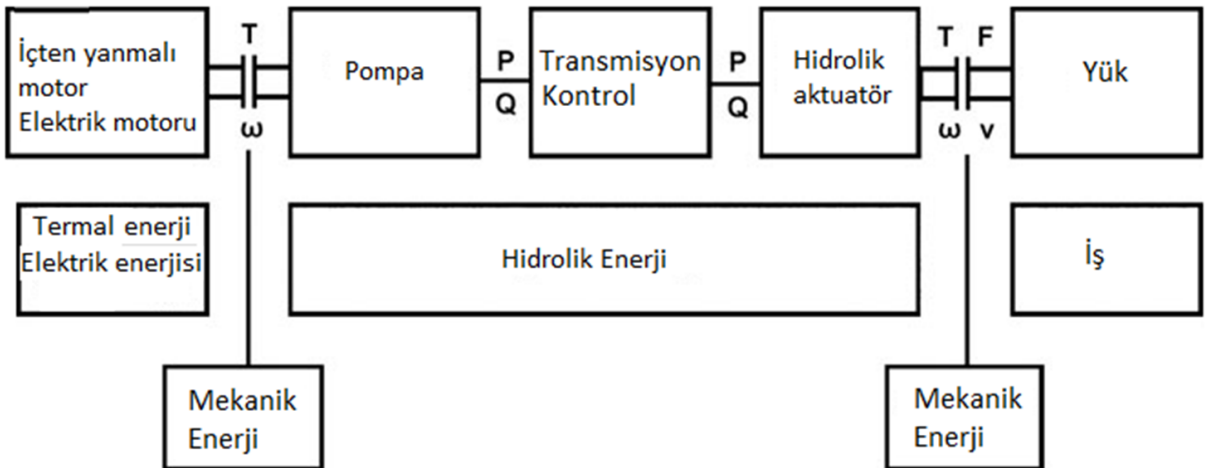
Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



(a)



(b)

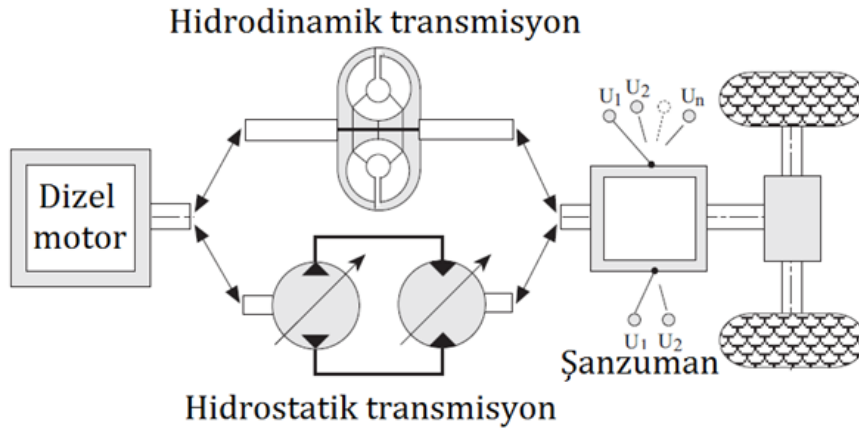


(c)

Şekil 1.3. Güç iletim sistemlerinin genel yapıları (şematik). (a) Elektriksel güç iletimi, (b) Pnömatik güç iletimi, (c) Hidrolik güç iletimi.

1.2. Çalışma prensiplerine göre hidrolik mekanizmalar

- Hidrodinamik güç iletim mekanizmaları; Bu tip mekanizmalarda non-pozitif deplasmanlı pompa ve aktuatörler(kanatlı yapılar) kullanılmaktadır.
- Hidrostatik güç iletim mekanizmaları; Bu tip mekanizmalarda pozitif deplasmanlı pompa ve aktuatörler (Dişli, pistonlu pompalar, hidrolik motorlar vb.) kullanılmaktadır.



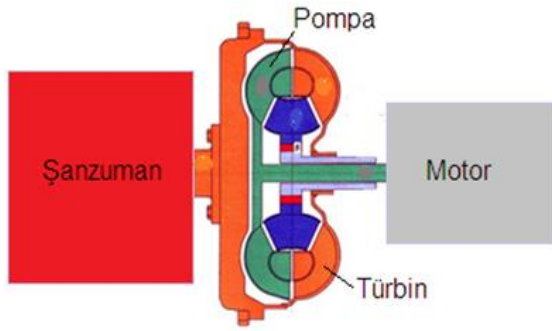
Şekil 1.4. Bir aracın tahrikinde hidrodinamik ve hidrostatik güç iletimi ayrı ayrı veya bir arada kullanılmaktadır.

Hidrodinamik güç iletim mekanizmalarının temel özellikleri,

- Fiziksel yapıları hidrostatik mekanizmalardan farklıdır.
- Bu mekanizmalarda, kanatlı bir pompa tahrik motoru tarafından döndürülerek sıvıya kinetik enerji kazandırılır.
- Pompanın hızlandığı sıvı bir türbinin kanatlarına çarparak onu döndürür.
- Böylelikle güç, motordan, kullanım noktasına iletilmiş olur.

Bu tarz güç iletimi endüstride daha sınırlı alanlarda kullanılmaktadır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



(a)



(b)

Şekil 1.5. Hidrodinamik güç iletim mekanizması. (a) Şematik, (b) Bir konveyörde hidrodinamik kavramanın uygulaması.

Endüstride hidrodinamik mekanizmaların üç farklı kullanımı söz konusudur, bunlar; (şekil 1.6)

- Konverter (hız dönüştürme mekanizması)
- Kavrama
- Fren

Konverter	Kavrama	Fren	Şematik görünüş
			Semboller VDI 2153
$M_P + M_T + M_R = 0$ $\omega_{Tmin} < \omega_P < \omega_{Tmax}$ Hız dönüştürme	$ M_P = M_T $ $\omega_P > \omega_T$ Tork İletme	$ M_P = M_{T(R)} $ $\omega_{T(R)} = 0$ Enerji dönüştürme Mekanik enerji $\rightarrow$ Isı	Karakteristikler

Şekil 1.6. Hidrodinamik mekanizmaların üç farklı kullanımı

Hidrostatik güç iletim mekanizmalarının temel özellikleri,

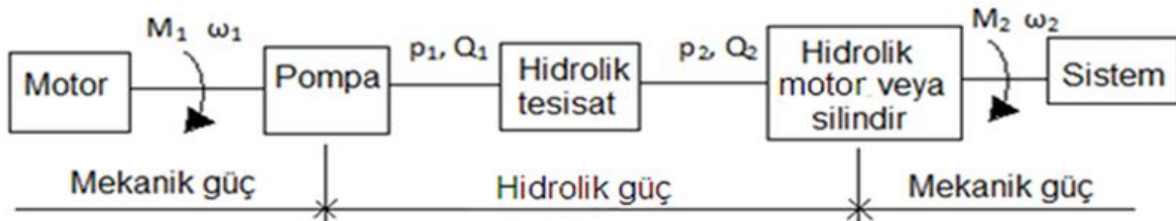
- Hidrolik güç iletiminde en yaygın kullanılan mekanizma tipidir.
- Hidrostatik mekanizmalarda, bir güç kaynağından sağlanan mekanik güç, pozitif deplasmanlı bir pompa tarafından hidrolik güce dönüştürülmektedir.
- Hidrolik güç tesisatta akan hidrolik sıvısı tarafından kullanım noktasında iletilir.
- Sonuçta, hidrolik hareketlendiriciler, hidrolik gücü tekrar mekanik güce dönüştürerek kullanıma sunarlar.



Şekil 1.7. Temel hidrostatik mekanizma

1.3. Hidrostatik mekanizmalarda güç iletimi

Sisteme giriş gücü olarak mekanik güç bir elektrik motoru veya içten yanmalı motor tarafından üretilir. Ancak hız dönüşüm mekanizması kullanılması durumunda hesaplara katılacak güç, moment ve hız bu mekanizmanın çıkışındaki değerler olacaktır.



Şekil 1.8. Hidrolik güç iletim mekanizması (şematik).

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Giriş gücü,

$$N_g = N_1 = M_1 \omega_1 (W)$$

Burada;

N_g : Giriş gücü,

M_1 : Pompa milinde etkili moment, N.m

ω_1 : Pompa milinin açısal hızı, rad/s

Sistemde iletilen hidrolik gücün kaynağı pompadır. Pompa mekanik gücü, çıkışta basınç ve debi çarpanları cinsinden hidrolik güce dönüştürmektedir.

Pompa milinde olması gereken güç,

$$N_p = \frac{p_1 Q_1}{\eta_{tp}} (W)$$

Burada,

p : Sistem basıncı, Pa

Q : Hacimsel debi, m³/s

η_{tp} : Pompanın toplam verimi

Not (1): Sistem besleme basıncı, basınç emniyet valfi tarafından ayarlanmaktadır.

Not (2): Basınç emniyet valfi üzerinden debi kaybı söz konusudur dolayısı ile pompa debisinin tamamı sistem besleme debisi olarak değerlendirilmez.

Sistem çıkışında elde edilen ve kullanılan güç yine mekanik güçtür. Hidrolik gücü mekanik güce dönüştüren elemanlar hidrolik motor ve silindirlerdir.

Eğer sistem çıkışında hidromotor kullanılmış ise çıkış mekanik gücü aşağıdaki gibi bulunur.

Hidromotor milindeki güç,

$$N_{\dot{c}} = N_2 = M_2 \omega_2 = \eta_{tm} . p_2 . Q_2 (W)$$

Burada;

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

N_{ζ} : Çıkış gücü

M_2 : Pompa milinde etkili moment, N.m

ω_2 : Pompa milinin açısal hızı, rad/s

p_2 : Hidromotor yük basıncı, Pa

Q_2 : Hidromotor üzerinden geçen debi, m³/s

Eğer sistem çıkışında hidrolik silindir kullanılmış ise çıkış mekanik gücü aşağıdaki gibi bulunur.

Hidromotor milindeki güç,

$$N_{\zeta} = N_2 = F_s v_s \text{ (W)}$$

Burada;

F_s : Hidrolik silindir itme kuvveti, N

v_s : Hidrolik silindirin doğrusal hızı, m/s

Hidrolik tesisatta kaybolan güç,

$$N_k = \Delta p \cdot Q + p_1 \cdot \Delta Q \text{ (W)}$$

Burada,

Δp : Tesisatta basınç düşüşü, Pa

ΔQ : Tesisatta debi kaybı, m³/s

Sistemde toplam güç dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$N_g = \frac{N_{\zeta}}{\eta_t}$$

Burada η_t hidrolik sistemin toplam verimidir. Hidrolik sistemlerde ortalama toplam verim bilgisi tablo 1.2 de verilmektedir..

1.4. Hidrolik sistemin toplam verimi

Hidrolik sistemlerde verim iki temel şekilde görülmektedir bunlar;

- a. Mekanik verim: Hidrolik sistem elemanları arasındaki (piston, keçeler, yataklar vb.) sürtünmeler.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

- b. Hacimsel (volumetrik) verim: Hidrolik sıvının kaybından (kaçaklar vb.) oluşan verim.

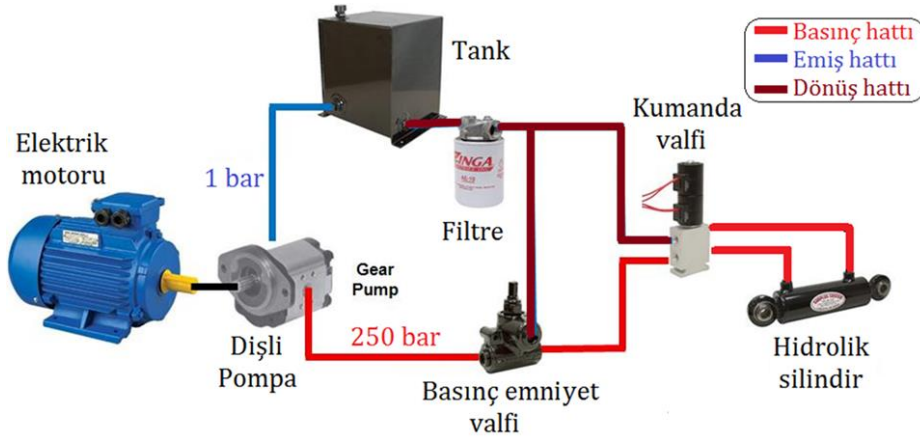
Toplam verim, mekanik verimle, hacimsel verimin çarpımından oluşur. Hidrolik güç iletim sistemlerinin toplam verimlerini mekanizmada kullanılan pompanın tipine göre aşağıdaki gibi verilmektedir.

Hidrolik sistemin toplam verimi, η_t	Mekanizmada kullanılan pompa tipi
0,8	İçten dişli pompa
0,8	Eksenel ve radyal pistonlu
0,7	Paletli pompa
0,7	Dıştan dişli pompa
0,5	Santrifüj pompa

Tablo 1.2. Pompa tipine göre hidrolik güç iletim sistemlerinin toplam verimleri.

1.5. Hidrolik mekanizmalarda kullanılan elemanlar ve sembolleri

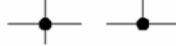
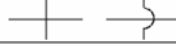
Temel bir hidrolik mekanizma yapısı şekil 1.9 da verilmektedir.



Şekil 1.9. Bir hidrolik güç iletim mekanizmasının şematik görünüşü

Şekilde görüleceği üzere böyle bir mekanizma bir çok devre elemanlarından oluşmaktadır. Bu elemanların standart sembollerle ifade edilmesi önemlidir. ISO 1219 standardında devre elemanlarının sembolleri şekil 1.10 da verilmektedir.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

GENEL ELEMANLAR	
Hidrolik basınç kaynağı	
Ana hatlar	
Kontrol hattı	
Kaçak hattı	
Bağlantılı hatlar	
Kesişen hatlar	
Tank	
Filtre	
Soğutucu	
Isıtıcı	
Elektrik motoru	

HİDROLİK POMPALAR	
Tek akış yönlü, sabit deplasmanlı pompa	
Tek akış yönlü, değişken deplasmanlı pompa	
Çift akış yönlü, sabit deplasmanlı pompa	
Çift akış yönlü, değişken deplasmanlı pompa	
HİDROLİK MOTORLAR	
Tek yöne dönen, sabit deplasmanlı hidromotor	
Tek yöne dönen, değişken deplasmanlı hidromotor	
Çift yöne dönen, sabit deplasmanlı hidromotor	
Çift yöne dönen, değişken deplasmanlı hidromotor	

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

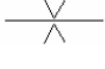
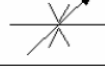
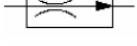
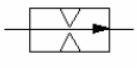
TEK ETKİLİ HİDROLİK SİLİNDİRLER	
Dış kuvvet geri getirmeli	
Yay geri getirmeli	
Teleskobik silindir	
ÇİFT ETKİLİ HİDROLİK SİLİNDİRLER	
Asimetrik silindir	
Simetrik silindir	
Teleskobik silindir	
Çift taraflı ayarlanamaz yastıklamalı silindir	
Çift taraflı ayarlanabilir yastıklamalı silindir	

BASINÇ DENETİM VALFLERİ	
Basınç emniyet valfi	
2 yollu basınç ayar valfi	
3 yollu basınç ayar valfi	

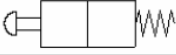
ÇEK VALFLER	
Ön yüklemez çek valf	
Yayla ön yüklenmiş çek valf	
Kilit valfi (Ön uyarılı çek valf)	
İkiz kilit valfi	

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

YÖN DENETİM VALFLERİ	
2/2 yön denetim valfi normalde kapalı	
2/2 yön denetim valfi normalde açık	
3/2 yön denetim valfi normalde kapalı	
3/2 yön denetim valfi normalde açık	
4/2 yön denetim valfi	
5/2 yön denetim valfi	
4/3 yön denetim valfi kapalı merkez	
4/3 yön denetim valfi pompa dönüşlü	
4/3 yön denetim valfi H merkez	
4/3 yön denetim valfi J merkez	
6/3 yön denetim valfi	

DEBİ DENETİM VALFLERİ	
Sabit kısma valfi (Sıcaklık ve basınç değişimine duyarlı)	
Ayarlı kısma valfi (Sıcaklık ve basınç değişimine duyarlı)	
Ayarsız hassas kısma valfi (Sıcaklık değişiminden etkilenmez)	
Ayarlı hassas kısma valfi (Sıcaklık değişiminden etkilenmez)	
Sabit debi denetim valfi (Basınç değişiminden etkilenmez)	
Ayarlı debi denetim valfi (Basınç değişiminden etkilenmez)	
Sabit debi denetim valfi (Sıcaklık ve basınç değişiminden etkilenmez)	
Ayarlı debi denetim valfi (Sıcaklık ve basınç değişiminden etkilenmez)	

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

VALFLERİN MANUEL KUMANDASI	
Butonla kumanda Yay dönüşlü	
Levyeye kumanda Kramayerli	
Pedalla kumanda Yay dönüşlü	
VALFLERİN ELEKTRİKLE KUMANDASI	
Elektrik motoru ile ikaz	
Selenoid ikaz	
Elektro-hidrolik ikaz	
ÖLÇÜ ALETLERİ	
Basınç göstergesi	
Sıcaklık göstergesi	
Debi göstergesi	
Seviye göstergesi	

Şekil 1.10. ISO 1219 a göre hidrolik mekanizmalarda devre elemanlarının sembolleri.

2. Endüstride uygulama alanlarına göre hidrolik güç iletim mekanizmaları

Hidrostatik güç iletiminde kullanılmakta olan mekanizmalar, endüstride uygulama alanlarına göre iki temel şekilde görülmektedir;

- Endüstriyel güç iletim mekanizmaları, (Hareketsiz sistemler)
- Mobil makinalarda kullanılan hidrolik mekanizmalar, (Hareketli makinalar)

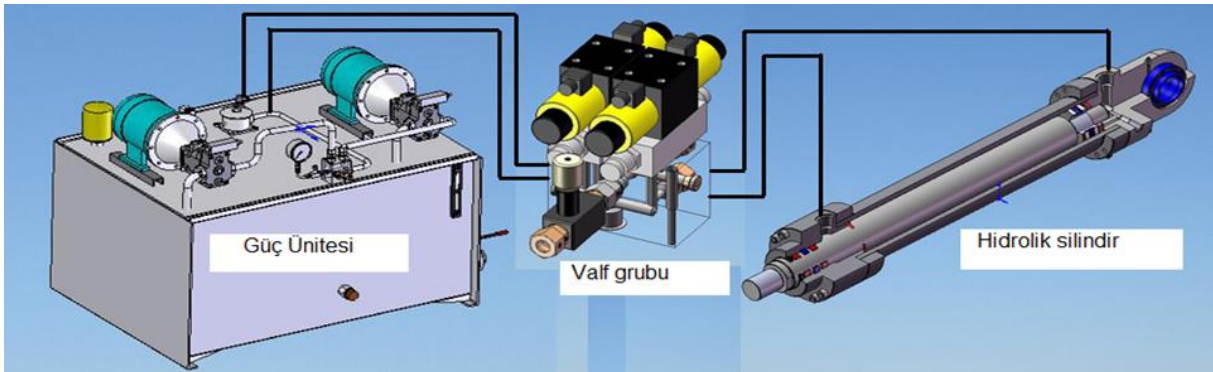
2.1. Endüstriyel güç iletim mekanizmaları

Bu tip mekanizmalar genelde, presler, takım tezgahları gibi statik makinalarda kullanılmaktadır. Bu sistemleri hareketli makinalarda kullanılmakta olan mobil hidrolik sistemlerden ayıran temel farklılık, burada kullanılan valflerin yapısal özelliklerinde görülmektedir.

Endüstriyel hidrolik sistemlerde kullanılan valflerin sisteme ve birbirlerine bağlantıları valf takozları denilen yardımcı elemanlarla yapılmaktadır (şekil 2.1).



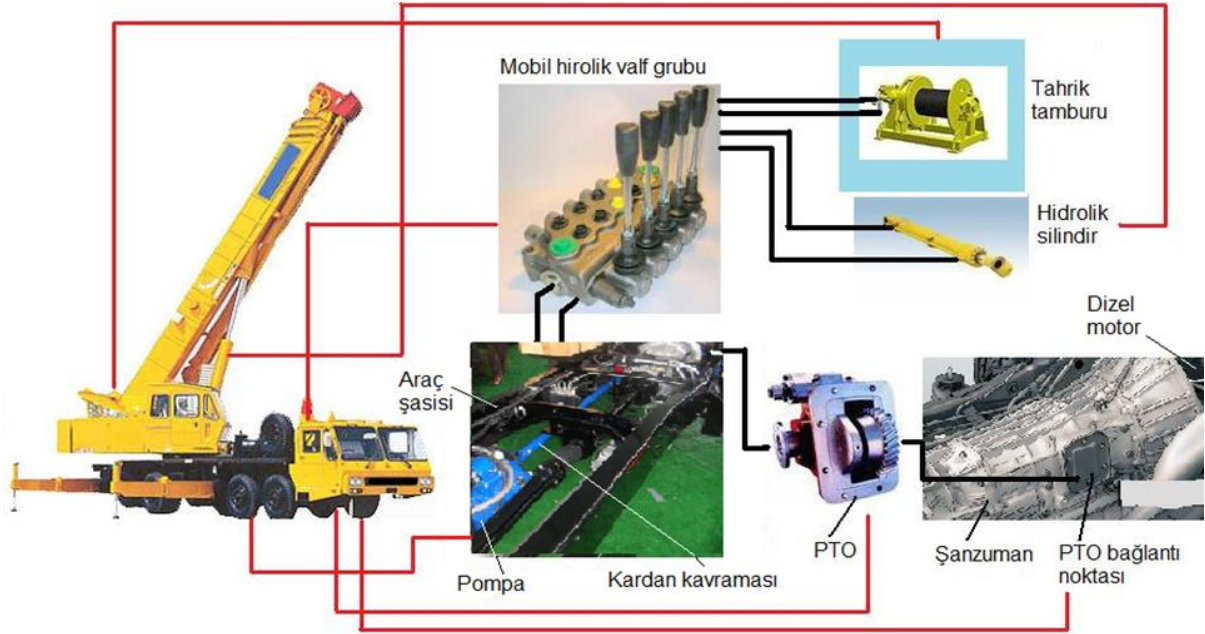
Şekil 2.1. Valflerin altında takoz kısmı içindeki delikler yardımı ile hidroliğin farklı kanallara yönlendirilmesini sağlamaktadır.



Şekil 2.2. Endüstriyel hidrolik sistemi uygulaması.

2.2. Mobil makinalarda kullanılan hidrolik mekanizmalar

Burada valfler, doğrudan birbirlerine bağlanırlar ve daha küçük hacimli makine yapılarına izin verirler (şekil 2.3)



Şekil 2.3. Mobil hidrolik bir mekanizmanın şematik görünüşü. Burada kumanda valfleri doğrudan birbirlerine bağlanmaktadır.

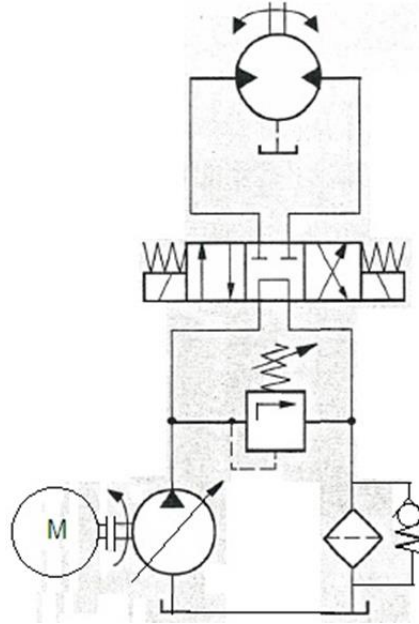
3. Hidrolik devrede dolaşımın tipine göre hidrolik güç iletim mekanizmaları

Hidrolik devrelerde, hidrolik sıvısının dolaşım şekline göre üç temel tip hidrolik güç iletim mekanizması kullanılmaktadır, bunlar;

- Açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları
- Kapalı dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları
- Yarı açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları

3.1. Açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları

Açık dolaşım, devrede dolaşan yağ tekrar tanka dönmektedir. Hidrolik aktuatörün hareket yönü kumanda valfi tarafından belirlenir. Açık dolaşım, yağ tanka döndüğü için temizlenmesi ve soğutulması daha kolaydır (şekil 3.1).

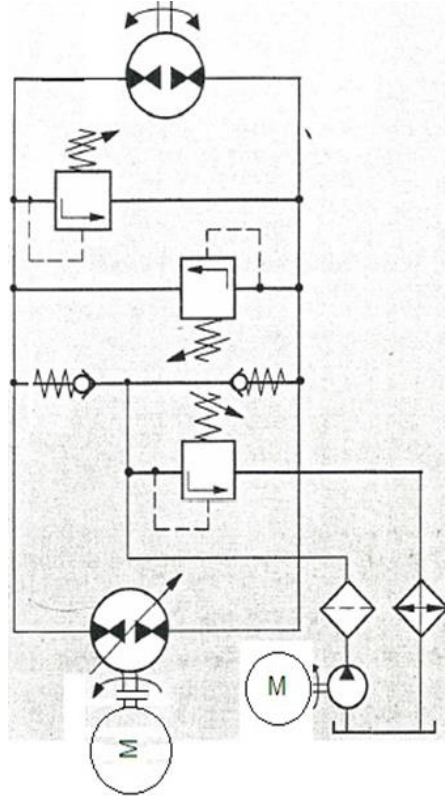


Şekil 3.1. Açık dolaşım hidrolik mekanizma için devre şeması.

3.2. Kapalı dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları

Kapalı dolaşım, kumanda valfi kullanılmaz, hareket yönü her iki yöne yağ basabilen pompalar tarafından belirlenir (şekil 3.2). Bu nedenle de kapalı dolaşım

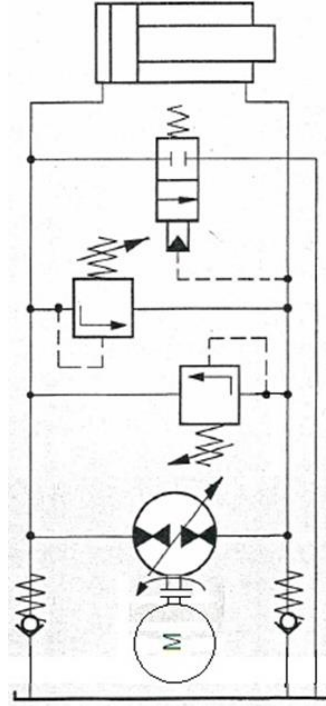
mekanizmalarda daha yüksek çalışma basınçları seçilebilir. Kapalı dolaşımlarda çoğunlukla kaçakları telafi etmek için, ana pompa debisinin %15' i mertebesinde debiye sahip bir besleme pompası kullanılmaktadır. Yükte süratli değişimler olduğunda besleme debisi ana pompa debisine eşit seçilir, bu bir hidrolik akümülatör yardımıyla sağlanabilir. Açık dolaşımla kapalı dolaşım arasındaki temel farklılık enerjinin geri dönüşümü imkânıdır.



Şekil 3.2. Besleme pompalı kapalı dolaşım bir mekanizmanın devre şeması.

3.3. Yarı açık dolaşım hidrolik güç iletim mekanizmaları

Yarı açık dolaşım, asimetric hidrolik silindirlerin olduğu hidrolik devrelerde kullanılmaktadır (şekil 3.3). Silindire gelen ve çıkan yağ debileri arasındaki farklılık nedeni ile tam kapalı dolaşım mümkün değildir.



Şekil 3.3. Yarı açık dolaşım plastik enjeksiyon presleri vb. alanlarda kullanılmaktadır.

3.4. Hidrolik devrede dolaşımın tipine göre hidrolik mekanizma seçimi

Hidrolik devrelerin özelliklerine göre mekanizma yapısı üzerine tavsiyeler tablo 3.1 de verilmektedir.

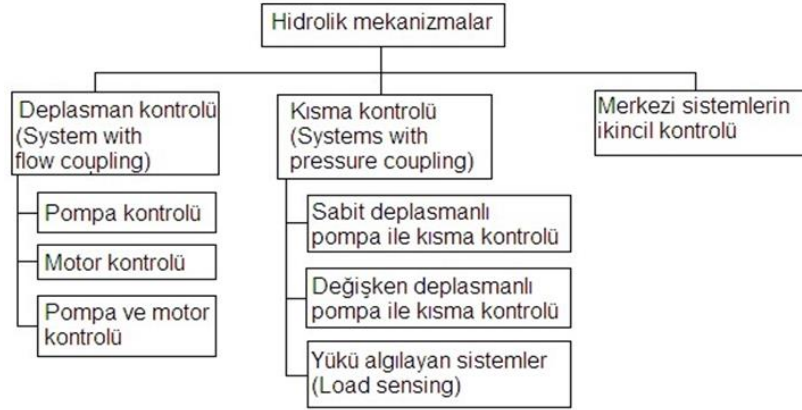
		Devrede dolaşımın tipi		
		Açık dolaşım		Kapalı ve yarı açık dolaşım
		Kısma kontrolü	Pompa kontrolü	
Operasyon	Sürekli operasyonlar		+	+
	Kesintili operasyonlar	+		
Çalışma basıncı	Alçak basınç (150 bar a kadar)	+		
	Orta basınç (250 bar a kadar)	+	+	+
	Yüksek basınç (450 bar a kadar)		+	+
Sistem yapısı	Basit sistemler	+	+	
	Komplike sistemler		+	+
Hızlı kontrol edilmek istenen sistemler		+	(*)	(*)

Tablo 3.1. Hidrolik devrelerin özelliklerine göre tavsiye edilen mekanizma yapıları.

(*) Sadece ikincil kontrol kullanan veya kısa iletim borularına sahip olan hidrolik mekanizmalar.

4. Kontrole göre hidrolik güç iletim mekanizmaları

Hidrolik sistemde gücün iletimi esnasında, güç kayıplarının azaltılması ve sistemin daha yüksek performans ile kontrolü çok önemlidir. Buna bağlı olarak hidrolik mekanizmaları üç temel bölüme ayırmak mümkündür (şekil 4.1)



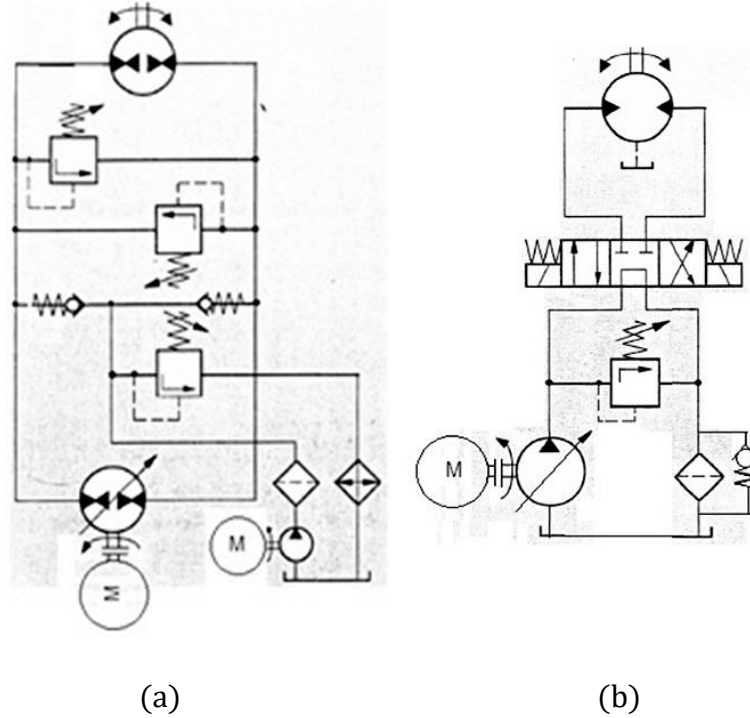
Şekil 4.1. Kontrollerine göre hidrolik mekanizma çeşitleri.

4.1. Deplasman kontrolü kullanan mekanizmalar

Deplasman kontrollü mekanizmalar temel olarak üç tiptir, bunlar;

- Pompa kontrollü mekanizmalar
- Hidromotor kontrollü mekanizmalar
- Pompa ve hidromotor kontrollü mekanizmalar

Pompa kontrollü mekanizmalar,

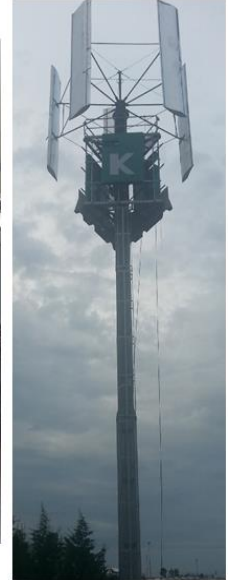
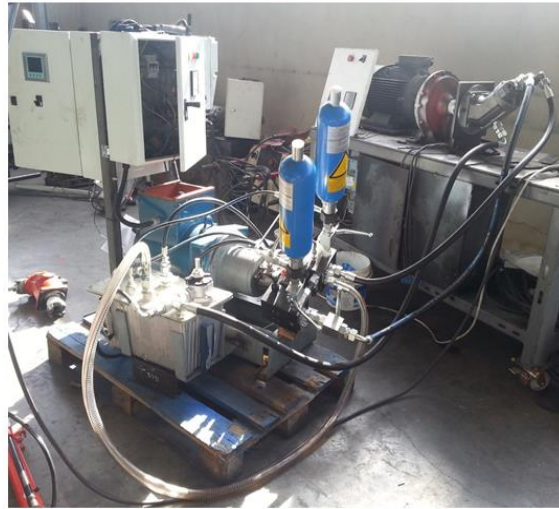
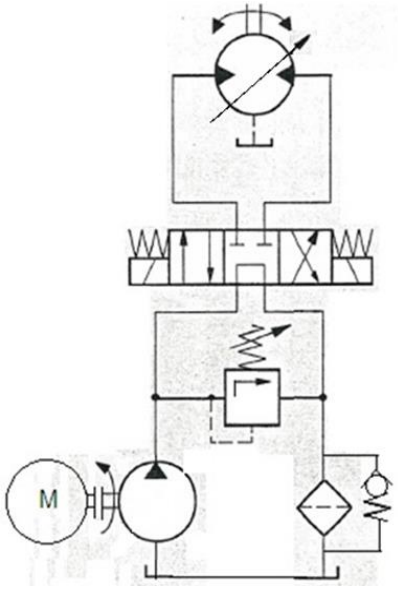


Şekil 4.2. Kapalı (a) ve açık dolaşım (b) devrelerde pompa kontrolü uygulamaları.

Bu mekanizma tipinde güç kontrolü, pompa deplasmanı değiştirilerek gerçekleştirildiği için sistemde enerji kayıpları minimumdur. Farklı hidrolik dolaşım tipleri için pompa kontrolü uygulanabilmektedir (şekil 4.2) .

Hidromotor kontrollü mekanizmalar

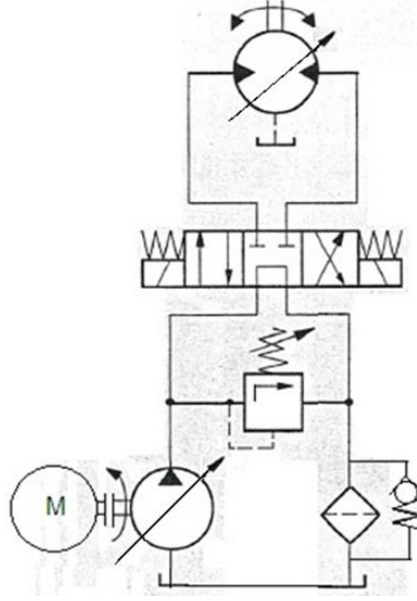
Bu mekanizmalarda sabit deplasmanlı pompalar, değişken deplasmanlı hidrolik motorlar ile birlikte kullanılırlar (şekil 4.3). Ancak bu tür uygulamalar pratikte çok az rastlanır.



Şekil 4.3. Hidromotor kontrollü bir rüzgar türbini güç iletim mekanizması.

Pompa ve hidromotor kontrollü mekanizmalar,

Bu mekanizmada değişken deplasmanlı pompalar, değişken deplasmanlı hidromotorlar ile birlikte kullanılmaktadırlar (şekil 4.4). Bu uygulama yüksek ayar çözünürlüğü istenen mekanizmalarda kullanılır.



Şekil 4.4. Pompa ve hidromotorun değişken deplasmanlı olduğu mekanizma.

4.2. Kısmi kontrolü kullanan mekanizmalar

Bu tarz kontrolde kısma valfleri üzerinden hidroliğin geçişi esnasında önemli güç kayıpları oluşmaktadır, yağ aşırı ısınmaktadır. Bu nedenle bu tür küçük verim değerlerine sahip olan mekanizmalar sadece küçük güçlerde kullanılmalıdır.

Yüksek güçlerde sadece yükü algılayan sistemlerde (load sensing) bu mekanizmalar kullanılabilir.

Üç tip kısma kontrollü mekanizma mevcuttur, bunlar;

- Sabit deplasmanlı pompa ile kısma kontrolü
- Değişken deplasmanlı pompa ile kısma kontrolü
- Yükü algılayan sistemler (Load sensing systems)

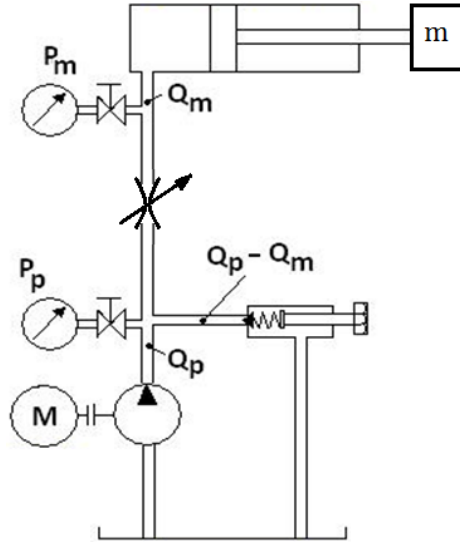
Sabit deplasmanlı pompa ile kısma kontrolü

Şekilde görülen sabit işletme basıncında çalışan sistemlerde kısma ile kontrol yapılır.

İşletme basıncı bir basınç emniyet valfi tarafından ayarlanır. Aktuatörde kullanılmayan pompa debisi basınç emniyet valfinde ısıya dönüşür, böylece kayıplar oluşur (şekil 4.5).

Sistemdeki güç kaybı aşağıdaki gibi yazılabilir.

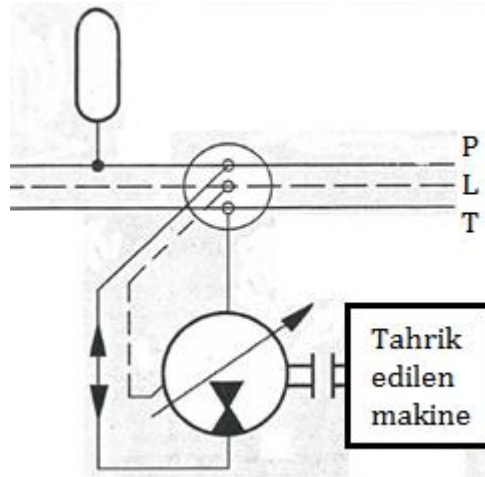
$$N_k = p_p \cdot (Q_p - Q_m) + Q_m \cdot (p_p - p_L) \quad (W)$$



Şekil 4.5. Hidrolik sistemde debinin kısılması

4.3. Merkezi sistemlerin ikincil kontrolü şeklinde hidrolik mekanizmalar

Bu mekanizmalar çoğunlukla çok sayıda aktüatörün bir dağıtım hattından beslendiği sistemlerde kullanılır (şekil 4.6).



Şekil 4.6. İkincil kontrollü hidrolik mekanizma

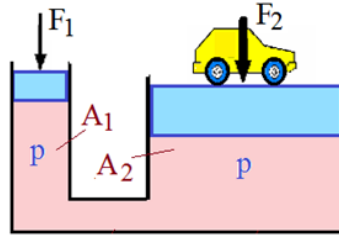
Genel olarak aşağıdaki durumlar söz konusu olabilir.

- Çok sayıda aktüatör paralel ve farklı sıralama ile çalıştığında frenleme enerjisi geri alınabilir ve diğer ünitelerde kullanılabilir.
- Kontrol tekniği açısından hidrolik güç ünitesi ile aktüatörler arasındaki mesafeler fazla olduğunda, sistem cevap zamanını azaltmak ve daha hassas kontrol sağlamak için kullanılabilir.
- İyi bir güç/ağırlık oranı gerektiğinde, örneğin gemilerde, uçaklarda kullanılabilir.

5. Hidrolik güç iletiminin temelleri

5.1. Basınç

Birim alana etkiyen normal kuvvete basınç denir. Paskal prensibine göre, kapalı bir kabın bütün çeperlerindeki basınç etkisi kesitten ve dış kuvvetlerden bağımsız olarak eşittir. Bu nedenle basınç statik bir parametre olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 5.1. Kapalı bir hidrolik sistemde basınç dağılımı

Şekil 5.1 deki kapalı hidrolik sistemde her noktadaki basınç aynıdır.

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Kapalı bir kapta/sistemdeki yağ basıncı pompa ile yağın sıkıştırılmasının dışında olarak üç farklı nedenle değişmektedir;

- Kabın içindeki sıvının yoğunluğunun değişmesi. Örneğin sıcaklığın değişmesi yoğunluğu değiştirir.
- Kabın hacminin değişmesi. Örneğin iç ve dış kaçaklar
- Sıvı akışı esnasındaki sürtünme vb. kayıplar. Bu durum bölgesel basınç değişimlerine yol açar.

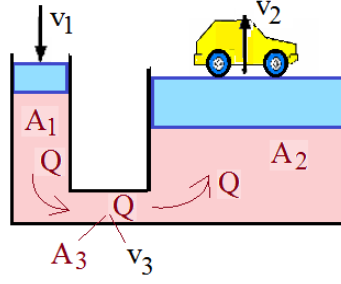
Basıncın ölçülmesi,

- Efektif Basınç (gage pressure): Bir manometrede okunan basınç değeridir.
- Mutlak basınç: Manometrede okunan basınç değerine atmosfer basıncı ilave edildiğinde oluşan basınç değeridir.

5.2. Debi

Hidrolik veya pnomatik sistemde belirli bir akış kesitinden belirli bir sürede geçen akışkan miktarı debi olarak tanımlanır. Hidrolik sistemlerde genelde sıvıların sıkışma miktarının ihmal edilebileceği ön görülerek hacimsel debi kullanılması yeterli olmaktadır.

Hidrolik sistemde akış sıkıştırılamaz bir akış olarak değerlendirilecek olursa farklı kesitlerde sıvının debisi değişmez, hızı değişir (şekil 5.2).

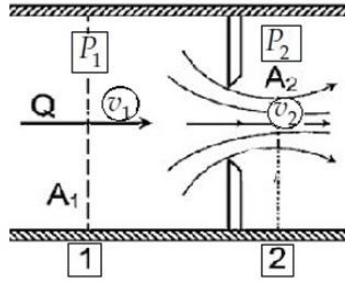


Şekil 5.2. Hidrolik sistemde sıvı akışı.

Buna göre farklı kesitler için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = A_3 v_3 \quad (L/dak)$$

Bernoulli denklemi,



Şekil 5.3. Boru içi akış.

Şekil 5.3 e göre 1 ve 2 kesitleri arasında sıkıştırılamayan sıvının akışı için Bernoulli denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$v_2^2 - v_1^2 = \frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)$$

Hidrolik sistemlerde yağ akışı iki şekilde görülmektedir.

- Laminer akış, (genellikle boru veya silindir içi akışlar, kaçak akımları).
- Türbülanslı akış, (genellikle valf kesitlerinde, pompa ve hidromotor iç kısımlarındaki akışlar).

Akışın şeklini belirlemek için Reynolds sayısı (Re) kullanılabilir.

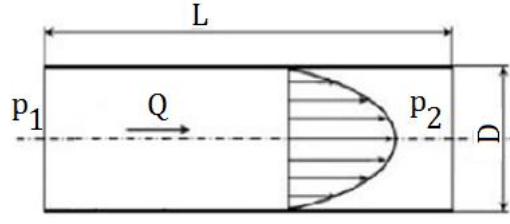
$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$Re < 2300$ olması halinde laminer akış durumu kabul edilebilir.

Laminer akış,

Laminer akış, genel olarak iki farklı tipte irdelenmektedir, bunlar;

Borularda laminer akış,



Şekil 5.4. Boru içinde sıvı akışı

Boru içinde laminar akış için debi ifadesi:

$$Q = \frac{\pi D^4}{128 \mu L} \Delta p \quad (m^3/s)$$

Burada,

μ : Akışkanın dinamik viskozitesi, (Pas)

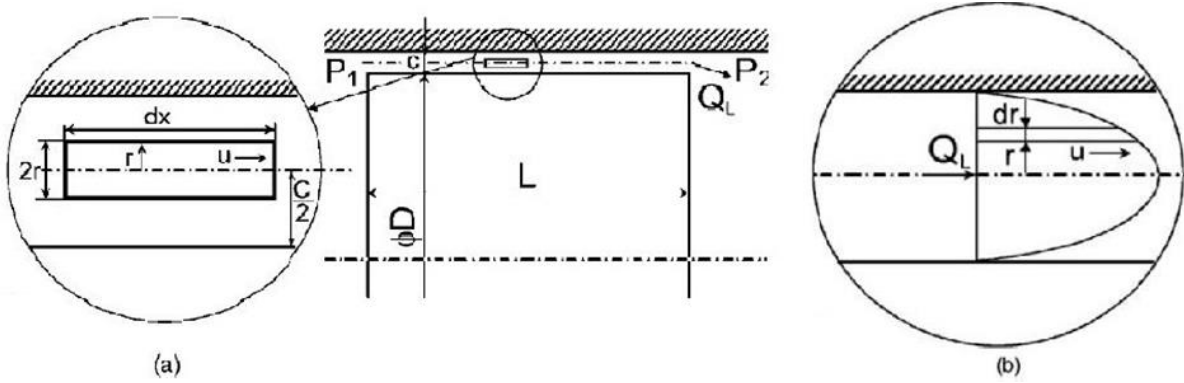
D : Boru iç çapı, (m)

L : Boru boyu, (m)

$\Delta p = p_1 - p_2$ (Pa)

Dar kanallarda laminar akış-silindirik eş merkezli,

Dar silindirik kanallarda laminar akış durumu valf sürgülerinin veya hidrolik silindir elemanlarının çevresinde oluşmakta ve sürtünmeler sonucunda da artmaktadır.



Şekil 5.5. Hidrolik pistonun çevresindeki iç kaçak (a) ve bu bölgede hız dağılımı (b).

Silindirik eş merkezli kanallarda laminar akış için debi ifadesi:

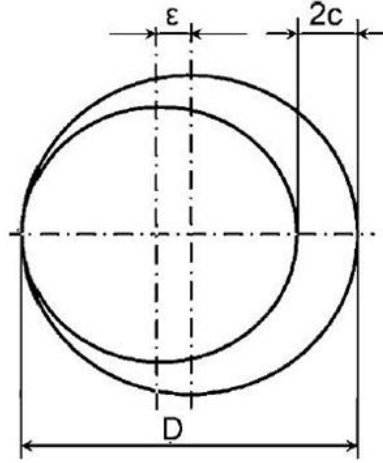
$$Q_L = \frac{\pi D c^3}{128 \mu L} \Delta p \quad (m^3/s)$$

Burada,

c: Piston silindir arasındaki aralık değeri, (m)

Dar kanallarda laminar akış-silindirik kaçık merkezli,

Eş merkezli olmayan silindirik elemanlar çevresinde oluşan kaçıklar aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.6. Eş merkezli olmayan durumda hidrolik pistonun çevresindeki iç kaçık.

Silindirik kaçık merkezli kanallarda laminar akış için debi ifadesi:

$$Q_L = \frac{\pi D c^3}{128 \mu L} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\varepsilon}{c} \right)^3 \right] \Delta p \quad (m^3/s)$$

Burada,

c: Piston silindir arasındaki aralık değeri, (m)

Türbülanslı akış,

Bernoulli kuramı ve süreklilik denklemi birlikte kullanılarak türbülanslı akış için debi denklemleri türetilmektedir. Yukarıda verilmiş bu iki eşitlikten şekil 5.3 e göre jet hızı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (m/s)$$

Gerçekte jet hızı sürtünmelerden dolayı bu değerden 0,97-0,99 oranında farklıdır.

$$C_v = \frac{\text{Gerçek jet hızı}}{v_2}$$

Bu durumda debi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q = C_v A_2 v_2 = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (m^3/s)$$

Burada kesit sabitini (alanlar oranı) aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz.

$$C_c = A_2/A_0$$

Buradan debi sabiti C_d aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$C_d = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - C_c^2 (A_0/A_1)^2}}$$

Debi sabiti genelde $C_d = 0,60 - 0,65$ arasında alınabilir.

Buna göre türbülanslı akış için debi denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$Q = C_d \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (m^3/s)$$

Debi sabitlerinin bulunması,

Kısa tüp şeklindeki orifislerde,

Kısa tüp şeklindeki orifisler ekonomik sebeplerle tesisat borularında sabit kısma elemanı olarak kullanılmaktadır. Bu elemanlarda debi sabiti eleman geometrisine ve Reynolds sayısına bağlıdır. Aşağıdaki denklemlerde laminar ve türbülanslı akışlar için debi sabitleri verilmektedir (Merri, 1967).

$$\frac{Re}{L} > 50 \rightarrow C_d = \left[1,5 + 13,74 \left(\frac{L}{Re} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{-\frac{1}{2}}$$

$$\frac{Re}{L} < 50 \rightarrow C_d = \left[2,28 + \frac{64L}{Re} \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Debinin ölçülmesi,

Debinin ölçülebilmesi için işletmelerdeki ihtiyaçlara, sıvının fizyko kimyasal ve fiziksel özelliklerine bağlı olacak şekilde çeşitli debimetreler üretilmektedir. Bunların en çok kullanılanlarından bazıları aşağıda verildiği gibi sınıflandırılabilir.

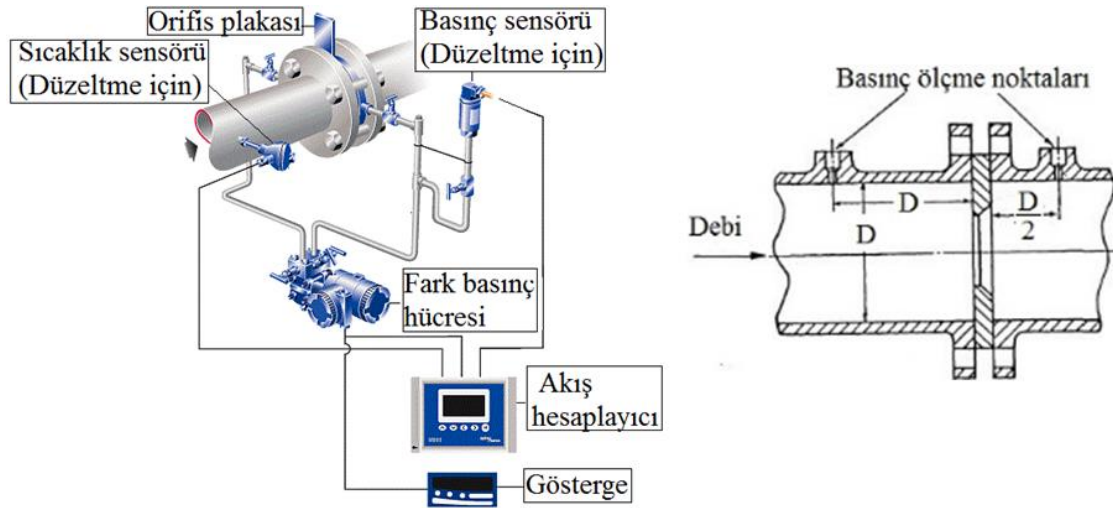
a. Basınç farkına göre debimetreler

- Orifis plaka debimetreler
 - Flow nozzles debimetreler
 - Venturi tubes debimetreler.
- b. Hız debimetreleri,
- Türbin tipi debimetreler
 - Elektromanyetik debimetreler
 - Ultrasonik debimetreler
- c. Pozitif deplasmanlı debimetreler
- d. Kütleli debimetreler
- Coriolis debimetre

Basınç farkına göre debimetreler,

a. Orifis plaka debimetreler

Orifis debimetre içerisinde yer alan orifis plaka basınç düşüşüne sebep olur. Basınç düşüşünün büyüklüğüne dayanarak, debi hesaplanabilir. Bu ölçüm yöntemi türbin debimetrelerin kullanılmadığı kirli akışkanlarda ve büyük çaplarda çok pratik olarak kullanılabilir. Orifis plaka debimetreler hem sıvılar hem gaz akışkanlar için kullanılabilir

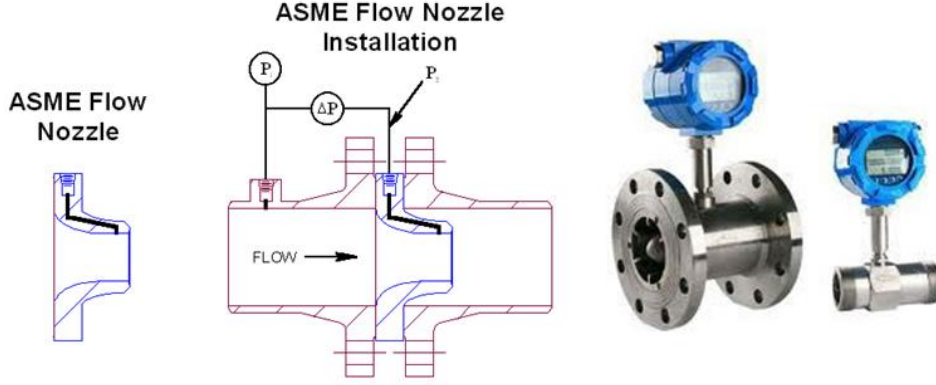


Şekil 5.7. Orifis plaka debimetreler.

Basit yapısı ve kolay montaj özelliği sayesinde DN15 - DN3000 boyutlarındaki hatlarda 1000 °C sıcaklık ile 42 MPa basınç (420 Bar) basınç olan akışkanlarda kullanılabilirler.

b. Flow nozzles debimetreler

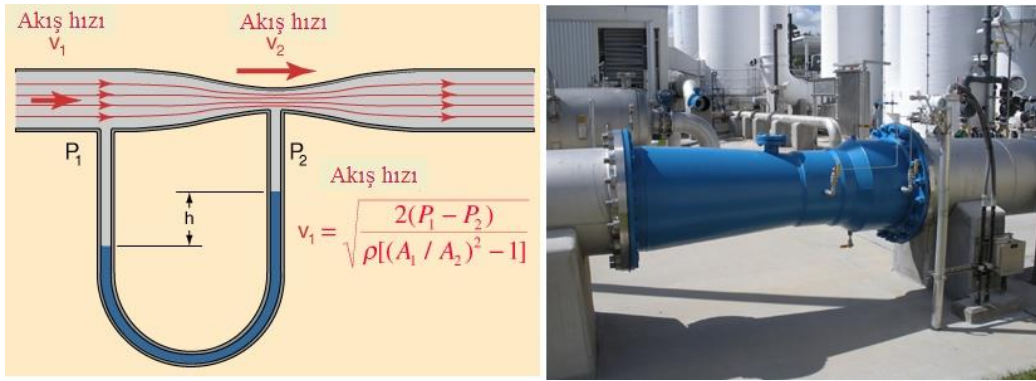
Orifis plaka debimetrelerle benzer yapıdadırlar. Sadece burada Orifis plaka yerine bir nozul kullanılmaktadır (şekil 6.8).



Şekil 5.8. Flow nozzles debimetrelerin genel yapıları.

c. Venturi tüp debimetreler.

Venturi tüp debimetreler büyük ve düşük basınçlı tesisatlar için daha uygundur.

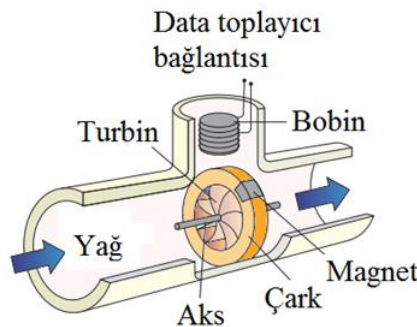


Şekil 5.9. Venturi tüp debimetrelerin genel yapıları.

Hız debimetreleri,

a. Türbin tipi debimetreler

Türbin tip debimetreler, içinde serbestçe dönebilen bir türbin ve dönme hızını bulmak için türbin üzerinde işaretli bir noktanın her geçişinde bir darbe (puls) sinyali üreten sensorün yerleştirildiği silindirik bir gövde bölümünden oluşur.



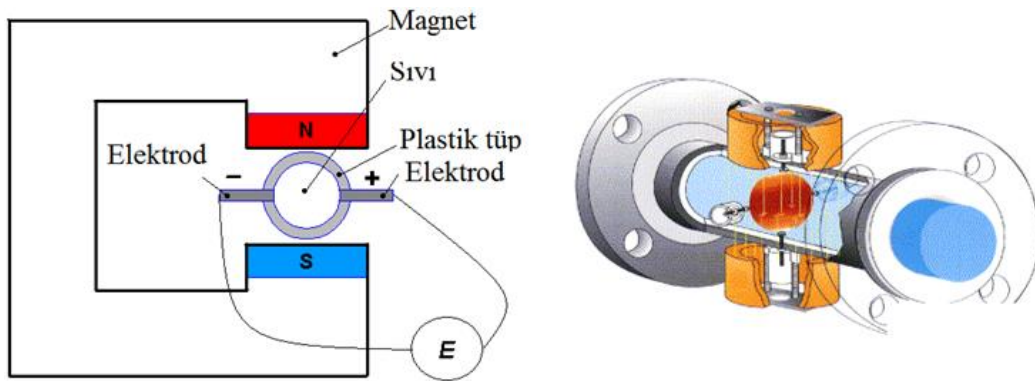
Şekil 5.10. Türbin tip debimetrelerin genel yapıları.

Türbinin dönme hızı akışkanın debisiyle orantılıdır ve fabrika çıkışında her bir ürün ayrı kalibrasyona tabi tutulur. Türbinli akış ölçerler, ön görülen akış şartları için uygun bir biçimde kalibre edildiklerinde geniş bir debi aralığında yüksek doğrulukta sonuçlar verir (%0,25 doğrulukta).

Sıvı akışını ölçmek için kullanıldıklarında, bu akış ölçerlere çok az sayıda kanat (bazı uygulamalarda sadece iki kanat) yerleştirilir fakat gaz akışını ölçmek için kullanıldıklarında yeteri kadar tork oluşmasını sağlamak için çok sayıda kanat yerleştirilir. Türbinin neden olduğu yük kaybı çok küçüktür. Türbinli akış ölçerler fiyatlarının ucuzluğu, basitliği ve geniş akış şartları aralığında sağladıkları doğruluktan dolayı 1940'lardan beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu akış ölçerler hemen hemen tüm boru ölçüleri için, hem sıvı hem de gazlarda kullanılmak üzere ticari olarak piyasada mevcuttur.

b. Elektromanyetik debimetreler

İletkenlik Değeri Minimum $5\mu\text{s}/\text{cm}$ olan akış ile temas halinde ama akışa engel olmayan iki veya daha fazla bobinin ölçüm yapılacak hat çapı ile aynı doğrultuda bir gövdeye montajı ile oluşturulur, Elektrotlara elektrik akımı verildiğinde manyetik alan oluşturur ve elektrotlar arasında oluşan gerilim farkı ölçülür. Akışkanın hızı ile bu fark doğru orantılıdır. Böylece akış hızı gerilim farkı ile ilişkilendirilerek debi hesaplanabilir.



Şekil 5.11. Elektromanyetik debimetrelerin genel yapıları.

Günümüzde iletken akışkanlar da en çok tercih edilen ürünler arasında yer almakta ve gıda, tekstil, arıtma, kimya, petrokimya hatta tarım sulama gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Flanşlı tip, Sandviç tip, Kelepçe tipi, Dişli tip, daldırma tip gibi mekanik bağlantı çeşitleri, Paslanmaz Çelik, Alüminyum Alaşım, Plastik gibi gövde çeşitleri

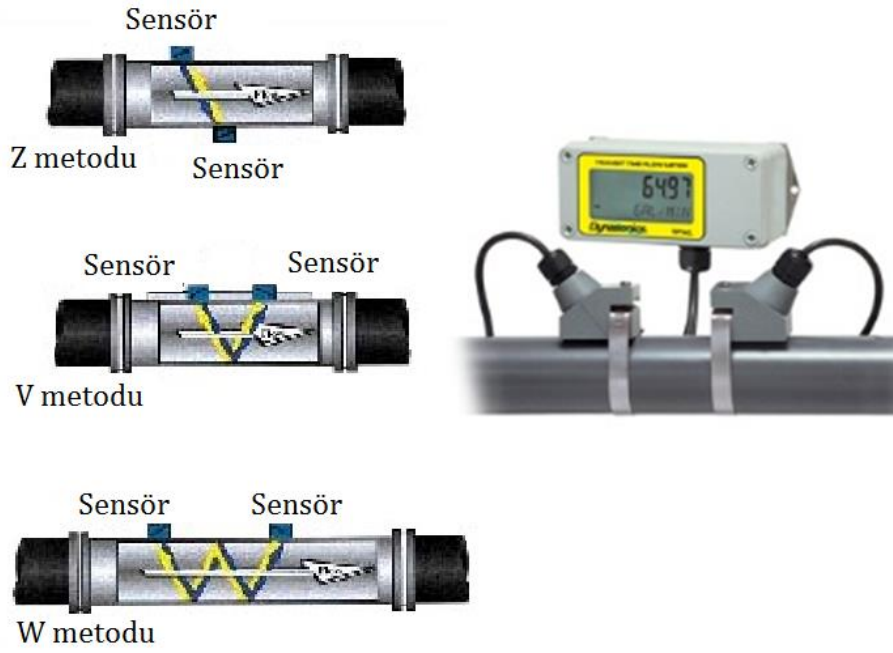
Kauçuk, teflon, Paslanmaz Çelik gibi iç kaplama çeşitleri bulunmaktadır.

Manyetik Debimetrelerin iç aksamında türbin, şamandıralı gibi hareketli parça ya da orifis, ventüri gibi daralan kesit olmadığı için parçacıklı akışkanlarda kullanılabilir.

c. Ultrasonik debimetreler

Ultrasonik debimetreler yüksek frekanstaki ses ile, borunun dışından ölçüm yapan debimetrelerdir. En az iki sensör yardımı ile ölçüm yapan debimetrenin verici sensörü yüksek frekanstaki ses dalgalarını boru içerisine gönderirken, alıcı sensör bu sinyalin alımına göre akışkanın hızını belirlemektedir. Farklı malzemelerden yapılmış borularda boru dışından rahatlıkla ölçüm alınabilmektedir. Bu sayede boru üzerinde müdahalede bulunmak gereksinimi kalmaz. Bu model debimetrelerin kullanılacağı borularda iç kaplama olmaması (beton, fiberglass vb.) boruların paslanmış hasar görmüş, bütünlüğü bozulmuş olmaması ölçüm için önemli etkenlerdir.

Ultrasonik debimetrelerin kullanım alanları, su (atık su, sıcak su, deniz suyu, vb.), küçük parçacık içerikli sıvılar, yağlar, sıvı gıdalar, solventler gibi sıvılar olarak verilebilir.



Şekil 5.12. Ultrasonik debimetrelerin genel yapıları.

Pozitif deplasmanlı debimetreler

Dişli debimetreler anlık ve toplam debi kontrolünde veya ölçümünde sıklıkla kullanılmaktadırlar. Yüksek ölçüm aralığı, yüksek sıcaklık ve vizkositeye sahip akışkanlarda kullanım özelliği, kolay ve uygun kurulum özelliği ile tercih sebebi olmaktadır. Türbin debimetreler yüksek vizkositeye sahip akışkanlara kullanıma uygun değilken bu alanlarda dişli debimetreler rahatlıkla kullanılabilir.



Şekil 5.13. Dişli debimetrelerin genel yapıları.

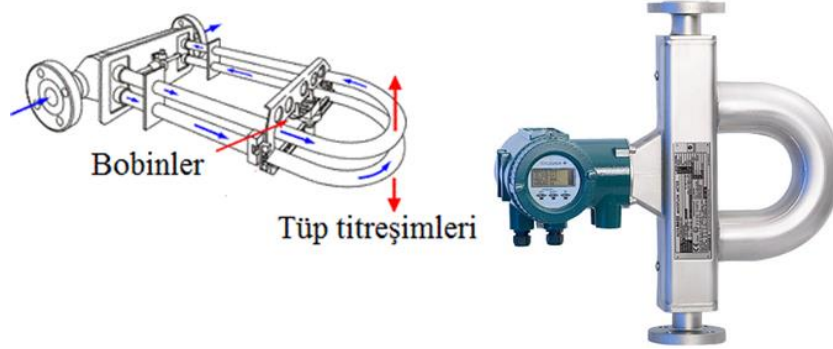
Bu debimetrelerde akış miktarı dişlilerin dönüş sayısı belirlenerek hesaplanmaktadır. Dişli debimetreler her türlü ortam koşullarındaki sıvı akışkanın yanı sıra, 180°C de sıcak

su, sıcak yağ veya buhar ölçümünde de kullanıma uygundur. Ayrıca kullanım alanları; petrol ürünleri, kimyasal sıvılar, endüstriyel sıvılar, yağ çeşitleri, süt vb. sıvı gıdalar olarak verilebilir.

Kütlesel debimetreler

Coriolis debimetreler

Coriolis debimetrelerin yapısı bükülmüş bir akış tüpü çiftinden oluşmaktadır.



Şekil 5.14. Coriolis tip debimetrelerin genel yapıları.

Çalışma prensibi sıvının iç kütle akışı tarafından akış tüplerine uygulanan Coriolis kuvvetini tespit etmektir.

Coriolis kuvveti ancak 2 koşul altında oluşabilir:

- 1- Eğimli akış tüpleri üzerinde oluşan normal frekanslı titreşim,
- 2- Boru içerisinde akan sıvılar.

Bu kuvvet, titreşim kuvveti ve tüplerde akan sıvının uyguladığı kuvvetin sentezi ile üretilmektedir. Akış tüpleri uygulanan kuvvet sayesinde titreşecektir. Tüplerin iki yanında yer alan deplasman sensörleri uygulanan kuvveti algılar ve elektrik sinyali üretir. Böylece kütle akışı doğrudan tespit edilmiş olur.

Coriolis Kütle debimetrelerin avantajları:

- Kütlesel akış, yoğunluk, sıcaklık ve viskozitenin aynı anda ve doğrudan ölçümü yapılır.
- Akışkanın fiziksel özelliklerinden bağımsız ölçüm prensibine sahiptirler.
- Çok yüksek ölçüm hassasiyetine sahiptirler.
- Akış profilinden etkilenmezler.
- Giriş/ çıkış düz boru mesafeleri gerekmez.

Bu ölçüm yöntemi ilaç, kimya, petrokimya, akaryakıt ve gaz, gıda ve genel alım satım uygulamalarında özellikle yüksek ölçüm hassasiyeti ihtiyacı bulunan proseslerde kullanılmaktadır.

5.3. Hidrolik sistem sıvılarının fiziksel özellikleri

Hidrolik sistem sıvılarının fiziksel özellikleri sistem basıncı ve debisi üzerinde doğrudan etkilidir. Bu bölümde aşağıdaki fiziksel özellikler irdelenmektedir.

- Yoğunluk
- Viskozite
- Termal genleşme
- Hidrolik direnç ve viskoz sönüm
- Hidrolik kapasite (Sıkıştırılabilirlik)

Yoğunluk

Hidrolik akışkanların yoğunluğu, basınç ve sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Bu fonksiyonu Taylor serisine açarak ilk üç terimini alırsak doğrusal yoğunluk denklemi edilir.

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T (p - p_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p (T - T_0)$$
$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{\beta} (p - p_0) - \alpha (T - T_0) \right]$$

Burada;

$$\beta = \rho_0 \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_T = -V_0 \left(\frac{\partial p}{\partial V}\right)_T$$
$$\alpha = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p$$

Burada β sabit bir sıcaklık değerindeki değişimi veren izotermal hacimsel esneklik modülü olarak bilinir. Petrol kökenli mineral yağlar için bu değer ortalama $\beta=1500$ MPa civarındadır.

α kübik genleşme sabiti olarak bilinmektedir. Petrol kökenli mineral yağlar için ortalama kübik genleşme sabiti değeri $\alpha = 0,0007$ ($1/^\circ\text{K}$) civarındadır.

Petrol kökenli mineral yağların ortalama yoğunluğu $850-900$ kg/m³ arasındadır.

Viskozite,

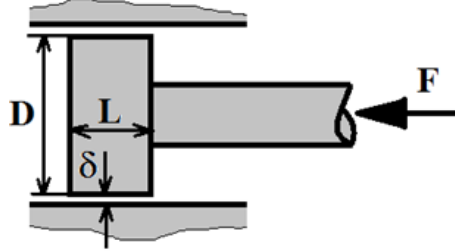
Viskozite akış direnci olarak bilinen bir kavramdır. Genelde iki tip viskoziteden söz edilmektedir, bunlar;

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

- a. Dinamik viskozite
- b. Kinematik viskozite

Dinamik viskozite,

Şekil 5.15 deki hidrolik silindiri düşünelim. Burada silindir pistonunun hareketine karşı F büyüklüğünde bir direnç kuvveti olduğu Newton tarafından açıklanmıştır



Şekil 5.15. Hidrolik silindir borusu içinde pistonun hareketi.

Sıvı katmanları arasında oluşan kesme gerilmesi hesaba katılarak kuvvet dengesi Newton' un viskozite kuramına göre aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$F = \mu A \frac{\dot{x}}{\delta} \quad N/m^2$$

Burada;

F : Silindir itme kuvveti, N

$\dot{x} = dx/dt$: Silindir açılma hızı, m/s

$A = \pi D^2/4$: Piston alanı, m^2

μ : Dinamik viskozite, N.s/ m^2

δ : Piston ile silindir cidarı arasındaki açıklık, m

Dinamik viskozite sıvının basıncına ve sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir.

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p - k_T(T-T_0)}$$

Burada α_p ve k_T sabitlerdir.

$$\alpha_p = 2,1 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$$

$$k_T = 0,036 \text{ K}^{-1}$$

Kinematik viskozite,

Kinematik viskozite, test ünitelerinde akışkanın sabit basınç ve sıcaklıkta aktığı zamana bağlı olarak kolayca tespit edilmektedir.

Dinamik viskozite μ ile kinematik viskozite, ϑ arasındaki ilişki,

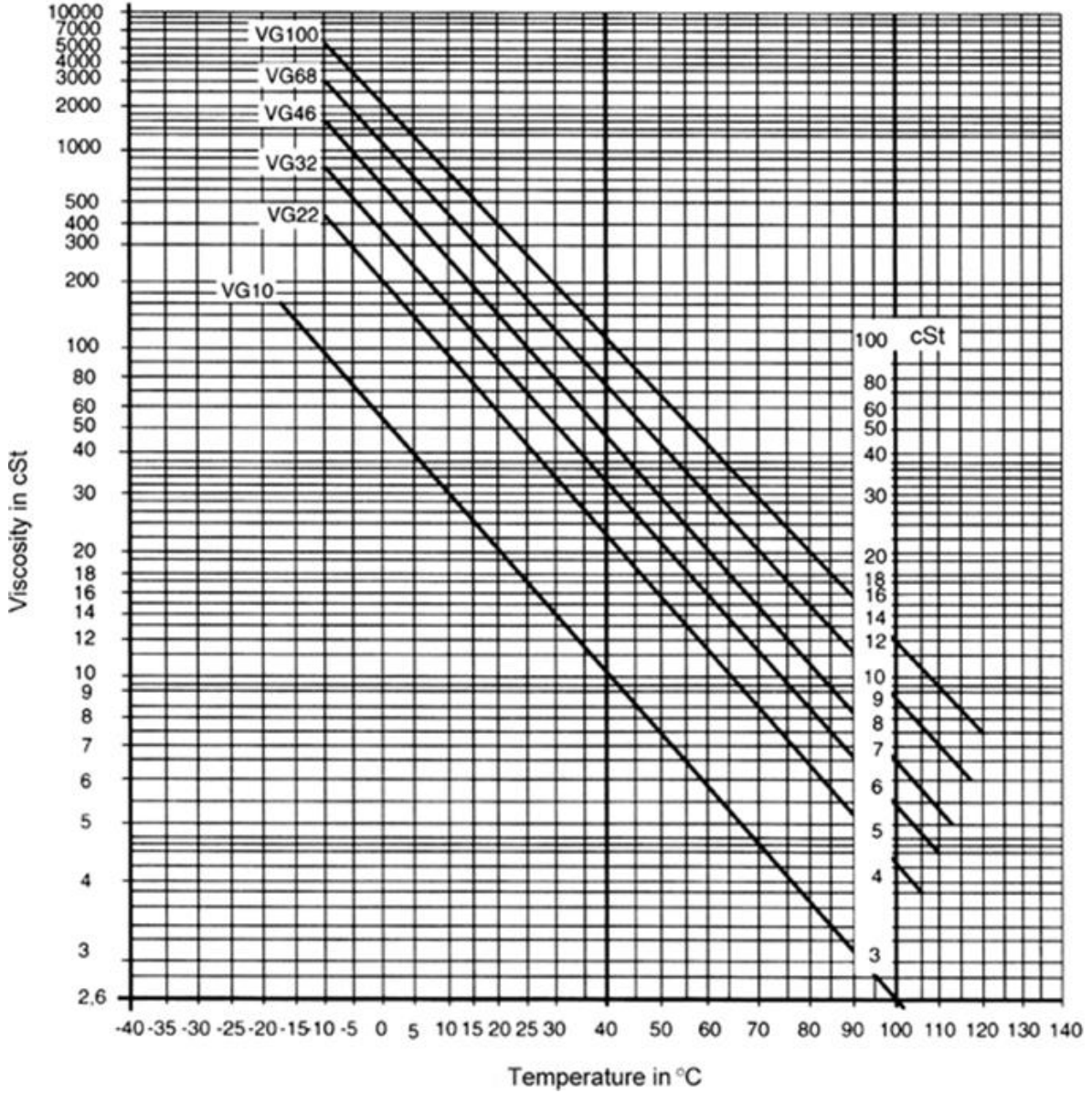
$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (m^2/s)$$

Burada, ρ (kg/m^3) yağın yoğunluğudur.

Kinematik viskozite birimi olarak genelde centistokes (cSt) kullanılmaktadır,

1 cSt = 1 mm²/s 'dir.

Yağların viskozitesi sıcaklıktan etkilenmektedir, (şekil 16).



Şekil 5.16. Hidrolik sistem yağlarının çalışma sıcaklığına bağlı olacak şekilde viskoziteleri değişmektedir.

Viskozite sıcaklıktan etkilendiği için açıklamalar standart bir sıcaklık değeri ile yapılmaktadır.

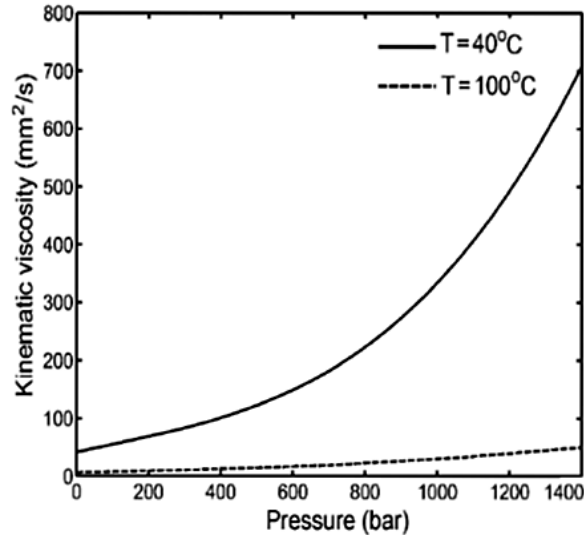
ISO standartlarında 40°C sıcaklık standart olarak kabul etmektedir. Örneğin VG32 sembolü ile gösterilen yağ için 40°C sıcaklıktaki viskozite değeri 32 cSt' dir.

Üreticiler, her eleman için kabul edilebilir viskozite değişimlerini kendileri saptarlar.

Örneğin dişli bir pompa için sıcaklık aralığı, -15°C ile $+80^{\circ}\text{C}$ ve bu aralık için tavsiye edilen viskozite değerleri 10 ile 300 cSt arasında olabilmektedir.

ISO Endüstriyel Yağ Viskozite Sınıflaması			
ISO Sınıfı	Viskozite cSt / 40 oC	Viskozite Limitleri, cSt / 40 oC	
		Min.	Max.
5	4.6	4.2	5.1
10	10	9.0	11.0
15	15	13.5	16.5
22	22	19.8	24.2
32	32	28.8	35.2
46	46	41.4	50.6
68	68	61.2	74.8
100	100	90.0	110
150	150	135	165
220	220	198	242
320	320	288	352
460	460	414	506
680	680	612	748
1000	1000	900	1100
1500	1500	1350	1650

Şekil 5.17. ISO standartlarına göre hidrolik sistem yağlarının viskozite sınıfları
Hidroliğin viskozitesinin basınç değişimlerinden etkilenme oranı, sıcak değişimlerinden etkilenme oranına göre daha azdır.



Şekil 5.18. Hidrolik yağın viskozitesinin basınç ile değişimi

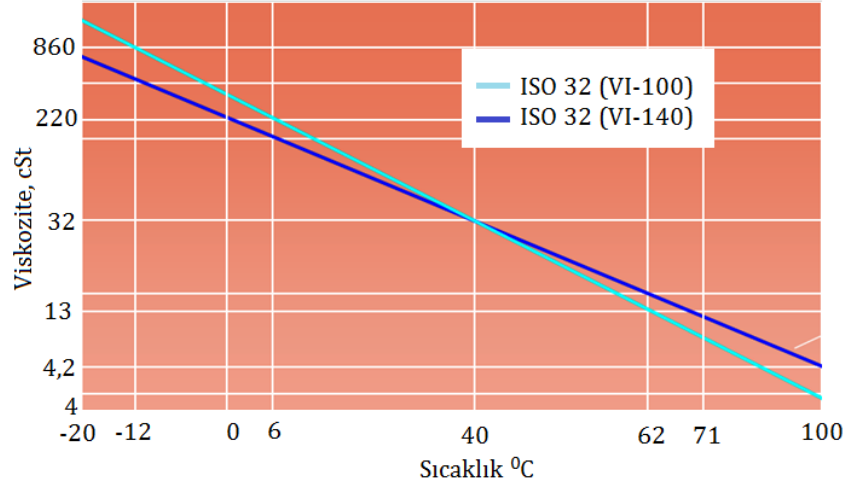
Hidrolik yağlarda viskozite endeksi,

Sistemde operasyonlar esnasında değişen sıcaklık koşullarında viskozitenin belirli aralıkta sabit kalabilmesi önemlidir. Bu durum viskozite indeksi (VI) ile açıklanır.

Normal sıcaklık şartlarında viskozite indeksi, 95 - 105

Değişken sıcaklık şartlarında viskozite indeksi, 125 – 150

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 5.19. Hidrolik yağın viskozite indeksinin değişiminin etkisi

Termal genleşme,

Genel olarak sıvıların sıcaklığa bağlı termal genleşmesi;

$$\Delta V_T = \alpha \cdot V \cdot \Delta T \quad (m^3)$$

Burada;

V: Yağın ilk hacmi, m^3

α : Termal genleşme katsayısı. Mineral yağlar için $\alpha = 7 \times 10^{-4} \text{ } (^{\circ}C^{-1})$ alınabilir.

ΔT : Sıcaklık değişimi, $^{\circ}C$

Kapalı bir kaptaki hacim değişmiyorsa basıncın artışı söz konusudur.

$$\Delta p = \alpha \cdot E \cdot \Delta T \quad (bar)$$

Hidrolik direnç ve viskoz sönüm,

Hidrolik direnç,

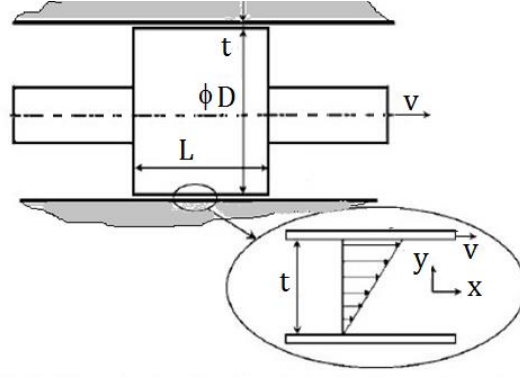
Bir tesisatta sıvı akışında basınç düşüşüne neden olan ve debiyle oransal değişen parametreyi hidrolik direnç, R olarak tanımlayabiliriz. Laminer akış için hidrolik direnci aşağıdaki gibi yazmak mümkündür.

$$\Delta p = \frac{128 \mu L}{\pi D^4} Q = R \cdot Q \quad (Pa)$$

$$R = \frac{128 \mu L}{\pi D^4} \quad (Pa \cdot s / m^3)$$

Viskoz sönüm

Hidrolik sıvı ortamında hareket eden parçalar viskozite etkisi ile oluşan sürtünme kuvvetlerine maruzdurlar. Şekil 5.20 de görülen sürgü kovan içinde hareket ederken kovan ve sürgü arasındaki boşluk sürtünme kuvvetini belirlemektedir.



Şekil 5.20. Valf sürgüsünün etrafındaki radyal boşluktaki sıvı hızının dağılımı. Genelde akış aralığı küçük olan yapılarda ($t=2$ ila $10 \mu m$) sıvının hız profili şekildeki gibi doğrusal kabul edilebilir.

Bu durumda sürtünme kuvveti, F aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

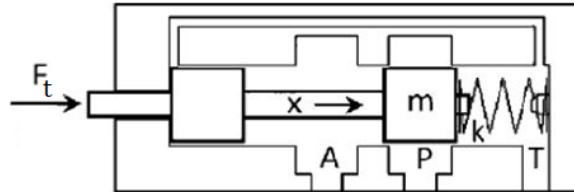
$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{v}{t}$$

$$F = \pi \cdot D \cdot L \cdot \tau = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot \mu}{t} \cdot v = c \cdot v \quad (N)$$

Buna göre viskoz sönüm katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$c = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot \mu}{t} \quad (N \cdot s/m)$$

Viskoz sönüm etkisini sürgülü yön denetim valfi için irdeleyecek olursak, sürgü üzerinde etkili dış kuvvet, F_t sürtünme kuvvetleri ve yay kuvvetlerine karşı etkilidir.



Şekil 5.21. Valf sürgüsünün şematik yapısı

Buna göre sürgünün kuvvet dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$F_t = m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx \quad (N)$$

Hidrolik Kapasite (Sıkıştırılabilirlik),

İçerisi sıvı dolu hidrolik sistemlerin basınç altında sıkıştırılabilirliği,

$$dV/V = -dp/E \quad \text{veya yaklaşık olarak} \quad \Delta V/V = -\Delta p/p$$

Burada:

p: Basınç (bar)

V: Hacim (cm^3)

E: Sistemin eşdeğer hacimsel esneklik modülü (bar)

Hidrolik sistemin eşdeğer hacimsel esneklik modülü,

Yağın içindeki hava oranı hacimsel esneklik modülünü değiştirmektedir. Eğer V_T hacmindeki bir kabın içinde ψV_T hacminde gaz ve $(1 - \psi)V_T$ hacminde yağ varsa hacimsel esneklik modülü, E aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$PV_g^n = \text{sabit}$$

Burada $n=1 - 1,4$ arasında değer alabilen politropik üstel sayıdır. P sistemin mutlak basınç değeridir.

$$V_g^n dP + nV_g^{n-1} P dV_g = 0$$

Buna göre yağın içindeki hava için hacimsel esneklik modülü, E_g bulunur.

$$E_g = -V_g \frac{dP}{dV_g} = nP$$

$$dV_g = -\frac{\psi V_T}{E_g} dP$$

$$dV_y = -\frac{(1 - \psi)V_T}{E_y} dP$$

$$E = -V_T \frac{dP}{d(V_g + V_y)}$$

$$\frac{1}{E} = \frac{\psi}{E_g} + \frac{(1 - \psi)}{E_y}$$

Eğer sıvının içinde bulunduğu kabın da hacimsel esneklik modülü, E_c hesaplara katılacak olursa eşdeğer hacimsel esneklik modülü, E aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{1}{E} = \frac{\psi}{n.p} + \frac{1 - \psi}{E_y} + \frac{1}{E_c}$$

Burada:

ψ : Atmosferik basınç altında yağdaki havanın hacminin toplam hacme oranıdır.

n: Politropik üs, $n=1$ ile $1,4$ arasındadır.

E_y : Yağın hacimsel esneklik modülü, bar

E_c : Kabın hacimsel esneklik modülü, bar

Hidrolik silindirin çelik yapısının hacimsel esneklik modülü,

Bir hidrolik silindirin çelik yapısı kalın cidarlı bir boru olarak kabul edilmek suretiyle hacimsel esneklik modülü aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\frac{1}{E_c} = \frac{2}{E_L} \left[\frac{d_1^2 + d_2^2}{d_1^2 - d_2^2} + \vartheta \right]$$

Burada:

d_1 : Kabın dış çapı, cm

d_2 : Kabın iç çapı, cm

ν : Kap malzemesinin poisson oranı. Metallerde $\nu=0,25$ ile 0,3 arasındadır.

Bir hidrolik tesisat hortumunun hacimsel esneklik modülü,

Hortumların tiplerine göre elastiklik değerleri önemli oranda değişmektedir. Pek çok hortum ile yapılan testler sonucunda, genel hidrolik uygulamaları için, $p=0,5.p_{max}$ değerine kadar kullanımlarda hacimsel esneklik modülü aşağıdaki gibi verilebilir.

$$E_c = 614. d. p_{max}^{1,5} \left[1,11 - e^{\frac{-2p}{p_{max}}} \right]$$

Burada:

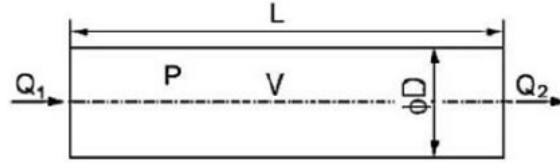
E_c : Kabın hacimsel esneklik modülü. (MPa)

p_{max} : Hortumun maksimum çalışma basıncı (MPa)

d : Hortumun ortalama çapı, m

Sıkıştırılabilirliğin etkisi,

Sıkıştırılabilirlik sistemin tüm dinamik parametreleri üzerinde etkili olmaktadır.



Şekil 5.22. Çelik boru içinde akış

Bir hidrolik sisteme gelen ve giden debiler, hacimsel değişimle ilişkili olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Bu ifade süreklilik denklemidir.

$$\Delta V = \int (\sum Q_1 - \sum Q_2) dt$$

$$Q_1 - Q_2 = -\frac{V}{E} \cdot \frac{dp}{dt}$$

Burada:

Q_1 : Sisteme giren toplam debi.

Q_2 : Sistemden çıkan toplam debi.

V : Sistem hacmi

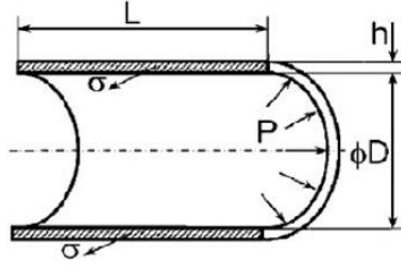
E : Sistemin eşdeğer hacimsel esneklik modülü

dp : Sistem basıncının değişimi

Hidrolik bir tesisatta çelik boru için giriş ve çıkış debilerinin bulunmasında sıvının sıkıştırılabilirliğinin ve hattın elastik deformasyonlarının hesaba katılması.

Silindirik kaplarda deformasyonlar radyal ve aksel yönde olmaktadır.

a. Silindirik bir elemanda (boru vb.) radyal deformasyon;



Şekil 5.23. Çelik boru kesiti

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot D \cdot L}{2 \cdot h \cdot L} = \frac{\Delta p \cdot D}{2 \cdot h} = E_L \cdot \varepsilon_r$$

$\varepsilon_r = \Delta D / D$ olduğuna göre,

$$\Delta D = \frac{\Delta p \cdot D^2}{2 \cdot E_L \cdot h}$$

Bulunan radyal deformasyon değerine göre hacim değişimi,

$$\Delta V_r = \frac{\pi \cdot L}{4} \cdot [(D + \Delta D)^2 - D^2] = \frac{\pi \cdot L}{4} \cdot \Delta D \cdot (2 \cdot D + \Delta D)$$

Burada ΔD terimi $2D$ nin yanında çok küçük olduğu için ihmal edilerek denklem aşağıdaki gibi yazılır.

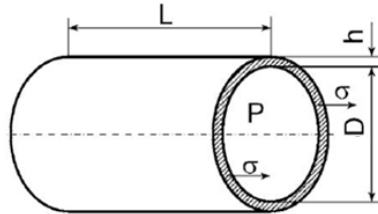
$$\Delta V_r = \frac{\pi \cdot L}{4} \cdot \Delta D \cdot (2 \cdot D) = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot \frac{D}{E_L \cdot h} \cdot \Delta p$$

b. Silindirik elemanda aksel deformasyon

Eksel deformasyona sebep olan gerilme,

$$\sigma = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \Delta p}{4 \cdot \pi \cdot h \cdot D} = \frac{\Delta p \cdot D}{4 \cdot h} = E_L \cdot \varepsilon_a$$

$\varepsilon_a = \Delta L / L$ olduğuna göre,



Şekil 5.24. Çelik boru kesiti

$$\Delta L = \frac{\Delta p \cdot D \cdot L}{4 \cdot E_L \cdot h}$$

Bulunan aksel deformasyon değerine göre hacim değişimi,

$$\Delta V_a = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \Delta L = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot \left(\frac{D}{4 \cdot E_L \cdot h} \right) \cdot \Delta p$$

Bu durumda eksenel ve radyal yönlerde hattaki toplam hacim değişimi,

$$\Delta V = \Delta V_r + \Delta V_a = V \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{5 \cdot D}{4 \cdot E_L \cdot h} \right)$$

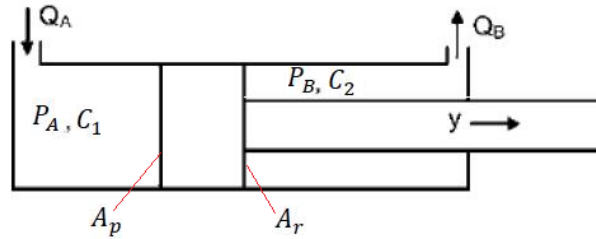
Süreklilik denklemi yazılacak olursa,

$$\int (Q_1 - Q_2) dt = \left(\frac{1}{E} + \frac{5 \cdot D}{4 \cdot E_L \cdot h} \right) \cdot V \cdot dp = C \cdot dp$$

Burada C sistemin kapasite değeridir.

$$C = \left(\frac{1}{E} + \frac{5 \cdot D}{4 \cdot E_L \cdot h} \right) \cdot V$$

Bu durumda çift etkili bir hidrolik silindirin dinamik davranışını ifade eden denklemler kapasiteye bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

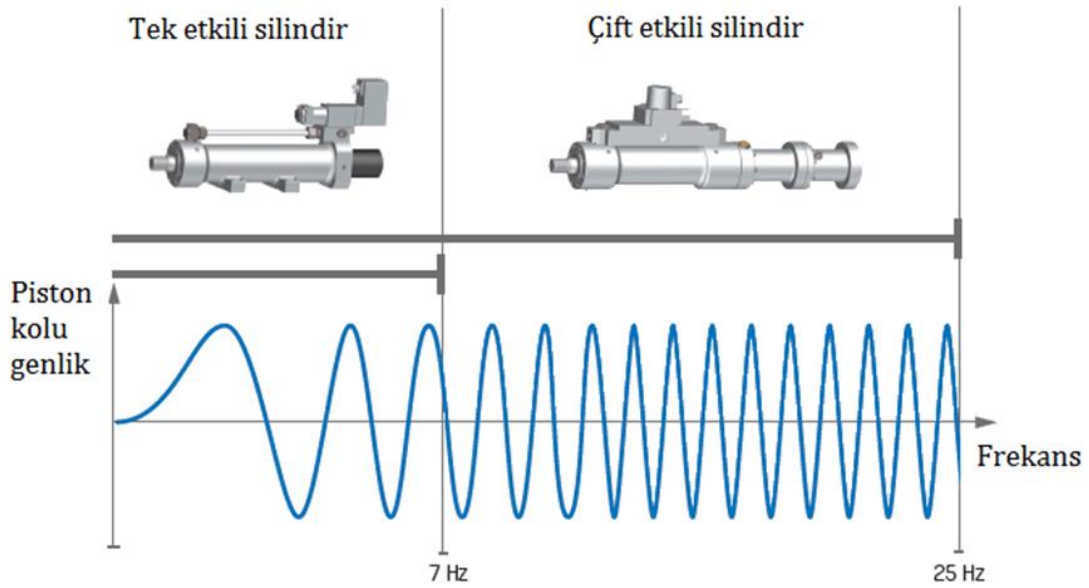


Şekil 5.25. Çift etkili bir hidrolik silindirin fiziksel modeli.

$$Q_A - A_p \cdot \frac{dy}{dt} = C_1 \cdot \frac{dp_A}{dt}$$

$$-Q_B + A_r \cdot \frac{dy}{dt} = C_2 \cdot \frac{dp_B}{dt}$$

Burada: C₁ ve C₂ silindirin her iki tarafına ait kapasite değerleridir.



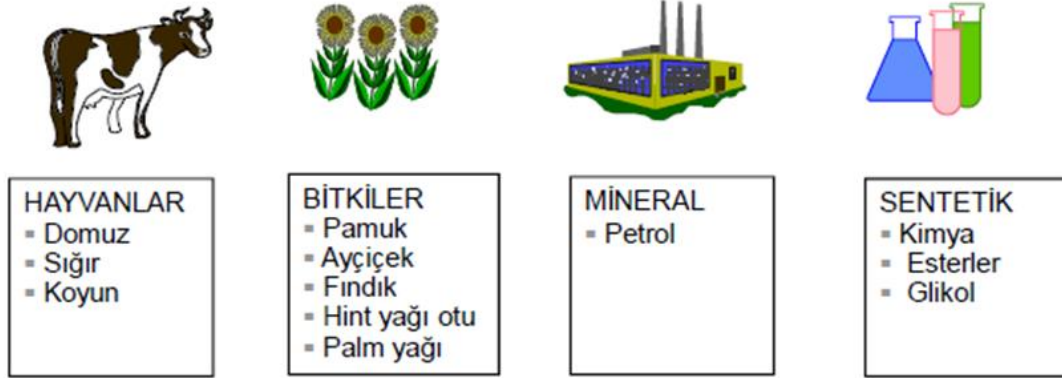
Şekil 5.26. Hidrolik silindirlerde toplam esnekliğin etkisi. Silindirin geometrisi doğal frekansı üzerinde doğrudan etkilidir.

6. Hidrolik sistem sıvıları, yağlar

Hidrolik güç iletim sistemlerinde yağların görevleri,

- Gücü aktarır
- Yağlama yapar
- Soğutma yapar
- Sistemi temizler

Hidrolik sistem sıvıları ve kaynakları oldukça çok çeşide sahiptir. Klasik olarak mineral yağlar kullanılmakta ise de günümüzde sentetik yağlarda yüksek sıcaklık ve basınç kullanımları için önemli gelişmeler kaydedilmiştir.



Şekil 6.1. Hidrolik sistem sıvılarının kaynakları

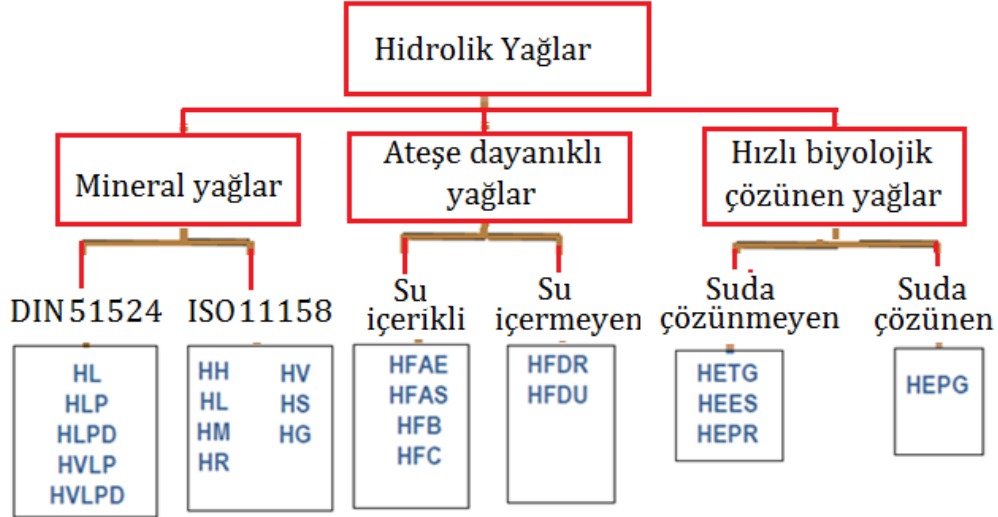
Hidrolik sıvı tipleri	HFA Su - %5 katkı maddesi	HFB Yağ - Su emülsiyonu	HFC Su - Glikol	HFDR Fosfat Ester	HFDU Poliolester	Yağ
Yoğunluk 20°C (g/cm ³)	1,002	0,950	1,050	1,150	0,915	0,850
Viskozite 40°C (mm ² /s)	0,65 (20° C de 1,0)	46	46	46	68 - 46	46
Su içeriği (%)	95	40	40	0	0	0
Ateş direnci	Mükemmel	Zayıf	İyi	İyi <800°C	Önemsiz	Yok
Yağlama	Çok Zayıf	Önemsiz	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel

Tablo 6.1. Hidrolik güç iletiminde kullanılan yağların özellikleri

Hidrolik sıvı olarak suyun kullanımı,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Su hidrolikle güç iletiminde kullanılan ilk sıvıdır. Suyun temel avantajları ucuz olması ve alev direncidir. Ancak su kötü bir yağlayıcıdır ve paslanmaya yol açar. Hidrolik yağlarda da ilk katkı maddesi paslanma ve oksidasyona karşı geliştirilmiştir. Suyun bu dezavantajları nedeniyle sadece, HFA, HFB ve HFC tipi yanmaz hidrolik sıvılarda sınırlı kullanım alanı vardır. Hidrolik yağ çeşitleri şekil 6.2 de verilmektedir.



Şekil 6.2. Hidrolik yağ çeşitleri

Mineral yağların seçimi için bazı özellikler şekil 6.3 de verilmektedir.

ISO	DIN	AÇIKLAMA	ÖZELLİKLER
HH		Düz katıksız mineral yağ	Hiçbir ekstra özelliği yoktur, risksiz sistemlerde kullanılabilir
HL	HL	Anti pas ve anti oksidan katıklı, rafine mineral yağ	HH ye göre daha uzun ömür beklenen sistemlerde
HM	HLP	Aşınma önleyici katıklı HL yağ	Hareketli ve aşınmaya karşı dayanımın önemli olduğu sistemler
HR	HVI, HVLP	Vizkozite indeksi yükseltilmiş HL yağ	Yüksek sıcaklıkta uzun ömür beklenen sistemler
HV	HVI, HVLPD	Vizkozite indeksi yükseltilmiş HM yağ	Yüksek Sıcaklıkta hareketli ve aşınmaya karşı dayanımın önemli olduğu sistemler
HS		Ateşe dayanım özelliği olmayan sentetik sıvılar	
HG	HLP-D	Yapışmama ve kaymama özellikleri artırılmış, deterjan dispersan katıklı HM tipi ürün	Hidrolik kızak sistemleri için uygun

Şekil 6.3. Mineral yağların seçimi için temel özellikler.

6. 1. Yağlarda kirlilik

İyi gözün görebileceği en küçük parçacık boyutu 40 mikron iken, hidrolik sistemlerde kirlilik, arızalar oluşturan parçacıkların boyutunun 20 mikron hatta oransal valflerin olduğu sistemlerde 10 mikron ve üzeri olması temizliğin önemini göstermektedir.

Hidrolik sistemlerde arıza sebeplerinin %75 i kirlilikten kaynaklanmaktadır. Kirlilik çeşitleri şekil 6.4 de görülmektedir.



Şekil 6.4. Hidrolik sistemlerde kirlilik oluşumunun sebepleri

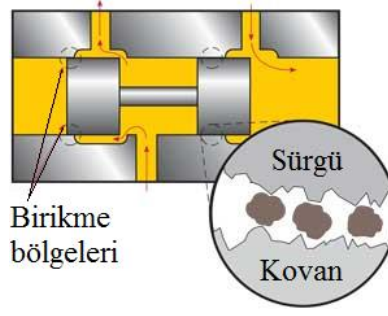
Bir hidrolik sistemde kirliliğin etkileri,

- Enerji iletiminde düşük verim
- Yağlama problemleri ve aşınmalar
- Aşırı ısınma problemleri
- Sızdırmazlık, elemanların fonksiyon kaybı
- Orifislerin tıkanması
- Pas ve oksidasyon oluşumu
- Kimyasal deformasyonlar
- Katkı maddelerini bozma ve tüketme
- Biyolojik etkiler

Hidrolik sistemlerde kirlilik çeşitleri

Bir hidrolik sistemde temel kirlilik çeşitleri aşağıdaki gibi verilebilir.

- Parçacık kirliliği
- Su kirliliği
- Hava kirliliği



Şekil 6.5. Hidrolik sistemlerde kirlilik bölgelerinin başında basınç değişimlerinin olduğu, akış hızlarının yavaşladığı bölgeler gelmektedir.

Parçacık kirliliği

Yağ içindeki parçacıklar 2 grupta toplanırlar. 5 mikrondan küçük olan parçacıklar ve 5 mikrondan büyük olan parçacıklar. 5 mikrondan küçük olan parçalar, hidrolik sistem komponentlerin uzun vadede aşındırma şeklinde hasar verirler. 5 mikrondan daha büyük olan parçalar ise, valflerde ya da pompalarda sürgü ile gövde arasına sıkışarak ani hasarlar verirler (şekil 6.5).

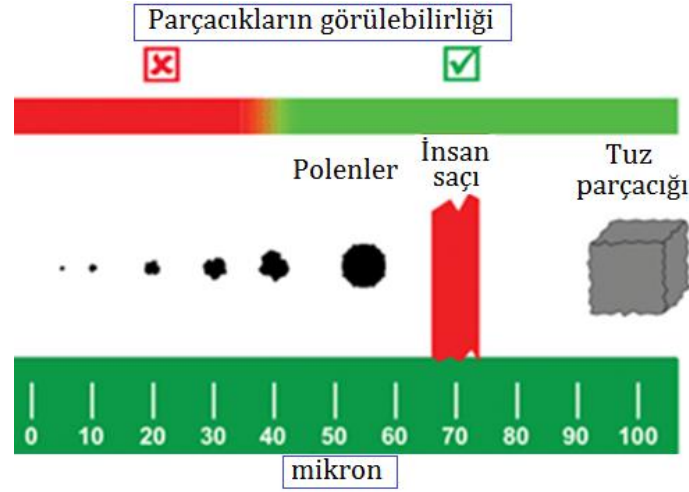
Hidrolik sistem elemanlarında parçacık kirliliği tipleri sert ve yumuşak parçacıklar şeklinde oluşmaktadır, bunlar;

- a. Sert kirler,
 - Silika (kum, çamur)
 - Karbon
 - Metal
- b. Yumuşak kirler
 - Kauçuk
 - Fiber
 - Mikro organizmalar

Sistem elemanları	Parçacık boyutu (mikron)
Paletli pompalar (palet ucu-gövde)	0,5 - 1
Dişli pompalar (dişli-yan yüzeyler)	0,5 - 5
Servovalfler (sürgü-kovan)	1 - 4
Pistonlu pompalar (piston-gömlek)	5 - 40
Hidrolik silindirler	50 - 250

Tablo 6.2. Hidrolik sistem elemanlarının tipik parçacık kirliliği hassasiyetleri,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 6.6. Kirlilik oluşturan parçacıkların boyutlarının karşılaştırılması

Hidrolik sistemlerde çalışma ortamından tanka giren parçacık miktarı,

Bir hidrolik sistemin çalıştığı ortama bağlı olarak tanka girerek tesisata karışan ve temas halinde çalışan devre elemanlarının aşınması sonucunda tesisata karışan parçacıkların miktarı tabloda verilmektedir. Tablo 6.3 deki değerler 10 mikrondan büyük parçacıkları kapsamaktadır.

Ortam	Partikül karışma debisi (adet/dak)
Montaj esnasında veya temiz oda ortamında	$10^5 - 10^6$
Fabrika ortamlarında	$10^6 - 10^8$
Mobil makinalarda	$10^8 - 10^{10}$

Tablo 6.3. Hidrolik sistemlerde çalışma ortamından tanka giren parçacık miktarı

Kirlilikle ilgili ISO standartları

ISO 4406 standartları partikül boyutuna ve sayısına bağlı olarak, 2, 5 ve 15 mikrondan büyük partiküller için verilmektedir. Sınıflandırma yapılırken 3 rakam ve 26 aralık kullanılmıştır. Birinci rakam 1 ml yağdaki 2 mikrondan büyük, ikinci rakam 5 mikrondan, üçüncü rakam ise 15 mikrondan büyük büyük parçaların sayısını gösterir.



Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Tanıttıcı	Boyut	Parçacık
22	+2	20.000-40.000
20	+5	10.000-5.000
18	+15	2.500-1.300

Tablo 6.4. ISO standartlarına göre kirliliğin gösterilişine ait örnek.

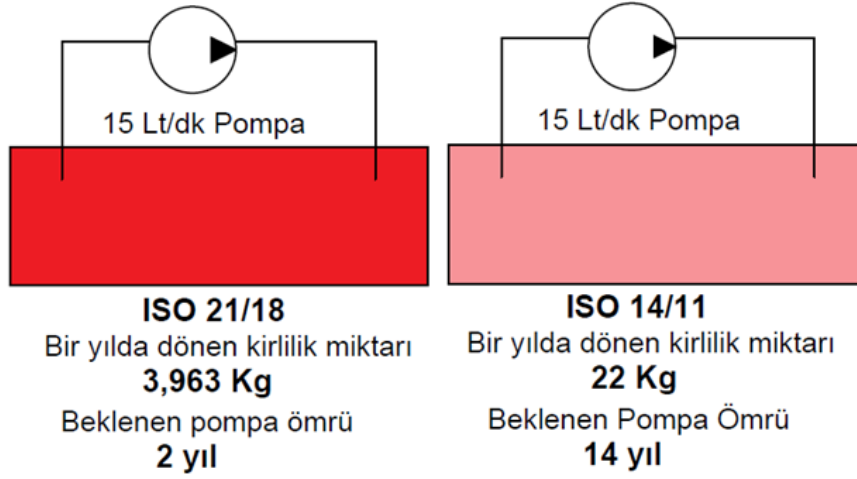
Tablo 6.5 de kirlilik üzerine ISO ve NAS standartlarının detayları ve karşılaştırması görülmektedir.

Temizlik Seviyesi Standartları Karşılaştırma Tablosu					
ISO Kodu	Partikül / Mililitre			NAS 1638 (1964)	SAE (1963)
	≥2 mikron	≥5 mikron	≥15 mikron		
23/21/18	80,000	20,000	2,500	12	-
22/20/18	40,000	10,000	2,500	-	-
22/20/17	40,000	10,000	1,300	11	-
22/20/16	40,000	10,000	640	-	-
21/19/16	20,000	5,000	640	10	-
20/18/15	10,000	2,500	320	9	6
19/17/14	5,000	1,300	160	8	5
18/16/13	2,500	640	80	7	4
17/15/12	1,300	320	40	6	3
16/14/12	640	160	40	-	-
16/14/11	640	160	20	5	2
15/13/10	320	80	10	4	1
14/12/9	160	40	5	3	0
13/11/8	80	20	2,5	2	-
12/10/8	40	10	2,5	-	-
12/10/7	40	10	1,3	1	-
12/10/6	40	10	0,64	-	-

Tablo 6.5. ISO, NAS ve SAE yağ kirliliği standartları

Yağ kirliliğinin artması sistem elemanlarının ömrü üzerinde ciddi etkilere yol açmaktadır. Bu konuda karşılaştırmalı bir açıklama şekil 6.7 de verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi iki farklı kirlilik seviyesi pompa ömrünü 7 misli değiştirmektedir.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 6.7. Kirlilik seviyesinin belirli bir hidrolik pompanın ömrü üzerindeki etkisi

Hidrolik sistem elemanlarının tipik kirlilik hassasiyetleri tablo 6.6 da görülmektedir.

Elemanlar	ISO kod
Servovalfler	16/14/11
Oransal valfler	17/15/12
Pistonlu veya paletli pompa, motorlar	18/16/13
Klasik yön, basınç valfleri	18/16/13
Dişli pompa ve motorlar	19/17/14
Klasik debi valfleri	20/18/15

Tablo 6.6. Hidrolik sistem elemanlarının tipik kirlilik hassasiyetleri

Hidrolik sistemlerde parçacık kirliliğinin nedenleri,

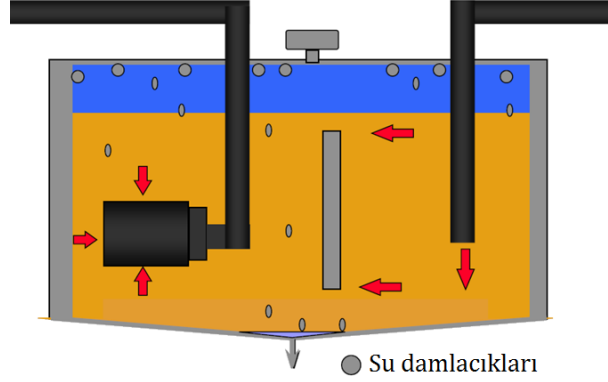
- Operasyon esnasında sisteme partikül girişi
- İmalat ve montaj esnasında sisteme partikül girişi
- Kötü bakım esnasında sisteme partikül girişi
- Depolama esnasında sisteme partikül girişi

Parçacık kirliliğini önleme yöntemleri,

- Uygun hava filtresi ve düzenli bakım
- Yeni sistemlerde düzgün yıkama
- Sızıntı gelen ve eskimiş keçelerin öncelikli olarak değiştirilmesi
- Bakım esnasında sisteme girebilecek kirliliği önleme
- Sisteme yeni yağ ilave ederken ön filtreleme (flushing) yapılması.

Su kirliliği,

Havanın yoğuşması (kondensasyon) veya soğutma sistemindeki arızalardan dolayı hidrolik tesisata su girişi olur (şekil 6.8).



Şekil 6.8. Hidrolik yağ tankında suyun yoğuşması

Su, korozyona ve ester bazlı ürünlerde hidrolize sebep olur. Saf mineral yağlar sudan kolayca ayrışır, ancak, yağ içindeki katıkların varlığı bu durumu olumsuz yönde etkilemektedir.

Su ayırma testleri

- ASTM D-892 (DIN 51599) Su Ayırma Testi
- DIN 51589 Su Bırakma Testi

Bir hidrolik sistemde yağın içinde su iki şekilde bulunmaktadır;

- a. Yağın içinde çözünmüş olarak
- b. Emulsiyon olarak (su yağ karışımı)
- c. Serbest olarak

Yağın doyma noktası aşıldığında veya sıcaklığı azaldığında yağın içinde çözünmüş olan emulsiyon haline geçer yağ bulanıklaşır. Bu durum hidrolik sistemlerde birçok zararlı etkilere sebep olur. Yağdaki su oranını azaltmak için su ayırıcı katıklar kullanılmaktadır.

Akışkan tipi	Tipik doyma noktası (60C da ppm olarak)
Güç iletimi yağı	300
Yağlama yağı	400
Transformatör yağı	50

Tablo 6.7. Yağlarda doyma noktası (saturasyon noktası) yağın cinsine ve sıcaklığına bağlıdır.

Yağın içindeki suyun görsel etkisi,

Yağların içinde serbest su varsa, bu yağ normal görüntüsünden daha bulanık 'sütlü' bir yapıdadır ve bu durum çıplak göz ile görülebilir (şekil 6.9). Yağ içinde çözünmüş su çıplak gözle görülemez. Çözünmüş olan su yalnızca özel test ekipmanları kullanılarak tanımlanabilir.



Şekil 6.9. Yağın içinde serbest su varsa, görüntü bulanıklaşır.

Suyun sebep olduğu zararların bazıları,

- Metal yüzeylerde pas, korozyon
- Zımpara aşınma (erozyon-korozyon) miktarını arttırma
- Yağdaki katkı maddelerini bozma
- Viskozite değişimi

Su kirlilik kaynakları,

- Arızalı sızdırmazlık elemanları
- Tanktaki su sızıntıları
- Yoğuşma
- Isı değiştirici sızıntıları

Su kirliliğini önleme yöntemleri,

Absorbsiyon yöntemi: Genellikle ince tabakalı filtre malzemelerinin üst üste dizilmesi şeklinde hazırlanmış olan filtre elemanı yağdaki serbest suyu yakalayarak jel haline getirerek kendi içerisinde hapseder. Bu tip elemanlar standart filtrelerin iç gövdelerine uyacak şekilde imal edilirler ve genellikle küçük miktarlardaki suyun sistemden uzaklaştırılmasında kullanılırlar.

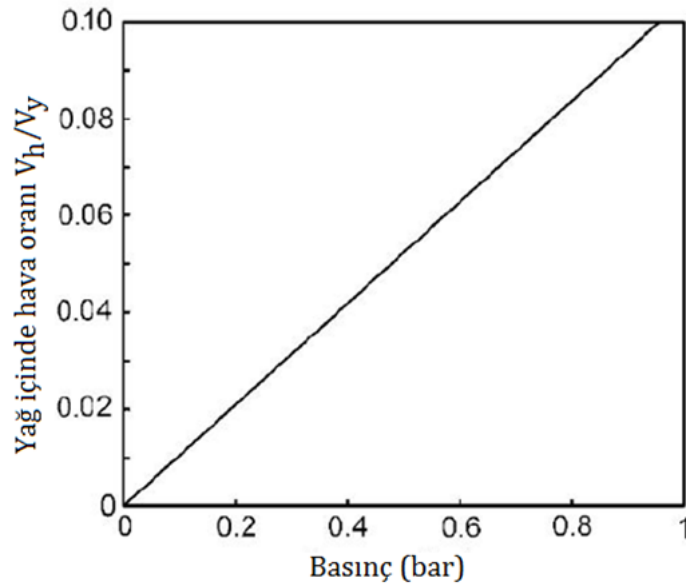
Santrifüj yöntemi: Döndürme hareketi ile yağdaki suyun savurma etkisi ile ayırıştırma yöntemidir. Bu metod büyük hacimlerdeki yağ için ve yalnızca serbest haldeki suyun ayırıştırılması için etkilidir.

Vakum etkisi ile suyu alma yöntemi: Bir vakum ve kurutma prosesi ile suyun yağdan ayrıştırılması yöntemidir. Bu yöntem, büyük miktarlardaki suyun serbest veya çözünmemiş halde bulunsun bile efektif olarak yağdan ayrıştırılmasını sağlamaktadır. Bu yöntemde, otomatik olarak çalışan sistem kendi kapasitesi oranındaki yağı bünyesine almakta, vakum altında suyun kaynama sıcaklığını düşürmekte (yaklaşık olarak 66 °C) ve buharlaşan suyu ayrı bir tankta yoğunlaştırarak ayırmaktadır. Kalan yağ, hassas bir filtre elemanından geçirilip partikül temizliği de yapılarak sisteme verilmektedir. Bu işlem sırasında yağ içerisindeki hava, nem ve buhar da ortadan kaldırılmaktadır. Mobil olarak da çalıştırılabilen sistem, su kirliliğinin önlenmesindeki en etkili yöntemdir.

Hava kirliliği

Bir litre yağ atmosfer basıncında 0.09 litre havayı içinde ergimiş olarak tutar. Kabarcık halinde bulunan hava ise sistem için çok tehlikelidir. Aşırı gürültü sistem elastikiyetinin artması sonucu güç üretimi ve kontrolünde zorluklara neden olup özellikle oransal valfli sistemlerde kontrol imkânsızlaşır. Ayrıca havanın akışkan içerisinde kabarcık halinde bulunması sızdırmazlık elemanlarına da zarar verir.

Belirli hacimdeki bir sıvının içinde, sabit sıcaklıkta, kısmi basınç ile orantılı olacak şekilde belirli bir miktar gaz (hava) çözünmektedir. Sonuçta ortamdaki sıvı ve gaz basınçları dengelenir.



Şekil 6.10. Tipik bir mineral yağ içinde havanın çözünebilirliği.

Bir hidrolik sistemde hava iki şekilde bulunur.

- Çözünmüş olarak
- Serbest olarak

Havanın her iki durumu da problemlere yol açmaktadır, bunlar;

- Güç iletim kayıpları
- Pompa çıkış debisinde azalma
- Yağlama kayıpları
- Tanktaki yağın köpüklenmesi
- Kimyasal reaksiyonlara sebebiyet verme
- Sistemin elastiklik modülünün azalması
- Yağ yoğunluğunda azalma
- Viskozite artışı
- Beklenmedik arızalar, örneğin yüksek gürültü, pompa arızaları vb.
- Çalışma sıcaklığını aşırı artırma
- Artan bölgesel sıcaklık etkisiyle yağın bozulması

Yağın içindeki hava kabarcıklarında bölgesel sıcaklık artışı

Havanın yağ içindeki hareketinde, serbest gaz kabarcıkları hidrolik pompadan geçerken aniden sıkıştırılırlar. Bu durum gaz kabarcıklarının sıcaklıklarının artmasına yol açmaktadır.

Sıvı içinde çözünmemiş olan V_i hacmindeki havanın atmosferik koşullarda ortalama değerler cinsinden sıcaklığı, $T_i = (273,15 + 15) = 288,15$ °K ve basıncı $p_i = 1$ atm = 100 kPa olsun. Basınç pompadan sonra p değerine yükselirse hacim V değerine azalacaktır. Bu durumda hava kabarcığındaki sıcaklık artışı adyabatik olan bu durum değişimi için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$p \cdot V^k = p_i \cdot V_i^k = \text{sabit}$$

Burada basınç mutlak basınç cinsinden ve $k=1,4$ adyabatik üstel sayıdır.

Gaz kanununa göre,

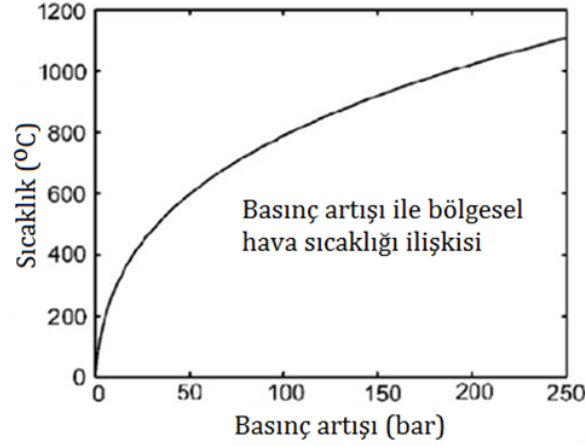
$$p_i \cdot V_i = mRT_i$$

Bu iki eşitlikten son sıcaklık aşağıdaki gibi bulunur.

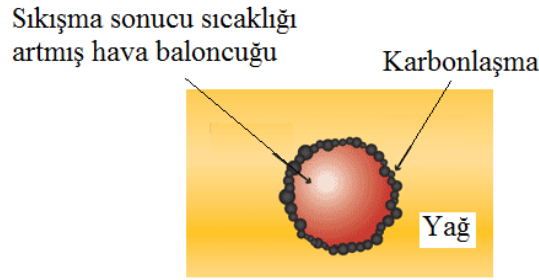
$$T = T_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Basıncın 250 bar'a artması sonucu hava kabarcıklarının sıcaklığı 1100°C sıcaklığa ulaşmaktadır (şekil 6.11 ve 6.12). Bu durum yağda termal bozulma ve oksitlenmelere yol açacaktır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 6.11. Basınç artışına bağlı olarak yağda bölgesel sıcaklık artışı



Şekil 6.12. Yüksek basınçlı yağ ortamında hava sıcaklığı artarak yağı karbonlaştırır.

Yağın içindeki hava kabarcıklarının yağın elastiklik modülüne etkisi,

Doğrusal elastik modül ile çalışabilmek ve sistemi nonlineer etkilerden korumak için yağ içinde hava oranı $\alpha < 0,002$ mertebelerinde olmalı ve çalışma basıncı genelde 50 bar ın üzerinde seçilmelidir (şekil 6.13). Mineral yağların hacimsel elastiklik modülleri içlerindeki hava oranlarına da bağlı olarak $E=10.000$ ile 20.000 bar arasında değişir.

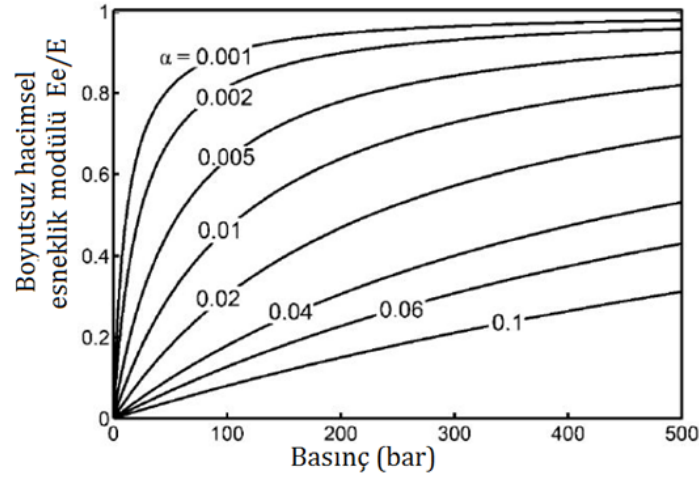
Hidrolik sistemlerde hava kirliliğinin kaynakları,

- Sistemdeki sızıntılar
- Pompa emişinden hava girişi
- Tank içindeki türbülans etkisi

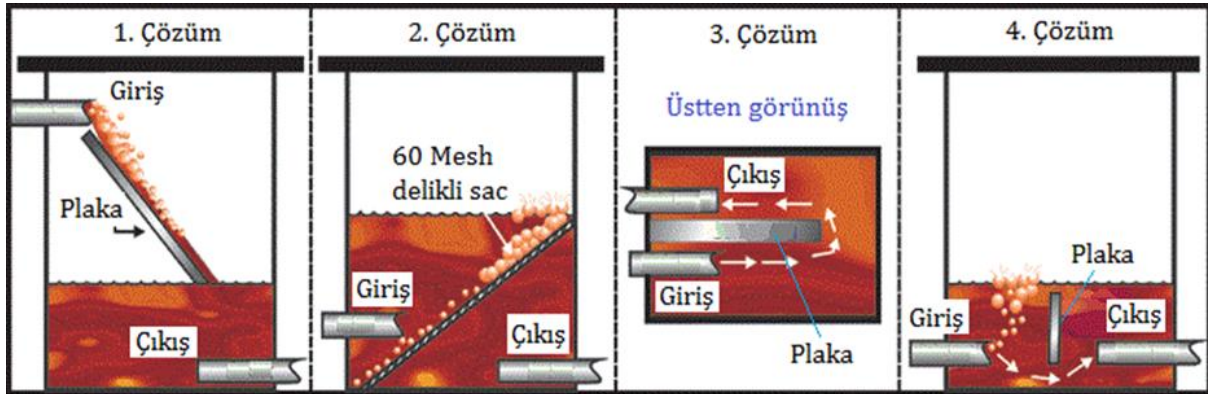
Hidrolik sistemlerde hava kirliliğini önleme yolları,

- Sistem içindeki stratejik noktalara hava alma yerleri bırakma
- Köpüklenmeyi önleyici katıklar kullanılabilir
- Dönüş hatlarında hızı azaltma
- Tesisatta ve sızdırmazlık elemanlarında hava kaçakları önlenmelidir

- Tankta dönen sıvının dönüş noktasındaki tasarım köpüklenmelere yol açmamalıdır
- Tankta yağ seviyesi çok düşük olmamalıdır
- Tank tasarımı uygun olmalıdır.



Şekil 6.13. Yağın içindeki hava kabarcıklarının yağın elastiklik modülüne etkisi.



Köpüklenmeye karşı tank tasarımı alternatifleri

Şekil 6.14. Hava kirliliğini önlemek için tanklarda hava ayırıcı elemanlar kullanılmaktadır.

Köpük ve hava testleri,

- ASTM D-892 (DIN 51566) Köpük testi
- ASTM D-3427 (DIN 51381) Hava bırakma testi

Yağlarda kimyasal reaksiyonlar

Yağlarda kimyasal reaksiyonların zararlı etkileri, aşınma ve korozyon dur.

Yağlarda korozyon ve pas oluşum nedenleri,

- Su ve rutubet
- Asidik ortam
- Kalitesiz yağ

Bu zararlı etkileşimleri önlemek için yağ katkıları kullanılmaktadır.

a. Aşınma önleyici katıklar:

Dişli ve Pistonlu pompaların çalışma ömürlerini uzatmak için mutlaka aşınma önleyici katık içermelidir.

- Çinko esaslı katıklar: Koruyucu film tabakası oluşturarak yüksek sıcaklıklarda metal yüzeylerin birbirine sürtünmesini engellerler.
- Ekstrem pressure (EP) katıklar: Yüksek sıcaklıkta metal yüzeyle “kimyasal reaksiyona” girerek kolay parçalanan film tabakası oluştururlar.

Aşındırma- yağlama testleri:

- DIN 51354-2 ye göre FZG Testi
- ASTM D 2882
- DIN 51389
- DMT testi, (Alman maden enstitüsü tarafından geliştirilmiş test)
- Vickers 35 VQ 25 pompa aşınma testi

b. Korozyon önleyici katıklar

Mineral yağların kendisi korozyona karşı koruma sağlar. Ancak işletme koşullarında yağ bozulmaya veya su içermeye başlarsa korozyona yol açarlar. Bu nedenle “yüksek performanslı” ürünlerin içerisine “korozyon inhibitörü” ilavesi yapılır.

Korozyon testleri:

- ASTM D 665A, çelik, destile su testi
- ASTM D 665b, çelik, sentetik deniz suyu testi
- ISO 4404-2, çelik ve demir dışı metaller testi
- ASTM D 130, bakır testi
- ASTM D 2070, Yağın içerisinde çelik ve bakır çubuklarda ağırlık değişimi testi.

Yağın oksidasyon kararlılığı:

Mineral yağların, yüksek sıcaklık ve basınca dayanamayıp okside olması çamur oluşturur. Bu durum tesisatta tıkanmalara yol açar. Yağın kirli olması (partikül ve su) oksidasyonunu hızlandırır. Bu durumu önlemek için oksidasyon önleyici katıklar kullanılması gereklidir.

Oksidasyon kararlılığı testleri:

- DIN 51587 (ASTM D-943) Oksidasyon Kararlılık Testi
- Cincinnati Milacron P.75 Termal Kararlılık Testi

6. 2. Hidrolik filtreler

Hidrolik güç iletim sistemlerinde kullanılmakta olan filtre çeşitleri ve montaj noktaları şekil 7.14 de görülmektedir.

Filtre çeşitleri,

- a. Emiş filtresi
- b. Basınç filtresi
- c. Dönüş filtresi

Emiş filtresi,

Emiş filtreleri tank ile pompa arasına yerleştirilirler. Burada temel amaç pompayı korumaktır.

Emiş filtrelerinin avantajları,

- Pompayı korurlar
- Emiş süzgeçlerinin bakımı çok kolaydır

Emiş filtrelerinin dezavantajları,

- Pompa emişinde tıkanıklık olmaması için kaba filtre elemanı kullanılabilir
- Komponentleri koruyamaz
- Bir çok değişken deplasmanlı pompa için uygun değildir.

Basınç filtresi,

Pompa ile sistemdeki diğer elemanların arasına yerleştirilmektedir. Temel amaç özellikle servovalfler gibi pahalı sistem elemanlarını korumaktır.

Basınç filtrelerinin avantajları,

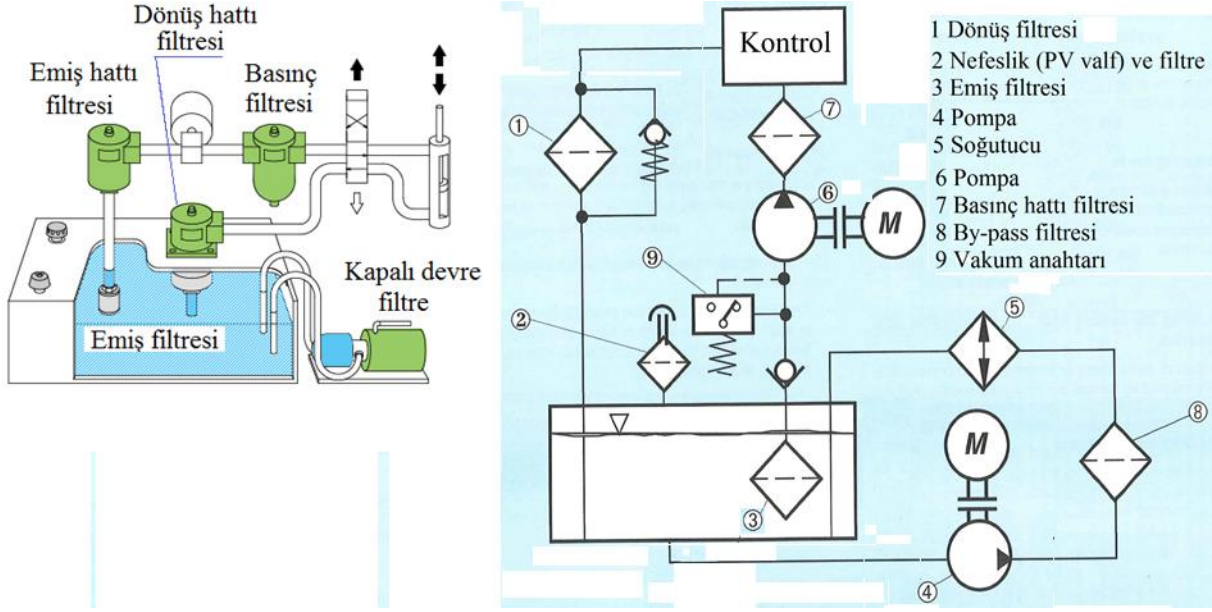
- Sistemdeki özel elemanları koruma
- Yüksek Filtrasyon hassasiyeti
- Pompadan geçen kirlilikleri yakalama

Basınç filtrelerinin dezavantajları,

- Yüksek basınçta çalışmaya uygun olarak yapıldıkları için maliyetleri yüksektir
- Valfler vb. elemanlardan kaynaklanan kirlilikleri yakalayamaz

Dönüş filtresi,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 6.15. Hidrolik güç iletim sistemlerinde kullanılmakta olan filtreler.

Sistemin tank çıkışına yerleştirilen dönüş filtreleri hidrolik mekanizmalarda en çok kullanılan filtrelerdir.

Dönüş filtrelerinin avantajları,

- Sistemdeki arızalı elemanlardan gelen kirlilikleri tanka gelmeden yakalayabilirler
- Düşük basınç bölgesinde çalıştıkları için basınç filtrelerine göre düşük maliyet
- Hat üzerine veya tanka montaj imkanları

Dönüş filtrelerinin dezavantajları,

- Sistemdeki özel elemanları koruyamaz
- Dönüş hatlarındaki debi dalgalanmaları filtre performansını etkiler

Kapalı devre filtrasyon,

Bazı özel, duruş olması istenmeyen uygulamalarda sistemden bağımsız olarak ayrı bir Filtrasyon devresi kullanılmaktadır (şekil 6.15).

Kapalı devre filtrasyonun avantajları,

- Üretim kaybına sebep olmadan bakım yapma imkânı
- Sabit debi ile çalışma sonucu optimal performans
- Soğutucu ile birlikte kullanma imkânı
- Sistem çalışmasa bile sürekli Filtrasyon imkânı
- Sistemdeki debi ve basınç değerlerini etkilemeden istenen temizlik seviyelerine ulaşma imkânı

Kapalı devre filtrasyonun dezavantajları,

- Doğrudan elemanları koruyamaz
- Maliyeti yükseltir
- İlave yer gereksinimi vardır

Multipass testi,

Filtrasyon endüstrisinde, filtre elemanının performansını değerlendirebilmek için ISO 4572 “Multipass Test Prosedürü” kullanılmaktadır. Bu prosedür ANSI ve NFPA tarafından da onaylanmıştır. Multipass testi sırasında akışkan tüm şartları gözlenen ve tam olarak kontrol edilen bir devre içerisinde geçirilmektedir. Test elemanı üzerindeki basınç düşümü sürekli olarak kaydedilmekte ve temiz akışkana belirli miktarda “kirlilik” enjekte edilmektedir. Test elemanın girişi ve çıkışı üzerinde on-line olarak bir lazer parçacık sayıcı sensör vasıtası ile kirlilik seviyesi ölçülmektedir. Bu ölçümler sonucunda filtre elemanın doğal performansını veren ve birkaç tip parçacık boyutu dikkate alınarak tespit edilen filtrasyon verimi “Beta Oranı “ elde edilir.

Yukarı akan parçacıklar	Aşağı akan parçacıklar	Beta oranı (x)	Verim (x)
100.000 ≥ (x) mikron	50,000	$\frac{100,000}{50,000} = 2$	50.0%
	5,000	$\frac{100,000}{5,000} = 20$	95.0%
	1,333	$\frac{100,000}{1,333} = 75$	98.7%
	1,000	$\frac{100,000}{1,000} = 100$	99.0%
	500	$\frac{100,000}{500} = 200$	99.5%
	100	$\frac{100,000}{100} = 1000$	99.9%

Şekil 6.16. Beta oranı, verimlilik tablosu.

Multipass Testi ile üç önemli sonuç elde edilir.

- Elemanın kir tutma kapasitesi,
- Test edilen filtre elemanındaki basınç düşümü,
- Beta Oranı

Beta oranı, $\beta_x = \text{Giren parçacık sayısı} / \text{Çıkan parçacık sayısı}$

$$\text{Verim} = \left(1 - \frac{1}{\beta_x}\right)$$

Burada x belirtilmiş olan parçacık boyutudur.

Filtreleme Elemanlarının Belirlenmesi

Filtre elemanları seçiminde en önemli kriter sistemde kullanılan hidrolik malzemelerin tipleridir. Hidrolik sistemlerde en çok kullanılan, 50°C de yaklaşık 40-45 mm²/san (cSt) kinematik viskoziteye sahip olan ISO VG 68 yağlar için filtre kapasitesi seçiminde aşağıdaki pratik değerler tavsiye edilmektedir.

- Pompa emiş hatları için 20 µ' lik filtrenin anma debi kapasitesi pompa debisinin yaklaşık 7 katı olmalıdır.
- Pompa basınç hatları için 10 µ' lik filtrenin anma debi kapasitesi pompa debisinin yaklaşık 2 katı olmalıdır.
- Dönüş hatları için 20 µ' lik filtrenin anma debi kapasitesi dönüş hattındaki debinin yaklaşık 3 katı olmalıdır.
- Ayrıca tank içine emme borusunun ağzına kaba parçacıkları tutması amacıyla yerleştirilebilen 100-125 µ' lik süzgeç için de anma debisi olarak, pompa debisinin 4 katı seçilmelidir.

6.3. Hidrolik sistemde ilk çalıştırma öncesi temizlik (Flushing)

Hidrolik sistemlerde sorunsuz çalışmadaki en büyük etken sistemin temizliği olduğundan ilk çalıştırma öncesi temizlik çok önemlidir.

Flushing işlemi iki kademede yapılır.

- a. Birinci kademede sisteme gerekli büyüklükteki bir ünite dışardan adapte edilerek yağ temizliği istenilen normlara getirilir.
- b. İkinci kademede ise sistemdeki pompa ve tank kullanılarak temizlik yapılır. İkinci kademede temizlik işleminde sistemin tankına yağ doldurulacağından tankın titizlikle temizlenmesi gerekmektedir. Bu temizlik işleminde dikkat edilmesi gereken husus, temizlik işleminde kullanılacak yağın sistem yağı olması ve temizlik yapılacak malzemelerin parçacık bırakmayan özellikte olmasıdır.

Flushing işlemi esnasında borulara yumuşak bir çekiçle vurarak oluşturacağımız titreşim, temizliği olumlu yönde etkiyecektir. Ayrıca akış yönünü belirli periyotlarla değiştirmek gerekir. Yağ viskozitesini düşürmek için yağı ısıtmak gerekir. Yağı ısıtmak için flushing sisteminde lokal olarak yağı yakmayacak ısıtıcılara ihtiyaç duyulmaktadır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Borularda türbülanslı akışla dolaştırdığımız yağın oluşturduğu direnç ile ısı açığa çıkacaktır. Flushing prosedürüne göre belirlediğimiz sıcaklığın 60°C in üzerine çıkmaması için sistemde soğutucuya da ihtiyaç duyulur.

Flushing parametrelerinin belirlenmesi,

Flushing işleminde yağ viskozitesi önemlidir. Yağ viskozitesinin düşük olması flushing debilerini etkilemektedir. Örnek olarak ISO VG 46 mineral yağının değişik ısılarda viskoziteleri tablo 6.8 deki gibi verilmektedir.

Sıcaklık, °C	Viskozite,
-18	1000
0	230
40	46
60	22
94	10
100	9

Tablo 6.8. ISO VG 46 mineral yağının değişik ısılarda viskoziteleri.

Flushing işleminde bu yağ ile çalışmada, viskozitenin minimum olması göz önünde bulundurularak optimum 60 °C yağ sıcaklığında flushing yapılması öngörülmüştür. Böylelikle yağ viskozitesi 22 mm²/s olarak belirlenmiş olur.

Flushing işleminde akış debilerinin belirlenmesinde en büyük etken yağ akışının türbülanslı olması gereksinimidir. Türbülanslı akış için $Re > 2320$ ve üzeri olması gerekmektedir. Flushing sisteminde akış debisi ne kadar büyük olursa flushing süresi ters oranda değişir. Reynold sayısının 2320 ve üzeri olması türbülanslı akış için yeterli olmasına karşın flushing süresinin kısaltılması ve debinin uygulanabilir seviyede olması göz önünde bulundurularak genelde Reynold sayısı 5000 olarak alınacaktır.

Flushing işleminde akış debisini aşağıdaki gibi hesaplamak mümkündür,

$$Q = 0,0000471 \cdot Re \cdot \vartheta \cdot d \quad (L/dak)$$

Burada:

Re : Reynold sayısı

ϑ : Yağ viskozitesi (mm²/s)

d : Boru çapı (mm)

Debi sistemdeki en büyük hat çapına göre belirlenecektir.

Örnek olarak basınç hattı iç çapı 38,3 mm ve dönüş hattı iç çapı 54,76 mm olarak verilmiş ise, Reynold sayısını 5000, yağ viskozitesini 60° C de 22 mm²/s alarak min. flushing debisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q > 5000 \cdot 22 \cdot 54,76 \cdot 0,0000471$$

$$Q > 283 \text{ L/dak}$$

Gerçekte debi bunun üzerinde olursa flushing süresi kısalabilir.

a. Flushing işleminde ilk kademe,

Flushing işleminden sonra tadilat yapılamayacağından, işlem başlamadan önce tüm hatlara basınç testi uygulanır. Flushing işleminde ana basınç hattı ve dönüş hattı birbirine bağlanır. Sistemin havası alındıktan sonra flushing ünitesinin dönüşü kapatılarak sistem 20 barda kilitlenir. Tesisat 30 dakika incelenerek kaçaklar olup olmadığı görülür.

Dönüş hattı test edildikten sonra sistemde sadece basınç hattı aşağıdaki hesaplanan basınca göre test edilir;

$$p = 1,5 \cdot p_n \cdot (\sigma_0 / \sigma_n)$$

Burada,

p: Minimum hidrolik test basıncı (kg/cm²)

p_n: Çalışma basıncı (kg/cm²)

σ₀ : 20°C' de izin verilen dayanım gücü (DN 50 boru için)

σ_n : 40°C' de izin verilen dayanım gücü (DN 50 boru için)

σ₀/σ_n maksimum 1,1 olmaktadır.

b. Flushing sisteminde ikinci kademe

Flushing ünitesi ile sistemin temizliği yapıldıktan sonra sistemde ana tank yağla doldurulur.

Tüm pompalar devreye alınarak daha düşük basınçta sisteme ana tank üzerinden yağ gönderilir. Tüm bloklar ve hatlar bağlanır. Silindir ve hidromotorlar sisteme bağlanmaz.

Tüm valfler enerjilendirilir. Sistemin dönüşü ana dönüş filtrelerine daha sonra da ana tanka bağlanır. Flushing işleminde istenilen değerlere ulaşıldıktan sonra flushing devreleri sökülerek sistem çalışacak konuma getirilir. Bu esnada demontaj ve montaj işlemlerinin titizlikle yapılması gerekmektedir.

c. Flushing sonrası kirlilik kontrolü

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

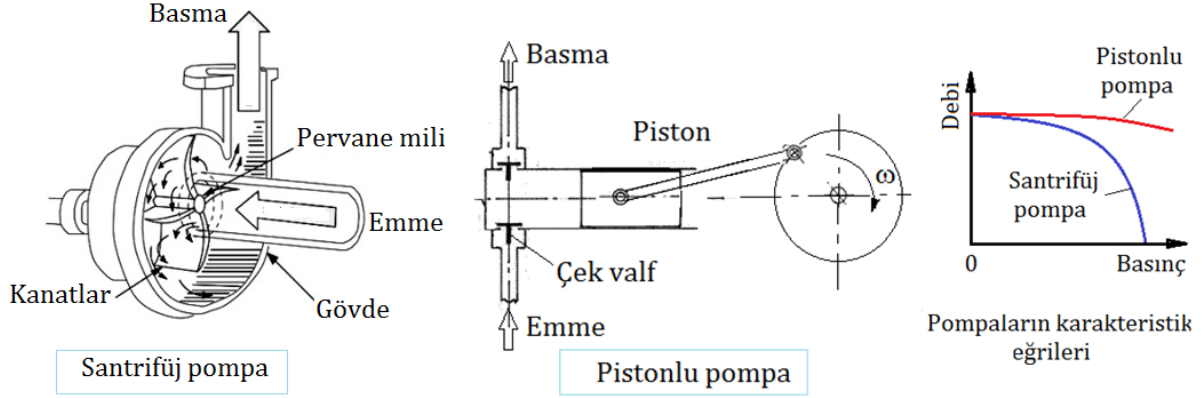
Sistemde flushing, flushing devresinde dönüş hattında ilk başta 20 mikron daha sonra 10 mikron en son kademede de 5 mikron filtre elemanları kullanılarak yapılacaktır.

Sistemdeki kirlilik ölçümü için elektronik kirlilik ölçüm cihazı ile parçacıkların sayımı yapılabilir. Bu cihazla ile yapılan ölçümlerle yazılı rapor elde edilir. 2 mikrondan 100 mikrona kadar değişik çaplarda parçaların adetlerini ve buna bağlı olarak karşılığı olan NAS ve ISO standartlarını belirtir.

7. Hidrolik pompalar

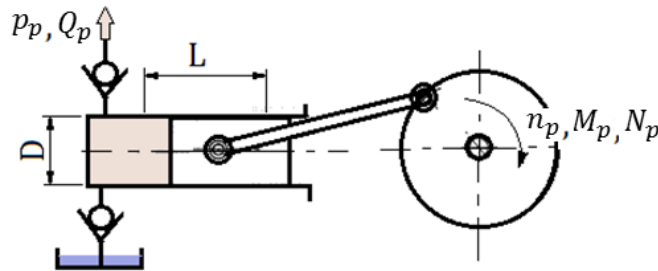
Pompalar temel fiziksel prensiplerine göre iki bölüme ayrılmaktadırlar,

- Pozitif deplasmanlı olmayan pompalar (Non-positive displacement)
- Pozitif deplasmanlı pompalar.



Şekil 7.1. Temel fiziksel çalışma prensiplerine göre pompa çeşitleri

Pozitif deplasmanlı pompalar,



Şekil 7.2. Pistonlu pompanın şematik görünüşü.

Burada, Q_p : Pompa debisi (lt/dak), p_p : Pompa basıncı (bar), M_p : Pompa milindeki tork (N.m), n_p : Pompa milinin hızı (d/dak), N_p : Pompa miline etkili güç (kW)

Pozitif deplasmanlı pompalarda temel eşitlikler (şekil 7.2),

Pompanın hacmi: (Alan x Strok)

$$V_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot cm^3/dev$$

Pompanın hacimsel verimi: (Mevcut debi/Teorik debi)

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p}{(V_p \cdot n_p / 1000)}$$

Pompanın mekanik verimi: (Pompanın çıkış işi/Birim devirdeki iş girişi)

$$\eta_{mp} = \frac{V_p \cdot p_p}{20\pi \cdot M_p}$$

Pompanın toplam verimi: (Çıkış gücü/Giriş gücü)

$$\eta_{tp} = \eta_{vp} \cdot \eta_{mp} = \frac{Q_p \cdot p_p}{600 \cdot N_p}$$

En çok kullanılan pozitif deplasmanlı pompa tipleri aşağıda verilmektedir, bunlar;

- a. Dişli pompalar
 - Dıştan dişli pompalar
 - İçten dişli pompalar
- b. Paletli pompalar
 - Dengelenmemiş pompalar (eksantrik yapılı)
 - Dengelenmiş pompalar
- c. Pistonlu pompalar
 - Eksenel pistonlu pompalar
 - Eğik eksenli pompalar
 - Eğik plakalı pompalar
 - Radyal pistonlu pompalar

7.1. Dişli pompalar

Dişli pompalar ekonomiktirler, çoğunlukla endüstriyel hidrolik uygulamalarında kullanılmaktadırlar. Dişli pompalar sadece sabit deplasmanlı olarak imal edilmektedirler. Dıştan dişli pompalar, en ekonomik pompa tipidir. Ancak verimleri düşüktür ve çalışma basınçları en fazla 250 bar' a kadardır.

Dişli pompaların çeşitleri,

- a. Dıştan dişli pompalar
- b. İçten dişli pompalar

Dıştan dişli pompalar,

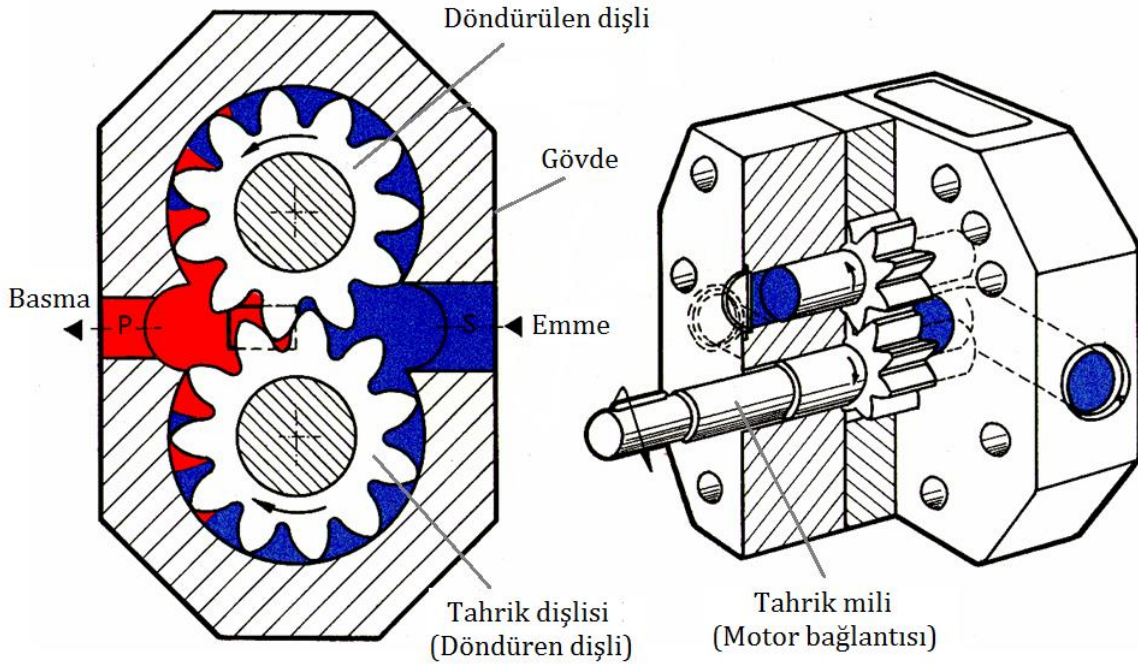
Dıştan dişli pompanın hacim hesabı,

$$V_p = 2\pi \cdot d_0 \cdot b \cdot m \quad (cm^3/dev)$$

$$d_0 = m \cdot z \quad (cm)$$

Profil kaydırma uygulanmamış sistemlerde, pompa hacmi,

$$V_p = 2\pi \cdot b \cdot m^2 \cdot z \quad (cm^3/dev)$$



Şekil 7.3. Dıştan dişli pompa

Veya profil kaydırma uygulanmış ise, pompa hacmi,

$$V_p = 2\pi \cdot b \cdot m^2 \cdot (z + 2x) \quad (cm^3/dev)$$

Burada,

m: Dişlilerin modülü, (cm)

z: Diş sayısı

b: Diş genişliği, (cm)

d₀: Dişlilerin bölüm dairesi çapı, (cm)

x: Profil kaydırma miktarı, (cm)

İçten dişli pompalar

İçten dişli pompalar sessiz ve ekonomik yapıları ile ön plana çıkmaktadırlar. Bu tip pompalar iki tipte imal edilmektedir, bunlar;

- Hilal şeklinde ara parçaya sahip içten dişli pompa
- Gerotor pompa

Hilal şeklinde ara parçaya sahip içten dişli pompa,

Hilal şeklinde ara parçaya sahip içten dişli pompanın hacim hesabı,

$$V_p = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h \quad (cm^3/dev)$$

$$h = \frac{1}{2}(d_k - d_f)$$

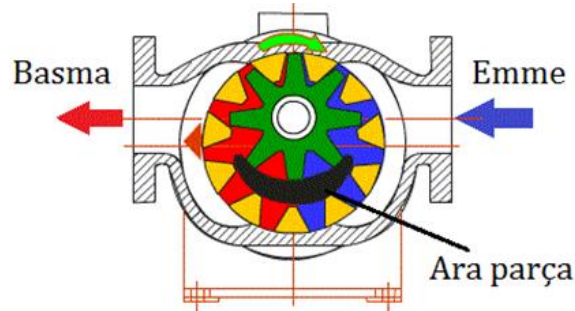
Burada,

z: Küçük dişli diş sayısı

d_k : Diş üstü çapı, (cm)

d_f : Diş dibi çapı, (cm)

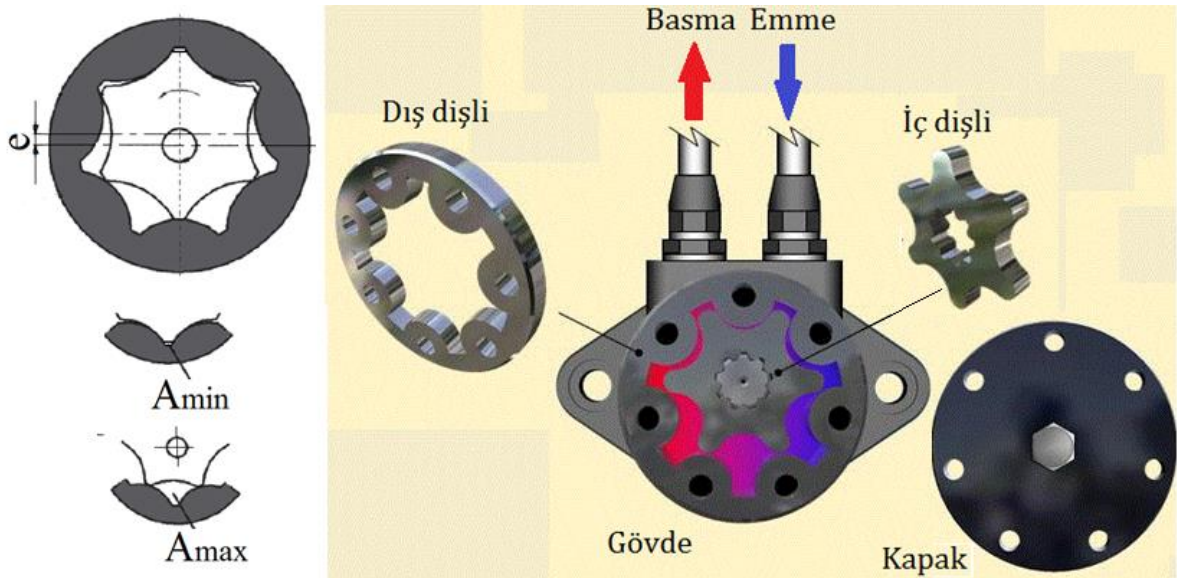
h: Diş yüksekliği, (cm)



Şekil 7.4. Hilal şeklinde ara parçaya sahip içten dişli pompanın şematik görünüşü.

Gerotor pompalar,

Gerotor pompalar hem çok sessizdir, hem de kirlilikten etkilenmeleri minimum düzeydedir.



Şekil 7.5. Gerotor pompanın şematik görünüşü.

Gerotor pompanın hacim hesabı

$$V_p = z \cdot b \cdot (A_{max} - A_{min}) \quad (cm^3/dev)$$

z: İç dişli diş sayısı

b: Diş genişliği, (cm)

A_{max} : Büyük boşluk alanı, (cm²)

A_{min} : Küçük boşluk alanı, (cm²)

7.2.Paletli pompalar

Yüksek debi gereksinimlerinde yardımcı pompa olarak tercih edilirler. Çalışma basınçları genelde 175 bar mertebelerindedir. Sabit ve değişken deplasmanlı olarak imal edilmektedirler. Çoğunlukla endüstriyel hidrolik uygulamalarında kullanılmaktadırlar. Paletli pompalarda paletler merkezkaç kuvvet etkisi ile açılarak hidroliği taşırlar. Sabit ve değişken deplasmanlı tiplerde imal edilirler. İki tip paletli pompa mevcuttur, bunlar;

- Dengelenmemiş paletli pompa
- Dengelenmiş paletli pompa

Dengelenmemiş paletli pompa ve hacim hesabı,

$$V_p = 2 \cdot e \cdot b \cdot (D \cdot \pi - z \cdot s) \quad (cm^3/dev)$$

Burada,

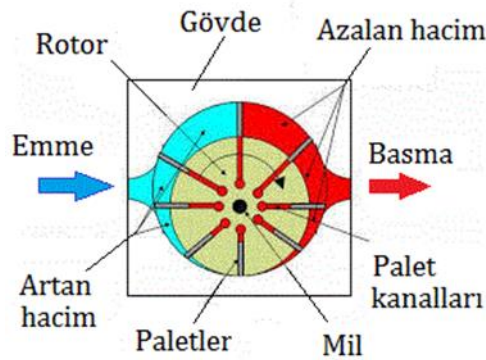
b: Palet eni, (cm)

s: Palet kalınlığı, (cm)

z: Palet sayısı

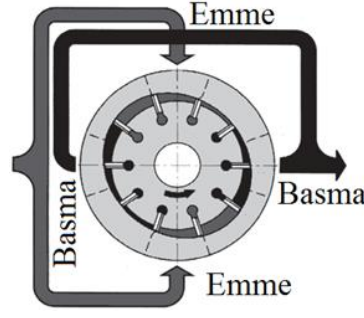
e: Eksantriklik, (cm)

D: Gövde iç çapı, (cm)



Şekil 7.6. Dengelenmemiş paletli pompaların yapısı.

Dengelenmiş paletli pompa ve hacim hesabı,



Şekil 7.7. Dengelenmiş paletli pompaların yapısı.

$$V_p = \frac{\pi^2}{4} \cdot b \cdot k \cdot (D^2 - d^2) - k \cdot b \cdot z \cdot s \cdot \left(\frac{D - d}{2} \right) \quad (cm^3/dev)$$

Burada,

b: Palet eni, (cm)

k: Palet strok sayısı, (k=2)

s: Palet kalınlığı, (cm)

z: Palet sayısı

D: İç egrinin büyük çapı, (cm)

d: İç egrinin küçük çapı, (cm)

7.3.Pistonlu pompalar

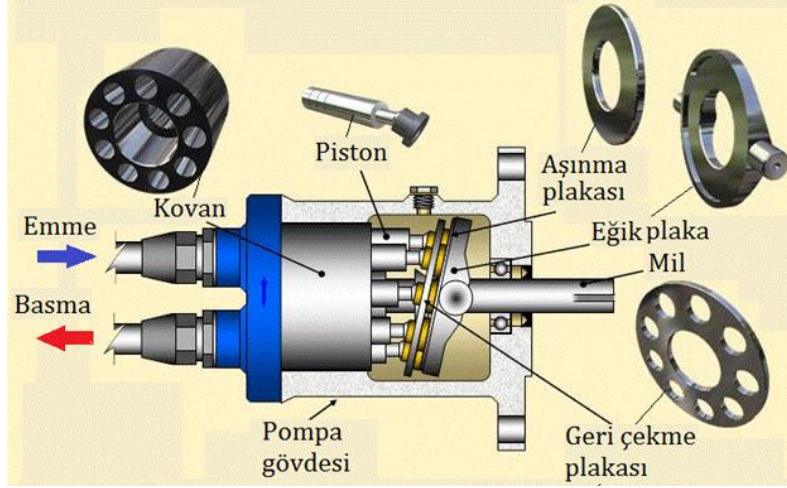
Pistonlu pompalar her tür uygulama için kullanılabilmektedirler. Ancak maliyetleri biraz yüksektir. Pistonlu pompalar sabit ve değişken deplasmanlı olarak üretilmektedir.

Pistonlu pompa tipleri,

- a. Eksenel pistonlu pompalar
 - Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalar
 - Eğik eksenli eksenel pistonlu pompalar
- b. Radyal pistonlu pompalar

Eğik plakalı eksenel pistonlu sabit deplasmanlı pompalar,

Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalarda, pistonların emme, basma hareketi pompa eksenini ile belirli bir açı yapan plaka tarafından yaptırılmaktadır. Bu pompalar uygulamada 380 bar basınç mertebelerine kadar kullanılmaktadır.



Şekil 7.8. Eksenel pistonlu eğik plakalı sabit deplasmanlı pompaların yapısı.

Eksenel pistonlu eğik plakalı ve eğik eksenli pompa ve hacim hesabı benzer şekilde yapılır.

$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot z \cdot 2 \cdot r_h \cdot \tan \alpha \quad (cm^3 / dev)$$

Burada,

z: Piston sayısı

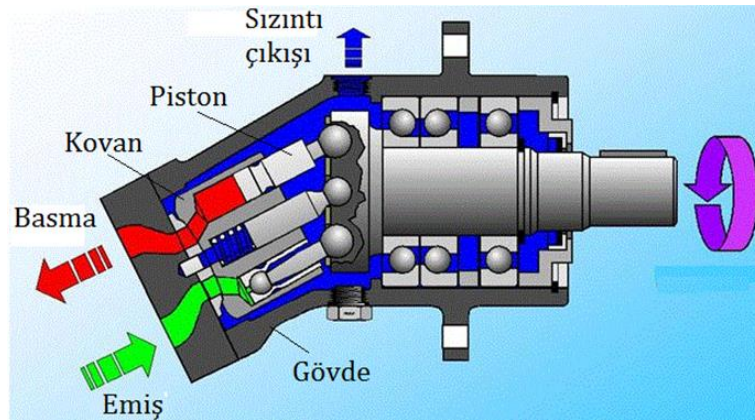
r_h : Pistonların dizildiği çap, (cm)

d_k : Piston çapı, (cm)

α : Plakanın eğim açısı

Eksenel pistonlu eğik eksenli sabit deplasmanlı pompa,

Eğik eksenli, eksenel pistonlu pompalarda, pistonların emme, basma hareketi pompa mili eksenini ile belirli bir açı yapan pompa bloku tarafından yaptırılmaktadır. Bu pompalar uygulamada 450 bar basınç mertebelerine kadar kullanılmaktadır.



Şekil 7.9. Eksenel pistonlu eğik eksenli sabit deplasmanlı pompaların yapısı.

Radyal pistonlu sabit deplasmanlı pompalar,

Radyal pistonlu pompalar hidrostatik güç iletiminde kullanılmakta olan en ağır hizmet tipi pompalar olup, uygulamada 750 bar basınç değerlerine kadar kullanılmaktadırlar. Radyal pistonlu sabit deplasmanlı pompa hacim hesabı,

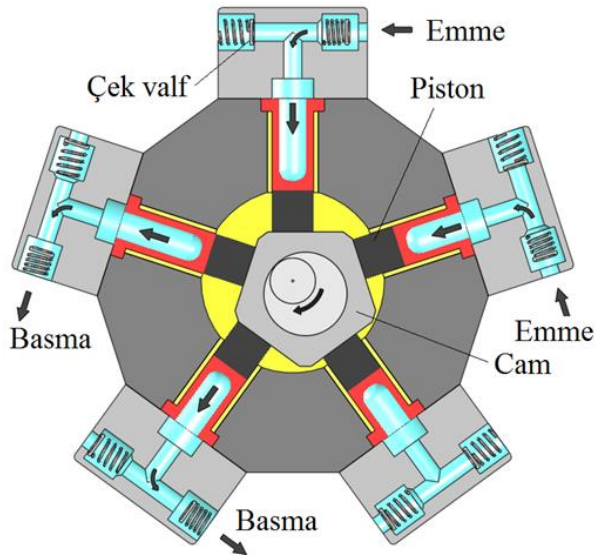
$$V_p = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot z \cdot 2 \cdot e \quad (cm^3/dev)$$

Burada,

z: Piston sayısı

e: Eksantriklik, (cm)

d_k: Piston çapı, (cm)



Şekil 7.10. Radyal pistonlu sabit deplasmanlı pompaların yapısı.

Pompa seçiminde basınç, debi gibi parametreler dışında ömür de göz önüne alınmalıdır.

Pompaların seçimi için tablo 8.1 den yararlanmak mümkündür.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Pompa tipi			Pompa hacmi cm ³	Maksimum basınç bar	Dönme hızı dev/dak	Darbe	Gürültü	Verim $\eta_{t \max}$
Sabit Deplasmanlı	Dişli pompa	Dıştan dişli	3 — 100	250	500 — 5000			85 — 90
		İçten dişli	25 — 50	210	900 — 1800			90
	Paletli pompa		10 — 36	175	900 — 3000			86
	Radyal pistonlu pompa		0,4 — 20	700	1000 — 3400			90
	Eksenel pistonlu pompa		10 — 1000	450	950 — 3150			92
Değişken deplasman	Paletli pompa		8 — 125	100	750 — 2000			85
	Eksenel pistonlu pompa	Eğik plakalı	28 — 250	450	500 — 4250 *			91
		Eğik eksenli	20 — 1000	400	500 — 4100			92
			1	2	3	4	← Özellikler: 4 en iyi anlamındadır.	

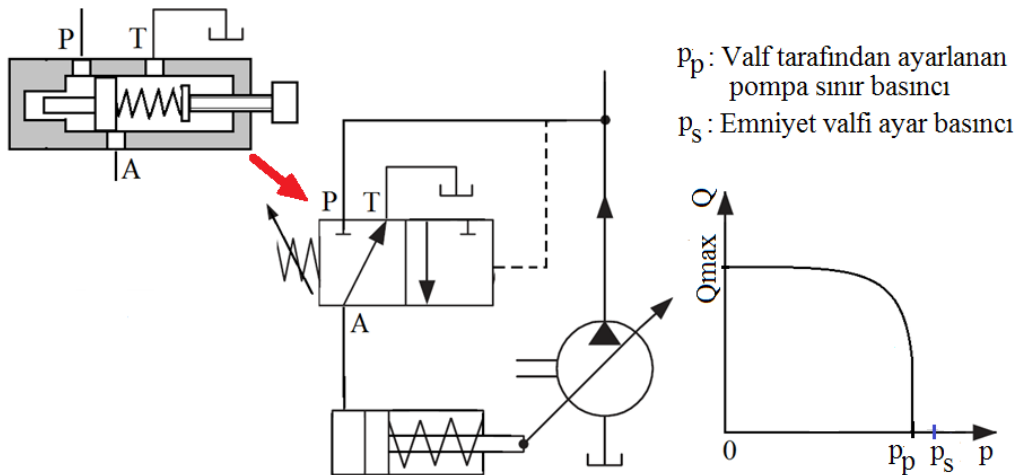
Tablo 7.1. Pompa seçimi için tavsiyeler (Kaynak: Bosch Rexroth)

7.4. Değişken deplasmanlı pompalarda ayar tipleri

- Manuel ayar, hassas olmayan kontroller için ekonomik bir çözümdür.
- Sınır basıncı kontrolü (pressure compensation)
- Sabit güç kontrolü (power compensation)
- Sabit debi kontrolü (Flow compensation)

Sınır basıncı kontrolü (pressure compensation),

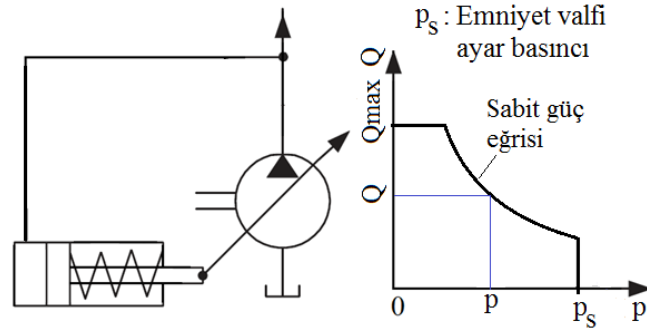
Bu tip kontrol enerji ekonomisi sağlamak için oldukça kullanışlı bir seçenek sunmaktadır.



Şekil 7.11. Değişken deplasmanlı pompalarda sınır basıncı kontrolü

Sabit güç kontrolü (power compensation),

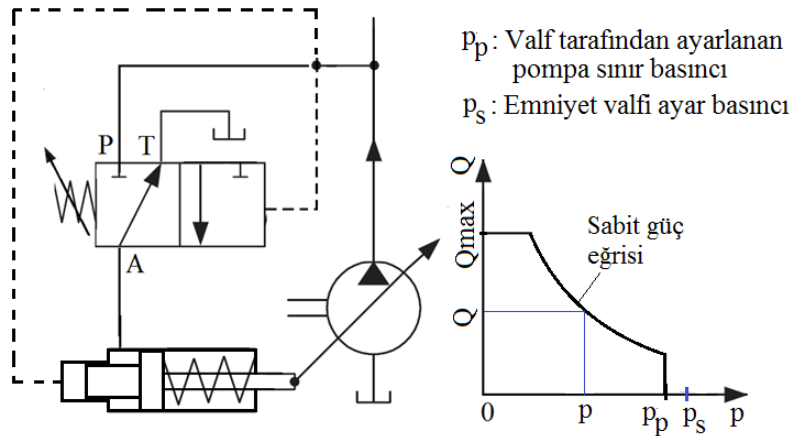
Bir makinanın değişen tork ve hız ihtiyaçlarında sabit bir güç kaynağını en uygun bir şekilde kullanmasına imkân veren kontrol tarzıdır.



Şekil 7.12. Değişken deplasmanlı pompalarda sabit güç kontrolü

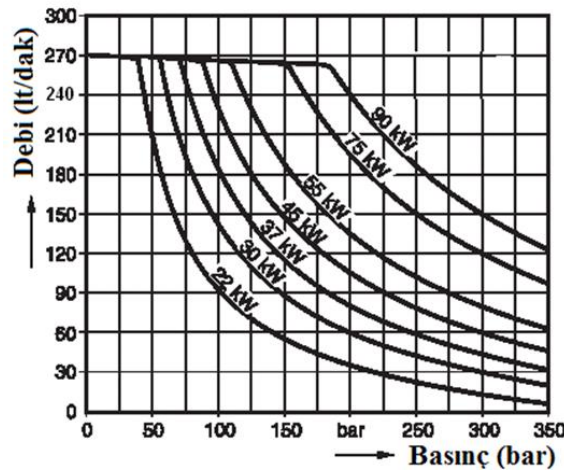
Basınç dengelemeli sabit güç kontrolü,

Bu tip güç kontrolünde kontrol valfi çalışma basıncını, basınç emniyet valfinden bağımsız olarak ayarlayabilmektedir.



Şekil 7.13. Değişken deplasmanlı pompalarda basınç dengelemeli sabit güç kontrolü

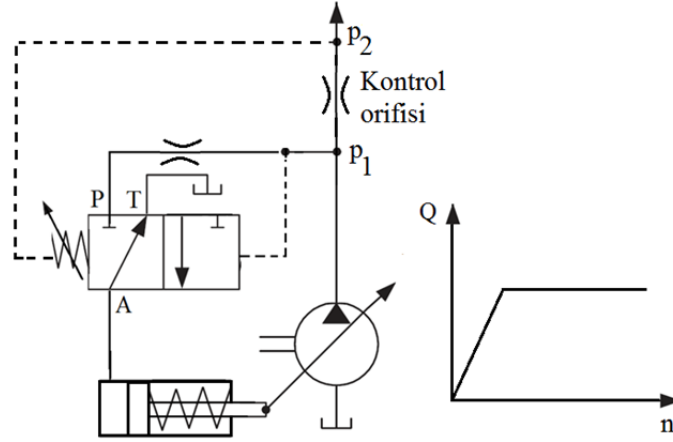
$$N = p_i \cdot Q_i = \text{sabit}$$



Şekil 7.14. Basınç dengelemeli değişken deplasmanlı pompalar için örnek sabit güç eğrileri,

Sabit debi kontrolü (Flow compansation)

Değişken tahrik hızlarında pompanın hep aynı debiyi vermesini sağlayan kontrol tarzıdır.



Şekil 7.15. Değişken deplasmanlı pompalarda sabit debi kontrolü

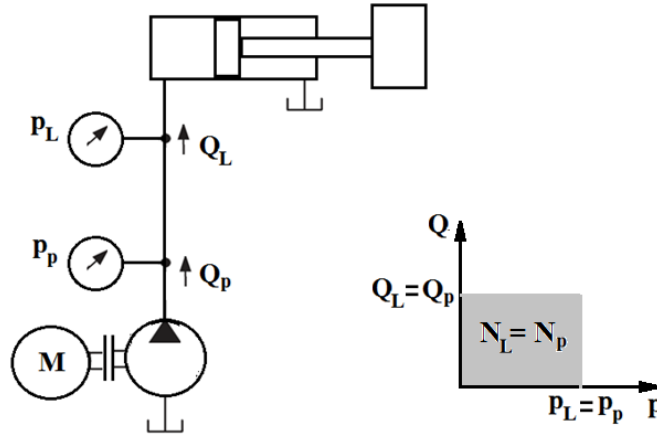
$$N = p \cdot Q = p \cdot n_1 \cdot V_p = \text{sabit}$$

7.5.Pompalarda güç analizi

Pompaların kontrolleri güç kayıplarını önemli ölçüde değiştirmektedir. Bu konuda doğru analizler yapmak önemlidir. Bu bölümde üç farklı durum için yapılacak analizlerle pompaların güç kullanımı açıklanacaktır.

1. Durum

Tesisatta pompanın doğrudan hidrolik aktuatöre bağlanması halinde teorik olarak hiç güç kaybı olmayacaktır. Boru içi basınç düşüş kayıpları ihmal edilebilir mertebededir.



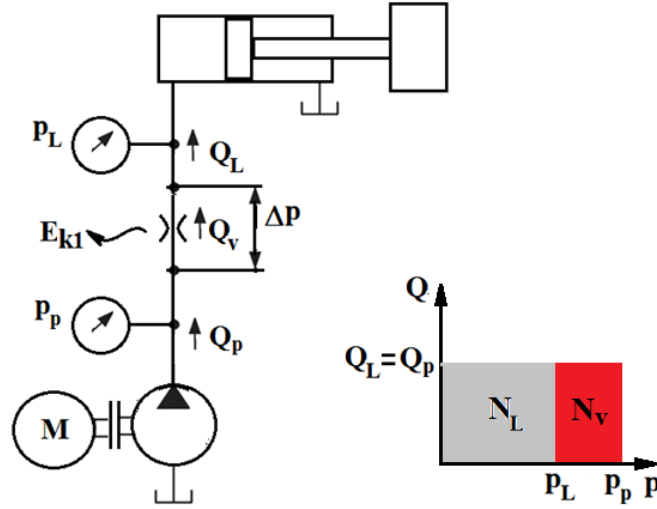
Şekil 7.16. Pompanın doğrudan hidrolik aktuatöre bağlanması

$$p_p \cong p_L \quad Q_p = Q_L$$

$$N_p \cong N_L$$

2. Durum

Tesisatta pompa ile hidrolik aktuatör arasında kısma yapılması basınç kayıplarını arttıracaktır.



Şekil 7.17. Pompa ile hidrolik aktuatör arasında kısma yapılması. Burada N_v valf üzerinde kaybolan güç.

Burada,

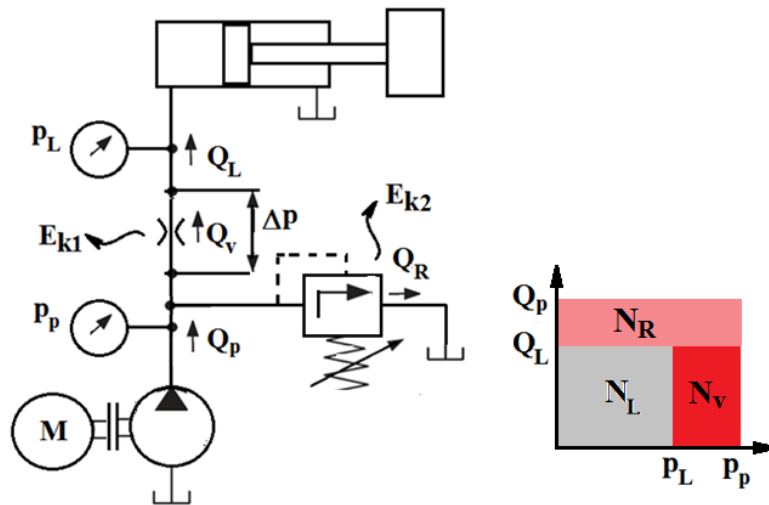
$$p_p = p_L + \Delta p \text{ ve } Q_p = Q_L = Q_v$$

Pompa gücü=Kullanılan güç + Valfte kaybolan güç

$$N_p = N_L + N_v$$

3. Durum

Gerçek uygulamalarda en çok karşılaşılan durumdur. Tesisatta pompa ile hidrolik aktuatör arasında kısma yapılması debinin bir kısmının basınç emniyet valfi üzerinden tanka dönmesine yol açacak olup bu durum kayıpları ayrıca arttıracaktır.



Şekil 7.18. Pompa ile hidrolik aktuatör arasında

$$p_p = p_L + \Delta p$$

$$Q_p = Q_v + Q_R$$

Pompa gücü=Kullanılan güç + Kısma valfinde kayıp güç+ Emniyet valfinde kayıp güç

$$N_p = N_L + N_v + N_R$$

7.6.Pompaların montaj şekilleri

Pompalar, güç ünitelerine genelde üç tip monte edilmektedirler, bunlar;

- Tankın üstüne yatay konumda, şekil 7.19.
- Tankın içine dikey konumda, şekil 7.20.
- Tankın dışına, bu montajda tankın yanına veya altına montaj yapılabilir, şekil 7.21 ve şekil 7.22.

Pompa yapısının doğrudan tanka montajı ancak küçük güçlerdeki uygulamalar için uygundur. Bu tip uygulamalarda ayrıca gürültü de önemli bir faktördür.



Şekil 7.19. Pompa tankın üstüne yatay konumda monte edilmiştir.



Şekil 7.20. Pompa tankın üstüne dikey konumda monte edilmiştir.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 7.21. Pompa tankın yanına monte edilmiştir.



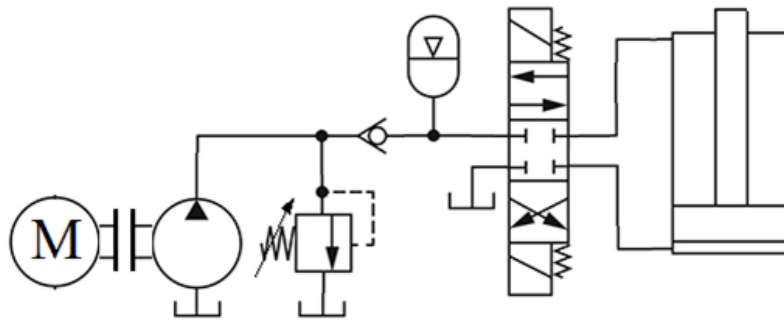
Şekil 7.22. Pompa tankın altına monte edilmiştir.

8. Hidrolik aküler

Hidrolik aküler devrelerde pompalara destek olacak şekilde veya bazı durumlarda pompaların yerine kullanılmaktadır.

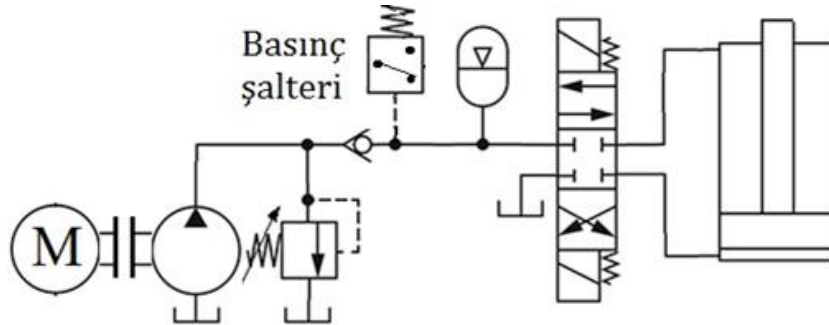
Hidrolik akülerin kullanım sebepleri aşağıdaki gibi verilebilir,

- Enerji tasarrufu sağlamak için veya yedek enerji kaynağı olarak kullanılır. Hidrolik sistemlerde, kısa süreli büyük hacimlerde basınçlı akışkana ihtiyaç duyulan sistemlerde anlık yüksek enerji gereksinimi için kullanılır.



Şekil 8.1. Hidrolik akünün yedek enerji kaynağı olarak kullanılması.

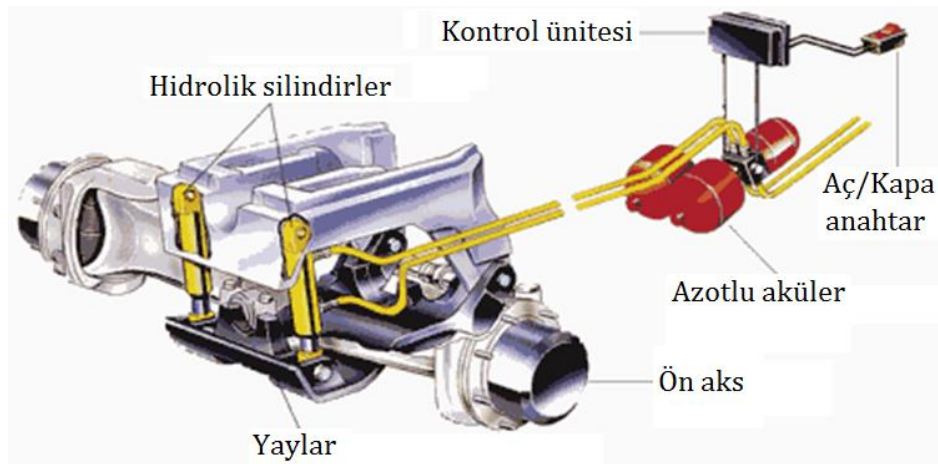
- Hidrolik sistemdeki yağ kaçaklarını karşılamak amacıyla kullanılır.



Şekil 8.2. Hidrolik akünün yağ kaçaklarını karşılamak amacıyla kullanılması.

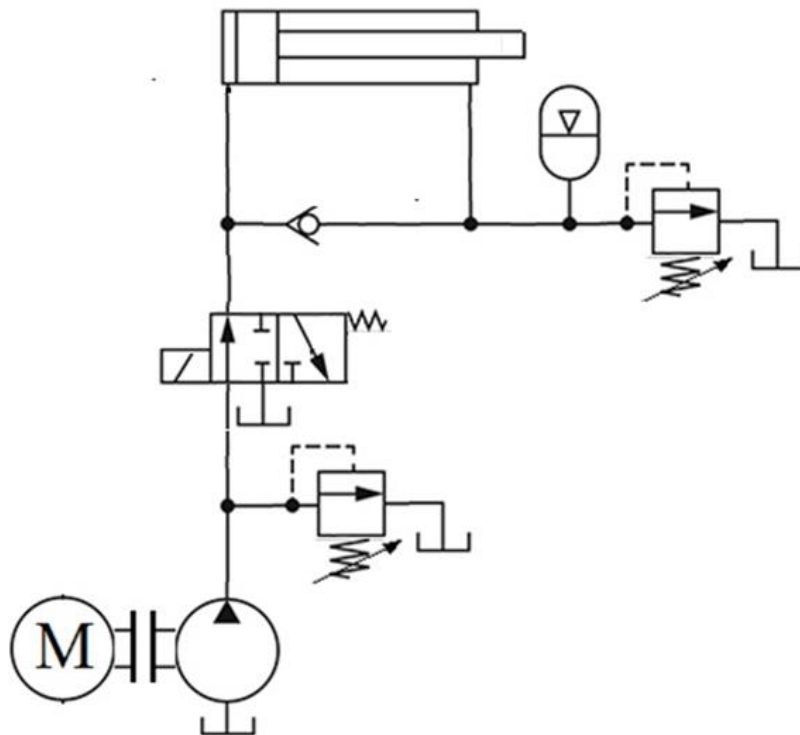
- Hidrolik sistemin çalışması esnasında oluşabilecek basınç dalgalanmalarını ve şokları dengelemek amacıyla kullanılır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 8.3. Hidrolik akünün basınç dalgalanmalarını ve şokları dengelemek amacıyla kullanılması.

- d. Bir elektrik kesilmesi veya bir arıza durumunda başlamış operasyonun bitirilmesi amacıyla (acil emniyet ünitesi olarak) kullanılır.



Şekil 8.4. Hidrolik akünün elektrik kesilmesi veya bir arıza durumunda başlamış operasyonun bitirilmesi amacıyla kullanılması.

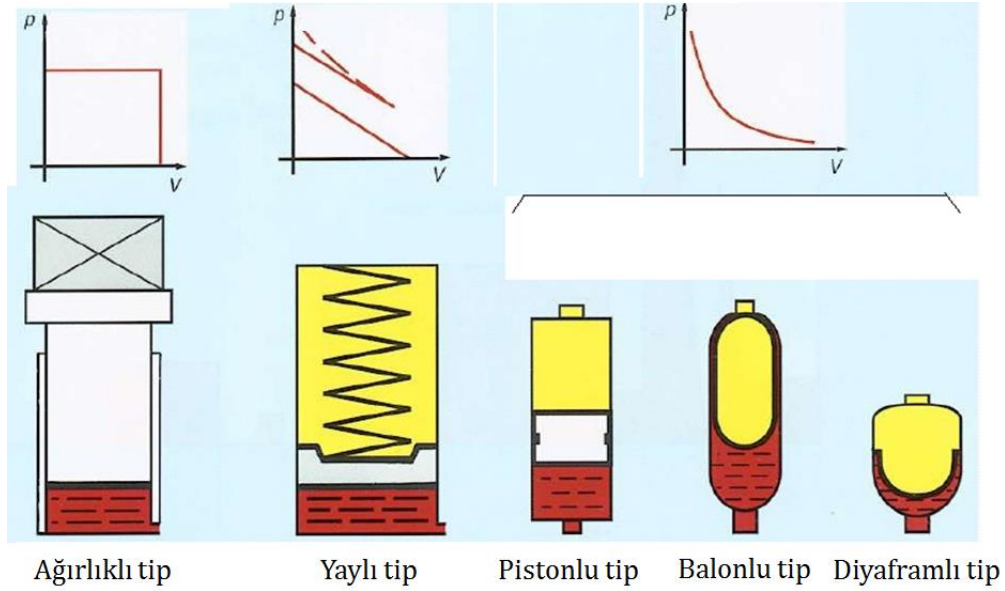
Hidrolik akülerin çeşitleri,

Genellikle beş tip hidrolik akü mevcuttur (şekil 8.5), bunlar;

- a. Ağırlıklı tip aküler

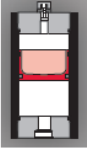
Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

- b. Yaylı tip aküler
- c. Pistonlu tip aküler
- d. Balonlu tip aküler
- e. Diyaframlı tip aküler



Şekil 8.5. Hidrolik akümülatör çeşitleri

Farklı tipte hidrolik akülerin özellikleri şekil 8.6 da verilmektedir.

Tip	Tasarım	Anma hacmi	Max. Basınç	Basınç oranı	Debi	Montaj pozisyonu	Ağırlık	Fiyat
 Diyafram	Küçük hacim Düşük ağırlık Şok uygulaması için iyi	5 litre ya kadar	700 bar a kadar	10:1	250 lt/dak ya kadar	Genel	Düşük	Düşük
 Balon	Genel amaçlar için en iyi Kolay bulunma Şok uygulaması için iyi	70 litre ya kadar		4:1	2000 lt/dak ya kadar	Düşey tercih edilir	Orta	Orta
 Piston	Büyük hacimli uygulamalarda en iyi Şok uygulaması için tavsiye edilmez	500 litre ya kadar		∞ :1	7500 lt/dak ya kadar	Düşey tercih edilir	Yüksek	Orta ve Yüksek

Şekil 8.6. Hidrolik akümülatörlerin özellikleri

Hidrolik akümülatör büyüklüğünün belirlenmesi,

Hidrolik akümülatörlerin anma hacimleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$V_0 = \frac{V_a}{\left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{1/n} \right]}$$

Burada:

p_0 : Akümülatör dolum basıncı, $p_0=0,9 \cdot p_1$

p_1 : Akümülatör minimum çalışma basıncı

p_2 : Akümülatör maksimum çalışma basıncı

V_a : Akümülatörden beklenen toplam yağ hacmi

n : Politropik üs

Burada politropik üs prosese bağlı olarak değişmektedir.

Temel gaz kanununa göre; $p \cdot V^n = \text{sabit}$

İzotermik hal değişimi: $n=1$

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Adyabatik hal değişimi: $n=1,4$

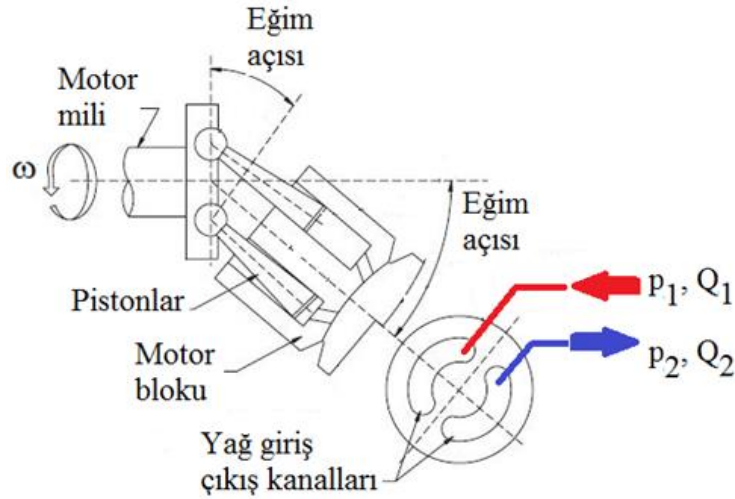
$$p_1 V_1^{1,4} = p_2 V_2^{1,4}$$

Politropik hal değişimi: $1,0 < n < 1,4$

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

9. Hidrolik motorlar

Hidrolik motorlar hidrolik enerjiyi dönme hareketi şeklinde mekanik enerjiye dönüştüren pozitif deplasmanlı hidrolik aktuatörlerdir.



Şekil 9.1. Bir hidrolik motorun girişindeki hidrolik enerji, milinde mekanik enerjiye dönüştürülmektedir.

Motor tipi				Motor hacmi cm ³	p _{max} bar	Dönme hızı dev/dak	İlk çalışma	Gürültü	Verim
Sabit deplasmanlı motorlar	Dişli motorlar			6 - 38	250	500 - 3000			85%
	Eksenel pistonlu motorlar	Düşük tork	Eğik eksenli	10 - 1000	450	50 - 6000			92%
			Eğik plakalı	20 - 30	450	30 - 4000			91%
		Yüksek tork		200 - 2000	250	5 - 500			90%
	Gerotor tip motorlar			50 - 300	250	10 - 1000			85%
	Radyal pistonlu motorlar			150 - 7000	500	1 - 500			92%
Değişken deplasmanlı motorlar	Radyal pistonlu motorlar			150 - 7000	450	1 - 500			92%
	Eksenel pistonlu motorlar	Eğik eksenli		25 - 400	450	50 - 8000			92%
		Eğik plakalı		25 - 300	400	6 - 4900			91%

İyi

Daha iyi

Çok iyi

En iyi

Tablo 9.1. Hidromotorların genel özellikleri

Hidrolik motorların çeşitleri,

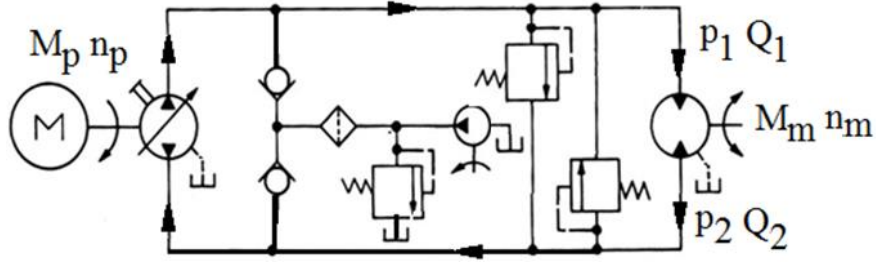
Hidrolik motorlar ürettikleri tork oranına göre iki temel bölüme ayrılırlar, bunlar;

- a. Yüksek torklu, düşük devirli hidrolik motorlar
 - Dişli hidromotorlar
 - Paletli hidromotorlar

- Pistonlu hidromotorlar
- b. Düşük torklu, yüksek devirli hidrolik motorlar
- Gerotor tip (Orbital tip) hidromotorlar
- Radyal pistonlu (yıldız tip) hidromotorlar

Hidrolik motorların seçimi için genel özellikleri tablo 9.1 de görülmektedir.

Hidromotorlarda temel eşitlikler



Şekil 9.2. Hidromotor devresi ve fiziksel parametreler.

Hidromotorun hacimsel verimi: (Mevcut debi/Teorik debi)

$$\eta_{vm} = \frac{V_m n_m / 1000}{Q_L}$$

Burada,

V_m : Motorun hacmi, (cm³/dev)

n_m : Hidromotor milinin dönme hızı, (d/dak)

Q_L : Yük debisi, (lt/dak)

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (lt/dak)$$

Hidromotorun mekanik verimi: (Hidromotorun çıkış işi/Birim devirdeki iş girişi)

$$\eta_{mm} = \frac{M_m}{V_m p_L / 20\pi}$$

Burada,

M_m : Hidromotor milindeki moment, (N.m)

p_L : Hidromotor yük basıncı, (bar)

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (bar)$$

Hidromotorun toplam verimi: (Çıkış gücü/Giriş gücü)

$$\eta_{vm} = \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} = \frac{N_m}{Q_L p_L / 600}$$

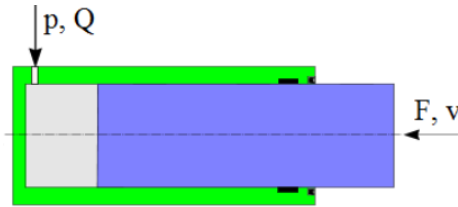
N_m : Hidromotorun gücü, kW

10. Hidrolik silindirler

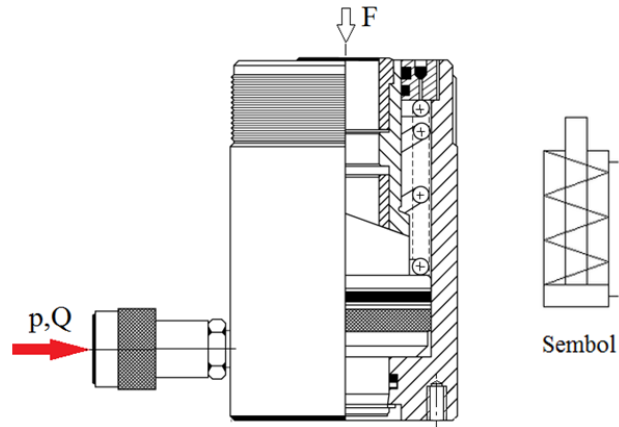
Hidrolik silindirler hidrolik enerjiyi doğrusal hareket şeklinde mekanik enerjiye dönüştüren hidrolik aktuatörlerdir.

Hidrolik silindir çeşitleri:

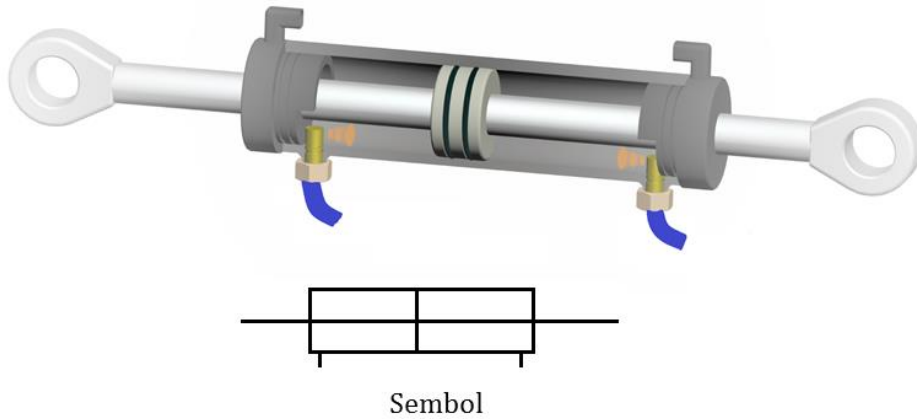
- a. Tek etkili silindirler
 - Kuvvet dönüşlü tek etkili silindirler
 - Yay dönüşlü tek etkili silindirler
- b. Çift etkili silindirler
 - Simetrik silindirler
 - Asimetrik silindirler



Şekil 10.1. Kuvvet dönüşlü, dalma pistonlu tek etkili silindir

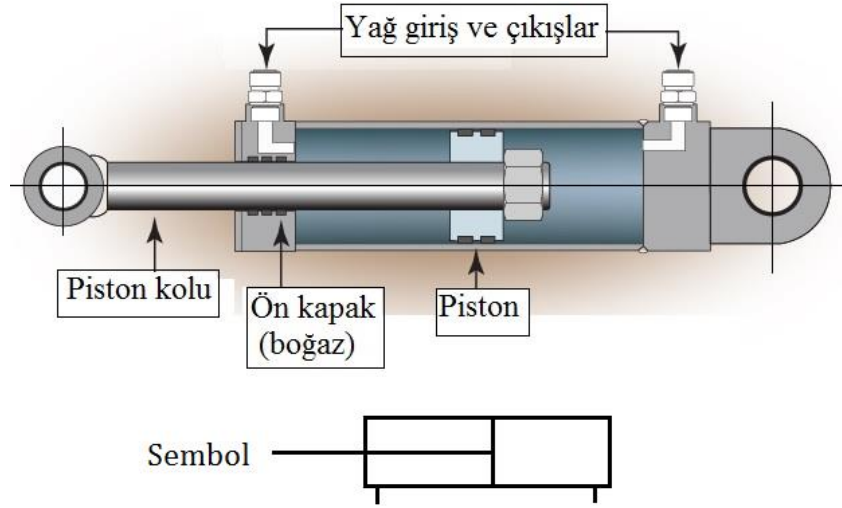


Şekil 10.2. Yay dönüşlü tek etkili silindir

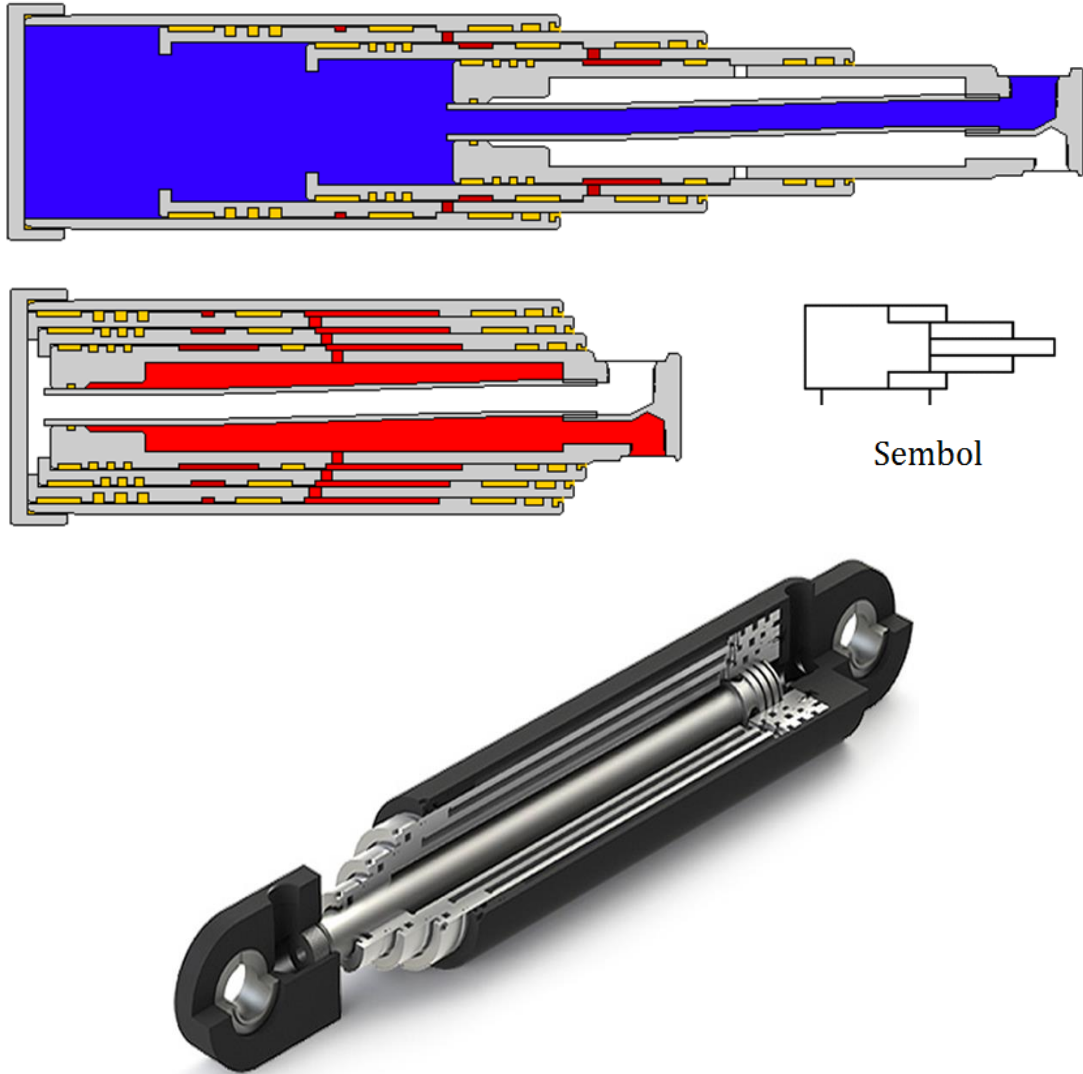


Şekil 10.3. Çift etkili simetrik silindir

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



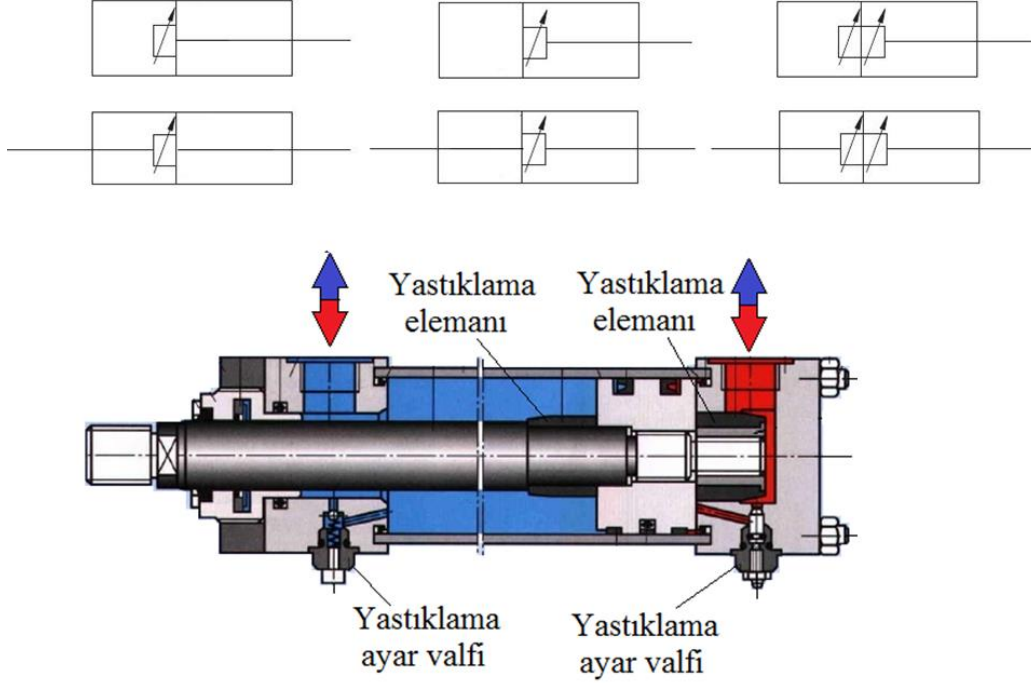
Şekil 10.4. Çift etkili asimetrik silindir



Şekil 10.5. Çift etkili teleskobik silindir

Hidrolik silindirlerde yastıklama,

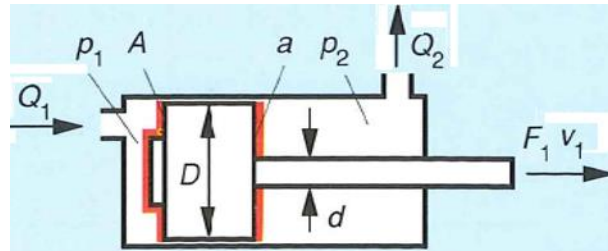
Hidrolik silindirlerin strok sonlarındaki çarpmaları sistemlerde istenmeyen deformasyonlara neden olabilmektedir. Bunu önlemek için yastıklama yapılması tavsiye edilmektedir (şekil 10.6).



Şekil 10.6. Hidrolik silindirlerde yastıklama

Hidrolik silindirlerde güç ve dayanım analizleri,

Güç analizi,



Şekil 10.7. Çift etkili bir hidrolik silindirin fiziksel modeli.

Debi-hız bağlantıları,

$$Q_1 = A \cdot v_1$$

Silindir açılma kuvveti,

$$F_1 = (p_1 \cdot A - p_2 \cdot a) / \eta_{sm1} \quad \eta_{sm1} \approx 0,95$$

Silindir kapanma kuvveti,

$$F_2 = (p_2 \cdot a - p_1 \cdot A) / \eta_{sm2} \quad \eta_{sm2} \approx 0,85$$

Silindir açılma gücü,

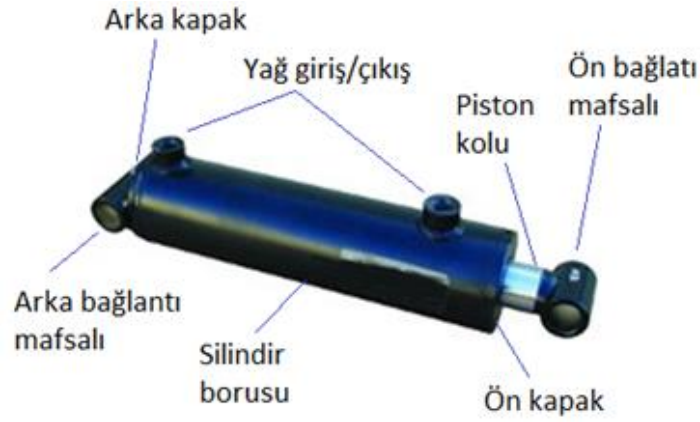
$$N_1 = F_1 \cdot v_1 / \eta_{s1} \quad \eta_{s1} \approx \eta_{sm1}$$

Silindir kapanma gücü,

$$N_2 = F_2 \cdot v_2 / \eta_{s2}$$

$$\eta_{s2} \approx \eta_{sm2}$$

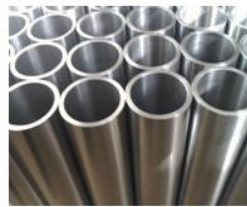
Hidrolik silindirlerde yapısal analizler



şekil 10.8. Hidrolik silindirlerin temel yapısal elemanları

Silindir gövdesi

Silindir borusu, imalat çeliğinden (örneğin S355), dikişsiz çelik çekme tarzda imal edilmiş borulardan seçilmektedir. Borunun iç kısmı iyi bir yüzey oluşturmak için honlanır. Silindir ön ve arka kapakları ve piston çok sayıda imal edilecekse döküm malzemeden yapılabilir aksi takdirde çelik kütükten (örneğin S235) talaşlı imalat yöntemleri ile işlenmektedir.



Silindir borusu



Piston ve piston kolları



Mafsal yataklar

şekil 10.9. Hidrolik silindirleri oluşturan metal elemanlar

Piston kolunun en önemli problemi korozyondur buna göre üzeri sert krom kaplanmış çelik malzemeden seçilmektedir. Piston kolunun temel mekanik zorlaması burkulmadır.

Bu durumda malzemenin elastiklik modülü önemlidir. Birçok çelik malzemenin elastiklik modülleri yaklaşık aynıdır.

Silindiri sisteme bağlamak amacı ile bağlantı şekli tespit edilmelidir. Örneğin birçok hidrolik silindirde moment veya kesme kuvveti oluşmaması için piston kolunun ucuna ve arka kapağa iki adet bronz malzemedan küresel formda mafsal yatak montajı yapılmaktadır.

Silindire yağ gönderme ve alma amacı ile pistonun ön ve arkasına S235 malzemedan iki adet rekor bağlantısı talaşlı imalat yöntemi ile hazırlanarak kaynak edilebilir.

Bu döküm ve imalat çeliği malzemelerden yapılan elemanların, geometrileri ve boyutları tasarım şartnamesi ve kavramsal tasarım verileri dikkate alınarak şekillendirilir.

Sızdırmazlık elemanları

Sızdırmazlık için gerekli elemanların ön seçimlerinde, özelliklerinin sistem için uygun olup olmadığı analiz edilir.

Örneğin piston keçesinin maksimum hız sınırı $< 5 \text{ m/s}$ olabilir.

Toz keçesi, piston keçesi, boğaz keçesi, O-ringler gibi sızdırmazlık elemanları silindir borusu ve piston kolu çapına uygun geometrilerde olacak şekilde hazır ürün olarak seçilir.



Şekil 10.10. Hidrolik silindirlerde sızdırmazlık elemanları

Piston kolunu desteklemek ve pistonun bağıl hareketinde sürtünme kayıplarını azaltma amacı ile iki adet polyamid veya teflon malzemedan yatak kullanılabilir. Bu yataklardan biri pistonun üzerine diğeri ise piston koluna yerleştirilmelidir.

Kompakt piston keçesi seçilecek olursa teflon parçası piston üzerindeki yatak olarak işlev yapacaktır.

Piston kolu ise silindir ön kapağının içine yerleştirilecek plastik bir yatakla desteklenir.

Hidrolik silindir borusunun minimum et kalınlığı,

Firma içinde imal edilecek elemanlar için ise hidrolik silindirin anma çapı ve stroku gibi temel boyutları fonksiyon şemasına uygun olacak şekilde belirlendikten sonra gerekli analizler yapılabilir. Örneğin hidrolik silindir için talaşlı işlemler yapılacağı dikkate alınarak minimum et kalınlığı değeri aşağıdaki eşitlikten saptanabilir.

$$t = \left(\frac{D}{2} \sqrt{\frac{\sigma_{em} + p}{\sigma_{em} - p}} - 1 \right) \text{ mm}$$

Burada;

D: Hidrolik silindir iç çapı (mm)

σ_{em} : S235 malzeme için emniyetli çekme gerilmesi (MPa)

P: Hidrolik silindirin iç basıncı (MPa)

Piston kolunun çapı

Piston kolunun çap değeri ise burkulma analizi ile aşağıdaki eşitliklerden çekilerek saptanmaktadır.

$$\lambda = 4L/d \text{ ve } \lambda_g = \pi \sqrt{1,25E/\sigma_{AK}}$$

$\lambda \geq \lambda_g$ ise Euler formülü uygulanmaktadır.

$$F = \frac{\pi^2 EI}{nL_k^2} \text{ (N)} \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ mm}^4$$

$\lambda < \lambda_g$ ise Tetmajer formülü uygulanmaktadır

$$F = \frac{\pi d^2 (335 - 0,62\lambda)}{4n} \text{ (N)}$$

Burada;

L_k : Silindirin burkulma boyudur ve montaj şekline bağlıdır, mm (şekil 10.11).

d: Piston kolu çapı, mm.

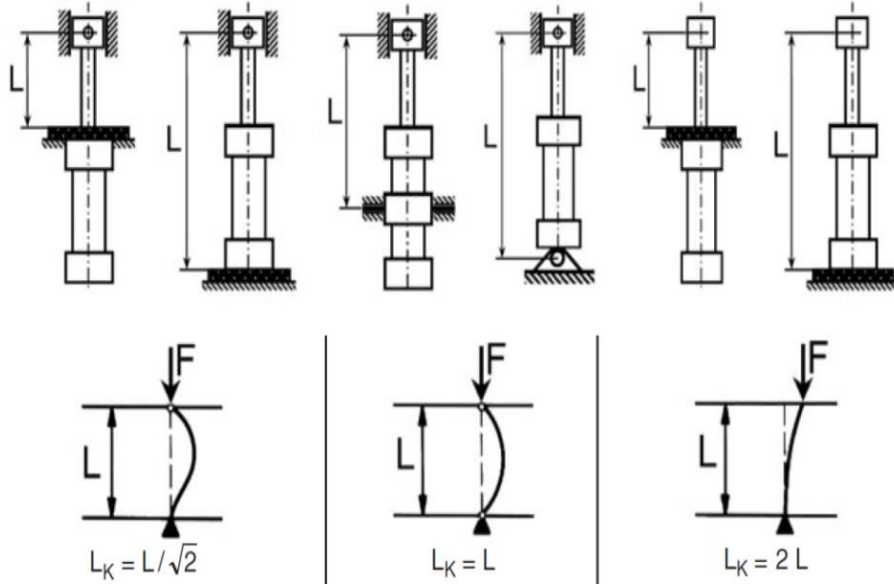
σ_{AK} : Malzemenin akma dayanımı, MPa.

E: Elastisite modülü, MPa.

I: Kesit atalet momenti, mm⁴

F: Hidrolik silindir üzerinde etkili itme kuvveti, N.

n: Emniyet katsayısı, 2,5 – 3,5



Şekil 10.11. Hidrolik silindirin bağlantı şekline göre burkulma boyu seçimi.

Diğer elemanlar,

Hidrolik silindirin ön ve arka kapakları ile pistonu FEM analizleri ile boyutlandırılmaktadır.

Hidrolik silindirin elemanlarını birbirleri arasında bağlamak için kullanılacak olan kaynak ve vidalı bağlantılarda ayrıca analiz edilmelidir.

11. Valfler

Valflerin seçiminde minimum seçim kriterleri olarak çalışma basıncı ve devre debisi esas alınır. Buna göre akış dirençlerini minimize edecek şekilde kataloglardan seçim yapılır.

Çalışma basınçları valf gövdesinin dayanımına bağlı olarak belirlenir. Pnömatik sistemlerde basınçlar düşük olduğu için valf gövdelerinin yapımında alüminyum alaşımları gibi hafif malzemeler kullanılmakta iken, yüksek basınçlı hidrolik uygulamalarda çelik valf gövdeleri tercih edilmektedir.

Ayrıca ikaz tarzları, yağ viskozite değerleri, ortam şartları da valf seçiminde önemli kriterlerdendir. Valfler devrelerde, fonksiyonel özellikleri ve büyüklüklerine bağlı olarak farklı amaçlarla kullanılmaktadırlar.

Valfler hidrolik devrelerde fonksiyonlarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

- Yön denetim valfleri; Akışkanın devrede akış hareketinin başlatılması durdurulması veya yönünün değiştirilmesi için kullanılır.
- Basınç denetim valfleri; Hidrolik sistemin tamamına veya bir bölümündeki basıncı denetlemek amacıyla kullanılır.
- Debi denetim valfleri; Hidrolik sistemin tamamına veya bir bölümüne pompanın bastığı akışkan debisini ayarlamak amacıyla kullanılmaktadırlar.

Valfler hidrolik sistemlerde enerji seviyesini belirlemektedir. Buna göre valf ikaz şekilleri hidrolik mekanizmaların fiziksel özelliklerini belirlemektedir. İkaz şekillerine göre valfler aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır.

- Manuel ikazlı valfler;
- Aç-kapa ikazlı valfler;
- Oransal ikazlı valfler;

Manuel ikazlı valfler,

Valf ikazının el, ayak veya mekanik girişlerle yapıldığı valf tipleridir. Manuel ikazda çoğunlukla insan, algılama ve kontrol mekanizması olarak kullanılmaktadır.

Aç-kapa olarak ikaz edilemeyecek yüksek kütleli ve hızlı sistemlerde elektro hidrolik kontrollü valf yapılarına ekonomik alternatif oluşturmaktadırlar. Ancak manuel ikazda dinamik davranışların karakteri sisteme olduğu kadar operatöre de bağlıdır.

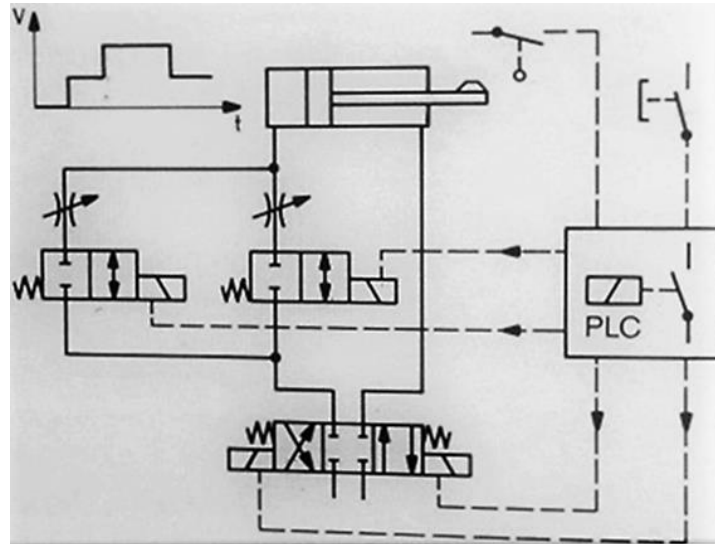
Bu tarz valfler ekonomik yapılı olan ve ortalama performanslara sahip iş makinelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 11.1. Manuel ikazlı valfler

Aç-kapa ikazlı valfler,

Genelde bu tip valfler selenoidlerle sürülmektedir. Burada adım girişi nedeni ile sistemin cevabı oldukça dinamikdir. Valf açılma süreleri çok kısa olduğu için duruş ve kalkışta aşırı sarsıntılara yol açabilirler. Bu nedenle selenoid valfler gücü 10 kW'tan az olan küçük kütleli ve/veya hızlı hidrolik mekanizmalar için uygundur.



Şekil 11.2. Aç kapa ikazlı valfler.

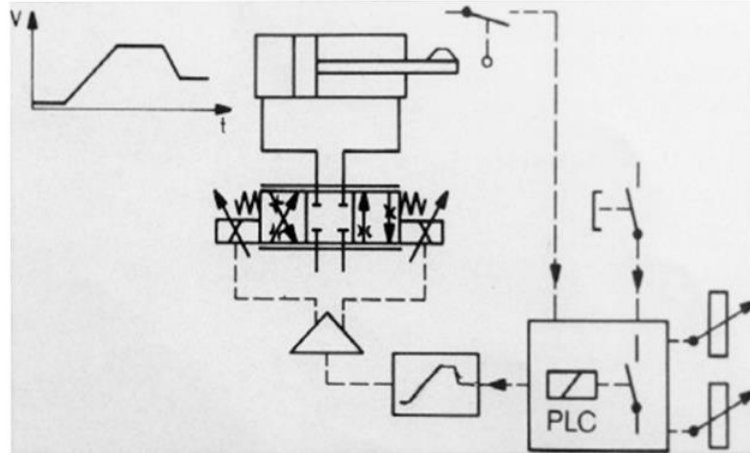
Oransal ikazlı valfler,

Oransal ikaz şeklinde giriş sinyali çıkışla orantılı olarak değişmektedir. Bu ikaz tarzı ile duruş ve kalkış ivmelerini sistemin özelliklerine göre ayarlamak mümkündür. Büyük güçteki sistemlerde tek alternatif olarak bu tip ikazlı valfler kullanılmaktadır. Hidrolik servovalfler ve oransal valfler bu ikaz tarzını kullanmaktadır. Bu valflerin maliyetleri selenoid valflere göre oldukça yüksektir.

Oransal ikazlı valfler iki temel bölüme ayrılmaktadır, bunlar;

- Açık çevrim oransal ikazlı valfler
- Kapalı çevrim oransal ikazlı valfler

Açık çevrim oransal ikaz

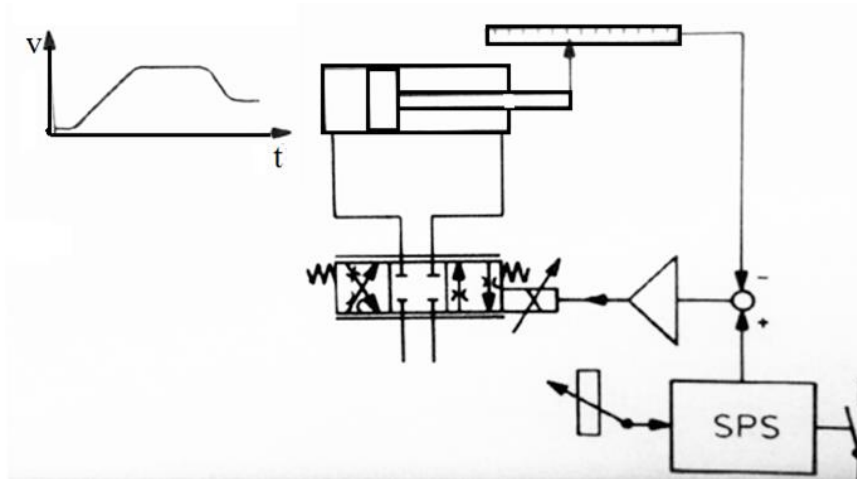


Şekil 11.3. Açık çevrim oransal ikazlı valfler.

Açık çevrim oransal ikaz, büyük kütleli veya yüksek hızlı sistemlerde servohidrolik mekanizmalara alternatif olarak kullanılmaktadırlar.

Kapalı çevrim oransal ikaz

Genellikle test tezgâhlarında, havacılık ve uzay sektörlerinde servohidrolik mekanizmalarda kullanılmaktadır.



Şekil 11.4. Kapalı çevrim oransal ikazlı valfler.

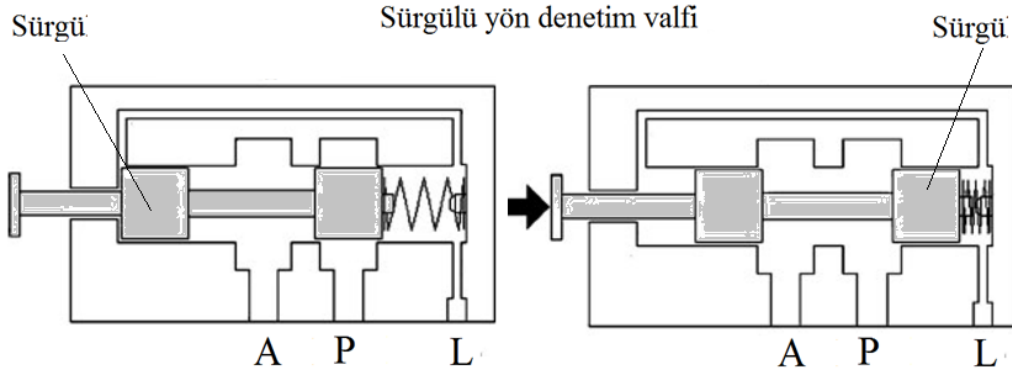
Kapama elemanlarının yapısına göre valfler

Valflerde hidrolik akışını kısıtlamak amacı ile temel olarak üç tip kapama elemanı kullanılmaktadır. Kapama elemanlarının yapısına göre valfleri aşağıdaki gibi sınıflandırmak mümkündür.

- Sürgülü valfler;
- Popet valfler; Valfin kapama elemanı (poppet) kanal eksenindeki hareketle bir kanalın üzerini kapatıp açar.

Sürgülü valfler,

Valf içinde bulunan bir sürgünün kanal eksenine dik ileri geri hareketleri ile valfin kanalları kapatılır veya açılır. Bu tip valflerde iç kaçaklar fazladır, cevap zamanları uzundur, çalışma debileri düşüktür.



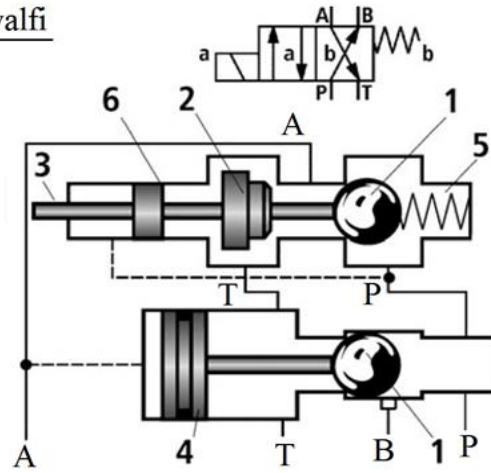
Şekil 11.5. Sürgülü valf yapısı.

Popet valfler,

Valfin kapama elemanı (poppet) kanal eksenindeki hareketle bir kanalın üzerini kapatıp açar. Popet valflerde iç kaçaklar sürgülü valflere göre daha az olup düşük kirlilik hassasiyetleri, yüksek açılma hızları da olumlu özelliklerindendir.

4/2 Popet yön denetim valfi

1. Küre popet
2. Konik ana popet
3. Pim
4. Kontrol pistonu
5. Yay
6. Basınç dengeleme pistonu



Şekil 11.6. Popet valf yapısı.

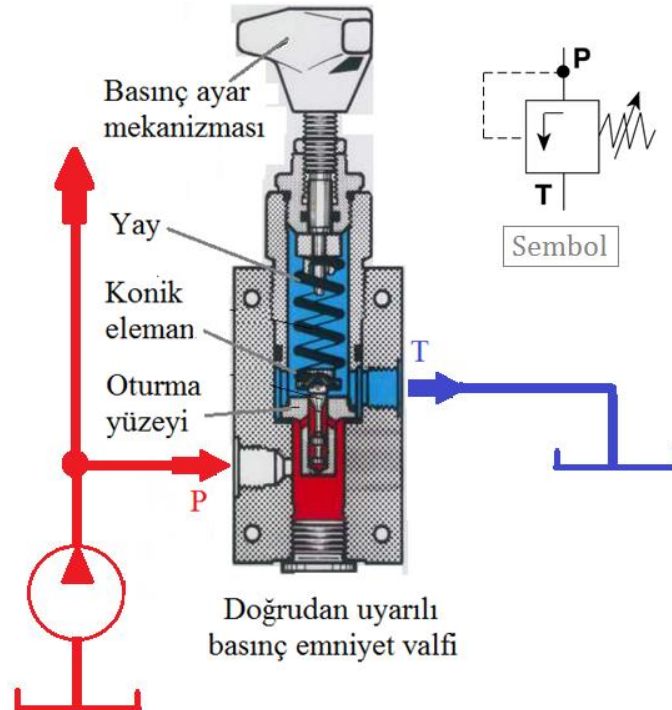
12. Basınç Denetim Valfleri

Basınç denetim valflerinin temel görevi hidrolik devrenin tamamında veya bir kısmında basıncı kontrol etmektir. Fonksiyonlarına göre genel olarak altı farklı tipte basınç denetim valfi kullanılmaktadır, bunlar;

- Basınç emniyet valfleri
- Basınç düşürme valfleri
- Karşı denge valfleri
- Basınç sıralama valfleri
- Akü dolum valfleri
- Oransal Basınç Denetim Valfleri

12.1. Basınç emniyet valfleri

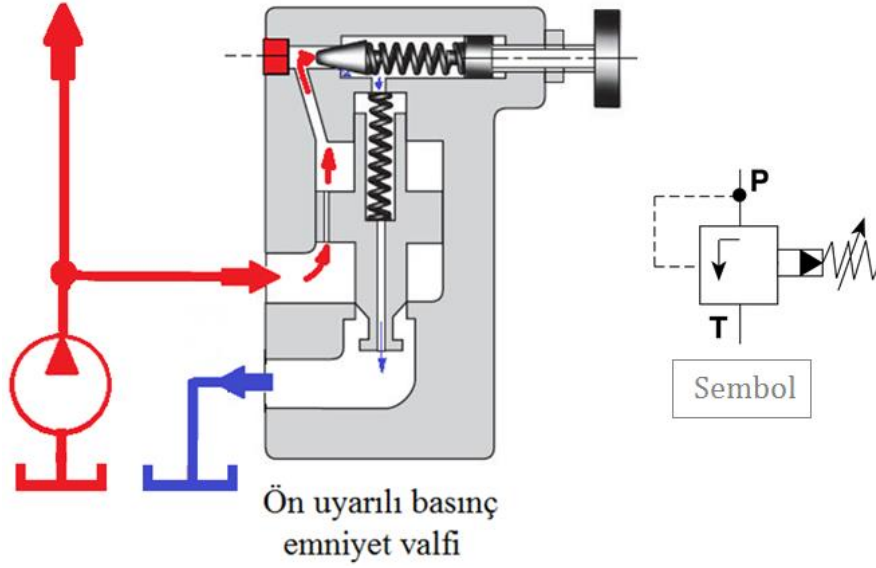
Basınç emniyet valfleri temel olarak sistemin çalışma basıncını belirlerler. Genel olarak pompa çıkışına konumlandırılırlar. Basınç ayarı bir yaya karşı çalışan vida ile yapılmaktadır.



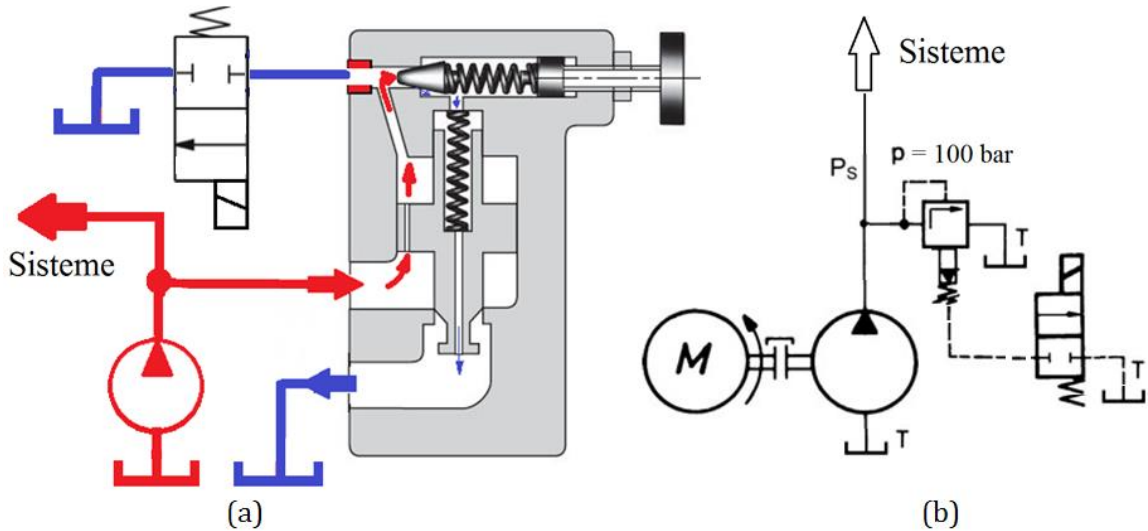
Şekil 12.1. Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfinin yapısı ve standart sembolü.

Basınç emniyet valflerinin çeşitleri,

- Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfleri (şekil 13.1); Hidrolik sistem basıncının doğrudan ayarlandığı valflerdir. Nispeten küçük devre debileri için uygundur.
- Ön uyarılı basınç emniyet valfleri (şekil 13.2); İki valfli yapılardır. Sistem basıncının ayarı devreden alınan küçük miktardaki yağı kontrol eden uyarı valfi ile yapılır.



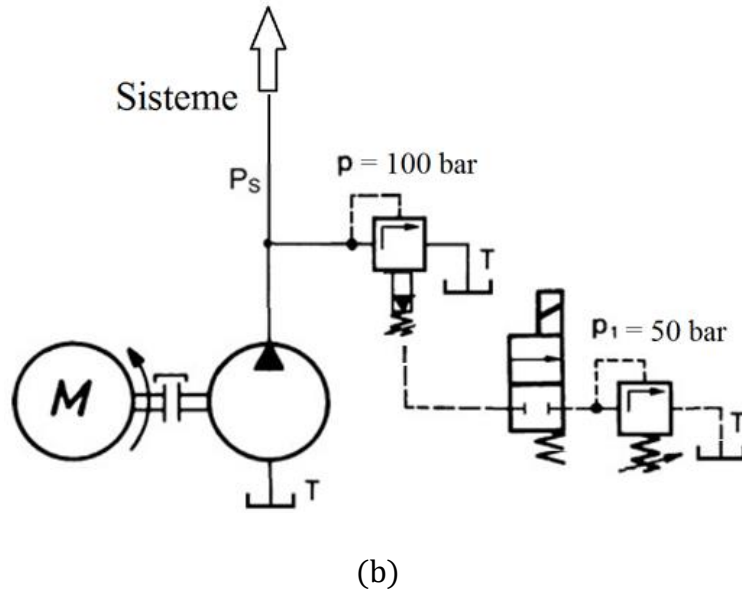
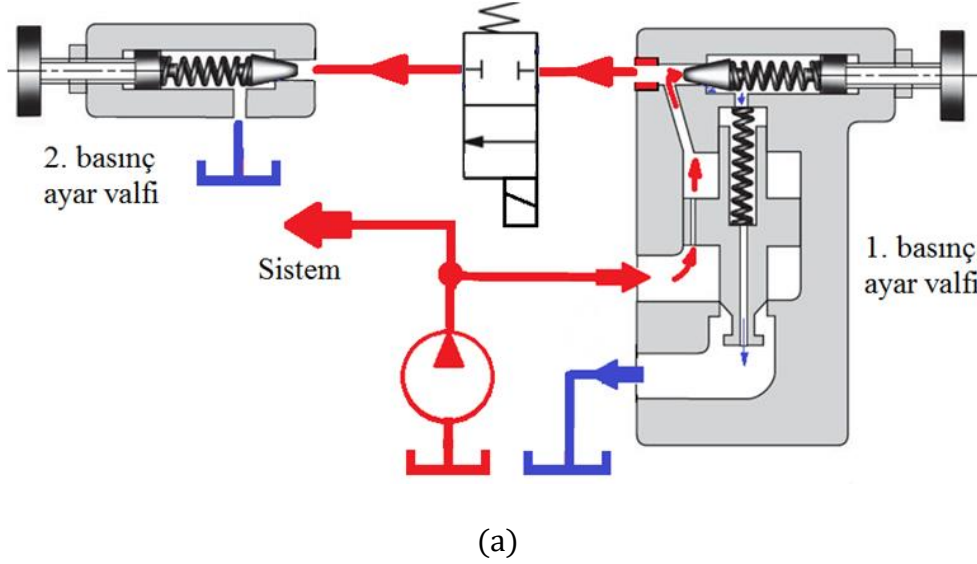
Şekil 12.2. Ön uyarılı basınç emniyet valfinin yapısı ve standart sembolü.



Şekil 12.3. Ön uyarılı basınç emniyet valfi ile yüksüz boşaltma. (a) şematik, (b) standart sembollerle açıklama.

Ön uyarılı basınç emniyet valfleri devrenin çalışma basıncını belirlemenin dışında bazı diğer uygulamalar için de kullanılmaktadır, bunlar,

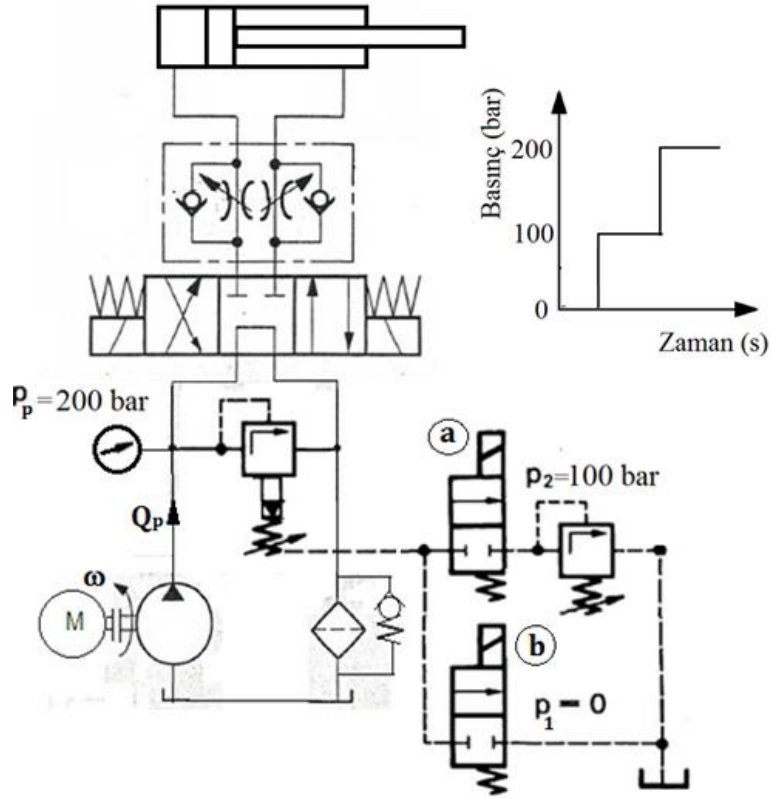
- Yüksüz boşaltma (şekil 12.3).
- Devre basıncını farklı kademelere ayarlama (şekil 12.4).



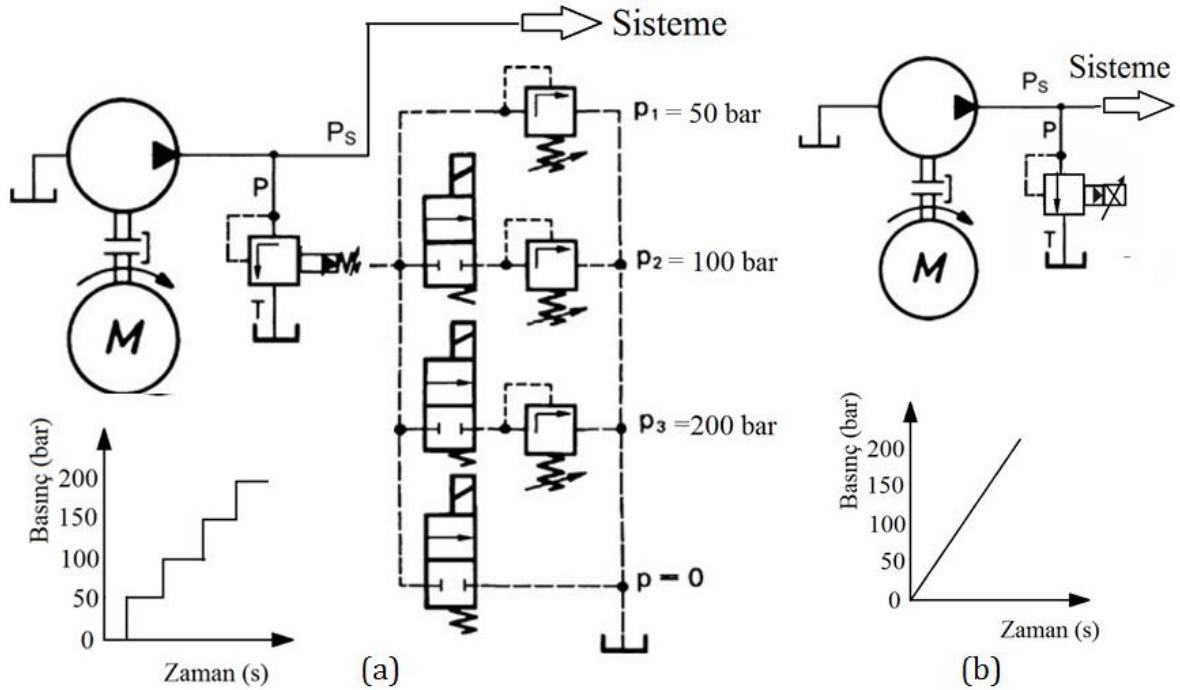
Şekil 12.4. Ön uyarılı basınç emniyet valfi ile bir devrenin çalışma basıncının iki kademeli olacak şekilde ayarlanması. (a) şematik, (b) standart sembollerle açıklama.

Ön uyarılı basınç emniyet valfleri ile bir devrenin çalışma basıncının kademeli olacak şekilde ayarlanması uygulamalarında basınç kademeleri arasındaki geçişler dinamiktir (şekil 12.5). Uygulamada bu durum dikkate alınmalıdır. Kademelerin sürekli ayarlanması gerekiyor ise oransal basınç emniyet valfleri kullanmak daha doğru olacaktır (şekil 12.6).

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

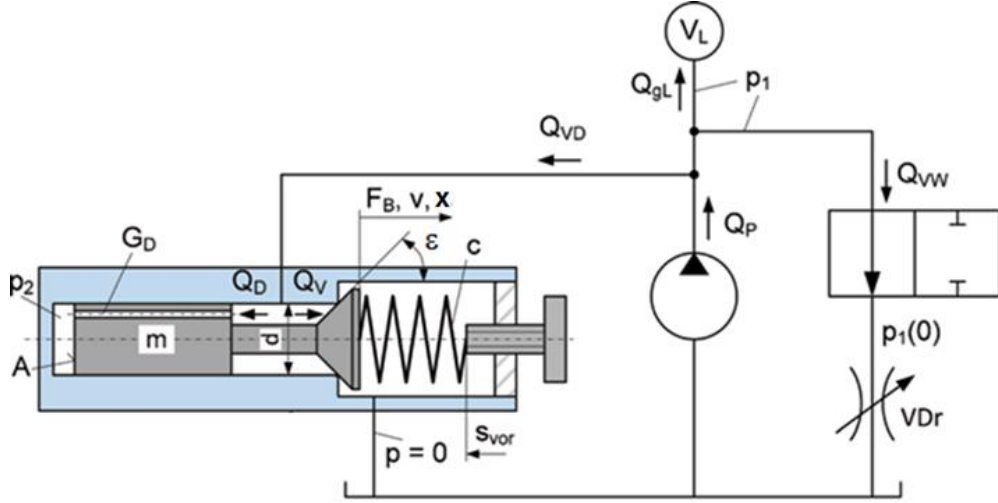


Şekil 12.5. Çift etkili hidrolik silindirin farklı basınçlarda çalıştırılması



Şekil 12.6. Bir hidrolik sistemin farklı basınçlara ayarlanması. (a) ön uyarılı basınç emniyet valfi kullanılarak, (b) oransal basınç emniyet valfi ile.

Basınç emniyet valflerinin dinamik davranışı ve etkileri (şekil 12.7),



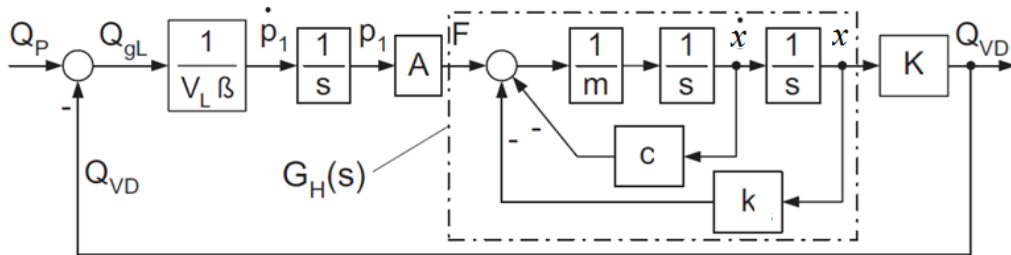
Şekil 12.7. Bir hidrolik devrede basınç emniyet valfinin fiziksel modeli.

Basınç emniyet valfi üzerinden geçen yağ debisi,

$$Q_V = C_{dv} \cdot \pi \cdot d \cdot \sin \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_T)} \cdot x = K \cdot x$$

Sönüm bölümüne giden yağ debisi çok küçük miktarda ($Q_V \gg Q_D$) olduğu için ihmal edilebilir. Ayrıca genel olarak tank basıncı, $p_T=0$ olacaktır.

Valf davranışının 2. mertebeden olduğu değerlendirilerek kuvvet girişine karşılık konum çıkışı için transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi gösterilerek (şekil 13.8), yazılabilir.



Şekil 12.8. Basınç emniyet valfi için dinamik davranışı ifade eden blok diyagramı.

$$G(s) = \frac{s(s)}{F(s)} = \frac{A}{V_L \cdot \beta \cdot s} \cdot \frac{1}{ms^2 + cs + k} \cdot K$$

Genel olarak bu transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi kısaltılabilmektedir.

$$G(s) = \frac{1}{1 + 2D\omega s + \omega^2 s^2}$$

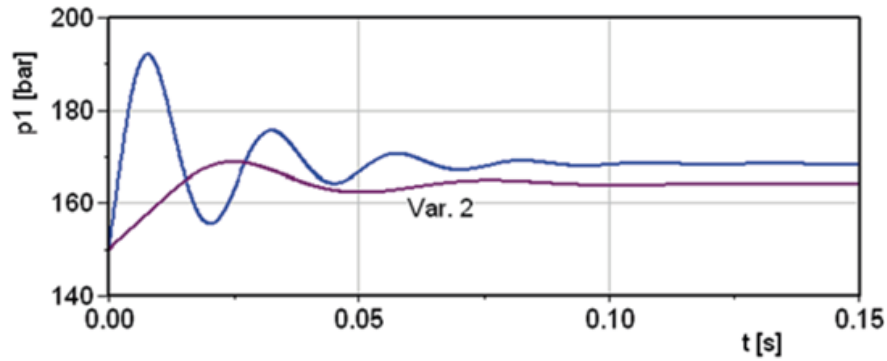
Burada, sistemin doğal frekansı, ω

$$\omega = \sqrt{\frac{V_L \cdot \beta \cdot c}{A \cdot K}}$$

Sistemin sönüm oranı, D

$$D = \frac{k}{2} \sqrt{\frac{V_L \cdot \beta}{A \cdot K \cdot c}}$$

Buradan anlaşıldığına göre basınç emniyet valfleri dinamik çalışan elemanlardır. Buna göre yapılacak integrasyon işlemi ile sistem basıncındaki değişim aşağıdaki gibi bulunmaktadır.



Şekil 12.9. Basınç emniyet valfi tarafından ayarlanan sistem basıncındaki değişim

Basınç emniyet valfi ayar değeri,

Bir hidrolik sistemin tasarımına başlandığında ilk karar verilmesi gereken değer devrenin çalışma basıncıdır. Devre çalışma basıncının ayarı basınç emniyet valfi sayesinde yapılmaktadır.

Günümüzde bu değer makinelerin çalıştıkları sektörlere göre saptanmakta ve tüm tasarım bu değere göre yapılmaktadır. Tablo 12.1 de sektörlere göre başlangıç hesaplamalarında kabul edilebilecek basınç değerleri verilmektedir.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Uygulama	Kullanım alanı	Makine adı	Çalışma basıncı (bar)
Endüstriyel hidrolik	Dökümhane ve haddehane	Hadde tezgâhları İletim makinaları	200 - 420
	Makine takımları	Freze, torna, matkap vb.	50-300
	Otomotiv	Direksiyon sistemleri, Fren sistemleri	20-120
	Presler	Genel amaçlı presler, Yüksek basınçlı presler	250-1000
	Plastik imalat makinaları	Püskürtme döküm, Savurma döküm	150-400
	Deney makinaları	Test tezgâhları	250-350
Çelik konstrüksiyon işleri	Çelik konstrüksiyonlar Sahne mühendisliği Santral kranetör kranları	Taşıyıcı platformlar, Baraj sistemleri, Köprü sistemleri	50-250
Madencilik	Maden makinaları	Tünel kazıcılar, Yükleyiciler	200-420
Mobil hidrolik	Ziraat mühendisliği	Hasat makinaları, Traktörler	100-150
	Mobil makinalar	Krenler, Forkliftler, Kanal kazıcılar Yükleyiciler	150-420
Deniz hidroliği	Güç aktarım sistemleri	Dümen tahriki Güverte krenleri Ambar kapakları	150-300

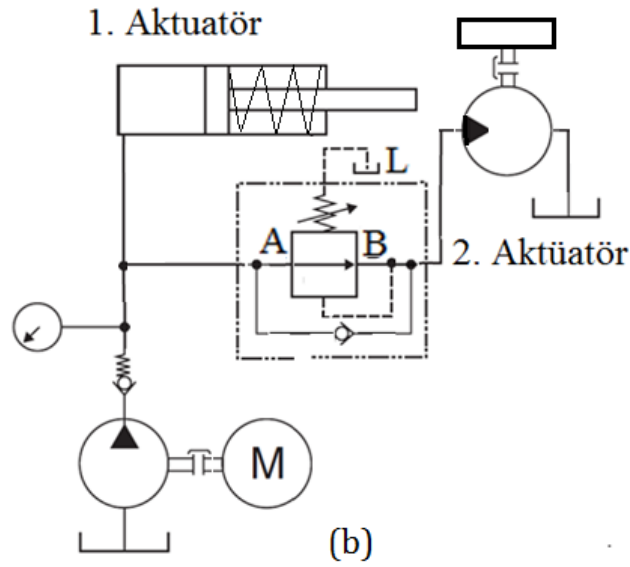
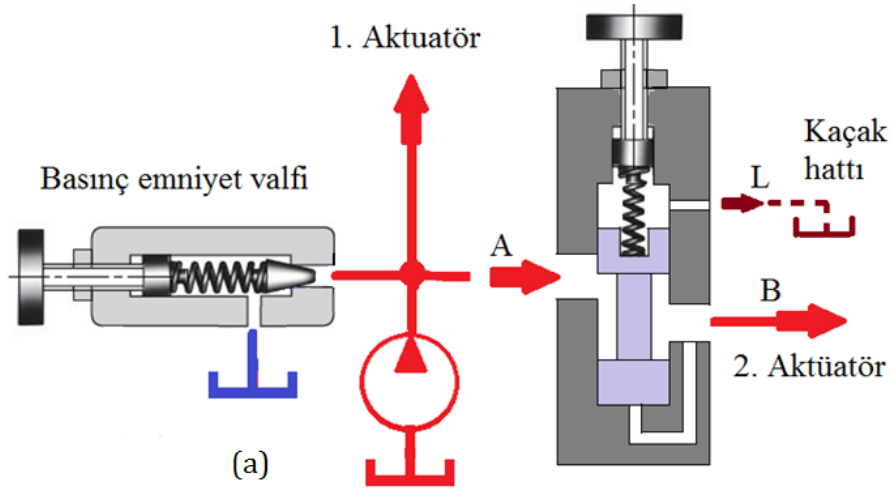
Tablo 12.1. Makinalara göre ortalama çalışma basıncı değerleri.

12.2. Basınç düşürme valfleri

Basınç düşürme valfleri, hidrolik devrenin bir kolundaki basıncı azaltmak için kullanılmaktadır.

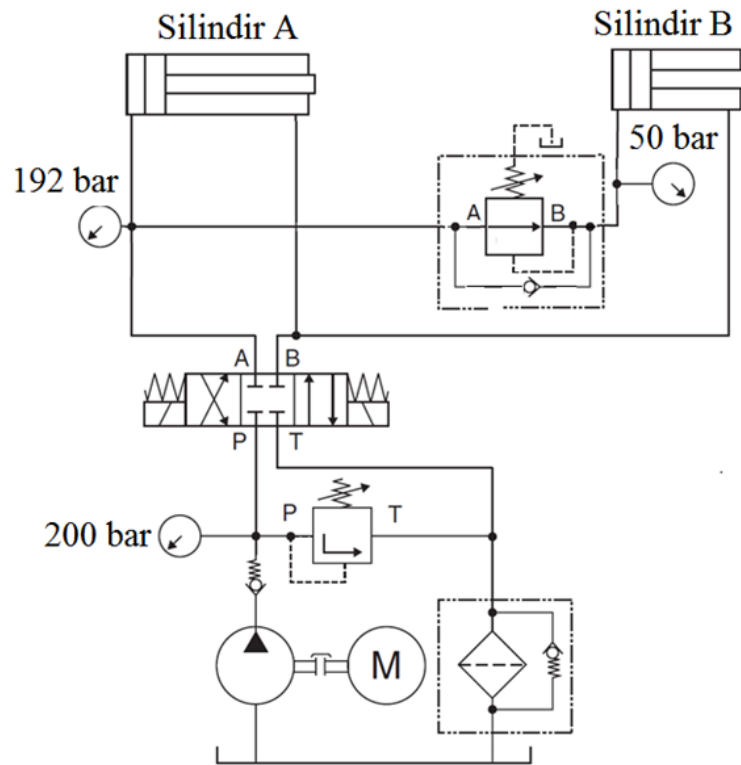
Basınç düşürme valfleri de emniyet valfleri gibi devre debisine bağlı olacak şekilde doğrudan uyarılı ve ön uyarılı olarak imal edilmektedirler.

Basınç düşürme valfleri diğer basınç denetim valflerinin aksine uyarıyı önlerindeki hattan alan valflerdir.



Şekil 12.10. Doğrudan uyarılı basınç düşürme valfi uygulaması. (a) şematik ve (b) standart sembollerle açıklama. Burada hidromotor devre basıncından daha düşük basınç mertebesinde çalıştırılmaktadır.

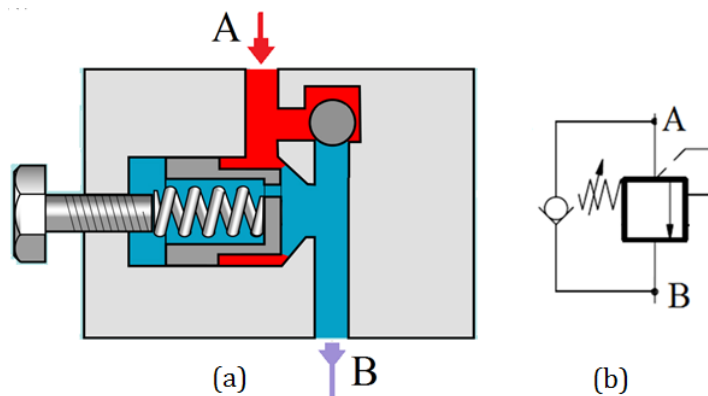
İki farklı hidrolik silindirin bulunduğu devrede silindir B nin çalışma basıncı 50 bar ile sınırlandırılmıştır (şekil 12.11).



Şekil 12.11. İki farklı hidrolik silindirin bulunduğu devrede basınç düşürme valfinin uygulanması.

12.3. Karşı denge valfleri

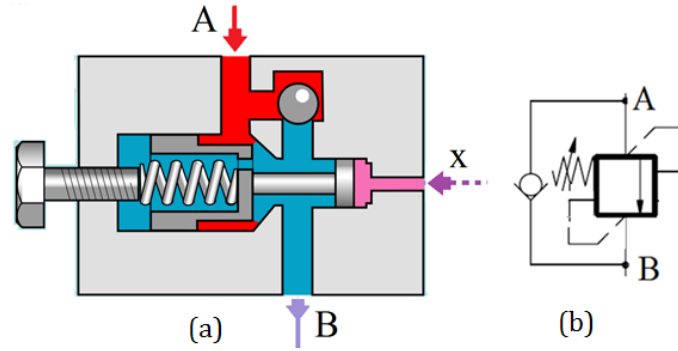
Karşı denge valfleri yük altında çalışan sistemlerde yükün serbest düşmesini önleyerek kontrollü bir şekilde indirilmesi için hidromotor ve hidrolik sisindir devrelerinde kullanılmaktadır (şekil 12.12)



Şekil 12.12. Karşı dengeleme valfinin (a) şematik olarak yapısı ve (b) standart sembolü.

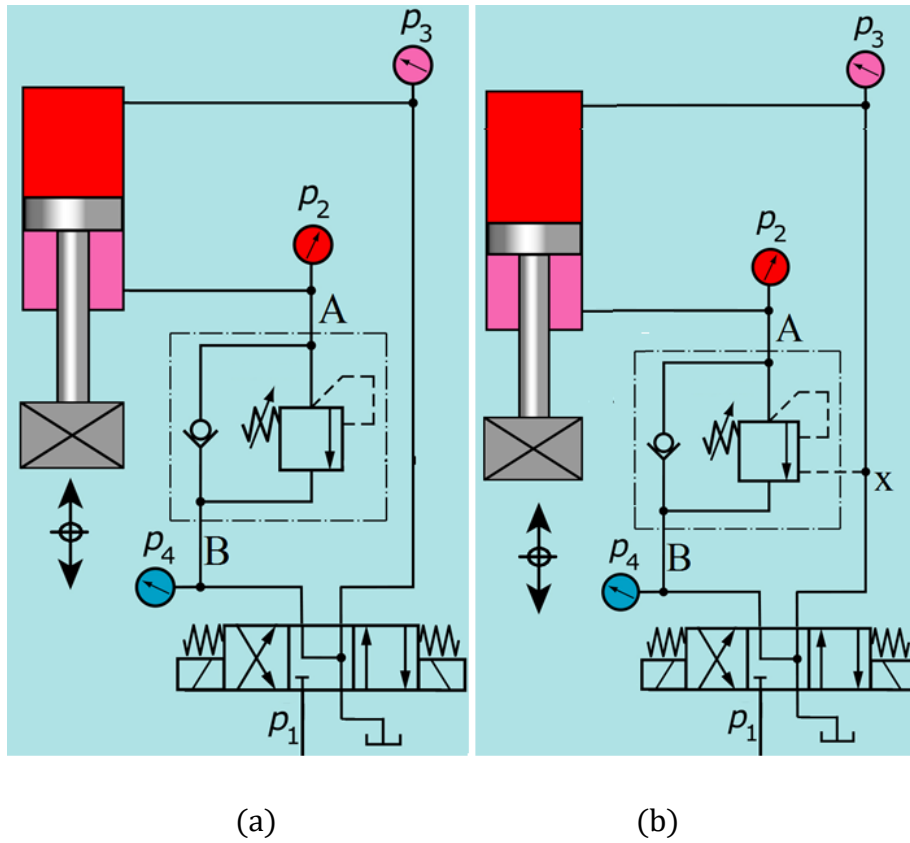
Karşı denge valfleri uyarıyı doğrudan arkalarındaki hattan aldıkları için operasyonlarda fazladan enerji sarf ederler. Bu sakıncayı önlemek için fren valfleri yük etkisi altındaki

hidrolik mekanizmalarda yükü dengeleme amacı ile kullanılmaktadır (şekil 12.13). Fren valfleri uyarı basıncını diğer hatlardan alırlar.



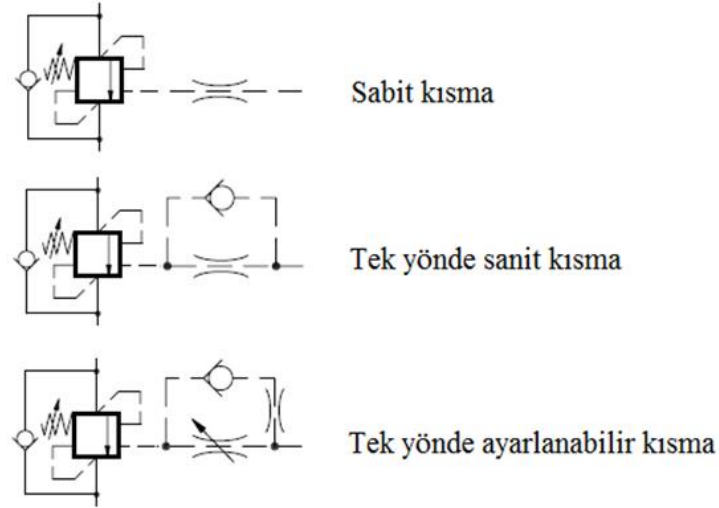
Şekil 12.13. Fren valfinin (a) şematik olarak yapısı ve (b) standart sembolü.

Düşey yönde yükün etkisi ile açılmaya zorlanan bir hidrolik silindir için karşı denge valfinin ve fren valfinin uygulaması şekil 12.14 de karşılaştırmalı olarak verilmektedir.



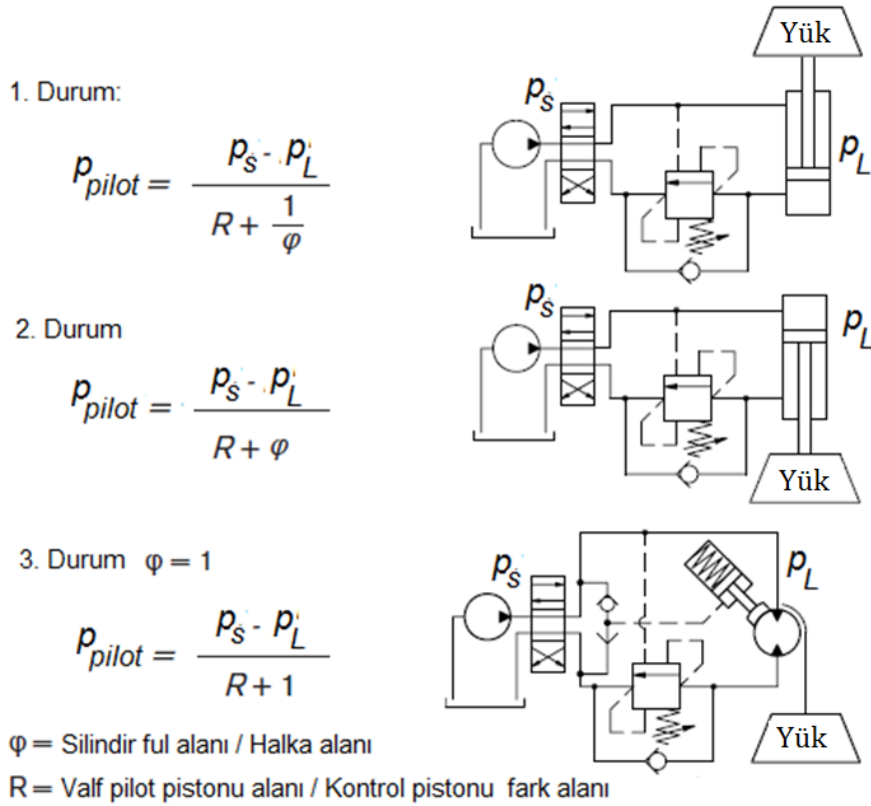
Şekil 12.14. Düşey yük altında bir çift etkili hidrolik silindirde yükün dengelenmesi. (a) karşı denge valfi ile (b) fren valfi ile.

Karşı denge valfleri ile yükün dengelenmesi esnasında oluşan dinamik hareketlerin sönümlenmesi önemlidir. Bu amaçla valfin uyarı hattında sönümleme yapılmaktadır (şekil 12.15).



Şekil 12.15. Karşı denge valflerinde uyarı hattında sönümleme.

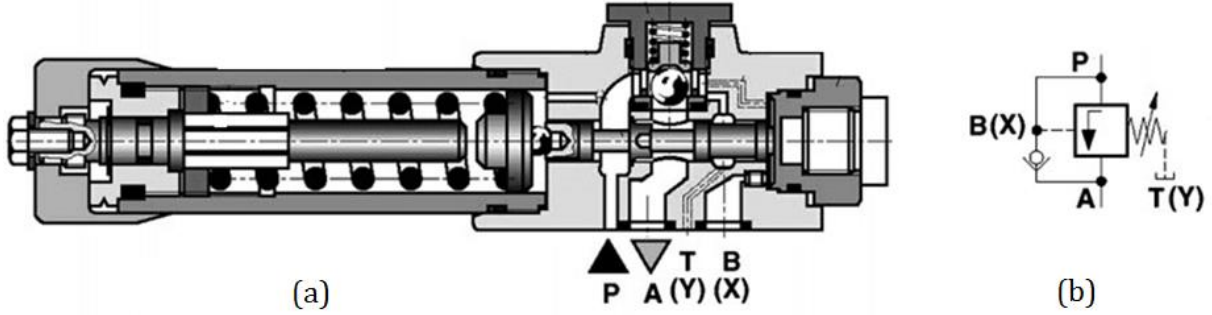
Karşı denge valflerinin bazı uygulamaları aşağıda verilmektedir (şekil 12.16).



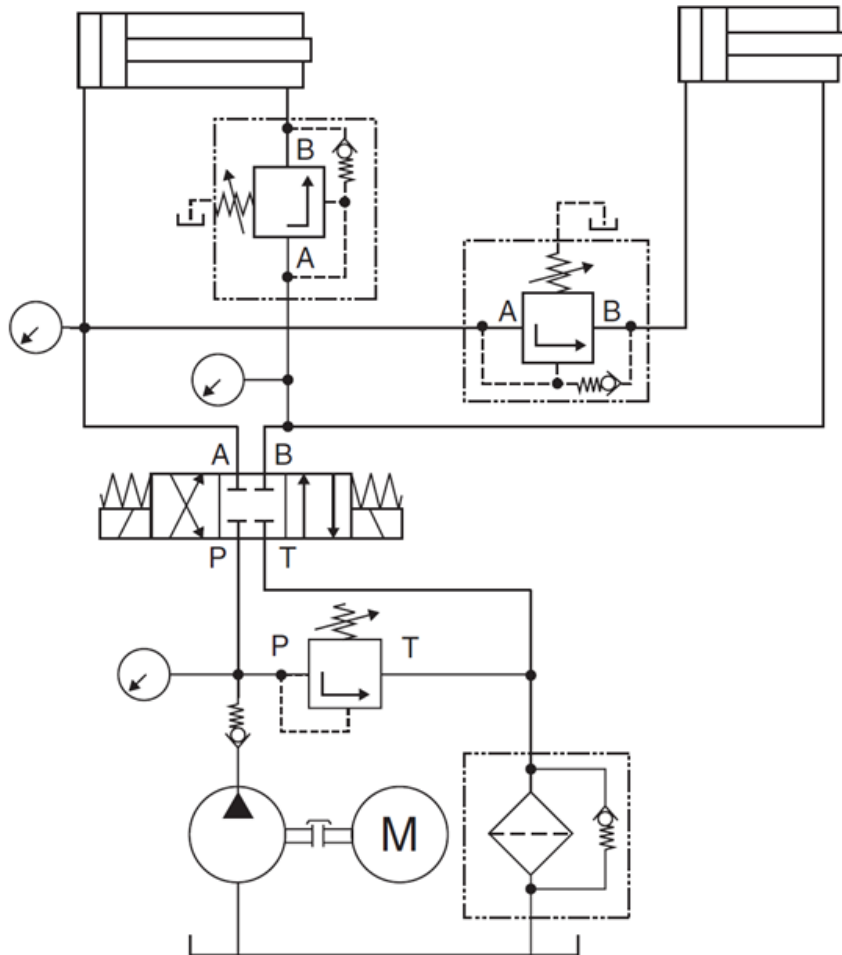
Şekil 12.16. Karşı denge valflerinin uygulamaları.

12.4. Basınç sıralama valfleri

Basınç sıralama valfleri bir devredeki hidrolik aktuatörlerin istenen sıra ile hareket etmesini sağlamak amacıyla kullanılmaktadır.



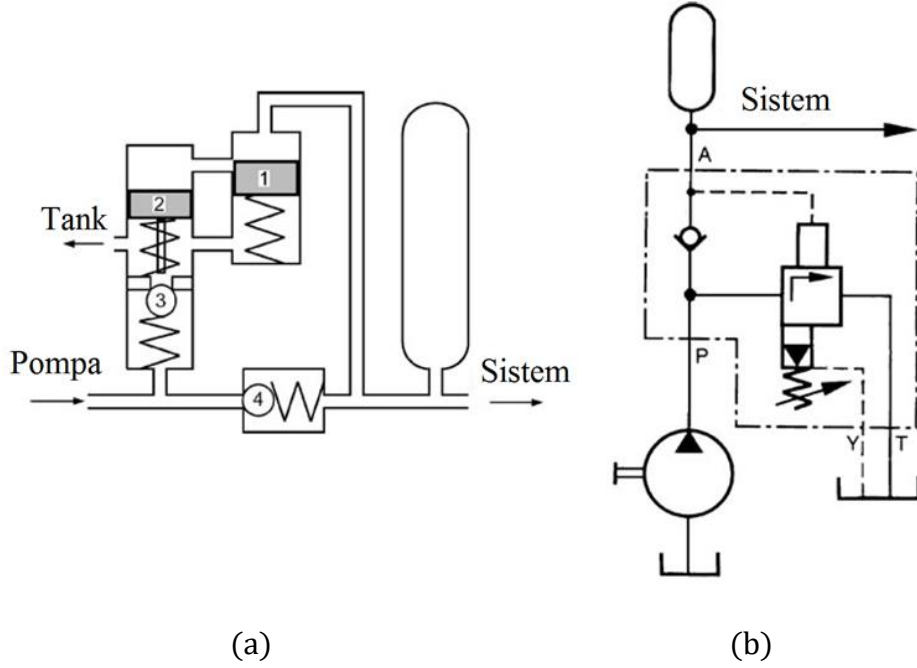
Şekil 12.17. Doğrudan uyarılı basınç sıralama valfinin (a) şematik görünüşü, (b) standart sembolü.



Şekil 12.18. Basınç sıralama valfi ile iki adet çift etkili silindirin açılma ve kapanma yönlerinde sıra ile hareket ettirilmesi.

12.5. Akü dolum valfleri

Akü dolum valfleri ile sistemde hidrolik akünün dolma ve boşalması kontrol edilmektedir (şekil 12.19).



Şekil 12.19. Akü dolum valfi (a) şematik, (b) standart sembollerle uygulama.

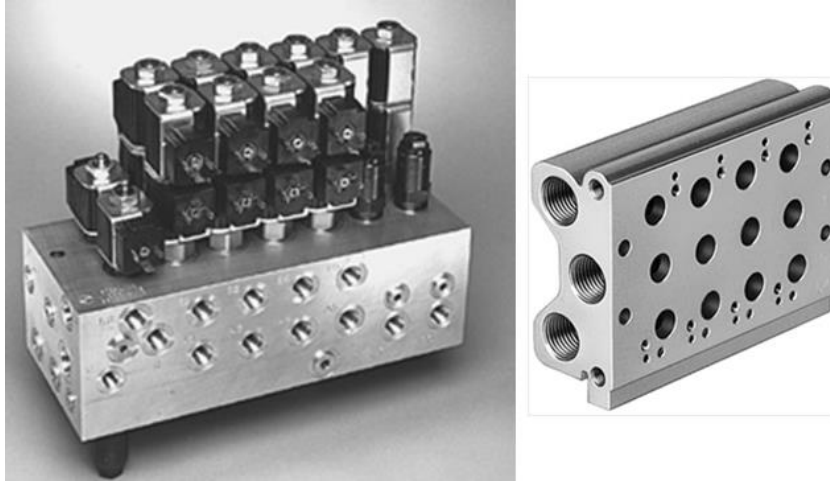
Şekil 12.19 a göre akü basıncı yükseldiğinde 1 no lu piston yaya karşı aşağı hareket eder basınçlı yağ 2 no lu pistonu da etkiler ve onu aşağı iter. Bu durumda pistonun ucundaki mil 3 no lu çek valfi açar pompa yağı basınçsız olarak doğrudan tanka basmaya başlar.

13. Yön denetim valfleri,

Yön denetim valflerinin temel işlevi bir sistemin başlatılıp durdurulmasını sağlamak (kumanda) ve sistemde hidroliğin akış yönünü ayarlamaktır.

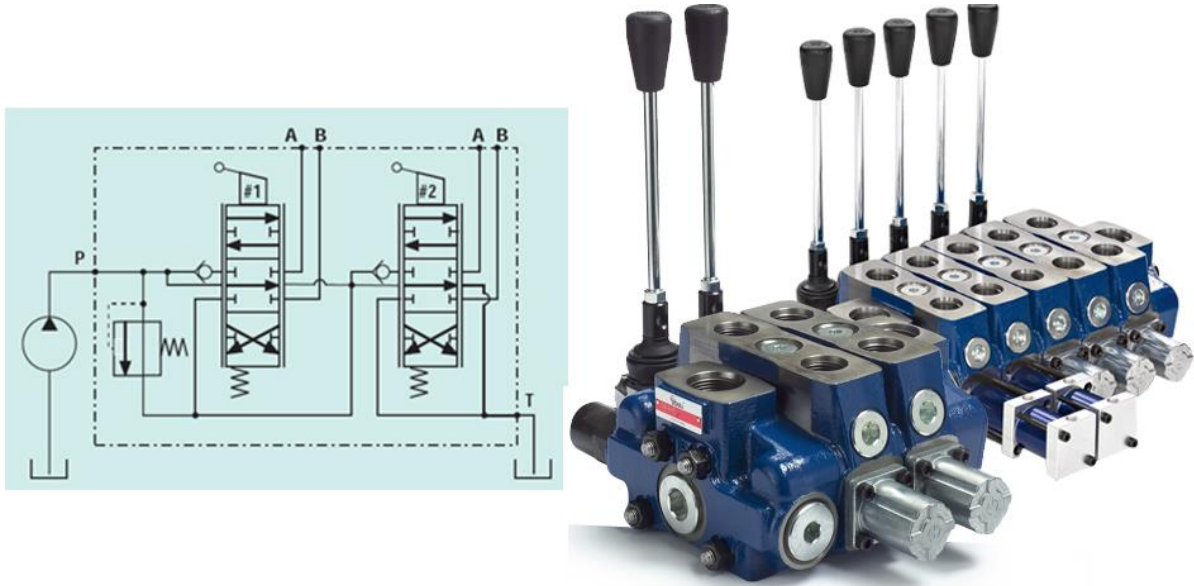
Kullanım amaçlarına göre yön denetim valfi çeşitleri,

a. Endüstriyel hidrolikte kullanılan yön denetim valfleri



Şekil 13.1. Endüstriyel hidrolikte kullanılan yön denetim valfleri bir valf adası oluşturulacağı zaman valf takozlarına monte edilmektedirler.

b. Mobil hidrolikte kullanılan yön denetim valfleri

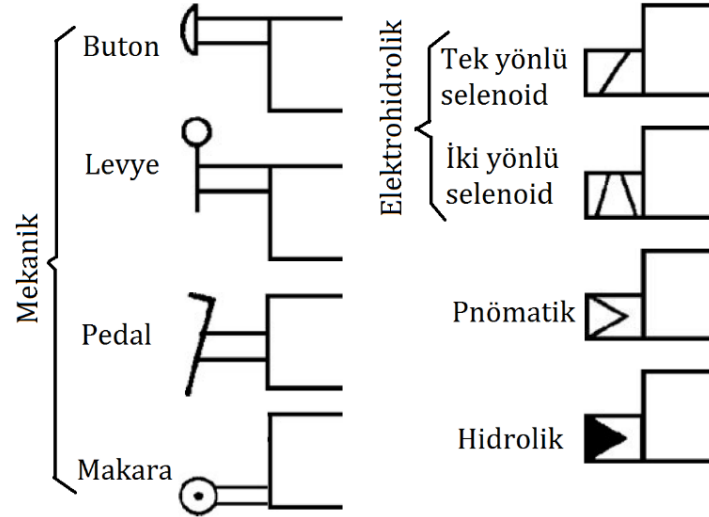


Şekil 13.2. Mobil hidrolikte kullanılan yön denetim valfleri doğrudan birbirlerine bağlanmaktadır. Bu durum valf adasının araçlarda daha az hacme gereksinim duymasına ya da daha kompakt tasarımlara yol açmaktadır.

Yön denetim valflerinin ikaz mekanizmaları,

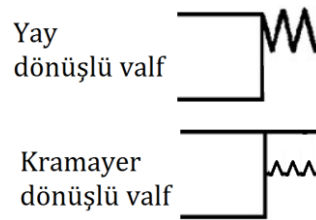
Yön denetim valfleri dört temel şekilde ikaz edilmektedir (şekil 13.3), bunlar;

- Mekanik ikaz
- Elektrohidrolik ikaz
- Hidrolik ikaz
- Pnömatik ikaz



Şekil 13.3. Yön denetim valflerinin ikaz şekilleri

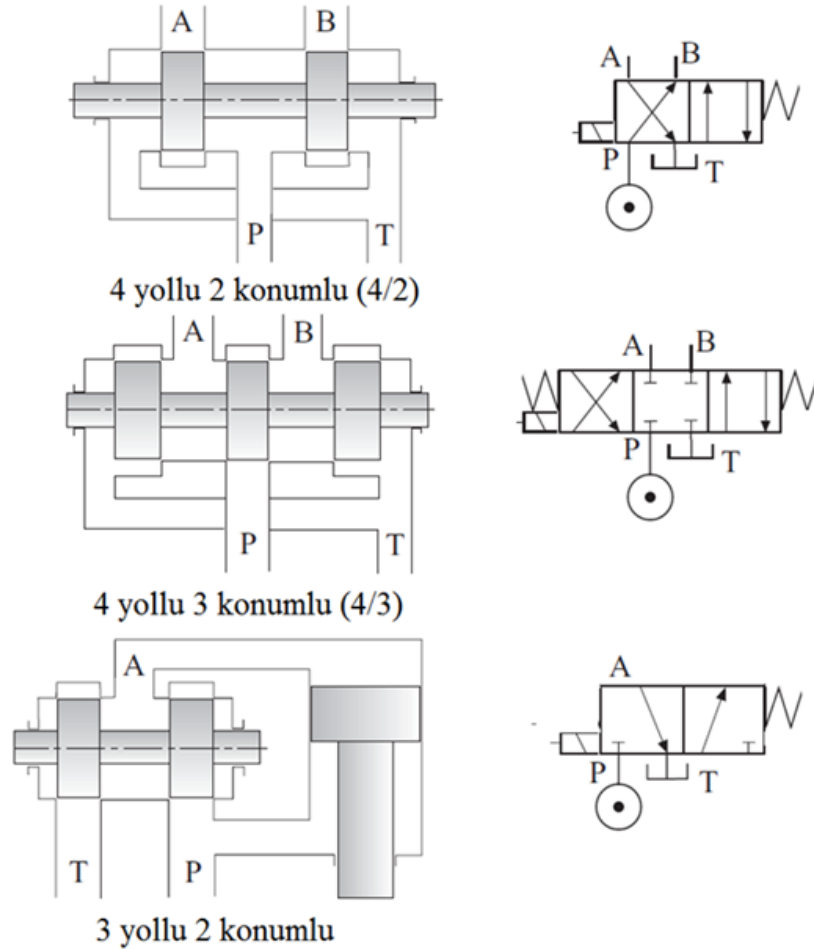
Ayrıca sürgünün ikazdan sonra orijinal konumuna dönmesi de operasyonlara bağlı olarak önem taşımaktadır. Kısa süreli ikazlarda valfin orijinal konumuna bir yay tarafından döndürülmesi uygundur (şekil 13.4). Ancak uzun süreli operasyonlarda durum farklıdır. Selenoidlerin uzun süre aktif olması ısınma, yanma gibi zararlı etkilere yol açabilir. Ayrıca el veya ayakla kontrol edilen valflerde de uzun süreli kuvvet gereksinimi problemlere yol açmaktadır. Bu durumda çentikli (kramayerli) sürgülerin tercih edilmesi ve valf sürgüsü aktifleştirildikten sonra konumunu muhafaza etmesi doğrudur.



Şekil 13.4. Valf sürgüsünün geri dönüşü ile ilgili alternatifler.

Yön denetim valflerinde sürgü yapıları

Sürgülü yön denetim valflerinde sürgünün yapısı valfin performansı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Sürgü yapılarına göre valf kombinasyonlarından bazıları şekil 13.5 de görülmektedir.



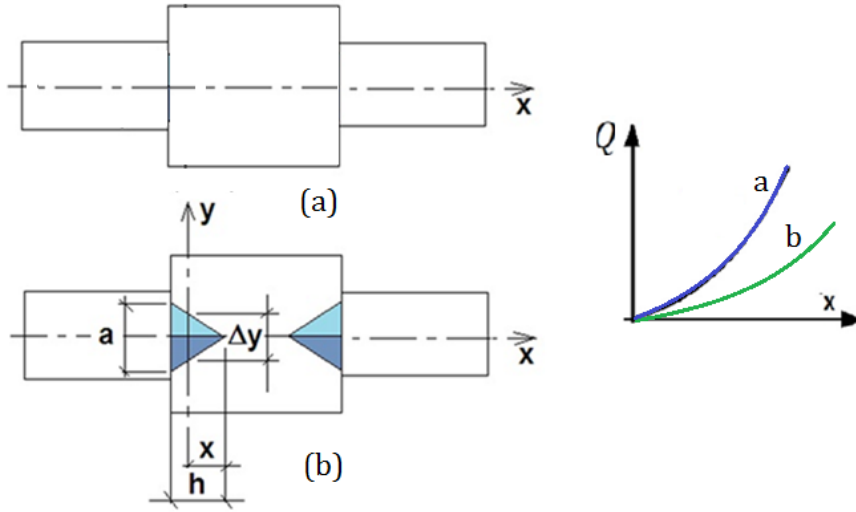
Şekil 13.5. Sürgü yapılarına göre bazı yön denetim valfleri

Valf sürgülerinin temel özellikleri,

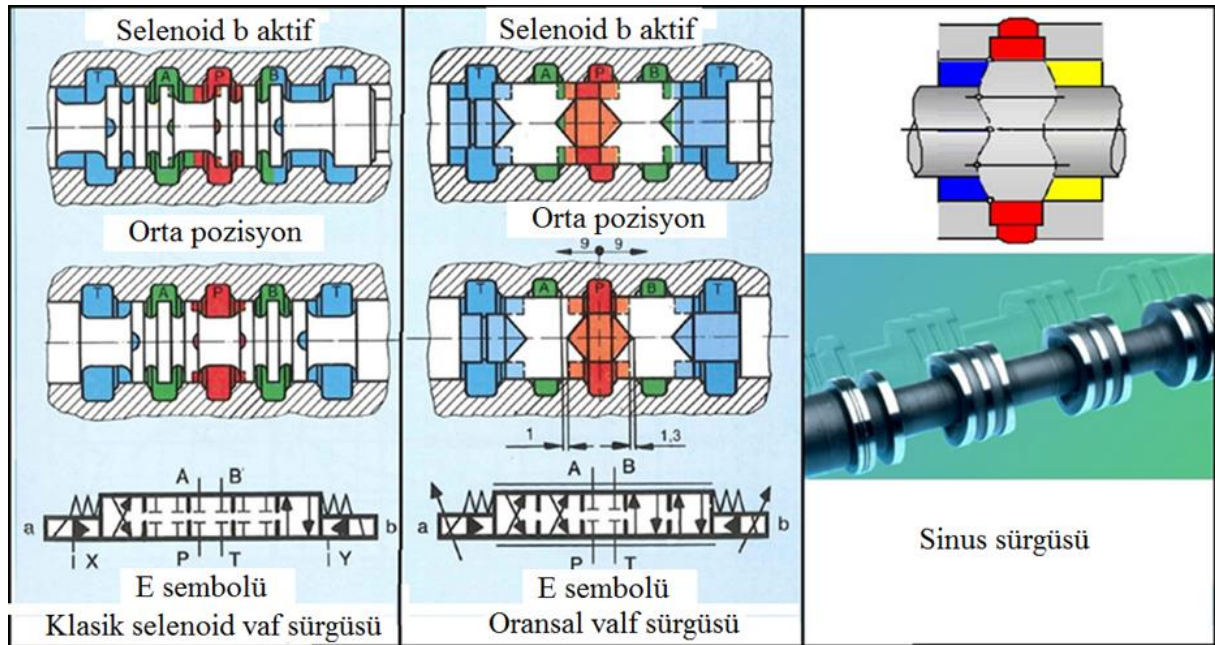
Geometrik özellikler,

Valflerde açılma esnasında kontrol alanının çözünürlüğünü arttırmak makinalardaki duruş ve kalkış ivmelerini ayarlayabilmek için çok önemlidir. Bunun için açma kapama elemanı olarak çoğunlukla özel geometriye sahip sürgüler kullanılmaktadır. Klasik selenoid valf sürgülerinde geçişler düz yapılıdır (şekil 13.6-a). Oransal valflerde ise kontrol çözünürlüğünü arttırmak için sürgü üzerinde kontrol yarıkları oluşturulmaktadır(şekil 13.6-b).

Oransal ve servo valflerde sürgü çok hassas işlenmelidir. Sürgünün yüzey pürüzlülüğü $1\mu\text{m}$ civarındadır.



Sürgüler frezeleme, krom kaplama ve taşlama gibi imalat aşamalarından geçerler. Bazı sürgülerin imalatında ise kaplama yapılmaz, kaba talaş kaldırma işleminden sonra sürgüler taşlanarak sertleştirilirler.



Klasik selenoid valflerde valf gövdesi ile sürgü arasındaki boşluk değeri 5-10 mikron iken oransal ve servovalflerde bu değer 3-4 mm arasındadır. Valfin eskimesi, aşınması sonucu bu aralık dolayısı ile iç kaçaklar artar.

Sürgü-gövde arası boşluk kontrolü için en kolay yöntem iç kaçağın ölçülmesidir. Oransal ve servo valflerde max. iç kaçak değeri 100 bar' da 20 cm³/dak nın altında olmalıdır. Bu durumu test etmek için valfin P hattından 100 bar basınçlı yağ gönderilir 1 dak bekletilir ve bu esnada A-B portlarından gelen yağ miktarının beklenenden fazla olup olmadığı ölçülür.

Mekanik özellikler,

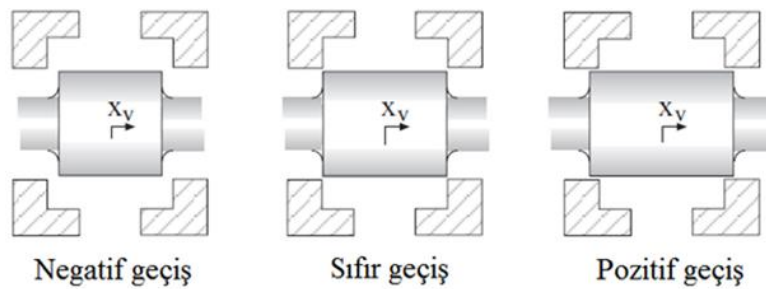
Özellikle yüksek frekanslarda çalışan servo valf sürgüleri için en çok kullanılan yüzey sertleştirme yöntemi azotlamadır. Azotlama diğer yüzey sertleştirme yöntemlerine göre daha uzun zaman alır ve daha küçük derinliklere ulaşılır ancak sonuçta valf sürgüsü için yüksek sertlik ve son işlemlerde daha temiz yüzey elde edilmiş olur.

DIN_X105CrMo17 malzemenin sertlik değeri max. 62 HRC olabilmekte ve azotla sertleştirme durumunda (nitriding) sertlik derinliği 0.008-0.010 mm civarında olmaktadır. Sertleştirmenin önemini anlatmak için Schenk Pegasus Co. tarafından 1982 yılında yapılan bir çalışmanın sonuçlarını verebiliriz. Yapılan çalışmada yüzeyi sertleştirilen ve sertleştirilmeyen valf sürgüleri 101 milyon çevrim test edilmiştir.

Testlerin sonucunda azotla sertleştirilmiş yüzeye sahip sürgülere sahip valflerdeki kaçak oranında herhangi değişiklik tespit edilemezken, sertleştirilmemiş sürgülerin bulunduğu valflerdeki bir kaçakların oranı %50 artmıştır.

Valf sürgülerinde çakışma,

Valf sürgüsü, sıfır, pozitif ve negatif geçişli olmak üzere üç farklı tasarıma sahip olabilir bu durumları incelediğimizde, bazı farklılıklar söz konusudur (şekil 13.8).

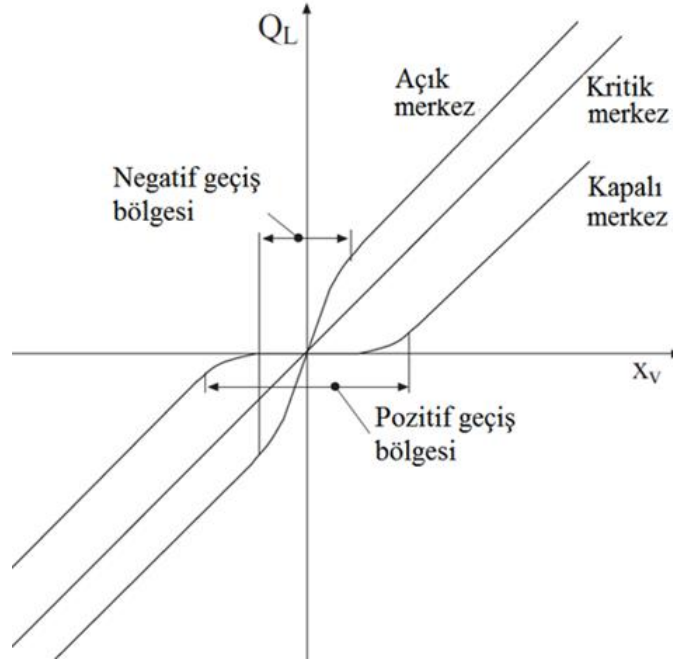


Şekil 13.8. Valf sürgülerinde çakışma durumları

Sıfır geçiş (Çakışma oranı; 0...0,5 %)

Teorik sıfır geçiş pratikte mümkün değildir, o yüzden sürgü ve strokunun %0.5' ine kadar çakışmalar sıfır geçiş olarak adlandırılır. Sıfır geçişli valfler genel olarak, hız, pozisyon ve basınç kontrolleri için kullanılabilir.

Teorik olarak sıfır pozisyonunda, akım- debi eğrisi lineerdir. Sıfır pozisyonunda iç kaçak, pozitif geçişe göre fazladır.



Şekil 13.9. Farklı valf tipleri için akış kazancı. Burada, Q_L yük debisi- x_v sürgü stroğudur.

Pozitif geçiş (Çakışma oranı; 0.5...5 %)

Pozitif sürgü geçişinde sıfır noktasında, bir ölü bant oluşur, akıma karşılık debi kazancı çok düşüktür. Bu tarzda % 3' den sonraki geçişler, açık çevrim kontrollerde kullanılır.

Genelde hız kontrollerinde kullanmak daha yaygındır. Sıfır pozisyonunda iç kaçak diğer geçişlere göre daha azdır.

Negatif geçiş (Çakışma oranı; -0.5...-1.5 %)

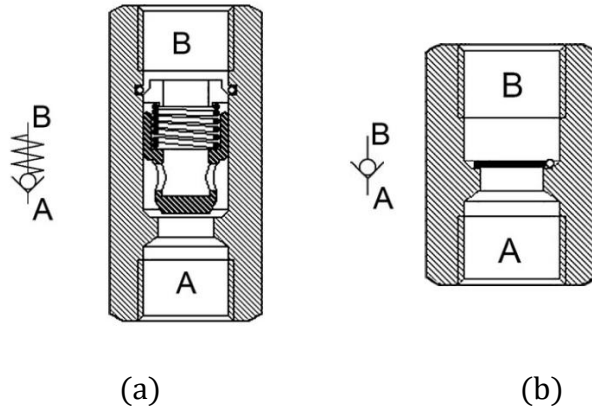
Negatif sürgü geçişinde, sıfır noktası civarında, akıma karşılık debi kazancı fazladır. Bu yüzden negatif geçişli valfleri pozisyon ve basınç kontrollerinde kullanmak daha doğrudur. Doğal olarak sıfır noktasındaki iç kaçak diğer geçiş tiplerine göre daha fazladır.

13.1. Çek valfler

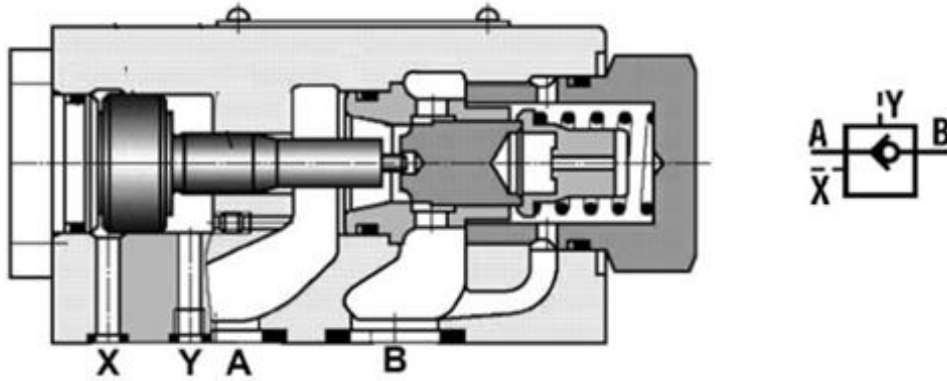
Çek valfler bir devrede akışkanın tek yönde geçmesine izin veren valflerdir. Doğrudan uyarılı ve ön uyarılı tipleri mevcuttur.

Doğrudan uyarılı çek valflerde kapama elemanı bir yay tarafından veya ağırlık kuvvetlerinin etkisi ile kanala oturarak akış yönünü kontrol etmektedir (şekil 13.10).

Ancak bazı devre uygulamalarında valf üzerindeki sıvı akışının diğer yönde de yapılması gerekebilir. Bu durumda ön uyarılı çek valfler kullanılmaktadır (şekil 13.11).



Şekil 13.10. Doğrudan uyarılı çek valfler. Burada, (a) Yay etkisi ile çalışan, (b) Ağırlık etkisi ile çalışan çek valflerdir.

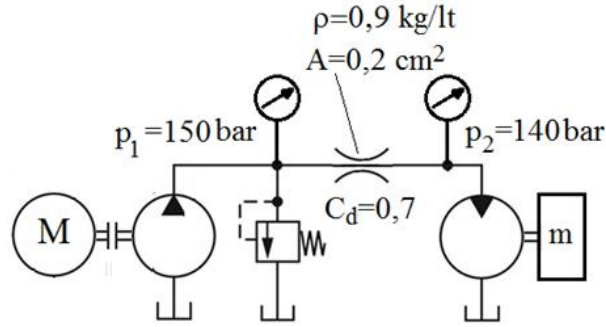


Şekil 13.11. Ön uyarılı çek valf yapısı ve standart sembolü

14. Debi denetim valfleri

Bir hidrolik sistemde yağ debisi temel olarak üç parametreye bağlıdır (şekil 14.1), bunlar;

- Akışın olduğu tesisattaki minimum kesit alanı
- Yağın viskozitesi veya yoğunluğu. Yağın viskozitesi sıcaklıktan önemli ölçüde etkilenmektedir.
- Akış bölgesindeki potansiyel farkıdır. Burada potansiyel farkı olarak, giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark kastedilmektedir.



Şekil 14.1. Bir pompa hidromotor devresinde akışın bağlı olduğu parametreler.

Şekil 14.1 de devre debisi bahsedilen parametreler cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_1 - p_2}}$$

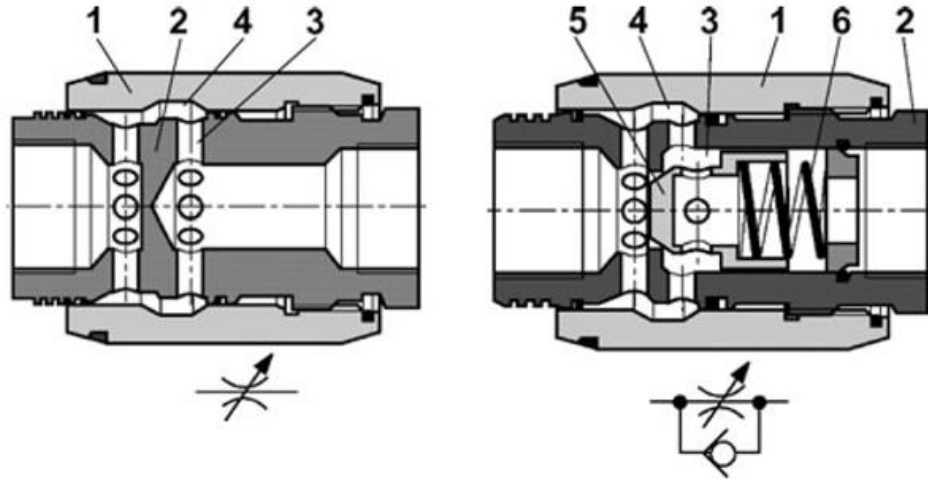
Bu parametreler ışığında 3 farklı tip debi denetim valfi imal edilmektedir,

- Basit kısma valfleri
- Hassas kısma valfleri
- Akış kontrol valfleri

Basit kısma valfleri (şekil 14.2)

Basit kısma valfleri kullanılan sistemlerde ayarlanan debi, yağ sıcaklığının veya basınç farklarının değişmesine paralel olarak sürekli değişecektir. Bu durumda aktuatörlerin hızları da değişken olacaktır. İki tip basit kısma valfi vardır,

- Ayarsız basit kısma
- Ayarlanabilir basit kısma



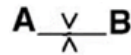
Şekil 14.2. Basit kısma valfleri şematik yapıları ve standart semboller. Burada, (1) Gövde, (2) Kovan, (3) Akış kanalı, (4) Kısma alanı, (5) Çek valf, (6) Yay

Hassas kısma valfleri (şekil 14.3)

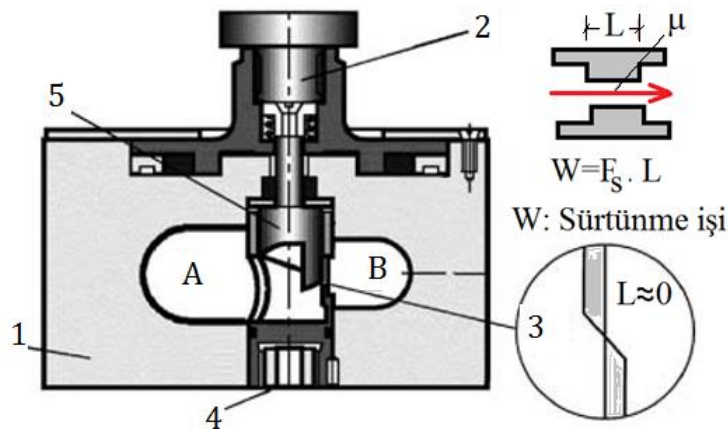
Hassas kısma valfleri kullanılan sistemlerde ayarlanan debi, yağ sıcaklığının değişiminden etkilenmez. Bu tip valflerde sürtünme etkilerini (viskozite) azaltmak için sürtünme işini minimum yapılır. Bu amaçla valf geçişleri keskin kenarlı olarak yapılır. Sistemdeki basınç farkının değişmesine paralel olarak debi değişir.

İki tip hassas kısma valfi vardır,

a. Ayarsız basit kısma



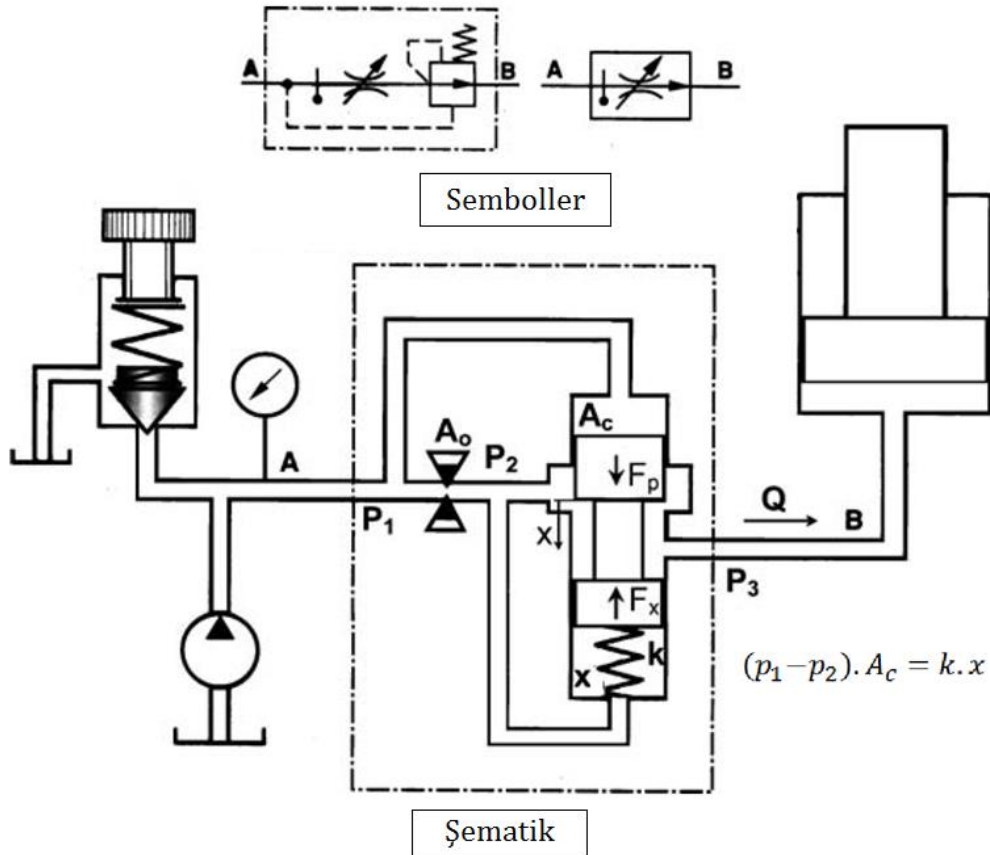
b. Ayarlanabilir basit kısma



Şekil 14.3. Basit kısma valfleri şematik yapıları ve standart semboller. Burada, (1) Gövde, (2) Debi ayar elemanı, (3) Orifis (kısma alanı), (4) Ayar vidası, (5) Kısma miktarını ayarlayan döner gövde.

Basınç dengelemeli kısma valfleri (Debi denetim valfleri)

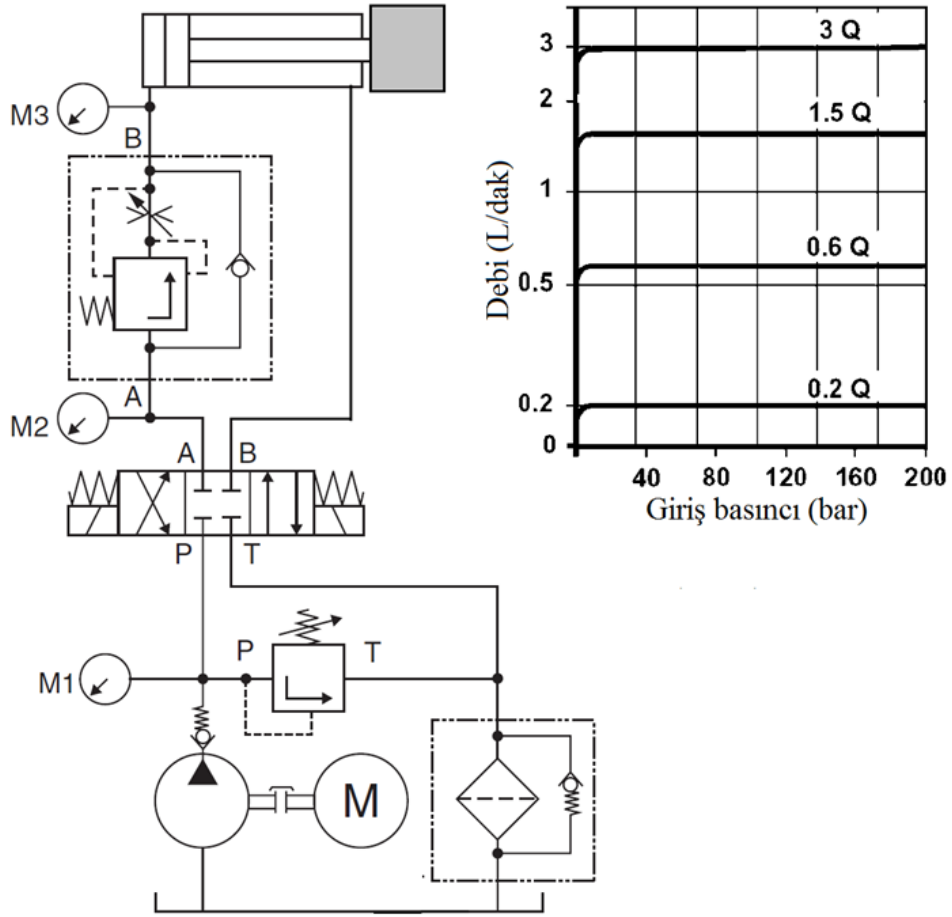
Basınç dengelemeli kısma valfleri kullanılan sistemlerde ayarlanan debi, sistem basıncındaki değişimlerden etkilenmez. Şekil 14.4 de 2 yollu debi denetim valfi görülmektedir.



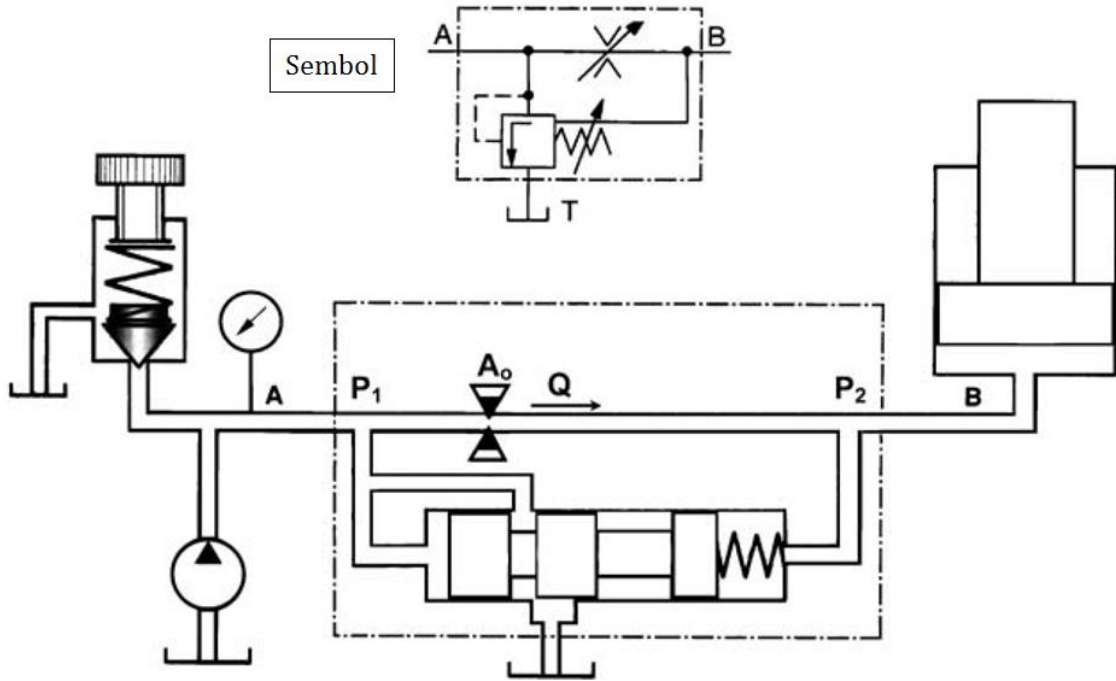
Şekil 14.4. Basınç dengelemeli kısma valfi.

Basınç dengelemeli kısma valfleri kullanılan sistemlere örnek olarak şekil 14.5 de çift etkili bir hidrolik silindir devresinde debi denetimi uygulaması görülmektedir. Burada debi ayarının giriş basıncındaki değişimlerden etkilenmediği debi- basınç grafiğinde görülmektedir.

Bu işlemin sınırı basınç emniyet valfinin ayar basıncı değeridir. Yük basıncı bu değere yaklaştıktan sonra bu tip bir valf kullanarak debiyi dengelemek mümkün olmayacaktır.



Şekil 14.5. Basınç dengelemeli kısma valf devresi ve 2 yollu valfle debi denetimi



Şekil 14.6. Basınç dengelemeli kısma valf devresi ve 3 yollu valfle debi denetimi

14.1. Akış bölücüler

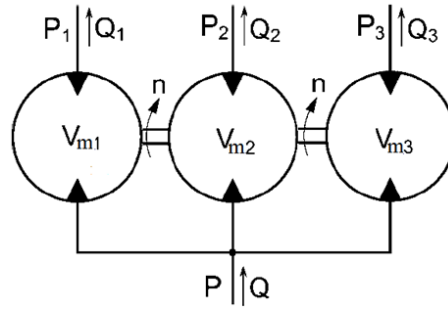
Akış bölücüler devredeki debiyi farklı aktuatörlere dağıtan elemanlardır.

Akış bölücülerin genelde kullanılan türleri;

- a. Hidromotor tipli akış bölücüler
 - Deplasman tipli akış bölücüler
 - Basınç arttırıcı olarak akış bölücüler.
- b. Valf tipi akış bölücüler

Deplasman tipli akış bölücüler (şekil 14.7),

Deplasman tipi akış bölücülerde hidromotorlar kullanılmaktadır. Burada hidromotor milleri aynı hızla dönmektedir. Akışın hesaplanan değerlerden farkı sadece iç kaçaklardan oluşur ki bu değer son derece azdır.



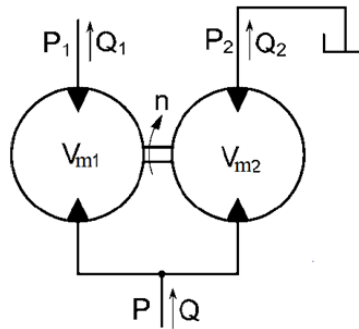
Şekil 14.7. Deplasman tipi akış bölücülerde hidromotorlar kullanılmaktadır.

$$Q_1 = V_{m1} \cdot n \quad Q_2 = V_{m2} \cdot n \quad Q_3 = V_{m3} \cdot n$$

$$Q_1/Q_2/Q_3 = V_{m1}/V_{m2}/V_{m3}$$

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q$$

Basınç arttırıcı olarak akış bölücüler (şekil 14.8),



Şekil 14.8. Basınç arttırıcı olarak akış bölücüler.

Bu tip akış bölücülerde debiyi bölmenin yanı sıra devre basıncıda istenen bir değere yükseltilmektedir.

Bu esnada gücün sabit tutulması ve ekstra güç kayıplarına yol açılmaması önemlidir.

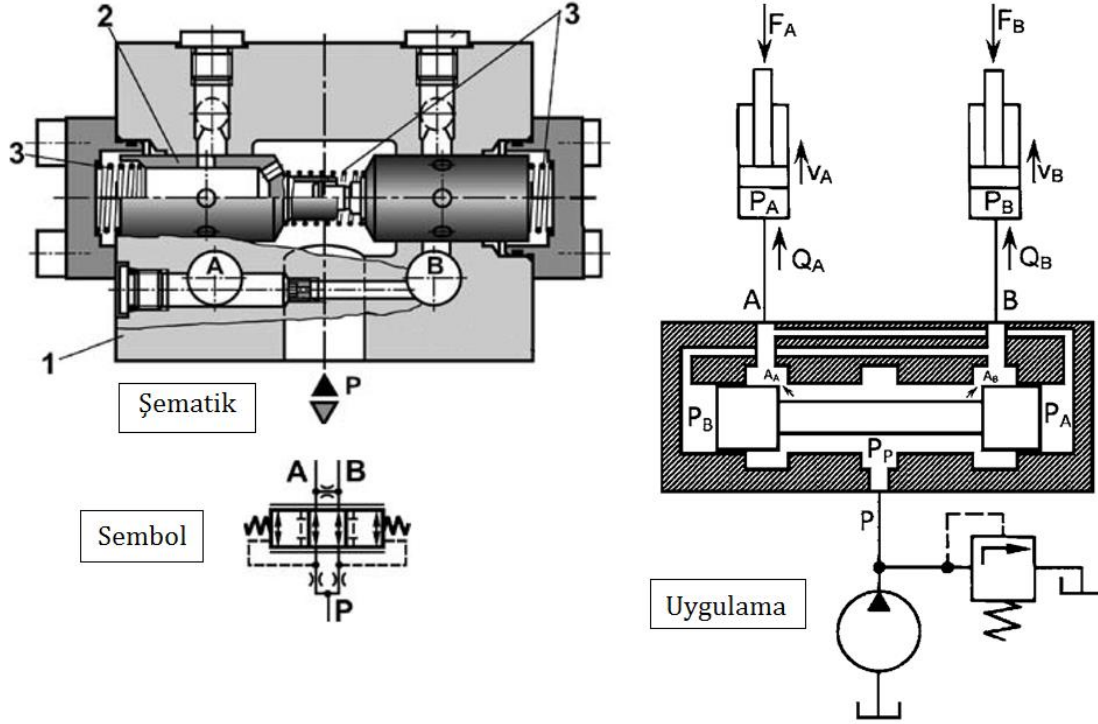
$$Q_1 p_1 + Q_2 p_2 = Q \cdot p$$

$$Q_1 = V_{m1} \cdot n \quad Q_2 = V_{m2} \cdot n \quad Q_1 + Q_2 = Q$$

$$p_1 = p \cdot (V_{m1} + V_{m2}) / V_{m1}$$

Valf tipi akış bölücüler (şekil 14.9),

Bu tip akış bölücülerde sürgü hat basınç farklarını dengeleyerek devre debilerini bölerek ayarlamaya çalışır.



Şekil 14.9. Valf tipi akış bölücüler.

14.2. Debi denetiminde temel mekanizmalar

Enerji açısından irdelendiğinde valflerle yapılan debi denetiminin ciddi kayıplara yol açtığı söylenebilir.

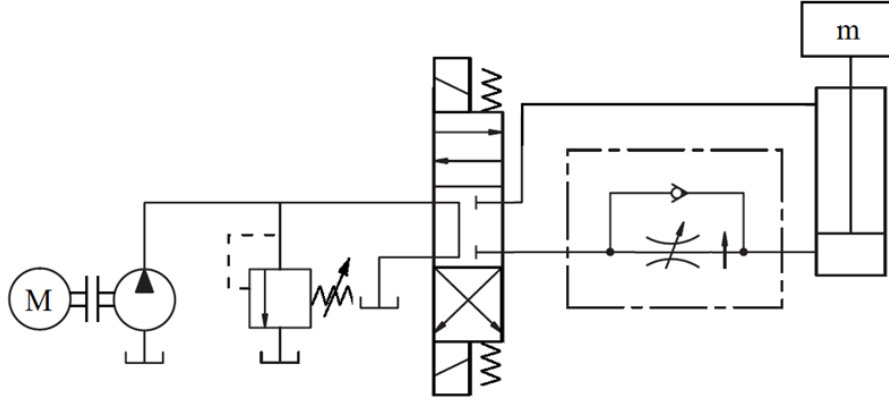
Bu nedenle valflerle debi denetimi küçük güçlerdeki hidrolik sistemler için uygundur. Büyük güçlerde değişken deplasmanlı veya servomotor tahrikli pompaların kullanılması daha uygun olacaktır.

Debi denetim valfleri kullanılarak oluşturulan mekanizmaların çeşitleri,

- Hidrolik aktuatöre giden yağın denetimi (meter-in control)
- Hidrolik aktuatörden dönen yağın kontrolü (meter-out control)
- Kısa devre kontrolü (By-pass or bleed-off control)

Hidrolik aktuatöre giden yağın denetimi (meter-in control), (şekil 14.10)

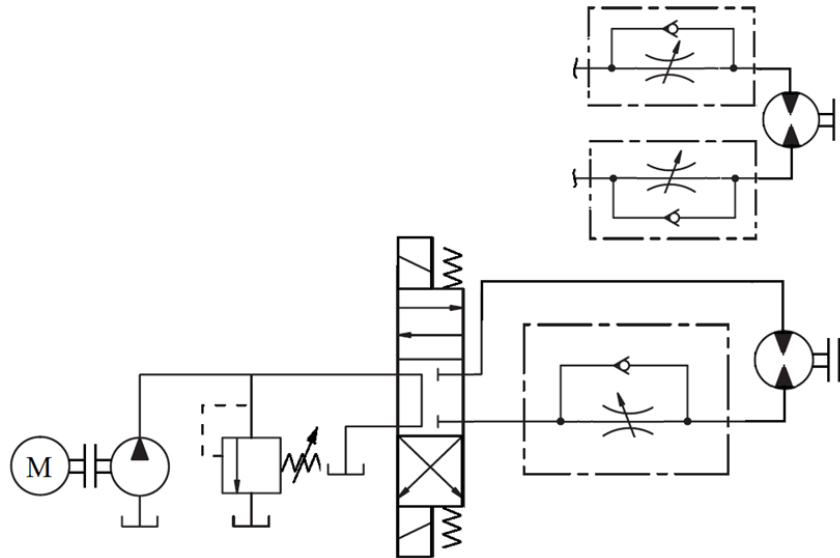
Bu tip debi denetimi genelde hidrolik silindirlerde kullanılmaktadır. Debi denetiminde temel kural kararlı aktuatör hareketlerinin teminidir. Bu nedenle hidrolik silindir kararlı, düzgün etkiyen bir yük etkisi altında değilse debi denetimlerinde, silindire giden yağın denetimi şeklinde kontrol yapılmamalıdır.



Şekil 14.10. Hidrolik silindirin yük altında açılması esnasında silindire giden yağın denetimi

Hidrolik aktuatörden çıkan yağın denetimi (meter-out control), (şekil 14.11)

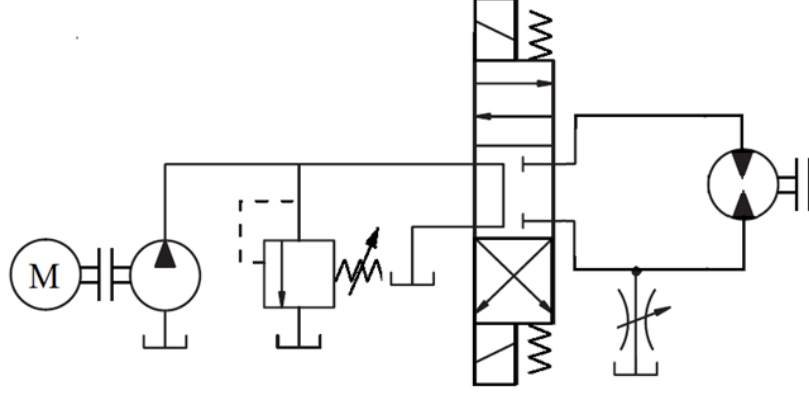
Bu tip debi denetimi her türden hidrolik aktuatörde kullanılmaktadır. Hidrolik motorlarda daima en uygun kontrol şekli hidrolik motordan dönen yağın kontrolü şeklinde olmalıdır.



Şekil 14.11. Hidrolik motordan çıkan yağın her iki dönüş yönü için denetimi

Kısa devre debi denetimi (By-pass control or bleed-off control), (şekil 14.12)

Kısa devre kontrolünde aktuatör hızı hassas olarak kontrol edilemez ancak bu kontrolde kısılan yağ doğrudan tanka döndüğü için devredeki ısınma problemleri azalacaktır.



Şekil 14.12. Hidrolik motor hattındaki yağın bir kısmının doğrudan tanka gönderilmesi ile debi denetimi

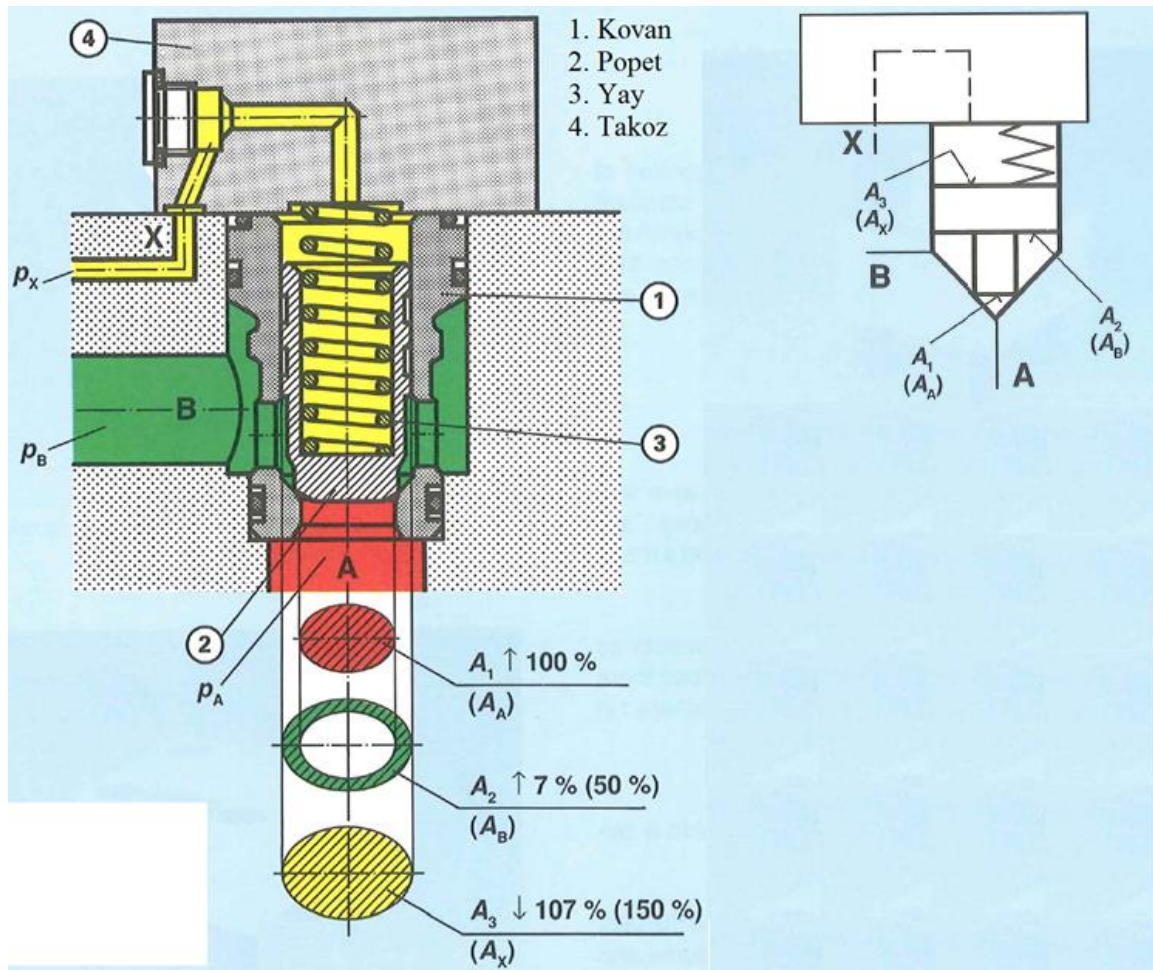
15. Lojik valfler

ISO7368/DIN 24342 standardında 2 yollu kartuş (kovan) şekilli valfler lojik valf olarak tanımlanmaktadır. Lojik valfler açık ve kapalı olmak üzere iki konumludur.



Şekil 15.1. Lojik valfler

Lojik valflerin temel yapıları oldukça basittir. Valf kapama elemanı hidrolik basınç kuvvetlerinin etkisi ile yönlendirilmektedir (şekil 15.2).



Şekil 15.2. Lojik valflerin temel yapıları ve standart sembolleri.

Şekil 15.2 ye göre valf üzerinde etkili kuvvetler aşağıdaki gibi verilebilir.

Valf kapatma kuvvetleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

Pilot basıncı kuvveti,

$$F_1 = p_x \cdot A_x$$

Yay kuvveti,

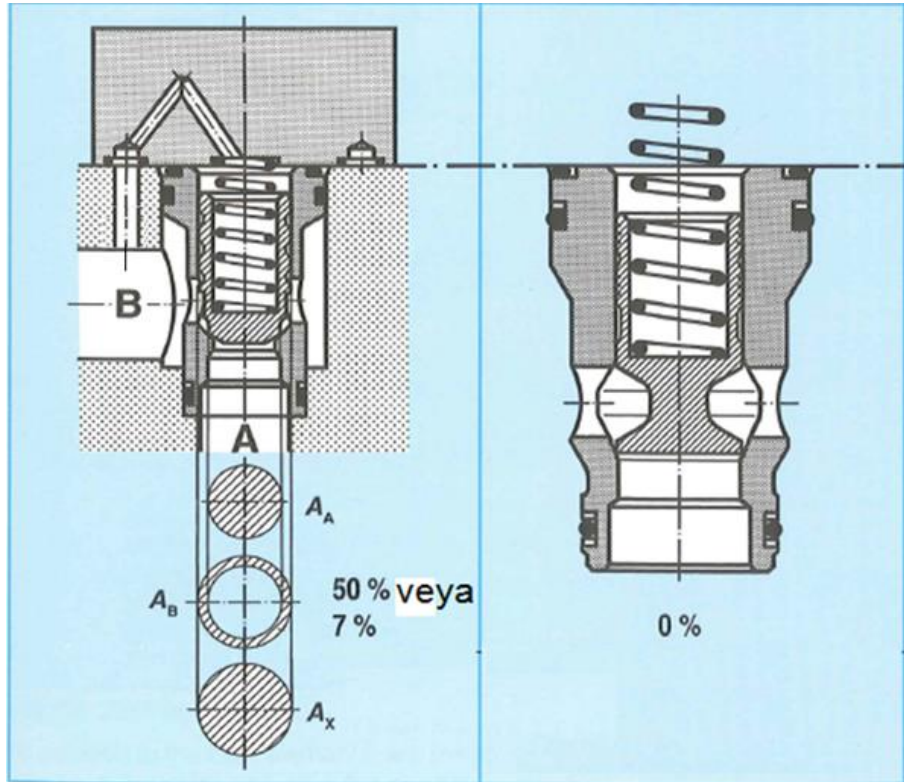
$$F_2 = k \cdot x$$

Valf açma yönünde etkili basınç kuvvetleri ise, hidrolik sistemdeki basınçlardan kaynaklanmaktadır.

$$F_3 = p_A \cdot A_A \text{ ve } F_4 = p_B \cdot A_B$$

Lojik valfler, diğer valflerle kombinasyonları yapılarak aşağıdaki amaçlar için kullanılmaktadırlar.

- Yön denetim fonksiyonu
- Akış denetim fonksiyonu
- Basınç denetim fonksiyonu



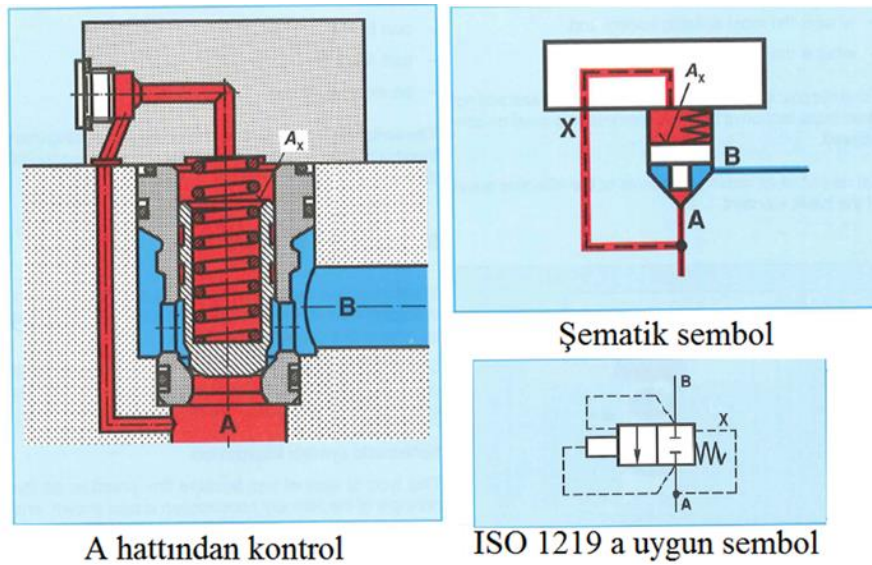
Şekil 15.3. Lojik valflerin fonksiyonlarına göre yapılarının değişimi. Burada (a) Yön denetim fonksiyonu, (b) Basınç denetim fonksiyonu için lojik valflerdir.

Lojik valflerin temel özellikleri,

- Büyük debilerde kullanılırlar
- Küçük hacimde montaj yapılabilir
- Çoklu fonksiyon imkânı verirler
- Kısa cevap zamanı, valfin süratle açılması söz konusudur
- Bir pozisyonda sınırsız süre ile tutma imkânı vardır
- Uzun kullanım ömrüne sahiptirler, minimum aşınma oluşmaktadır
- Kirlilikten minimum miktarda etkilenirler
- Yüksek güçlerde kullanılma imkânı vardır
- Yüksek basınçlarda çalışmak mümkündür

Lojik valflerin kontrol tipleri

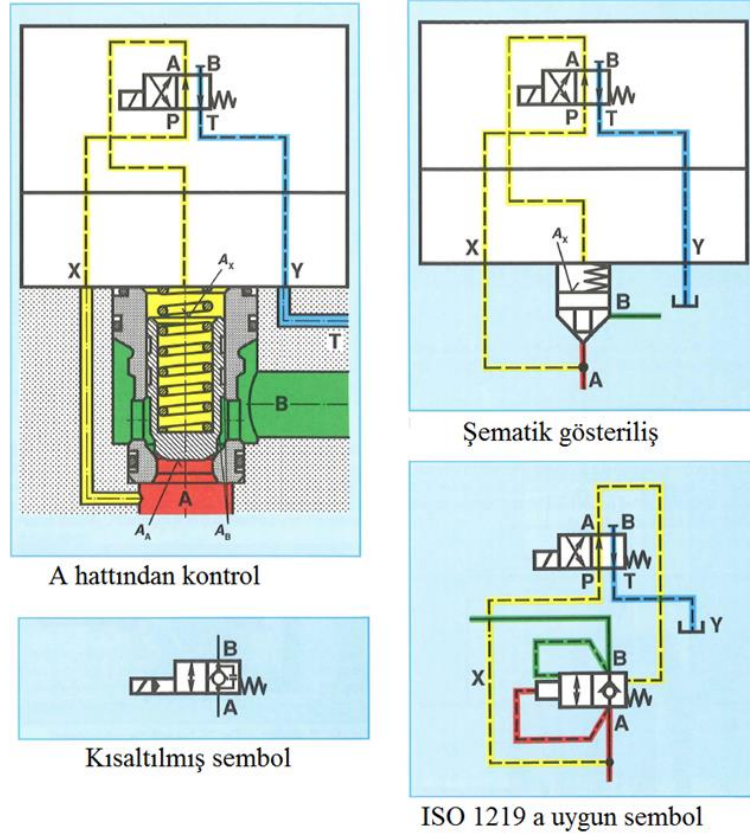
Lojik valfin A hattından kontrolü (şekil 15.4),



Şekil 15.4. Lojik valfin A hattından kontrolü.

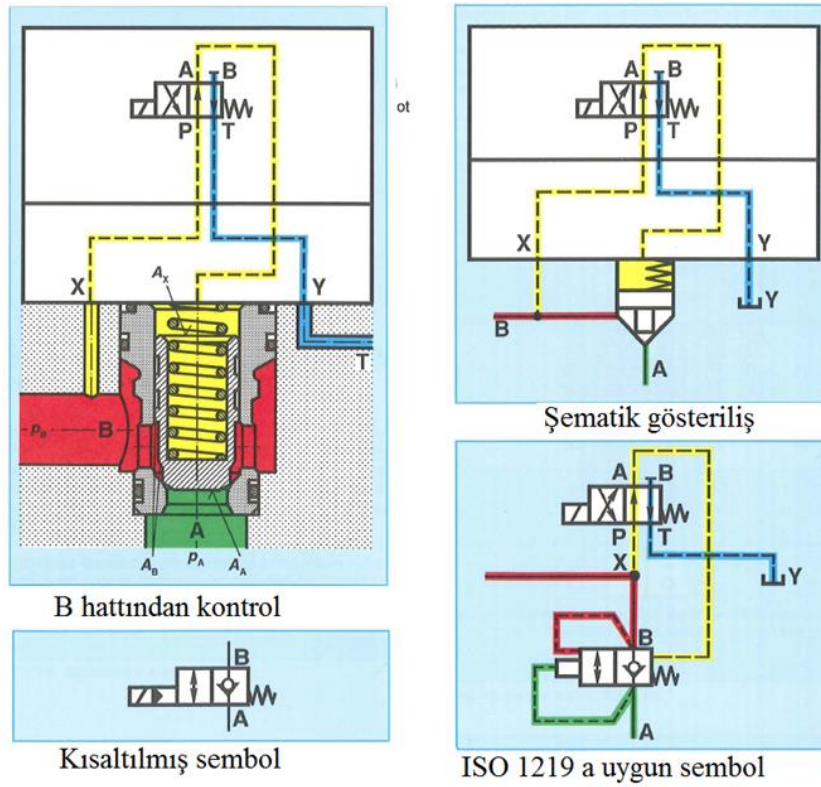
Lojik valfin A hattından kontrolünde de valfin arkasındaki klasik valf yapısı fonksiyonu belirlemektedir (şekil 15.5).

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 15.5. Lojik valfin A hattından kontrolü ile yön denetim valfi olarak kullanılması.

Lojik valfin B hattından kontrolü,

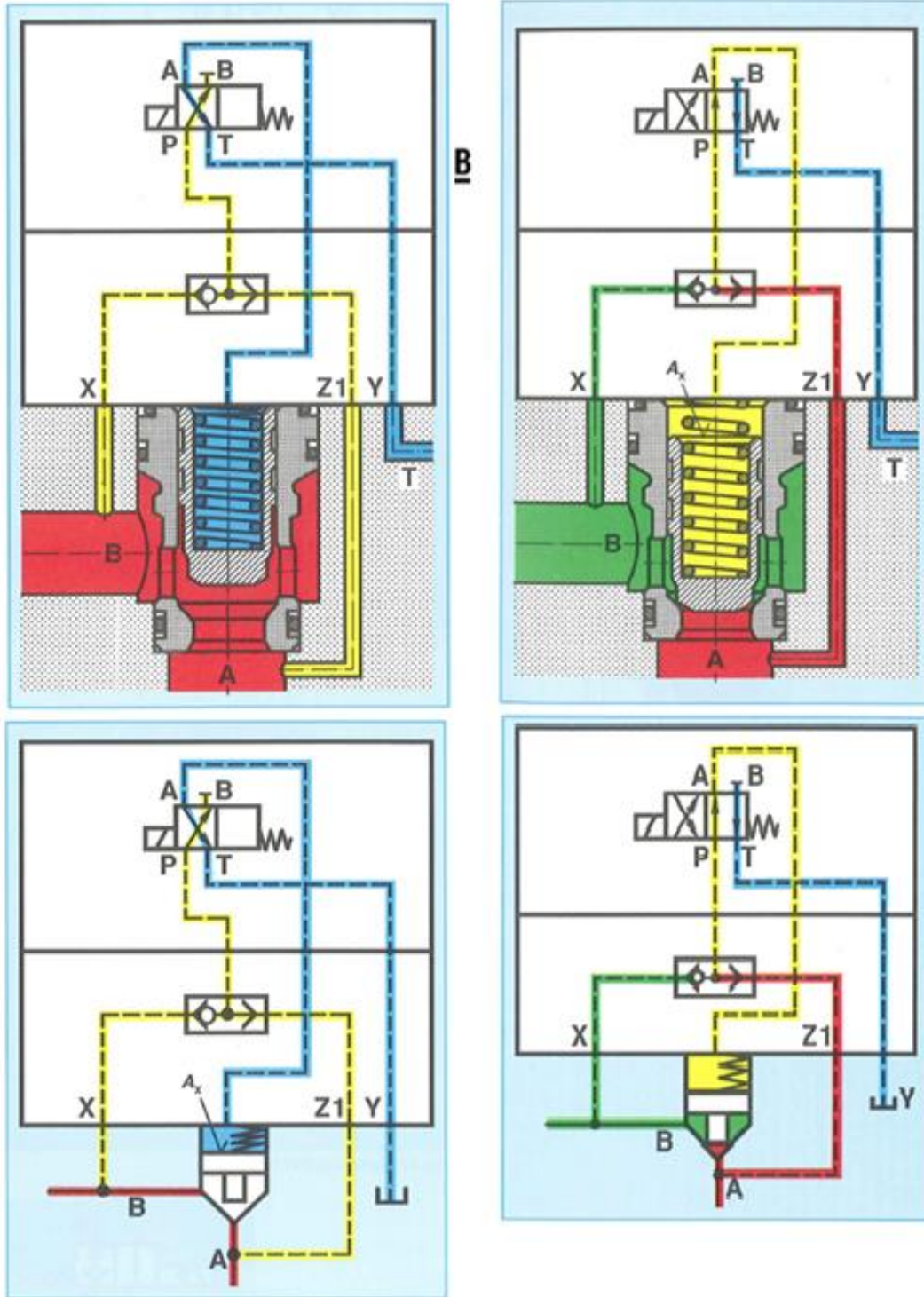


Şekil 15.6. Lojik valfin B hattından kontrolü ile yön denetim valfi olarak kullanılması.

Lojik valfler A hattından olduğu gibi B hattından da benzer şekilde kontrol edilebilmektedir (şekil 15.6).

Lojik valfin A ve B hattından kontrolü,

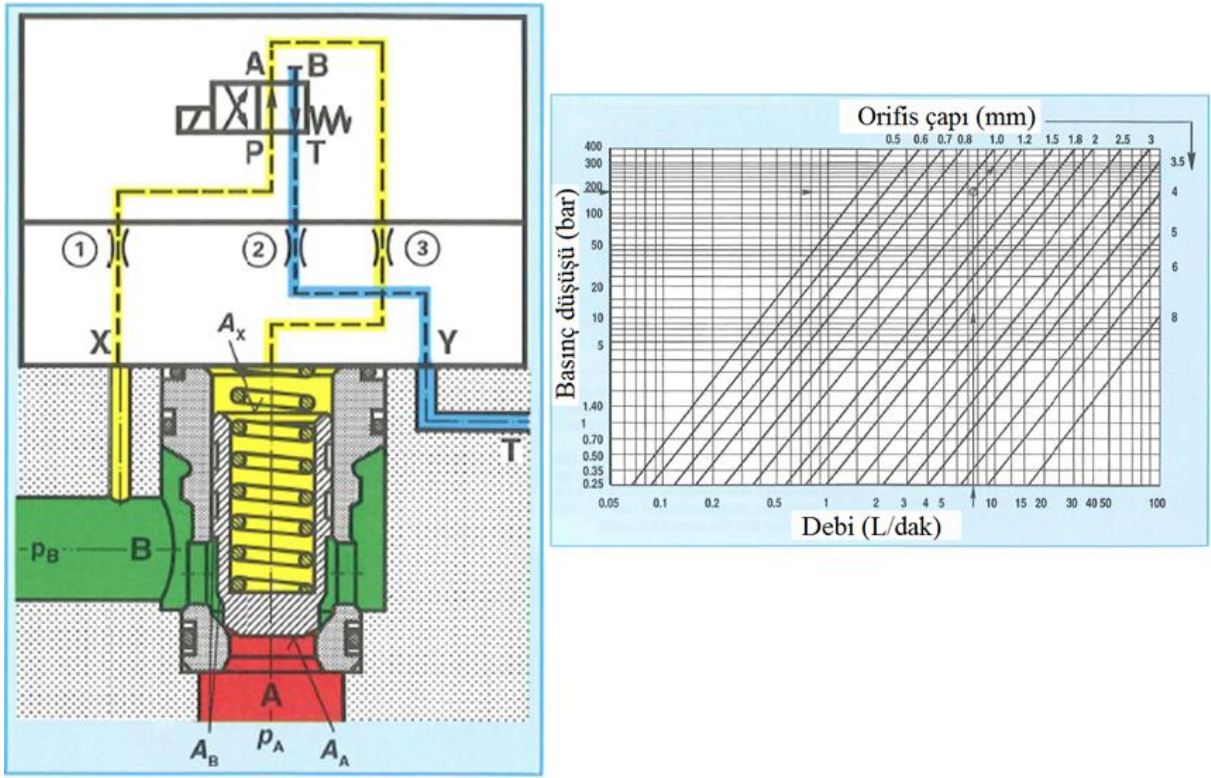
Lojik valfler hem A ve hem de B hattından kontrol edilebilmektedir (şekil 15.7).



Şekil 15.7. Lojik valfin yön denetim valfi olarak A ve B hattından kontrolü.

Lojik valfin açılma süresinin kontrolü

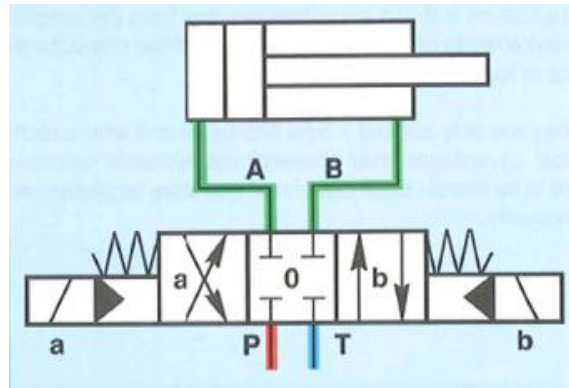
Yapıda kullanılan kısma elemanları lojik valfin açılma süresini kontrol eder.



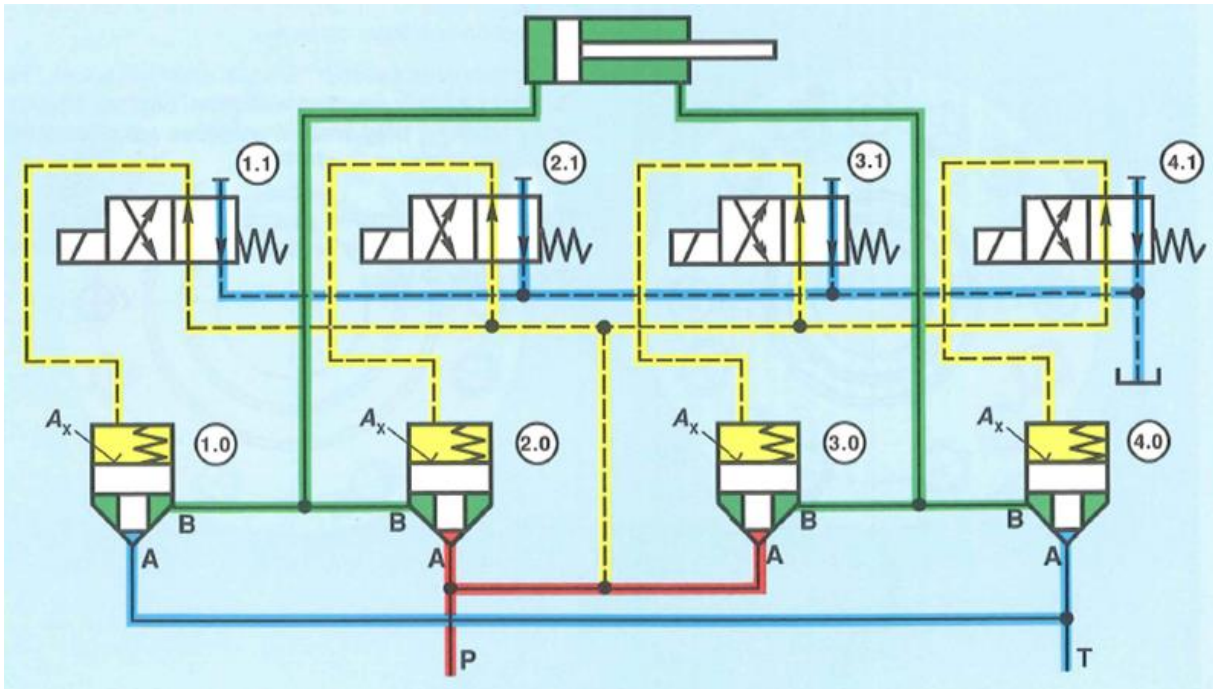
Şekil 15.8. Lojik valfin açılma süresinin kontrolü

Lojik valflerle yön denetimi

Pilot valf olarak 4/2 yön denetim valfleri kullanılması durumunda yön denetim fonksiyonu (şekil 15.9 ve şekil 15.10).



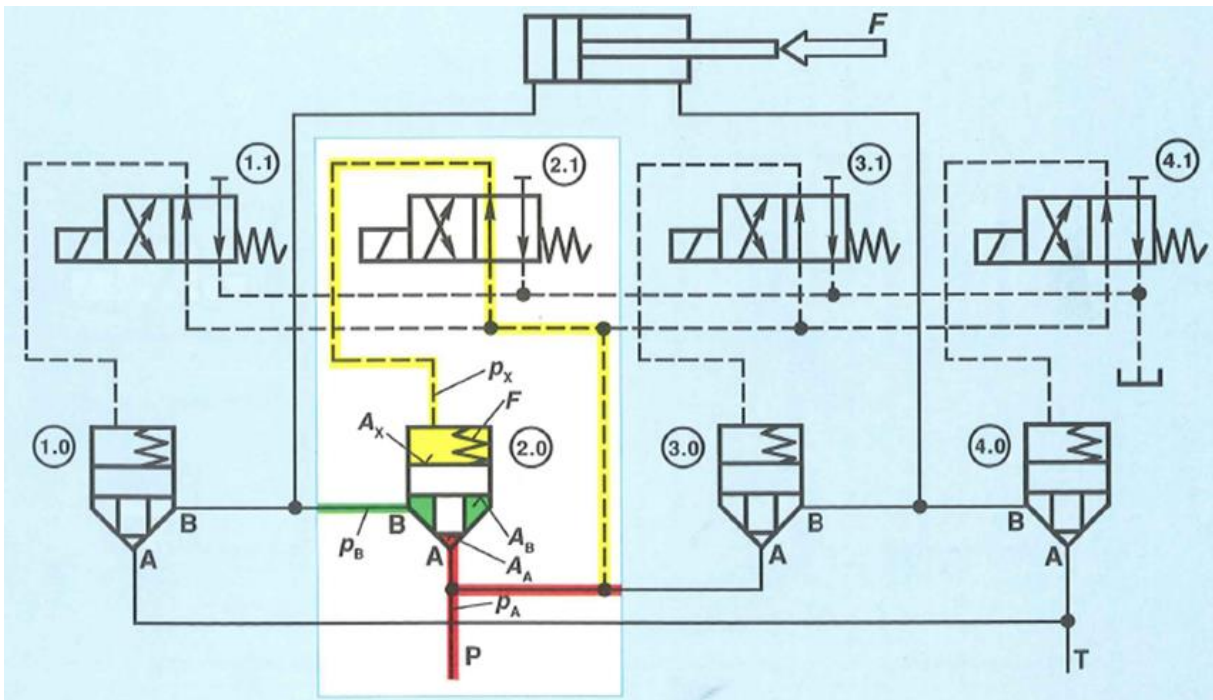
Şekil 15.9. 4/2 yön denetim valfinin standart sembollerle oluşturulmuş devre şeması.



Şekil 15.10. 4/2 yön denetim valfinin lojik valflerle oluşturulmuş devre şeması

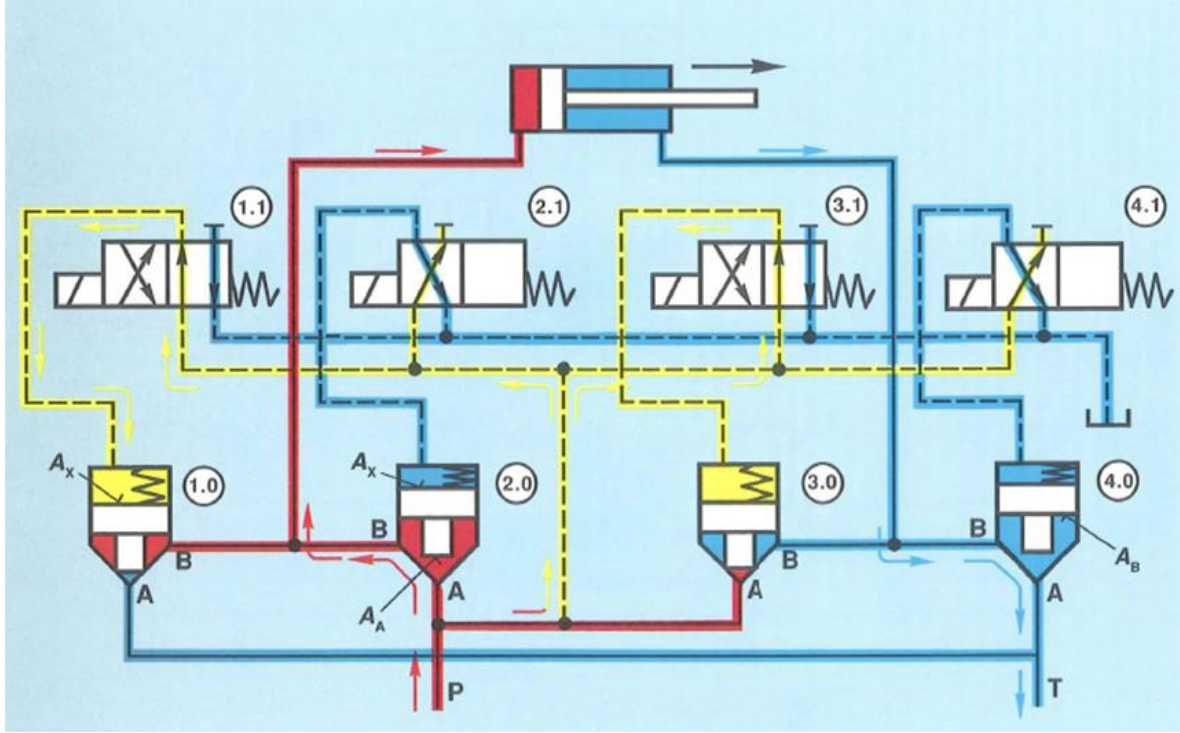
Şekil 15.10 daki devrenin farklı fonksiyonlarını inceleyelim.

a. Sistem hareketsiz (kilit) konumda



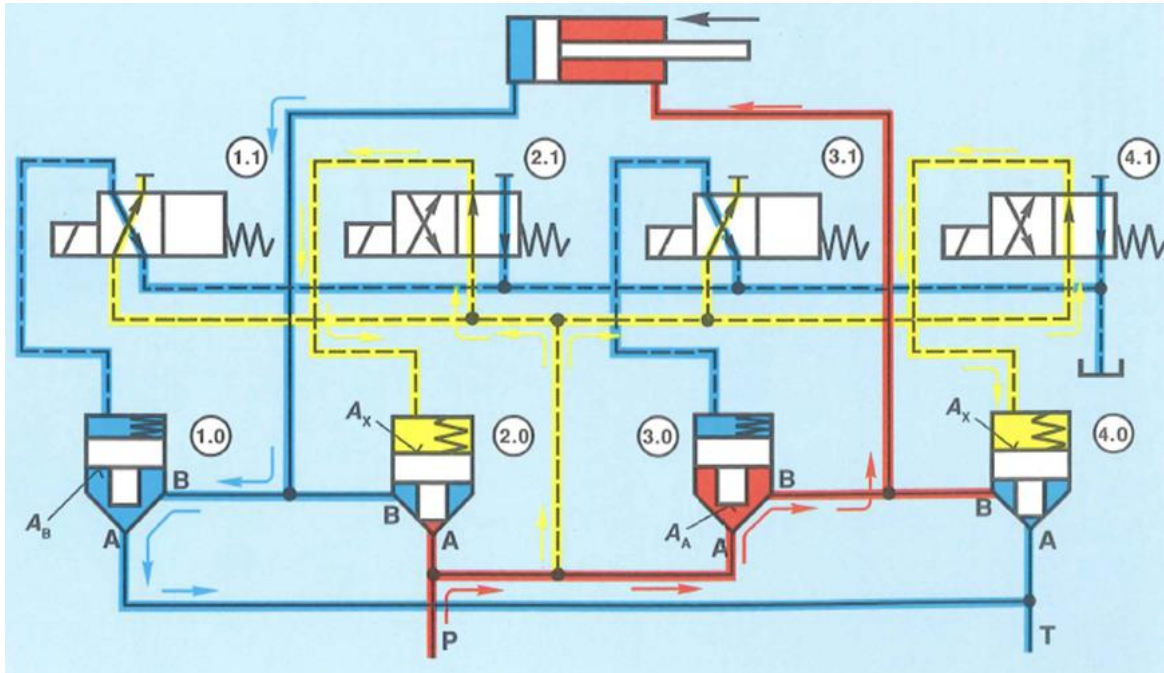
Şekil 15.11. Yukarıda lojik valflerle oluşturulmuş devrede sistem kilitlenmiş konum.

b. Hidrolik silindirin ileri hareketi,



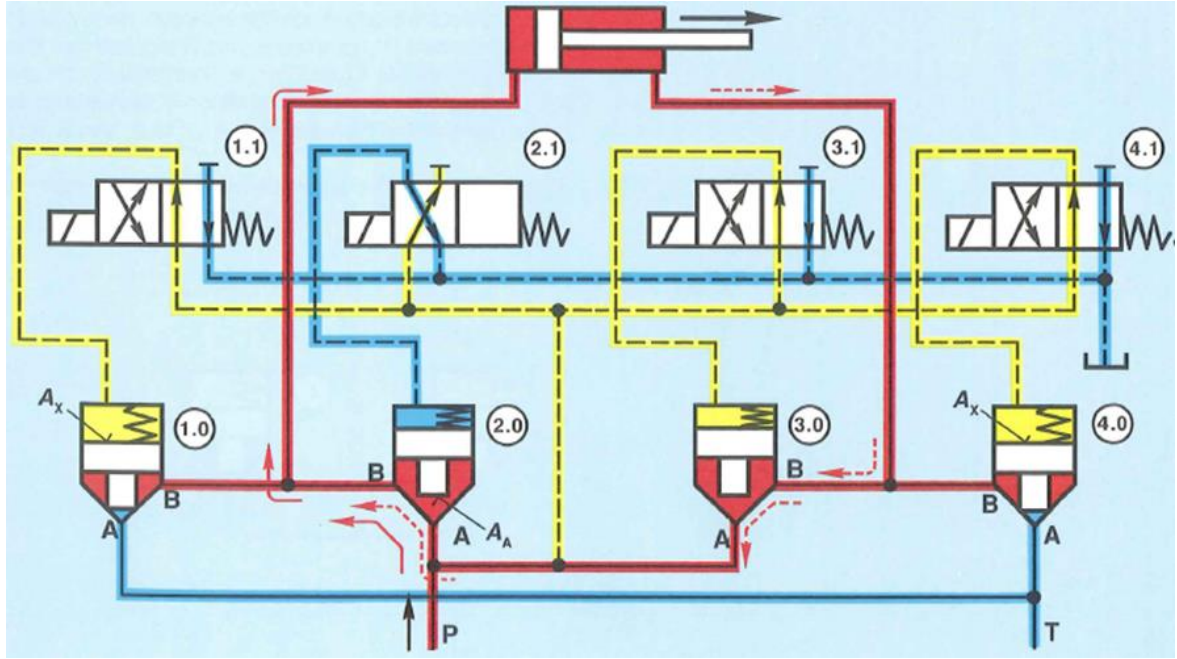
Şekil 15.12. Hidrolik silindirin ileri hareketi için 2.0 ve 4.0 valflerinin arkası tanka açılmaktadır.

c. Hidrolik silindirin geri hareketi,



Şekil 15.13. Hidrolik silindirin geri hareketi için 1.0 ve 3.0 valflerinin arkası tanka açılmaktadır.

d. Hızlandırılmış devre uygulaması (Regenerative circuit)

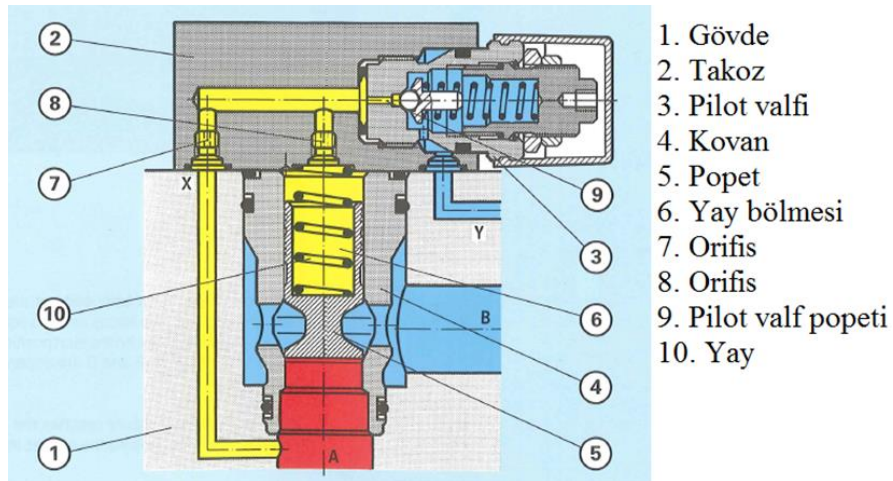


Şekil 15.14. Hızlandırılmış (regenerative) hareket için 2.0 valfinin arkası tanka açılır.

Lojik valflerle basınç denetimi

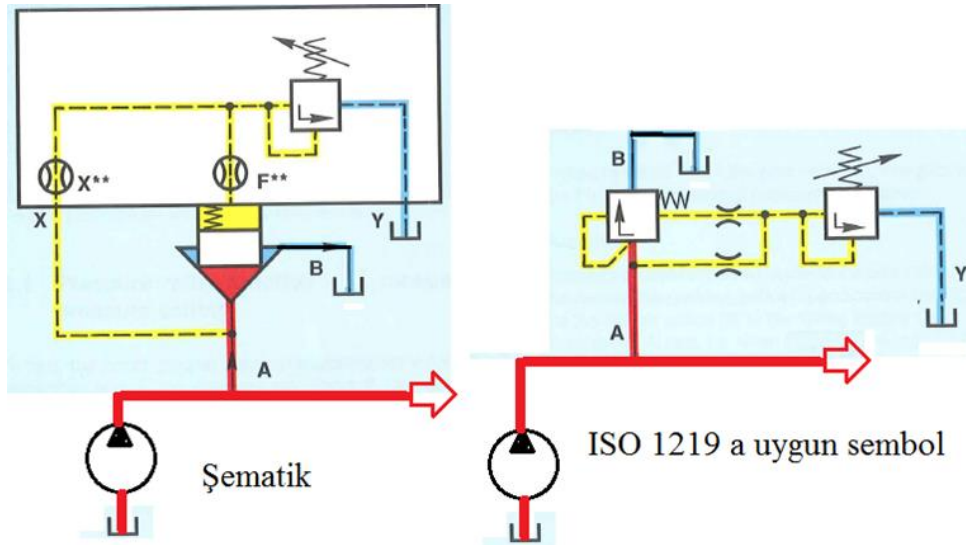
a. Basınç emniyet fonksiyonu

Basınç emniyet valfi olarak kullanılan lojik valfin popeti farklı konstrüksiyonda tek kademelidir (şekil 15.15).



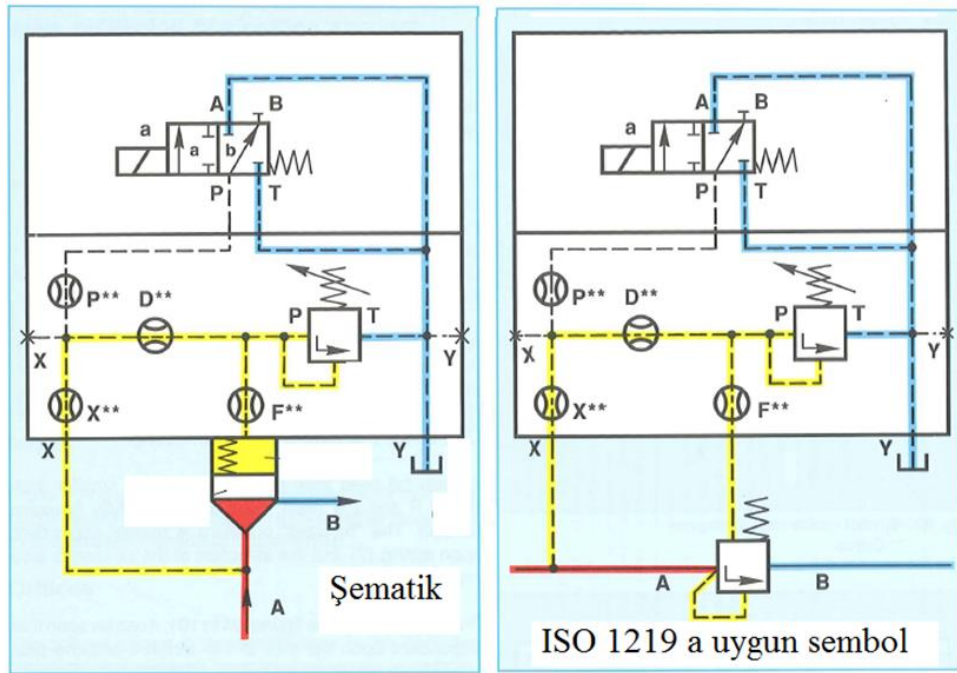
Şekil 15.15. Lojik valfin basınç denetim valfi olarak yapısı.

Basınç emniyet valfinin devrede kullanılmış hali şematik ve standart sembollerle şekil 15.16 da görülmektedir.



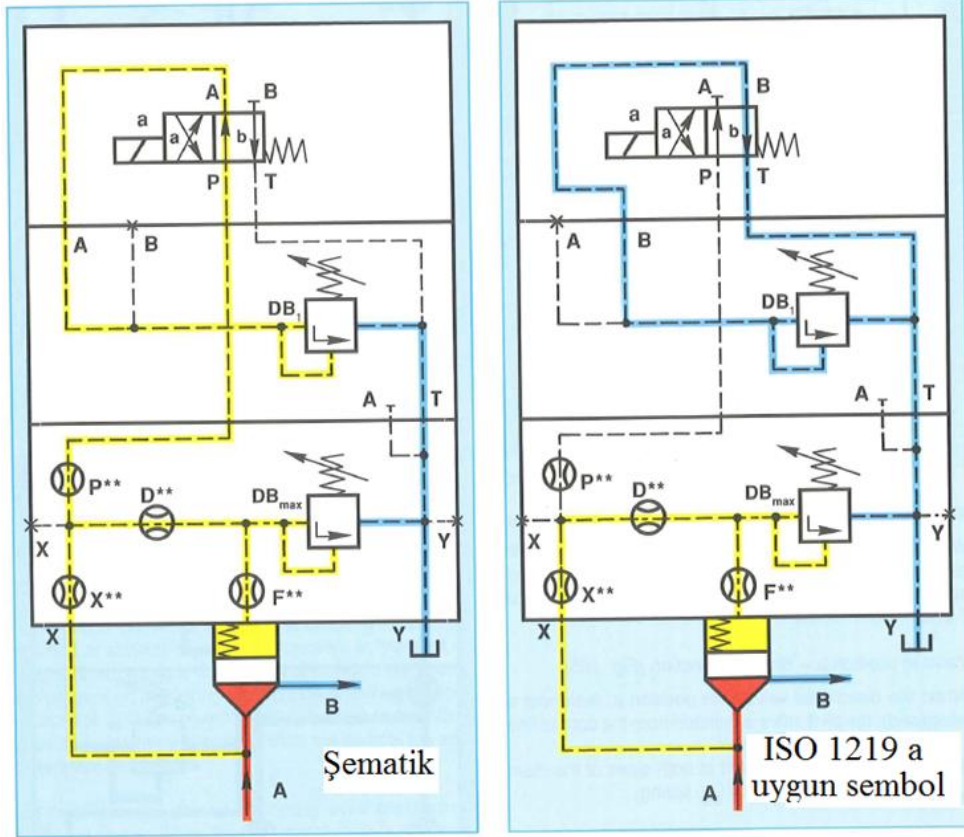
Şekil 15.16. Lojik valfin basınç emniyet valfi olarak pompanın çıkışında kullanımı.

Lojik valfler basınç denetimi esnasında valf kombinasyonları ile farklı fonksiyonları da yapabilmektedirler. Yüksüz boşaltma yapabilecek basınç denetim valfi olarak kullanımları şekil 15.17 de görülmektedir.



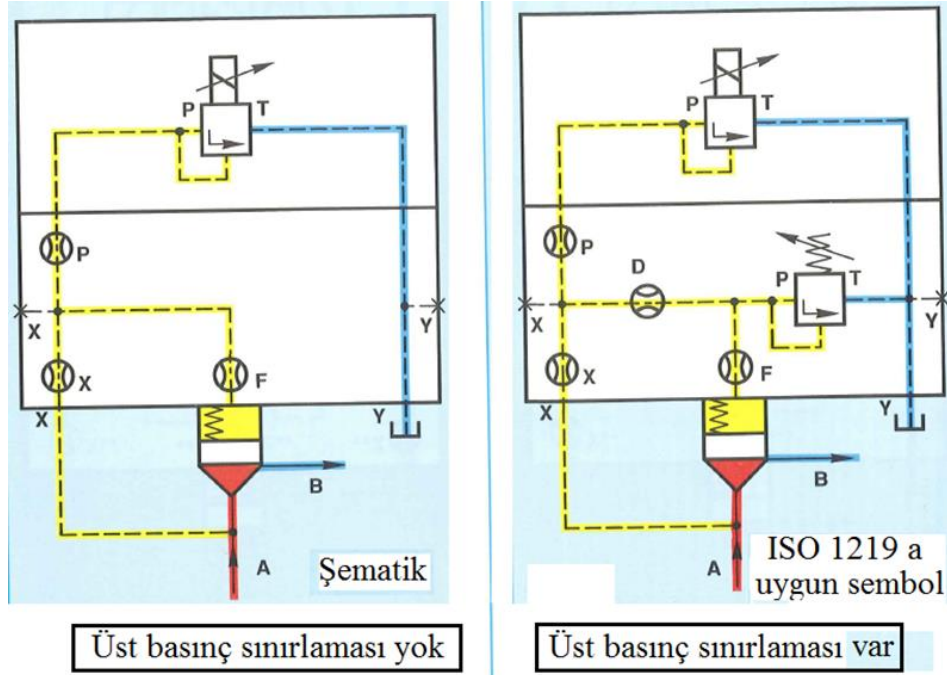
Şekil 15.17. Lojik valfin basınç emniyet fonksiyonunu yüksüz boşaltmalı olarak yapabileceği devre yapısını oluşturma.

Pilot uyarılı iki basınca ayarlı basınç emniyet fonksiyonu şekil 15.18 de görülebilir.



Şekil 15.18. Lojik valfin pilot uyarılı iki basınca ayarlı basınç emniyet fonksiyonunu yapabildiği devre yapısını oluşturma.

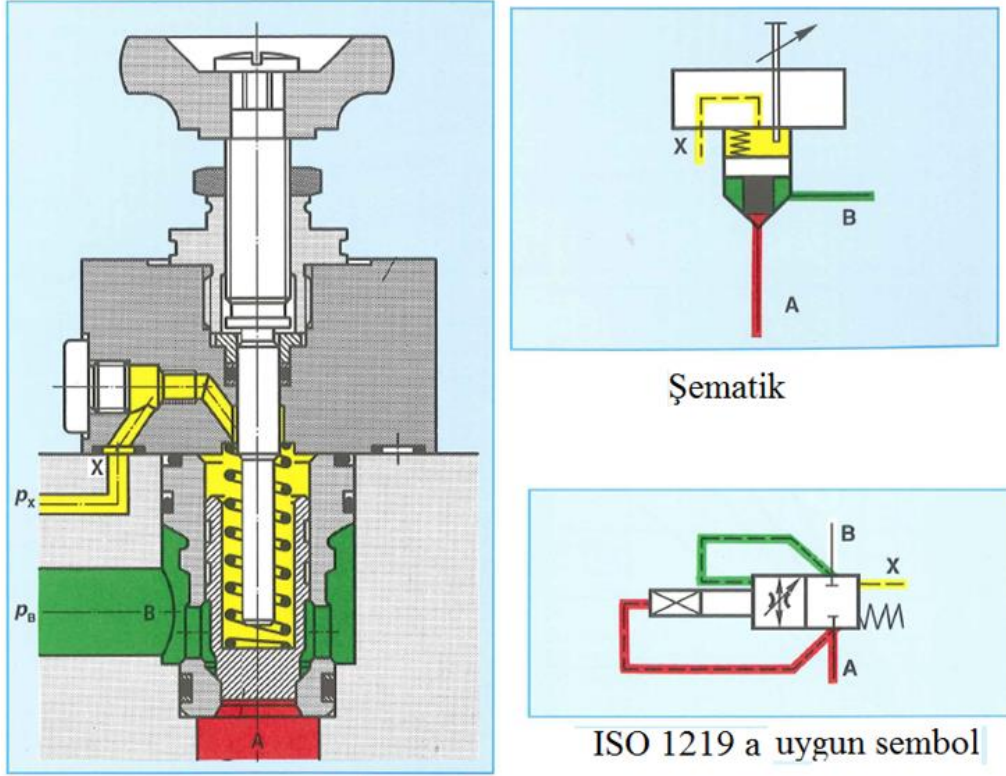
Ayrıca lojik valfler oransal valflerle birlikte de kullanılabilir (şekil 15.19).



Şekil 15.19. Lojik valfin oransal basınç emniyet valfi olarak kullanımı.

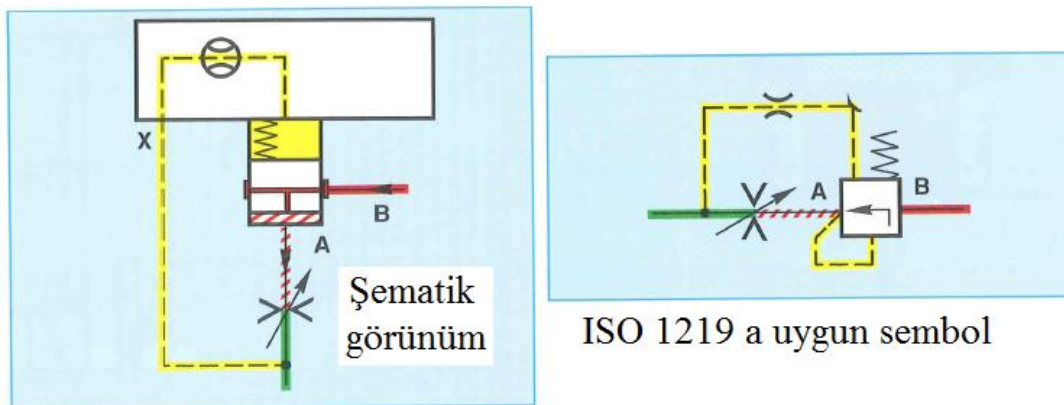
Lojik valflerle akış denetimi

Basit kısma valfi fonksiyonunu yapabilecek lojik valf uygulaması şekil 15.20 da görülmektedir. Burada valfin açılma miktarı bir vida mekanizması ile sınırlandırılmaktadır.



Şekil 15.20. Lojik valfin basit kısma valfi olarak kullanımı.

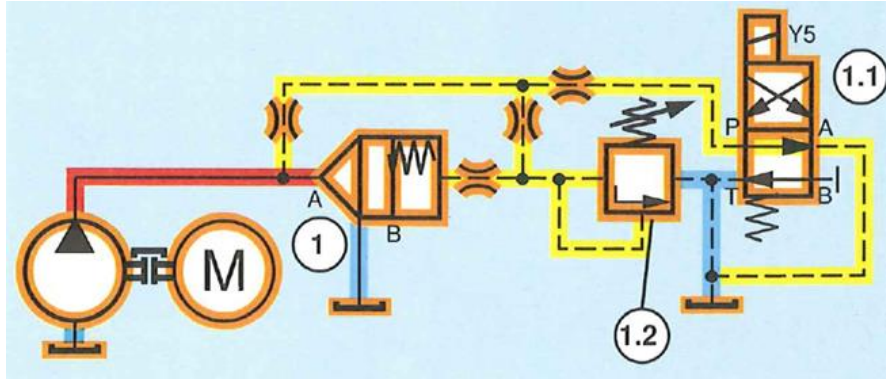
Lojik valflerle basit kısmının yanı sıra basınç değişimlerinden etkilenmeyecek şekilde akış denetimi de yapmak mümkündür (şekil 15.21).



Şekil 15.21. Lojik valfin iki yöllü akış kontrol valfi olarak kullanılması.

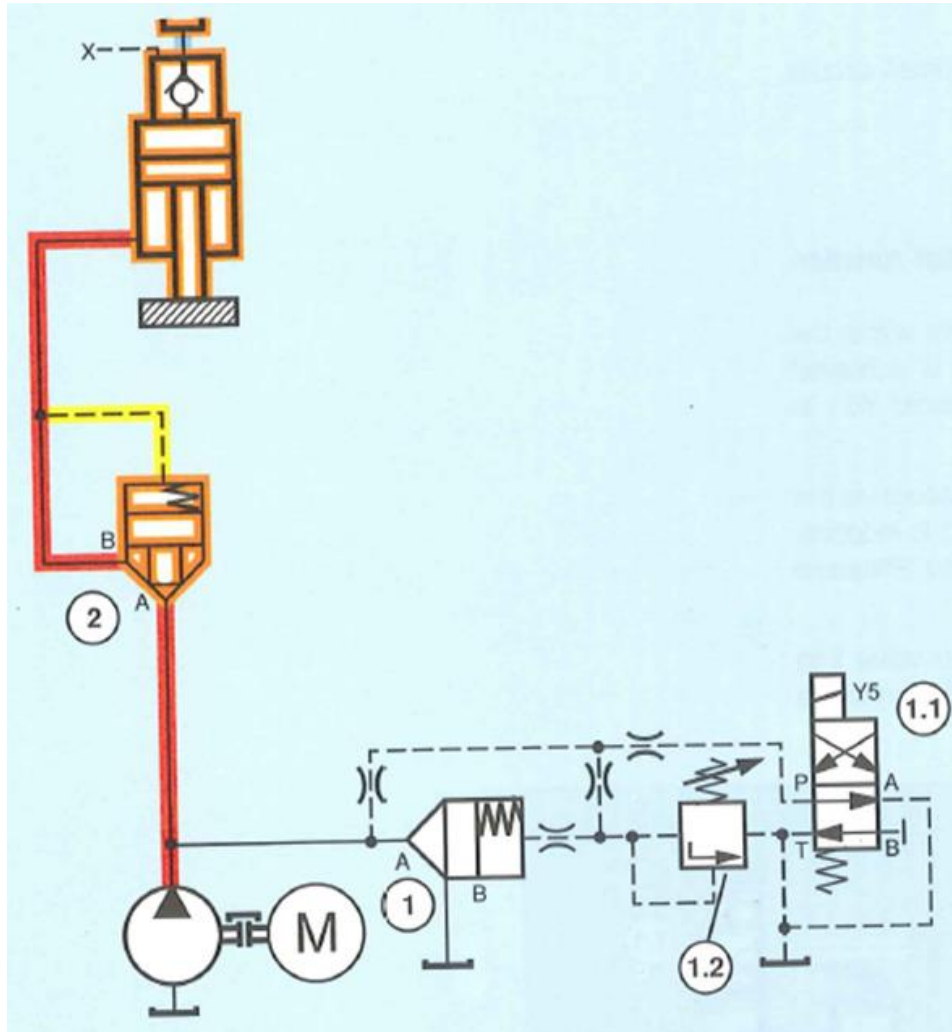
Örnek: Lojik valfle hidrolik devre hazırlama

1. Adım: Pompa, basınç emniyet valfi.

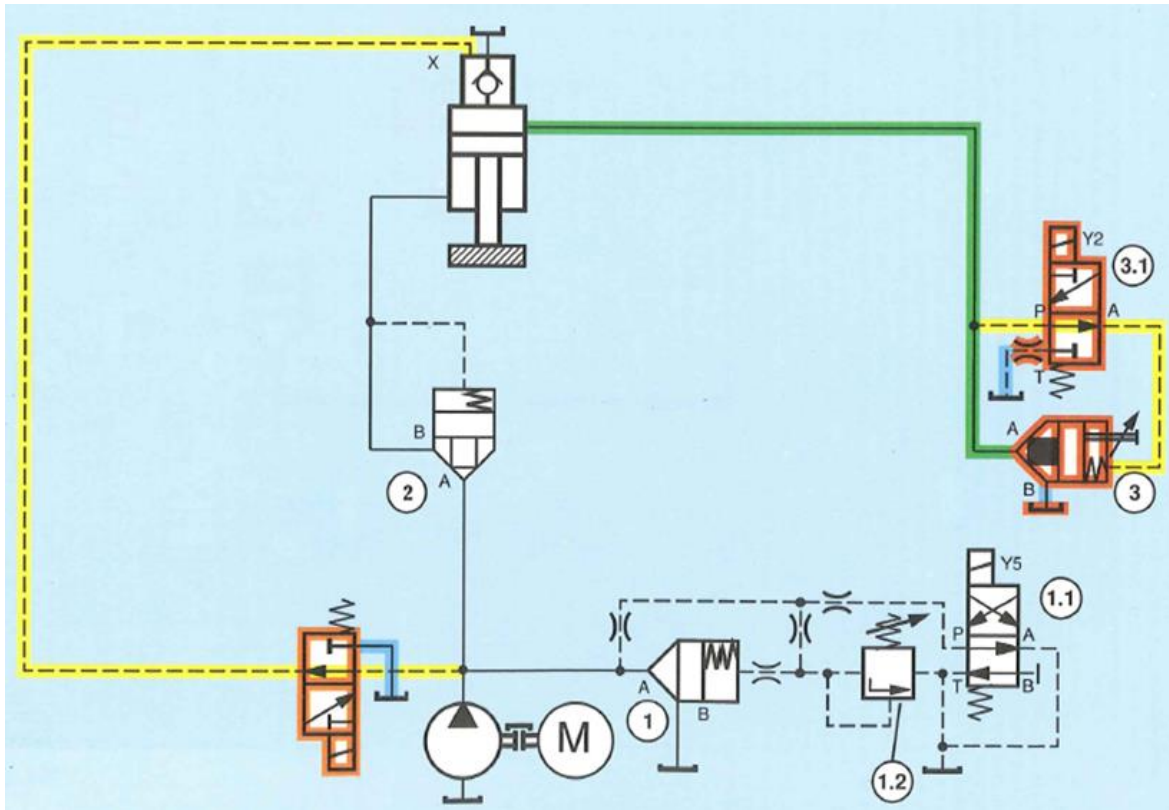


2. Adım: Silindirin geri hareketi,

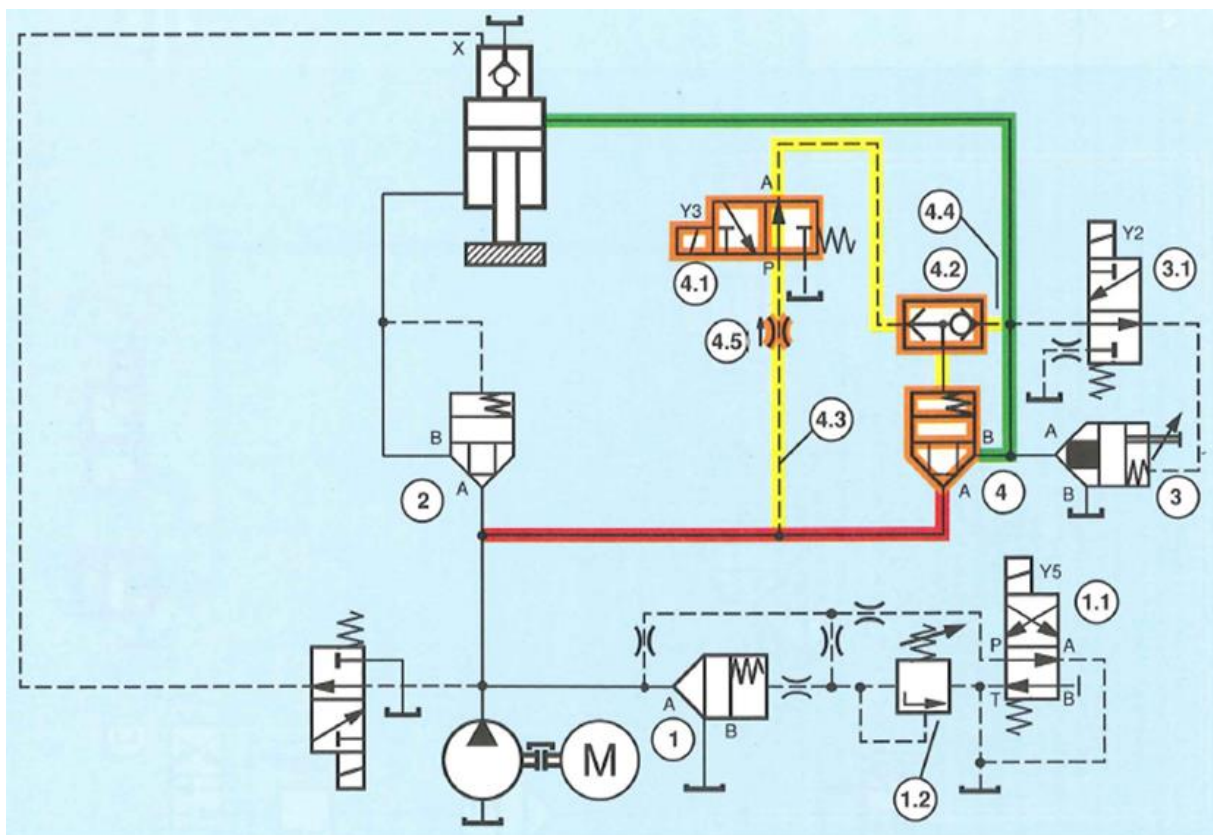
Normal durumda pompanın bastığı yağ 2 nolu valf üzerinden A dan B ye serbestçe geçer silindir geri hareket eder. Emniyet valfi (1), yüksüz boşaltma durumunda iken (2) nolu valfte B den A ya akış mümkün değildir. Silindir serbestçe aşağı gidemez.



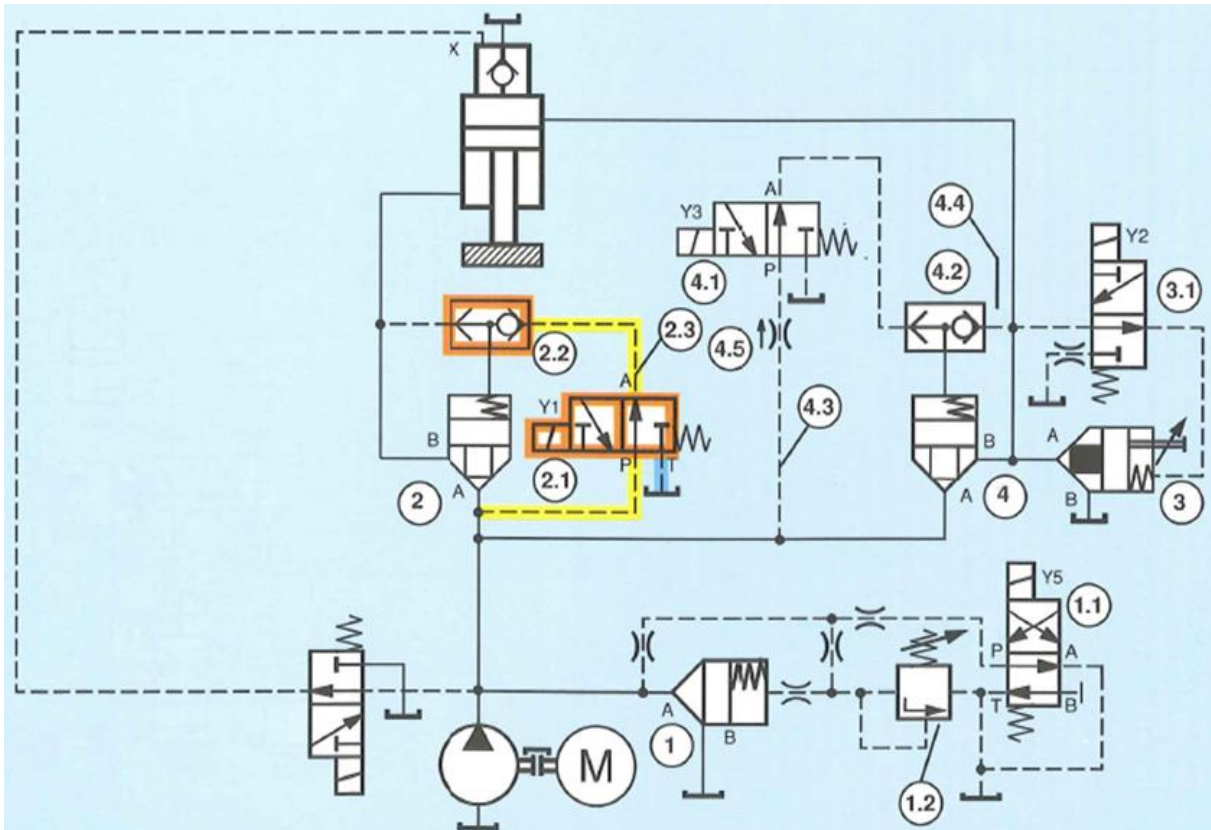
3. Adım: Dekompresyon



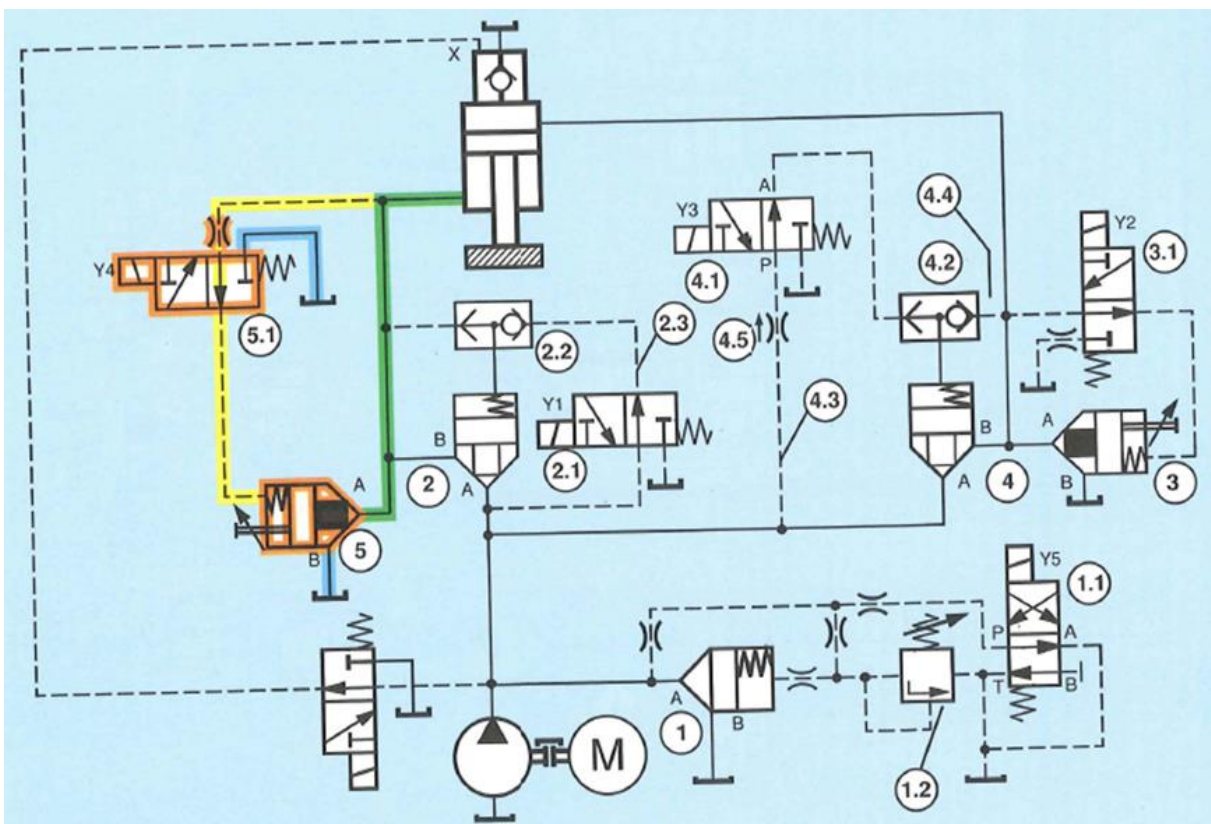
4. Adım: Silindirin aşağı hareketi için pompadan silindirin arkasına bağlantı



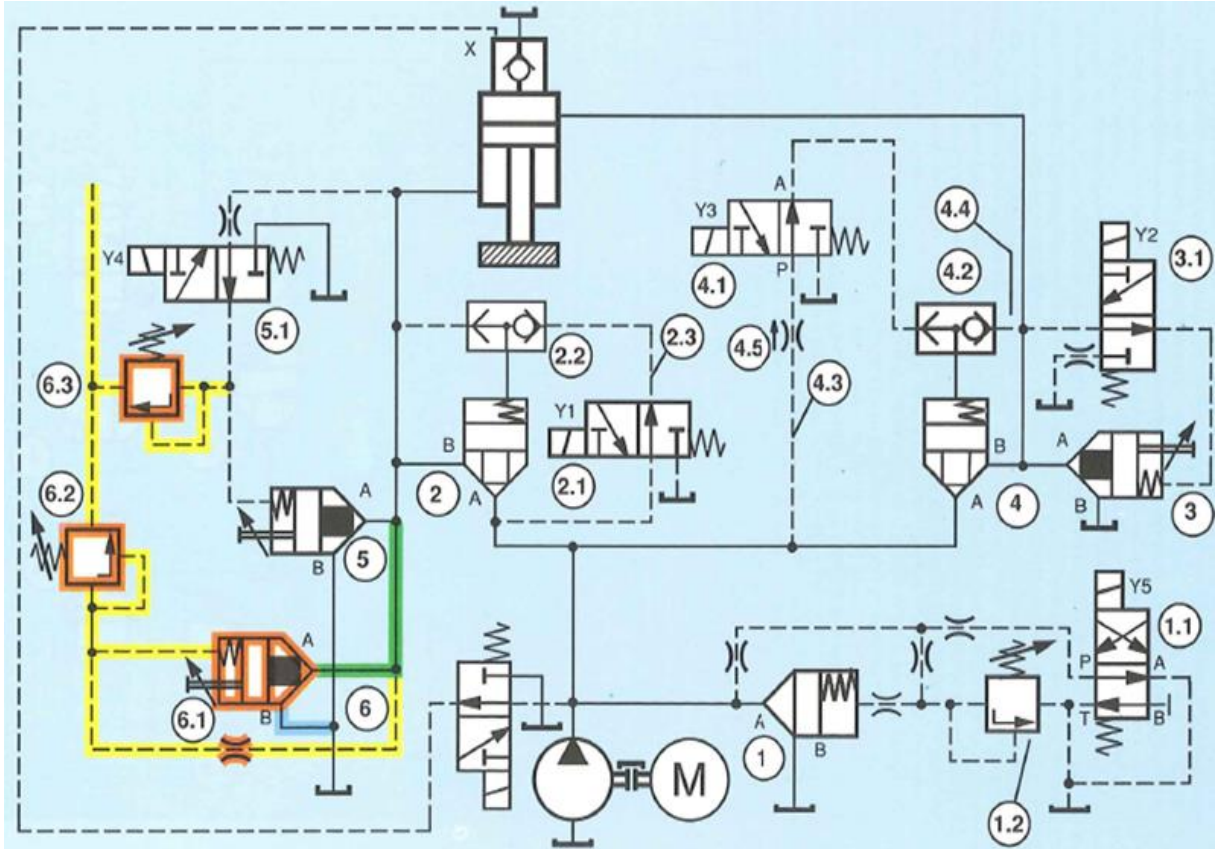
5. Adım: Silindirin aşağı kesinlikle inmemesi için 2 nolu valfi güvenle kapatma



6. Adım: Silindirin aşağı hızlı inmesi



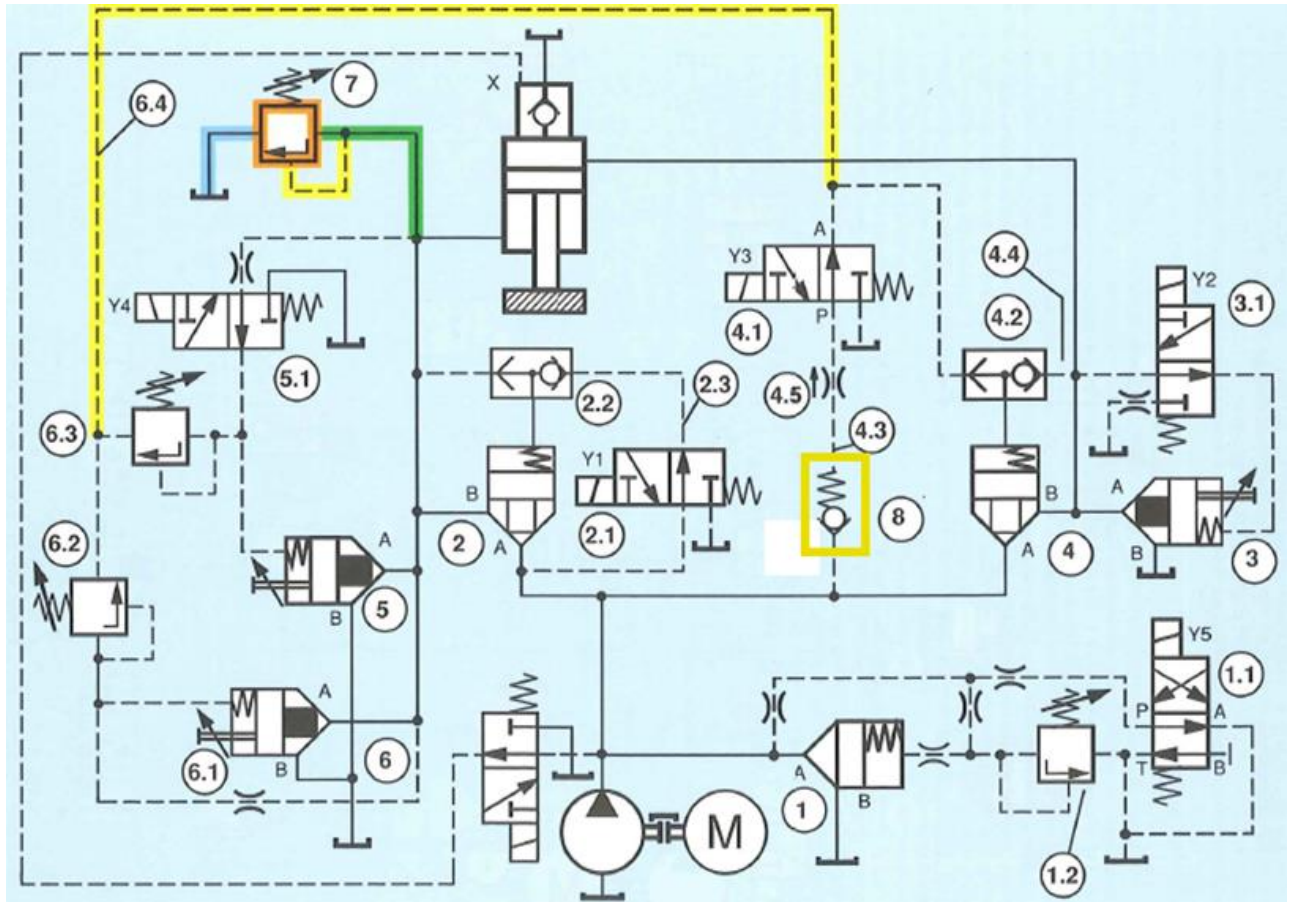
7. Adım: Silindirin aşağı karşı dengeleme kullanılarak kontrollü yavaş hareketi.



Silindirin aşağı hareketinde 5 nolu valf kapandığında bu hatta basınç yükselir. Burada karşı denge basıncı ayarı 6.2 valfinde yapılır. Duruş ivmesi basıncı ayarı ise karşı denge ayarının biraz üzerinde olacak şekilde 6.3 valfinde yapılır.

8. Adım: Sistemin aşırı basınçtan korunması (valf 7) ve valf 5 ile valf 6'nın devresini kontrol edecek şekilde tamamlama.

Fonksiyon	Y1	Y2	Y3	Y4	Y5	X
Hızlı hareket			●	●	●	
Presleme			●		●	●
Dekompresyon		●				
Dönüş	●				●	

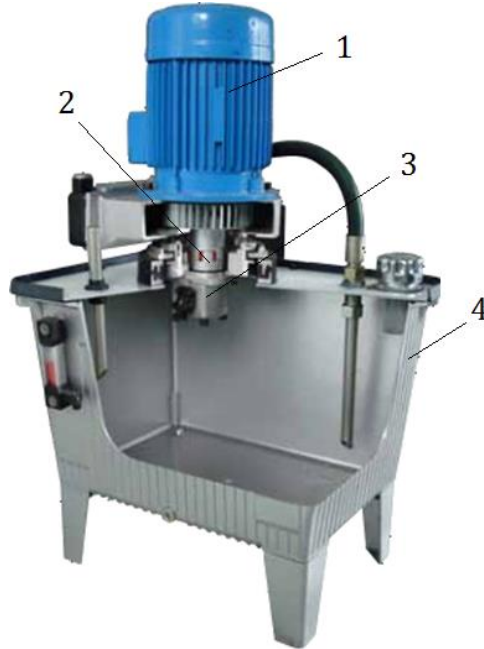


16. Hidrolik depolar ve donanımları

Hidrolik yağ tankı devrede ihtiyaç duyulan yağın depolanıp dağıtıldığı merkezdir. Yağın temizlenmesi, soğutulması vb. bazı prosesler burada yapılmaktadır.

Buna göre yağ tanklarından beklenen görevler

- Sisteme gereken yağı içerisinde barındırmak
- Depo hacmi $V = 3 - 5$ pompa debisi veya
- Depo hacmi $V = \text{Sistem hacmi} + 2 \times \text{pompa debisi}$
- Soğutma yapmak.
- Havayı ayırmak.
- Kir parçacıklarını ayırmak

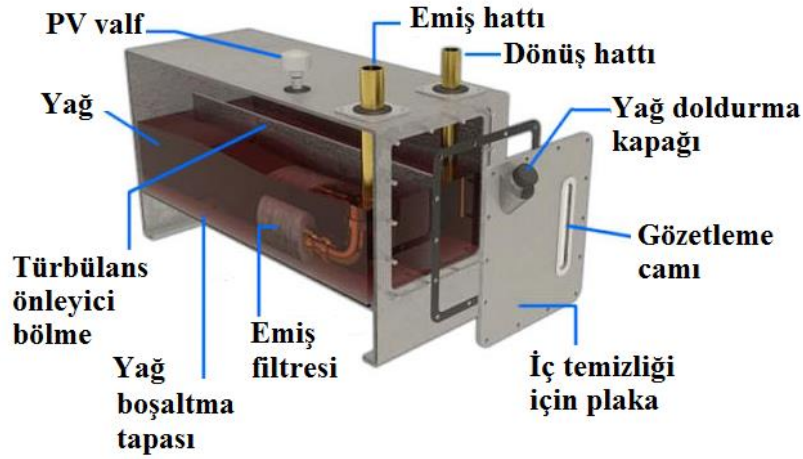


Şekil 16.1. Üzerine motor-pompa grubu monte edilmiş bir hidrolik yağ tankının kesiti.

Burada, (1) Elektrik motoru, (2) Kavrama, (3) Pompa, (4) Yağ tankı.

Depo tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlar

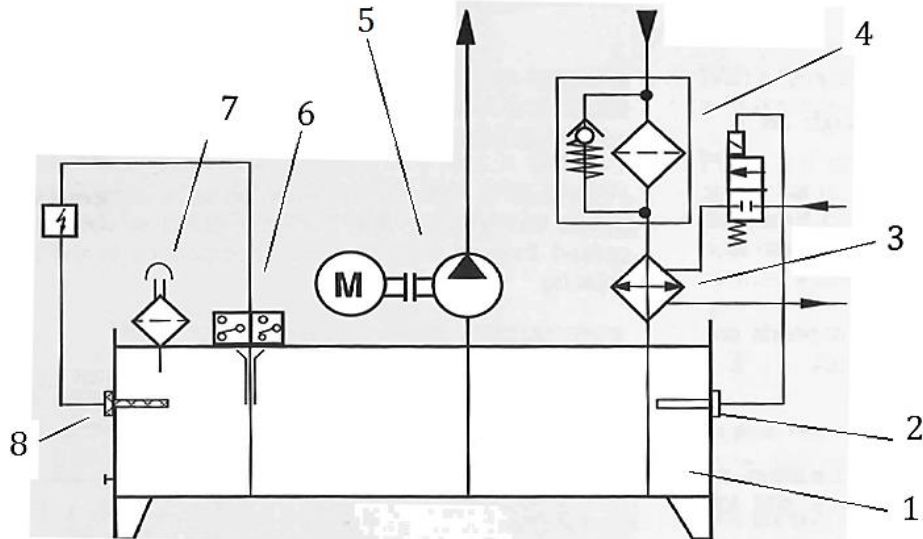
- Emiş ve dönüş boruları yağın içine girmeli,
- Boru uçları 45° kesilmeli
- Depo kesin sızdırmaz olmalı
- Emiş ve dönüş bölümleri bir perde ile ayrılmalı
- Depo iç yüzeyleri epoksi boya ile boyanmalı
- Yağ temizleme kapaklarından her yere ulaşılabilmesi



Şekil 16.2. Bir yağ tankının yapısı.

Hidrolik sistemlerde yağ tanklarında aşağıdaki donanımlar olabilir.

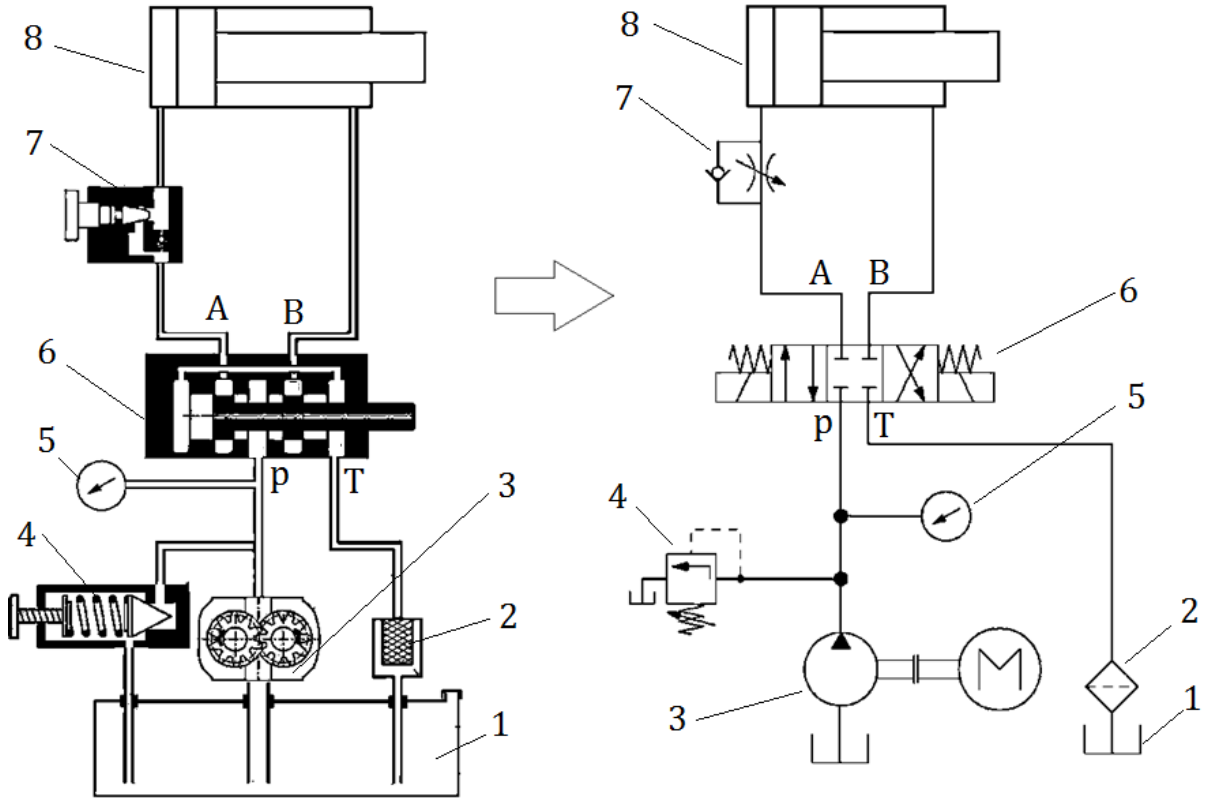
- a. Soğutucular
 - Sulu soğutucu
 - Havalı soğutucu
- b. Depo kapağı ve havalığı ile hava filtresi
- c. Sıcaklık ve seviye göstergesi
- d. Basınç şalteri ve basınç sensörü
- e. Debi ölçer
- f. Tekli ve çoklu manometre koruma valfi
- g. Elastik kaplin
- h. Manometreler



Şekil 16.3. Bir hidrolik sistemde yağ tankındaki donanımlar. Burada, (1) Tank gövdesi, (2) Sıcaklık sensörü, (3) Soğutucu, (4) Dönüş filtresi, (5) Motor-pompa grubu, (6) Basınç şalteri, (7) Nefeslik ve hava filtresi, (8) Seviye göstergesi.

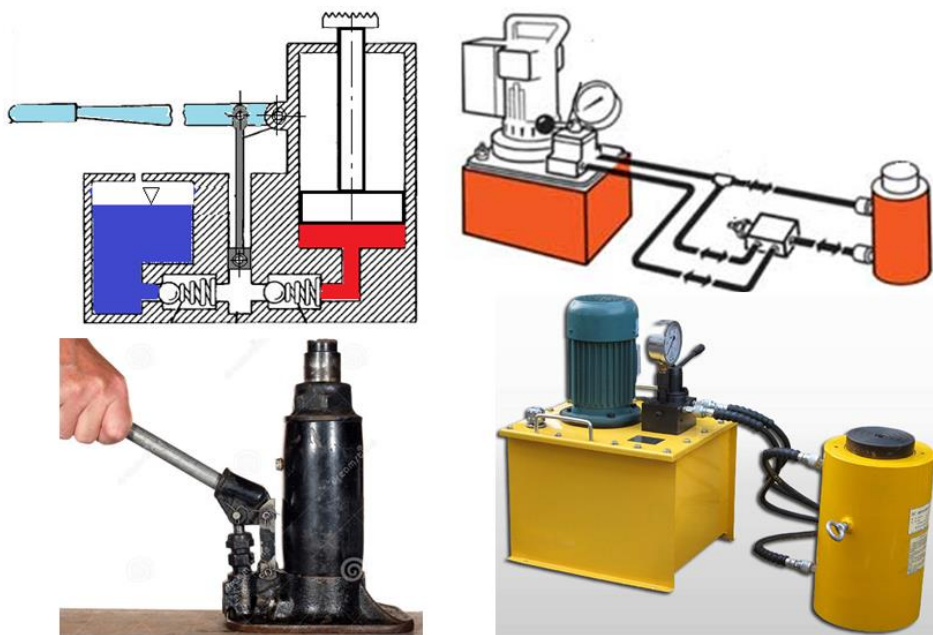
17. Hidrolik devre uygulamaları

Örnek 17.1. Şematik resimden standart semboller kullanarak devre oluşturma.

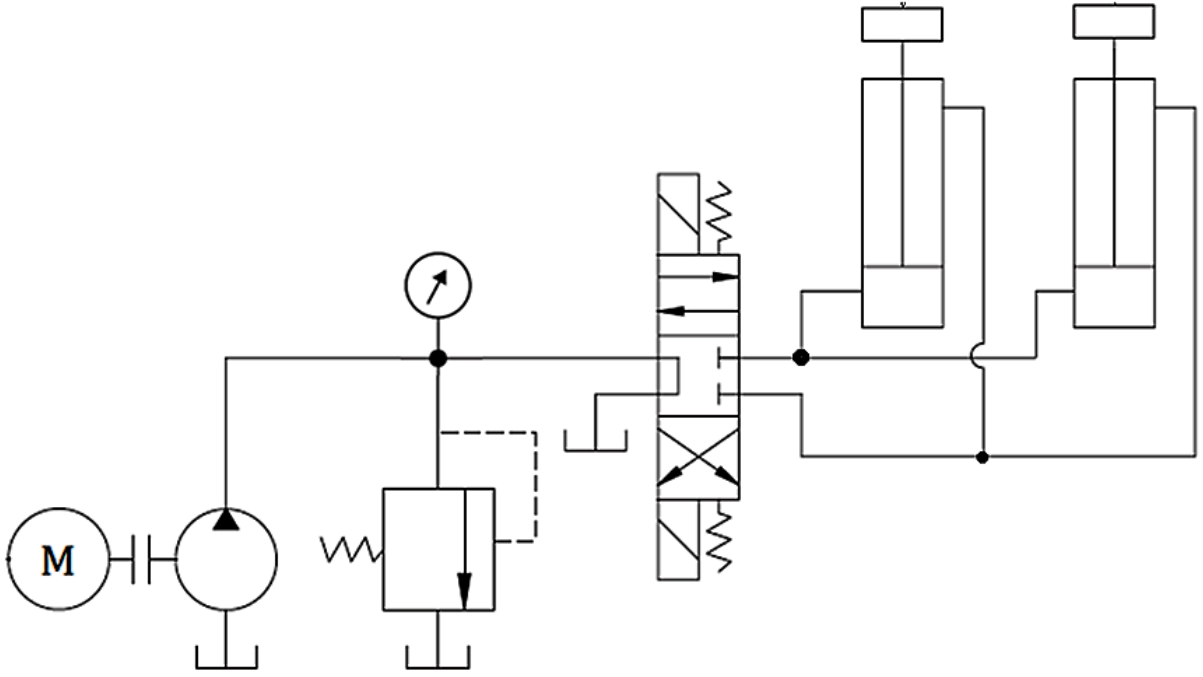


Burada: (1) Tank, (2) Dönüş filtresi, (3) Pompa, (4) Basınç emniyet valfi, (5) Manometre, (6) Yön denetim valfi, (7) Kısma valfi, (8) Hidrolik silindir.

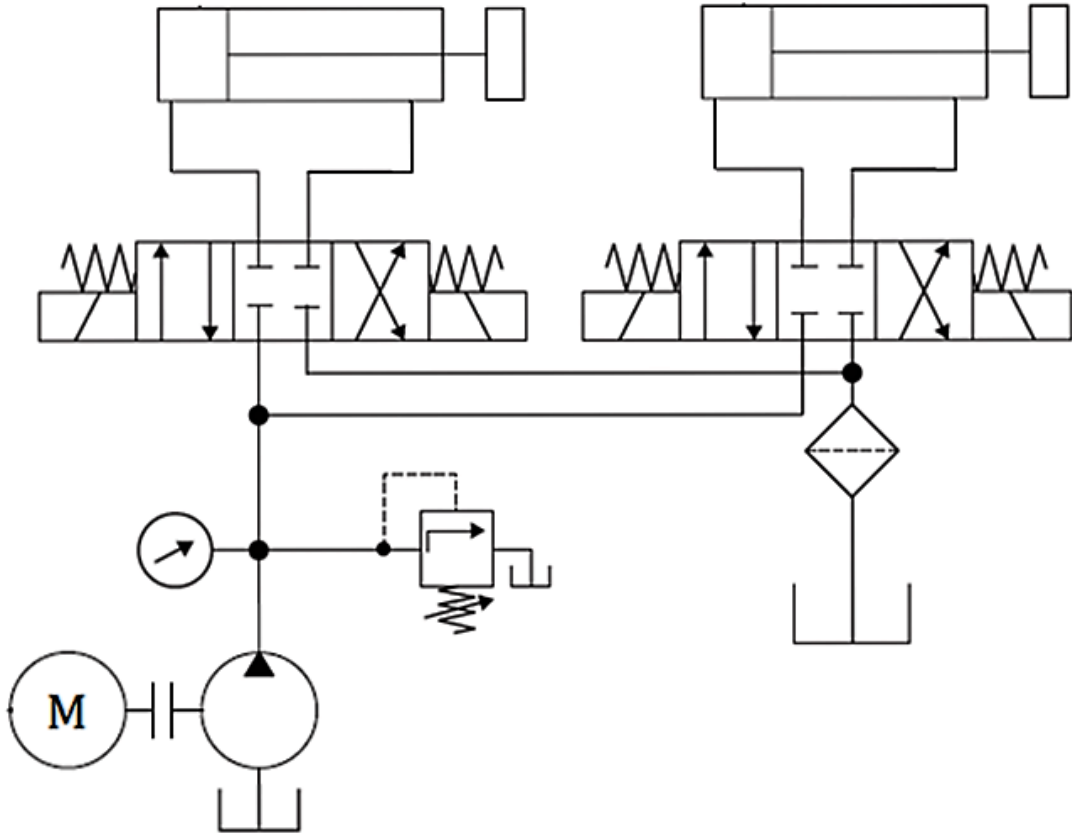
Örnek 17.2. Şekildeki hidrolik krikolara ait devre şemalarını oluşturunuz.



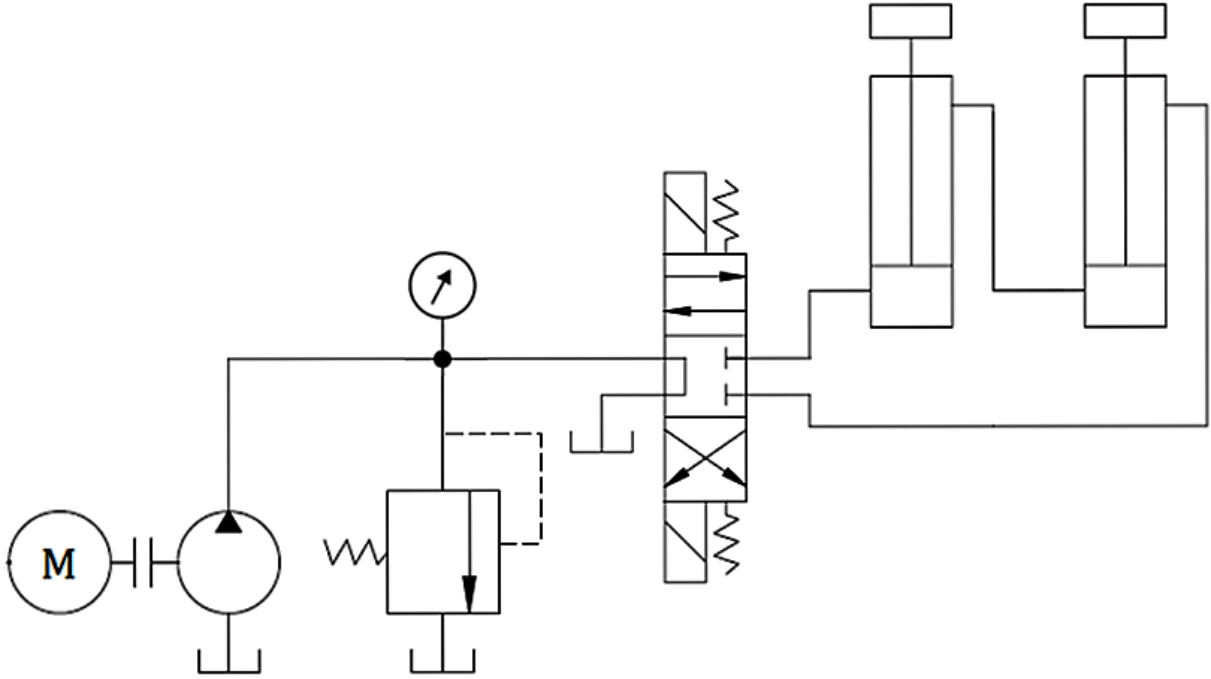
Örnek 17.3. İki hidrolik silindirin tek valfle paralel bağlanması (açık dolaşım)



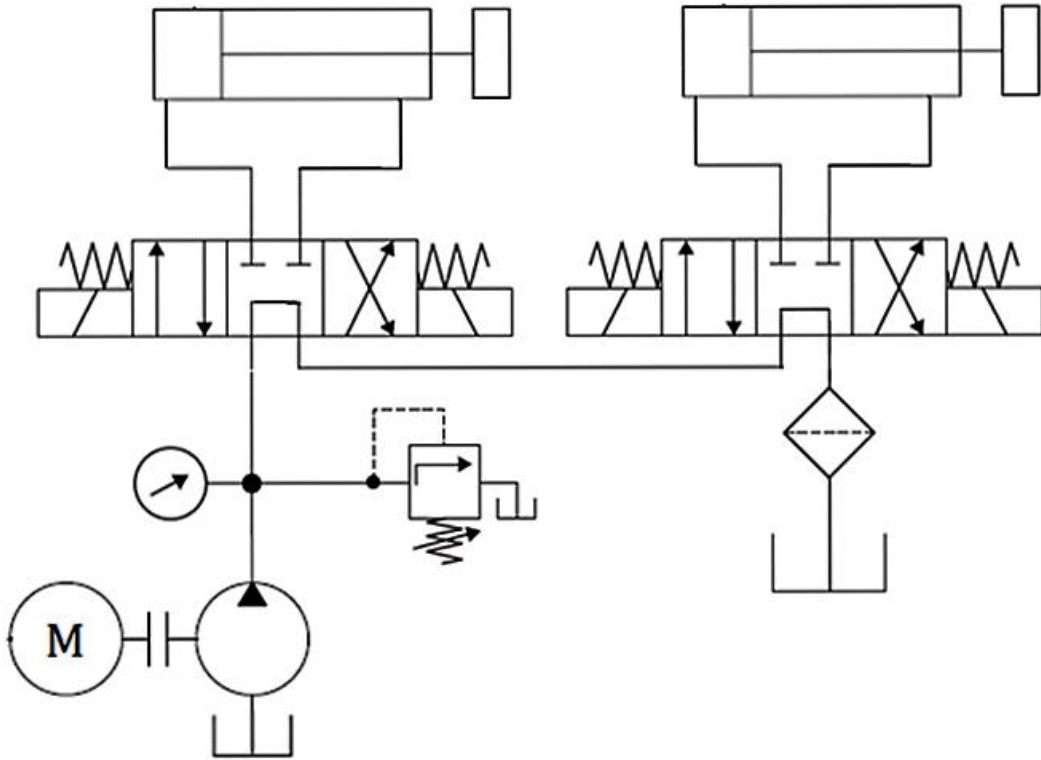
Örnek 17.4. İki hidrolik silindirin iki valfle paralel bağlanması (açık dolaşım)



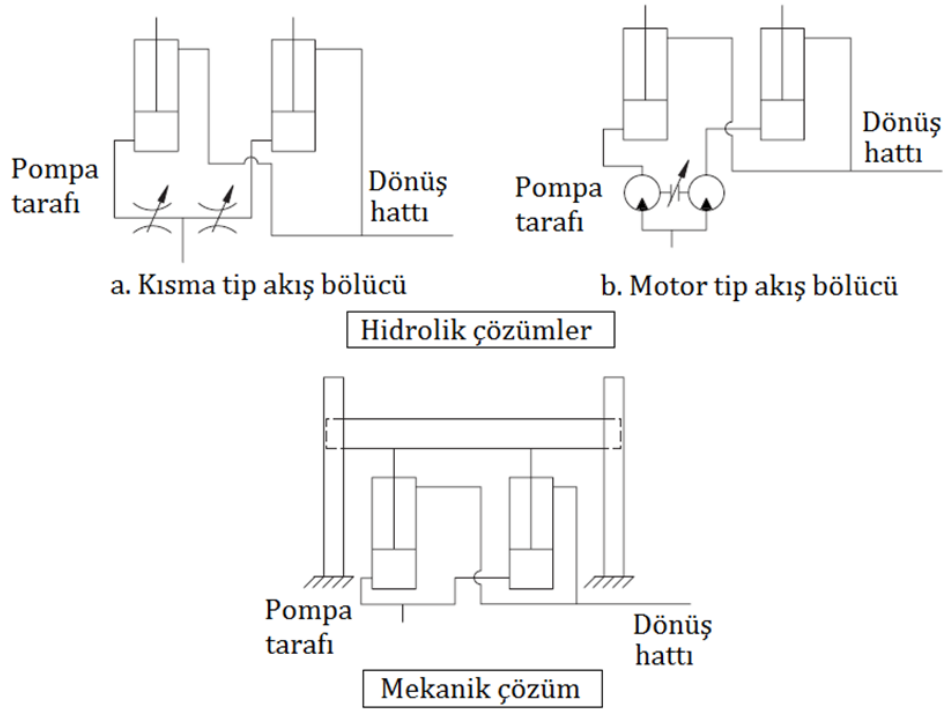
Örnek 17.5. İki hidrolik silindirin tek valfle seri bağlanması (açık dolaşım)



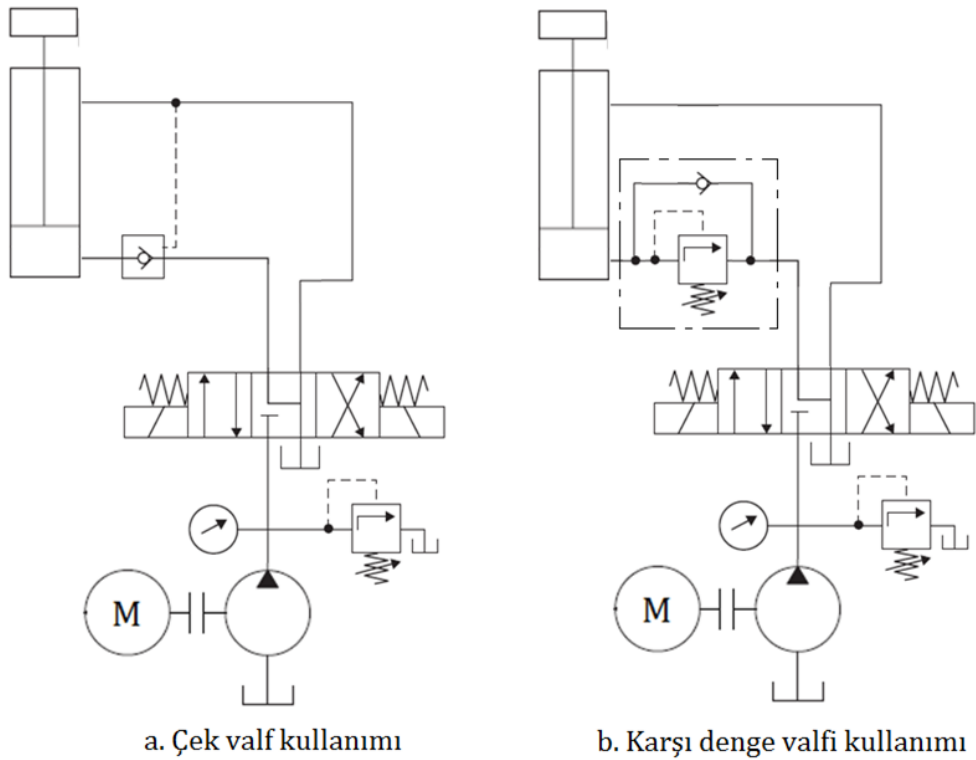
Örnek 17.6. İki hidrolik silindirin iki valfle seri bağlanması (açık dolaşım)



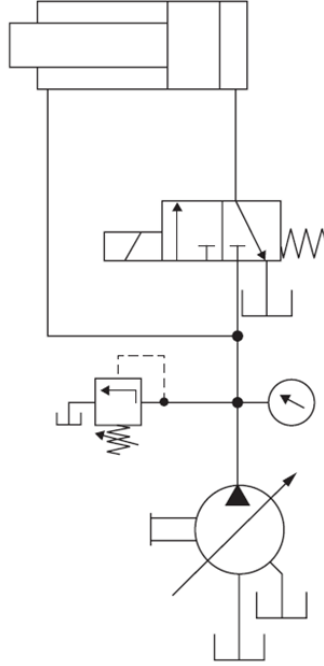
Örnek 17.7. İki hidrolik silindirin senkron hareket etmesi



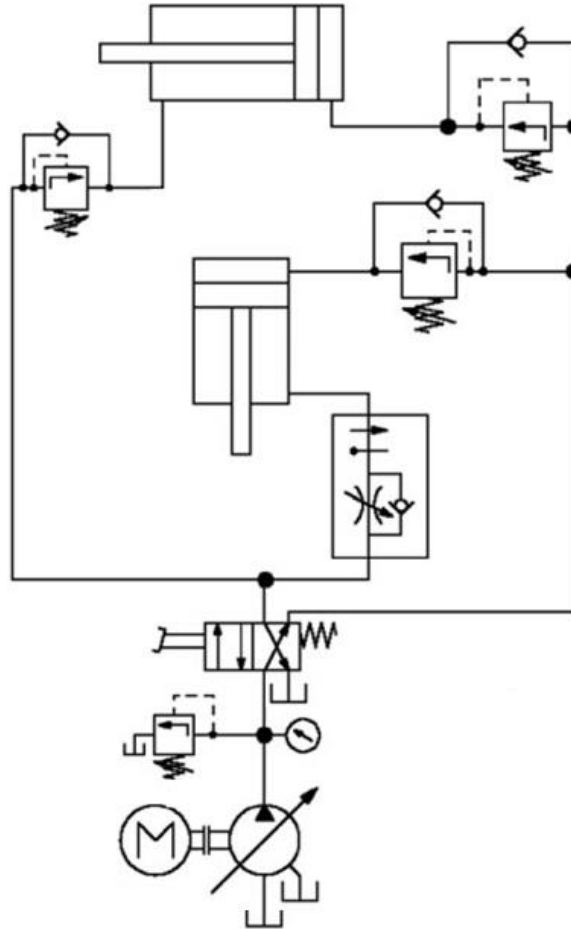
Örnek 17.8. Bir hidrolik silindirin yük altında bloke edilmesi, farkı açıklayınız.



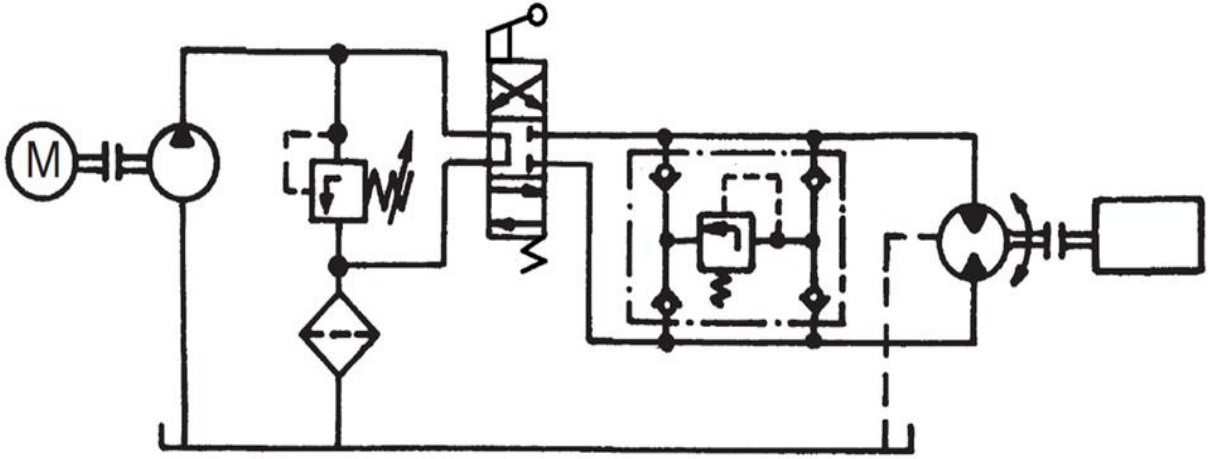
Örnek 17.9. Hızlandırılmış (Regenerative) devre uygulaması (açık dolaşım)



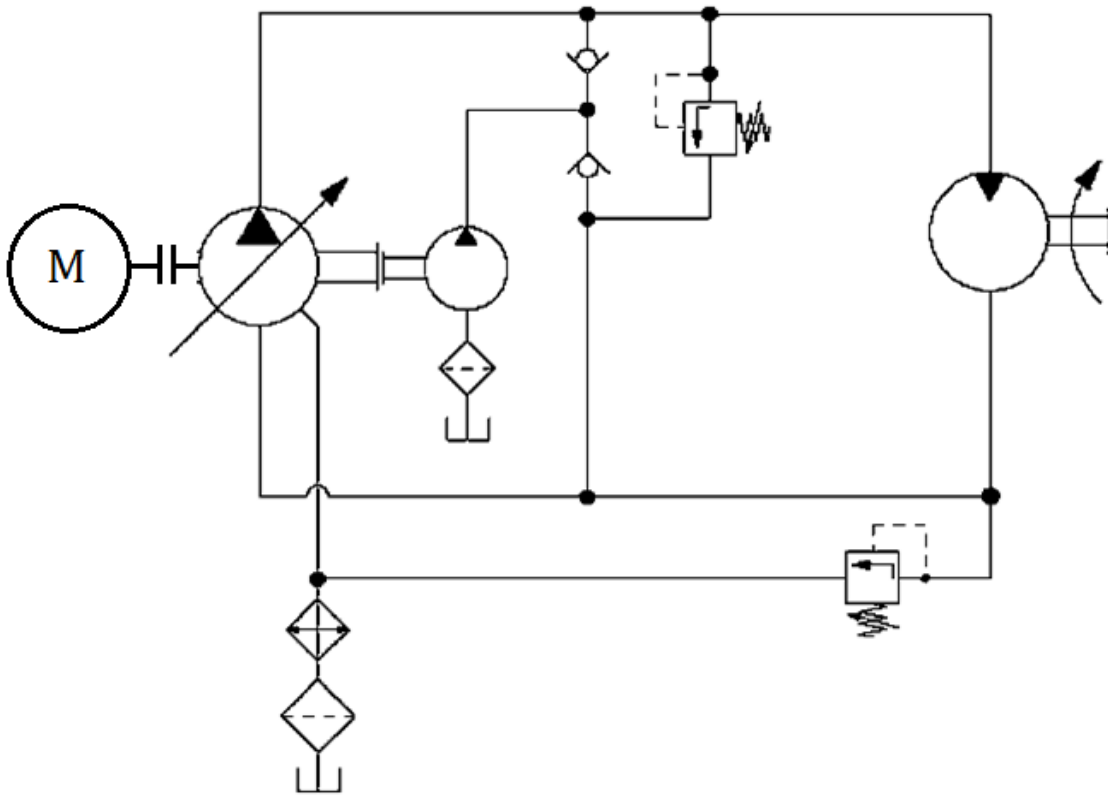
Örnek 17.10. Bir devrede hidrolik silindirlerin hareketlerini sıralama (açık dolaşım)



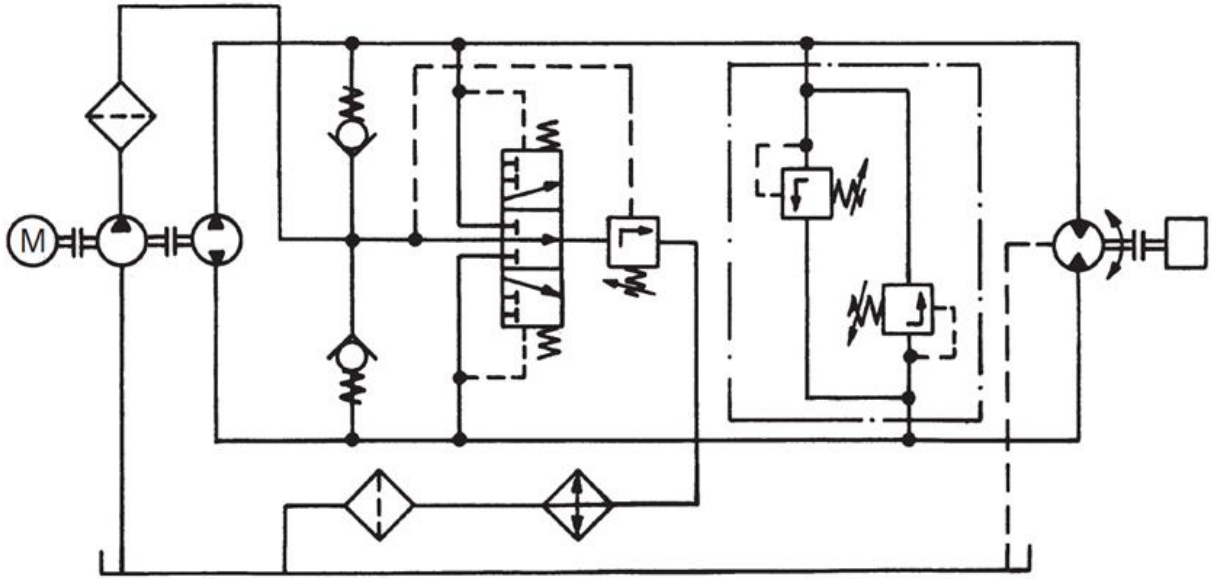
Örnek 17.11. Hidrolik motor devresi (açık dolaşım)



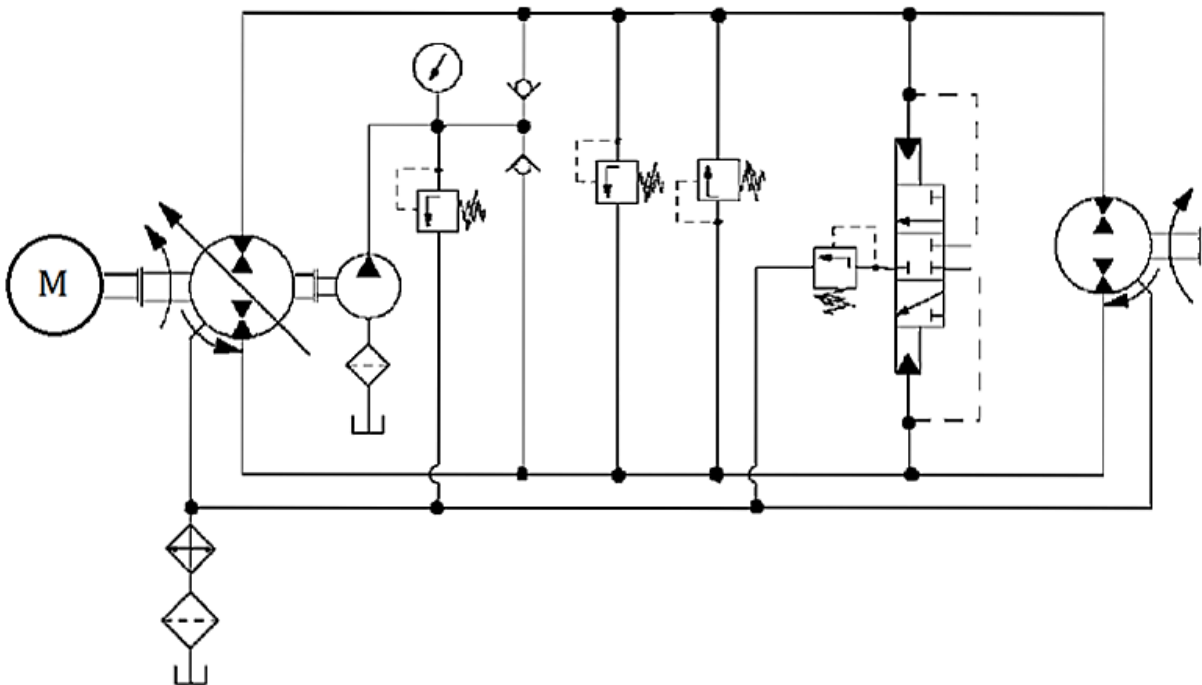
Örnek 17.12. Bir yöne dönen hidromotor devresi (kapalı dolaşım)



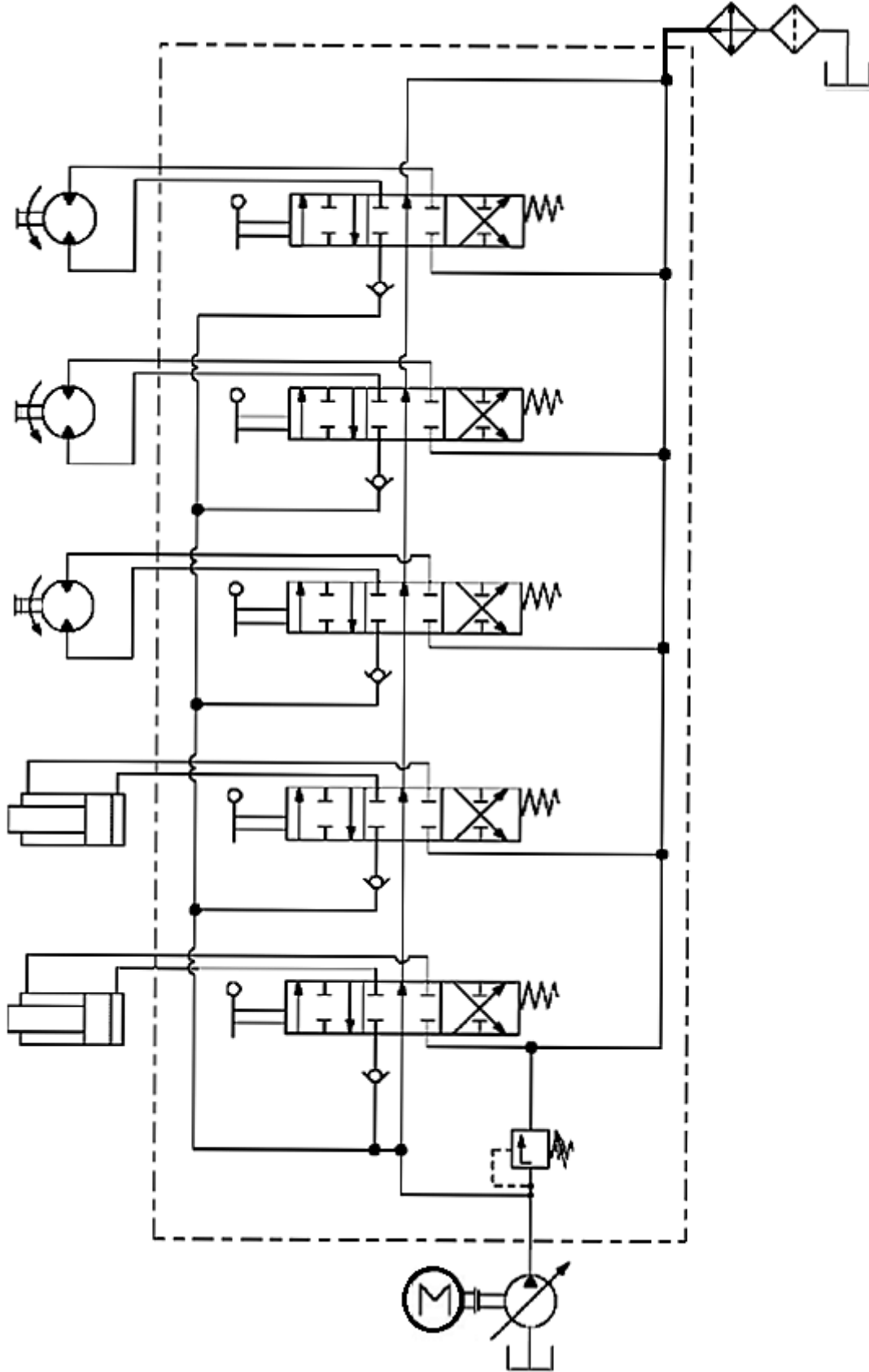
Örnek 17.13. İki yöne dönen hidromotor devresi (kapalı dolaşım)



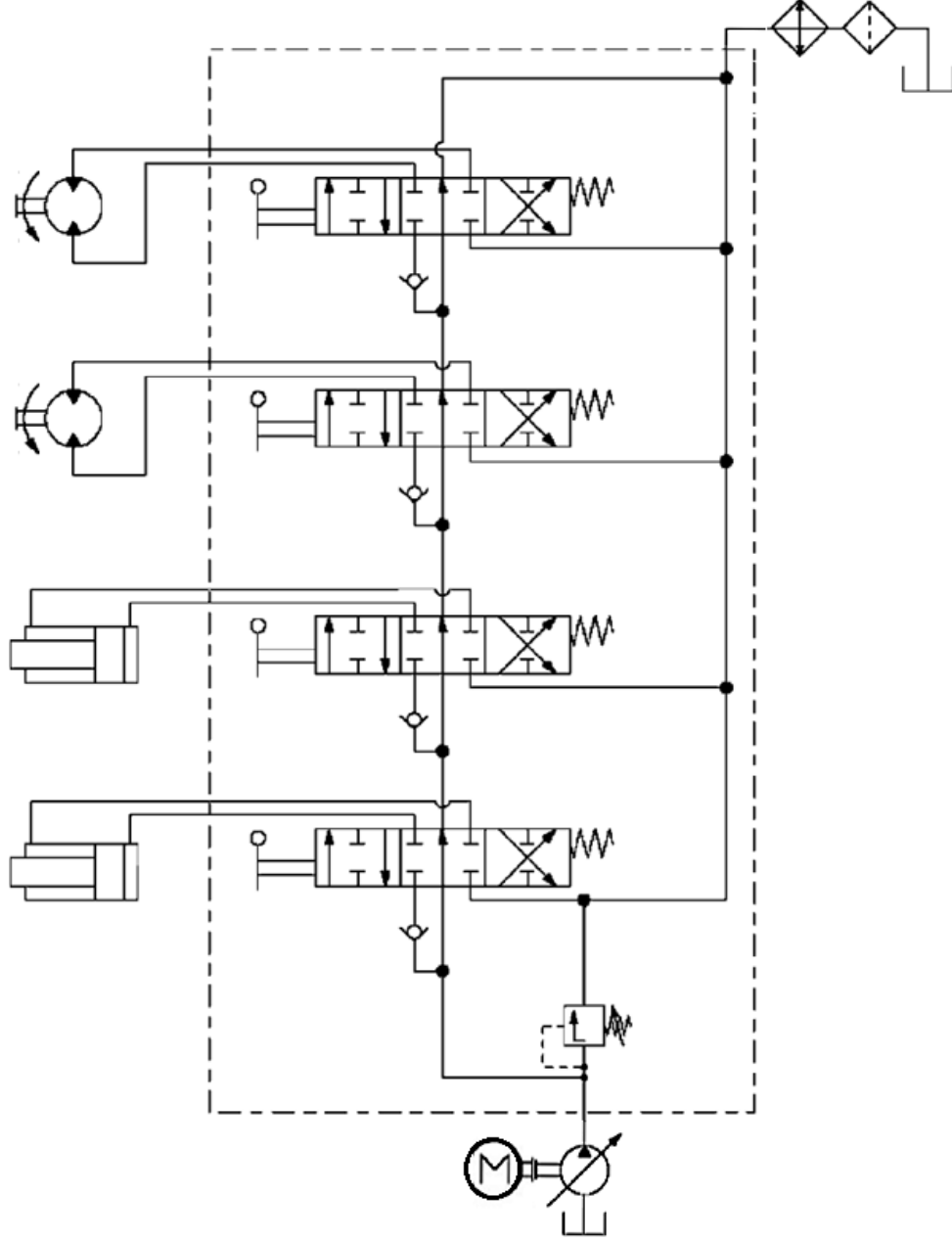
Örnek 17.14. İki yöne dönen hidromotor uygulaması (kapalı dolaşım)



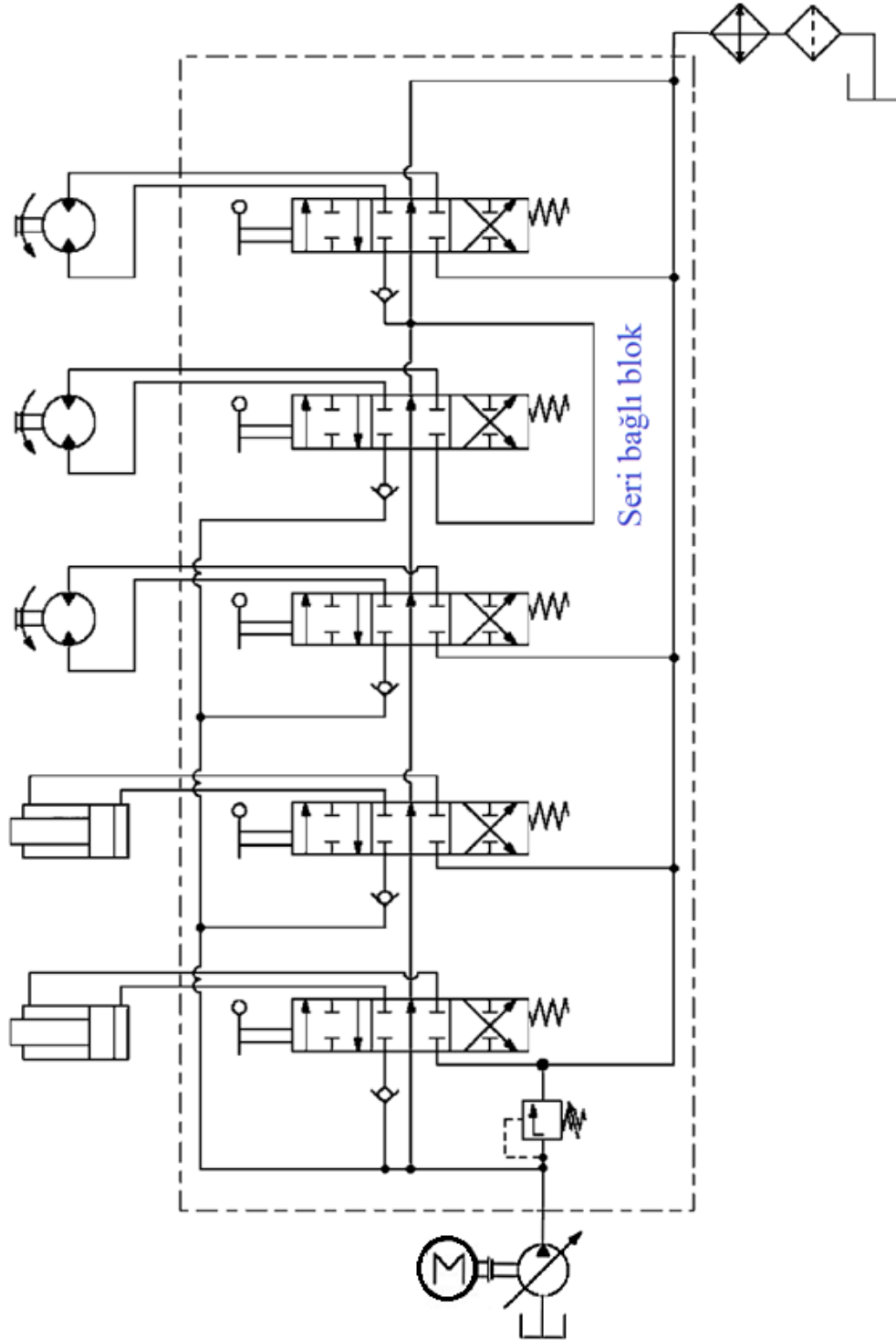
Örnek 17.15. Paralel bağlı aktuatörlerden oluşan mobil hidrolik devre (açık dolaşım)



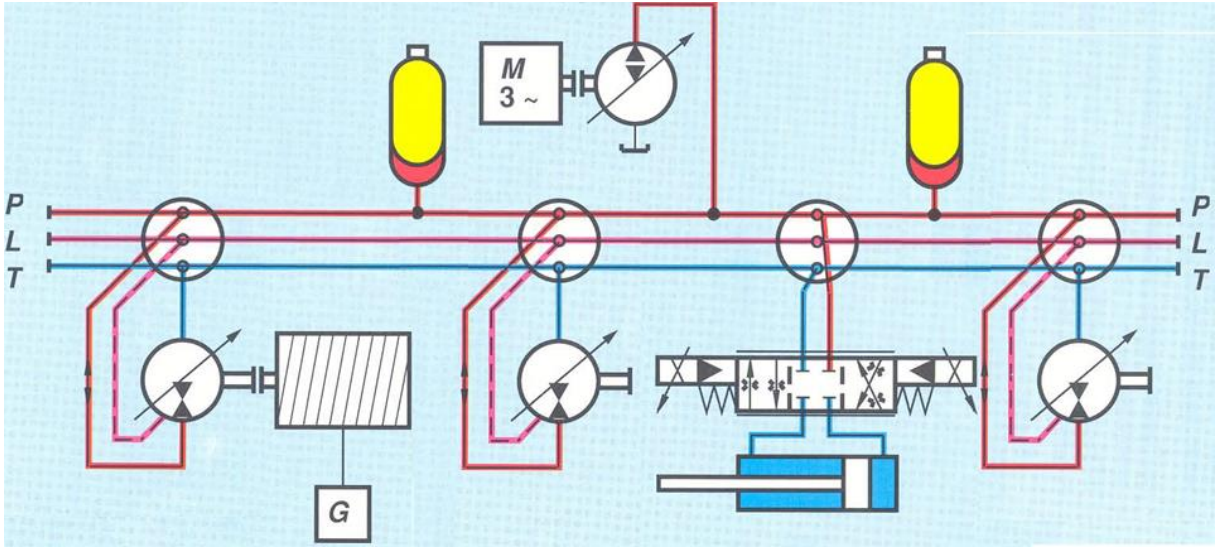
Örnek 17.16. Dizel motorla tahrik edilen, tandem bağlı aktuatörlerden oluşan mobil hidrolik devre uygulaması (açık dolaşım)



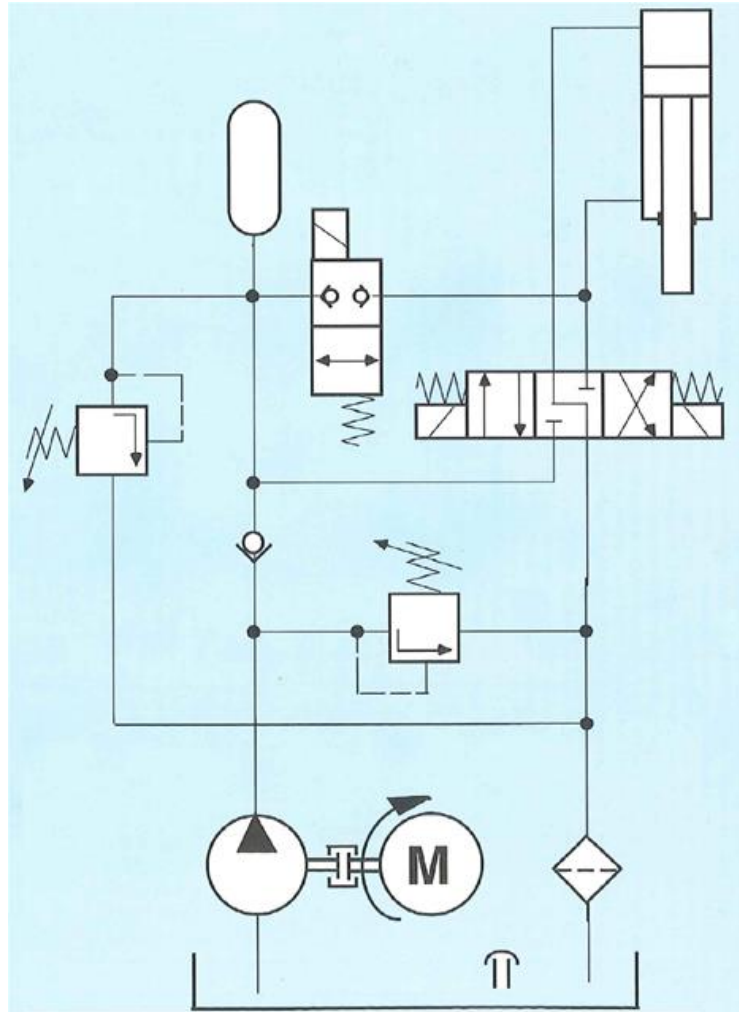
Örnek 17.17. Dizel motorla tahrik edilen, paralel ve seri bağlı aktuatörlerden oluşan mobil hidrolik devre uygulaması (açık dolaşım)



Örnek 17.18. Birden fazla hidrolik aktuatörün merkezi sistemden ikincil kontrolü



Örnek 17.19. Hidrolik akünün acil durum operasyonunda kullanımı (açık dolaşım)



Örnek 17.20. Bir iş makinasında pompa ile hidrolik motor arasındaki 5 m uzunluğundaki basınç hattında 14 mm çapında hortum kullanılmaktadır.

Devrede kullanılmakta olan hidrolik yağın yoğunluğu 0,9 kg/L ve viskozitesi 36,5 cSt dir. Laminer akış için kullanılabilecek maksimum pompa debisini ve pompa ile hidromotor arasındaki basınç kaybını hesaplayınız.

Çözüm:

Reynold sayısı,

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{v \times 0,014}{36,5 \times 10^{-6}} \leq 2000 \text{ laminer akış gereksinimi.}$$

$v = 5,2 \text{ m/s}$ (Genelde basınç hatlarında yağ hızı 5 m/s alınmaktadır.)

$$Q = v \cdot A = (5,2 \times \pi \times 1,4^2 / 4) \times 6 = 48 \text{ L/dak}$$

Laminer akış için sürtünme faktörü, f

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{2000} = 0,032$$

Darcy formülüne göre,

$$\Delta p = \rho \cdot f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \left(\frac{v^2}{2}\right) = 900 \times 0,032 \times \left(\frac{5}{0,014}\right) \left(\frac{5,2^2}{2}\right) \frac{1}{100.000} = 1,4 \text{ bar}$$

Örnek 17.21. Şekildeki test düzeneğine göre verilmekte olan yağın dinamik viskozitesini hesaplayınız.

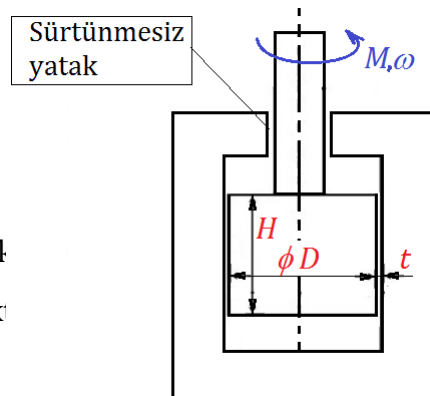
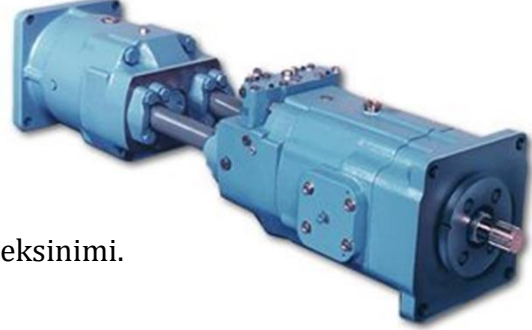
Verilenler:

- Dönen elemanın çapı, $D = 250 \text{ mm}$
- Elemanın yüksekliği, $H = 250 \text{ mm}$
- Aralık, $t = 1 \text{ mm}$
- Döndürme momenti, $M = 7 \text{ Nm}$ olarak ölçülmel
- Döndürme hızı, $n = 980 \text{ d/dak}$ olarak ölçülmek

Çözüm:

Reynold sayısı,

$$v = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi \times 980 \times 0,25}{60} = 12,83 \text{ m/s}$$



$$\mu = \frac{2tM}{\pi D^2 H v} = \frac{2 \times 10^{-3} \times 7}{\pi \times 0,25^2 \times 0,25 \times 12,83} = 0,022 \text{ Pas}$$

Örnek 17.22. Kapalı ve esnemeyen (rijit) bir kap içinde hidrolik yağ bulunmaktadır. Sıcaklığın artmasına bağlı olarak basınç artışını hesaplayınız.

Verilenler:

Termal genişleme katsayısı, $\alpha = 7 \times 10^{-4} \text{ (1/}^\circ\text{C)}$

Elastiklik modülü, $E = 14000 \text{ bar}$

Sıcaklık artışı, $70 \text{ }^\circ\text{C}$

Çözüm:

Basınç artışı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Delta p = \alpha \cdot E \cdot \Delta T$$

$$\Delta p = 0,0007 \times 14000 \times 70 = 68,6 \text{ bar}$$

Örnek 17.23. Şekilde verilmekte olan hidrolik pres 300 mm derinlikte paslanmaz kaplar basmaktadır. Bir sacın 300 mm basılması için geçen süreyi hesaplayınız.

Verilenler:

Pres basıncı $p = 340 \text{ bar}$

Pompa debisi, $Q = 200 \text{ L/dak}$

Yağın hacimsel esneklik modülü, $E = 12000 \text{ bar}$

Hidrolik silindir çapı, $D = 800 \text{ mm}$

Toplam strok, $L = 1000 \text{ mm}$

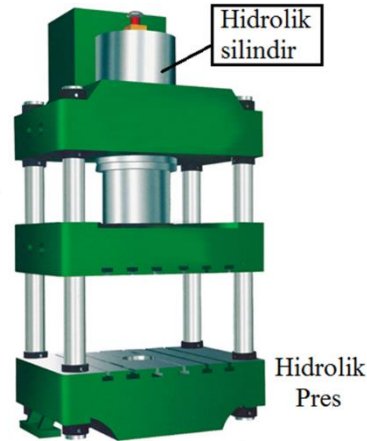
Baskı stroğu, $L_1 = 300 \text{ mm}$

Çözüm:

Silindir toplam hacmi,

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} = \frac{\pi \times 8^2 \times 10}{4} = 502,6 \text{ L}$$

Pistonun 300 mm hareket etmesi için geçen zaman,



$$t_1 = \frac{L_1 A}{Q} = \frac{3 \pi x 8^2}{4 \times 200} = 0,75 \text{ dak} = 45,2 \text{ s}$$

Silindir iç basıncının 350 bar basınca yükselmesi için geçen zaman,

$$t_2 = \frac{V \Delta p}{E Q} = \frac{502,6}{1200} \times \frac{340}{200} = 0,06 \text{ dak} = 3,8 \text{ s}$$

Toplam baskı zamanı,

$$t = t_1 + t_2 = 45,2 + 3,8 = 49 \text{ s}$$

Örnek 17.24. Aşağıda verilen parametrelere göre bir litre hava ve yağ ortamlarında depolanabilecek enerji miktarını karşılaştırınız.

Veriler:

İlk basınç, $p_1=0$

Ulaşılabilecek maksimum basınç, $P_2= 15 \text{ MPa}$

Politropik üs, $n=1,3$

Yağ için hacimsel esneklik modülü, $E_y=1,4.10^9 \text{ Pa}$

Çözüm:

Havada depolanabilecek enerji;

$$E = \frac{10^{-3} \cdot 15^{1/1,3}}{n - 1} \left[15^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 0 \right] = 0,05 \text{ MJ} = 50.000 \text{ J}$$

Yağ bünyesinde depolanabilecek enerji;

$$E = \frac{V_2}{E_y^2} \left[\frac{1}{2} (E_y - p_2) \cdot (p_1^2 - p_2^2) + \frac{1}{3} (p_1^3 - p_2^3) \right]$$

$$E = \frac{10^{-3}}{(1,4 \cdot 10^9)^2} \left[\frac{1}{2} (1,4 \cdot 10^9 - 15 \cdot 10^6) \cdot (0 - (15 \cdot 10^6)^2) + \frac{1}{3} (0 - (15 \cdot 10^6)^3) \right] = 80 \text{ J}$$

Örnek 17.25. Pistonlu bir pompanın bastığı yağın içindeki hava kabarcıklarındaki sıcaklık artışını hesaplayınız.

Verilenler:

Pompa basıncı $p=400 \text{ bar}$

Başlangıç sıcaklığı, $T_i=20 \text{ C}$

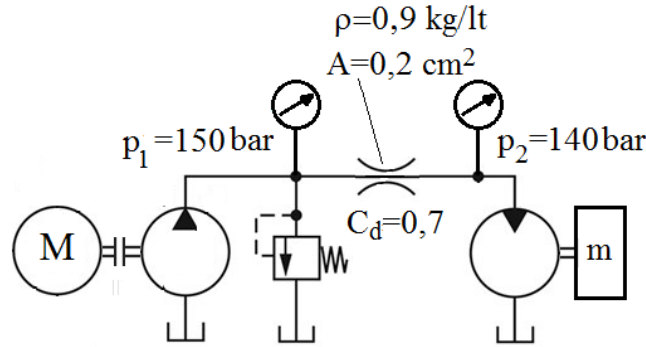
Çözüm:

Sıcaklık artışı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$T = T_i \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293,15 \left(\frac{401}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1625^0 K$$

$$\Delta T = T - T_i = 1625 - 293,15 = 1331,85^0 K = 1058,7^0 C$$

Örnek 17.26. Verilmekte olan şekildeki debi denetim valfinin özelliklerine göre valf üzerinden geçen debiyi hesaplayınız.



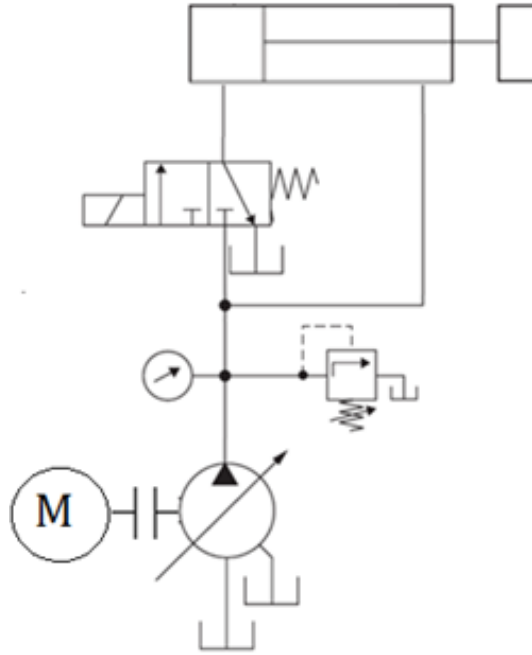
$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

$$Q = 0,7 \times 0,2 \times 60 \times \sqrt{\frac{2}{0,9} (150 - 140)}$$

$$Q = 39,6 \text{ lt/dak}$$

Örnek 17.27. Çift etkili bir silindir hızlandırılmış devre şeklinde hareket ettirilecektir.

Basınç emniyet valfinin ayar basıncı 70 bar olarak ayarlanmıştır. Piston çapı $D=140 \text{ mm}$ ve piston kolu çapı $d=80 \text{ mm}$ olarak verilmektedir. Pompa debisi 75 lt/dak olduğuna göre, silindirin ileri ve geri hareketinde kuvvet ve hız değerlerini hesaplayınız.



Çözüm:

Piston alanı,

$$A_P = \pi D^2 / 4 = \pi \times 14^2 / 4 = 154 \text{ cm}^2$$

Piston kolu alanı,

$$A_R = \pi d^2 / 4 = \pi \times 8^2 / 4 = 50,2 \text{ cm}^2$$

a. Silindirin açılması esnasında hız ve kuvvet değerleri,

$$v_a = Q / A_R = \frac{75 \times 1000}{50,2} = 1494 \text{ cm/dak} = 0,25 \text{ m/s}$$

$$F_a = p A_R = 70 \times 50,2 = 3514 \text{ daN} = 35140 \text{ N}$$

b. Silindirin kapanması esnasında hız ve kuvvet değerleri,

$$v_k = \frac{Q}{A_P - A_R} = \frac{75 \times 1000}{154 - 50,2} = 722,5 \text{ cm/dak} = 0,12 \text{ m/s}$$

$$F_a = p (A_P - A_R) = 70 \times (154 - 50,2) = 7266 \text{ daN} = 72660 \text{ N}$$

Örnek 17.28. Şekilde görülmekte olan çift etkili hidrolik silindir kesintisiz olarak ileri ve



geri hareket yapmaktadır.

Verilenler:

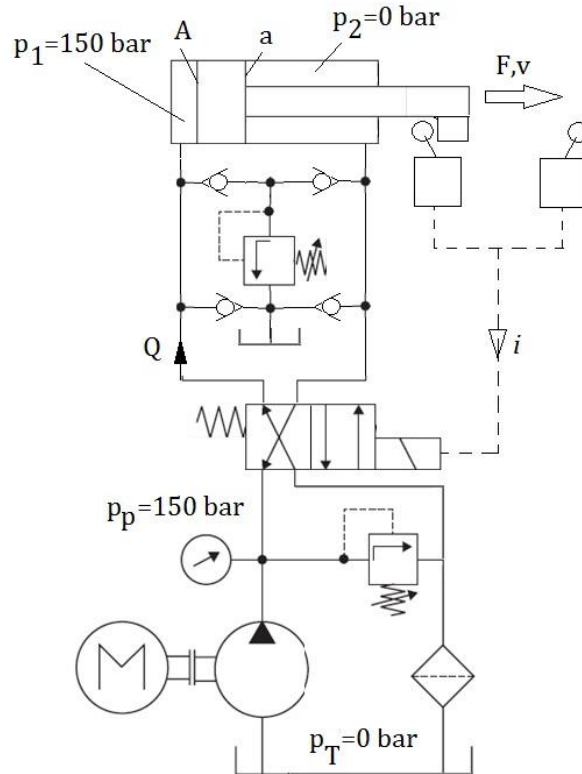
- Hidrolik devrede basınç emniyet valfinin ayar basıncı: 150 bar
- Hidrolik silindirin ileri hareket hızı: 0,12m/s
- Hidrolik silindirin iç çapı: 80 mm
- Hidrolik silindirin piston kolu çapı: 40 mm
- Devredeki basınç kayıpları ve hidrolik silindirdeki kayıplar ihmal edilmektedir.
- Pompa milinin dönme hızı: 1450 d/d

İstenenler:

- a. Hidrolik devre şemasını çiziniz.
- b. Hidrolik silindirin itme kuvvetini hesaplayınız.
- c. Pompanın hacmini hesaplayınız.
- d. Tüm kayıpları ihmal ederek elektrik motoru gücünü hesaplayınız.

Çözüm:

- a. Hidrolik devre şeması aşağıdaki gibi çizilebilir. Burada hidrolik silindirin ileri ve geri sürekli hareketi sınır şalterleri tarafından sağlanmaktadır.



Devrede hidrolik kayıplar ve basınç düşüşleri göz önüne alınmamıştır.

$$b. F = p \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 150 \times \pi \times 8^2 / 4 = 7540 \text{ daN} = 75400 \text{ N}$$

$$c. A = \pi \cdot D^2 / 4 = \pi \times 0,8^2 / 4 = 0,5 \text{ dm}^2$$

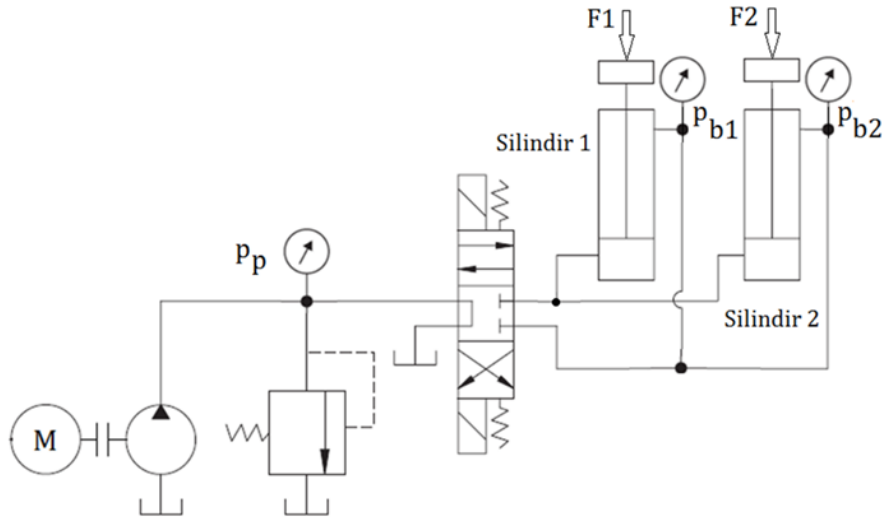
$$Q = v \cdot A = 0,5 \times 0,12 \times 600 = 36,2 \text{ lt/dak}$$

$$V_p = \frac{1000 \cdot Q}{n} = \frac{1000 \times 36,2}{1450} = 25 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

$$d. N = F \cdot v = p \cdot Q = 75400 \times 0,12 = 9000 \text{ W}$$

Örnek 17.29. Şekilde verilmekte olan devrede,

- Silindirlerin paralel bağlanması durumunda, iki silindirin açılması aynı anda olabilir mi araştırınız.
- Silindirlerin seri bağlanması durumunu irdeleyiniz.



Verilenler,

Devrede basınç emniyet valfinin ayar basıncı, $p_p=200 \text{ bar}$

Pompa debisi, $Q= 20 \text{ lt/dak}$

Silindir 1 için;

Piston çapı, $D_1=100 \text{ mm}$,

Piston kolu çapı, $d_1=40 \text{ mm}$,

Kaldırılan yük, $F_1=7854 \text{ daN}$,

Yüksüz durumda silindir açılırsa basınç emniyet valfinden okunan basınç, $p_{s1}= 6 \text{ bar}$

Dönüş hattındaki dirençlerden karşı basınç, $p_{b1}= 1,5 \text{ bar}$

Silindir 2 için;

Piston çapı, $D_2=80$ mm,

Piston kolu çapı, $d_2=30$ mm,

Kaldırılan yük, $F_2=4524$ daN,

Yüksüz durumda silindir açılırsa basınç emniyet valfinden okunan basınç, $p_{s2}= 4,5$ bar

Dönüş hattındaki dirençlerden karşı basınç, $p_{b2}= 1,0$ bar

Çözüm:

a. Silindir 1 için:

Piston alanı; $A_{p1} = \pi D_1^2/4 = \pi \times 10^2/4 = 78,54 \text{ cm}^2$

Piston kolu alanı; $A_{r1} = \pi (D_1^2 - d_1^2)/4 = \pi \times (10^2 - 4^2)/4 = 65,97 \text{ cm}^2$

Toplam sürtünme direnç kuvveti;

$$F_{f1} = p_{s1}A_{p1} - p_{b1}A_{r1} = 6 \times 78,54 - 1,5 \times 65,97 = 372,3 \text{ daN}$$

Silindirin açılması esnasında oluşan basınç,

$$p_1 = (F_{f1} + F_1 - p_{b1}A_{r1})/A_{p1} = (372,3 + 7854 + 1,5 \times 65,97)/78,54 = 103,5 \text{ bar}$$

Silindir 2 için:

Piston alanı; $A_{p2} = \pi D_2^2/4 = \pi \times 8^2/4 = 50,26 \text{ cm}^2$

Piston kolu alanı; $A_{r2} = \pi (D_2^2 - d_2^2)/4 = \pi \times (8^2 - 3^2)/4 = 43,2 \text{ cm}^2$

Toplam sürtünme direnç kuvveti;

$$F_{f2} = p_{s2}A_{p2} - p_{b2}A_{r2} = 4,5 \times 50,26 - 1,0 \times 43,2 = 183 \text{ daN}$$

Silindirin açılması esnasında oluşan basınç,

$$p_2 = (F_{f2} + F_2 - p_{b2}A_{r2})/A_{p2} = (183 + 4524 + 1,0 \times 43,2)/43,2 = 110 \text{ bar}$$

Burada basınç emniyet valfinin ayar basıncı 150 bar olarak verilmektedir. Pompa çalıştığında basınç yükselmeye başlayacaktır. Basınç seviyesi $p_1=103,5$ bar seviyesine ulaştığında 1 nolu silindir açılmaya başlayacaktır. Daha sonra basınç yükselecek ve $p_2=110$ bar seviyesine ulaştığında 2 nolu silindir harekete başlayacaktır. Her iki silindir

de tamamen açıldıktan sonra basınç 200 bar seviyesine yükselecek ve pompadan çıkan yağ basınç emniyet valfi üzerinden tanka dönecektir. Bu esnada silindirler sabit durumda kalacaklardır.

b. Silindirlerin seri bağlantısının aşağıdaki gibi yapıldığını var sayalım.

Bu durumda silindir 2 nin açılması için 110 bar basınç gerekeceğine göre sistemin çalışması için silindir 1 e uygulanması gereken basınç değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$p_1 = (F_{f1} + F_1 - p_{b1}A_{r1})/A_{p1} = (372,3 + 7854 + 110 \times 65,97)/78,54 = 197,1 \text{ bar}$$

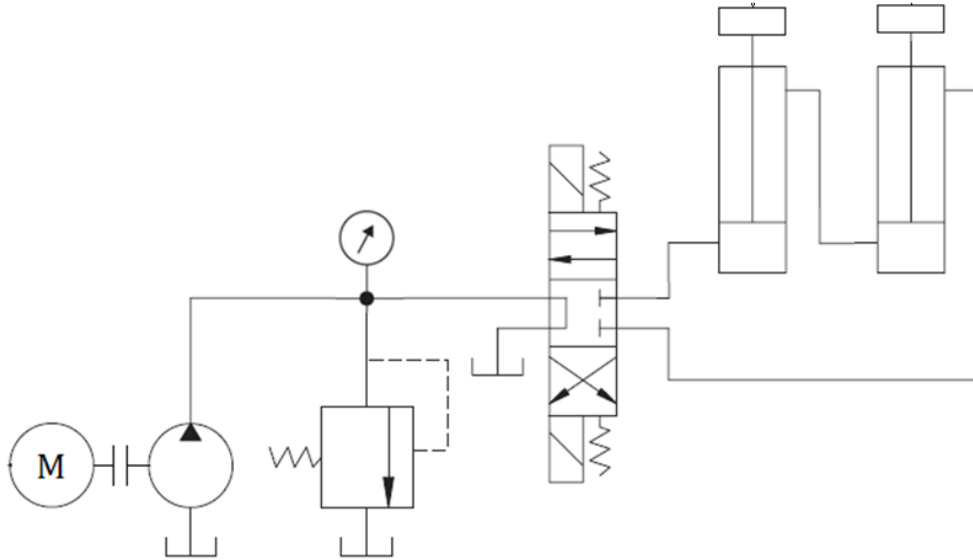
Basınç 197,1 bar a ulaştığında iki silindir birlikte hareket etmeye başlayacaktır.

Eğer $A_{r1} = A_{p2}$ olarak seçilecek olursa her iki silindir de aynı miktarda açılacaktır.

Ancak bu teorik bir açıklamadır. Gerçekte iç kaçakların etkisi ile bir miktar sapma söz konusu olabilir.

Silindir 1 in açılma hızı,

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_{p1}} = \frac{20 \times 1000}{78,54 \times 60} = 4,24 \text{ cm/s}$$



Silindir 2 nin debisi,

$$Q_2 = v_1 A_{r1} = 4,24 \times 65,97 = 279,7 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Silindir 2 nin açılma hızı,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$v_2 = \frac{Q_2}{A_{p2}} = \frac{279,7}{50,26} = 5,56 \text{ cm/s}$$

$A_{p2} < A_{r1}$ olduğu için silindir 2, silindir 1 den hızlıdır. Açılma hızlarının eşit olması için $A_{p2} = A_{r1}$ olmalıdır.

Şimdi silindirlerin açılma miktarlarını inceleyelim, silindir 1 in 1 m açılması durumunda silindir 2 nin açılma miktarı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$x_2 = \frac{x_1 A_{r1}}{A_{p2}} = \frac{100 \times 65,97}{50,26} = 131,2 \text{ cm}$$

Örnek 17.30. Şekilde görülmekte olan hidrolik liftte iki adet çift etkili hidrolik silindir kullanılmaktadır.

Verilenler:

Hidrolik devre emniyet valfinin ayar basıncı: 150 bar

Hidrolik silindirin ileri hareket hızı: 0,046 m/s

Hidrolik silindirin iç çapı: 100 mm

Hidrolik silindirin piston kolu çapı: 40 mm

Devredeki basınç kayıpları ve hidrolik silindirdeki kayıplar ihmal edilmektedir.

Pompa milinin dönme hızı: 1450 d/d

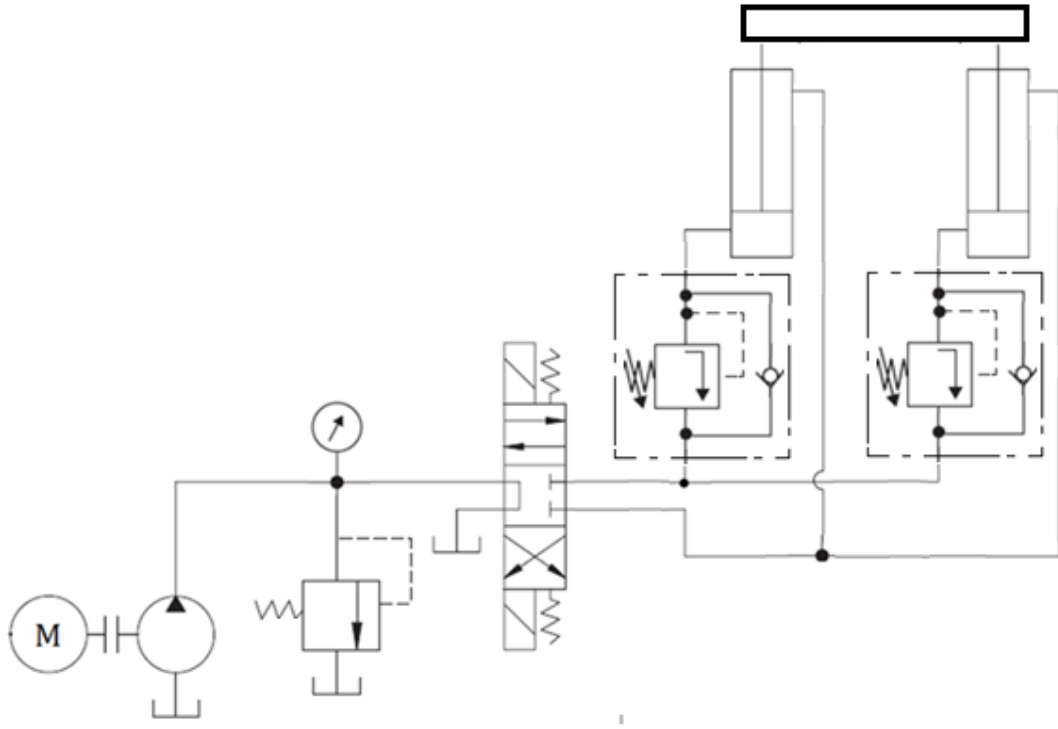
İstenenler:

- Hidrolik devre şemasını çizin
- Hidrolik silindir itme kuvvetini hesaplayınız
- Pompa hacmini hesaplayınız
- Sistemde gerekli elektrik motorunun gücünü hesaplayınız

Çözüm:

- Devre şeması aşağıda verilmektedir. Burada iki silindirin senkronizasyonu mekanik sistem desteği ile gerçekleşmektedir.





b. Hidrolik silindir itme kuvveti,

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 8^2}{4} = 50,26 \text{ cm}^2$$

$$F = p \cdot A = 150 \times 50,26 = 7540 \text{ daN}$$

c. Pompa hacmi,

$$Q = 2 \cdot A \cdot v = 2 \times 50,26 \times 0,046 \times 100 = 462,4 \text{ cm}^3/\text{s} = 27,74 \text{ lt/dak}$$

$$V_p = \frac{1000 \cdot Q}{n} = \frac{1000 \times 27,74}{1450} = 19,13 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

d. Elektrik motorunun gücü

Sistemde pompa olarak dıştan dişli pompa kullanılmasına karar verilmiştir. Buna göre bölüm 1 den sistem verimi $\eta_t = \%70$ olarak belirlenmiştir.

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta_t} = \frac{150 \times 27,74}{600 \times 0,70} = 9,9 \text{ kW}$$

Örnek 17.31. Bir hidrolik presin ana silindirinde, pompa basıncını arttırmak için şekildeki mekanizma kullanılmaktadır.

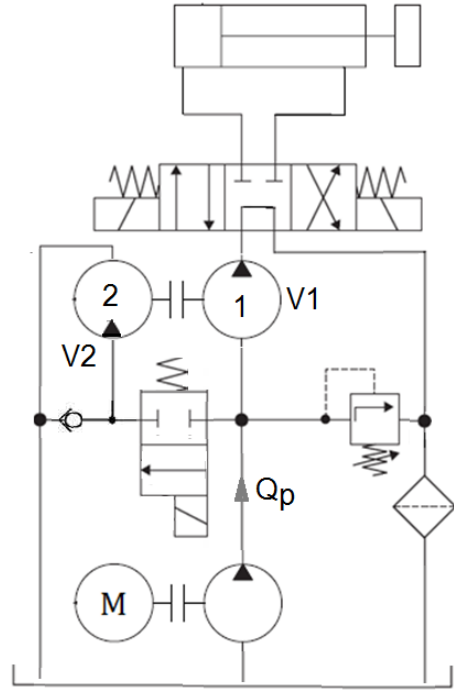
Verilenler,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$\begin{aligned} V_1 &= V_2 \\ Q_p &= 10 \text{ l/min} \\ p_p &= 200 \text{ bar} \\ \eta_{1v} = \eta_{2v} &= 0,95 \\ \eta_{1hm} = \eta_{2hm} &= 0,85 \\ A_K &= 100 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

İstenenler,

- Basınç artışı ve itme kuvvetini hesaplayınız.
- Basınç arttırma mekanizması kullanılmadan, sıkma işlemi sırasında piston maksimum hızını hesaplayınız.
- Basınç arttırma mekanizması açıldığında, sıkma işlemi sırasında pistonun maksimum hızı hesaplayın.



Çözüm:

- Silindirde itme kuvveti aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} F_{\max} &= p_k \cdot A_k & (A_k &= \text{Piston alanı}) \\ p_k &= p_p + \Delta p_1 & (\Delta p_1 &= \text{Pompa 1 üzerinde basınç düşüşü}) \\ M_1 &= M_2, & (M_1 &= \text{Pompa}; M_2 = \text{Motor}) \\ M_2 &= \eta_{2hm} \cdot \frac{\Delta p_2 \cdot V_2}{2\pi} & \Delta p_2 = p_p \text{ ve } p_T = 0 \\ M_1 &= \frac{\Delta p_1 \cdot V_1}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{1hm}} \\ \frac{\Delta p_1 \cdot V_1}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{1hm}} &= \eta_{2hm} \cdot \frac{\Delta p_2 \cdot V_2}{2\pi} \\ p_k &= p_p + \frac{2\pi}{V_1} \cdot \eta_{1hm} \cdot \eta_{2hm} \cdot \frac{p_p \cdot V_2}{2\pi} = p_p (1 + \eta_{hm}^2) \\ &= 200 \text{ bar} (1 + 0,85^2) = 344,5 \text{ bar} \\ F_{\max} &= 344,5 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 100 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 344,5 \text{ kN} \end{aligned}$$

- Bu durum için 2/2-yollu valf kapalıdır.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$Q_1 = Q_p$$

$$\frac{Q_p}{A_k} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 100 \cdot 10^{-4}} \frac{m}{s} = 0,0167 \frac{m}{s} = 16,7 \frac{mm}{s}$$

c. Bu durum için 2/2-yollu valf açıktır.

$$V_k = \frac{Q_1}{A_k}$$

$$Q_p = Q_1 + Q_2$$

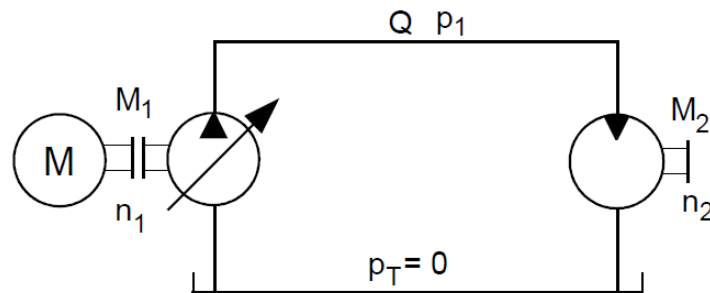
$$Q_p = Q_1 + Q_{2th} \cdot \frac{1}{\eta_{2vol}} \quad Q_{1th} = Q_{2th} = Q_1 \cdot \frac{1}{\eta_{1vol}}$$

$$Q_p = Q_1 + Q_1 \cdot \frac{1}{\eta_{1vol}} \cdot \frac{1}{\eta_{2vol}} = Q_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{1vol} \cdot \eta_{2vol}} \right)$$

$$Q_1 = \frac{Q_p}{1 + \frac{1}{\eta_{1vol} \eta_{2vol}}} = \frac{10 \frac{L}{dak}}{1 + \frac{1}{0,95^2}} = 4,74 \frac{L}{dak}$$

$$V_k = \frac{4,74 \frac{L}{dak}}{100cm^2} = 7,9 \frac{mm}{s}$$

Örnek 17.32. Şekilde verilmekte olan hidrolik devrede değişken deplasmanlı bir pompa ile sabit deplasmanlı bir hidromotor hareket ettirilmektedir. Dveredeki tüm kayıplar ihmal edilmektedir.



Verilenler,

Pompa hacmi $V_1=0 - 50 \text{ cm}^3/\text{dev}$

Motor hacmi $V_2=150 \text{ cm}^3/\text{dev}$

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Pompa hızı, $n_1=1475$ d/dak

Motor milindeki moment, $M_2=477$ N.m

İstenenler,

- Maksimum pompa, maksimum motor hızı, devre basıncı ve pompa milinde ihtiyaç duyulacak maksimum yük momentini hesaplayınız.
- Elektrik motorunun gücü $N=15$ kW ise kullanılabilecek maksimum pompa hacmini hesaplayınız.

Çözüm:

a.

$$Q = V \cdot n$$

$$\text{Pompa : } Q_{\max} = V_{1\max} \cdot n_1 = 50 \text{ cm}^3 \cdot 1475 \frac{\text{dev}}{\text{dak}} = 73750 \frac{\text{cm}^3}{\text{dak}} = 73,75 \frac{\text{L}}{\text{dak}}$$

$$\text{Motor: } Q_{\max} = V_2 \cdot n_{2\max} \Rightarrow n_{2\max} = \frac{Q_{\max}}{V_2} = \frac{73750 \text{ cm}^3}{150 \text{ cm}^3 \cdot \text{dak}} = 491,67 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}$$

$$M = \frac{\Delta p \cdot V}{2 \cdot \pi}$$

$$M_2 = \frac{\Delta p_2 \cdot V_2}{2 \cdot \pi} \quad \Delta p_2 = p_1$$

$$p_1 = \frac{2\pi \cdot M_2}{V_2} = \frac{2\pi \cdot 477 \text{ Nm}}{150 \text{ cm}^3} = \frac{2\pi \cdot 477 \text{ Nm}}{150 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = 199,8 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 199,8 \text{ bar}$$

$$M_1 = \frac{\Delta p \cdot V_1}{2 \cdot \pi} \Rightarrow M_{1\max} = \frac{p_1 \cdot V_{1\max}}{2 \cdot \pi} = \frac{199,8 \text{ bar} \cdot 50 \text{ cm}^3}{2 \cdot \pi} = 159 \text{ Nm}$$

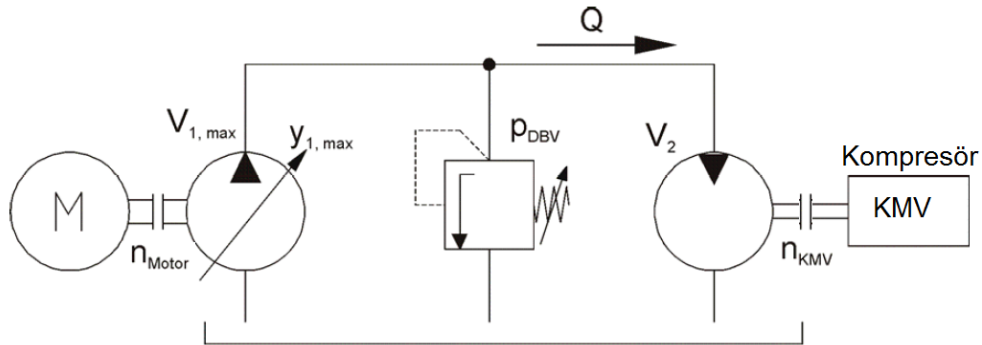
b.

$$N = M_1 \cdot \omega_1 = M_{1\max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

$$M_{1\max} = \frac{p_1 \cdot V_{1\max}}{2 \cdot \pi}$$

$$V_{1\max} = \frac{P_{el}}{p_1 \cdot n_1} = \frac{15 \text{ kW}}{199,8 \text{ bar} \cdot 1475 \text{ dak}^{-1}} = 30,54 \text{ cm}^3$$

Örnek 17.33. Motorlu araçlar için iklimlendirme sistemlerinde bir soğutucu kompresörün çalışması için, aşağıdaki gibi hidrostatik tahrik kullanılmaktadır.



Verilenler:

$$n_{\text{Motor, min}} = 600 \text{ dev/dak}$$

$$\eta_{1\text{hm}} = \eta_{2\text{hm}} = 0,85$$

$$\eta_{1\text{vol}} = \eta_{2\text{vol}} = 0,95$$

$$n_{\text{KMV}} = 1800 \text{ dev/dak}$$

$$M_{\text{KMV}} = 26 \text{ Nm}$$

$$V_2 = 10 \text{ cm}^3$$

İstenenler,

- Gerekli hacimsel akışı (Q) hesaplayın
- Değişken deplasmanlı pompanın $n_{\text{KMV}} = 1800 \text{ dev/dak}$ hızı garanti edecek şekilde minimum hacmini hesaplayınız
- Dizel motorun maksimum hızı $n_{\text{Motor, max}} = 6000 \text{ dev/dak}$ olduğunda pompa hacmindeki değişimi bulunuz.
- Basınç emniyet valfinin ayar basıncının yeterli olduğunu kontrol ediniz
- Sistemde ısıya dönen gücü hesaplayınız
- Ortam sıcaklığı 20°C ve ısı iletim katsayısı $B=65 \text{ W/}^\circ\text{K}$ ise çalışma esnasında yağın dengeye ulaştığı sıcaklık değerini hesaplayınız.

Çözüm:

- Kompresörün 1800 dev/dak hızda dönebilmesi için gerekli minimum debi,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$Q_{th} = V \cdot n$$

Motor :

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{th}}{Q_{eff}}$$

$$Q_{2eff} = \frac{V_2 \cdot n_{KMV}}{\eta_{2vol}} = \frac{10cm^3 \cdot 1800 \text{ dak}^{-1}}{0,95} = 18,95 \frac{L}{dak}$$

b. Gerekli pompanın maksimum hacminin alt değeri,

$$Q_{th} = V \cdot n$$

Pompa:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{Q_{th}}$$

$$Q_{1eff} = V_1 \cdot n_1 \cdot \eta_{1vol}$$

$$V_1 = \frac{Q_{1eff}}{n_1 \cdot \eta_{1vol}} = \frac{Q}{n_1 \cdot \eta_{1vol}} = \frac{18,95 \frac{L}{dak}}{600 \cdot 0,95} = 33,25cm^3$$

c. Değişken deplasmanlı pompanın minimum hacmi ve hacimler oranı,

$$n_{Motor,min} \Rightarrow V_1 = V_{1max}$$

$$n_{KMV} = \text{sabit} \Rightarrow Q_{2eff} = \text{sabit}$$

$$V_{1,min} = \frac{Q_{2eff}}{n_{1max} \cdot \eta_{1vol}} = \frac{18,95 \frac{L}{dak}}{6000 \frac{dev}{dak} \cdot 0,95} = 3,32cm^3$$

$$\frac{V_{1,min}}{V_{1,max}} = \frac{3,32}{33,25} \approx 10\%$$

d. Basınç emniyet valfinin ayar basıncının yeterliliği,

$$M_{th} = \frac{\Delta p \cdot V}{2\pi}$$

Motor :

$$\eta_{hm} = \frac{M_{eff}}{M_{th}}$$

$$M_{KMV} = M_{2eff} = \frac{\Delta p \cdot V_2}{2\pi} \eta_{2hm}$$

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot M_{KMV}}{V_2 \cdot \eta_{2hm}} = \frac{2\pi \cdot 26Nm}{10cm^3 \cdot 0,85} = 192,2bar \leq p_{DBV}$$

e. Isı gücü aşağıdaki gibi hesaplanabilir,

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$N_M = M \cdot \omega = M_{1eff} \cdot 2\pi \cdot n$$

$$Pompa: \quad \eta_{1hm} = \frac{M_{1th}}{M_{1eff}}$$

$$N_M = \frac{M_{1th}}{\eta_{1hm}} \cdot 2\pi \cdot n_1 = \frac{\Delta p \cdot V_{1max}}{2\pi \cdot 0,85} \cdot 2\pi \cdot n_{1min}$$

$$N_M = \frac{192,2bar \cdot 33,25cm^3}{0,85} \cdot 600 \frac{dev}{dak} = 7518W$$

$$N_{ISI} = N_M - M_{KMV} \cdot 2\pi \cdot n_{KMV}$$

$$N_{ISI} = 7518W - 26Nm \cdot 2\pi \cdot 1800 \frac{dev}{dak} = 2617W$$

f. Çalışma esnasında yağın dengeye ulaştığı sıcaklık değeri.

$$t_{max} = t_0 + \frac{P_{verl}}{B} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

$$\text{Zaman sabiti } \tau = \frac{C}{B} = \frac{\text{Isı artışı kapasitesi}}{\text{Isı depolama kapasitesi}}$$

$$\text{Sürekli durum için, } t \rightarrow \infty \text{ ve } e^{-\frac{t}{\tau}} \rightarrow 0$$

$$t_{max} = 20^\circ C + \frac{2617W}{65 \frac{W}{K}} = 60,3^\circ C$$

Örnek 17.34. Şekilde arazi araçlarına takılan bir vinç ünitesi görülmektedir.

Hidromotorun hızı redüktör tarafından azaltılarak tambur döndürülmektedir. Halat düz ve eğimli arazilerde araçları kontrollü bir şekilde çekme amacı ile kullanılmaktadır.

Verilenler:

Redüktör çevrim oranı: 10

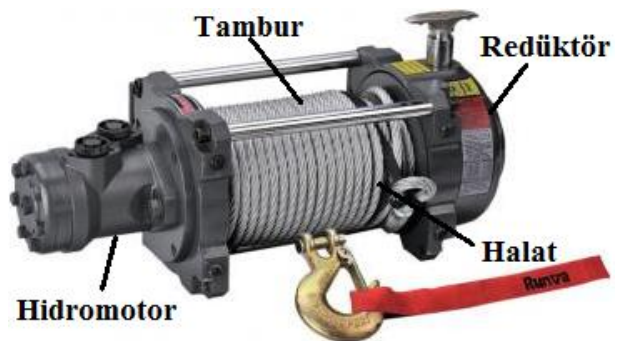
Redüktör verimi: %92

Devre basıncı: 150 bar

Dönüş hattı basıncı: 3 bar

Dizel motorun dönme hızı: 1000 d/dak

Vincin maksimum çekme hızı: 10 km/h



Vinç ünitesinden beklenen çekme kuvveti: 10 kN

Tambur çapı: 250 mm

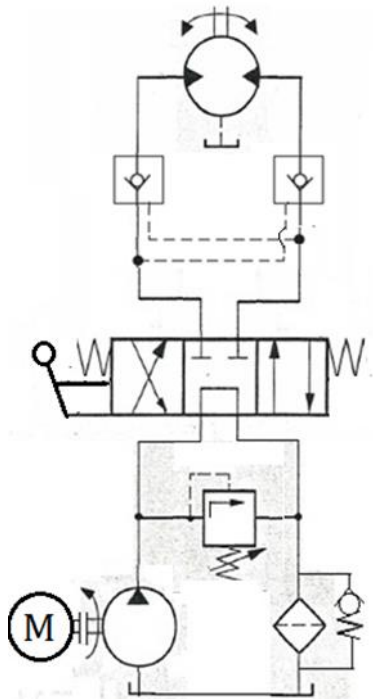
Devredeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.

İstenenler:

- Hidrolik devre şemasını çiziniz.
- Hidrolik motorun hacmini hesaplayınız
- Pompa hacmini hesaplayınız
- Sistemde gerekli motor gücünü hesaplayınız

Çözüm:

- a. Hidrolik devre şeması,



- b. Hidrolik motorun hacmi

Tambur milinde etkili moment, $M_T = F.R = 10000 \times 0,25/2 = 1250 \text{ N.m}$

Hidromotor milinde etkili moment, $M_M = M_T / i_R \cdot \eta_R = 1250 / (10 \times 0,92) = 135,87 \text{ Nm}$

$$V_M = \frac{20 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p} = \frac{20 \pi \times 135,87}{150 - 3} = 58 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

- c. Pompa hacmi

Tamburun çevre hızı, $v_T = 10/3,6 = 2,78 \text{ m/s}$

Tamburun dönme hızı, $\omega_T = v_T/R = 2,78/0,125 = 22,24 \text{ } rd/s$

Hidromotor milinin dönme hızı, $\omega_M = i_R \cdot \omega_T = 10 \times 22,24 = 222,4 \text{ rd/s}$

$$n_M = \frac{30 \cdot \omega_M}{\pi} = \frac{30 \times 222,4}{\pi} = 2124 \text{ d/dak}$$

Sistem debisi,

$$Q = \frac{V_M n_M}{1000} = \frac{58 \times 2124}{1000} = 123 \text{ lt/dak}$$

Pompa hacmi,

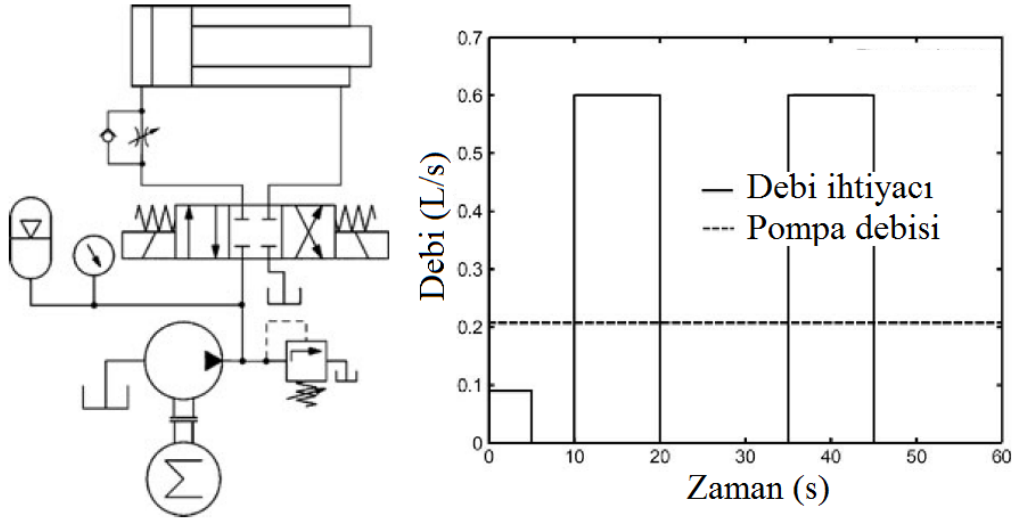
$$V_P = \frac{1000 \cdot Q}{n} = \frac{1000 \cdot 123}{1000} = 123 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

d. Sistemde gerekli motor gücü

Sistemde pompa olarak dıştan dişli pompa kullanılmasına karar verilmiştir. Buna göre bölüm 1 den sistem verimi $\eta_t = \%70$ olarak belirlenmiştir.

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta_t} = \frac{150 \times 123}{600 \times 0,70} = 44 \text{ kW}$$

Örnek 17.35. Şekilde verilmekte olan hidrolik sistemin bir işlem süresi, 60 s dir. Çalışma esnasındaki debi ihtiyacı şekilde verilmektedir. Pompa basıncı maksimum 140 bar olarak verilmektedir. Pompa kapasitesini ve gerekli gücü aşağıdaki iki durum için ayrı ayrı hesaplayınız.



İstenenler:

- Sadece pompa kullanımında
- Şayet hidrolik akümülatör anlık debi çekişine ihtiyaç verirse, bu durum için maksimum izin verilen basıncı 210 bar alarak akümülatör büyüklüğünü hesaplayınız.

Çözüm:

- Pompa $Q = 0,6 \text{ L/s} = 36 \text{ L/dak}$ için seçilir.

$$N = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{140 \cdot 36}{600} = 8,4 \text{ kW}$$

- b. Bir çevrim için gerekli yağ hacmi, $V = 0,09 \times 5 + 2 \times 0,6 \times 10 = 12,45 \text{ L}$

Çevrim süresi, $T = 60 \text{ s}$

Tavsiye edilen pompa debisi,

$$Q = \frac{12,45}{60} = 0,2075 \text{ L/s}$$

Akümülatördeki yağ hacmi değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir,

Periyot (s)	Hacim ihtiyacı	$\sum \Delta V$
0 – 5	$\Delta V_1 = (0,2075 - 0,09) \times 5 = 0,5875 \text{ L}$	0,5875 L
5 – 10	$\Delta V_2 = 0,2075 \times 5 = 1,0375$	1,625 L
10 – 20	$\Delta V_3 = (0,6 - 0,2075) \times 10 = 3,925 \text{ L}$	-2,3 L
20 – 35	$\Delta V_4 = 0,2075 \times 15 = 3,1125 \text{ L}$	0,8125 L
35 – 45	$\Delta V_5 = (0,6 - 0,2075) \times 10 = 3,925 \text{ L}$	-3,1125 L
45 – 60	$\Delta V_6 = 0,2075 \times 15 = 3,1125 \text{ L}$	0 L

Akümülatör hacminde maksimum değişim,

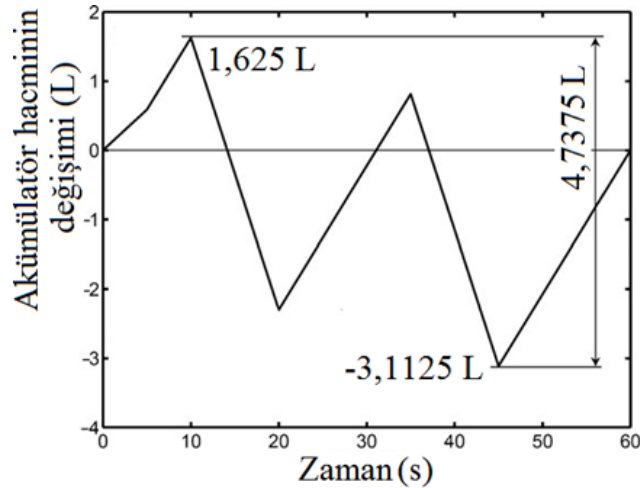
$$V_a = 1,625 - (-3,1125) = 4,7375 \text{ L}$$

Akümülatör bu hacmi 210 bar ile 140 bar aralığında verebilmelidir.

Akümülatör dolum basıncı= $0,9 \times 140 = 126 \text{ bar}$ dır.

Bu durumda akümülatör bayutu aşağıdaki gibi hesaplanır.

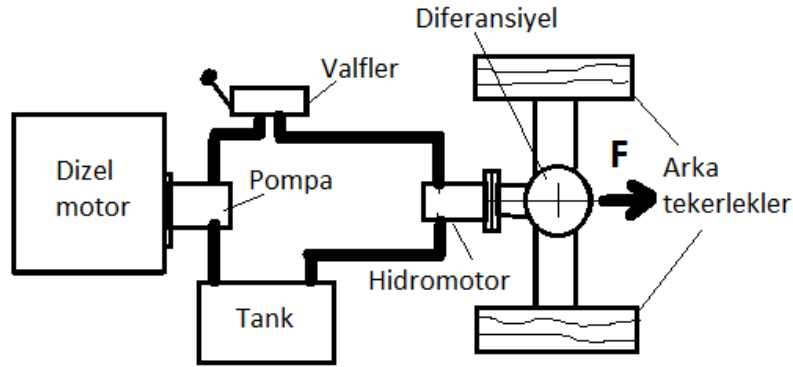
$$V_0 = \frac{V_a}{\left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/n} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{1/n} \right]} = \frac{4,375}{\left[\left(\frac{127}{141} \right)^{1/1,3} - \left(\frac{127}{211} \right)^{1/1,3} \right]} = 17,78 \text{ L}$$



Örnek 17.36. Lastik tekerlekli bir araç bir dizel motor ve ona bağlı bir pompa tarafından tahrik edilmektedir. Pompada üretilen basınçlı yağ bir hidrolik motoru döndürmektedir. Hidrolik motor aracın diferansiyel mekanizmasına doğrudan bağlıdır. Diferansiyelin çevrim oranı $i=1$ olduğuna göre, hidrolik devre şemasını çizerek devre elemanlarını seçiniz verilen dizel motorun seçimi için gerekli gücü hesaplayınız.

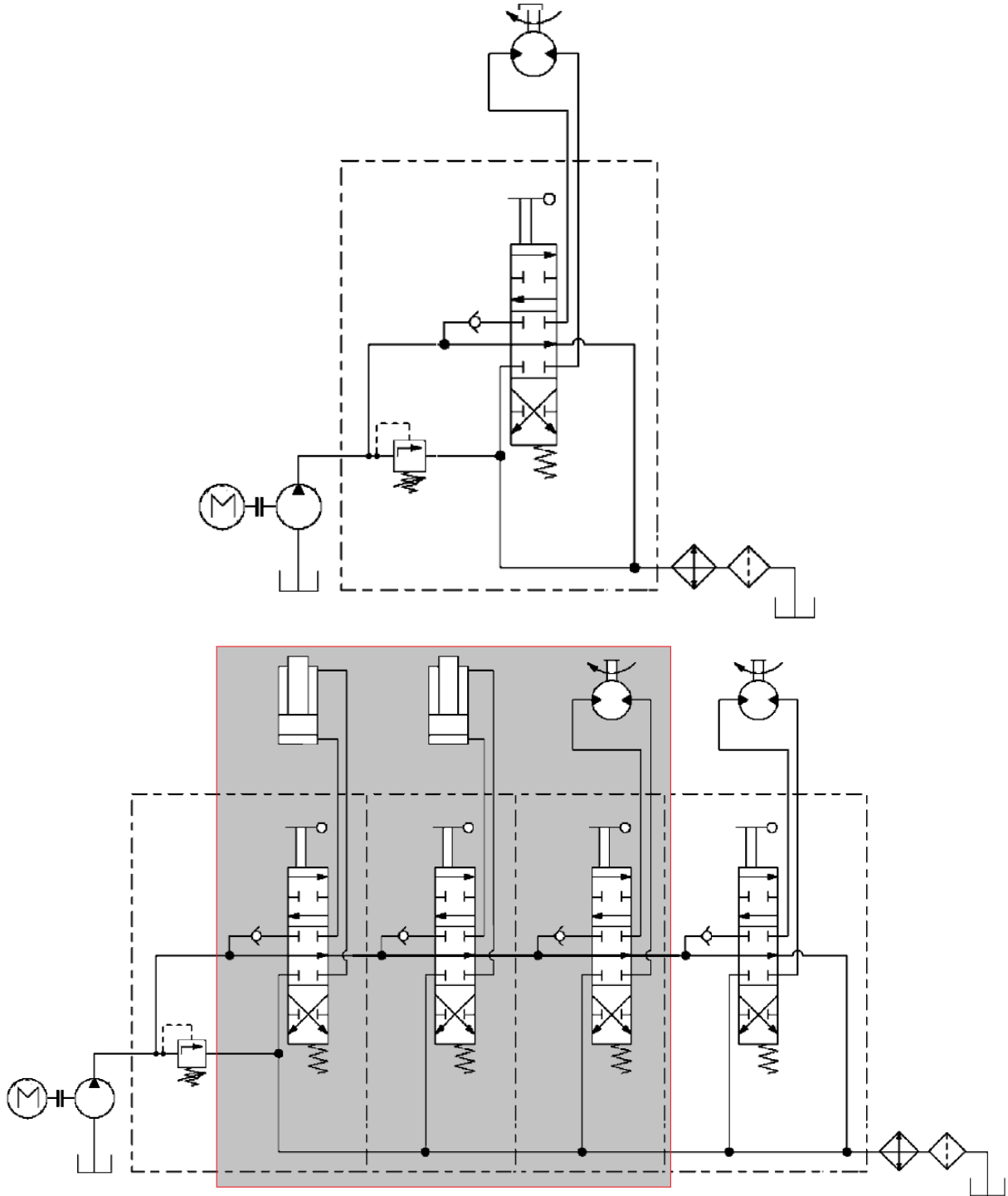
Verilenler:

- Devre basıncı: 200 bar
- Dizel motorun rölanti hızı 900 d/dak ve maksimum dönme hızı 1800 d/dak olarak sınırlandırılacaktır.
- Araç için verilen maksimum sürüş hızı: 36 km/h
- Araç için verilen maksimum itme kuvveti: 10 kN
- Tekerlek çapları: 600 mm
- Aracın sürüş hızı istenildiğinde ayarlanacaktır.



Çözüm:

Devre şeması aşağıdaki gibi çizilebilir. Burada üstteki resim sadece yürüyüş sisteminin hidrolik olarak tahrik edilmesi durumunu ifade etmektedir. Araç üzerinde farklı hidrolik fonksiyonlar olması durumuna örnek olarak aşağıdaki devre şeması verilmektedir. Bu ikinci şemada sisteme yürüyüş motorunun yanı sıra 2 silindir ve 1 motor bağlanmıştır.



Tekerlek milinde gerekli tork değeri aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$M = F \cdot \frac{D}{2} = 10000 \times 0,6 / 2 = 3000 \text{ N.m}$$

Hidromotor hacmi

$$V_m = \frac{20 \cdot \pi \cdot M}{p} = \frac{20 \times \pi \times 3000}{200} = 942 \text{ cm}^3 / dev$$

Hidromotor milinin dönme hızı,

$$\omega_m = v/R = 36/(3,6 \times 0,3) = 33,3 \text{ } rd/s$$

$$n_m = 30 \cdot \frac{\omega_m}{\pi} = \frac{30 \times 33,3}{\pi} = 318,3 \text{ } d/d$$

Devre debisi,

$$Q_1 = \frac{V_m \cdot n_m}{1000} = \frac{942 \times 318,3}{1000} = 300 \text{ } lt/dak$$

Pompa hacmi,

$$V_p = \frac{Q_1 \cdot 1000}{n_{pmax}} = \frac{300 \times 1000}{1800} = 167 \text{ } cm^3/dev$$

Dizel motorun minimum dönme hızı için debi,

$$Q_2 = \frac{V_p \cdot n_{pmin}}{1000} = \frac{167 \times 900}{1000} = 150,3 \text{ } lt/dak$$

Dizel motorun 1800 d/dak için sürekli çalışma gücü,

$$N_{1800} = \frac{pQ_1}{600} = \frac{200 \times 300}{600} = 100 \text{ } kW$$

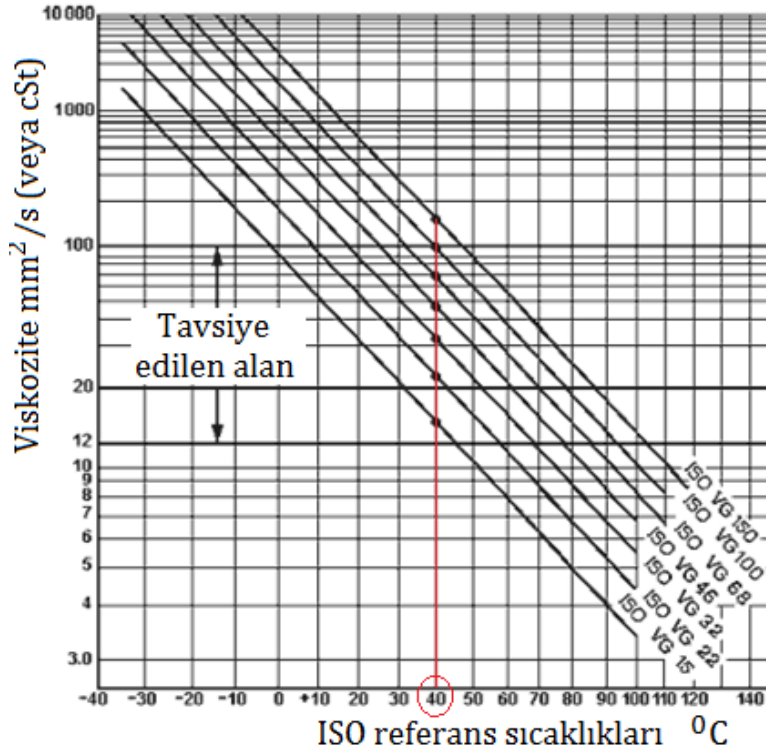
Dizel motorun 900 d/dak için sürekli çalışma gücü,

$$N_{900} = \frac{pQ_2}{600} = \frac{200 \times 150,3}{600} = 50,1 \text{ } kW$$

Devrede kullanılan diğer elemanların boyutlandırılması,

Yağ seçimi,

Devrede kullanılacak yağın seçiminde en önemli faktör yağın viskozite değeridir. Burada sistemin hedef çalışma sıcaklığı ve seçilecek pompa, valf vb. elemanlar için tavsiye edilen viskozite değerleri önem taşımaktadır. Örneğin 22 numara HLP tipi bir yağın 70°C kullanma sıcaklığında viskozitesi 9,5 cSt olmaktadır. Valflerin ve diğer elemanların bu değerle uyumlu oldukları kontrol edilmelidir. Aksi takdirde önemli performans düşüşleri kaçınılmazdır.



Valf seçimi,

Devrede kullanılan valfler maksimum basınç ve debiye uygun olacak şekilde seçilirler.

Kumanda valfi bloğunun seçimi,

Burada sürüş hızının manuel (el) kontrollü oransal valflerden oluşan bir kumanda bloğu yapılması planlanmıştır. Bu durumda iki problem söz konusu olacaktır,

- Valf üzerinden kısma yapılması durumunda güç kayıpları, dolayısı ile yağda ısınma olacağı dikkate alınmıştır. Önlem olarak yeterli kapasitede soğutucu kullanmak önemlidir.
- Burada ikinci önemli problem de aracın kalkış ve duruş ivmelerinin ayarlanmasıdır. Bu amaçla valf sürgüsünün açılma boyunun (çentikli alan) uzun olması faydalıdır. Bu nedenle valf debiye göre seçilirken mümkün olduğunca büyük sürgü seçilmesinde fayda olacaktır.

Burada doğru çözüm eğer maliyet açısından sorun olmaz ise değişken deplasmanlı pompa kullanmak olmalıdır.

Tank, boru, hortum seçimi,

Tank hacmi, $V_T = 2 \cdot Q = 2 \times 300 = 600 \text{ lt}$

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Basınç hattı çapı, $v = 5 \text{ m/s}$ akış hızı için hesaplanacaktır.

$$\text{Basınç hattı kesit alanı, } A_b = Q_1/v = 300 \times 1000 / (5 \times 100 \times 60) = 10 \text{ cm}^2$$

$$\text{Basınç hattı çapı, } d_b = \sqrt{4 \cdot A_b / \pi} = \sqrt{4 \times 10 / \pi} = 3,56 \text{ cm}$$

Dönüş hattı çapı, $v = 3 \text{ m/s}$ akış için hesaplanacaktır.

$$\text{Dönüş hattı kesit alanı, } A_d = Q_1/v = 300 \times 1000 / (3 \times 100 \times 60) = 16,67 \text{ cm}^2$$

$$\text{Dönüş hattı çapı, } d_d = \sqrt{4 \cdot A_d / \pi} = \sqrt{4 \times 16,67 / \pi} = 4,6 \text{ cm}$$

Emiş hattı çapı, $v = 1 \text{ m/s}$ akış için hesaplanacaktır.

$$\text{Emiş hattı kesit alanı, } A_e = Q_1/v = 300 \times 1000 / (1 \times 100 \times 60) = 50 \text{ cm}^2$$

$$\text{Emiş hattı çapı, } d_e = \sqrt{4 \cdot A_e / \pi} = \sqrt{4 \times 50 / \pi} = 7,97 \text{ cm}$$

Örnek 17.37. Şekilde bir yol silindiri görülmektedir. Makinada değişken deplasmanlı bir pompa ile arka tekerlekteki yürüyüş için ve ön silindirde yolu sıkıştırma amacı ile iki adet değişken deplasmanlı hidromotor kullanılmaktadır.



Verilenler,

$$V_{P, \max} = 71 \text{ cm}^3$$

$$\eta_{hm, P} = 0,85$$

$$\eta_{vol, P} = 0,95$$

$$\Delta p_{P, \max} = 428 \text{ bar}$$

$$N_M = 95 \text{ kW}$$

$$m = 12190 \text{ kg}$$

$$V_{M1} = 44..140 \text{ cm}^3$$

$$V_{M2} = 35..80 \text{ cm}^3$$

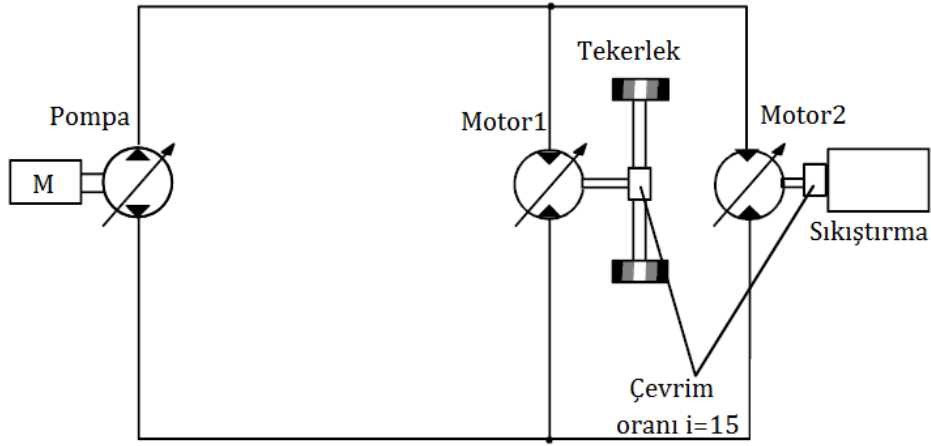
$$n_{M1, \max} = 2100 \text{ 1/min}$$

$$n_{M2, \max} = 2800 \text{ 1/min}$$

$$r_{\text{Tekerlek}} = r_{\text{Silindir}} = 500 \text{ mm}$$

$$i = 15$$

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

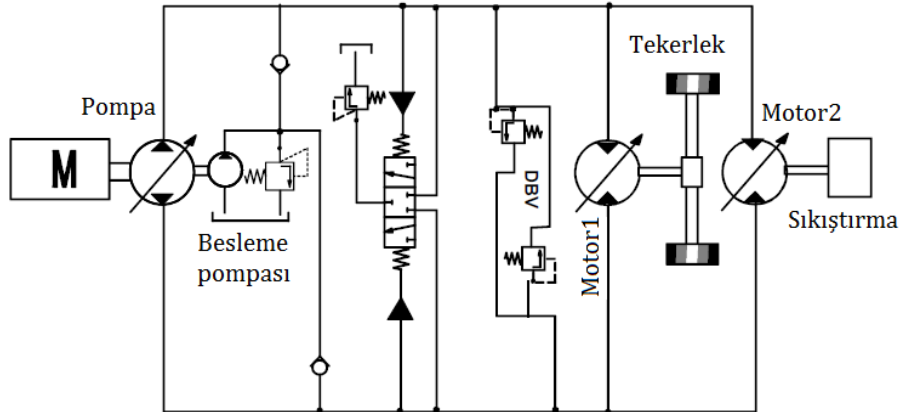


İstenenler,

- a. Devre şemasını çiziniz
- b. Motorlar için kullanılabilir en yüksek tork değerlerini hesaplayınız
- a. Maksimum tırmanma eğimi ve bu eğimdeki hızı bulunuz
- b. Düz zeminde araç hızını hesaplayınız

Çözüm:

- a. Devre şeması,



- b. Motorlar için kullanılabilir en yüksek tork değerlerini hesaplayınız

Hidromotorların mekanik verimlerini ortalama %96 olarak kabul edelim.

$$M_1 = \frac{V_1 \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{hm} = \frac{140 \text{ cm}^3 \cdot 428 \text{ bar}}{20\pi} \cdot 0,96 = 915,5 \text{ Nm}$$

$$M_2 = \frac{V_2 \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{hm} = \frac{80 \text{ cm}^3 \cdot 428 \text{ bar}}{20\pi} \cdot 0,96 = 523,1 \text{ Nm}$$

- c. Maksimum tırmanma eğimi ve bu eğimdeki hız

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

$$F_H = mg \cdot \sin \alpha \equiv F_Z$$

$$F_Z = \frac{i \cdot (M_1 + M_2)}{r} = \frac{15 \cdot (921,23 + 525,23) Nm}{0,5m} = 43397 N$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{F_Z}{m \cdot g}\right) = 21,28^\circ$$

$$n = 428,5 \frac{\text{dev}}{\text{dak}} \Rightarrow n_{Rad} = \frac{1}{i} \cdot 428,5 \frac{\text{dev}}{\text{dak}} = 28,6 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}$$

$$v = 2\pi \cdot r_{Rad} \cdot n_{Rad} = 89,7 \frac{m}{\text{dak}} = 5,38 \frac{km}{h}$$

d. Düz zeminde araç hızını hesaplayınız

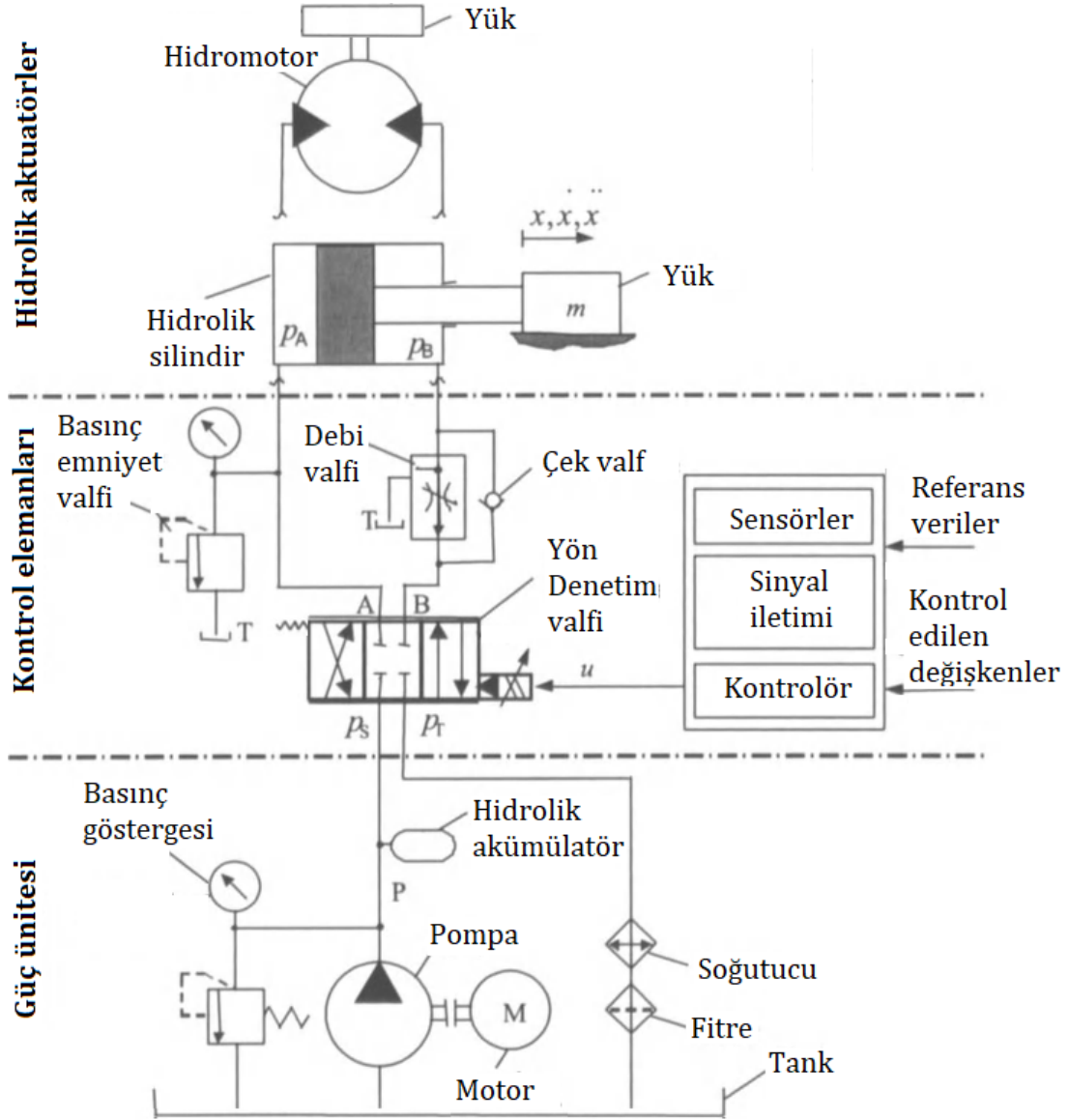
Bu bölümde hidrolik motorların ortalama hacimsel verimi yaklaşık %70 olarak kabul edilecektir.

$$n = \frac{Q_P}{(V_{\min M1} \frac{1}{\eta_{vol1}} + V_{\min M2} \frac{1}{\eta_{vol2}})} = \frac{107,5 \frac{L}{\text{dak}}}{0,044 \cdot \frac{1}{0,7} + 0,035 \cdot \frac{1}{0,7}} = 952,5 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}$$

$$v_E = \frac{2\pi \cdot r_{Rad} \cdot n_{Rad}}{60 \cdot i} = 3,3 \frac{m}{s} = 11,47 \frac{km}{h}$$

18. Servohidrolik mekanizmalar

Servo mekanizmalar genelde çıkışlarındaki konum, hız gibi değerleri, sinyal giriş noktasına geri besleyerek hassas çalışma imkanı verirler (şekil 18.1).

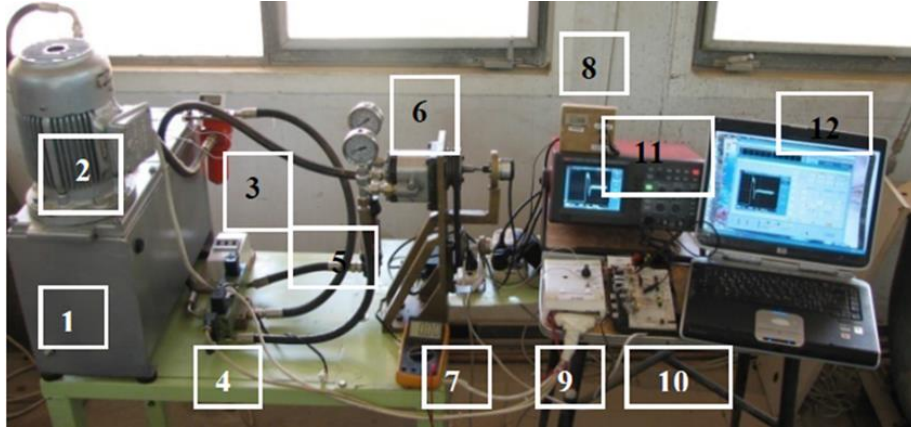


Şekil 18.1. Bir servo mekanizmanın temel yapısı.

Servohidrolik mekanizmalar, hidrolik sistem elemanları ve elektriksel elemanlardan oluşmaktadır (şekil 18.2).

Servohidrolik mekanizmaların çeşitleri

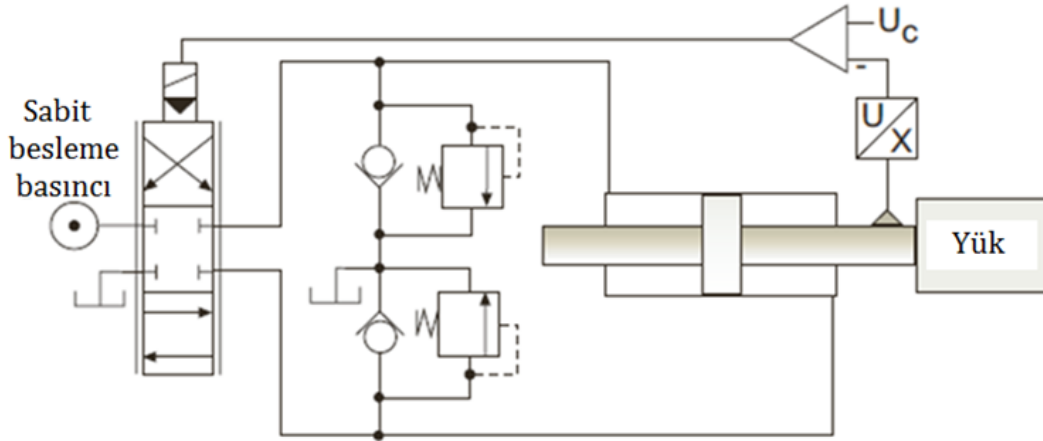
- Valf servo mekanizmalar
- Pompa servo mekanizmalar
- Elektrik motoru üzerinden sürülen hidrolik mekanizmalar



Şekil 18.2. Servohidrolik mekanizmaların elemanları (genel). Burada; 1. Hidrolik güç ünitesi, 2. Elektrik motoru ve pompa, 3. Yüksek basınç filtresi, 4. Oransal yön denetim valfi, 5. Hortumlar, 6. Hidrolik motor, 7. Feedback tako-generator sensör, 8. Dijital takometre, 9. Proportional amplifiyer, 10. PID kontrolör, 11. Dijital osiloskop hidrolik motorun hız cevabını kaydetmektedir, 12. Notebook dataları depolamak için kullanılmaktadır.

Valf servo mekanizmalar,

Bu tip mekanizmalar düşük güçteki tahriklerde uygundur. Bunun sebebi kısma sonucu önemli enerji kayıplarının oluşmasıdır.



Şekil 18.3. Valf servo mekanizma örneği.

Valf servo mekanizmalarda gücün optimal transferi için valf üzerindeki basınç düşüşü, devre basıncına bağlı olarak seçilmelidir.

$$N = p_L \cdot Q_L$$

$$Q_L = C \cdot \sqrt{p_s - p_L}$$

$$N = C \cdot p_L \cdot \sqrt{p_s - p_L}$$

Optimal güç transferi için, $dN/dp_L = 0$

$$\frac{dN}{dp_L} = C \cdot \sqrt{p_s - p_L} - \frac{p_s}{2\sqrt{p_s - p_L}} = 0$$

$$p_s - p_L - \frac{p_L}{2} = 0$$

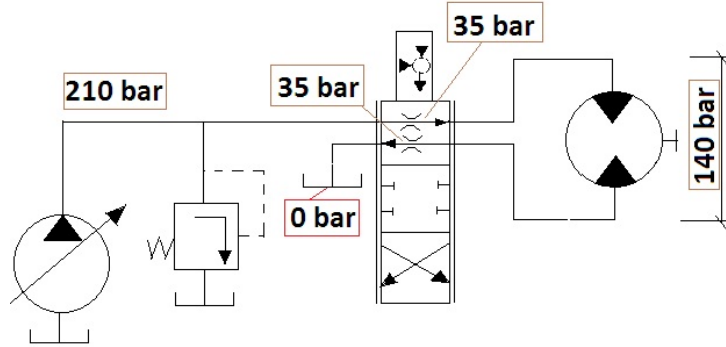
Buna göre optimal güç transferi için yük basıncı aşağıdaki gibi seçilmelidir.

$$p_L = \frac{2}{3} p_s$$

Bu durumda servo valf üzerindeki basınç düşüşü de sistem basıncının 1/3' ü olarak seçilmelidir.

$$p_v = \frac{1}{3} p_s$$

Örnek 18.1. Şekilde görülmekte olan hidrolik tahrik sistemi bir servo valf tarafından kontrol edilmektedir.



İstenenler:

- Optimal güç transferi için sistem debisi ne olmalıdır.
- Hidrolik sistem yağının sıcaklık artışını hesaplayınız.

Verilenler:

Yük basıncı: 140 bar

Yağın özgül ısısı: 0,47 kcal/kg°C

Yağın yoğunluğu: 0,9 kg/dm³

Çözüm:

- Optimum güç transferi için valf üzerindeki basınç düşüşü hidromotor üzerindeki basınç düşüşünün 1/3' ü olmalıdır.

$$\Delta p = \frac{140}{3} = 46,7 \text{ bar}$$

Anma debisi 70 bar anma basıncı için 46 l/dak olan servo valf seçilecek olursa, bu durumda valfin çalışma debisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q = Q_N \sqrt{\Delta p / \Delta p_N} = 46 \sqrt{46,7 / 70} = 37,6 \text{ L/dak}$$

- Sıcaklık artışı aşağıdaki gibi bulunur.

Kayıp güç;

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{600} = \frac{37,6 \times 46,7}{600} = 2,9 \text{ kW}$$

Isı enerjisi;

$$HE = 860 \cdot N = 860 \times 2,9 = 2518 \text{ kcal/h}$$

Devredeki yağın kütsel debisi;

$$\dot{m} = \rho \cdot Q = 0,9 \times 37,6 = 34 \text{ kg/dak}$$

Yağdaki sıcaklık artışı;

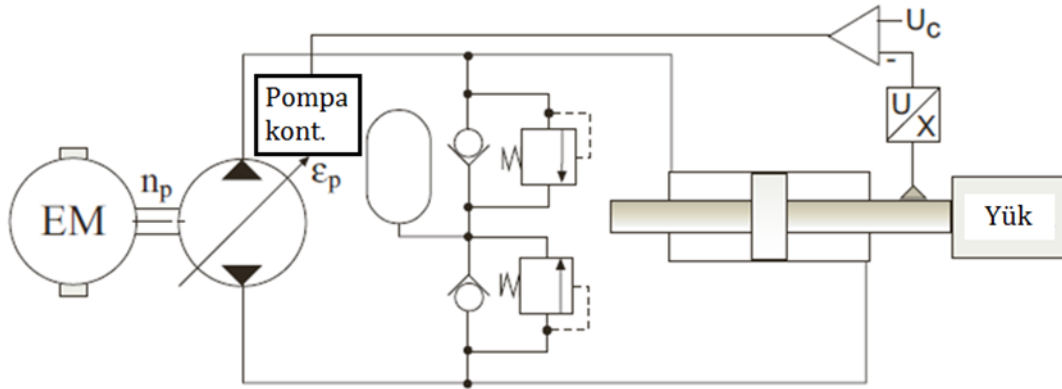
$$\Delta T = \frac{HE}{\dot{m} \cdot C_p} = \frac{2518}{34 \times 60 \times 0,47} = 2,62^\circ C$$

Yağdaki sıcaklık artışı yaklaşık olarak aşağıda verilmekte olan amprik formülle de hesaplanabilmektedir.

$$\Delta T = \frac{6}{100} \cdot \Delta p = \frac{6}{100} \cdot 46,7 = 2,8^\circ C$$

Pompa servo mekanizmalar

Bu tarz kontrol edilen güç iletim mekanizmalarında yukarıda bahsedilmekte olan kısma kayıpları oluşmayacaktır. Bu nedenle yüksek güç uygulamaları için kullanılabilirler. Ancak bu mekanizmaların valf ile sürülmekte olan hidrolik güç iletim sistemleri mekanizmalarına göre cevap zamanları uzundur.

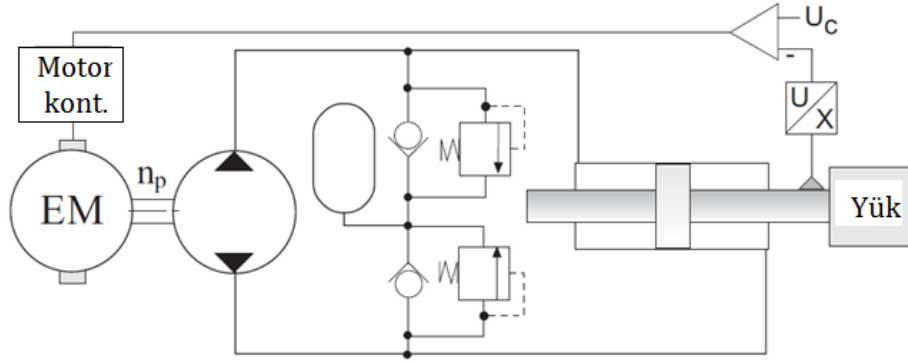


Şekil 18.4. Pompa servo mekanizma örneği.

Elektrik motoru üzerinden sürülen hidrolik mekanizmalar (Değişken hızlı tahrik, VSP)

Bu sistemde, elektrikselservomotor sabit veya değişken deplasmanlı bir pompayı tahrik etmektedir. Sistem basıncı, pompa basınç hattına bağlı basınç sensörü tarafından ölçülmektedir. Bu mekanizmalar yüksek hızda çalışma dinamiklerine sahiptir. Oldukça hassas bir şekilde kuvvet, hız ve pozisyon kontrolü yapmak mümkündür. Debi

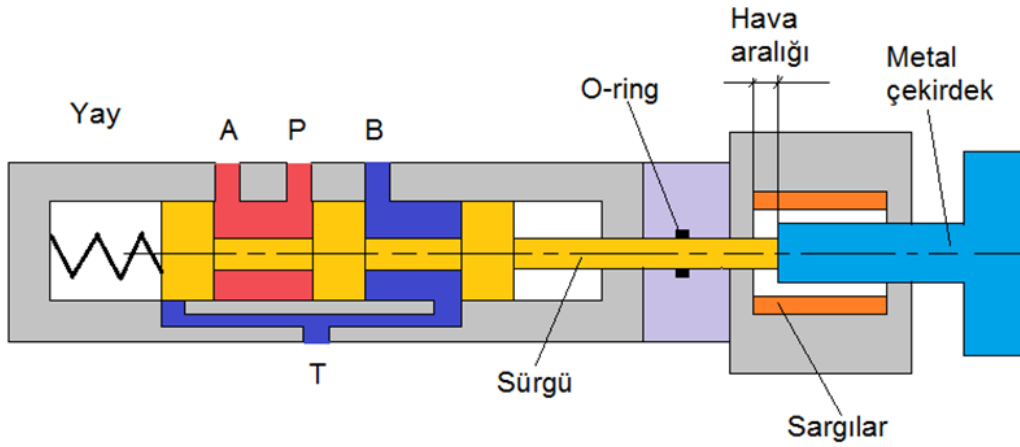
kontrolünden basınç kontrolüne geçiş veya tam tersi durumun kontrolü otomatik olarak yazılım tarafında yapılmaktadır.



Şekil 18.5. Elektrik motoru üzerinden sürülen hidrolik mekanizma örneği.

19. Selenoid kumandalı valfler

Selenoid valfler akışkan güç kontrolünde 100 yıldır kullanılmaktadır. Son yıllarda da ekonomik kapalı çevrim uygulamalarında kullanımları görülmektedir. Selenoid valflerde AC veya DC akım kullanılmaktadır. DC selenoidler daha hızlı sürülebilmektedir.



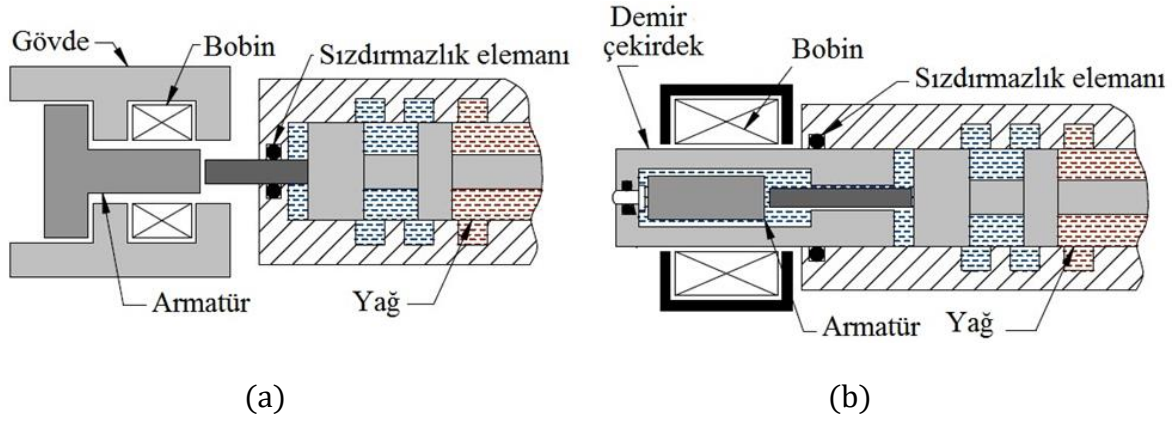
Şekil 19.1. Bir selenoid valfin şematik görünümü.

Selenoid valflerde bobinler,

Sızdırmazlık yapılarına göre genelde iki tip selenoid kullanılmaktadır, bunlar;

- Kuru pimli selenoid
- Islak pimli selenoid

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Şekil 19.2. (a) kuru pimli ve (b) ıslak pimli selenoid valfler.

Günümüzde hidrolik güç iletim valfleri için selenoidlerin hemen hemen tamamı ıslak pimli selenoid tipinde yapılmaktadır. Islak pimli selenoidler ısınma problemleri için daha kullanışlıdır. Burada çekirdeğin hareketleri esnasında devri daim yapması ısının uzaklaştırılmasına yol açmaktadır.

Selenoidlerin yalıtım sınıfları

Selenoid çalışma sıcaklığı yalıtım sınıflarını ve malzemesini belirlemektedir (tablo 19.1). Selenoidin ısınması sürekli operasyon periyotlarını sınırlamaktadır. Özellikle AC kuru selenoidlerin sürekli çalıştırılması, 15-20 dakikayı, ıslak selenoidlerin ise 80 dakikayı geçmemelidir.

İzolasyon sınıfı	Sıcaklık sınırları (C)	İzolasyon tipi
A	105	Epoksi veya kağıt
B	130	Epoksi
F	155	Epoksi
H	185	Epoksi

Tablo 19.1. Selenoidlerin yalıtım sınıfları ve yalıtım malzemeleri

Bobinlerde yanma problemleri

Değişken akım devrelerinde bobin devreye girdiğinde, manyetik alan kuvvetlerinin etkisiyle armatür bobinin içine çekilir. Bu anda sistemde büyük değerde yığılma akımı oluşur. Daha sonraki aşamada ise akımın şiddeti azalır. Bobinin çalışır durumda kalabilmesi için gerekli elektrik akımı başlangıçtaki akımın sadece 1/7 si mertebesinde dir. Bobinler bu çalışma akımına çok uzun süre dayanabilecek şekilde tasarlanırlar. Ancak en büyük riski başlangıç akımı oluşturur. Özellikle değişken akımlı bobinlerde armatürün bobinin içine çekilmesi engellenirse bobin yanabilir.

Doğru akımlı bobinlerde elektrik akımı nispeten az değişir ve bobinler bu değişimden etkilenmeyecek şekilde tasarlanırlar.

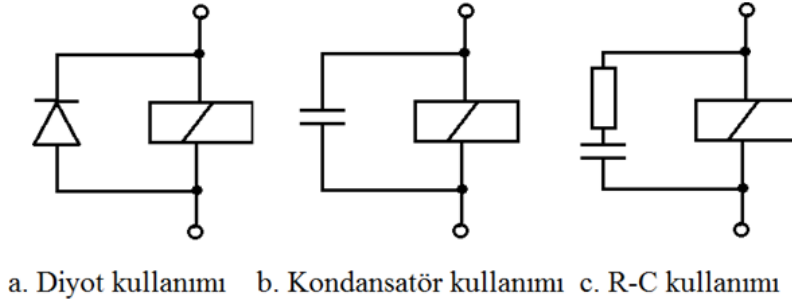
Bobinlerde ark kontrolü durumu,

a. Ark kontrolsüz bobinler

Bir bobinin enerjisi birden kesildiğinde manyetik alan azalır ve armatür hareketi bobini enerjili tutmaya yönelik bir akım üretir. Bu durum armatür üzerinde negatif voltaj olarak görünür. Burada sistemde kullanılan rölelerde oluşan arklar nedeni ile hasar oluşur.

b. Ark kontrollü bobinler

Anahtarın kapanma anında bobinin iki ucu birbirine değdirilirse indüklenen akım bobin üzerinden akar ve yaklaşık 200 milisaniye içinde sıfırlanır. DC bobinlerde bu durum bobin üzerine koyulan bir diyotla sağlanabilir. Diyot sadece 2 V potansiyele izin verecek şekilde akımın sadece tek yönde akmasını sağlar.



Şekil 19.3. Bobinlerde ark kontrol şekilleri

Solenoid itme kuvveti (Valf açma kuvveti),

Akıma bağlı olarak armatürde oluşan itme kuvveti, F aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F = \frac{1}{2} \cdot (N \cdot I_0)^2 \frac{\mu_0 A_1}{x^2} \quad (N)$$

Burada,

μ_0 : Bobin ortamı (örneğin hava) için geçirgenlik katsayısı, (H/m)

N: Bobindeki sarım sayısı

I_0 : Başlangıç akımı, (A)

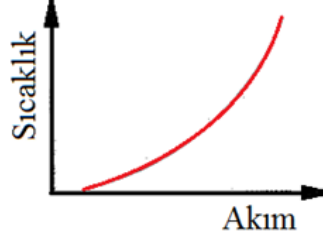
A_1 : Armatür kesit alanı, (cm²)

x: Hava boşluğu, (cm)

Armatür üzerinde etkili kuvveti arttırmak daha büyük valflerin doğrudan uyarılı yapılmasını mümkün kılar. Kuvveti arttırmanın yolları;

- Bobinde sarım sayısını arttırmak
- Metal çekirdeğin kesitini arttırmak
- Akımı arttırmak.

En kolay yöntem akımı arttırmaktır ancak bu durumda yüksek akım şiddeti aşırı ısınmaya yol açabilir.



Şekil 19.4. Bobinlerde akım şiddeti ısınma ilişkisi.

Doğrudan uyarılı selenoid valflerin açılma süresi,

Doğrudan uyarılı selenoid valfin tam açılma süresi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{k}} \ln \left[x + r + \sqrt{2rx + x^2} \right] \quad (s)$$

Burada,

x : Armatürün yer değiştirme miktarı, cm

m : Sürgünün kütlesi, N.s²/cm

Burada yay katsayısı,

$$k = \frac{F_x - F_0}{x} \quad (N/cm)$$

$$r = F_0/k \quad (cm)$$

Bu eşitliklerde,

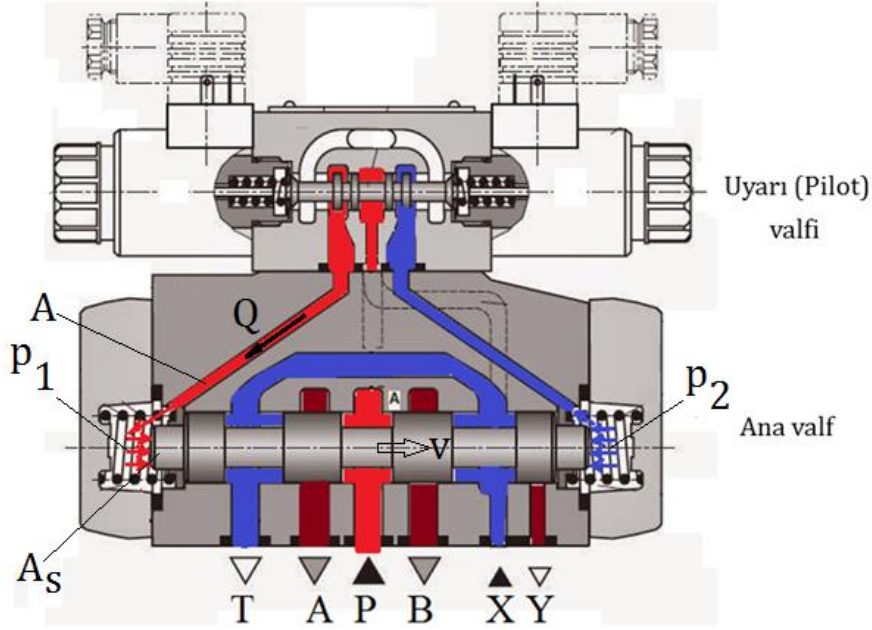
F_x : x konumundaki selenoid kuvveti, N

F_0 : Başlangıçtaki selenoid kuvveti, N

Ön uyarılı selenoid valflerde valf sürgüsünün açılma süresi,

Pilot uyarılı valfler iki valften oluşmaktadır, bunlar;

- a. Pilot valf
- b. Ana valf



Şekil 19.5. Ön uyarılı selenoid valf yapısı

Pilot valfler selenoid tarafından doğrudan ikaz edilirler ve bunların açılma süresi daha önce belirtildiği gibi bulunmaktadır. Ana valf ise hidrolik uyarı ile açılmaktadır. Uyarı valfi üzerinden geçen yağ ana valf sürgüsü bölmesine dolarak onu t_2 süresinde açar. Bu durumda ana valfin açılma süresi uyarı valfinin açılma süresi ile ana valfin açılma süresi toplamından bulunmaktadır.

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (m^3/s)$$

$$v = \frac{Q}{A_s} \quad (m/s)$$

Ana valfin açılma süresi, t_2 aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$t_2 = \frac{s}{v} \quad (s)$$

Bu durumda ön uyarılı valfin toplam açılma süresi, t aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$t = t_1 + t_2 = t_{pilot\ valf} + t_{ana\ valf} \quad (s)$$

Burada:

Q: Uyarı yağı (pilot) debisi

C: Akış sabiti $\sim 0,65$

A: Akış kanalındaki en dar kesitin alanı, m^2

A_s : Sürgü alanı, m^2

p_1, p_2 : Sürgü uçlarında etkili basınçlar, Pa

ρ : Yağ yoğunluğu, kg/m^3

v: Sürgü hızı

Örnek 19.1. Bir bobin (solenoid) için aşağıdaki değerler verilmektedir. Solenoidin bu konumu için metal çekirdeğin uygulayabileceği itme kuvvetini hesaplayınız.

Verilenler;

Sarım sayısı, $N=800$

Metal çekirdeğin kesit alanı, $A=4 \text{ cm}^2$

Hava için geçirgenlik katsayısı, $\mu_0=1,26 \times 10^{-6} \text{ H/m}$

Hava boşluğu, $X=1 \text{ cm}$

Başlangıçtaki elektrik akımı şiddeti, $I_0=2 \text{ A}$

Çözüm;

$$F = \frac{1}{2} (800 \times 2)^2 \frac{4 \times 1,26 \times 10^{-6}}{1^2} = 6,4 \text{ (N)}$$

Örnek 19.2. Sürgü kütlesi, $m= 0,000315 \text{ N s}^2/\text{cm}$ (31,5 gram), hava boşluğu $x=0,381 \text{ cm}$, yay katsayısı $k=77,64 \text{ N/cm}$, solenoid de başlangıç kuvveti, $F_i=3,78 \text{ N}$ olduğuna göre doğrudan uyarılı solenoid valfin açılma zamanını hesaplayınız.

Çözüm;

$$r = \frac{F_i}{k} = \frac{3,78}{77,64} = 0,0483 \text{ cm}$$

$$t = \sqrt{\frac{m}{k} \ln \left[x + r + \sqrt{2rx + x^2} \right]}$$

$$t = \sqrt{\frac{0,000315}{77,64} \ln \left[0,381 + 0,0483 + \sqrt{2 \times 0,0483 \times 0,381 + 0,381^2} \right]}$$

$$t = 0,0031 \text{ s} = 3,1 \text{ ms}$$

Genelde AC solenoidli valflerde açılma zamanı 6-16 ms arasındadır. DC solenoidli valflerde bu değer biraz daha fazladır. Yay tarafından valf sürgüsünün geri getirilmesi ise 22-45 ms arasında olur.

Örnek 19.3. Aşağıda verilenlere göre uyarı valfinin açılma süresi 3,4 ms olan bir ön uyarılı solenoid valfin açılma zamanını hesaplayınız.

Uyarı basıncı: 828 kPa,

Karşı basınç 345 kPa

Akış sabiti $C=0,65$

Orifis alanı $A = 0,387 \text{ cm}^2$

Yoğunluk $\rho = 9,62 \times 10^{-6} \text{ N s}^2/\text{cm}^4$

Ana sürgü alanı, $A_s = 20,65 \text{ cm}^2$

Ana sürgü stroğu $s=5,59 \text{ cm}$

Çözüm;

Ana sürgü odasına giren debi,

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = 0,65 \times 0,387 \times \sqrt{\frac{2 \times (828 - 345)}{9,62 \times 10^{-6} \times 10}} = 796,6 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Ana sürgü hızı,

$$v = \frac{Q}{A_s} = \frac{796,6}{20,65} = 38,5 \text{ cm/s}$$

Ana valfin açılma zamanı,

$$t = s/v = 5,59/38,5 = 0,145 \text{ s}$$

Toplam açılma zamanı, $t=3,4+145=148,4 \text{ ms}$

Ön uyarılı valflerin açılma zamanı 200 ms civarındadır

20. Oransal valfler

Oransal selenoidler

Oransal selenoidler girişlerindeki oransal elektrik akımını çıkışta kuvvet veya pozisyona dönüştüren elemanlardır. Böylece oransal valflerin sürgülerini hareket ettirerek bu valflerin açılmasını sağlarlar. Aç-kapa (on-off) selenoidlerden farkları giriş akımlarının bir rampa fonksiyonu şeklinde ayarlanabilmesidir. Oransal selenoidler temel olarak DC yapıldırlar.

Genel olarak iki tip oransal selenoid kullanılmaktadır, bunlar;

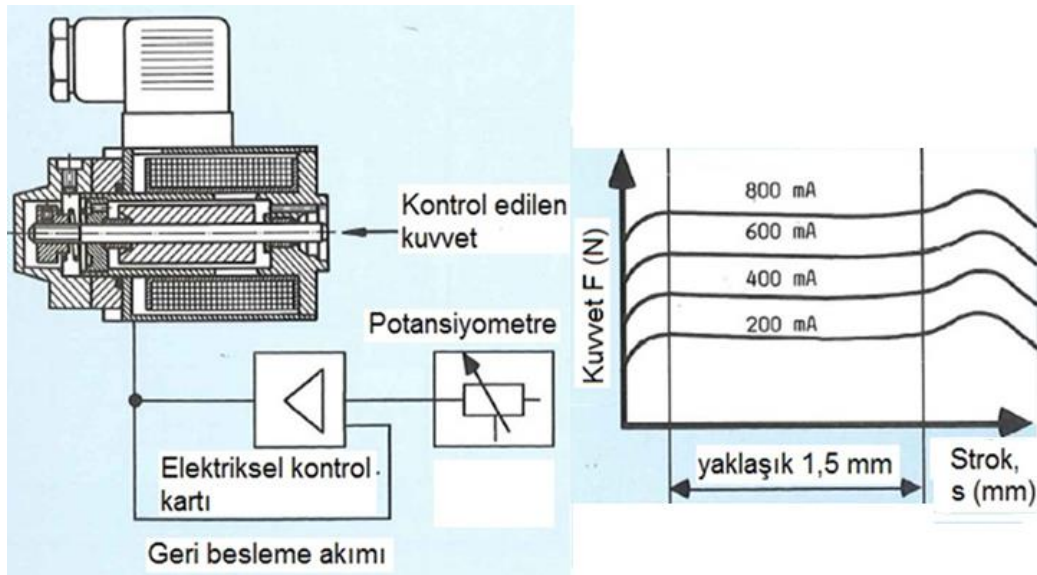
- Kuvvet kontrollü oransal selenoidler.
- Strok kontrollü oransal selenoidler

Oransal selenoidlerin performans değerleri,

- Maksimum itme kuvveti: 55 – 180 N
- Güçleri: 10 – 100 W
- Lineerlik: İyi
- Doğal frekansları: 10 -200 Hz

Kuvvet kontrollü oransal selenoidler

Elektriksel kontrol kartındaki akım geri beslemesi nedeni ile direnç değişimi olsa bile selenoid akımı, dolayısı ile selenoid kuvveti sabit kalır. Kuvvetin sabit kaldığı yaklaşık 1,5 mm lik strok aralığı kullanılır. Bu kısa strokları nedeni ile bu selenoidler özellikle ön uyarılı yön denetim ve basınç denetim valflerinde kullanılmaktadırlar.

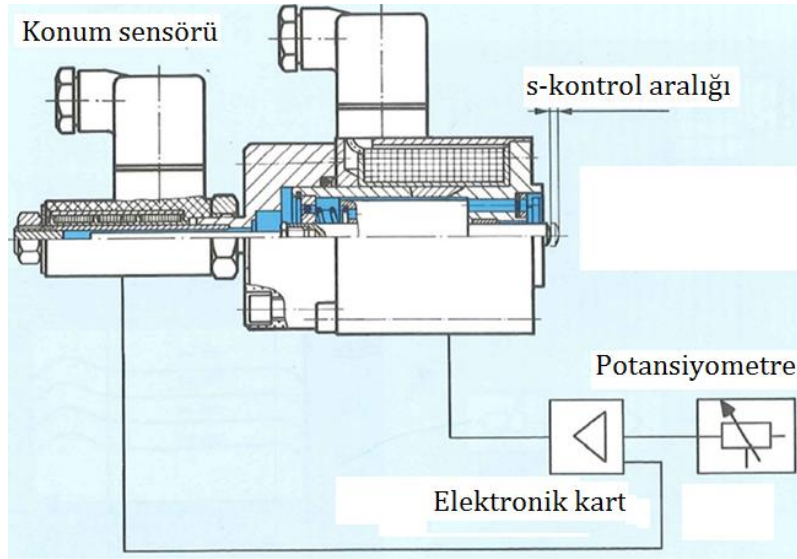


Şekil 20.1. Kuvvet kontrollü oransal selenoidin yapısı ve kuvvet strok ilişkisi.

Strok kontrollü oransal selenoidler,

Strok kontrollü oransal selenoidlerde armatürün konumu ölçülerek, karşı basınçtan bağımsız olacak şekilde kapalı çevrim olarak kontrol edilmektedir. Strok kontrollü selenoidlerin faydalı strokları bu nedenle daha fazladır (3–5mm). Bu selenoidlerin kullanıldığı oransal valflerde histeresis gibi hatalar daha azdır.

Bu tip selenoidler doğrudan uyarılı oransal yön, basınç ve debi denetim valflerinde kullanılmaktadırlar.



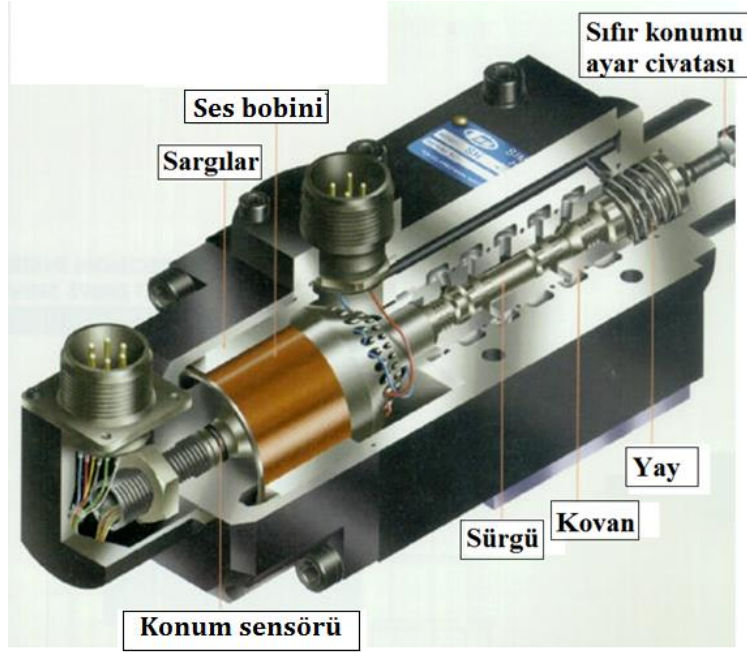
Şekil 20.2. Strok kontrollü oransal selenoidin yapısı.

Ses bobini (Voice coil, VCD) aktuatörlerle sürülen oransal valfler

Bu tip valfler yapı olarak oransal veya normal aç-kapa hidrolik valflerle benzer özelliklere sahiptirler.

Aktuatör ve sürgü yapısı değişiklik arz etmektedir. Bu valflerin ortaya çıkmasının asıl sebebi nozzle - flapper tip servovalflerin dezavantajlarını ortadan kaldırmaktır.

Force motor olarak adlandırılan selenoid, neodimiyumdan yapılmış mıknatıs stator ve voice coil olarak adlandırılan çok ince sarımlı rotordan oluşur. Ayrıca selenoid kısmında valf sürgüsünün pozisyonunu ölçmek için LVDT (konum ölçüp geri besleyen cihaz) mevcuttur. Bu yapı selenoid de, küçük akımlar ile yüksek güç elde etme imkânını sağlamaktadır.

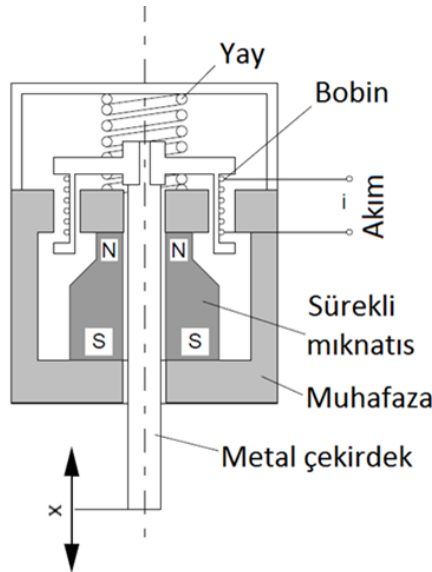


Şekil 20.3. Ses bobini aktüatörlerle sürülen oransal valfin yapısı.

Ses bobini aktüatörlü oransal valflerin çalışma prensibi.

Ses bobini giriş akımına orantılı olarak valf sürgüsünü hareket ettirir. Valf sürgüsü hareketi konum sensörü tarafından ölçülür ve elektronik kart bu değeri giriş sinyali ile karşılaştırır, buna göre servo valf giriş akımı fark sıfır oluncaya kadar azalır. Giriş sinyali, valf sürgü pozisyonuna eşit olduğunda, valf giriş akımı sıfırlanır ve valf sürgüsü durur.

Sonuç olarak, valf sürgü pozisyonu ile orantılı olan debi, giriş sinyali ile de orantılı olur.



Şekil 20.4. Ses bobini aktüatörün yapısı

Ses bobini aktuatörlerin performans değerleri,

- Maksimum itme kuvveti: $> + 60 \text{ N}$
- Güçleri: 30 W
- Lineerlik: İyi
- Doğal frekansları: 350 Hz

Ses bobini aktuatörlü oransal valflerin özellikleri

Bu tip valflerin stroğu $\pm 1,5 \text{ mm}$ ve sürgü ile gömlek arasındaki boşluk, aç-kapa valfler kadar olduğundan, yüksek oranda kirliliğe karşı karakteristiklerini kaybetmemektedir. Bu valflerle ISO 22/20/17 (NAS CLASS 11) kirlilik seviyesine kadar çalışmak mümkündür.

Ön uyarı için herhangi bir hidrolik basınca ihtiyaç yoktur, dolayısı ile ilave ısı kaynağı ortadan kaldırılmaktadır.

Valfin dinamik özellikleri, sistem basıncına bağlı değildir. Ses bobini özelliğinden ve pozisyon sensörü ile valf sürgü pozisyonu, kapalı çevrim ile kontrol edildiğinden, yüksek cevap ve düşük histeresis özelliği vardır.

Buna göre, örneğin voice coil aktuatorlerle uyarılan ileri teknolojili oransal valf değerleri aşağıda verilmektedir.

- Histeresis, $0,03 \%$
- Valf cevap zamanı, $3,5 \text{ ms}$
- Frekans, $-3 \text{ dB @ } 400 \text{ Hz}$

Örneğin bir hidrolik silindirin hızı $v=5 \text{ cm/s}$ ve servo hidrolik valfin cevap zamanı, $\Delta t = (\pm) 10 \text{ ms}$ ise, bu durumda hidrolik silindirin durma hassasiyeti pratik olarak, aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta s = v \cdot \Delta t = 5 \times 0.02 = 0.10 \text{ cm} = 1 \text{ mm} \text{ veya } \Delta s = (\pm) 0.5 \text{ mm}$$

Ses bobini aktuatörlü oransal valfler genelde 80 lt/dak kadar debilerde çalışabilen valflerdir. Bu durum nozzle - flapper servovalf tipleri için de geçerlidir. Daha fazla debi için daha büyük valflere ihtiyaç vardır ve ses bobinli valfler pilot valf olarak kullanılır ve ana valf sürgüsünün pozisyonunu kontrol ederler.

Oransal valfler hidrolik endüstrisinde servo valflerin ekonomik bir alternatifi olarak 1970'li yıllarda ortaya çıkmıştır.

Oransal valfe giren elektrik akımının artması veya azalması ile valf sürgüsünde etkili bobin kuvveti, orantılı olarak artmakta veya azalmaktadır. Bunun sonucunda valf, girişindeki sinyalle orantılı olacak şekilde açma-kapama, yön değiştirme, basınç ve akış ayarlaması yapabilmektedir.

Başlangıçta oldukça kötü statik ve dinamik karakteristiklere sahip olan bu valf grubu günümüzde servo valflerin yerini almaya başlamıştır

Oransal valfler, servo valflerin kullanıldığı hemen hemen her alanda kullanılabilir hale gelmiştir.

Oransal valflerin genel kullanım alanları,

- CNC takım tezgâhları
- Özel test tezgâhları
- Kâğıt endüstrisi
- Seramik endüstrisi,
- Kaldırma platformları
- Pozisyon kontrol üniteleri
- Ambalaj makinaları
- Demir-çelik endüstrisi,
- Rüzgâr türbinleri,
- Gemi ve havacılık alanı

Servo valfler sistemde kullanılan yağın kirliliğine karşı hassas ve sık sık arıza verebilecek yapıdadırlar. Bu sebeple oransal yön kontrol valfleri özellikle ağır iş makineleri, askeri araçlar, zirai araçlar gibi alanlarda servo valflerin yerini almıştır.

Günümüzde oransal valfler, statik ve dinamik karakteristiklerinin geliştirilmesi sayesinde, servo valflerle rekabet edebilir hale gelmiştir. Bu amaçla firmaların son yıllarda Ar-Ge faaliyetleri farklı aktuatör ve sürgü tasarımları ile elektronik sürücüler geliştirilme üzerine yoğunlaşmıştır.

Oransal valflerin servo valflere göre avantajları

- Fiyatları servo valflere göre oldukça ucuzdur. Oransal valflerin fiyatları 1000-2000 Euro seviyelerinde iken aynı kapasitelerde servo valflerin fiyatları 3000-4000 Euro civarındadır.
- Servo valflerde aynı blokta load sensing, debi duyarlılığı, antişok ve antikavitasyon gibi özellikler bulunmamaktadır.
- Servo valfler pleyt tipi olduklarından oransal kontrollü hidrolik yön valfleri gibi dilimler halinde birleştirilememektedirler. Servo valflerin bu dezavantajlarından dolayı özellikle mobil uygulamalarda oransal özellikte valflere ihtiyaç duyulmaktadır.
- Servo valflerin en büyük dezavantajı, hassas ölçülerden dolayı yağdaki kirliliğe izin vermemesidir. Valf arızalarının % 80 oranında kirlilikten dolayı olduğu tespit edilmiştir. Bu valfler ISO 17/15/12 veya ISO 18/16/13 (NAS CLASS 6-7) mertebesinde kirlilikte çalışabilir.
- Filtreleme sistem maliyetleri azdır.
- Oransal valflerde basınç kaybı servo valflere göre daha azdır. Bu durum ısınma problemleri için önemlidir.

Oransal valflerin servo valflere göre dezavantajları;

- Oransal valflerin statik ve dinamik karakteristikleri servo valflere göre oldukça kötü özelliklere sahiptir. Nozul flapper tip çok özel servo valflerle 150-200 Hz frekanslara çıkılabilmektedir.
- Bunun nedenleri, standart oransal valflerin yay kuvvetlerine karşı çalışmaları ve yataklamalarından kaynaklanan sürtünme kayıplarıdır.

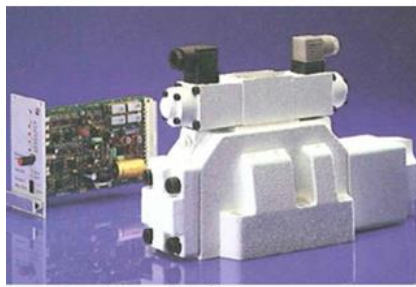
Elektrikli aktuatorler yardımı ile sürülen bu valflerin performans değerleri de oldukça büyük farklılıklar göstermektedir (Tablo 20.1).

	Klasik selenoidli valf	Oransal selenoidli valf		Servovalf
		Kuvvet kontrollü	Konum kontrollü	
Kontrol çevrimi	Açık	Açık	Kapalı	Kapalı
Hassasiyet		Orta	İyi	Mükemmel
Kirlilik hassasiyeti		30 µm		1 - 5 µm
Uyarı şekli	Elektro mıknatıslar			Tork motoru
Histeresis		3-6%	0,1-0,5%	0,01-0,5%
Sıfır konumunda taşma		2-20% pozitif taşma	Sıfır taşma	
Bir strok için cevap zamanı		40-60 ms		5-10 ms
Çalışma frekansı	5-10 Hz	10-70 Hz	50-150 Hz	100-200 Hz
Fiyat oranı	1	4	6	10

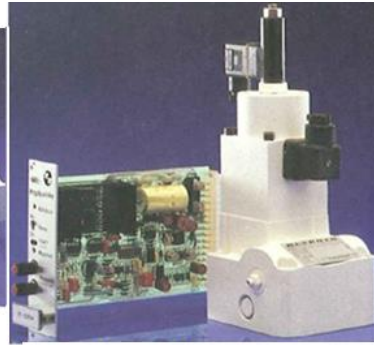
Tablo 20.1. Farklı aktüatörlerle ikaz edilen elektrohidrolik valflerin performans değerlerinin karşılaştırılması.

Fonksiyonlarına göre oransal valf çeşitleri aşağıdaki gibi verilmektedir,

- Oransal yön denetim valfleri,
- Oransal basınç denetim valfleri,
- Oransal akış denetim valfleri.



Oransal yön denetim valfleri



Oransal akış denetim valfleri



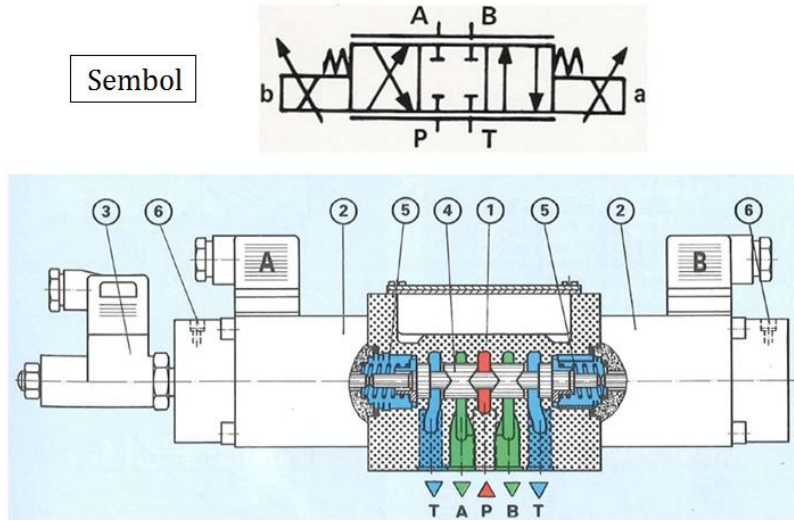
Oransal basınç denetim valfleri

Şekil 20.5. Fonksiyonlarına göre oransal valf çeşitleri ve elektronik sürücüler.

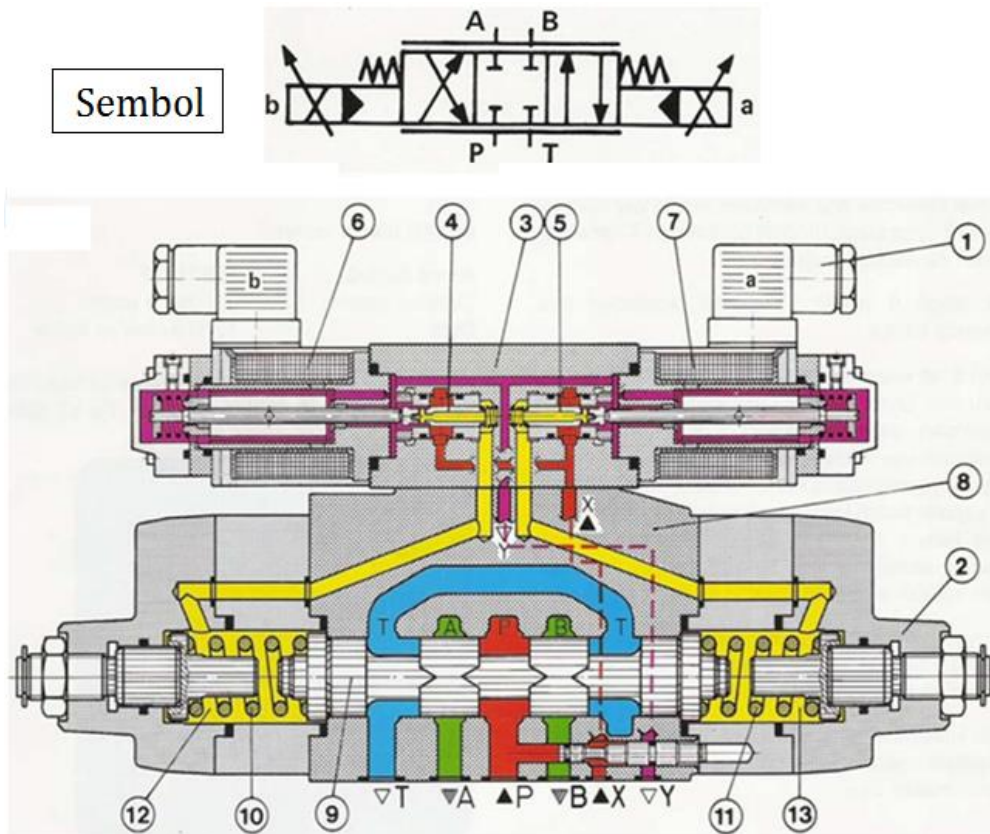
20.1. Oransal yön denetim valfleri,

Oransal yön denetim valfleri, yön denetiminin yanı sıra akış denetimi amaçlı kullanılmaktadırlar. Oransal yön denetim valfleri, doğrudan uyarılı ve ön uyarılı olarak

yapılmaktadırlar. Küçük debili sistemlerde doğrudan uyarılı yön denetim valfleri ekonomik alternatifler oluşturmaktadırlar (şekil 20.6).



Şekil 20.6. Doğrudan uyarılı 4/3 oransal yön denetim valfinin şematik yapısı ve standart sembolü (Bosch-Rexroth).



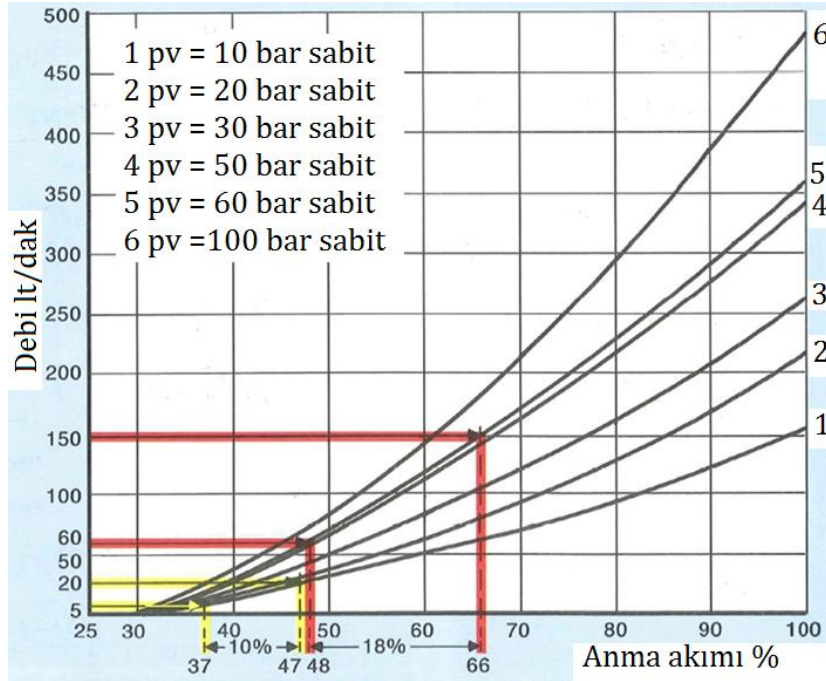
Şekil 20.7. Ön uyarılı 4/3 oransal yön denetim valfinin şematik yapısı ve standart sembolü (Bosch-Rexroth).

Ön uyarılı yön denetim valfleri, yüksek debili sistemlerde kullanılmaktadır. Bu valflerde valf sürgüsünün konum değiştirme hareketine karşı akıştan kaynaklanan büyük kuvvetler etkili olmaktadır. Bu nedenle bu valfler ön uyarılı olarak üretilmektedirler(şekil 20.7).

Örnek 20.1. Verilere uygun olan oransal yön denetim valfini seçiniz.

- Tanımlanmış sistem basıncı = 120 bar
- Yük altında basınç = 110 bar
- Hızlı harekette yük basıncı = 60 bar
- Yük altında debi aralığı = 5 - 20 l/dak
- Hızlı harekette debi aralığı = 60 - 150 l/dak

Çözüm:



Maksimum debiye uygun olacak şekilde (150 l/dak) oransal valfin seçilebilir.

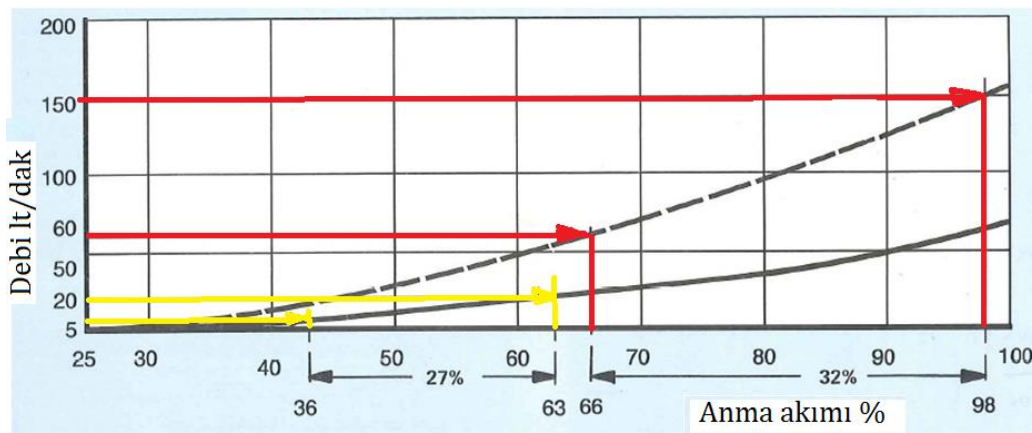
Hızlı harekette basınç düşüşü = 120 - 60 = 60 bar (Q1 = 60 - 120 l/dak)

Yük altında basınç düşüşü = 120 - 110 = 10 bar (Q2 = 5 - 20 l/dak)

Ancak bu seçimin hatalı olduğu yapılan hesaplamalara bağlı olarak grafikten anlaşılmaktadır.

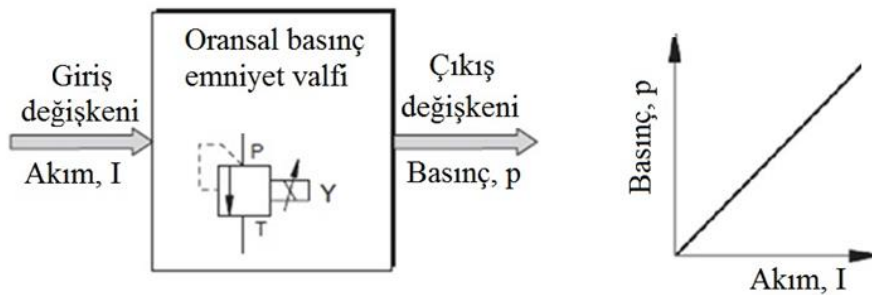
İlk seçimde 10 bar anma basıncında 150 lt/dak debi veren bir valf seçilmiştir ancak valfin çözünürlüğü (%10 ve %18) çok azdır.

Aşağıda debi-sinyal ilişkisi verilmekte olan valfin seçilmesi durumunda ise 10 bar anma basıncında 64 lt/dak olan daha küçük bir valf seçilmiş olmasına rağmen bu valfin çalışma bölgesindeki çözünürlüğü daha yüksek (%27 ve %32) olup bu seçim daha uygun olacaktır.



20.2. Oransal Basıncı Denetim Valfleri

Oransal basınç denetim valflerinin çalışma prensibi klasik basınç denetim valfleri ile aynıdır. Farklı olarak burada yay yerine oransal bobin kullanılmaktadır. Sistem basıncı bobin gerilimi ile oransal olarak değiştirilebilir.

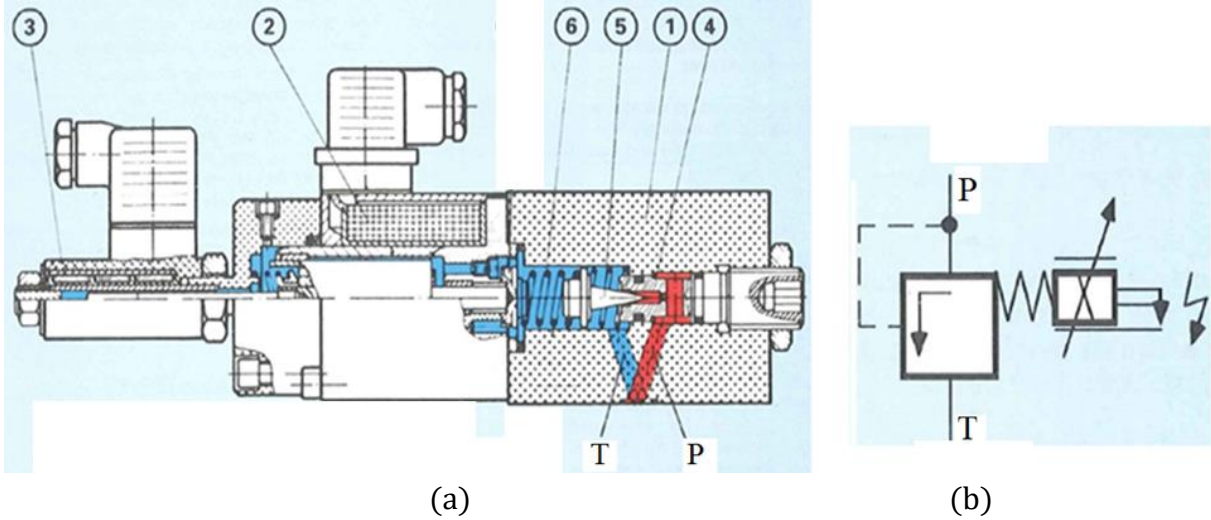


Şekil 20.8. Oransal basınç emniyet valfi ve ayar karakteristiği.

Giriş akımının artırılmasıyla daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilir (şekil 20.8).

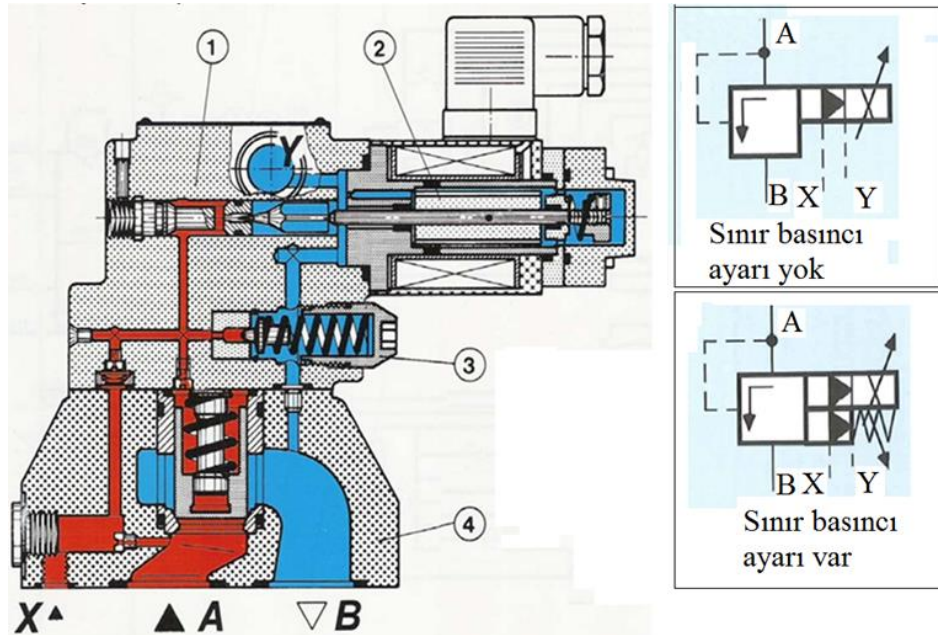
Oransal basınç emniyet valfleri de diğer basınç denetim valflerine benzer şekilde doğrudan uyarılı ve ön uyarılı olarak imal edilmektedir.

- a. Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi küçük debili sistemlerde sürekli basınç ayarı için kullanılmaktadır.



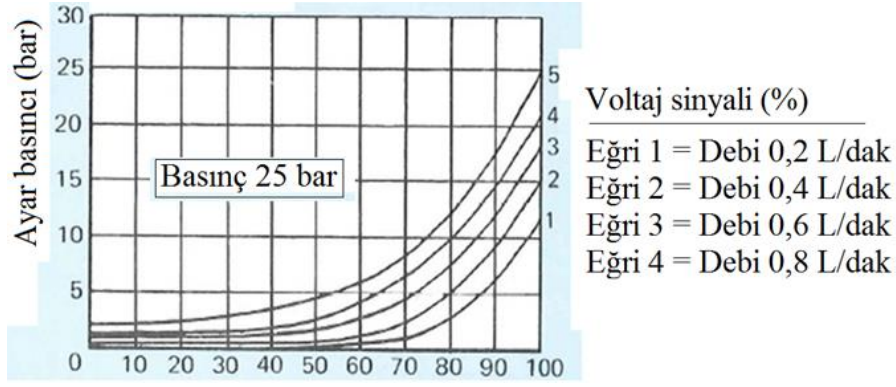
Şekil 20.9 Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi (Bosch Rexroth). Burada, (1) Valf gövdesi, (2) Oransal bobin, (3) Konum sensörü, (4) Popet yuvası, (5) Popet (6) Yay.

- b. Ön uyarılı basınç emniyet valfi büyük debili sistemlerde sürekli basınç ayarı için kullanılmaktadır.



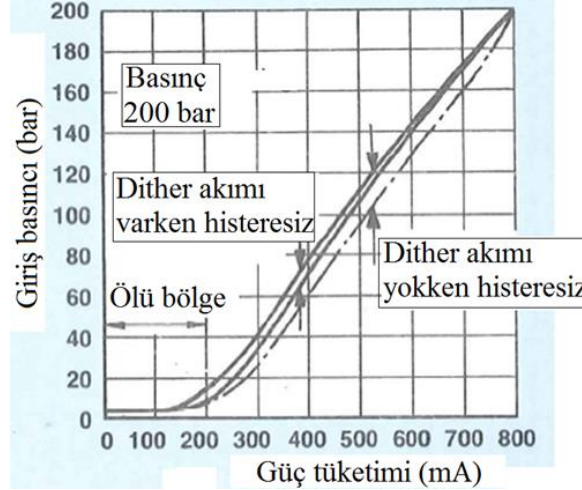
Şekil 20.10 Ön uyarılı basınç emniyet valfi (Bosch Rexroth). Burada, (1) Uyarı valfi, (2) Oransal bobin, (3) Sınır valfi, (4) Ana valf.

Oransal basınç emniyet valfleri strok kontrollü selenoidler kullanılarak yapılırlar. Anma basıncı değerlerine göre sınıflandırılırlar. Şekil 20.11 den görüleceği gibi maksimum ayar basıncı aynı zamanda valf debisine bağlıdır.



Şekil 20.11. Anma basıncı 25 bar olan bir basınç emniyet valfinin ayar basıncı değerlerinin ikaz sinyaline bağlı değişimi.

Oransal valflerde en önemli parametrelerden biri de histeresiz kayıplarıdır (şekil 20.12). Bu kayıplar sistemin çalışma hassasiyetini belirlemektedir.



Şekil 20.12. Anma basıncı 200 bar olan ön uyarılı basınç emniyet valfinin minimum ve maksimum ayar basınçları ve kayıpları. Burada dither akımı valf kapama elemanının yapışmasını önlemek için uygulanmaktadır.

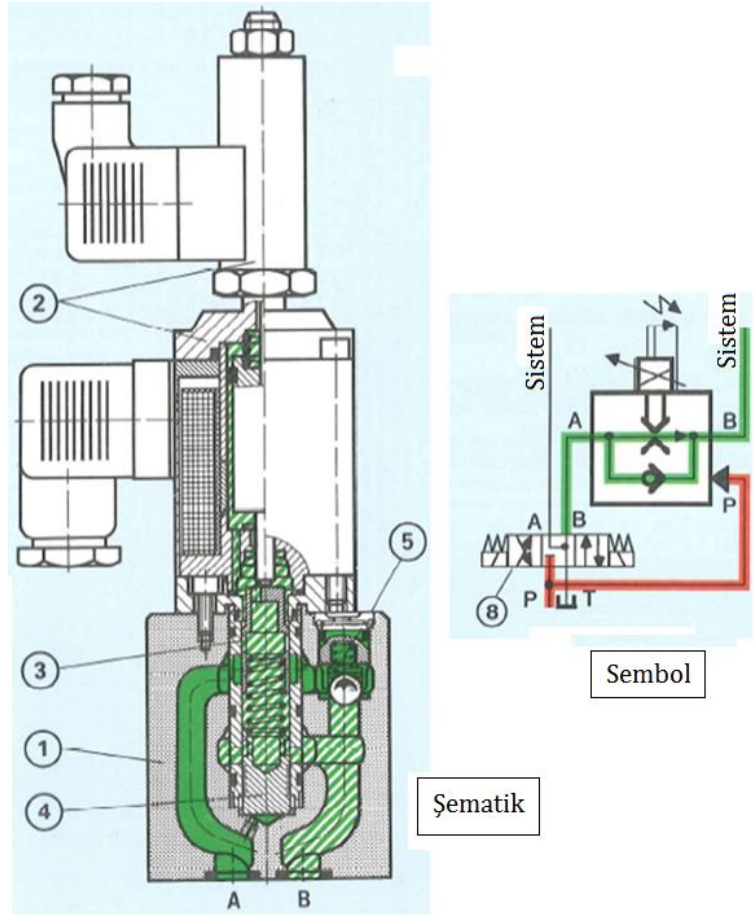
20.3. Oransal akış denetim valfleri

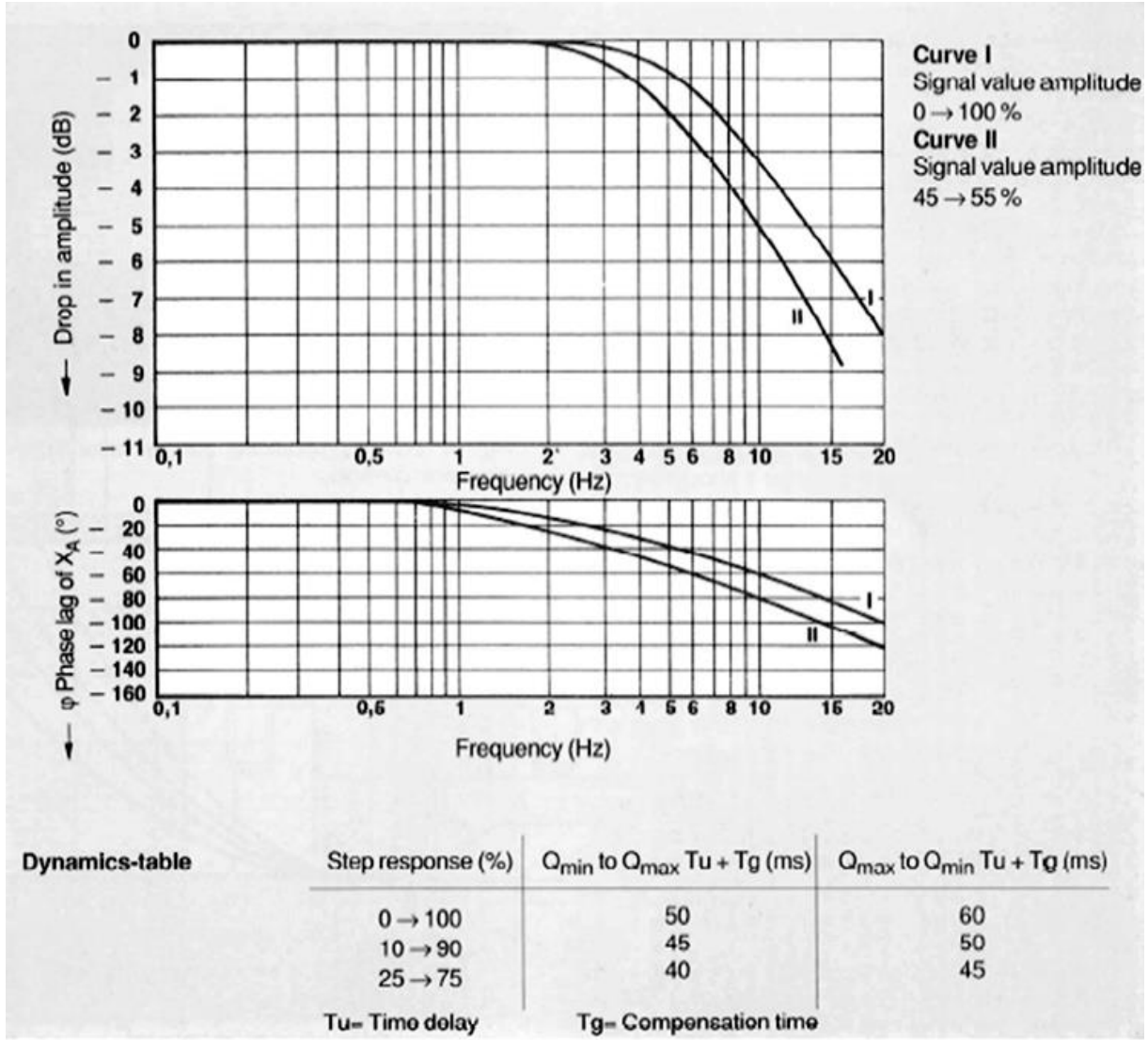
Oransal akış denetim valfleri yağ sıcaklığındaki ve çalışma basıncındaki değişimleri telafi edecek şekilde yapılmaktadırlar (şekil 20.13).

Oransal akış denetim valflerinin devre uygulamalarında dinamik özellikleri önem taşımaktadır. Şekil 20.14 de böyle bir valf için Bode diyagramı görülmektedir.

Şekil 20.13. Üç yollu oransal akış denetim valfi.

(1) Valf gövdesi, (2) Oransal selenoid ve konum sensörü, (3) Orifis, (4) Basınç telafi elemanı, (5) Çek valf. Sağ tarafta dışardan uyarılı basınç telafi işlemi görülmektedir (Bosch-Rexroth).





Şekil 20.14. Bir oransal valfin frekans cevabını veren Bode diyagramı.

21. Servovalfler

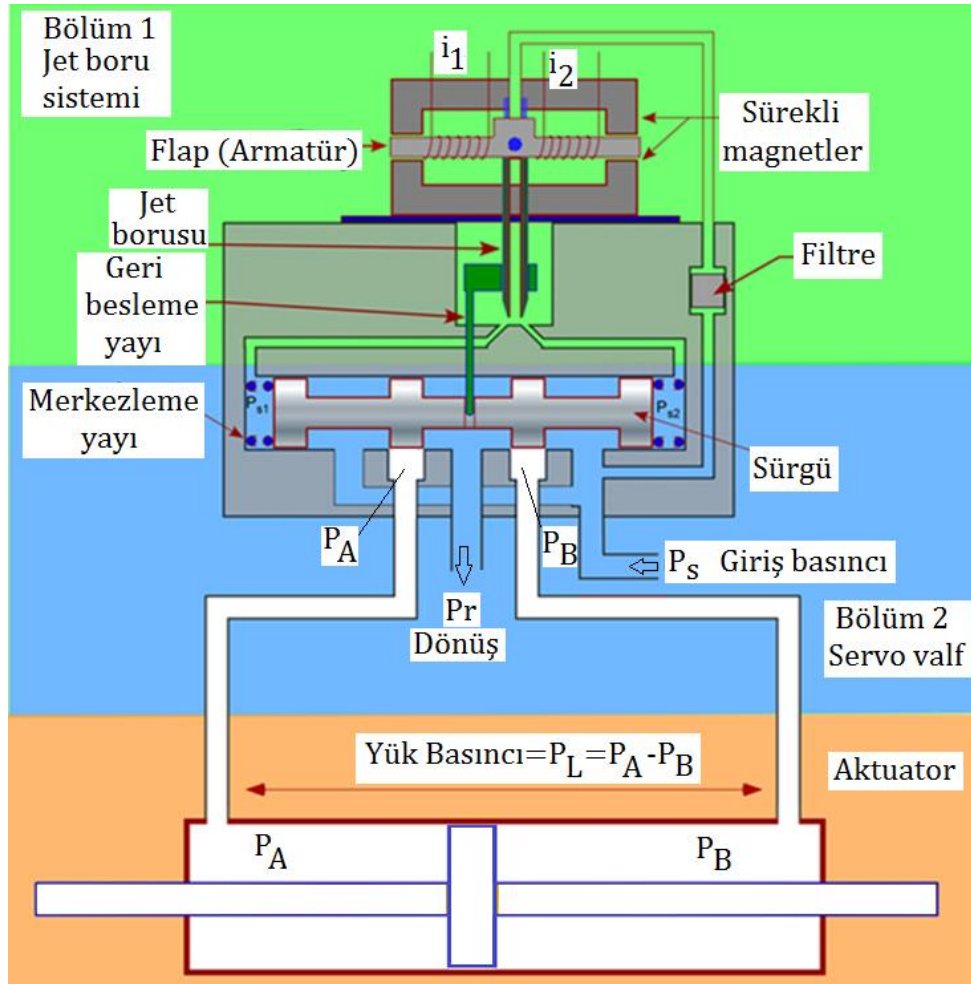
Servovalfler yapılarına göre iki tipe ayrılırlar;

- Jet Pipe tip servovalfler,
- Nozul Flapper (Nozul +Yaprak) tip servovalfler,

Her ne kadar birbirinden farklı özelliklere sahip olsalar da, her iki servo valf günümüzde hala kullanılmakta, etkili ve güvenilir bir şekilde hizmet vermektedir.

Hemen hemen bütün servo valfler 2 kademeli olup bazı durumlarda 3 kademeli de tasarlanabilmektedirler. Pratikte 4 kademeli servovalflere kadar uygulamalar vardır. En büyük servovalfler ise deprem test ekipmanlarında kullanılmak üzere 40 000 lt/dak debi verecek şekilde imal edilmektedirler ve tamamen özel uygulamalardır.

21.1. Jet boru (Jet Pipe) tip servovalfler,

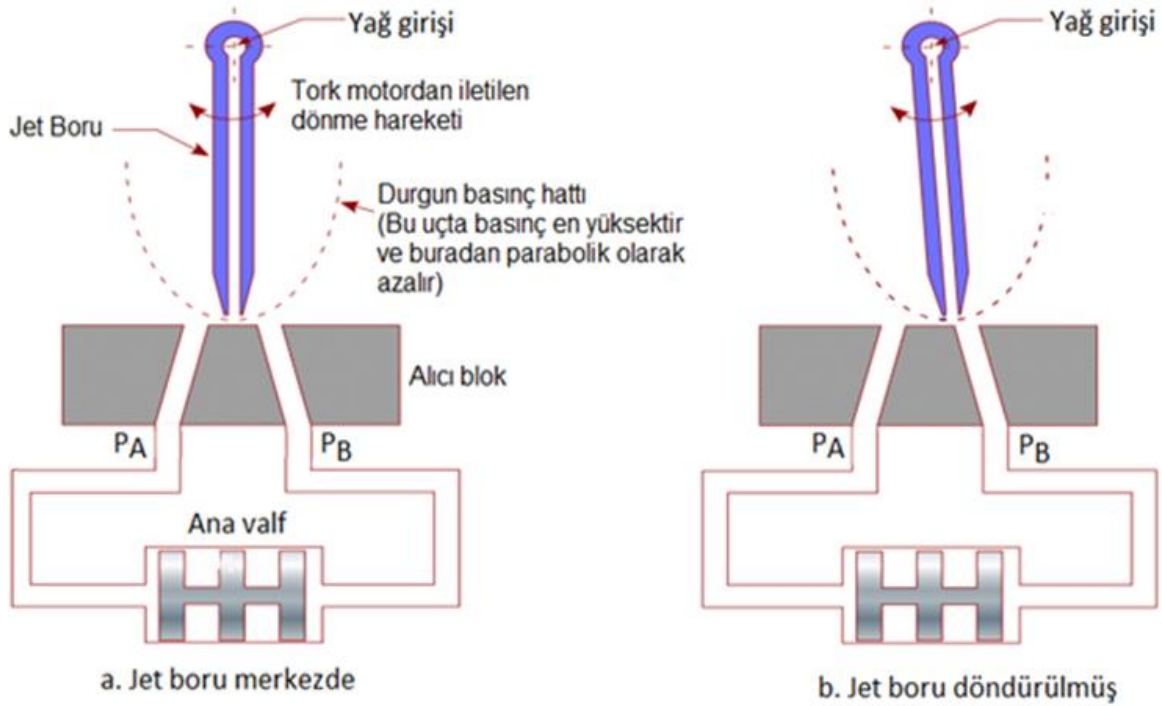


Şekil 21.1. Jet borulu tip servovalfle sürülen simetrik hidrolik silindir sisteminin şematik yapısı

Servovalflerin kontrol yöntemlerinden bir tanesi boru içinden yağın jet tarzında püskürtülmesine dayalı konfigürasyondur (şekil 21.1).

Jet borulu servo valflerin ilk kademesini tork motor oluşturur. Jet boru rijit bir şekilde rotor ve rotorun dönüşünde etkilidir. Sisteme yüksek basınçlı yağ, küçük bir yağ debisi ile esnek bir tüpten jet boru içinden gönderilir. Jet boru, hareketli akışkanın kinetik enerjisini statik basınca dönüştürür. Alıcı blok içindeki iki delik arasında, merkezde olduğu zaman servovalf sürgüsü üzerindeki basınç eşittir.

Ancak, jet boru alıcı üzerindeki deliklerden birisine doğru döndüğünde bu alıcı delikteki basınç diğer alıcı delikten daha fazla olur, bu durumda servovalf sürgüsü üzerinde dengesizlik oluşur (şekil 21.2).



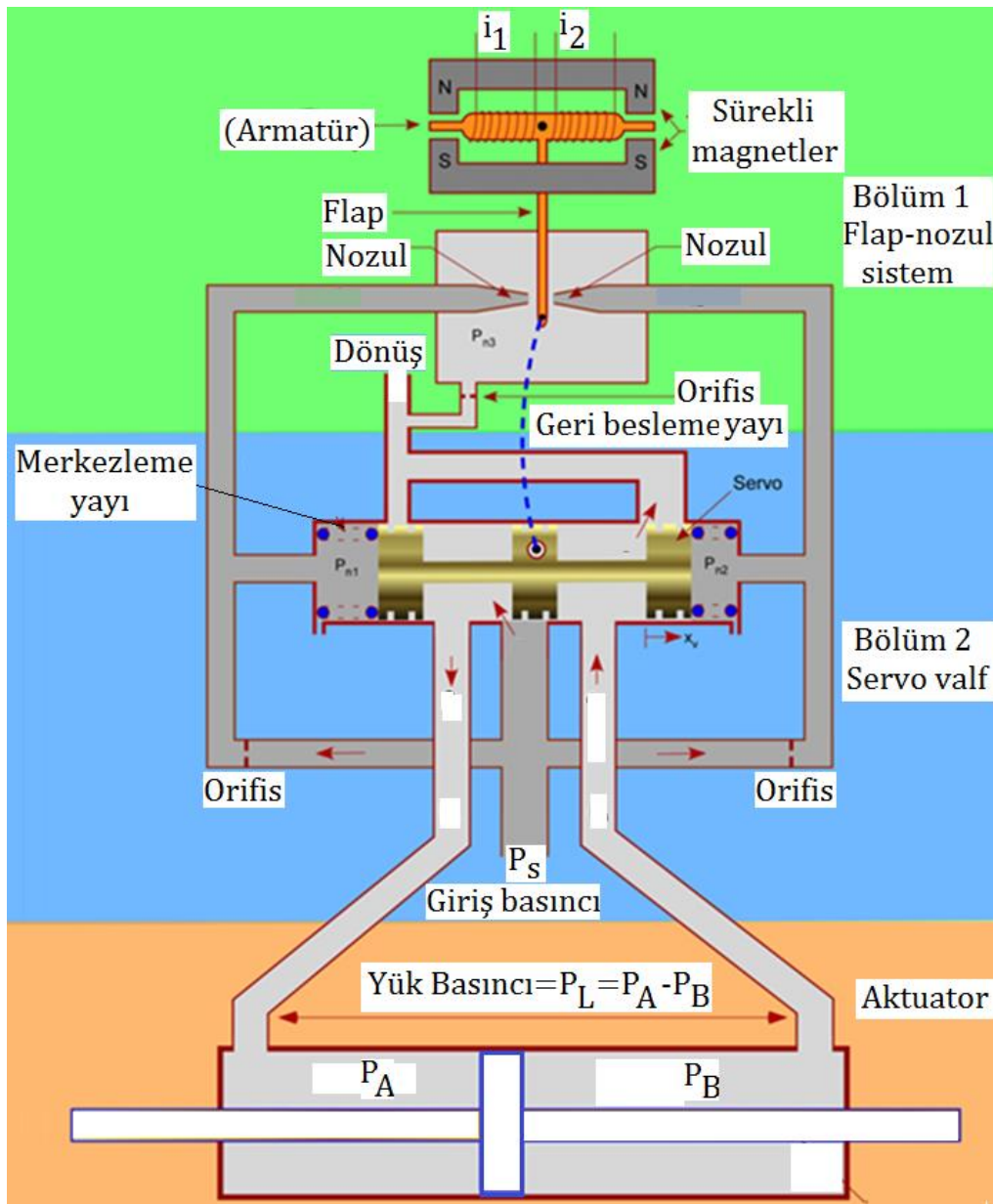
Şekil 21.2. Jet borunun çalışma şekli. Şekil a' ya göre servovalf sürgüsünün her iki tarafındaki basınç eşittir ($\Delta P=0$). Şekil b'de ise jet boru sağa doğru dönmüştür. Bu durum, servovalf sürgüsünün sağ tarafındaki basıncı yükseltmiş, sol tarafında ise düşürmüştür.

Jet borulu servo valfte, rotor ve ona bağlı plaka jet-borunun hareketini giriş işareti ile oransal olarak değiştirmekte ise de plaka üzerine etki eden akışkan kuvvetleri ve diğer kuvvetlerden dolayı bu oransallık çok dar sınırlar içerisindedir. Bu nedenle oransallık

sınırını arttırmak daha kararlı çalışmasını sağlamak üzere valfin birinci kademesi ile ikinci kademesi arasına bir geri besleme yayı yerleştirme gerekliliği vardır.

21.2. Nozul-Flapper Servo Valfler,

Bu tip servo valflerin ilk aşamasında tork motor ve nozullar vardır. Endüstride en yaygın kullanılan servovalf tipi nozul-flapper servo valflerdir. Nozulların flap tarafından kısılıp açılması ile valf sürülmektedir. Şekil 21.3 de simetrik bir hidrolik silindiri süren bir nozul-flapper servovalf uygulamasının şematik resmi görülmektedir.



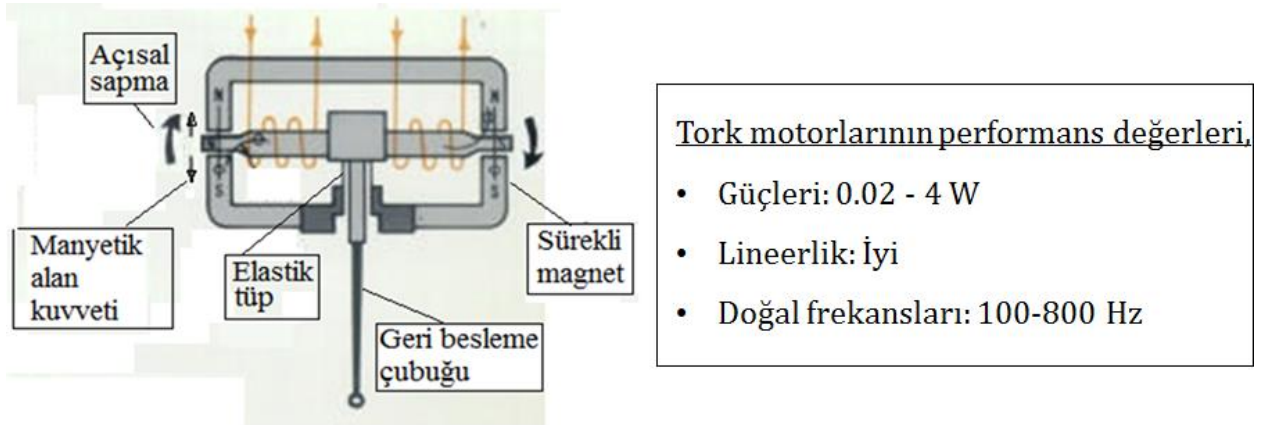
Şekil 21.3. Nozul-flapper servovalfle simetrik bir hidrolik silindirin sürülmesi

Burada iki aşamalı bir servovalf yapısının ne anlam ifade ettiği de görülmektedir. Valfin ilk aşaması flapper ve nozul sisteminden oluşmaktadır. Servovalfin ikinci aşamasında ise devredeki ana hidroliği geçiren sürgü sistemi bulunmaktadır.

Nozul-flapper Servovalflerin temel elemanları,

Tork motoru,

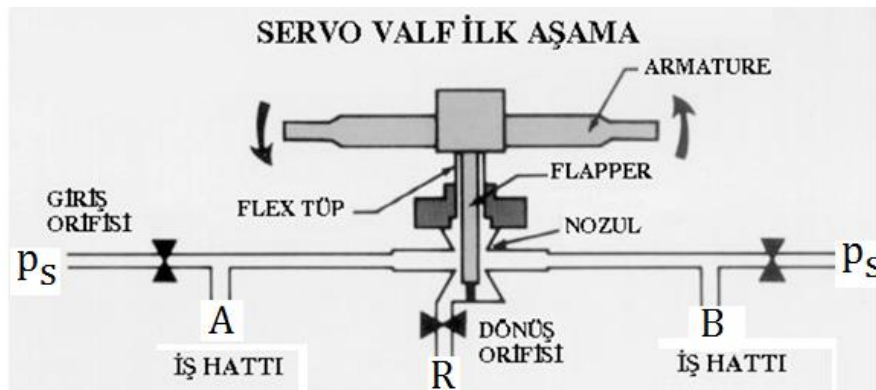
Tork motoru, çok zayıf elektriksel sinyalleri, oransal olarak mekanik harekete çevirmektedir (şekil 21.4). Ana elemanları, iki adet sabit mıknatıs, bobin, sürgü, sürgüye bağlı elastik tüp ve alt, üst kutup plakalarıdır.



Şekil 21.4. Nozul-flapper servovalflerde kullanılmakta olan tork motorunun yapısı

Hidrolik yükseltici

Servovalf ikaz sistemine, tork motoruna ilave olarak iki adet giriş orifisi ve nozul ile sürgüye bağlı olan esnek tüpün içindeki yaprak yay eleman yani flapper da eklenir. Çalışma esnasında, giriş orifisinden geçen basınçlı yağ nozullardan geçerek ve flapper' a çarparak dönüş orifisine gider.



Şekil 21.6. Hidrolik yükseltici tork motorundaki zayıf gücü daha yüksek kullanılabilir hidrolik güce dönüştürmektedir.

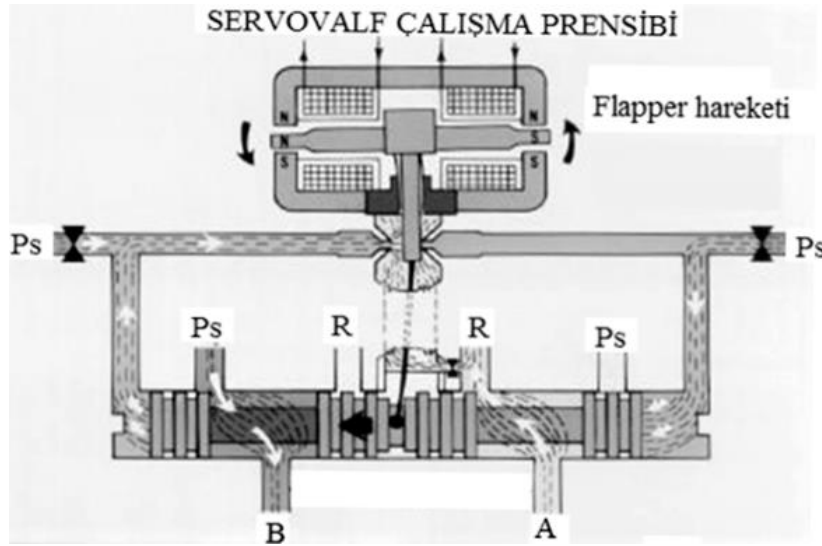
Aynı çapta olan nozullar ve orifisler ve ortada duran flapper A ve B kanalındaki hidrolik basıncının eşit olmasını sağlar. Tork motorunun bobinlere uygulanan akımla orantılı olarak flapper i hareket ettirmesi, A ve B kanalındaki basınç farkının orantılı olarak değişmesini sağlar. Böylece akımla, iki kanal arasındaki basınç farkının lineer olarak değiştiği görülür.

Geri besleme yayı

Bu kısım yalnızca mekanik geri beslemeli servo valflerde vardır.

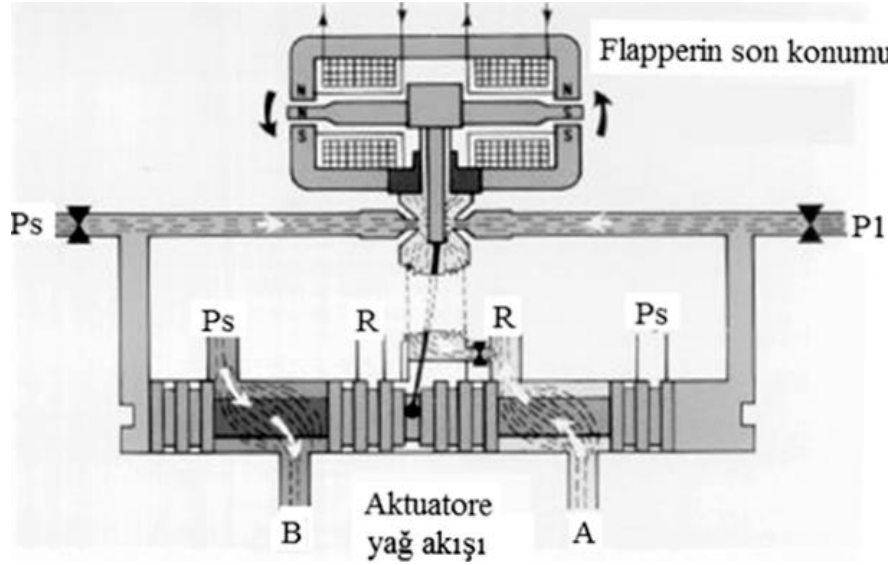
Servovalflerde geri besleme yayı sisteminin çalışma şekli;

1. Aşamada bobinlere verilen elektrik akımı, tork motorun üzerinde manyetik kuvvetler oluşturur, flapper, verilen akım değeri ile orantılı olarak döner ve flapper' a yakın olan nozulun arkasındaki basınç artar ve diğerininki azalır, valfin sürgüsünün bir ucu basınç hattına, diğeri dönüş hattına bağlanır (şekil 21.7).



Şekil 21.7. İlk aşama elektriksel referans akımı ile orantılı olacak şekilde flapper' ın dönmesi.

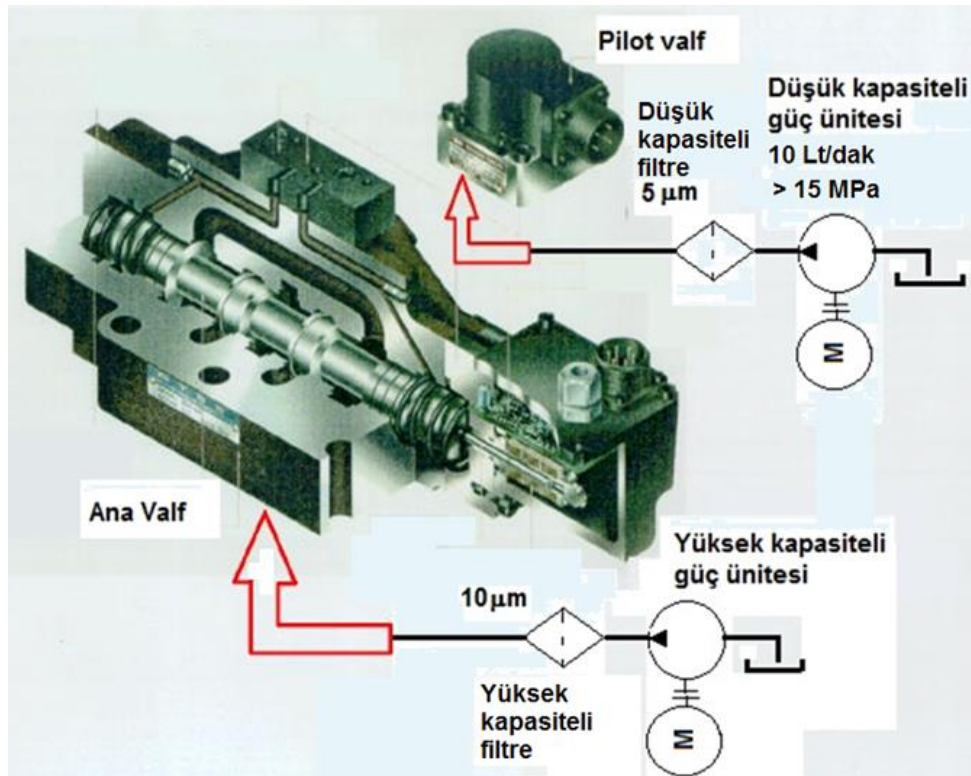
2. Aşamada valfin sürgüsünün sola hareketi sonucu geri besleme yayı flapper' a sürgü tarafından ilave bir dengeleme kuvveti uygulanır. Bu dengeleme kuvveti, tork motorundaki manyetik kuvvete eşit olduğunda, flapper orta pozisyonu alır ve nozulların arkasında basınç farkı sıfır olur ve sürgü bu konuma gelir. Böylece tork motoruna verilen akım ile orantılı olarak, valf sürgüsü pozisyonu elde edilir (şekil 21.8).



Şekil 21.8. İkinci aşama valf sürgüsü tarafından flapperin itilmesi ve tork motorunun başlangıç konumuna getirilmesi sonucu sürgünün her iki ucundaki basıncın dengelenmesi.

21.3. Servovalflerde filtrasyon,

Yağdaki kirlilik servo hidrolik valflerin en büyük dezavantajıdır. Bunu ortadan kaldırmak için bazı tedbirler almak gerekir.



Şekil 21.9. Servovalf filtrasyonu için örnek devre şeması.
Muharrem E. BOĞOÇLU

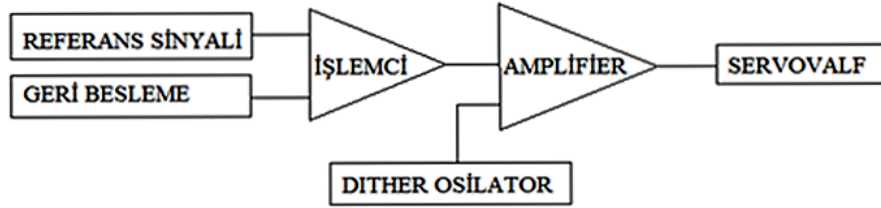
Genelde servo valflerde, bir ya da iki adet iç filtre bulunmaktadır. Bu filtreler absolute filtrelerdir, yani bahsedilen oranı %99 garanti ederler.

Bir hidrolik devrede nozul - flapper servo valfin basınç hattına 3 mikronluk bir filtre ilave etmek veya bu valfi besleyen ayrı bir ünite kurmak kirlilik problemini azaltacaktır. Çünkü sistem tankı çok büyük ve kirliliği bu tankta kontrol etmek çok zor olduğundan, ayrıca genelde ana valfler daha az hassas olduğundan, ayrı olarak 15-20 lt civarında bir ünite hazırlamak problemin kirlilik tarafını büyük ölçüde ortadan kaldıracaktır (şekil 21.9).

21.4. Servovalflerde elektronik kontrol sistemleri

Servovalf sürücüleri (servo-amplifier),

Servovalflerin kapalı çevrim kontrol sisteminde, servovalf ile giriş sinyali arasındaki ilişkiyi kuran, servo amplifier valfin karakteristiklerini düzeltmek için bazı fonksiyonlar ile donatılmıştır.



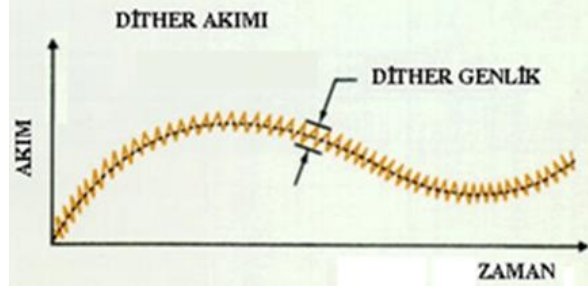
Servovalf sürücülerinin görevleri,

Hesaplama Fonksiyonu: Giriş, hata ve geri besleme sinyallerini çıkarır yada toplar.

Maksimum stabil seviyeye kadar hata sinyallerini yükseltir. Fakat bu amplifikasyon sistemin elverdiği kadardır, bu değer aşılar ise, sistem stabilitesi kaybolabilir.

Elektrik akımı: Servovalf sürücüsü, tork motorunu sürmek için gerekli olan akımı sağlar. Bu değer tork motorunda 10-1000 mA, ses bobinlerinde (voice coil) ise 1- 2 A arasındadır.

Dither Fonksiyonu: Çıkış akımının üzerine yüksek frekansta AC akımı bindirilerek valfin karakteristikleri arttırılmaya çalışılır. Genelde 200- 500 Hz frekans kullanılır ve valf anma akımının genlik olarak %10'u geçilmez



Şekil 21.10. Dither akımı

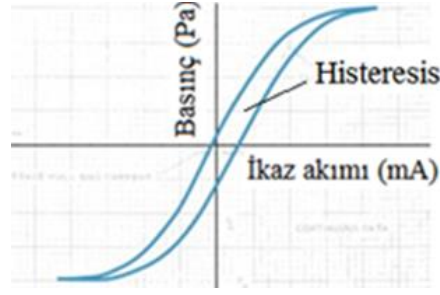
Dither akımının faydaları,

- Sürtünmeyi azaltarak histeresis' i azaltır
- Valf sürgüsünün yapışmasını engeller,
- Sürgüye hidrolikten gelen pisliğin yapışmasını engeller,
- Servo valf bobinini aşırı akımdan korur.

Null Bias (Sıfır Düzeltme Akımı): Sürgüyü orta pozisyonda tutmak için, yani valf giriş ve çıkış kanallarındaki basınç farkının sıfır olması için gerekli olan kontrol akımıdır. Basınç kazanç eğrisi veya debi kazanç eğrisi her zaman sıfır noktası etrafında oluşmaz, iste bu kaçıklığı sıfır noktasına getirmek için gerekli olacak akıma sıfır düzeltme akımı denir. Genelde servo valflerin null bias akımları valf nominal akımının % 2' si mertebesindedir. Valfin bu karakteristiği servovalf giriş basıncı ile doğrudan alakalıdır. Bu yüzden nozzle - flapper tip servo valflerin 140 bar' ın üzerinde kullanılması tavsiye edilmektedir. Aslında null bias akımı nominal akımın % 10 -15 'ini geçmediği sürece, valfin cevap verme süresini ve dinamik karakteristiklerini etkilemez. Zaten bazı sistemler kasıtlı olarak null bias ta çalıştırılır, bu sistemde enerji kesilmesi olduğu zaman, mekanik sistemin istenilen pozisyonda kalmasını sağlamak için yapılmaktadır.

21.5. Oransal ikazlı hidrolik valflerin hataları,

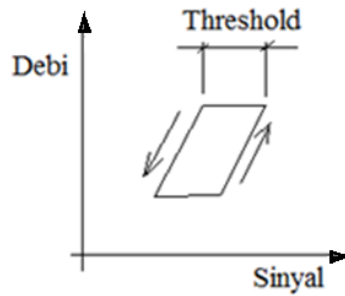
Histeresis (şekil 21.11): Servo karakterli hidrolik valflerin kontrolü için uygulanan giriş sinyalinin değeri minimumdan maksimuma veya maksimumdan minimuma değiştirildiğinde, her iki pozisyonda da aynı çıkış sinyalini sağlamak için giriş sinyalleri arasındaki maksimum fark olarak değerlendirilir. Valfin kendi içinde kapalı çevrim kontrol edilmesi (feedback) histeresis hassasiyetini iyileştirir.



Şekil 21.11. Histeresis

Histeresis, valf sürgüsünün yapışmasından, valfin mekanik özelliğinden, hidrolik yağın sıcaklığı, yağdaki kirliliğin valf sürgüsüne yapışmasından oluşabilir. Mekanik sistemlerde histeresis i sıfır yapmak imkânsızdır. Servo hidrolik valflerde histeresis değeri, %3-5 kabul edilebilir. Histeresis i azaltmanın yöntemlerinden biri de valfe dither akımı uygulamaktır.

Threshold (Eşik) (şekil 21.12): Threshold, servo karakterli hidrolik valflerin çıkış değerinin değişimi için gerekli olan, giriş akımındaki değişiklik miktarına denir. Genelde servo hidrolik karakterli valf giriş akımı bir değere ayarlanır, çıkış debisi veya basınç farkı not edilir. Daha sonra bu değer sıfıra doğru azaltılır ve debi veya basınç farkı değişimindeki ilk değer not edilir.



Şekil 21.12. Threshold (Eşik)

Bu iki değer arasındaki fark valfin threshold' unu bize verir. Genelde elektrohidrolik valflerde threshold % 0,5 - 1 arasında değişir. Bu değerler valfin lineer karakteristik bölgelerine göre alınmalıdır.

21.6. Oransal ikazlı hidrolik valflerin statik ve dinamik karakteristikleri

Statik karakteristikler,

a. Debi Basınç Karakteristiği

Elektrohidrolik valflerde debi basınç ve ikaz sinyali veya sürgü stroğu ile ilişkilidir. Bu durum şekil 21.13 e uygun olacak şekilde aşağıdaki eşitlikte ifade edilmektedir.

$$Q_L = C_q w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left[p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_L \right]} \quad (22.1)$$

Burada:

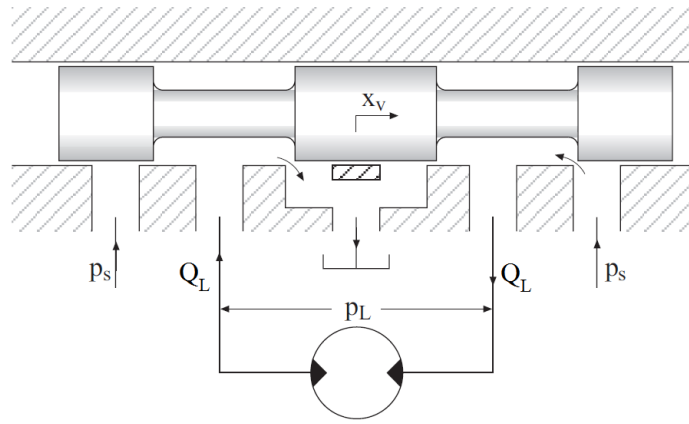
C_q : Akış sabiti

p_s : Pompa basıncı

p_L : Yük basıncı

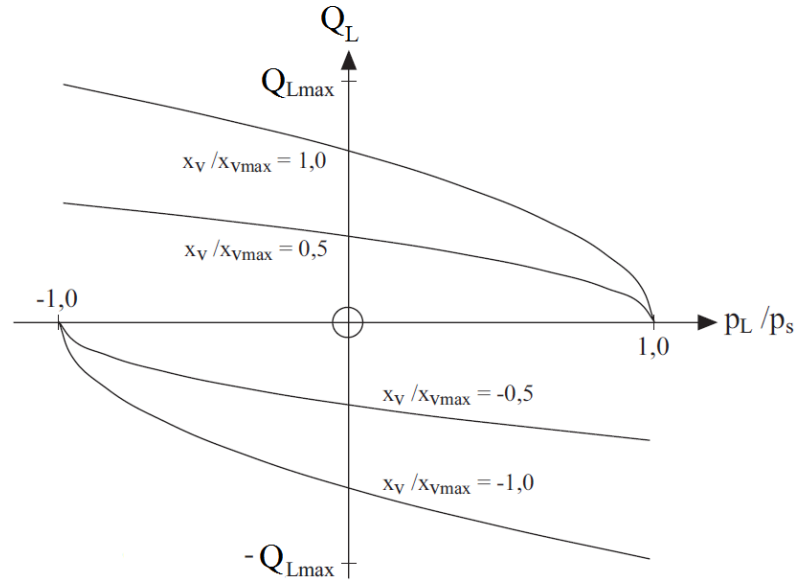
w : Valf akış kanalı açılma miktarı ile orantılı değer

x_v : Valf sürgüsü hareket miktarı



Şekil 21.13. Dört yollu üç konumlu (4/3) sürgülü valf.

Burada valf sürgüsünün $-x_{vmax} \leq x_v \leq x_{vmax}$ ve yük basıncının $-p_s \leq p_L \leq p_s$ aralığında değiştiğini var sayarsak debi basınç eğrisi şekil 5.3 deki gibi elde edilmektedir.



Şekil 21.14. Dört yollu üç konumlu (4/3) sürgülü valfin debi basınç eğrisi.

b. Debi Kazanç Karakteristiği

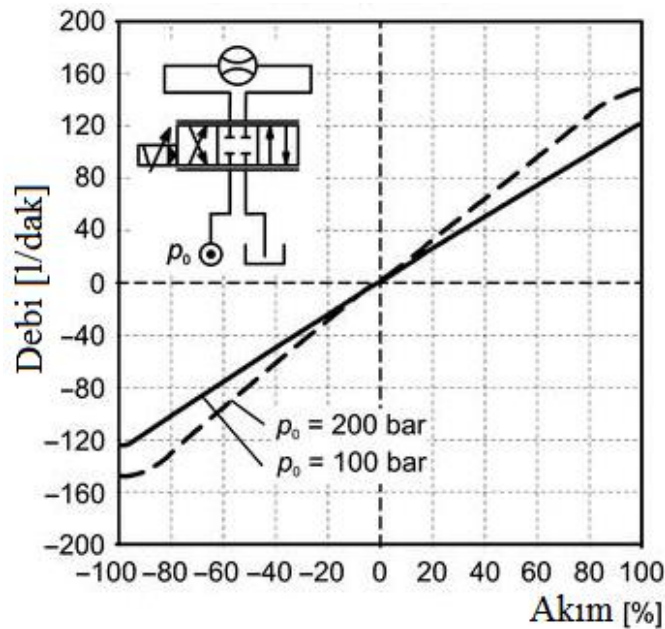
Servo hidrolik valfin giriş akımı, yüksüz olarak çıkış portlarından elde edilen debi ile doğru orantılıdır.

Bu grafiği elde edebilmek için, valfin çıkış kanalları birbirine, araya debi ölçer konarak bağlanır ve giriş akımı sıfırdan, valf anma akımına kadar kademeli olarak çıkarılır ve debi bu değerlerde ölçülür.

Bu durumda servo karakterli hidrolik valfin yüksüz olarak debi eğrisi elde edilmiş olunur.

Bu grafik, histeresis ve Null bias (valfi sıfır konuma getirmek için gerekli akım) hatalarını içermemektedir.

Servo karakterli hidrolik valflerin debi-ikaz karakteristiğinde lineerliğin kaybolduğu nokta sıfır noktasıdır (Null Region). Bu da sürgü geçişi ile doğrudan alakalıdır. Valf sürgü geçişi, seçimi yapılacak olan kontrol ile doğrudan alakalıdır.



Şekil 21.15. Bir servo hidrolik valfin debi kazancı eğrisi.

Debi kazancı aşağıdaki gibi verilmektedir.

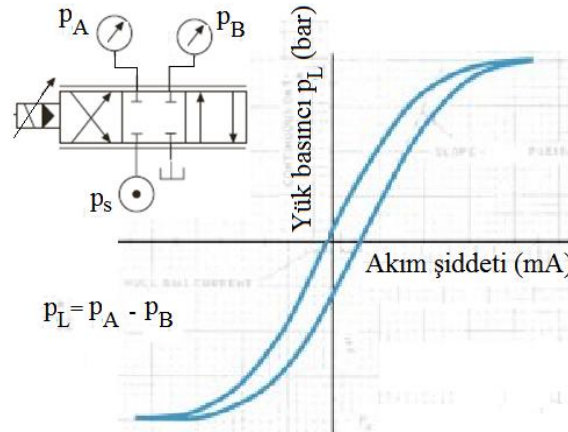
$$c_0 = \left. \frac{\partial Q_A}{\partial y} \right|_{p_L=0, y=0} \quad (22.2)$$

c. Basınç Kazancı Karakteristiği

Servo karakterli hidrolik valflerin, giriş çıkış kanallarını kapatıp, verilen akım karşılığında bu kanallarda meydana gelen basınç farkını gösteren eğri basınç kazancı eğrisidir.

Basınç kazancı aşağıdaki gibi verilmektedir.

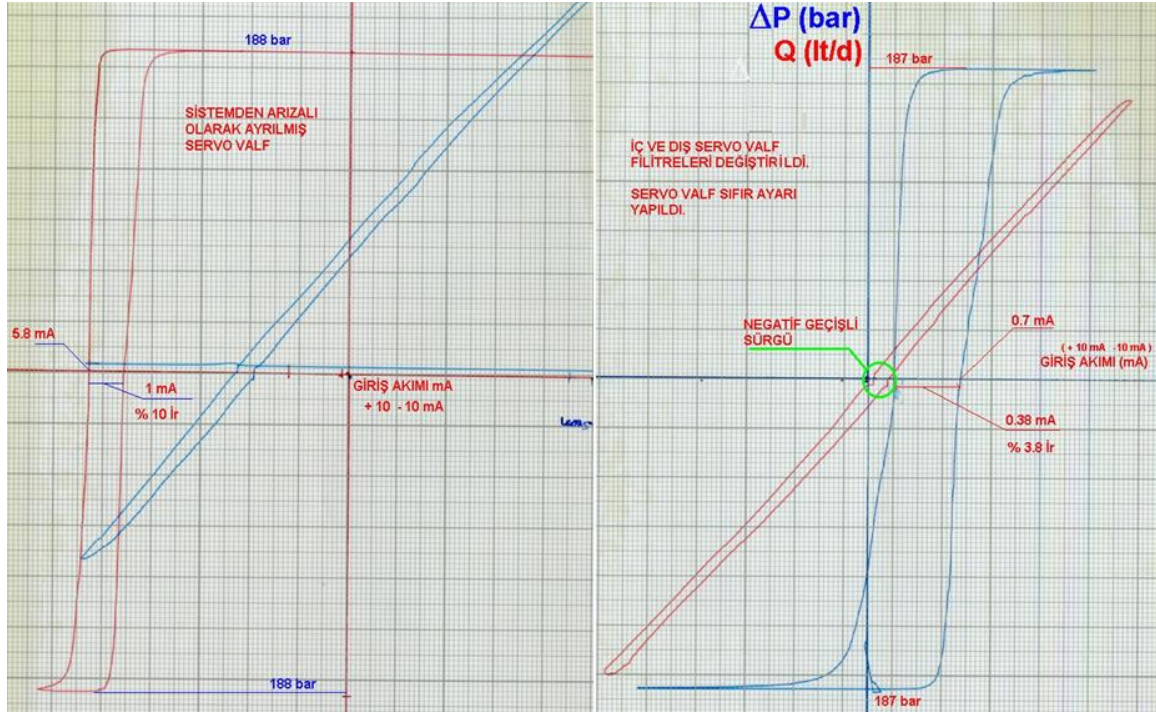
$$e_0 = \left. \frac{\partial p_A}{\partial y} \right|_{Q_A=0, y=0} \quad (22.3)$$



Şekil 21.16. Bir valfin basınç kazanç eğrisi.

Bu eğri, akım ile basınç farkının orantılı olarak değiştiğini gösterir. Bu orantı standart servovalflerde, basınç farkı/akım şeklinde ifade edilmektedir.

Valflerde uzun süreli çalışmalar sonucunda aşınma ve kirlilikler sonucu arızalar oluşmaktadır. Bu durum testlerle saptanabilir. Aşağıdaki şekillerde arızalı bir valfin karakteristik değerlerindeki değişimler verilmektedir.



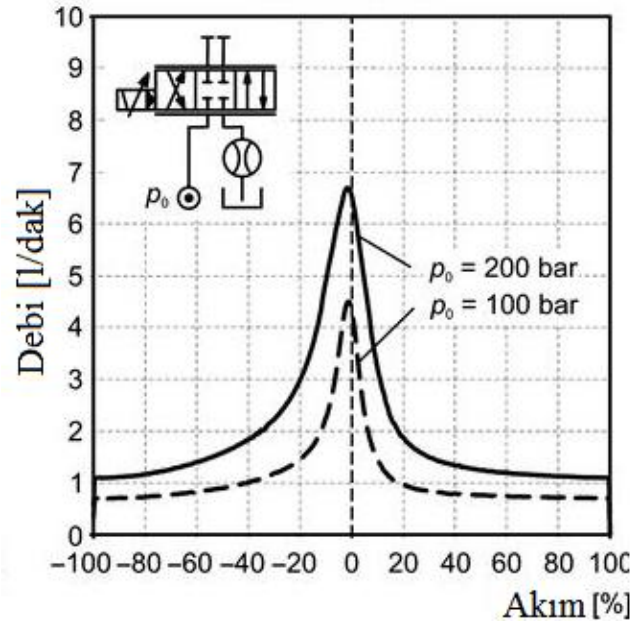
Şekil 21.17. Solda arızalı bir valf ve sağdaki şekilde bakımı yapılmış durumda iken valf karakteristiklerindeki değişim görülmektedir.

d. Sıfır konumu kaçak debisi

Servovalfin sürgüsündeki ve nozullarındaki aşınmaları ve tıkanmaları aşağıdaki eğride görmek mümkündür. Servovalfin sürgü gömleğindeki O-ring patlamalarından dolayı meydana gelebilecek kaçakları da tespit etmek mümkündür.

Ayrıca servovalfin nozul debisinin azalması, giriş filtresinin tıkalı olabileceğinin bir işareti olduğundan, servo valf cevap verme süresini azaltır ve aynı zamanda iç kaçak valf sürgü geçişi ile doğrudan ilişkilidir.

Genelde servo valf nozullarından dolayı meydana gelen iç kaçak 1.90 – 7.30 lt/dak seviyesindedir.



Şekil 21.18. Bir servovalfin iç kaçak debisi eğrisi.

Dinamik karakteristikler,

Servo karakterli hidrolik valflerin dinamik karakteristikleri frekans cevabı (frequency response) ve adım cevabıdır (step response).

Bu karakteristikler kontrol edilen hidrolik sistemin kararlı bir şekilde kontrol edilebilmesi için önemlidir.

a. Cevap zamanı,

Valfin giriş sinyal değişmelerine karşılık hızlı cevap verme kabiliyeti hakkında bilgi verir. Kısaca harekete geçme veya intibak zamanı olarak tanımlanır. Bir başka deyişle girişteki bir sinyal değişmesine cevap vermesi için geçen süre olarak ifade edilir.

Kapalı çevrim sistemlerde kararlı bir çalışma için servo hidrolik valfin cevap zamanı, sistemin cevap zamanından en az 4 - 5 misli kısa olmalıdır. Bu da kontrol edilen sistemin ve servo karakterli hidrolik valflerin sönüm oranı (damping ratio) ve doğal frekansı (natural frequency) ile doğrudan ilişkilidir.

22. Valf içinden hidroliğin geçiş yollarının benzetimi

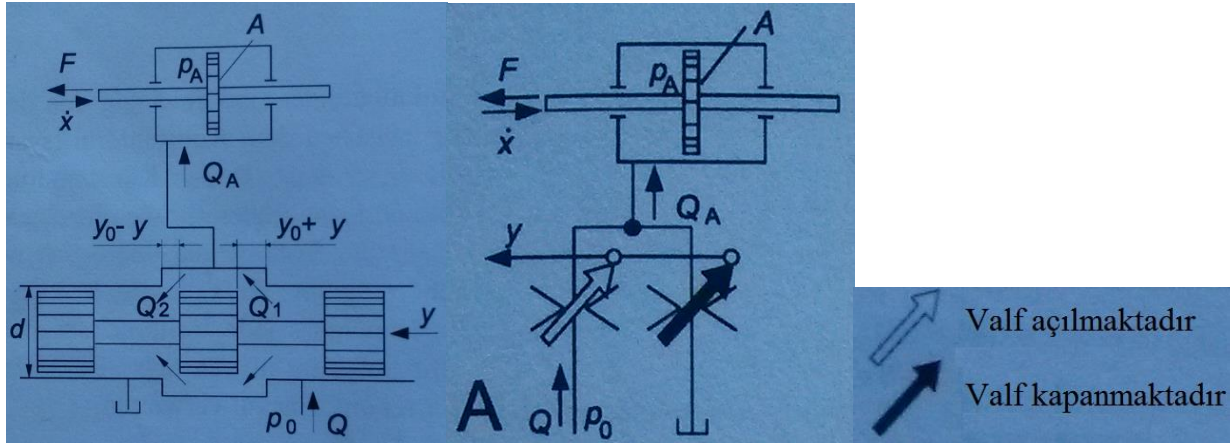
22.1. Sabit basınç kaynağı ile oluşturulan devrelerde sürgü tiplerine bağlı debi geçişi durumları

Yarım köprü durumları

a. Negatif geçişli valflerde yarım köprü durumları

Bu bölümde RWTH UNIVERSITY- IFAS'dan Prof.Dr. Hubertus Murrenhoff' un ders notları dikkate alınarak değerlendirme yapılmaktadır. Buna göre valfin içinden hidroliğin geçişinde beş farklı geçiş durumu (köprü) tanımlamaktadır. Benzer tanımlamalar PURDUE UNIVERSITY, MAHA Fluid Power Research Center' dan Prof.Dr. Monika Ivantysynova tarafından da önerilmektedir.

A köprüsü



Şekil 22.1. A köprüsüne ait şematik ve sembolik gösterilişler.

Burada tank basıncı sıfır olarak alınmaktadır.

$$y_0 > y \quad \text{için} \quad Q_1 = B \cdot (y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_A} \quad (22.4)$$

$$Q_2 = B \cdot (y_0 - y) \sqrt{p_A} \quad (22.5)$$

$$B = C_d \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (22.6)$$

$$Q_A = Q_1 - Q_2 = A \cdot \dot{x} \quad (22.7)$$

$$\dot{x} = \frac{B}{A} [(y_0 + y)\sqrt{p_0 - p_A} - (y_0 - y)\sqrt{p_A}] \quad (22.8)$$

Buradan hız değişim oranı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$C_0 = \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right|_{(p_A=p_0/2, y=0)} = \frac{B}{A} \sqrt{2p_0} \quad (22.9)$$

Buna göre debi kazancı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_0 = A \cdot C_0 = B \sqrt{2p_0} \quad (22.10)$$

Basınç kazancı ise aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$\dot{x} = 0$ ise debi ifadesi, $Q_1 = Q_2$ şeklinde olacaktır.

$$(y_0 + y)^2(p_0 - p_A) = (y_0 - y)^2 p_A \quad (22.11)$$

$$p_A = \frac{F}{A} = p_0 \frac{(y_0 + y)^2}{(y_0 + y)^2 + (y_0 - y)^2} \quad (22.12)$$

Buna göre basınç kazancı aşağıdaki gibi bulunur.

$$e_0 = \left. \frac{\partial p_A}{\partial y} \right|_{Q_A=0, y=0} = \frac{p_0}{y_0} \quad (22.13)$$

Boyutsuz değerler aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

Negatif geçişli sürgünün doğal konumu için ($y=0$) debi aşağıdaki gibi bulunur.

$$y = 0 \text{ ve } p_A = p_0/2 \text{ için } Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.14)$$

Valf sürgüsünün tamamen açık konumu için hız değeri aşağıdaki gibi bulunur.

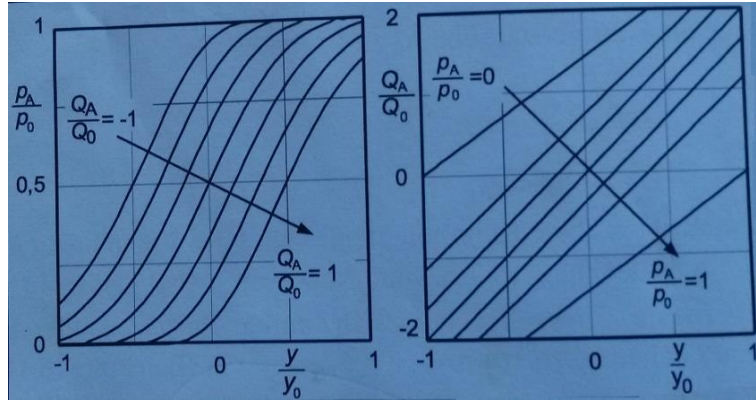
$$y = y_0 \text{ ve } p_A = 0 \text{ için } \dot{x}_{max} = 2 \frac{B \cdot y_0}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.15)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \left[1 + \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0} \right)} - \left[1 - \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{p_0}} \quad (22.16)$$

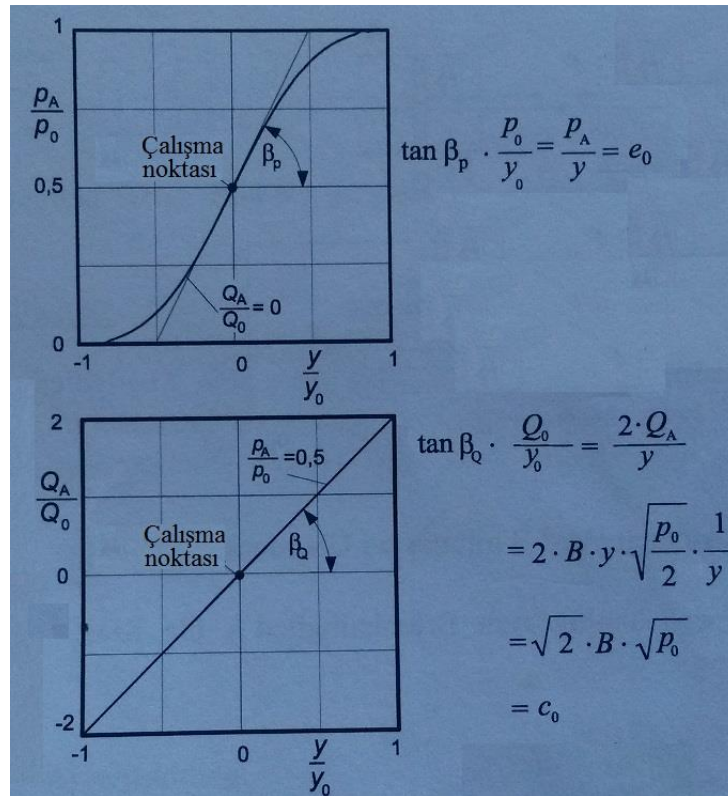
$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} - \frac{1}{2} \left[1 - \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{\frac{p_A}{p_0}} \quad (22.17)$$

Bu denklemlerden sabit basınçlı bir sistemde, negatif sürgü geçişi durumunda, A köprüsü için aşağıdaki eğriler elde edilir.



Şekil 22.2. Sabit basınçlı bir sistemde, negatif sürgü geçişi durumunda, A köprüsü için boyutsuz değerlere göre düzenlenmiş eğriler.

Valfin özel bir konumu için eğriler aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

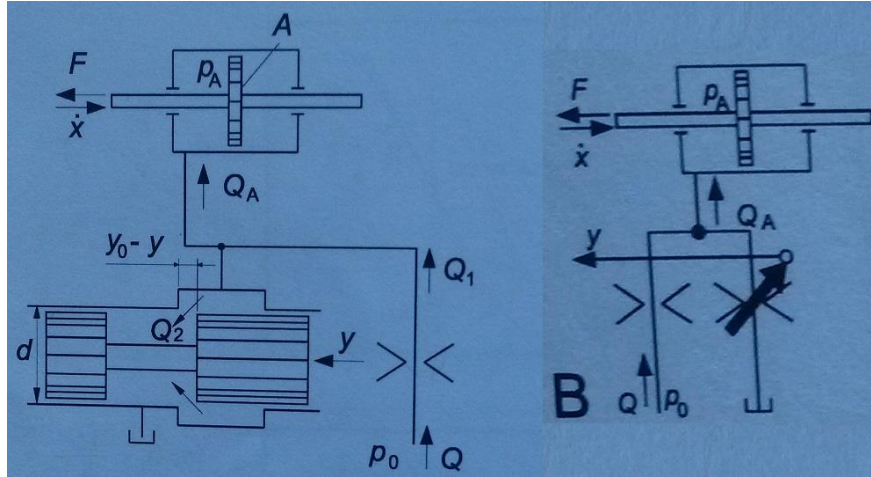


Şekil 22.3. A köprüsünün valfin bir konumu için uygulanması. Yukarıdaki grafik

$Q_A/Q_0=0$ ve aşağıdaki ise $p_A/p_0=1/2$ için oluşturulmuştur.

Bu eğriler basınç kazancı e_0 ve debi kazancı c_0 yardımı ile kolayca oluşturulabilmektedir.

B köprüsü



Şekil 22.4. B köprüsüne ait şematik ve sembolik gösterilişler.

$$y = y_0 \quad \text{ için } \quad Q_1 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0 - p_A} \quad (22.18)$$

$$Q_2 = B. (y_0 - y) \sqrt{p_A} \quad (22.19)$$

Basınç kazancı A köprüsüne benzer şekilde aşağıdaki gibi bulunur.

$$e_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_0}{y_0} \quad (22.20)$$

Debi kazancı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_0 = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot B \cdot \sqrt{p_0} \quad (7.21)$$

Burada E_0 kuvvet kazancı ve C_0 hız kazancı olarak tanımlanacak olursa, basınç kazancı

$e_0=E_0/A$ ve debi kazancı $c_0=C_0/A$ olarak verilebilir.

Negatif geçişli sürgünün doğal konumu için ($y=0$) debi aşağıdaki gibi bulunur.

$$y = 0 \text{ ve } p_A = p_0/2 \text{ için } Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.22)$$

Valf sürgüsünün tamamen açık konumu için hız değeri aşağıdaki gibi bulunur.

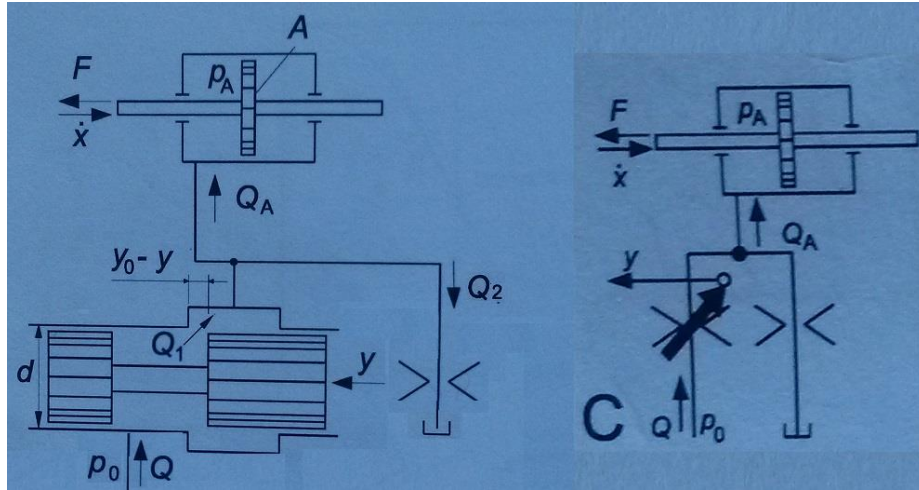
$$y = y_0 \text{ ve } p_A = 0 \text{ için } \dot{x}_{max} = \frac{B \cdot y_0}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.23)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0}\right)} - \left[1 - \frac{y}{y_0}\right] \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{p_0}} \quad (22.24)$$

$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} - \frac{1}{2} \left[1 - \frac{y}{y_0}\right] \cdot \sqrt{\frac{p_A}{p_0}} \quad (22.25)$$

C köprüsü



Şekil 22.5. C köprüsüne ait şematik ve sembolik gösterilişler.

C köprüsü için basınç kazancı aşağıdaki gibi bulunur.

$$e_0 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_0}{y_0} \quad (22.26)$$

Debi kazancı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_0 = -\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot B \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.27)$$

Negatif geçişli sürgünün doğal konumu için ($y=0$) debi aşağıdaki gibi bulunur.

$$y = 0 \text{ ve } p_A = p_0/2 \quad \text{için} \quad Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.28)$$

Valf sürgüsünün tamamen açık konumu için hız değeri aşağıdaki gibi bulunur.

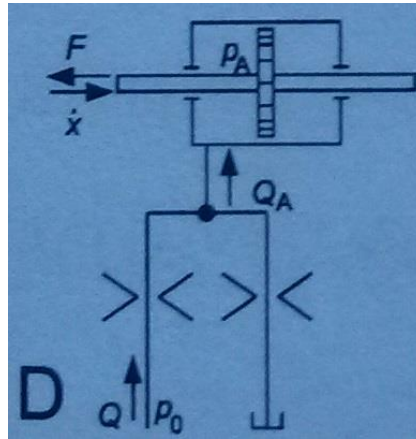
$$y = -y_0 \text{ ve } p_A = 0 \quad \text{için} \quad \dot{x}_{max} = 2 \cdot \frac{B \cdot y_0}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.29)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \left[1 - \frac{y}{y_0}\right] \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0}\right)} - \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{p_0}} \quad (22.30)$$

$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{y}{y_0}\right] \cdot \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{p_A}{p_0}} \quad (22.31)$$

D köprüsü



Şekil 22.6. D köprüsüne ait sembolik gösteriliş.

D köprüsünde $y=0$ olduğu için bunun türevleri de sıfıra eşit olacaktır. Dolayısı ile basınç ve debi kazançları da sıfır olacaktır. $e_0 = 0$ ve $c_0 = 0$

Negatif geçişli sürgünün doğal konumu için ($y=0$) debi aşağıdaki gibi bulunur.

$$y = 0 \text{ ve } p_A = p_0/2 \text{ için } Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.32)$$

Valf sürgüsünün tamamen açık konumu için hız değeri aşağıdaki gibi bulunur.

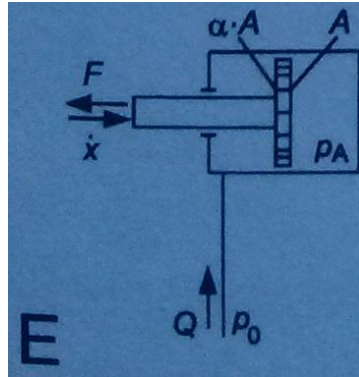
$$y = y_0 \text{ ve } p_A = 0 \text{ için } \dot{x}_{max} = \frac{B \cdot y_0}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.33)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0}\right)} - \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{p_0}} \quad (22.34)$$

$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} - \sqrt{\frac{p_A}{p_0}} \quad (22.35)$$

E köprüsü



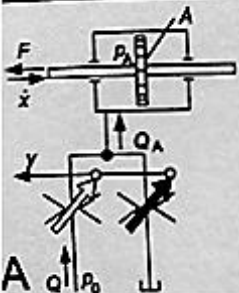
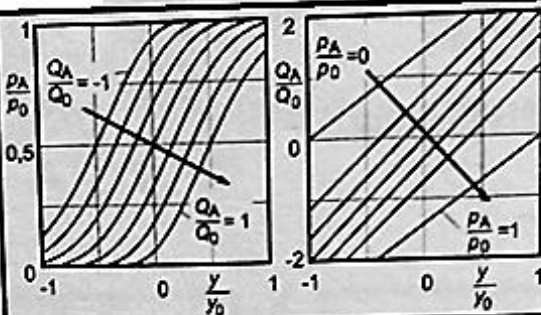
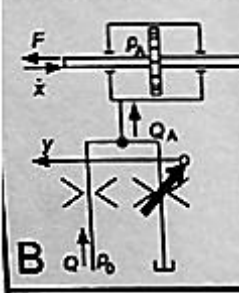
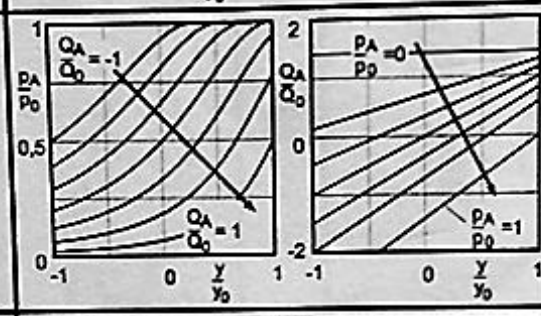
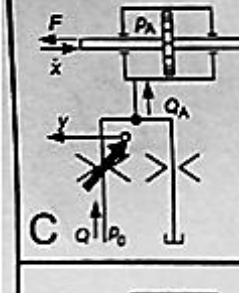
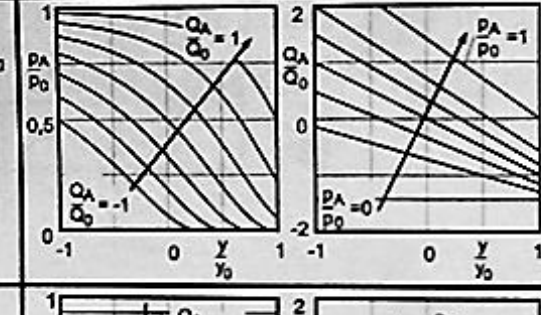
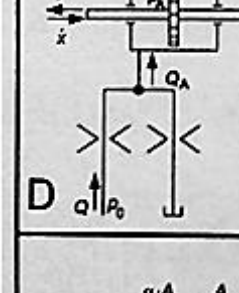
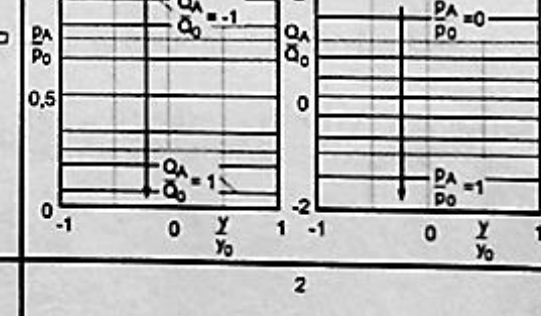
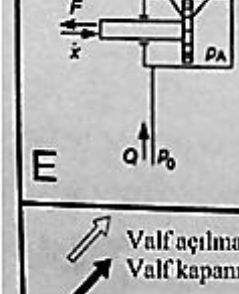
Şekil 22.7. E köprüsüne ait sembolik gösteriliş.

E köprüsü durumunda da basınç ve debi kazançları da sıfır olacaktır. $e_0 = 0$ ve $c_0 = 0$

Burada basınçlar α oranına bağlı olup debi oranları belirlenemez.

$$\frac{p_A}{p_0} = \alpha \text{ ve } \frac{Q_A}{Q_0} = \text{belirlenemez}$$

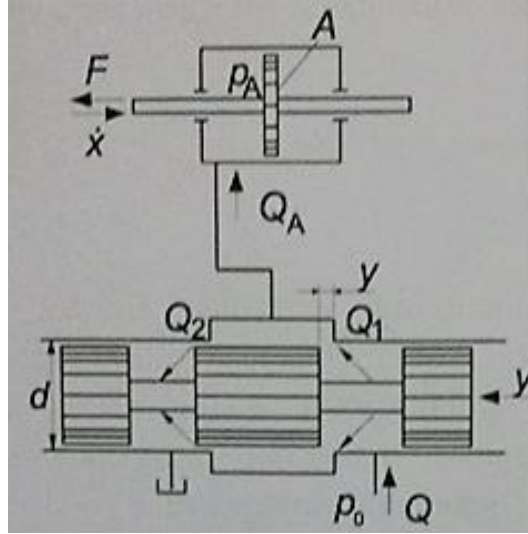
Yukarıda tanımlanmış olan tüm durumlar şekil 22.8' de toplu olarak gösterilmektedir.

Devre yapısı	Karakteristik eğriler	Kazanç değerleri
 A		$E_0 = \frac{P_0 \cdot A}{y_0} = E_{0A}$ $C_0 = \sqrt{2} \cdot \frac{B}{A} \sqrt{P_0} = C_{0A}$ $Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{\frac{P_0}{2}} = Q_{0A}$
 B		$E_0 = \frac{1}{2} \cdot E_{0A}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0A}$ $Q_0 = Q_{0A}$
 C		$E_0 = -\frac{1}{2} \cdot E_{0A}$ $C_0 = -\frac{1}{2} \cdot C_{0A}$ $Q_0 = Q_{0A}$
 D		$E_0 = 0$ $C_0 = 0$ $Q_0 = Q_{0A}$
 E	2 $\frac{P_A}{P_0} = \alpha$ $\frac{Q_A}{Q_0} = \text{tanımlanamaz}$	$E_0 = 0$ $C_0 = 0$ $Q_0 = \text{tanımlanamaz}$
 Valf açılmaktadır Valf kapanmaktadır		

Şekil 22.8. Sabit basınçlı bir sistemde, negatif sürgü geçişi durumunda, tüm köprü tipleri.

b. Sıfır geçişli valflerde yarım köprü durumları

A köprüsü



Şekil 22.9. Sabit basınçlı bir sistemde, sıfır sürgü çakışması durumunda A köprüsü.

$$y > 0 \text{ için } Q_1 = B \cdot y \cdot \sqrt{p_0 - p_A} \quad (22.36)$$

$$Q_2 = 0$$

$$y < 0 \text{ için } Q_1 = 0$$

$$Q_2 = -B \cdot y \cdot \sqrt{p_A} \quad (22.37)$$

$y=0$ için Q_1 ve Q_2 sıfırdır.

Negatif geçişli valf için A köprüsünde bulunan ifadede $y_0 \rightarrow 0$ olduğunda basınç kazancı sonsuza gider.

$$e_0 = \left. \frac{\partial p_A}{\partial y} \right|_{Q_A=0, y \rightarrow 0} \rightarrow \infty \quad (22.38)$$

Hız değişim oranı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$C_0 = \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right|_{(p_A=p_0/2, y=0)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{B}{A} \sqrt{p_0} \quad (22.39)$$

Buna göre debi kazancı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_0 = A \cdot C_0 = \frac{1}{\sqrt{2}} B \sqrt{p_0} \quad (22.40)$$

Referans değerleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$y = y_{max} \text{ ve } p_A = p_0/2 \text{ için } Q_0 = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.41)$$

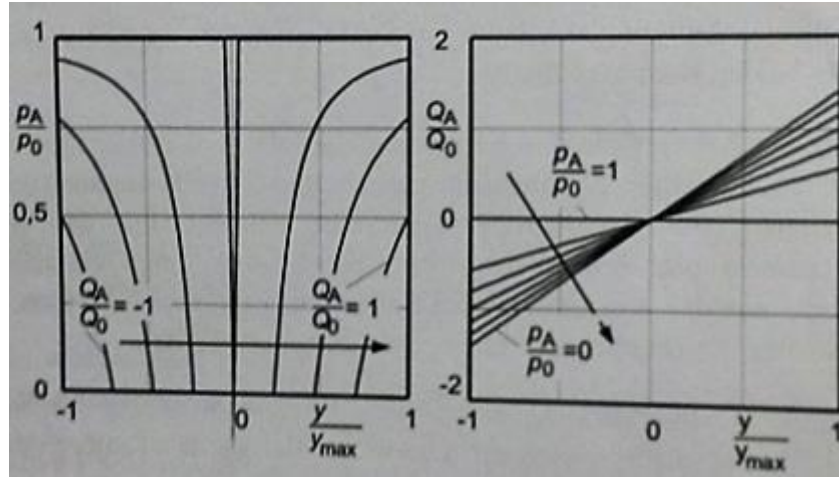
$$y = y_{max} \text{ ve } p_A = 0 \text{ için } \dot{x}_{max} = \frac{B \cdot y_{max}}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.42)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0}\right)} \quad (22.43)$$

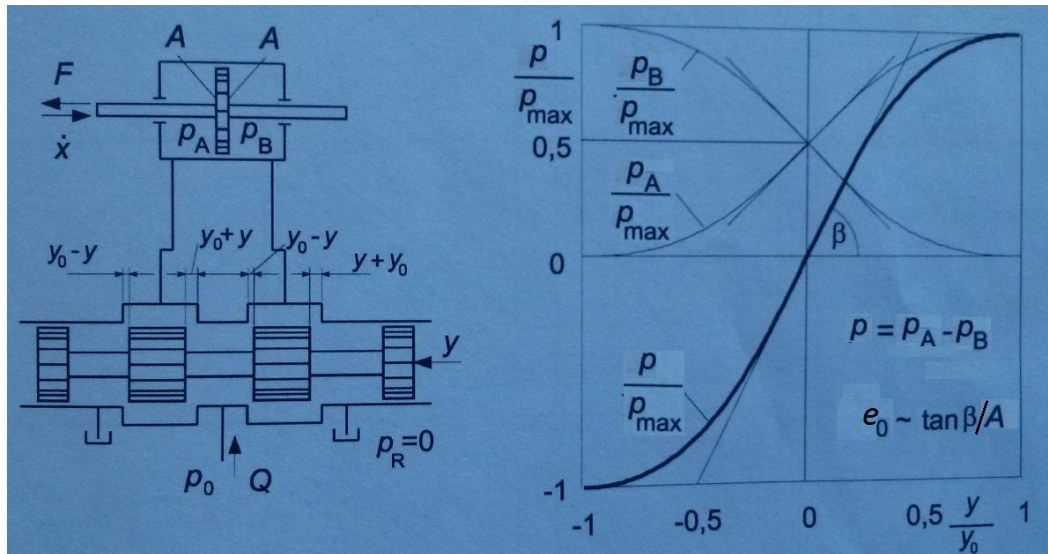
$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} \quad (22.44)$$

Bu denklemlerden sabit basınçlı bir sistemde, sıfır sürgü çakışması durumunda, A köprüsü için aşağıdaki eğriler elde edilir.



Şekil 22.10. Sabit basınçlı bir sistemde, sıfır sürgü çakışması durumunda, A köprüsü için boyutsuz değerlere göre düzenlenmiş eğriler.

Tam köprü durumları



Şekil 22.11. Sabit basınçlı bir sistemde A+A köprü yapısında, negatif geçişli bir valf ile simetrik bir silindirin hareket ettirilmesi.

Bu durum için yük basıncı aşağıdaki gibi verilebilir.

Hidrolik motorlar ve simetrik silindirler için, $p_L = p_A - p_B$

Asimetrik silindirler için, $p_L = p_A - \alpha \cdot p_B$

Basınç ve debi kazançları yarım köprü durumuna bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$|e_{0,T}| = |e_{0,1}| + |e_{0,2}| \quad (22.45)$$

$$|c_{0,T}| = |c_{0,1}| + |c_{0,2}| \quad (22.46)$$

E köprü geçişler, basınç ve debi artışlarına katkıda bulunmaz.

a. Negatif geçişli valflerde tam köprü durumları

Negatif geçişli sistemlerde aktif olan (akışın geçtiği) sürgü köşesi sayısı arttıkça basınç ve debi kazançları doğrusal olarak artmaktadır. Bu kazançların artması sonucu cevap zamanı artacaktır.

Negatif geçişli bir sistemde köprü durumlarına göre kuvvet ve hız kazançları şekil 22.12 ve şekil 22.13 de toplu olarak görülmektedir.

Şema	Grafikler	Kazançlar
		$E_0 = 2 \cdot \frac{p_0 \cdot A}{y_0} = E_{0AA}$ $C_0 = \sqrt{2} \frac{B}{A} \sqrt{p_0} = C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{3}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{3}{4} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{3}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{3}{4} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{2} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{2} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{2} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$

Şekil 22.12. Negatif geçişli bir sistemde köprü durumlarına göre kuvvet ve hız kazançları.

Şema	Grafikler	Kazançlar
		$E_0 = \frac{1}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{4} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = -\frac{1}{2} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = -\frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = -\frac{1}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = -\frac{1}{4} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{2} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$
		$E_0 = \frac{1}{4} \cdot E_{0AA}$ $C_0 = \frac{1}{2} \cdot C_{0AA}$

Şekil 22.13. Negatif geçişli bir sistemde köprü durumlarına göre kuvvet ve hız kazançları.

b. Sıfır geçişli valflerde tam köprü durumları

Negatif geçişli valf sürgüsü durumunda olduğu gibi köprülerin birleştirilmesi ile debi ve basınç kazançları hesaplanmaktadır.

Burada kuvvet kazancı,

$$E_0 = \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{y \rightarrow 0, \dot{x}=0} \rightarrow \infty \quad (22.47)$$

Hız değişim oranı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$C_0 = \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right|_{y \rightarrow 0, \Delta p=0} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{B}{A} \sqrt{p_0} \quad (22.48)$$

Referans değerleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$y = y_{max} \text{ ve } p_A = p_0/2 \text{ için } Q_0 = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0/2} \quad (22.49)$$

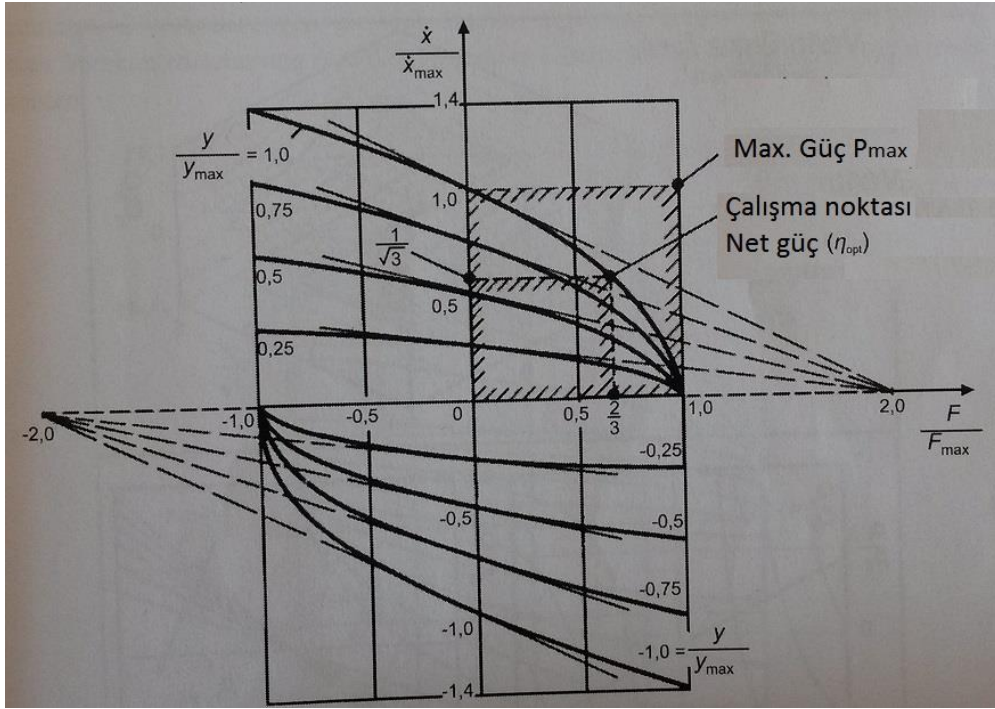
$$y = y_{max} \text{ ve } p_A = 0 \text{ için } \dot{x}_{max} = \frac{B \cdot y_{max}}{A} \cdot \sqrt{p_0} \quad (22.50)$$

Buna göre boyutsuz katsayılar aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

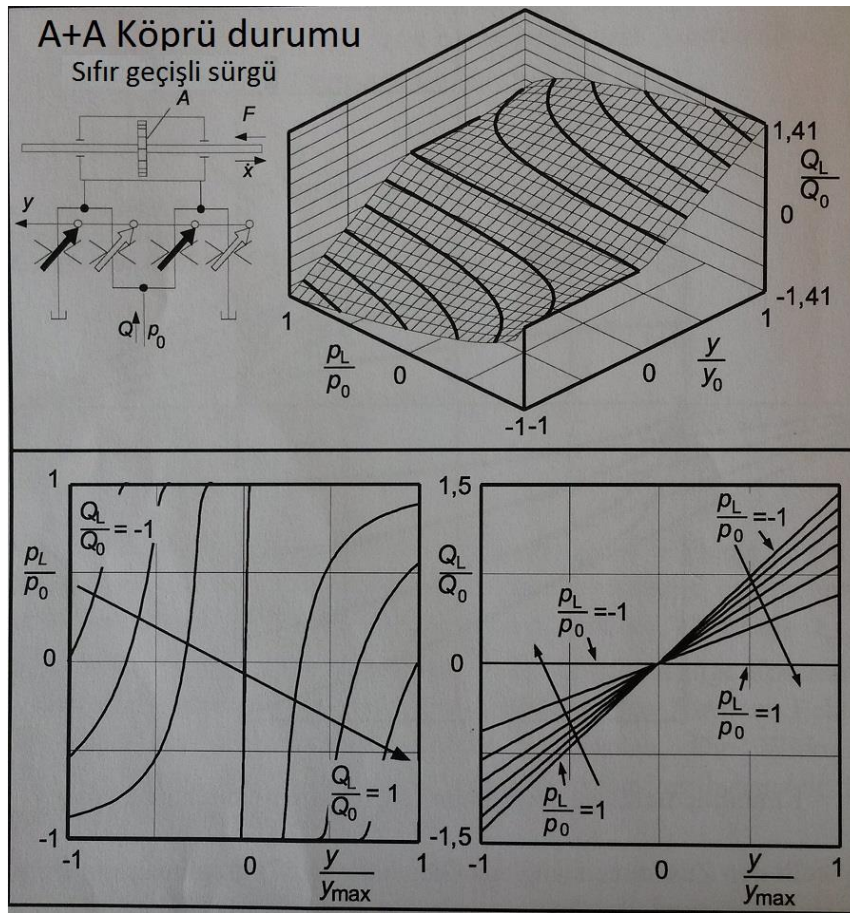
$$\frac{Q_L}{Q_0} = \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0} \cdot \text{sign}(y)} \quad (22.51)$$

$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{F}{F_{max}} \cdot \text{sign}(y)} \quad (22.52)$$

Şekil 7.24 de hız ve kuvvet değişimleri görülmektedir. Tam köprü geçişinde 4 kenarlı sürgü için grafiğin 2. Ve 4. Bölgelerinde hız maksimum değerleri aşabilir.



Şekil 22.14. Sıfır geçişli bir sistemde karakteristik eğriler.



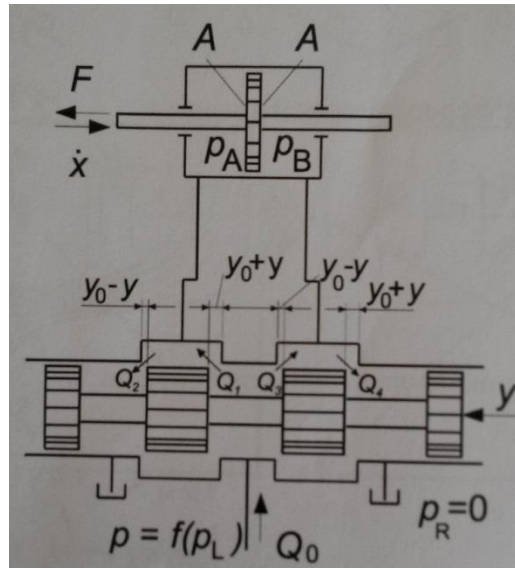
Şekil 22.15. Sıfır geçişli bir sistemde A+A köprü durumu ve basınç, debi ilişkileri.

22.2. Sabit debi kaynağı ile oluşturulan devrelerde sürgü tiplerine bağlı debi geçişi durumları

Nominal basınç değeri, p_0 maksimum basınçtan, $p_{\max}$ küçük olduğu sürece sistem sabit debi ile çalışmaktadır. Ancak basınç $p_{\max}$ değerini aşmaya başladığında sabit basınçlı sistem durumu oluşur.

Sabit debili sistemlerde sadece negatif geçişli valfler kullanılmaktadır. Bu tip sistemlerde sadece A+A köprü tipi anlamlı olacaktır.

A+A köprü durumu



Şekil 22.16. Sabit debili bir sistemde A+A köprü durumu.

$$Q_1 = B \cdot (y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_A} \quad (22.53)$$

$$Q_2 = B \cdot (y_0 - y) \sqrt{p_A} \quad (22.54)$$

$$Q_3 = B \cdot (y_0 - y) \sqrt{p_0 - p_B} \quad (22.55)$$

$$Q_4 = B \cdot (y_0 + y) \sqrt{p_B} \quad (22.56)$$

Süreklilik kuramına göre aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$Q_0 = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4 \quad (22.57)$$

$$A \cdot \dot{x} = Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3 = Q_L \quad (22.58)$$

Denge durumuna göre aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\Delta p = p_A - p_B = \frac{F}{A} \quad (22.59)$$

Besleme basıncı ilişkisi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{p_0}{p_{0m}} = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{y}{y_0}\right)^2\right]^2} \left\{ \left[1 + \left(\frac{y}{y_0}\right)^2\right] \cdot \left[1 + \left(\frac{Q_L}{Q_0}\right)^2\right] - 4 \frac{Q_L}{Q_0} \frac{y}{y_0} \right\} \quad (22.60)$$

Buna göre debi kazancı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_0 = \frac{Q_0}{y_0} \quad (22.61)$$

Basınç kazancı ise aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$e_0 = 2 \cdot \frac{p_{0m}}{y_0} \quad (22.62)$$

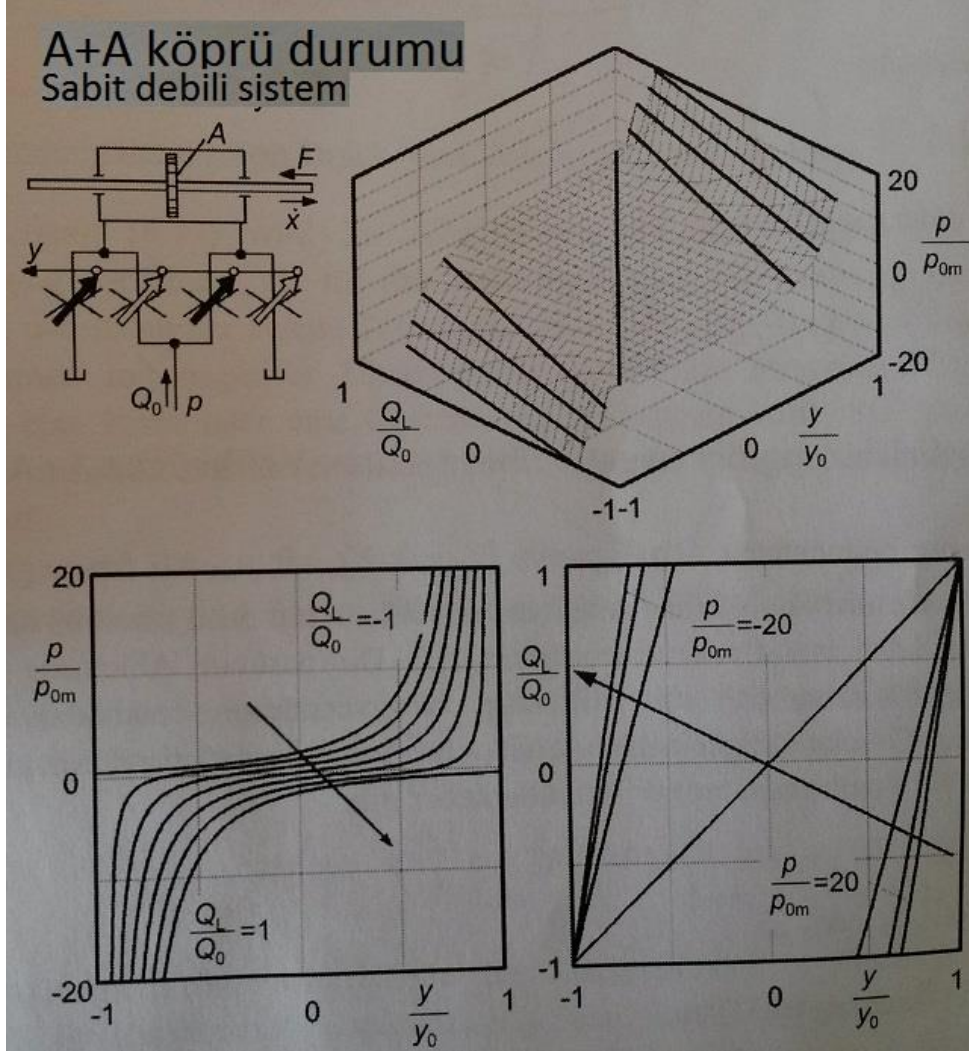
Burada ilginç olan belirli bir aralıkta, giriş sinyalinin küçük bir artışı ile debi ve basınçta büyük değişimler olmasıdır.

Şimdiye kadar incelenmiş olan sabit basınçlı sistemlerin aksine sabit debili sistemlerde kazançların minimum değerleri hidrolik sıfır noktasındadır.

Sabit debili sistemin geçerlilik bölgesi sistem besleme basıncına göre aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$-1 + \frac{p_{0m}}{2p_0} \sqrt{\frac{2p_0}{p_{0m}}} \left[1 + \frac{Q_L}{Q_0}\right] \leq \frac{y}{y_0} \leq 1 - \frac{p_{0m}}{2p_0} \sqrt{\frac{2p_0}{p_{0m}}} \left[1 - \frac{Q_L}{Q_0}\right] \quad (22.63)$$

Çalışma eğrileri şekil 7.27' de görülmektedir.



Şekil 22.17. Sabit debili sistemde A+A köprü durumu.

25.1. Karakteristik eğrilerin lineerleştirilmesi

$F = f(\dot{x}, y)$ fonksiyonunu lineerleştirmek için bir çalışma noktasında (CN) aşağıdaki gibi Taylor serisine açmak mümkündür.

$$F = F_{CN} + \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{CN} (y - y_{CN}) + \left. \frac{\partial F}{\partial \dot{x}} \right|_{CN} (\dot{x} - \dot{x}_{CN}) \quad (22.64)$$

a. Negatif geçişli, A+A köprü durumunda bir valfin lineerleştirilmesi

$F_{CN} = 0$; $\dot{x}_{CN} = 0$; $y_{CN} = 0$ çalışma noktasında lineerleştirme ifadesi yazılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{\dot{x}, CN} \cdot \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial F} \right|_{y, CN} \cdot \left. \frac{\partial y}{\partial \dot{x}} \right|_{F, CN} = -1$$

$$F = F_{CN} + \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{\dot{x}, CN} (y - y_{CN}) - \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{\dot{x}, CN} \left. \frac{\partial y}{\partial \dot{x}} \right|_{F, CN} (\dot{x} - \dot{x}_{CN}) \quad (22.65)$$

Verilen koşullara göre doğrusallaştırılmış dışardan etkili kuvveti veren denklem aşağıdaki gibi yazılır.

$$F = E_0 y - \frac{E_0}{C_0} \dot{x} \quad (22.66)$$

Buradan valf sürgüsünün konumu ifadesi hız ve kuvvet kazançları cinsinden bulunur.

$$y = \frac{\dot{x}}{C_0} + \frac{F}{E_0} \quad (22.67)$$

Benzer şekilde basınç ve debi kazançları cinsinden aynı ifade aşağıdaki gibi de yazılabilmektedir.

$$y = \frac{Q_L}{c_0} + \frac{p_L}{e_0} \quad (22.68)$$

b. Sıfır geçişli, A+A köprü durumunda bir valfin lineerleştirilmesi

Basınç, debi ifadesi daha önce aşağıdaki gibi bulunmuştu.

$$\frac{Q_L}{Q_0} = \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0} \cdot \text{sign}(y)} \quad (22.69)$$

Bu eşitlik seriye açılarak aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$Q_L = Q_{L,CN} + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial y} \right|_{p_L, CN} (y - y_{CN}) + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} \right|_{y, CN} (p_L - p_{L,CN}) \quad (22.70)$$

Burada, yağ hacminin sinyale bağlı değişimini, V_{Qy} ve basınca bağlı değişimini, V_{Qp} olarak tanımlayalım.

$$V_{Qy} = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial y} \right|_{p_L} = \frac{Q_{0,max}}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_{L,CN}}{p_0} \cdot \text{sign}(y_{AP})} \quad (22.71)$$

$$V_{Qp} = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} \right|_y = \frac{Q_{0,max}}{2 \cdot p_0} \cdot \frac{y_{CN}}{y_{max}} \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{p_{L,CN}}{p_0} \cdot \text{sign}(y_{AP})}} \quad (22.72)$$

Bu durumda yük debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_L = Q_{L,CN} + V_{Qy} \cdot \Delta y - V_{Qp} \cdot \Delta p_L \quad (22.73)$$

Basınç-sinyal ilişkisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$V_{py} = \left. \frac{\partial p_L}{\partial y} \right|_{Q_L} \quad (22.74)$$

Kısmi türevler için aşağıdaki eşitlik tekrar yazılabilir.

$$\left. \frac{\partial Q_L}{\partial y} \right|_{p_L, CN} \cdot \left. \frac{\partial p_L}{\partial Q_L} \right|_{y, CN} \cdot \left. \frac{\partial y}{\partial p_L} \right|_{Q_L, CN} = -1 \quad (22.75)$$

Burada, yağ hacminin sinyale bağlı değişimini, V_{Qy} ve basınca bağlı değişimini, V_{Qp} ve basınç sinyal ilişkisi V_{py} birbirine bağlıdır.

$$V_{Qy} = V_{Qp} \cdot V_{py} \quad (22.76)$$

Debi ifadesi aşağıdaki gibi oluşturulabilir.

$$Q_L = Q_{L, CN} + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial y} \right|_{p_L, CN} (y - y_{CN}) - \left. \frac{\partial Q_L}{\partial y} \right|_{p_L, CN} \left. \frac{\partial y}{\partial p_L} \right|_{Q_L, CN} (p_L - p_{L, CN}) \quad (22.77)$$

$$Q_L = Q_{L, CN} + V_{Qy} \Delta y - \frac{V_{Qy}}{V_{py}} \Delta p_L = Q_{L, CN} + V_{Qy} \Delta y - V_{Qp} \Delta p_L \quad (22.78)$$

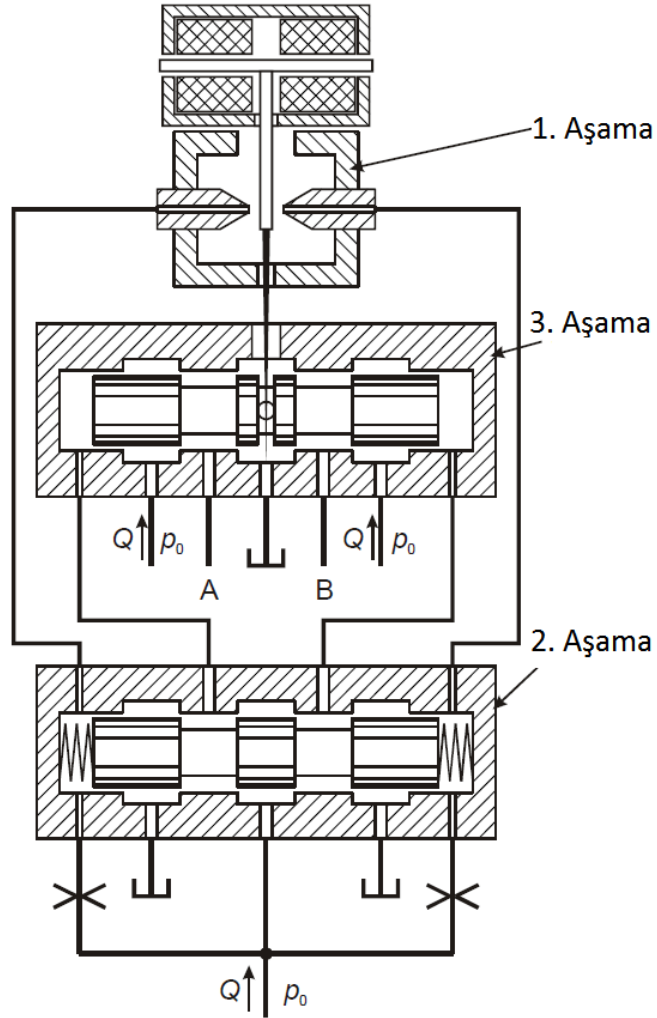
Hidrolik sıfır noktası için, $Q_{L, CN} = 0$; $p_{L, CN} = 0$; $y_{CN} = 0$

Debi denklemi debi ve basınç kazançları cinsinden hidrolik sıfır noktası için düzenlenebilir.

$$Q_L = c_0 y - \left| \frac{c_0}{e_0} \right| p_L = V_{Qy} y - V_{Qp} p_L \quad (22.79)$$

23. Oransal ve servolaf uygulamaları

Örnek 23.1. Şekilde görülmekte olan servovalfin farklı aşamalarındaki köprü bağlantılarını tanımlayınız.



Cevaplar

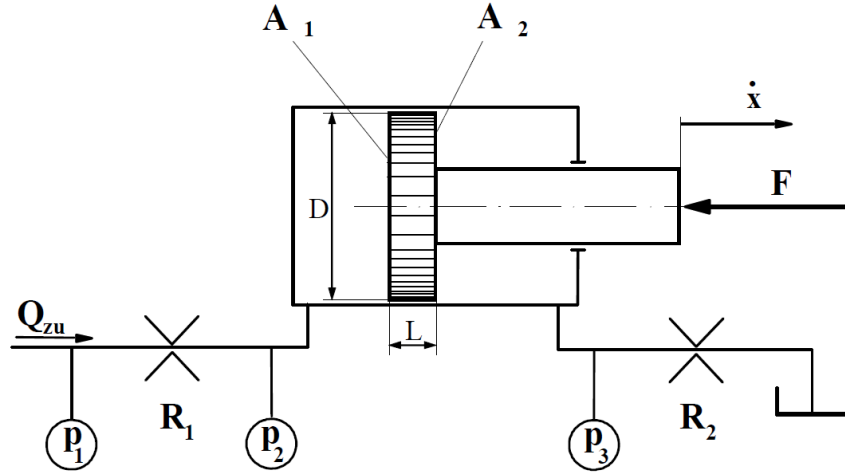
2. Aşama B+B

3. Aşama A+A

Örnek 23.2. Şekilde görülen asimetrik silindir devresinde R1 ve R2 dirençleri her iki yönde de eşittir. Silindir üzerinde F kuvveti etkilidir.

Verilenler;

$$Q_{zu}=24 \text{ l/dak}, F=4000 \text{ N}, A_1=20 \text{ cm}^2, A_2= 10 \text{ cm}^2, B=2 \text{ l/(dak.bar}^{0.5})$$



İstenenler:

- Piston hızını bulunuz
- p_1, p_2, p_3 basınçlarını hesaplayınız.
- Kaçak debisini dikkate alarak p_1, p_2, p_3 basınçlarını hesaplayınız.

Cevaplar:

$$a. \quad Q_{zu} = \dot{x} A_1 \quad \dot{x} = 0,2 \text{ m/s}$$

$$b. \quad \dot{x} A_2 = B \cdot \sqrt{p_3} \quad p_3 = 36 \text{ bar}$$

$$p_2 A_1 = p_3 A_2 + F \quad p_2 = 38 \text{ bar}$$

$$Q_{zu} = B \sqrt{p_1 - p_2} \quad p_1 = 182 \text{ bar}$$

- Kaçak debisi,

$$Q_L = \frac{\pi \cdot D \cdot (\Delta r)^3}{12 \cdot \eta \cdot L} (p_2 - p_3)$$

Burada dinamik viskozite, $\eta = \vartheta \cdot \rho$

Piston kolunun, pistona göre çok küçük çapta olduğu düşünülerek ihmal edilirse,

$$A_K = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$p_2 A_K = p_3 A_K + F$$

$$Q_L = 0,19 \text{ l/dak}$$

$$\dot{x} A_K = Q_{ZU} - Q_L \quad \dot{x} = 0,14 \text{ m/s}$$

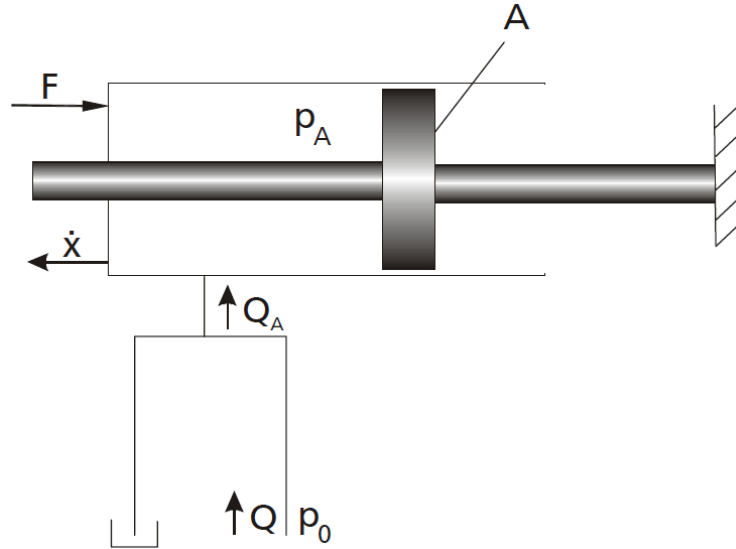
$$Q_{ab} = \dot{x} A_K + Q_L = Q_{ZU}$$

$$Q_{ZU} = B \sqrt{p_3} \quad p_3 = 144 \text{ bar}$$

$$p_2 = p_3 + \frac{F}{A_K} \quad p_2 = 158,2 \text{ bar}$$

$$Q_{ZU} = B \sqrt{p_1 - p_2} \quad p_1 = 302,2 \text{ bar}$$

Örnek 23.3. Şekilde görülen simetrik silindirin C köprüsü tarafından tahrik edilmesi durumu için,



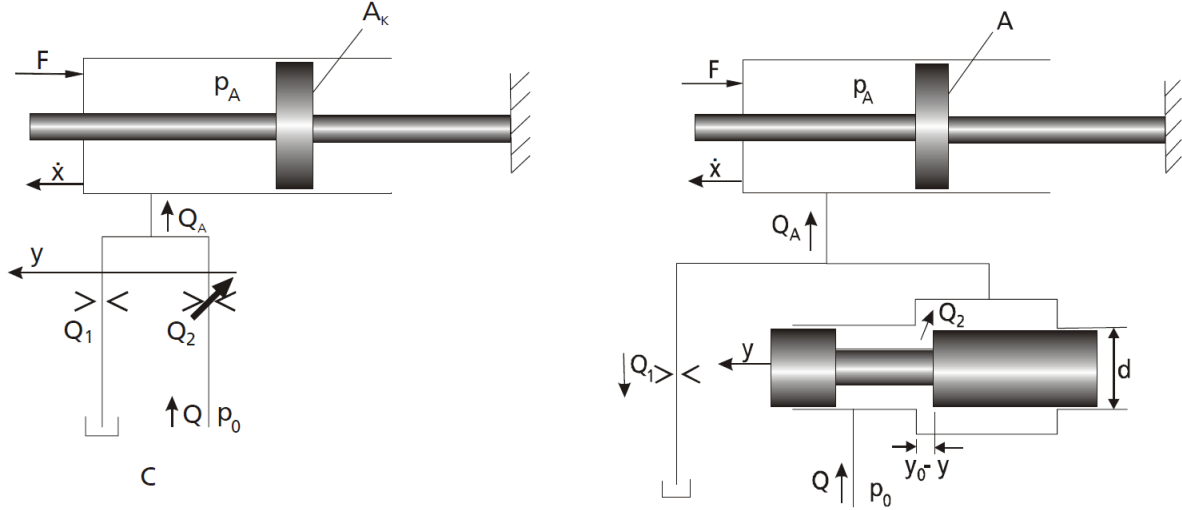
İstenenler,

- Verilen yarım köprü durumu için devreyi sembollerle ve şematik olarak çiziniz.
- Kuvvet ve hız kazançları ile boyutsuz katsayıları bulunuz.
- A+C tam köprüsü olacak şekilde sistemi geliştiriniz.

d. A+C durumu için kuvvet ve hız kazançlarını bulunuz.

Cevaplar,

a. Sembol ve şematik görünüşler aşağıda verilmektedir.



b. $Q_1 = B \cdot y_0 \sqrt{p_A}$ $Q_2 = B \cdot (y_0 - y) \sqrt{p_0 - p_A}$

Süreklilik şartından, $Q_A = Q_2 - Q_1 = A \cdot \dot{x}$

Kuvvet dengesi, $F = p_A A$

Hız ve kuvvet kazançları;

$$C_0 = \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right|_{y=0, F=0}, \quad E_0 = \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{y=0, \dot{x}=0}$$

$$E_0 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{A \cdot p_0}{y_0} \quad C_0 = -\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{B}{A} \cdot \sqrt{p_0}$$

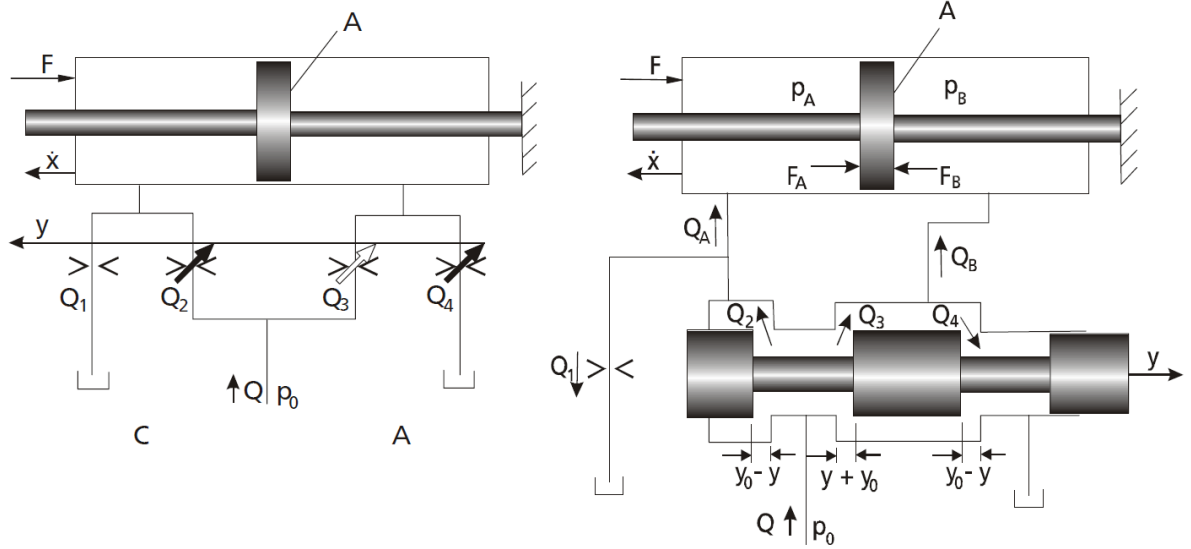
Ölçülen değerler,

$$Q_0 = B \cdot y_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2}}, \quad \dot{x}_{max} = 2 \cdot \frac{B}{A} y_0 \sqrt{p_0}$$

$$\frac{Q_A}{Q_0} = \left[1 - \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \frac{p_A}{p_0} \right)} - \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{p_0}}$$

$$\frac{\dot{x}}{\dot{x}_{max}} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{y}{y_0} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{p_A}{p_0}} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{p_A}{p_0}}$$

c. Tam köprü durumları aşağıdadır.



d. Tam köprü için kuvvet kazancı,

$$E_0 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{A \cdot p_0}{y_0}$$

e. Tam köprü için debi kazancı

$$C_0 = -\frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{B}{A} \cdot \sqrt{p_0}$$

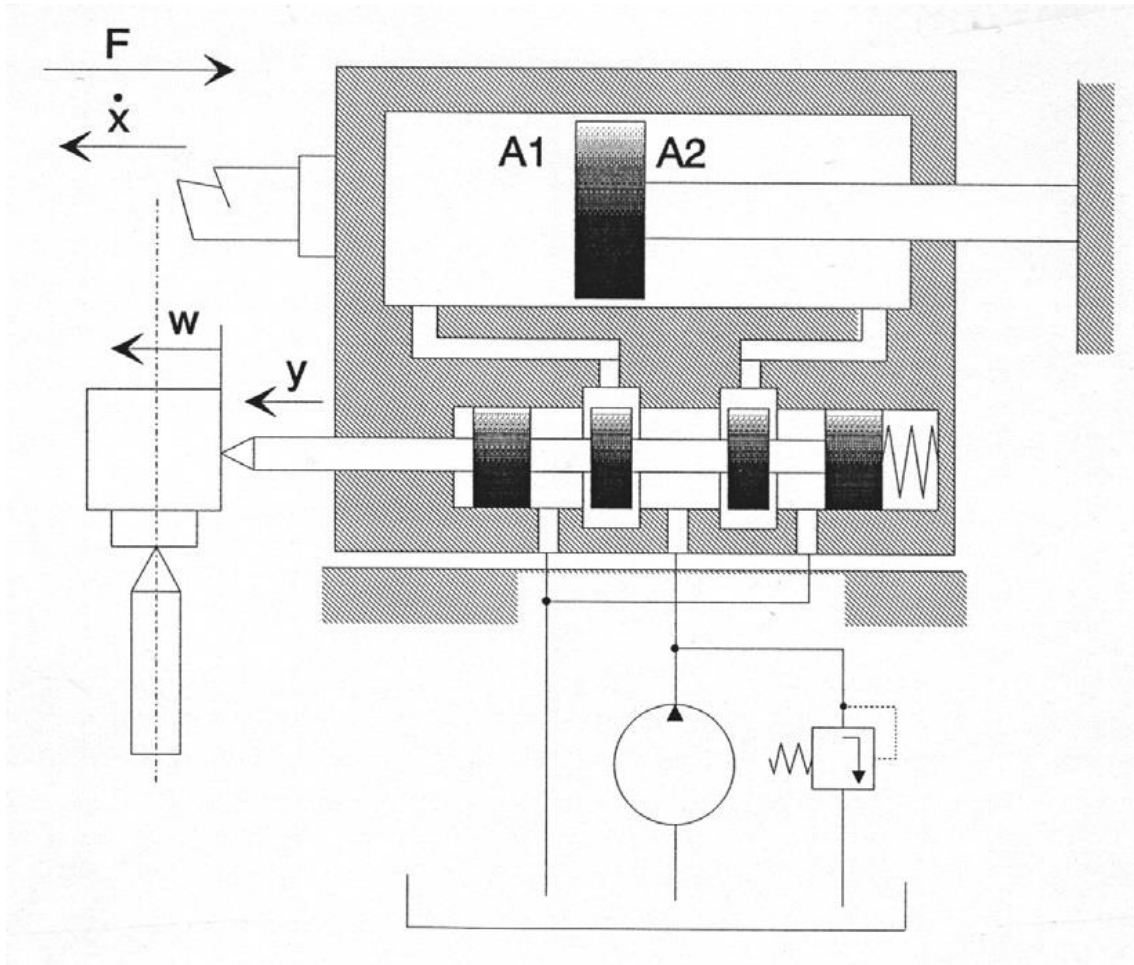
Örnek 23.4. Şekilde görülen sistemde asimetrik silindir negatif geçişli bir valf tarafından sürülmektedir.

Besleme basıncı, $p_0=70$ bar

Alanlar, $A_1=A_2=10 \text{ cm}^2$

Çakışma, $y_0=0,2 \text{ mm}$

Akış sabiti, $B=20 \text{ (l/dak)}/(\text{mm}.\sqrt{\text{bar}})$



İstenebilir;

- Kopyalama sisteminin kuvvet ve hız kazançlarını hesaplayınız.
- Sistemde herhangi bir kuvvet etkili değilken $U=6\text{mm}$ bir histerezis ölçülürse sürtünme kuvveti ne kadardır.

Cevaplar:

- a. Köprü tipi A+A şeklindedir. Buna göre kuvvet kazancı aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$E_{0,AA} = 2 \cdot E_{0,A} = 2 \cdot \frac{p_0 A}{y_0} = 70 \text{ N}/\mu\text{m}$$

Hız kazancı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$C_{0,AA} = 2 \cdot C_{0,A} = \sqrt{2} \frac{B}{A} \sqrt{p_0} = 3,944 \frac{m/s}{mm}$$

b. Sürgü hareketi, y denklemi lineerleştirilmiş olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

Sistem hazırda bekleme (standby) durumunda iken, $\dot{x} = 0$

Histeresiz genliği, $y=U/2$

$$y = \frac{F}{E_0} + \frac{\dot{x}}{C_0}$$

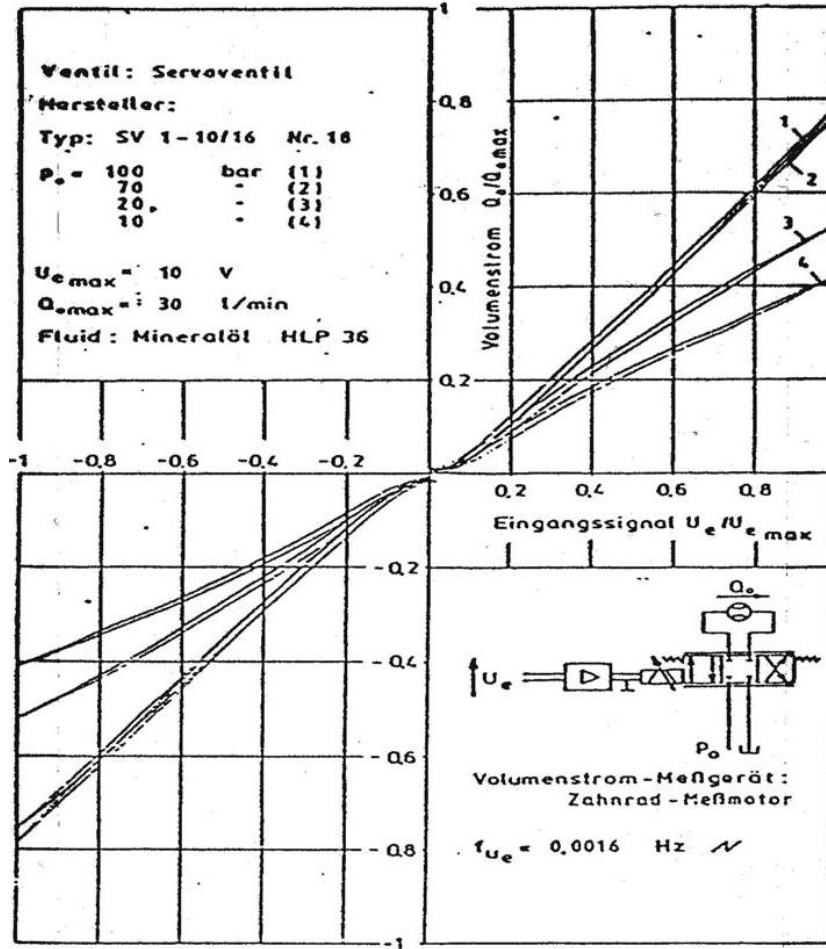
$$y = \frac{F}{E_0} = \frac{F_s}{E_0} = \frac{U}{2}$$

$$F_s = \frac{U \cdot E_0}{2} = 210 \text{ N}$$

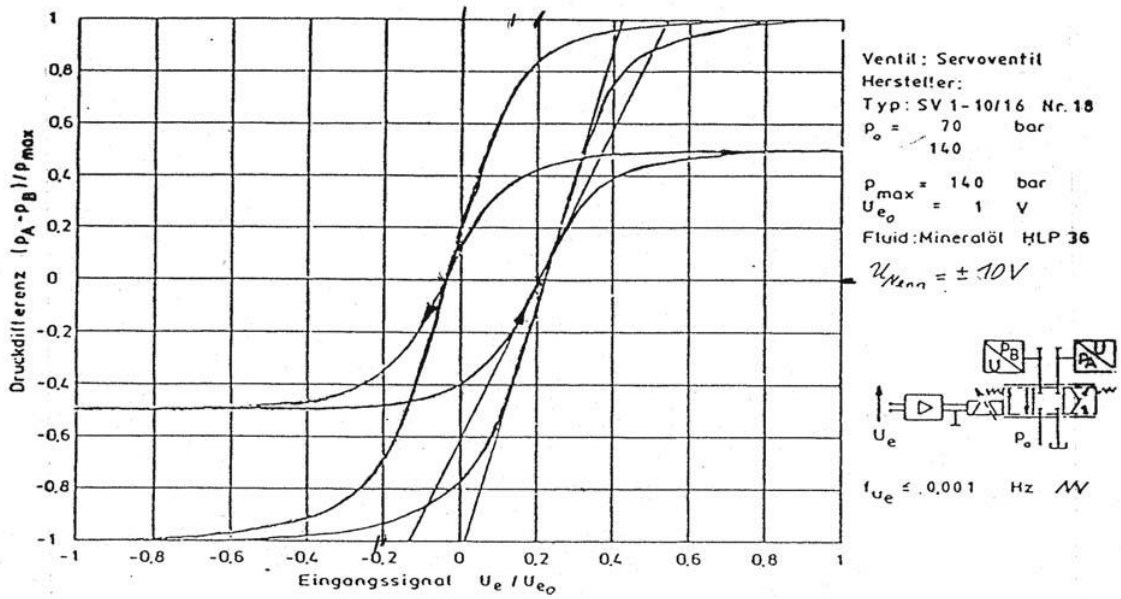
Örnek 23. 5. Aşağıda verilmekte olan 4 şekle göre bir servovalf için,

- A. Deneysel debi ve basınç sinyal fonksiyonu belirlemek için bir eskiz çiziniz.
- B. Sürekli bir valf (A + A), akım ve basınç- sinyal değişimlerini, sıfır ve % 10 negatif çakışmalar için çiziniz.
- C. Şekil 1 ve 2 de bir servo valf için sürekli karakteristik eğrileri vardır.
Burada $Q_n = 23 \text{ l/min}$, $p_n = 70 \text{ bar}$, $V_n = \pm 10 \text{ V}$ olarak verilmektedir.
Bu eğrilerden debi sinyal ve basınç sinyal yükseltme sabitlerini bulunuz.
- D. Verilen çalışma noktası için akış yük fonksiyonunu ve karakteristik değerleri, davranış özelliklerinden ve lineerleştirilmiş akış yasasından ayrı ayrı belirleyiniz.

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



(1)



(2)

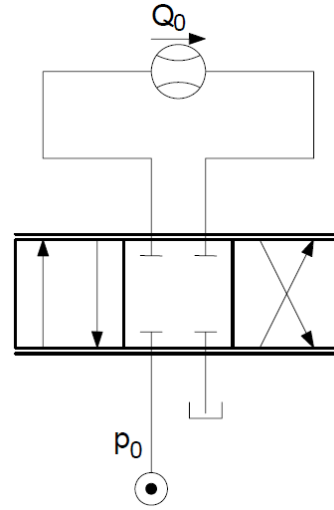
Cevaplar:

A. Debi-sinyal fonksiyonu için devre şeması

aşağıdaki gibi çizilir. Yük basıncının sıfır ($P_L=0$)

olduğu bir çizim yanda görülmektedir.

Burada debi ölçülmektedir.

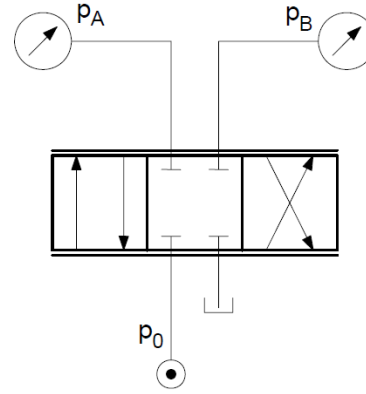


Basınç-sinyal fonksiyonu için devre şeması

aşağıdaki gibi çizilir.

Valf çıkışları bloke edilerek ($Q_L=0$) basınç ölçer

(manometre) ile donatılmıştır.



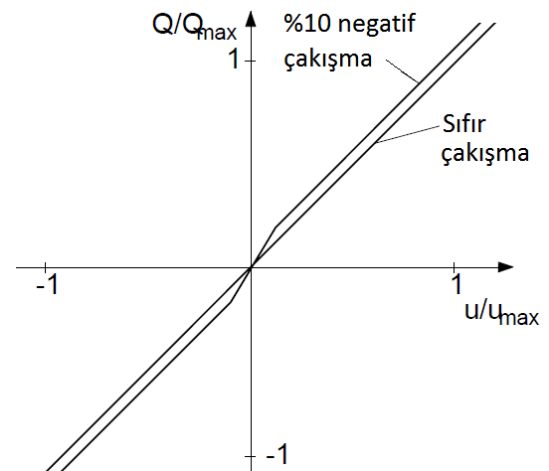
B. Debi-sinyal fonksiyonu:

Negatif çakışmada kontrol edilen dirençler

farklılıklar gösterebilir.

Bu alanın kaydırılması sonucunda

sıfır çakışma ile benzer kazanç verir.



Basınç-sinyal fonksiyonu:

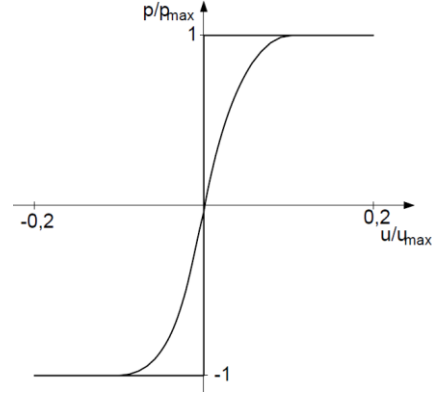
İdeal bir sıfır çakışma halinde sonsuz kazanç

söz konusudur.

Gerçekte sıfır çakışma imkansızdır. Sürgünün

her zaman hareketli olabilmesi için radyal

boşluk gereklidir.



C. Şekil 1 debi sinyal fonksiyonu veya akış sinyali fonksiyonunu göstermektedir.

Burada sınır şartı tüketim bağlantısının kısa devre oluşudur ($P_L=0$)

Özellikleri:

I. akış sinyal amplifikasyonu: $V_{QY} / V_{Qu} / V_{Qi}$ (bir giriş sinyali değişikliğine karşın ne kadar hassas ve kararlı bir valf olduğunu gösterir.

II. Doğrusallık (doğrusal olmayan özellikleri, küçük bir alan için karşı önlem almadan en iyi şekilde çalışacak şekilde düzenlenir.)

Hesaplama:

$$V_{Qu} = \frac{\partial Q}{\partial u_e}$$

$$\text{Burada } V_{Qu}(p_0 = 10 \text{ bar}) = \frac{0,4.30 \text{ (l/dak)}}{0,9.10 \text{ (V)}} = 1,33 \frac{\text{l/dak}}{\text{V}}$$

$$\text{Burada } V_{Qu}(p_0 = 100 \text{ bar}) = \frac{0,75.30 \text{ (l/dak)}}{0,9.10 \text{ (V)}} = 2,50 \frac{\text{l/dak}}{\text{V}}$$

Şekil 2 basınç-sinyal fonksiyonunu göstermektedir.

Sınır şartları: Çıkış kanalları bloke durumda fark basıncı ölçülür

Özellikleri:

I. Basınç sinyal kazancı $V_{py} / V_{pu} / V_{pi}$ (Dik basınç sinyali fonksiyonları sinyal girişinde daha küçük sapmalar ile birlikte aynı yük değişimine neden olur.)

II. Histeresiz den mümkün olduğunca kaçınılmalıdır. Bunun için önlem dither sinylidir.

Hesaplama:

Histeresiz

$$H = 0,2u_{e0} = 0,02u_{e,n} = \%2$$

Basınç-sinyal yükseltme oranı,

$$V_{pu}(p_0 = 140 \text{ bar}) = \frac{\partial p_L}{\partial u_e} = \frac{140 \text{ (bar)}}{0,2 \text{ (V)}} = 700 \frac{\text{bar}}{\text{V}}$$

$$V_{pu}(p_0 = 70 \text{ bar}) = \frac{140 \text{ (bar)}}{0,33 \text{ (V)}} = 420 \frac{\text{bar}}{\text{V}}$$

D. Servovalfin çalışma noktası;

$$\left. \frac{p_L}{p_{max}} \right|_{CN} = \frac{56 \text{ (bar)}}{70 \text{ (bar)}} = 0,8$$

Karakteristik eğrilerden,

$$Q = Q \left[\frac{p_L}{p_{max}}, \frac{u_e}{u_{e,max}} \right]$$

$$V_{Qu} = \frac{\partial Q}{\partial u_e} \cong \left. \frac{\Delta Q}{\Delta u_e} \right|_{0,8;0,6} = \frac{Q(0,8;0,8) - Q(0,8;0,4)}{(0,8 - 0,4).10V} \cong \frac{0,16.30 \text{ l/dak}}{0,4.10V} = 1,2 \frac{\text{l/dak}}{\text{V}}$$

$$V_{Qp} = \left| \frac{\partial Q}{\partial p_L} \right| \cong \left| \frac{\partial Q}{\partial p_L} \right|_{0,8;0,6} \cong \frac{0,24.30 \text{ l/dak}}{0,4.70\text{bar}} = 0,26 \frac{\text{l/dak}}{\text{bar}}$$

Sayfa 81 de denklem 7.69 ve denklem 7.70 e göre lineerleştirilmiş ifadelerden aşağıdaki gibi de hesaplanmaktadır.

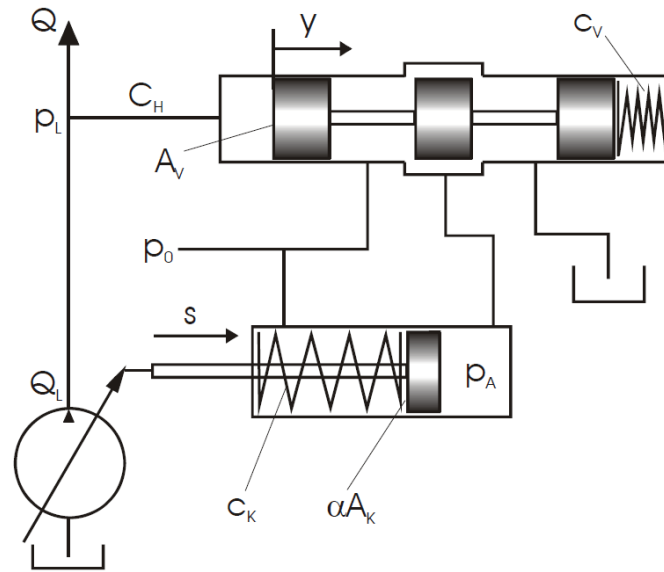
$$V_{Qy} = \frac{\partial Q}{\partial u_e} = \frac{Q_{max}}{u_{e,max}} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_{max}}} = \frac{30 \text{ l/dak}}{10V} \sqrt{1 - 0,8} = 1,34 \frac{\text{l/dak}}{\text{V}}$$

$$V_{Qp} = \frac{\partial Q}{\partial p_L} = \frac{Q_{max} \frac{u_e}{u_{e,max}}}{2 \cdot p_{max} \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_{max}}}} = \frac{30 \text{ l/dak} \cdot \frac{6}{10}}{2.70\text{bar} \cdot \sqrt{1 - 0,8}} = 0,29 \frac{\text{l/dak}}{\text{bar}}$$

Örnek 23.6. Şekilde basınç kontrollü değişken deplasmanlı pompa devresi görülmektedir. Yaylı bir asimetrik silindir ile pompa ayarı yapılmaktadır. Pompa debisi s stroku doğrultusunda artmaktadır.

Valf verileri: $A_v=0,25 \text{ cm}^2$, $c_v=70 \text{ N/mm}$, $e_0=8 \text{ (l/dak)}$. p_0 , $p_0=20 \text{ bar}$
 $\varphi=0,5$, c

Pompa verileri: $A_K=25 \text{ cm}^2$ $K=25 \text{ N/mm}$, $s_{\max}=35 \text{ mm}$, $Q_{L\max}=140 \text{ l/dak}$



- a. Buradaki valf hangi yarım köprü tipinde bağlantıya sahiptir.
- b. $s=s_{\max}$ durumunda yay baskısı azalmaktadır.
 - a. Geri hareket esnasında piston üzerinde bir kuvvetin etkili olduğu kabul edilirse $s=s_{\max}$ için basıncı hesaplayınız.
 - b. Pompa max yük basıncı $p_L=150$ bar olarak belirlenmiştir.Valf sürgüsünde etkili yağın ön sıkıştırma miktarını hesaplayınız.
- c. Kullanım noktasındaki bir değişim nedeni ile yük debisi, $Q_L=20$ l/dak olmaktadır.
 - I. Bu durumda p_A basıncının değerini bulunuz.
 - II. Bu durumda yük basıncındaki Δp_L değişimini hesaplayınız.

d. Yük basıncındaki Δp_L değişimini p_0 basıncına bağlı olarak yazınız.

Cevaplar:

a. Yarım köprü durumu A+E dir.

b. 1. Yayın açık konumunda silindir üzerinde etkili kuvvetlerin dengesinden,

$$p_A = \alpha \cdot p_0 = 10 \text{ bar}$$

b. 2. Yay üzerinde ön yükleme oluşunca

$$y_v = \frac{A_V}{c_V} p_L = 5,357$$

c. $Q_L = 20 \text{ l/dak}$ için,

$$\text{I. } p_L = \frac{(s_{max} - s)c_K + p_0 \alpha A_K}{A_K} = 13 \text{ bar}$$

$$\text{II: } y = \frac{F}{E_0} + \frac{\dot{s}}{C_0} = \frac{p_A - p_0 \alpha}{e_0} + \frac{\dot{s} A_K}{C_0}$$

$$\dot{s} = 0 \text{ (debi değişmiyor iken) } \Delta y = \frac{\Delta p_A}{e_0} = 0,01875 \text{ mm} \quad \Delta p_L = \frac{c_V \Delta y}{A_V} = 0,525 \text{ bar}$$

d. Sürgü üzerinde kuvvetlerin denge durumu aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta p_L = \frac{c_V \Delta y}{A_V}$$

Sürgü orta konumda iken ($p_A = p_0/2$) doğrusal durum denklemi.

$$p_A = \frac{p_0}{2} + \Delta y \cdot e_0$$

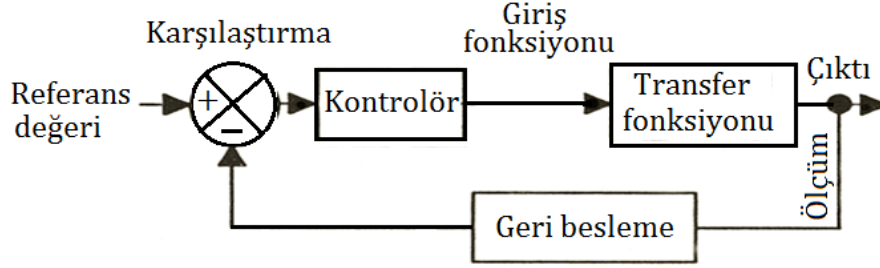
$$p_A A_K = p_0 \alpha A_K + (s_{max} - s)c_K$$

Yukarıdaki üç denklem birleştirilecek olursa,

$$\Delta p_L = \frac{c_V}{A_V} \left[\frac{c_K}{A_K} \frac{(s_{max} - s)}{e_0} \right] = \frac{c_V}{A_V} \left[\frac{c_K}{A_K} \frac{(s_{max} - s)}{8 \cdot \Delta p_0} \right]$$

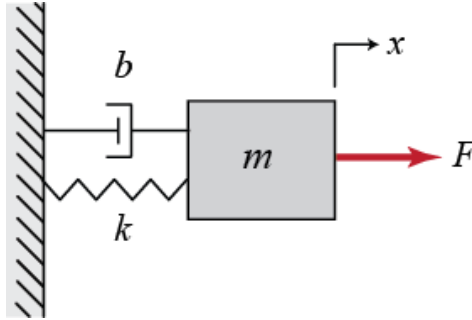
24. Kapalı çevrim kontrolün temelleri

Kapalı döngü kontrol sistemi terimi kontrol edilen değişkenin geri beslendiği sistemler için kullanılmaktadır. Burada sistem girdisi, istenilen çıktıya ulaşmak için yeniden düzenlenebilir. Şekil böyle bir sistemin temel formunu göstermektedir.



Şekil 24.1. Kapalı çevrim kontrol sisteminin şematik yapısı.

Temel tanımlar,



Şekil 24.2. Yay, sönüm ve kütleden oluşan bir sistemin fiziksel modeli.

Şekil 24.2 de görülmekte olan sistemin matematik modeli aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = F \dots \dots \dots (24.1)$$

Laplace dönüşümü yapılacak olursa,

$$ms^2x + bsx + kx = F \dots \dots \dots (24.2)$$

Bu eşitlik aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{x}{F} = \frac{1}{ms^2 + bs + k} \dots \dots \dots (24.3)$$

Bu ifade dikkate alınarak aşağıdaki tanımlamalar yazılabilir.

Transfer fonksiyonu, (kazanç)

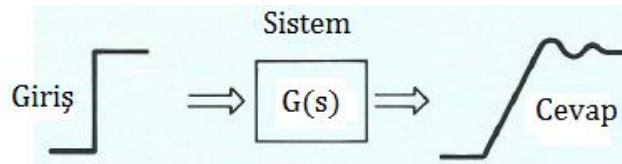
$$G(s) = \frac{1}{ms^2 + bs + k} \dots \dots \dots (24.4)$$

Sistem girişi, burada kuvvet, F olarak verilmektedir.

Çıkış parametresi bu ifadede konum, x olarak elde edilmektedir.

24.1. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde transfer fonksiyonları,

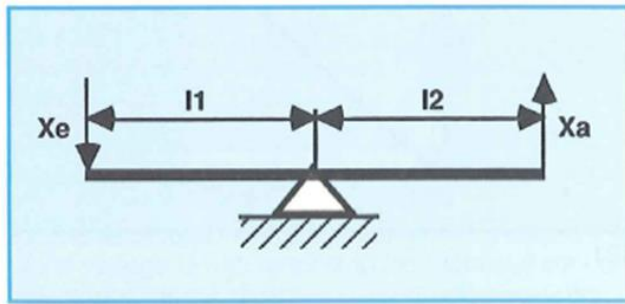
Transfer fonksiyonu bir sistemin belirli bir cevaba göre düzenlenmiş olan davranış modelidir (şekil 24.3).



Şekil 24.3. Transfer fonksiyonu bir sistemde belirli bir girişe karşılık cevabı belirlemektedir

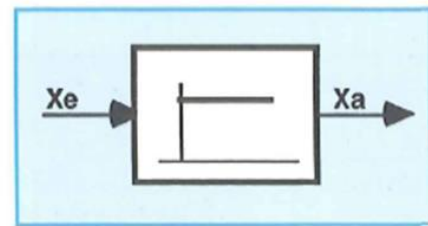
Transfer fonksiyonlarından en çok karşılaşılanlar aşağıda verilmektedir.

a. Oransal transfer fonksiyonları



X_e adım girişi X_a adım çıkışına yol açar.

P-eleman sembolü



Symbol for P-element

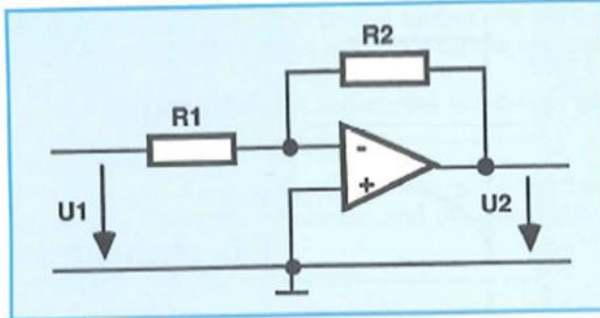
Çıkış değeri,

$$X_a = X_e \cdot l_2/l_1 = K \cdot X_e$$

Oransal elemanın yükseltme değeri,

$$K = l_2/l_1$$

Elektrik direnç devrelerinde P- eleman etkisi,
Bu durum mekanikteki $F=m.a$ ilişkisine benzetilebilir



Amplifier with resistance circuit

U1 giriş voltajındaki adım değişimi, U2 çıkış voltajında adım değişimi oluşturmaktadır.

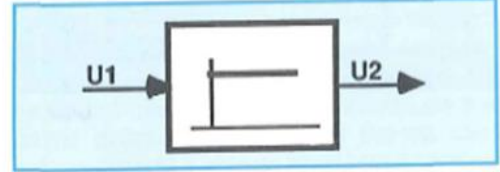
Çıkış voltajı,

$$U_2 = -R_2/R_1 \cdot U_1 = K \cdot U_1$$

Yükseltme değeri

$$K = R_2/R_1$$

Sembol



b. İntegral transfer fonksiyonları

İntegral eleman (I-eleman)

Çıkış sinyalinin lineer artışı zamana bağlıdır.

$$X_a = K \cdot \int X_e(t) \cdot dt$$

Burada, K transfer sabiti veya I-elemanın yükseltme faktörüdür.

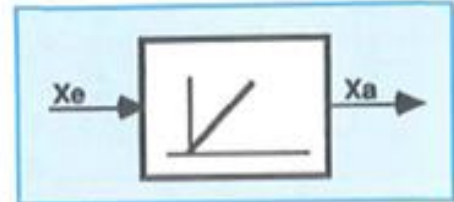
Örnek: Bir hidrolik silindir için I elemanın etkisi.

Silindir stroğu, s yağ debisine, Q bağlıdır.

$$s = 1/A \cdot \int q \cdot dt$$

with $K = 1/A$ A = effective area

I-eleman sembolü



Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları

Örnek: Bir motor milinin dönme açısı, milin hızına bağlıdır.

$$\varphi = K_0 \cdot \int \omega \cdot dt \quad K=1$$

Strok değeri, s çıkış parametresidir.

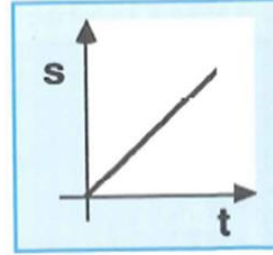
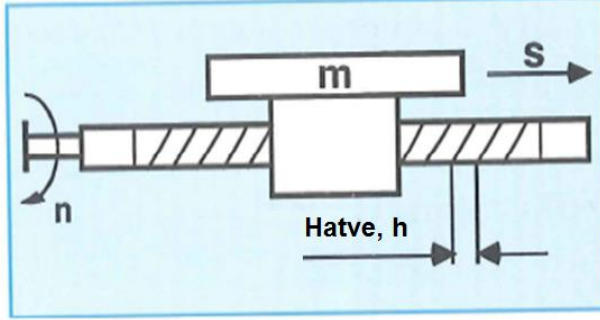
$$s = h \cdot \int n \cdot dt$$

Örnek: Dönme hareketinin doğrusal harekete dönüşümü

Sabit dönme hızı için

$$s = h \cdot n \cdot t$$

Strok zaman içinde lineer artacaktır.

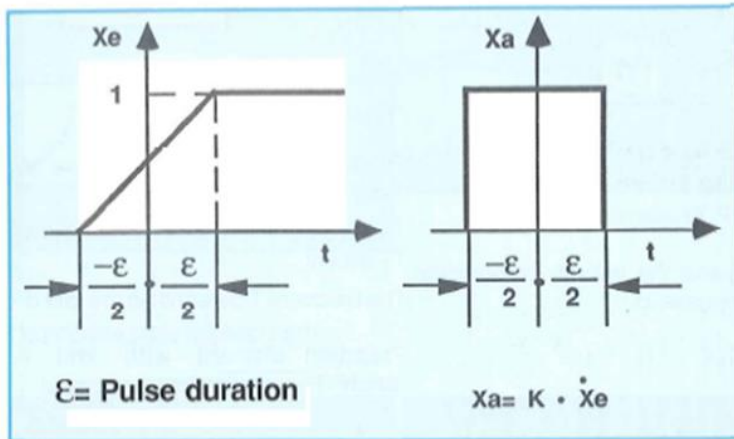
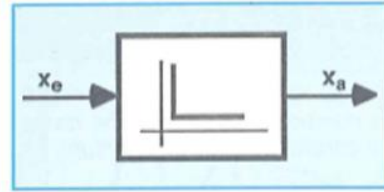


c. Diferansiyel transfer fonksiyonları

$$\begin{aligned} X_a(t) &= K \cdot \dot{X}_e(t) \\ \dot{X}_e(t) &= dX_e/dt \end{aligned}$$

Çıkış sinyali giriş sinyalinin hızına bağlı olarak değişmektedir.

D-elemanın sembolü

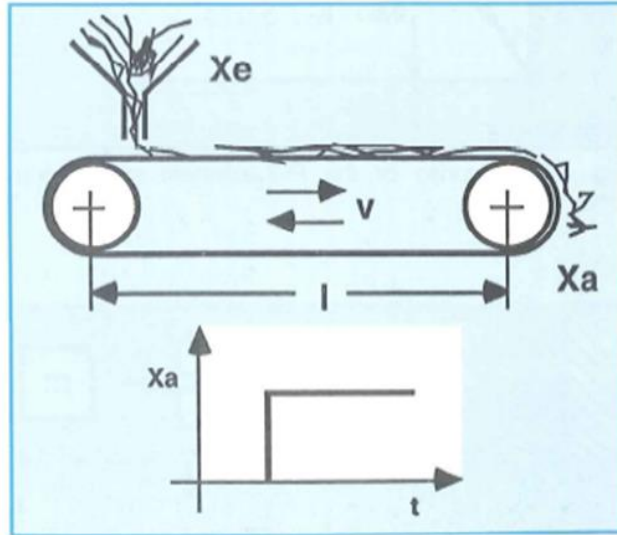


Adım cevabı

d. Zaman gecikmeli sistemler için transfer fonksiyonları

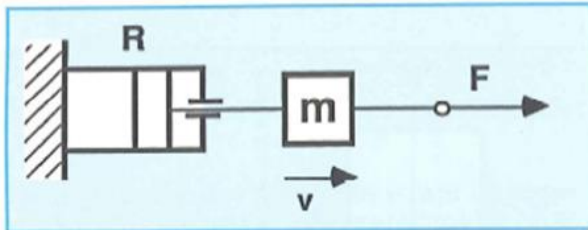
Konveyöre gelen malzeme debisi X_e , konveyörden çıkan malzeme debisine, X_a eşittir. Ancak hareketin başlangıcındaki zaman, t içinde bir gecikme, $T_t = l/v$ söz konusudur.

$$X_a(t) = X_e(t - T_t)$$



e. 1. dereceden ivmelenen oransal sistemlerin (P-T1) transfer fonksiyonları

$$T \cdot \ddot{X}_a + \dot{X}_a = K \cdot X_e$$

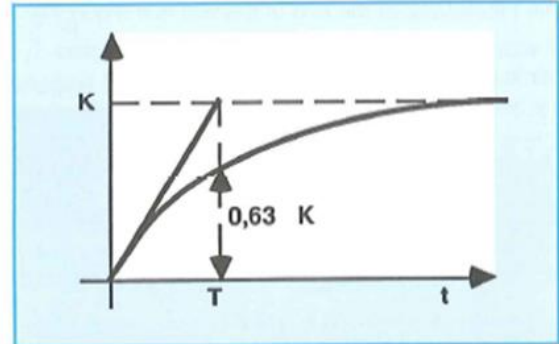


P-T1 eleman örneği

Çıkış kuvveti, hızı ve sıvı sürtünmesi ve kütle üzerinde etkilidir.

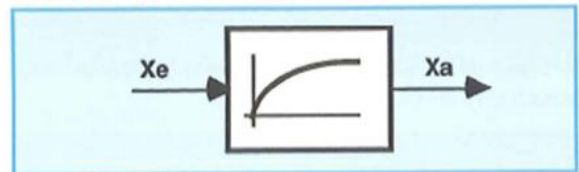
$$m \cdot \dot{v} = F - v - R \cdot v$$

$$m/R \cdot \dot{v} + v = F/R$$

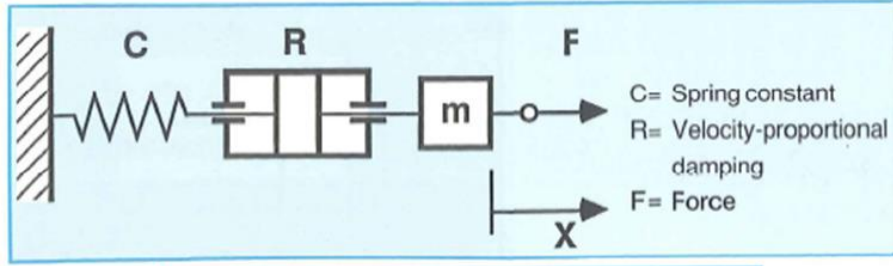


P-T1 elemanın adım girişine cevabı

$t=0$ zamanında adım cevabı teğetseldir, $t=T$ de ise sonuç değerine, K ulaşmaktadır. Burada T zaman sabiti olarak bilinmektedir. Zaman sabiti değişen değerlerde hesaplara katılmaktadır.



f. 2. dereceden ivmelenen oransal sistemlerin (P-T2) transfer fonksiyonları



$$T^2 \cdot \ddot{X}_a + 2 D T \dot{X}_a + X_a = K \cdot X_e$$

Burada, T; zaman sabiti, D; Sönüm ve K; transfer sabiti olarak verilmektedir.

Mekanik sistemde kuvvet, F ve beplasman, X arasındaki ilişki

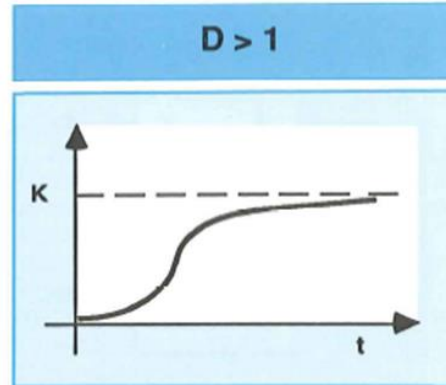
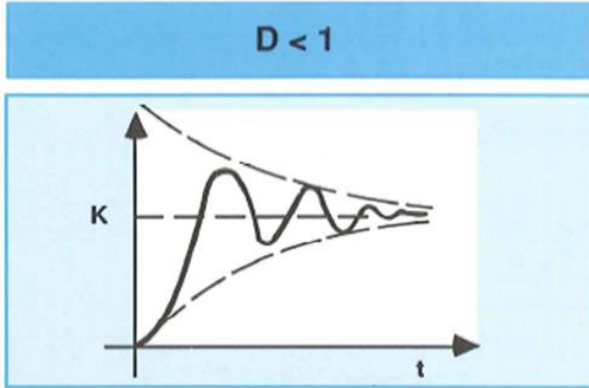
$$m \cdot \ddot{X} = F - R \cdot \dot{X} - C \cdot X$$

$$\frac{m}{c} \cdot \ddot{X} + \frac{R}{C} \cdot \dot{X} + X = \frac{1}{C} \cdot F$$

$$\begin{matrix} T^2 & 2 D T & K \\ T = \sqrt{m/c} & D = R/(2 \cdot \sqrt{m \cdot c}) & K = 1/c \end{matrix}$$

Hidrolik sistemlerin çoğunun P-T2 yapısında incelenmesi yeterlidir.

P-T2 - elemanın adım cevabı



D<1 durumunda frekans değeri,

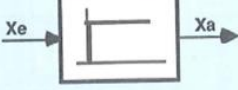
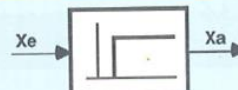
$$\omega_N = \sqrt{(1-D_2)} \cdot \omega_0 = \sqrt{(1-D_2)}/T$$

$$\omega_0 = 1/T$$

P-T2 - elemanın sembolü bu duruma göre verilmektedir.



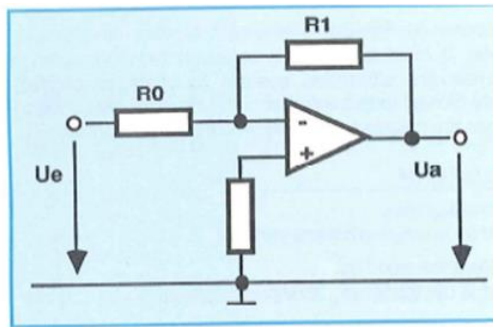
Sonuçta transfer fonksiyonları genelde aşağıdaki gibi özetlenmektedir.

P element	$X_a = K_P \cdot X_e$	
P-T ₁ element	$T_1 \cdot \dot{X}_a + X_a = K_P \cdot X_e$	
P-T ₂ element	$T_2 \ddot{X}_a + 2 D T \dot{X}_a + X_a = K_P \cdot X_e$	
I element	$X_a = K_I \int X_e(t) dt$	
D element	$X_a = K_D \cdot \dot{X}_e$	
T _t element	$X_{a(t)} = K \cdot X_e (t - T_t)$	

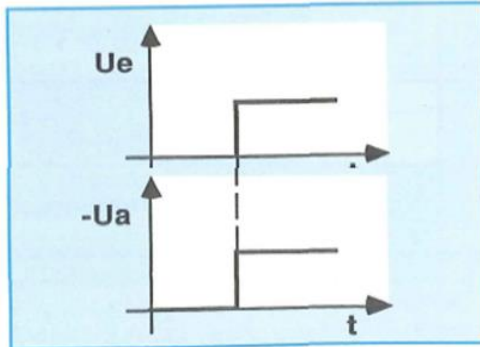
24.1. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde kontrolörler,

Kontrolörlerin endüstride yaygın olarak kullanılmakta olan bazı tipleri aşağıda örneklerle verilmektedir.

a. Oransal (P) kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.



P kontrolörün adım cevabı



Çıkış, U_a giriş U_e ile oransal değişmektedir.

$$U_a = -R_1/R_0 \cdot U_e$$

Amplifikasyon faktörü, $K_p = R_1/R_0$

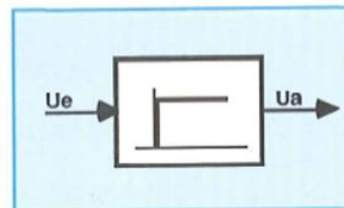
P-kontrolörün avantajları:

- Basit tasarım
- Kolay ayarlama
- Kontrol girişine hızlı cevap verme

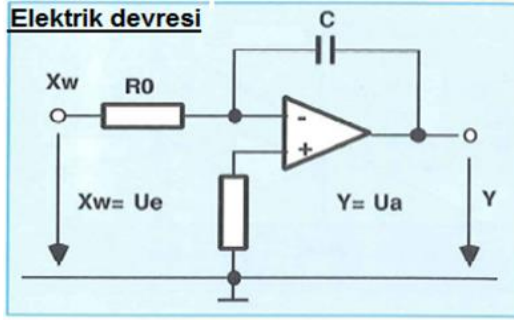
P-kontrolörün dezavantajları:

Temel olarak kontrol değişkeni asla giriş değişkenine eşit olmayacaktır ve daima bir kapalı çevrim hatası oluşacaktır.

P-kontrolörün sembolü



b. Integral (I) kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.



Çıkış voltajı pozisyon değişimidir.

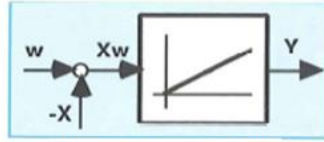
$$Y = U_A(t) = -1/T_I \int U_E dt$$

Giriş voltajı, U_E kapalı çevrim farkıdır. $X_W = w - x$

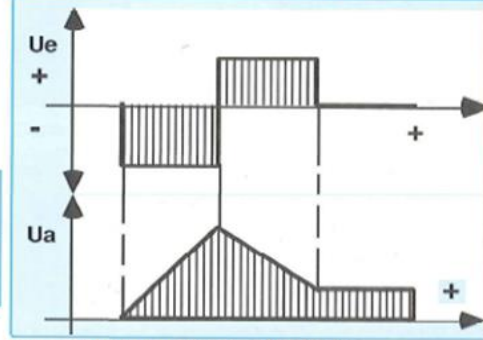
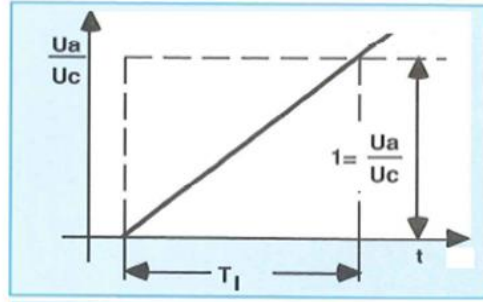
$$T_I = R_0 \cdot C$$

$$K_I = 1/T_I$$

Zaman sabiti adım girişine karşılık bulunur.



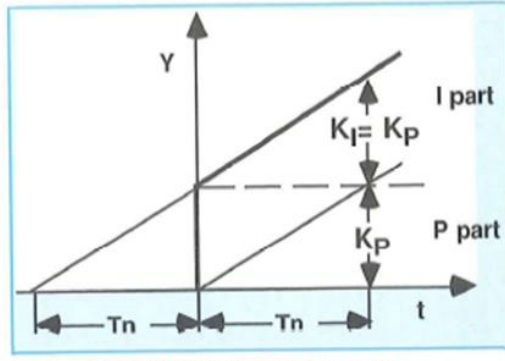
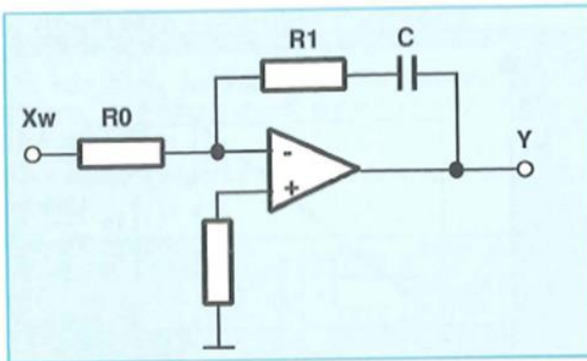
I-kontrolör sembolü



L-kontrolörün zaman diyagramı.

P-kontrol elemanı ile karşılaştırıldığında I-kontrolör kullanılan sistemlerde pozisyonlama değişkeni kapalı çevrim hatası ile oransal değildir. Fakat daha çok pozisyonlama değişkeninin zamana göre değişimi kapalı çevrim hatası ile oransaldır. I-kontrolör tüm kapalı çevrim hatalarını yok eder. Hatta çok küçük giriş sinyalleri ile bile büyük çıkış sinyalleri oluşturulabilir. Ancak cevabın yavaş gelişmesi kapalı çevrim hatalarına yol açabilir.

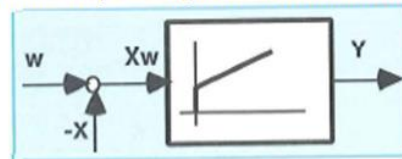
c. PI- kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.



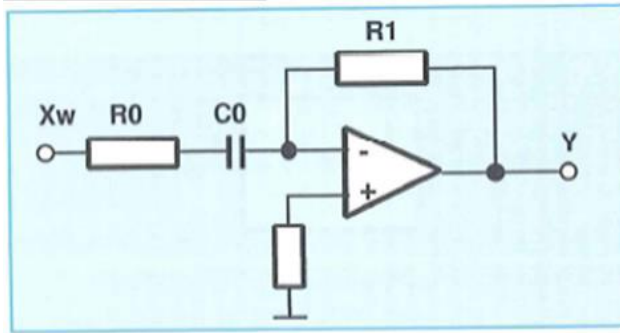
PI kontrolörün karakteristiği

Oransal integral kontrolör (PI-kontrolör), P kontrolörün hızlı cevap özelliğini ve I kontrolörün hassasiet özelliklerini barındırır.

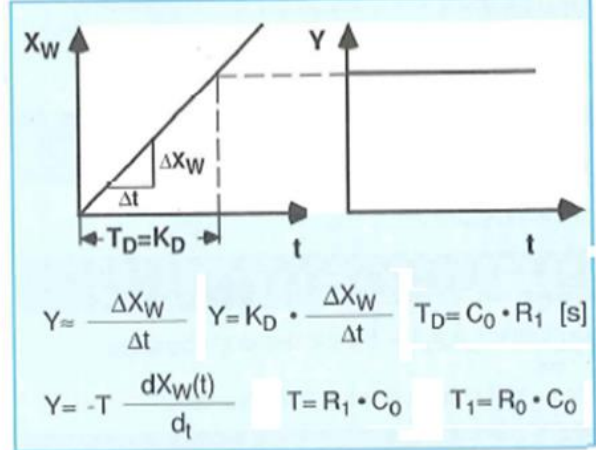
$K_P = R_1/R_0$	$T_I = R_0 \cdot C$
$T_n = R_1 \cdot C = K_P/K_I$	$K_I = 1/T_I$



d. Türevsel (D) kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.



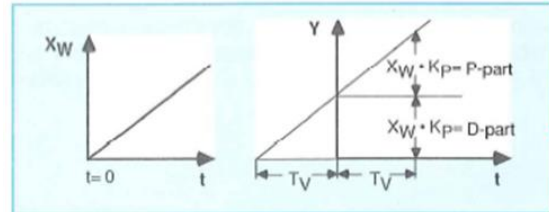
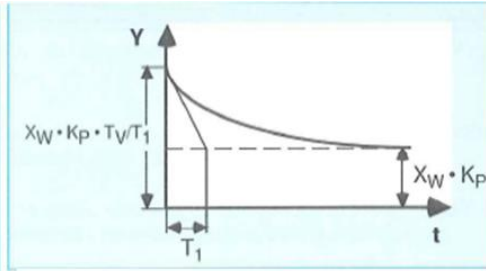
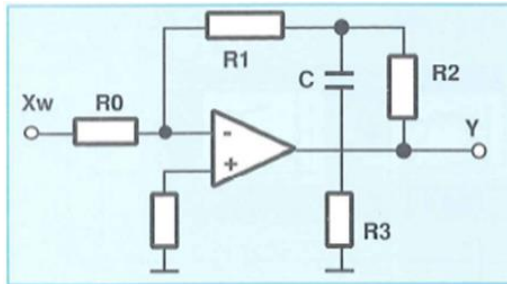
D kontrolör diğer kontrolörlerle beraber kullanılır. Tek başına kullanımları uygun değildir.



D kontrolörün karakteristiği, burada T_D ; zamanı sabiti, K_D ; kontrolör sabitidir.

e. PD- kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.

PD regülatör ile kapalı çevrim kontrolü hızlandırılmaktadır.



PD kontrolörün giriş ve çıkış değerlerinin değişimi

$$Y(t) = K_p X_d(t) + K_D \frac{dX_d(t)}{dt}$$

$$Y(t) = K_p \left[X_d(t) + T_v \frac{dX_d(t)}{dt} \right]$$

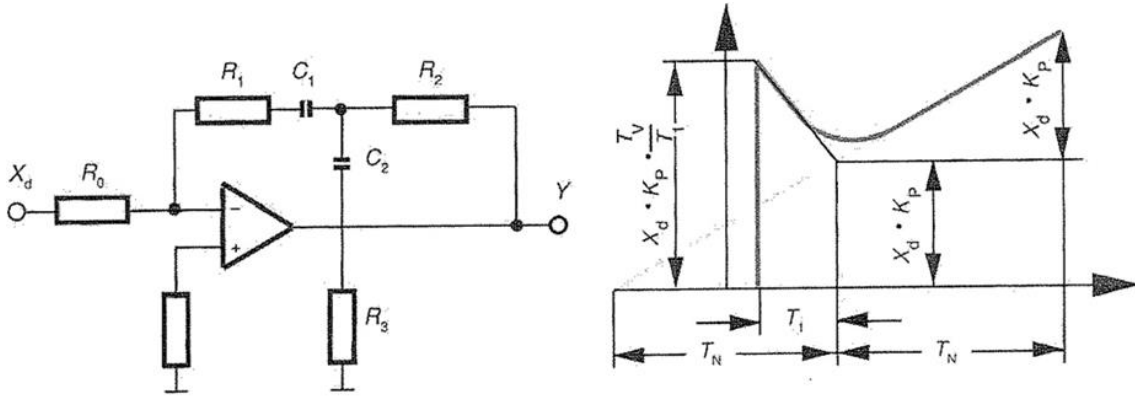
Bu eşitliklerde,

Diferansiyel faktör, K_D

$$\text{Oransal faktör, } K_p = \frac{R_1 + R_2}{R_0}$$

$$\text{Cevap zamanı, } T_v = \left[\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + R_2 \right] \cdot C$$

f. PID- kontrolör ve özellikleri aşağıda verilmektedir.



PID Regülatörün elektriksel devresi

PID regülatör davranışı

$Y = K_p \cdot X_d(t) + K_i \int X_d(t) dt + K_d \frac{dX_d(t)}{dt}$	$K_p = \frac{R_1 + R_2}{R_0}$	Oransal sabit
$Y = K_p (X_d(t) + \frac{K_i}{K_p} \int X_d(t) dt + \frac{K_d}{K_p} \frac{dX_d(t)}{dt})$	$T_n = (R_1 + R_2) C_1$	Yeniden ayarlama zamanı
$T_n = K_p / K_i, \quad T_v = K_d / K_p$	$T_v = (\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} + R_3) \cdot C_2$	Türemiş hareket zamanı
$Y = K_p (X_d(t) + \frac{1}{T_n} \int X_d(t) dt + T_v \frac{dX_d(t)}{dt})$	$T_i = R_3 \cdot C_2$	Gecikme

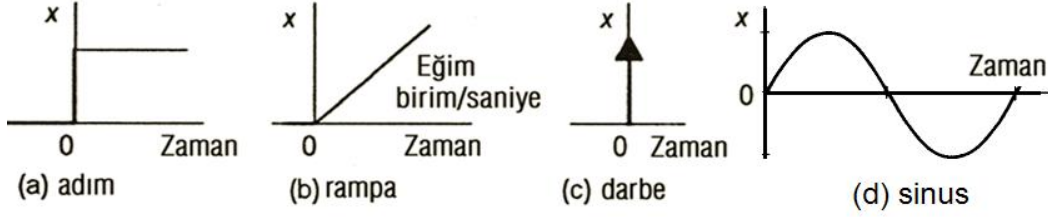
Controller	P	I	PI	PD	PID
Controlled system					
Pure dead time	Not applicable	Slightly poorer than PI	Control + interference	Not applicable	Not applicable
Dead time + delay 1st order	Not applicable	Poorer than PI	Slightly poorer than PID	Not applicable	Control + interference
Dead time + delay 2nd order	Not suitable	Poor	Poorer than PID	Poor	Control + interference
1st order + extremely short idle time (delay time)	Control	Not suitable	Interference	Control at delay time	Interference at delay time
Higher order	Not suitable	Poorer than PID	Slightly poorer than PID	Not suitable	Control + interference
Integral characteristic	Control (without delay)	Not applicable unstable structure	Interference (without delay)	Control	Interference

Tablo 24.1. Bir sistem için uygun kontrolör seçimi için tavsiyeler. (Kaynak: Bosch-Rexroth)

Yukarıda verilmekte olan parametrelere uygun olacak şekilde kontrolör seçilir. Tablo 3.1 de verilmekte olan seçim şeklinde sistemin transfer fonksiyonu önemlidir.

24.3. Kapalı çevrim kontrol sistemlerinde giriş fonksiyonları,

Standart girdi sinyalleri, adım, rampa, darbe ve sinüs dür; Şekilde, $t = 0$ anında başlayan bu tip sinyallerin, idealize edilmiş formları gösterilmektedir.



Şekil 24.18. Giriş fonksiyonlarının çeşitleri

Sistemlerin adım girişine cevabı

Birinci derece bir sistemin adım girişine cevabı,

Sıcak bir sıvıya aniden daldırılan bir termometre bu duruma örnek olarak verilebilir. Bu ani değişim, adım girdisi anlamına gelmektedir. Böyle bir değişime karşılık gelen diferansiyel denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$R.C.\frac{dT}{dt} + T = T_s$$

Burada,

R: Termal direnç

C: Termal kapasite

T: Termometreden okunacak sıcaklık

T_s : Sıvının sıcaklığı

t: Zaman

Bu ifade düzenlenerek integre edilecek olursa zamana bağlı sıcaklık değişimi, T yazılabilir.

$$\frac{dT}{T - T_s} = \frac{dt}{R.C}$$

$$T = A.e^{-t/\tau}$$

Burada,

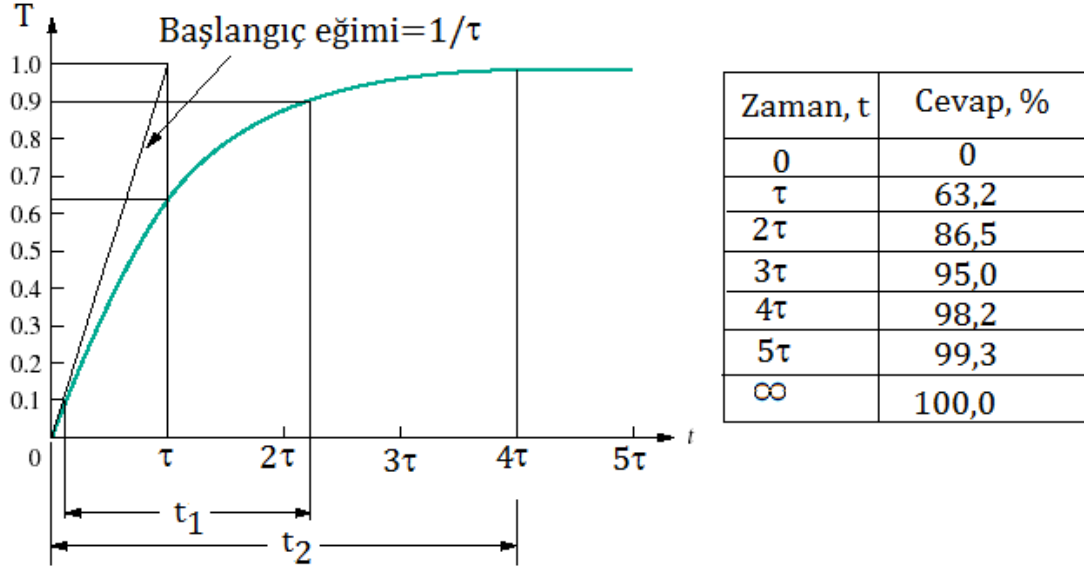
A: Başlangıç koşullarına bağlı bir sabit

τ : Zaman sabiti.

Zaman sabiti aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\tau = 1/R.C$$

Zaman sıcaklığın değişimi yukarıdaki denklemden bulunmaktadır.



Şekil 24.19. Birinci derece bir sistemin adım girişine cevabı. Burada, t_1 , yükselme zamanı ve t_2 ise yerleşme zamanı olarak verilmektedir.

İkinci derece bir sistemin adım girişine cevabı,

Bir yay kütle sisteminin dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F$$

Bu denklemde doğal frekans aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Sönüm oranı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$$

Bu tanımlara göre denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{\omega_n^2} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} \frac{dx}{dt} + x = \frac{F}{k}$$

Burada üç durum söz konusu olabilir,

a. Kritik sönümün altında olan sistemler, sönüm oranı 0 ile 1 arasındadır.

$$x = A.e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega t + \varphi) + F/k$$

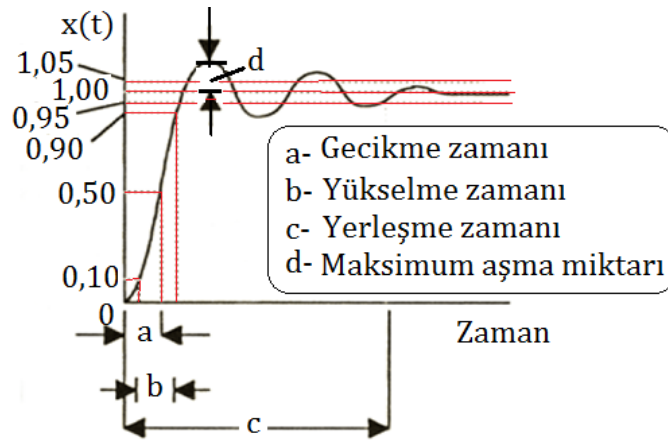
b. Kritik sönümlü sistemler, sönüm oranı 1 e eşit olan sistemler.

$$x = (At + B).e^{-\omega_n t} + F/k$$

c. Kritik sönümün üstünde olan sistemler, sönüm oranı 1 den büyük olan sistemlerdir.

$$x = A.e^{s_1 t} + B.e^{s_2 t} + F/k$$

Her üç durumda da t sonsuza giderken x, F/k değerine yaklaşmaktadır. Bu durumda kararlı hal değeri F/k dır. İkinci dereceden bir sistemin adım cevabı şekil 24.20 de görülmektedir.



Şekil 24.20. İkinci dereceden bir sistemin adım cevabı.

Sistemlerin sinüs girişine cevabı, (Frekans cevabı)

Birinci derece bir sistemin frekans cevabı,

Bir sinüs giriş fonksiyonunu aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz.

$$y(t) = A \sin \omega_0 t$$

Burada,

A: Fonksiyonun genlik değeri

ω_0 : Açısal frekans

Bu girişin birinci dereceden bir sisteme uygulandığını varsayalım. Sistemimiz viskoz sönüm sabiti C ve Coulomb sürtünmesi sabiti μ olan bir amortisör ise dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$C \frac{dx}{dt} + \mu x = F_0 y(t)$$

Burada, F_0 kuvvet genliği olarak verilmektedir.

Bu durumda sistemin frekans cevabı aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$x(t) = B \sin(\omega_0 t + \theta)$$

Birinci dereceden denkleme Laplace dönüşümü uygularsak,

$$s.C.x(s) + \mu.x(s) = F_0.y(s)$$

Bu durumda sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$G(s) = \frac{x(s)}{y(s)} = \frac{F_0}{s.C + \mu}$$

Genelde birinci dereceden sistemler Laplace bölgesinde τ zaman sabiti olmak üzere aşağıdaki gibi bir transfer fonksiyonu ile ifade edilebilmektedir.

$$G(s) = \frac{1}{1 + \tau.s}$$

$s = j\omega$ dönüşümü yapılacak olur ise,

$$G(j\omega) = \frac{1}{1 + j\omega.\tau}$$

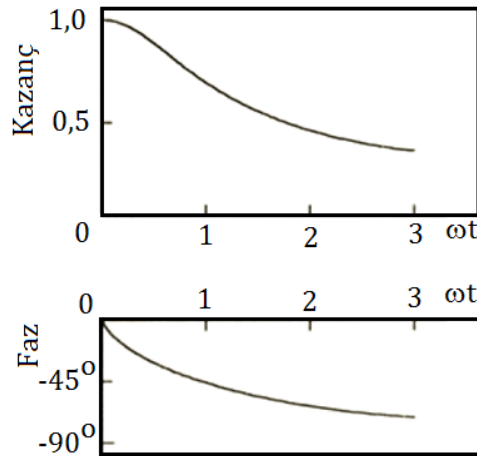
Burada denklemin payı ve paydası $1 - j\omega.\tau$ ile çarpılırsa ve $j^2 = -1$ olduğu değerlendirilecek olursa,

$$G(j\omega) = \frac{1}{1 + \omega^2\tau^2} - \frac{\omega\tau}{1 + \omega^2\tau^2}j$$

Bu durumda sistemin kazancı aşağıdaki gibi bulunur,

$$|G(j\omega)| = \sqrt{\left(\frac{1}{1 + \omega^2\tau^2}\right)^2 + \left(\frac{\omega\tau}{1 + \omega^2\tau^2}\right)^2} = \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2\tau^2}}$$

Bu ifadede faz farkı, $\tan\phi = -\omega\tau$ olarak verilmektedir. Bu ifadelerin grafiksel açıklaması şekil... de verilmektedir.



Şekil 24.21. Birinci derece bir sistemin frekans cevabı.

İkinci derece bir sistemin frekans cevabı,

Yukarıda verilmekte olan bir yay kütle sistemine ait ikinci dereceden bir sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

$s = j\omega$ ve $j^2 = -1$ olduğu değerlendirilecek olursa,

$$G(j\omega) = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right] + 2\zeta j \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}$$

Denklemin payı ve paydasını aşağıdaki ifade ile çarparsak,

$$\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right] - 2\zeta j \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$$

Transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur.

$$G(j\omega) = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right] - 2\zeta j \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}$$

Bu durumda sistemin kazancı aşağıdaki gibi bulunur,

$$|G(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}}$$

Sistem girişi ile cevabı arasındaki faz farkı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\tan\varphi = -\frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

Bode diyagramı

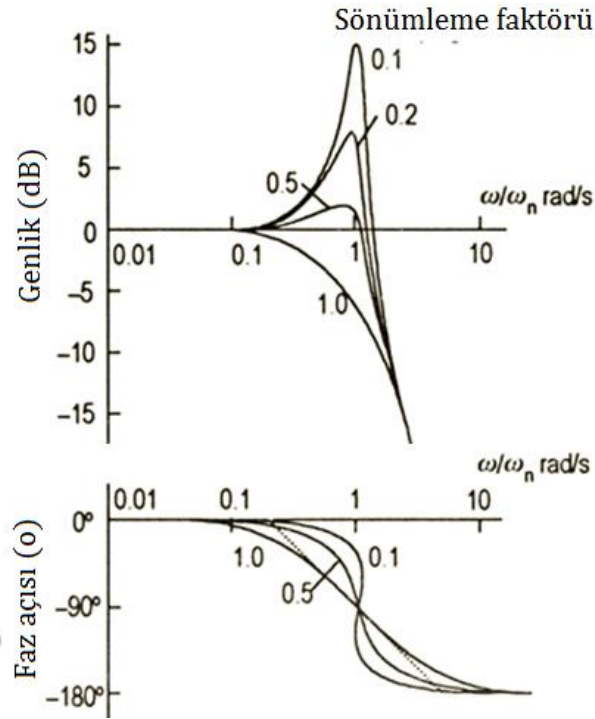
Yukarıda verilmekte olan bir yay kütle sistemine ait ikinci dereceden bir sistemin kazancına ait denklem logaritmik olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Genlik = 20 \cdot \log \left[\frac{1}{\sqrt{\left[1 - (\omega/\omega_n)^2\right]^2 + \left[2\zeta(\omega/\omega_n)\right]^2}} \right]$$

Sistem girişi ile cevabı arasındaki faz farkı ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$Faz \text{ açısı} = \tan^{-1} \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega/\omega_n)^2}$$

Kazanç ve faz açısı ifadeleri grafik olarak aşağıdaki gibi verilmektedir (şekil..)



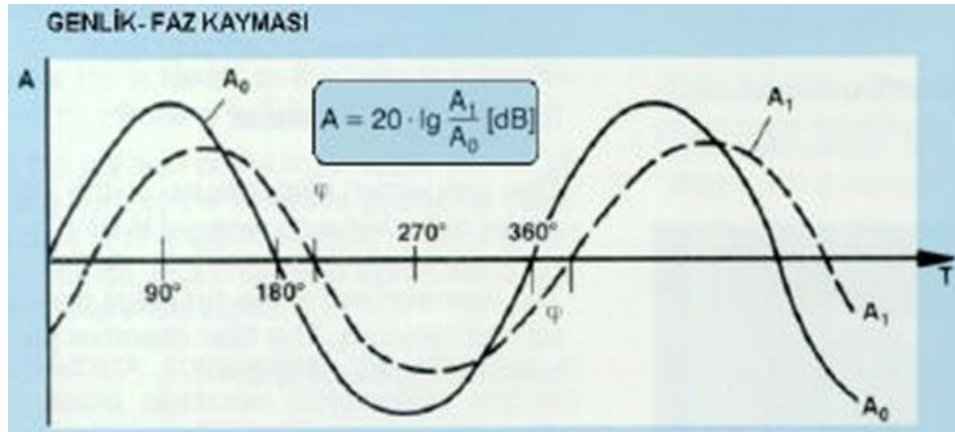
Şekil 24.22. Örnek Bode diyagramı.

Hidrolik sistemlerde Bode diyagramı

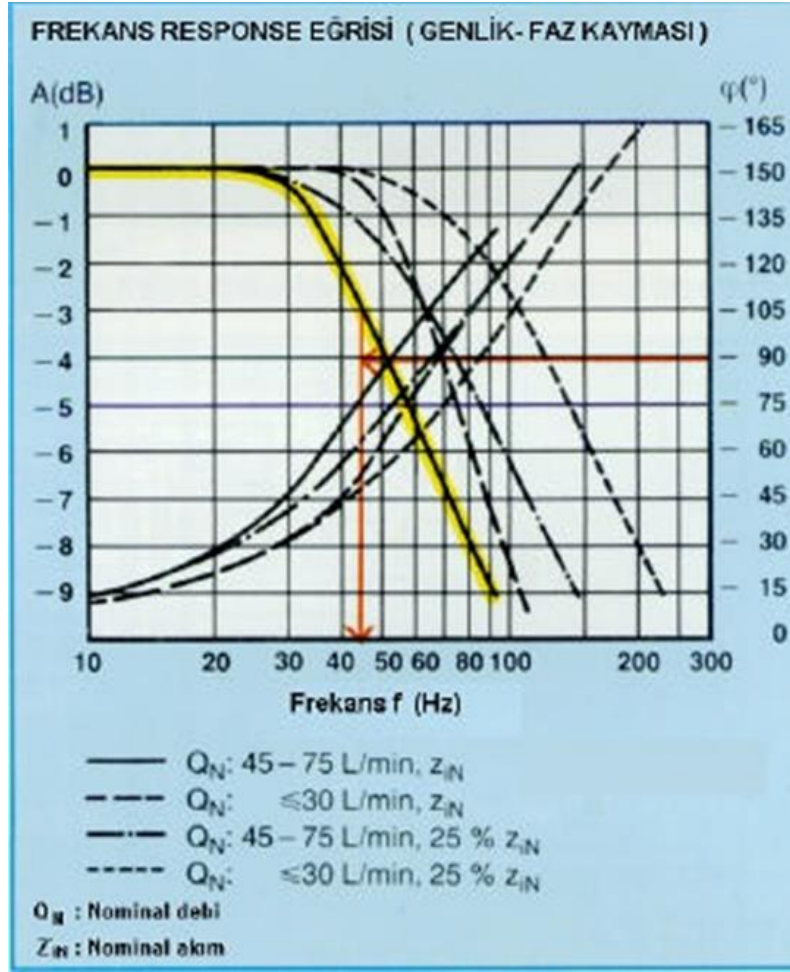
Genlik oranı, $A = 20 \cdot \log (A_{\text{çıkış}}/A_{\text{giriş}})$ (dB)

Bu oranın servo karakterli hidrolik valflerde mümkün olduğunca 0 dB olması istenilir.

Bir valfin frekans cevabı genelde Bode diyagramı ile verilmektedir.



Şekil 24.23. Servo karakterli hidrolik valflerin sinüs girişine karşın genlik ve faz kaymaları.



Şekil 24.24. Servo karakterli hidrolik bir valfin BODE diyagramı.

Bode diyagramında faz değişmesi 360 derecelik bir periyot için derece olarak verilir. Genlik sönümlemesi logaritmik olarak ifade edilir.

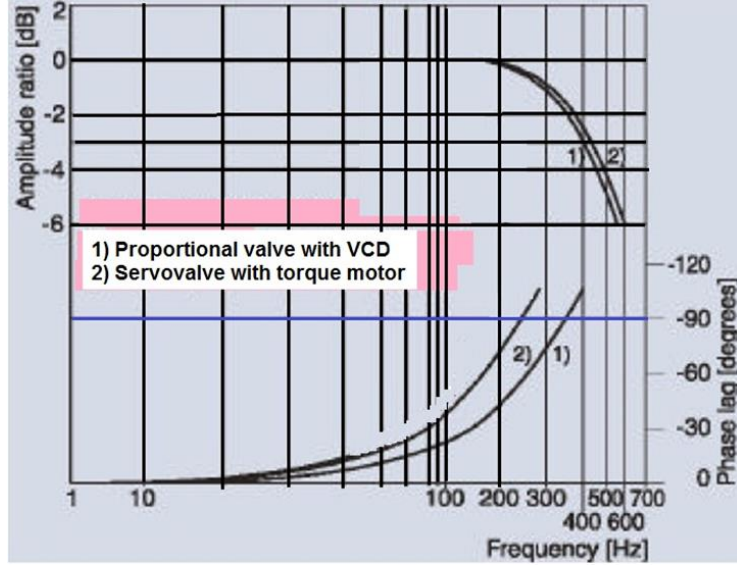
Servo hidrolik sistemlerde frekans cevabı - 3 dB genlikte ki frekans olarak (cut-off frequency) verilir, bunun anlamı valf çıkışının giriş sinyaline göre %30 değer kaybetmesi demektir.

Faz kayma açısı ise 90 dereceye karşılık gelen frekans değeridir. Bu değere servovalfin doğal frekansı denir.

Servo karakterli hidrolik valflerin frekans cevabı karakteristiği, nozullardaki debi miktarı arttırılarak veya daha kısa stroklu valfler imal edilerek arttırılabilir.

Optimum özellikleri elde etmek, imalat ve malzeme teknolojisindeki gelişmelere bağlıdır.

Oransal valflerin son teknolojik gelişmeler ışığında ulaştığı noktanın karşılaştırılması aşağıda verilmekte olan bode diyagramında görülebilir (şekil 5.9).



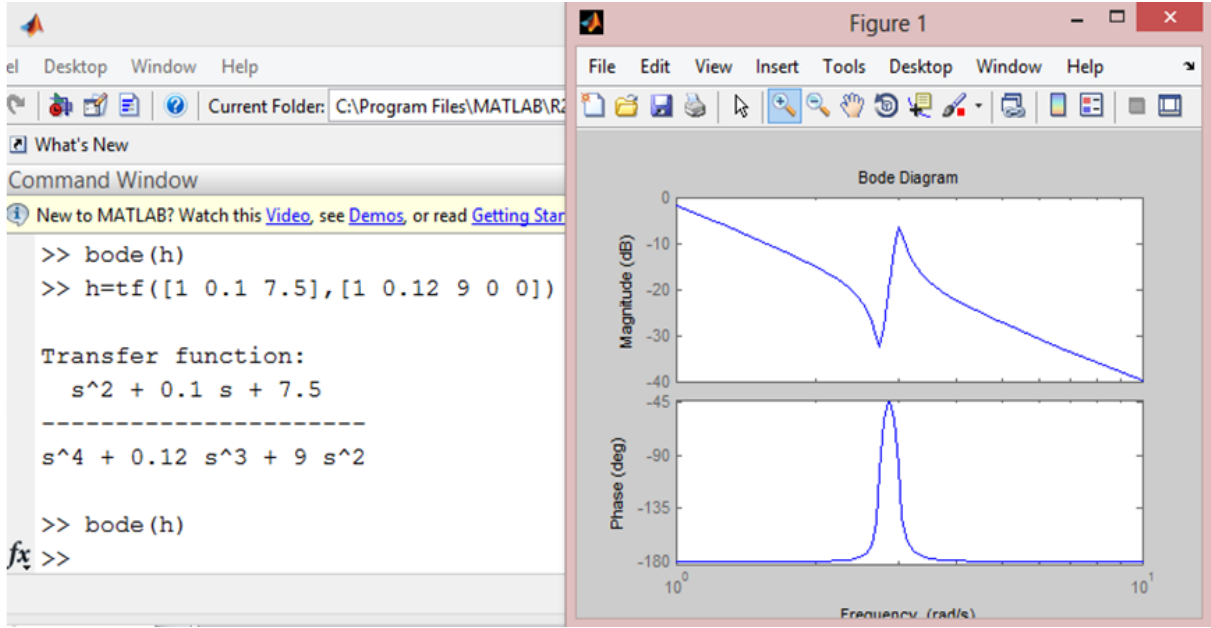
Şekil 24.25. VCD aktüatör tarafından sürülen oransal valflerin frekans cevaplarının servo valflerle karşılaştırılması.

Örnek 24.1. Bir sistemin aşağıda verilmekte olan transfer fonksiyonu için Bode diyagramını MATLAB yazılımını kullanarak çiziniz.

$$G(s) = \frac{s^2 + 0,1s + 7,5}{s^4 + 0,12s^3 + 9s^2}$$

Çözüm,

MATLAB yazılımında aşağıda verilmekte olan kod yazılacak olursa şekildeki gibi diyagram kolayca elde edilmektedir.



Hızlanma ve frenleme ivmelerinin tahrikin doğal frekansına bağlı olarak sınırlandırılması

Hızlanma ve frenlemede ivme değerleri iki farklı şekilde hesaplanabilmektedir, bunlar;

- Tahrik gücü veya hidrolik sistem çalışma basınçları
- Sistemin doğal frekansı

Ancak doğal frekans bölgesinde çalışmak problemlere yol açacağı için bu değerin belirli bir miktar altında kalmak doğru olacaktır.

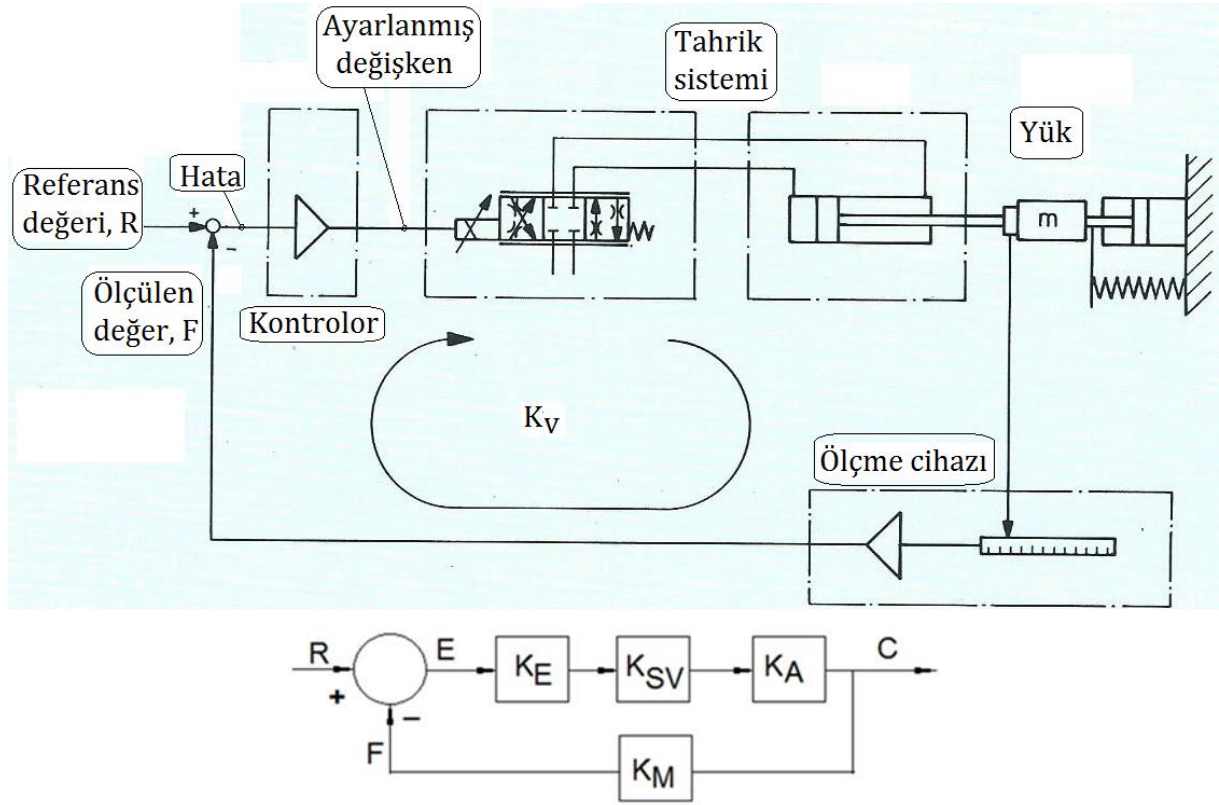
Bir sistemin doğal frekansı ile zaman sabiti arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\tau = \frac{1}{\omega_n}$$

Kritik bölgeden uzak durabilmek için ivmelenme zamanı, zaman sabitinin altında seçilmelidir. $t = (3 \dots 5) \tau$

Buna göre hıza bağlı olarak sistemde kullanılabilecek ivme sınırı, $a = v/t$ olarak verilebilir. Burada v sistemin anma hızıdır.

24.4. Servohidrolik mekanizmalarda kararlılık, açık ve kapalı çevrim kazançları

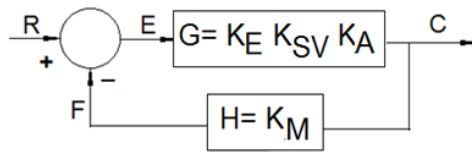


Şekil 24.26. Servohidrolik mekanizmanın yapısı (yukarıda) ve bu sistem için blok diyagramı (aşağıda). Burada; R: Kumanda sinyali, K_E: Elektriksel ekipman kazancı, K_{SV}: Servovalfin kazancı, K_A: Aktuatör kazancı, K_M: Geri besleme kazancı, E: Hata sinyali, C: Sistemin kontrol edilen çıkışı.

Kontrol sisteminin açık çevrim kazancı;

$$K_V = K_E K_{SV} K_A K_M$$

Kontrol sistemini kapalı çevrim kazancı (Sistemin transfer fonksiyonu),



Şekil 24.27. Servohidrolik mekanizma için kısaltılmış blok diyagramı.

Servo hidrolik sistemlerde kapalı çevrim kazancı, sistem çıkışının girişe oranı olarak verilmektedir.

$$F=CH$$

$$E=R-F=R-CH$$

$$C=EG=(R-CH)G=RG-CGH$$

$$RG=C+CGH=C(1+GH)$$

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1 + G.H}$$

24.5. Kapalı çevrim mekanizmalarda kararlılık kriteri,

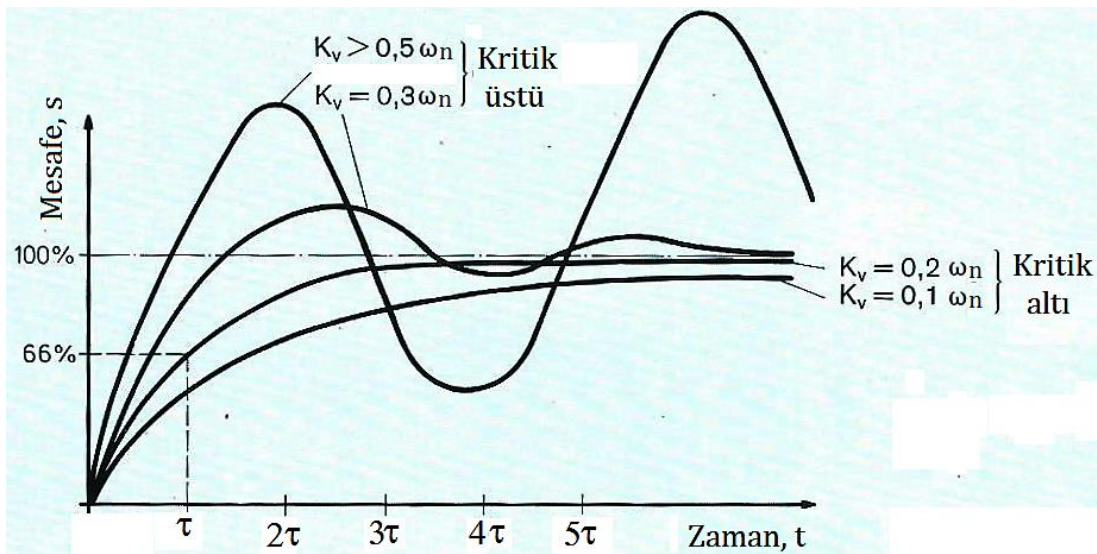
Kapalı çevrim mekanizmalarda farklı kararlılık kriterleri uygulanmaktadır. Kararlılığın sağlanıp sağlanmadığını anlamak için en çok kullanılan kriterler Routh stabilite (Routh-Hurwitz) kriteri ve Nyquist stabilite kriteridir. Hidrolik mekanizmalarda genelde pratik bir yaklaşım olarak Routh-Hurwitz kriteri kullanılabilir. Routh-Hurwitz kriterine göre bir sistemin kararlılık kriterinin hidrolik sistemlerde uygulanabilecek basit sonuç formu, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$K_V < 2. \omega_n. D$$

Burada ω_n sistemin doğal frekansdır. Buna göre sistemin doğal frekansının yüksek olması, hızlı kontrollerde kararlı bir çalışmayı mümkün kılar.

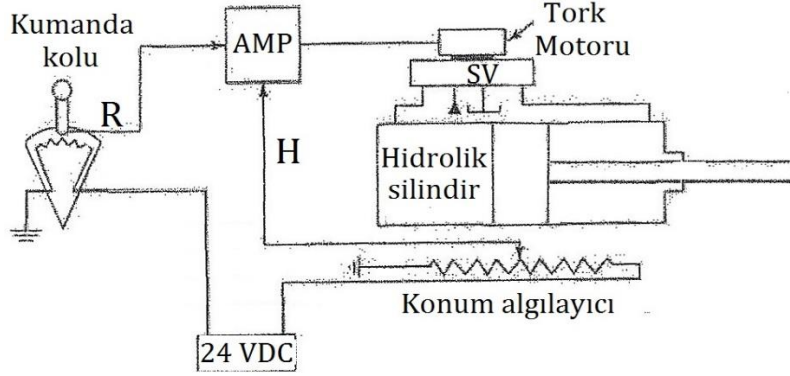
D sistemde sürtünme ve kaçaklardan dolayı oluşan sönüm sabitidir. Pratik uygulamalarda $D = 0,05 \dots 0,2$ arasında seçilebilir. Buna göre kararlı bir sistem için kazanç ile doğal frekans arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$K_V < (0,1 \dots 0,3). \omega_n$$



Şekil 24.28. Bir sistemin cevabı sönüm oranının değişimine bağlı olarak değişmektedir.

Örnek 24.2. Şekilde servohidrolik konumlama sistemi görülmektedir.



Sistemde 90 derece dönebilen kumanda kolu (joystik) vasıtasıyla 24 VDC giriş sinyali üretilmektedir. Silindirin piston alanı 25 cm², piston kolu alanı 3,14 cm², stroğu 160 mm dir. Konum algılayıcısı güç kaynağı olarak 24 VDC kullanmaktadır. Valf sürücüsü (OPAMP) her giriş voltuna karşılık 500 mA çıkış vermektedir. Servovalfi kumanda eden tork motorunun tamamen açık olması için 200 mA gereklidir. Böylece valf sürücüsünün sınır değeri tork motorunu koruyabilmek için 200 mA e ayarlanır. Hidrolik sistem basıncı 200 bar ve debisi 18,8 lt/dak olarak verilmektedir. Tork motoru 10 mA lik girişe karşılık servovalf üzerinde 70 bar basınç düşüşü oluşturmaktadır.

Sistemin kazancını hesaplayınız, kumanda kolunun 1,5 derece döndürülmesine karşın silindirin yeni pozisyonunu hesaplayınız.

Çözüm:

Kumanda kolunun kazancı,

$$K_K = \frac{24}{90} = 0,267 (V/^{\circ})$$

Konum algılayıcının kazancı,

$$H = \frac{24}{16} = 1,5 (V/cm)$$

Valf sürücüsünün kazancı,

$$K_E = \frac{500}{1} = 500 (mA/V)$$

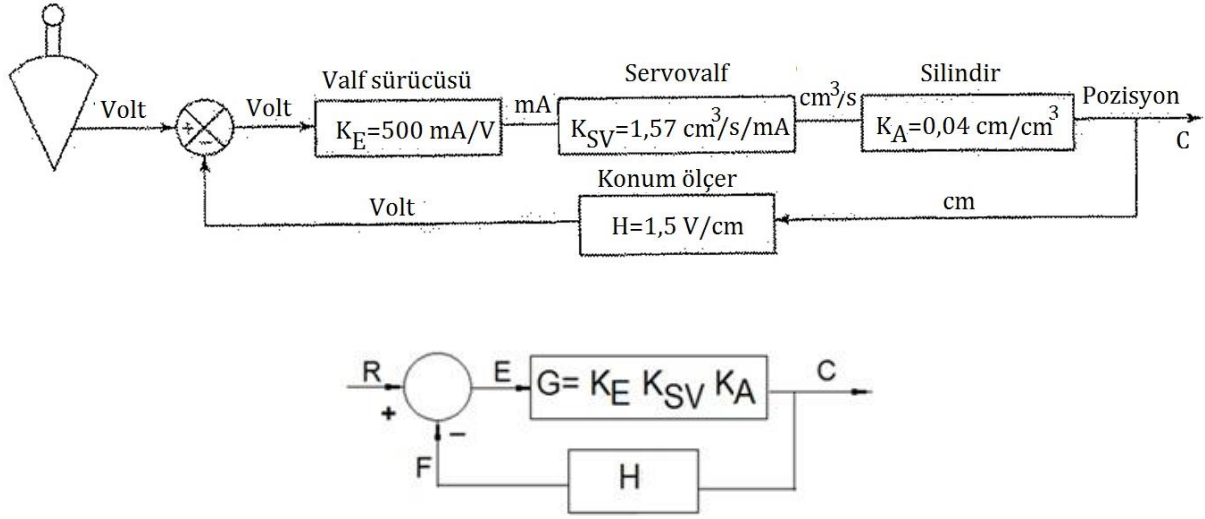
Servovalfin debi kazancı,

$$K_{SV} = \frac{18,8 \times 1000 / 60}{200} = 1,57 \left(\frac{cm^3/s}{mA} \right)$$

Silindirin konum kazancı,

$$K_A = \frac{d}{V} = \frac{v}{Q} = \frac{1}{A} = \frac{1}{25} = 0,04 (cm/cm^3)$$

Sistemin şematik blok diyagramı aşağıdaki gibi verilebilir.



$$G = K_E K_{SV} K_A = 500 \times 1.57 \times 0.04 = 31.4 \text{ cm/V}$$

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1 + GH} = \frac{31.4}{1 + 31.4 \times 1.5} = 0.653 \text{ cm/V}$$

Sisteme her 1 V sinyal girişinde silindir 0,653 cm hareket edecektir.

Örneğin kumanda kolu 1,5° hareket ettirilecek olursa,

$$\text{Kumanda giriş voltajı, } R_{1,5} = 0.267(V/^{\circ}) \times 1.5(^{\circ}) = 0.4 \text{ V}$$

Buna göre silindirin yeni pozisyonu,

$$C_{1,5} = \frac{C}{R} R_{1,5} = 0.653 \left(\frac{\text{cm}}{\text{V}} \right) \times 0.4 \text{ (V)} = 0.2612 \text{ cm}$$

Kumanda kolunun 1,5° hareket ettirilmesi ile 0,4 V sinyal sisteme gönderilecektir. Bu durumda sürücü valfe $0.4 \times 500 = 200$ mA sinyal gönderir. Bu valfin maksimum değeridir ve valf sonuna kadar açılır. Bu durumda silindir maksimum debi ile harekete başlar ve ivmelenir. Ancak hareketin ilerleyen aşamasında konum ölçer geri besleme sinyali göndermeye başlar ve servovalf kapanmaya, debi azalmaya başlar. Sonuçta yaklaşık 0,2612 cm değerine ulaşıldığında geri besleme sinyali 0,4 V olur ve servovalf kapanır, sonuçta silindir yaklaşık olarak bu konumda durur.

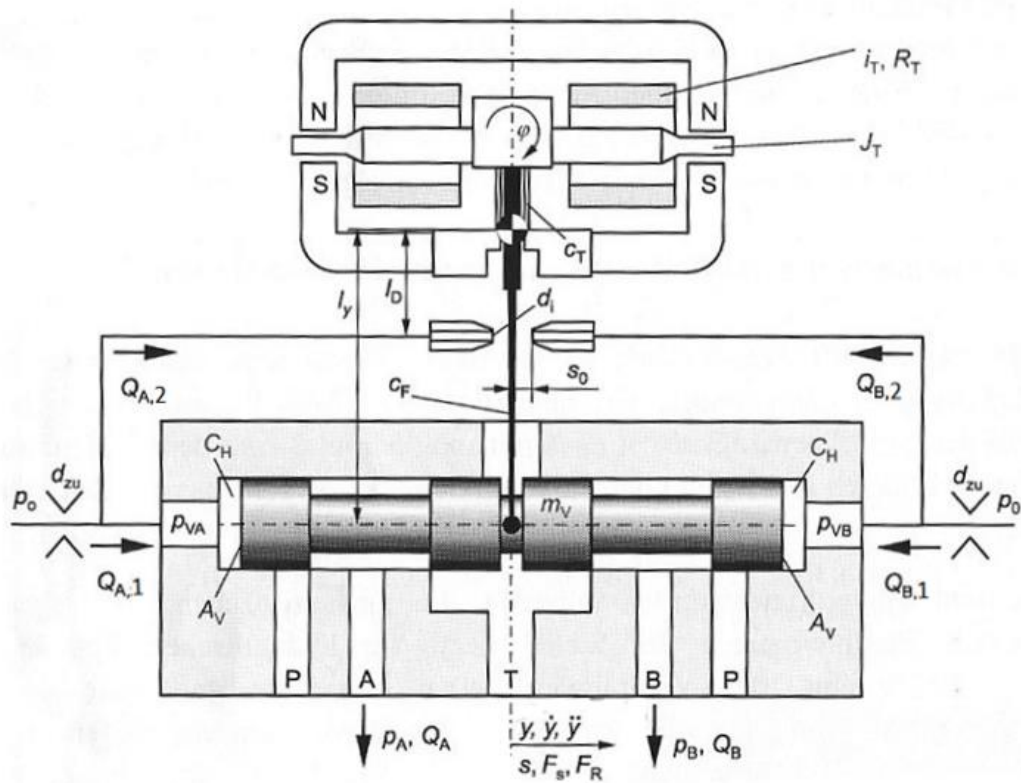
25. Hidrolik elemanların dinamik modelleri

Bu bölüm RWTH University-IFAS- Univ. Prof.Dr. Ing. Hubertus Murrenhoff un Servohydraulik kitabından alınmıştır.

25.1. Nonlinear Valf Modeli

Valflerin 5. mertebeden nonlinear modelleri

İki aşamalı bir servovalfin şematik yapısı şekil 8.1.görülmektedir.



Şekil 25.1. İki aşamalı servovalf yapısı

Flap modeli,

$$m_v \cdot \ddot{y} = \sum F = p_{VL} \cdot A_V + F_S + F_R \quad (25.1)$$

$$p_{VL} = p_{VA} - p_{VB} \quad (25.2)$$

Burada sürtünme kuvveti, $F_R = F_C \cdot \text{sign}(\dot{y})$

Akış kuvveti, $F_S = k_t y \Delta p$ burada k_t oransal kuvvet sabitidir.

Sıfır çakışmalı bir valfin giriş ve çıkışındaki akış kuvvetleri ayrı ayrı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$y > 0 ; \quad F_S = -k_c y p_A - k_g y (p_0 - p_B) \quad (25.3)$$

$$y < 0 ; \quad F_S = -k_c y (p_0 - p_A) - k_g y p_B \quad (25.4)$$

Sürgünün her iki ucu,

$$\dot{p}_{VA} = \frac{1}{C_{HA}} (Q_{A1} - Q_{A2} - \dot{y} A_V) \quad (25.5)$$

$$\dot{p}_{VB} = \frac{1}{C_{HB}} (Q_{B1} - Q_{B2} + \dot{y} A_V) \quad (25.6)$$

Yapının simetrik olduğunu değerlendirirsek, $C_H = C_{HA} = C_{HB}$

$$\dot{p}_{VL} = \dot{p}_{VA} - \dot{p}_{VB} \quad (25.7)$$

$$\dot{p}_{VL} = \frac{1}{C_H} (Q_{A1} - Q_{A2} - Q_{B1} + Q_{B2} - 2 \dot{y} A_V) \quad (25.8)$$

Debi ifadeleri aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$Q_{A1} = k_{Q1} \sqrt{p_0 - p_{VA}} \quad (25.9)$$

$$Q_{B1} = k_{Q1} \sqrt{p_0 - p_{VB}} \quad (25.10)$$

$$k_{Q1} = \alpha_1 \frac{\pi d_{zu}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (25.11)$$

Flap tarafından açılma miktarları kontrol edilmekte olan di nozullarına giden debi ifadeleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{A2} = k_{Q2}(s_0 + s)\sqrt{p_{VA}} \quad (25.12)$$

$$Q_{B2} = k_{Q2}(s_0 - s)\sqrt{p_{VB}} \quad (25.13)$$

$$k_{Q2} = \alpha_2 \pi d_i \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (25.14)$$

Tork motoru,

Flap dönme açısı, φ ise nozul-flap arası mesafe, s aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$s = -\varphi \cdot l_D \quad (25.15)$$

Tork motorunun açılma momentum korunumu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$J_T \cdot \ddot{\varphi} = \sum M = i_T \cdot k_{Mi} + \varphi \cdot k_{M\varphi} - \dot{\varphi} d_T - \varphi \cdot c_T - c_F \left(\frac{y}{l_y} + \varphi \right) \quad (25.16)$$

$$J_T \cdot \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} d_T + \varphi \cdot (k_{M\varphi} + c_T + c_F) = i_T \cdot k_{Mi} - c_F \frac{y}{l_y} \quad (25.17)$$

Burada yay katsayıları toplam olarak yazılabilir;

$$c_t = k_{M\varphi} + c_T + c_F \quad (25.18)$$

k_{Mi} : Tork motorunun oransal sabiti

M

k : Sürekli mıknatıslardaki esneklik kuvveti.

i_T : Sargılardan geçen akım

c_F : Tork motorunun dip kısmındaki plak elemanın yay katsayısı

c_T : Flapın yay katsayısı

d_T : Hız ile oransal sönüm sabiti

Ayrıca sürgünün iki ucundaki basınç farkını yenmek için tork motorum uyguladığı moment, aşağıdaki gibi bulunur. Ancak bu meomentin tork motorunun dinamik davranışı üzerinde etkisi çok azdır.

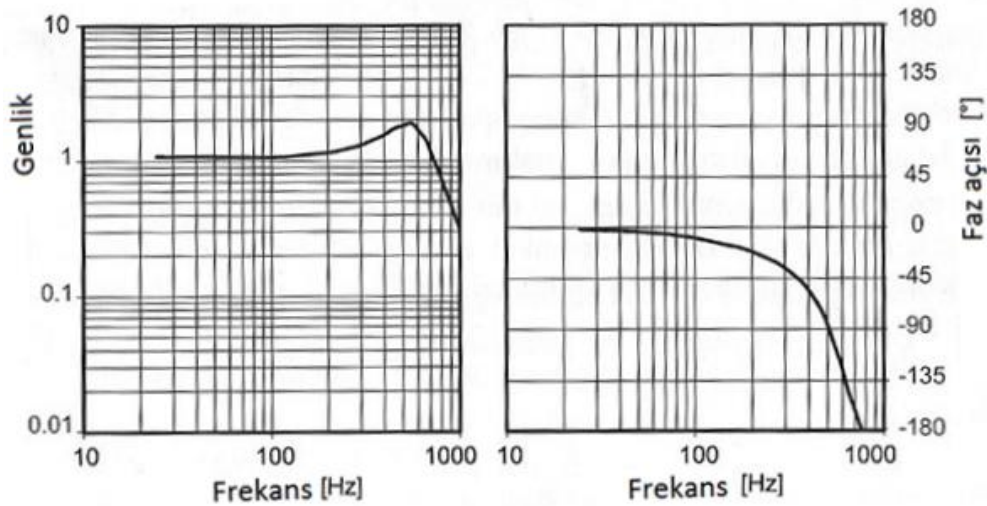
$$M_{DP} = \pi \cdot l_D \cdot \frac{d_i^2}{4} \cdot p_{VL} \quad (25.19)$$

Tork motoru bir PT2 eleman olarak yorumlanabilir.

$$\ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \cdot 2D_T \omega_T + \varphi \cdot \omega_T^2 = i_T \cdot \omega_T^2 \cdot \frac{k_{Mi}}{c_t} - y \cdot \omega_T^2 \cdot \frac{c_F}{c_t \cdot l_y} \quad (25.20)$$

Burada ω_T tork motorunun doğal frekansı ve D_T ise sönüm oranıdır.

$$\omega_T = \sqrt{\frac{c_t}{J_T}} \quad D_T = \frac{d_T}{2\omega_T J_T} \quad (25.21)$$



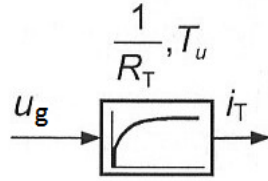
Şekil 25.2. Bir tork motorunun örnek Bode (frekans cevabı) diyagramı.

Servovalf elektrik sistemi,

Tork motorunun indüktansı, L_T ve iç direnci, R_T ise zaman sabiti aşağıdaki gibi yazılır.

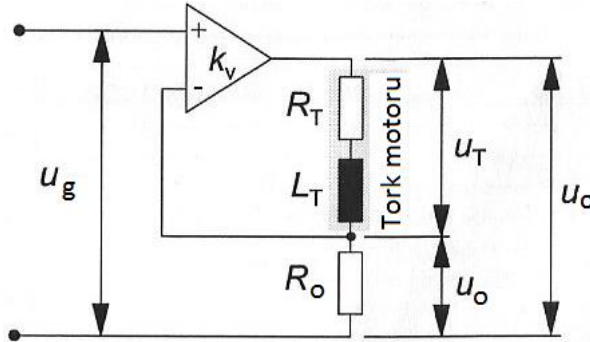
$$T_u = \frac{L_T}{R_T} \quad (25.22)$$

Giriş sinyali u_g olarak verilirse bu sinyalin değişimi şekil 8.3 de görülmektedir.



Şekil 25.3. Tork motorunun sinyal iletimi.

Buna göre yükseltici devresi aşağıdaki gibidir (şekil 8.4).



Şekil 25.4. Servovalf elektrik devresi. Burada, k_v yükseltme (amplifikasyon) faktörü, R_o , ayarlanabilen gerilim, u_o , ayarlanan, ölçülen gerilim.

Tork motorunun gerilimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u_T = R_T \cdot i_T + L_T \frac{\partial i_T}{\partial t} \quad (25.23)$$

Ölçülen gerilim ise, aşağıdaki gibi yazılır.

$$u_0 = R_0 \cdot i_T \quad (25.24)$$

Ölçüm direnci çok küçüktür ve tork motorunun gerilimi yaklaşık çıkış gerilimi olarak alınabilir.

$$u_T \cong u_c = k_V \cdot (u_g - u_0) \quad (25.25)$$

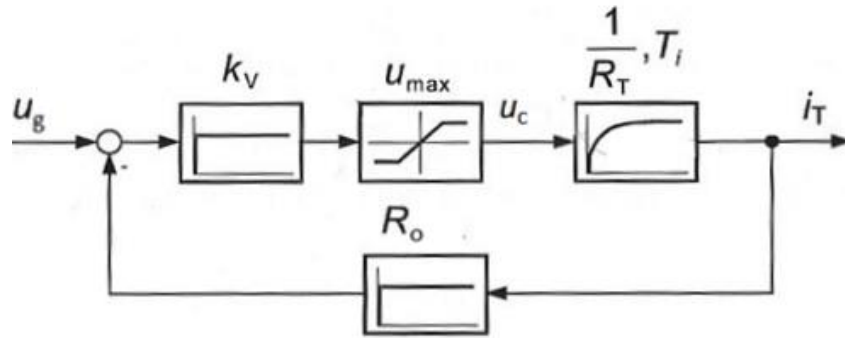
Denklem 8.22 ve 8.24 birleştirilerek, akımın zamana göre 1. mertebeden denklemi yazılarak, zaman sabiti aşağıdaki gibi bulunur.

$$\frac{L_T}{R_T + k_V \cdot R_0} \cdot \frac{\partial i_T}{\partial t} + i_T = u_g \cdot \frac{k_V}{R_T + k_V \cdot R_0} \quad (25.26)$$

$k_V \cdot R_0 \gg R_T$ olduğu için,

$$\frac{L_T}{k_V \cdot R_0} \cdot \frac{\partial i_T}{\partial t} + i_T = u_g \cdot \frac{1}{R_0} \quad (25.27)$$

$$T_i = \frac{L_T}{k_V \cdot R_0} \quad (25.28)$$



Şekil 25.5. Servovalf oransal elektrik akımı dinamiği.

Servovalf sisteminin tamamı,

Servovalf için yukarıda davranış denklemleri oluşturulan tüm ekipmanlar bu başlık altında birleştirilecektir. Burada denklemler lineerleştirilmiş, çalışma noktası p_m ve çalışma aralığı Δp olarak alınmıştır.

$$p_{VA} = p_m + \Delta p \quad (25.29)$$

$$p_{VB} = p_m - \Delta p \quad (25.30)$$

Bu iki eşitlik çıkarılarak, çalışma basıncı aralığı aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta p = \frac{p_{VL}}{2} \quad (25.31)$$

$$Q_{A,1} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_m - \Delta p} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_m} \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{(p_0 - p_m)}} \quad (25.32)$$

İfade Taylor serisi kullanılarak $\Delta p=0$ noktası etrafında doğrusallaştırılırsa 2.

Mertebeden terimlerin atılması ile aşağıdaki sonuca ulaşılır.

$$Q_{A,1} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_m} \left(1 - \frac{\Delta p}{2(p_0 - p_m)} \right) \quad (25.33)$$

Benzer şekilde,

$$Q_{B,1} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_m} \left(1 + \frac{\Delta p}{2(p_0 - p_m)} \right) \quad (25.34)$$

Pilot yağ debisi ise aşağıdaki gibi yazılır.

$$Q_{A,2} = k_{Q,2} (s_0 + s) \sqrt{p_m + \Delta p} = k_{Q,2} \cdot s_0 \cdot \sqrt{p_m} \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_m}} \quad (25.35)$$

$Q_{A,1}$ deki gibi doğrusallaştırma yapılacak olursa aşağıdaki debi denklemleri elde edilir.

$$Q_{A,2} = k_{Q,2} \cdot s_0 \cdot \left(1 + \frac{s}{s_0}\right) \cdot \sqrt{p_m} \left(1 + \frac{\Delta p}{2p_m}\right) \quad (25.36)$$

$$Q_{B,2} = k_{Q,2} \cdot s_0 \cdot \left(1 - \frac{s}{s_0}\right) \cdot \sqrt{p_m} \left(1 - \frac{\Delta p}{2p_m}\right) \quad (25.37)$$

Vana çalışmadığı zaman da ($s=0$, $\Delta p=0$) sürekli bir pilot debisine sahiptir.

$$Q_{pl} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_m} = k_{Q,2} s_0 \sqrt{p_m} \quad (25.38)$$

Denklem 8.8 ve 8.31 birleştirilerek basınç denklemi yazılabilir.

$$\dot{p}_{VL} = \frac{1}{C_H} \left(Q_{pl} \left(-\frac{2s}{s_0} - \frac{p_{VL}}{2} \left(\frac{1}{p_0 - p_m} + \frac{1}{p_m} \right) \right) - 2 \dot{y} A_V \right) \quad (25.39)$$

Denklem 8.1, 8.15 ve 8.39 birleştirilerek aşağıdaki durum denklemi oluşturulur.

$$\frac{m_v \cdot \ddot{y}}{A_V} = \frac{1}{C_H} \left(Q_{pl} \left(\frac{2\phi l_D}{s_0} - \frac{m_v \cdot \dot{y}}{2 \cdot A_V} \left(\frac{1}{p_0 - p_m} + \frac{1}{p_m} \right) \right) - 2 \dot{y} A_V \right) \quad (25.40)$$

Tipik bir servovalf için aşağıdaki eşitlik verilebilir.

$$k_{Q,1} = k_{Q,2} s_0 \quad (25.41)$$

Seçilen valfin çalışmadığı durumda,

$$p_m = \frac{p_0}{2} \quad (25.42)$$

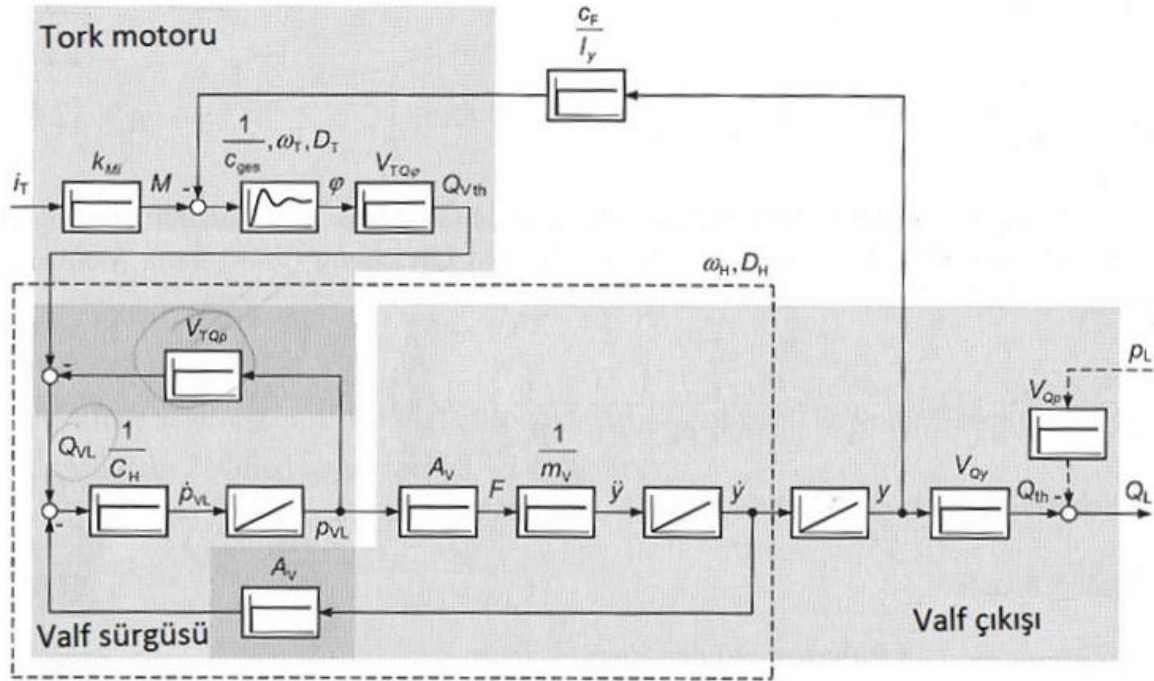
Böylelikle denklem 8.40, hidrolik sönüm olarak D_H ve doğal frekans olarak ise ω_H

kullanılarak aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$\ddot{y} + 2D_H\omega_H\dot{y} + \omega_H^2 y = \varphi\omega_H^2 \frac{Q_{pl} \cdot l_D}{s_0 \cdot A_V} \quad (25.43)$$

$$\omega_H = \sqrt{\frac{4A_V^2}{m_v C_H}} \quad D_T = \frac{Q_{pl}}{p_0 \omega_H C_H} \quad (25.44)$$

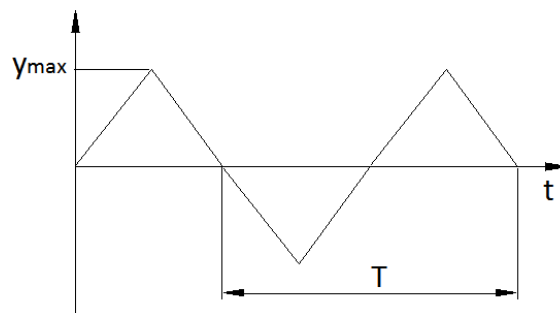
Denklem 8.40 ın açıkladığı 5. mertebeden valf sistemi şekil 8.6 da görülmektedir.



Şekil 25.6. Servovalf için 5. mertebeden akış şeması

Nonlinearlik,

Servovalfin nonlineer olmasının en önemli sebebi sürgü hızının, $\dot{y}_{max}$ sınırlı olmasıdır. Akış etkisi altında bu hız belirli bir değerin üzerine çıkamaz.

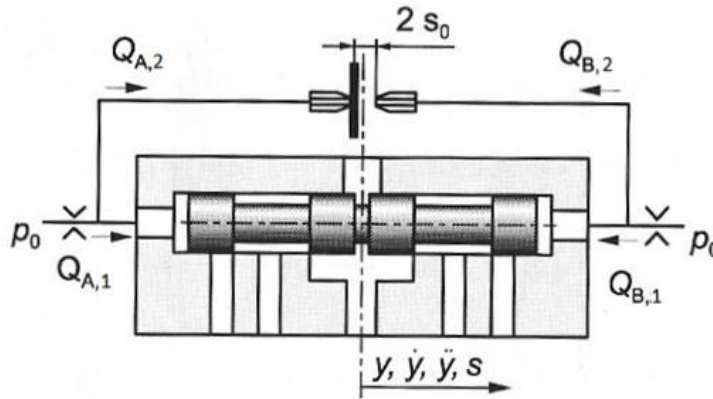


Şekil 25.7. Servovalf sürgüsünün hareketinin periyodu, T

Ulaşılabilir maksimum genlik değeri şekil 8.7 den $y_{\max}$ aşağıdaki gibi yazılır.

$$y_{max} = \frac{T\dot{y}_{max}}{4} \quad (25.45)$$

Maksimum sürgü hızı, maksimum basınç farkı durumunda oluşur. Bu basınç farkında flap nozula yaslanır ($s=-s_0$) (şekil 8.8).



Şekil 25.8. Servovalf flapında maksimum basınç farkı etkisi.

Şekil 8.8 e uygun olacak şekilde debi denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{A,1} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_{VA}} \quad (25.46)$$

$$Q_{A,2} = 0 \tag{25.47}$$

$$Q_{B,1} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_{VB}} \quad (25.48)$$

$$Q_{B,2} = k_{Q,2} 2s_0 \sqrt{p_{VB}} \quad (25.49)$$

$$Q_{A,1} - Q_{A,2} = k_{Q,1} \sqrt{p_0 - p_{VA}} - 0 = \dot{y}_{max} A_V \quad (25.50)$$

Bu durumda sürgü üzerinde ivme kuvvetleri etkili değildir ve basınç ifadeleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$p_{VL} = 0 \quad p_{VA} = p_{VB} = p_m = \frac{p_0}{2} \quad (25.51)$$

Denklem 8.50 ve 8.51 den maksimum sürgü hızı aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{y}_{max} = \frac{k_{Q,1}}{A_V} \sqrt{\frac{p_0}{2}} = \frac{Q_{pl}}{A_V} \quad (25.52)$$

Denklem 8.45 ve 8.52 birleştirilerek maksimum genlik aşağıdaki gibi bulunur.

$$y_{max} = \frac{T Q_{pl}}{4 A_V} \quad (25.53)$$

25.2. Lineer Valf Modelleri

a. Servo valflerin 3. mertebeden lineer modeli,

Şekil 8.2 ye göre tork motorunun doğal frekansı 500 Hz civarındadır. Denklem 8.44 e göre ise hidrolik sistem frekansı $f_H \approx 4500$ Hz civarındadır. Bu durumda valf sürgüsünün ivmelenmesi ihmal edilebilir.

$$\dot{y} = \varphi \frac{l_D Q_{pl}}{s_0 A_V} = \varphi \frac{V_{TQ\varphi}}{A_V} \quad (25.54)$$

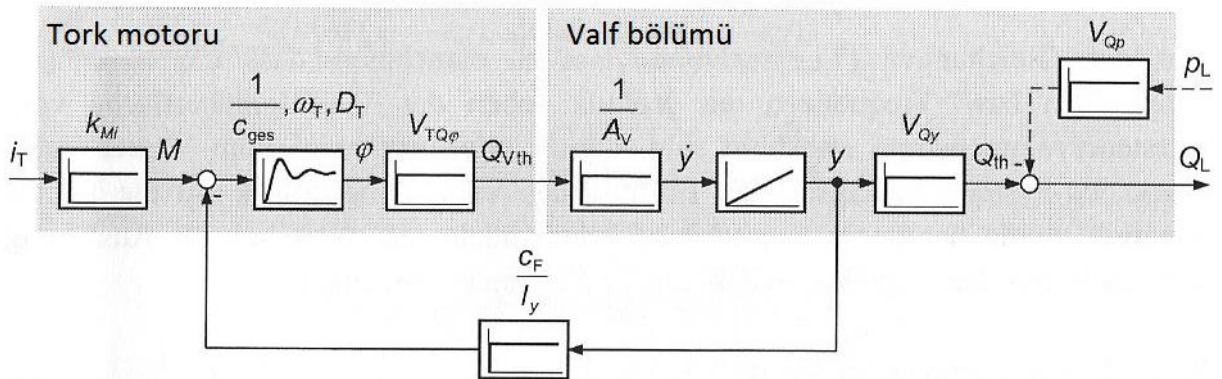
Burada debi sinyal yükseltme sabiti,

$$V_{TQ\varphi} = \frac{l_D Q_{pl}}{s_0} \quad (25.55)$$

Denklem 8.54 ve 8.55 yukarıda, denklem 8.20 ile birleştirilecek olursa 3. mertebeden valf modeli elde edilir.

$$\ddot{y} + 2D_T \omega_T \dot{y} + \omega_T^2 y + y \cdot \omega_T^2 \frac{c_F}{c_t l_y} \cdot \frac{V_{TQ\varphi}}{A_V} = i_T \cdot \omega_T^2 \frac{k_{Mi}}{c_t} \cdot \frac{V_{TQ\varphi}}{A_V} \quad (25.56)$$

Bu denkleme ait akış şeması şekil 8.9 da görülmektedir.



Şekil 25.9. Servovalf için 3. mertebeden kabule göre blok diyagramları ile akış şeması.

Denklem 8.56 servovalfin dinamik davranışını ve kararlılığını incelemek için kullanılabilir. Bu amaçla Hurwitz kriteri kullanılabilir.

Davranış denklemi 8.56 aşağıdaki gibi değerlendirilebilir.

$$a_n y^n + \dots + a_2 \ddot{y} + a_1 \dot{y} + a_0 y = 0 \quad (25.57)$$

$$a_3 = 1$$

$$a_2 = 2D_T \omega_T$$

$$a_1 = \omega_T^2$$

$$a_0 = \omega_T^2 \frac{c_F}{c_t l_y} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{A_V}$$

Hurwitz kriteri aşağıda verilmektedir.

$$a_2 a_1 - a_3 a_0 > 0 \quad 2D_T \omega_T - \frac{c_F}{c_t l_y} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{A_V} > 0 \quad (25.58)$$

Vananın içindeki yayın maksimum sertliğini belirlemek için denklem 8.58 kullanılabilir.

$$2D_T \omega_T \frac{c_t l_y A_V}{V_{TQ\phi}} = c_{Fmax} > c_F \quad (25.59)$$

Bir valfin dinamik değerlendirilmesi genelde -90° faz açısı ve -3 dB genlik için yapılmaktadır. Bu amaçla denklem 8.56 frekans cevabına dönüştürülür.

$$F(j\omega) = \frac{y}{i_T} = \frac{\omega_T^2 \frac{k_{Mi}}{c_t} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{A_V}}{(j\omega)^3 + (j\omega)^2 \cdot 2D_T \omega_T + (j\omega) \cdot \omega_T^2 + \omega_T^2 \frac{c_F}{c_t l_y} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{A_V}} \quad (25.60)$$

-90° faz açısı için frekansı kolayca belirlemek mümkündür. Bu durum için paydanın gerçek kısmı sıfır olur.

$$-\omega_{-90}^2 \cdot 2D_T \omega_T + \omega_T^2 \frac{c_F}{c_t l_y} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{A_V} = 0 \quad (25.61)$$

$$f_{-90} = \sqrt{\frac{\omega_T c_F}{2D_T c_t} \cdot \frac{V_{TQ\phi}}{l_y A_V}} \quad (25.62)$$

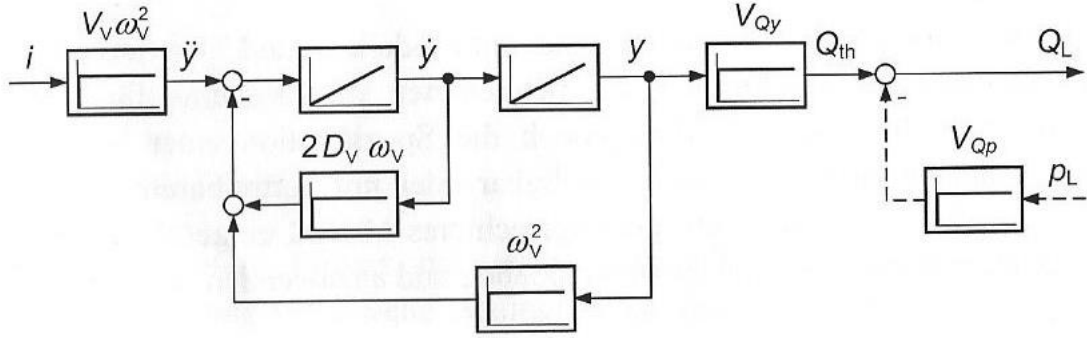
b. Servovalflerin 2. mertebeden lineer modeli

Valf modelinde 2. mertebeye inmek için valfin sıfır çıkışmalı olması gereklidir. Negatif çıkışma durumunda bu mümkün değildir.

Valf için, amplifikasyon, V_V , açısal frekans, ω_V , Sönüm oranı, D_V , debi-sinyal amplifikasyonu, V_{QV} ise dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi oluşturulur.

$$\ddot{y} + 2D_V\omega_V\dot{y} + \omega_V^2 y = V_V\omega_V^2 i \quad (25.63)$$

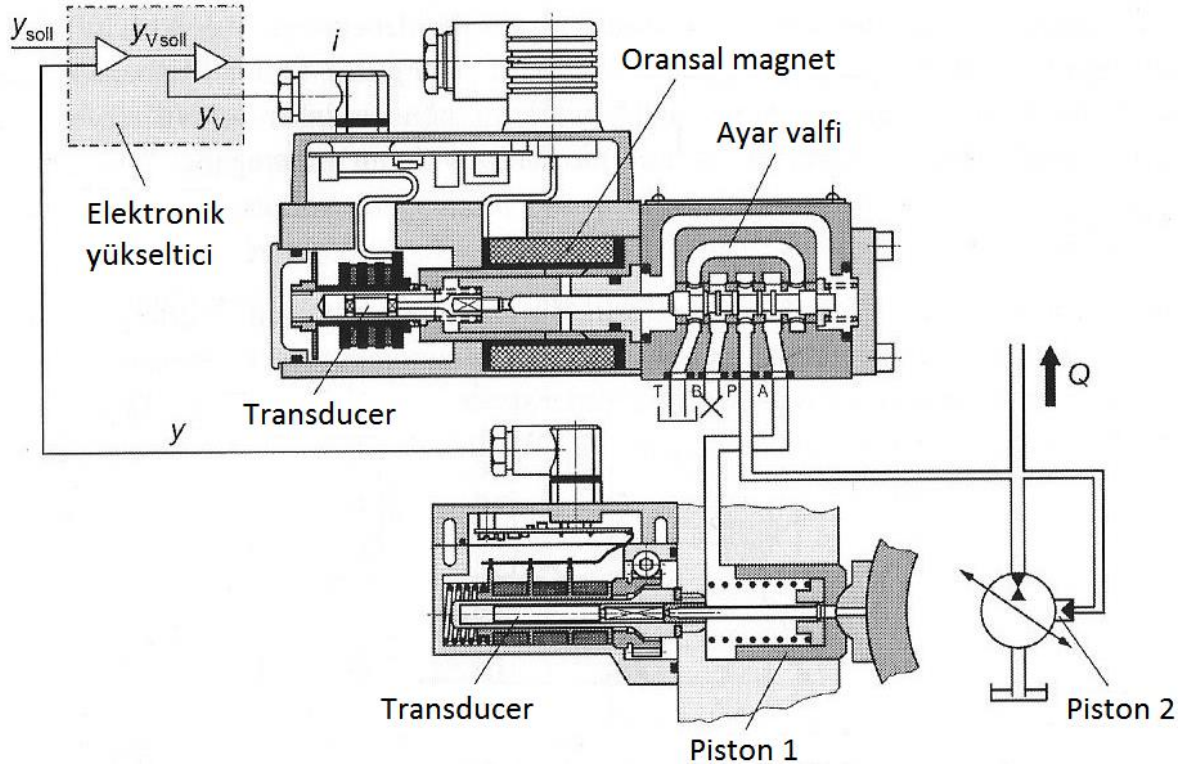
Bu davranış denklemi blok diyagramları halinde şekil 8.9 da verilmektedir.



Şekil 25.9. Servovalf için 3. mertebeden lineer model.

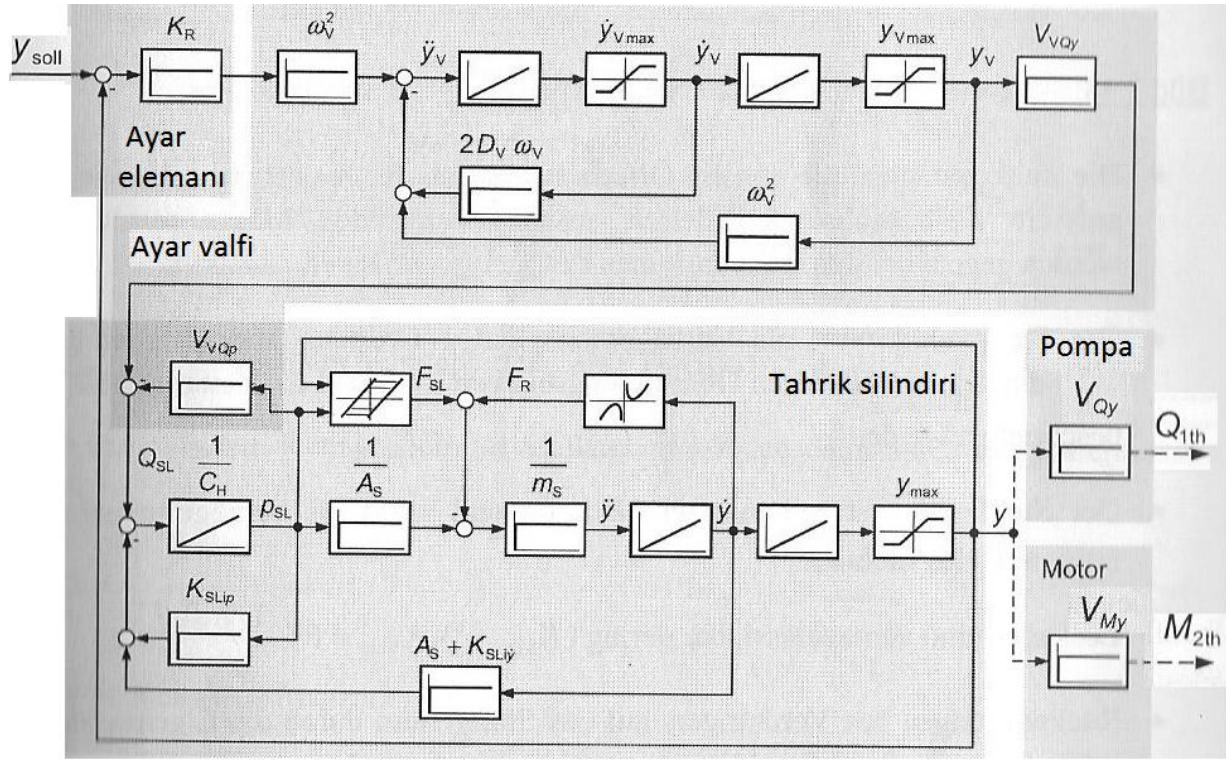
25.3. Pompa Ayar Sistemleri

Değişken deplasmanlı servo yapıları pompalar servo valfler yardımı ile sürülmektedir (şekil 25.10).



Şekil 25.10. Servo pompa yapısı.

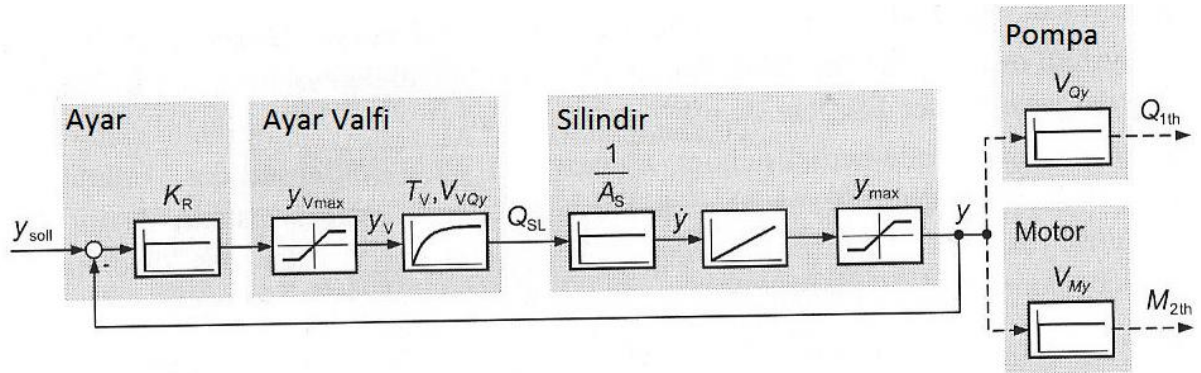
A. Sistemin 5. Mertebeden Nonlinear Modeli



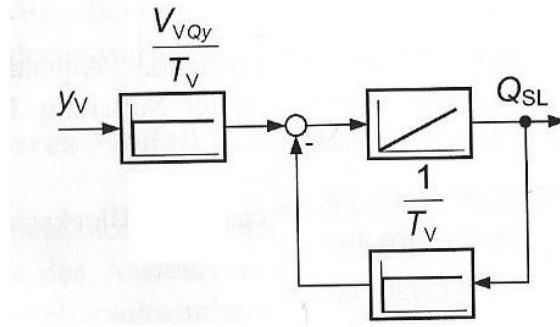
Şekil 25.11. Servo pompanın nonlinear modeli.

Şekil 25.11 de servo pompa yapısının 5. mertebeden nonlinear modelinin akış şeması görülmektedir.

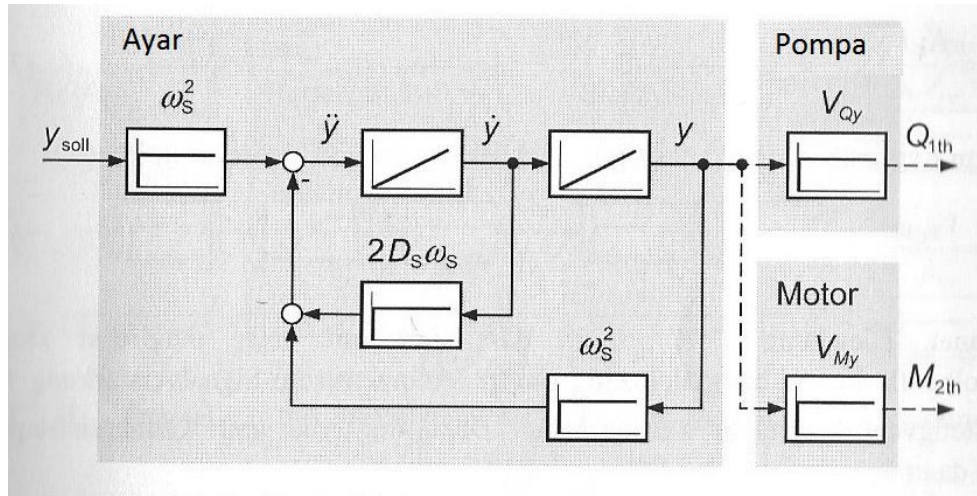
B. Sistemin 2. Mertebeden Lineer Modeli



Şekil 25.12. Alternatif sistemin basitleştirilmiş matematiksel açıklaması



Şekil 25.13. Alternatif sistemin PT1 olarak oluşturulması.



Şekil 25.14. Alternatif sistemin PT2 olarak oluşturulması.

Sönüm oranı, aşağıda verilmektedir.

$$D_s = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{A_s}{T_v K_R V_{VQy}}} \quad (25.64)$$

Karakteristik açısal frekans ise,

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_R V_{VQy}}{A_s T_v}} \quad (25.65)$$

$$V_{KS} = \frac{K_R V_{VQy}}{A_s} = K_R C_0 \quad (25.66)$$

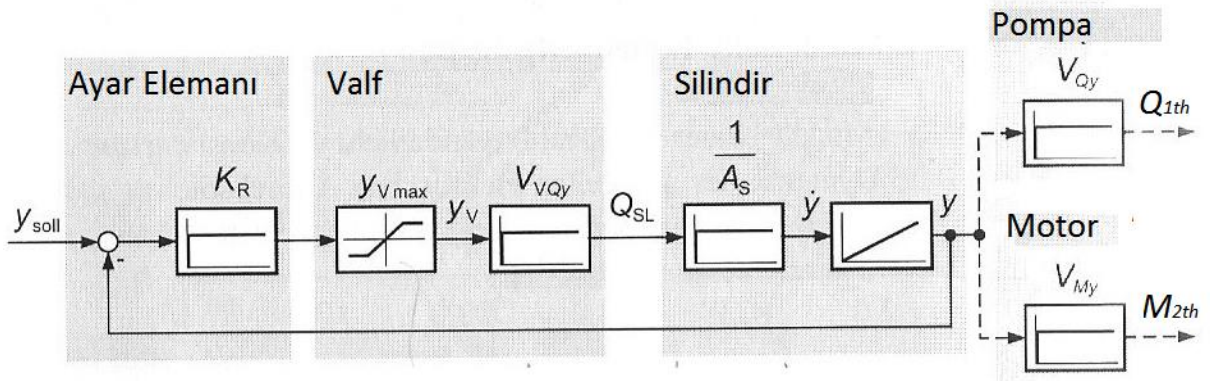
Burada transmisyon oranı K_R ve hız amplifikasyonu oranı, C_0 dır.

$$C_0 = \frac{V_{VQy}}{A_s} \quad (25.67)$$

$$D_s = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{T_V V_{KS}}} \quad (25.68)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{V_{KS}}{T_V}} \quad (25.69)$$

C. Sistemin 1. Mertebeden Nonlineer Modeli



Şekil 25.15. Tahrik sisteminin, titreşim sistemi olmaksızın görünüşü.

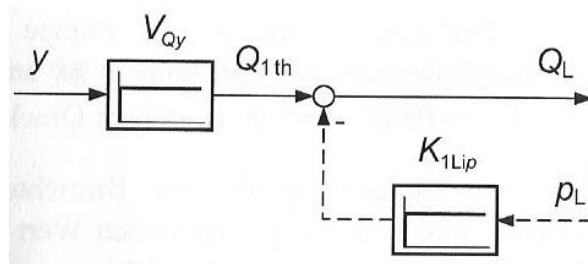
Değişken Deplasmanlı Pompalar

Pompaların valflerden en büyük farkı ürettikleri debinin yük basıncından bağımsız oluşudur. Yük basıncına tek bağımlılıkları iç kaçaklarıdır.

Yük debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_L = V_{Qy} y - K_{1Lip} p_L \quad (25.70)$$

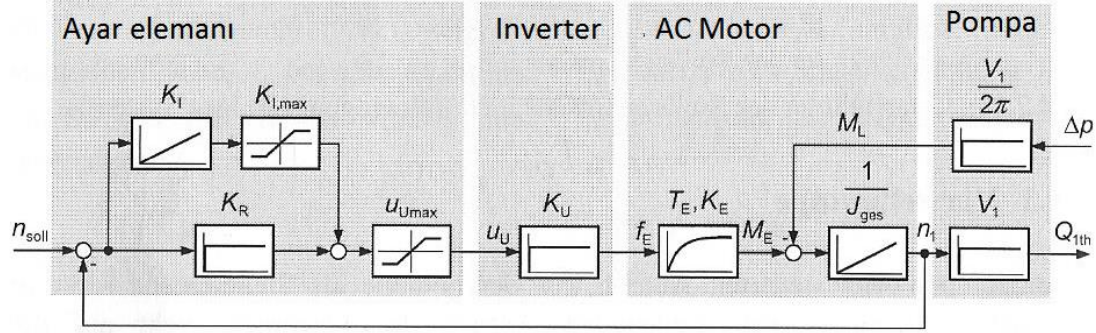
Burada K_{1Lip} oransal debi sabitidir.



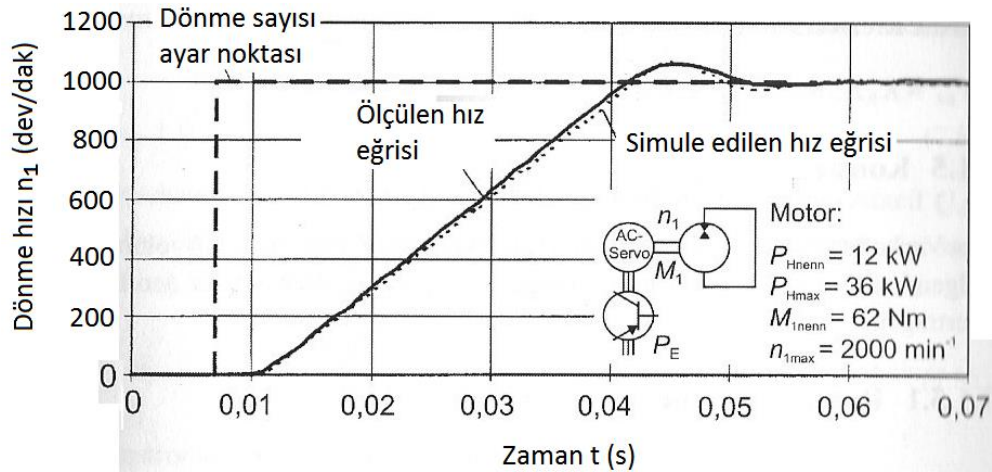
Şekil 25.16. Servo pompa modeli.

Dönme Hızı Değişken Olan Sabit Deplasmanlı Pompa

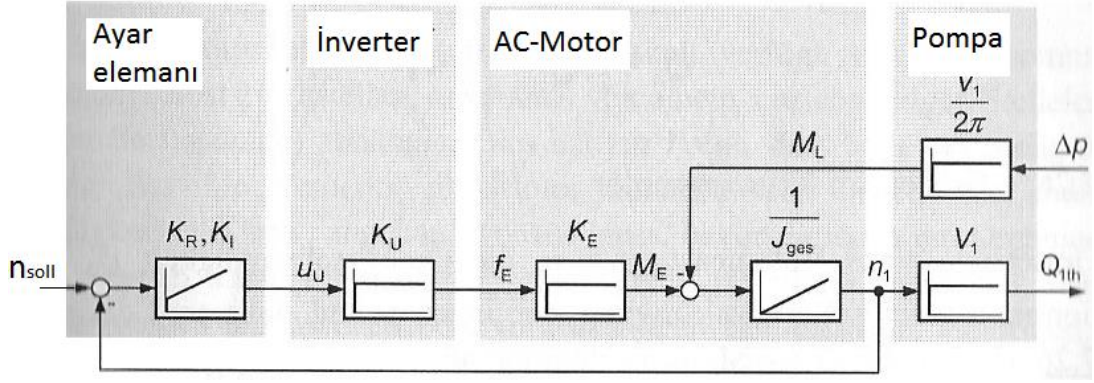
Dönme hızı değişken olan sabit deplasmanlı pompalar elektrik motoru üzerinden sürülmektedir (şekil 8.17).



Şekil 25.17. Dönme hızı değişken, sabit deplasmanlı pompanın 3. Mertebeden nonlinear modeli



Şekil 25.18. Dönme hızı değişken olan sabit deplasmanlı pompa için adım cevabı. Grafikte test ve simülasyon sonuçları gösterilmektedir.



Şekil 25.19. Sistemin 2. Mertebeden lineer modeline ait davranış şeması.

PT2 sistem için karakteristik açısal frekans ve sönüm oranı sırası ile aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\omega_E = \sqrt{\frac{K_U K_I K_E}{J_{ges}}} \quad (25.71)$$

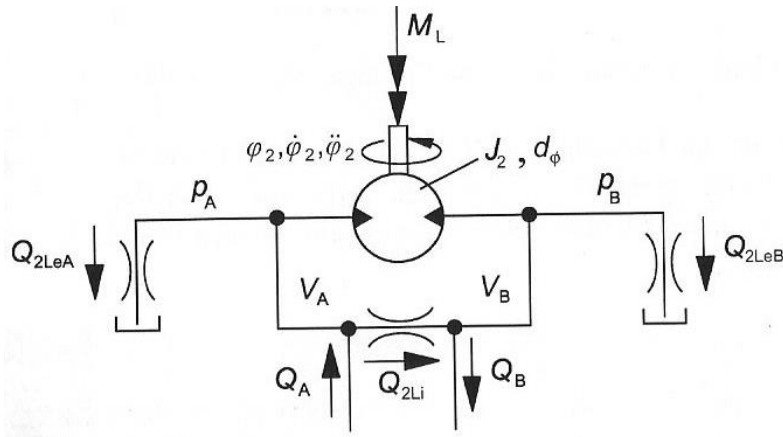
$$D_E = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_U K_E}{J_{ges}}} \frac{K_R}{\sqrt{K_I}} \quad (25.72)$$

Çevrim kazancı ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$V_{KE} = K_R K_U K_E \quad (25.73)$$

25.4. Sabit Deplasmanlı Motorlar

A. Döner motor



Şekil 25.20. Döner motorun devresi. Burada, Q_{2LeA} ve Q_{2LeB} dış kaçaklar, Q_{2Li} ise iç kaçağı ifade etmektedir.

Motordaki yük basıncı ve yük debisi aşağıdaki gibi yazılır.

$$p_L = p_A - p_B \quad (25.74)$$

$$Q_L = \frac{Q_A + Q_B}{2} \quad (25.75)$$

Motorun üzerinden geçen teorik debi ile dönme hızı arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılır.

$$Q_{2th} = \frac{V_2}{2\pi} \dot{\phi}_2 \quad (25.76)$$

A ve B kısmındaki debiler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sum Q_1 = Q_A - Q_{2LeA} - Q_{2Li} - Q_{2th} \quad (25.77)$$

$$\sum Q_2 = -Q_B - Q_{2LeB} + Q_{2Li} + Q_{2th} \quad (25.78)$$

Hidrolik yapıda basınç sistemi için model denklemleri,

$$\begin{aligned} \dot{p}_A &= \frac{1}{C_{HA}} \sum Q_1 \\ &= \frac{1}{C_{HA}} [Q_A - Q_{2LeA} - Q_{2Li} - \frac{V_2}{2\pi} \dot{\phi}_2] \end{aligned} \quad (25.79)$$

$$\dot{p}_B = \frac{1}{C_{HB}} \sum Q_2 = \frac{1}{C_{HB}} [-Q_B - Q_{2LeB} + Q_{2Li} + \frac{V_2}{2\pi} \dot{\phi}_2] \quad (25.80)$$

Burada hidrolik kapasite her iki taraf için aynı alınabilir.

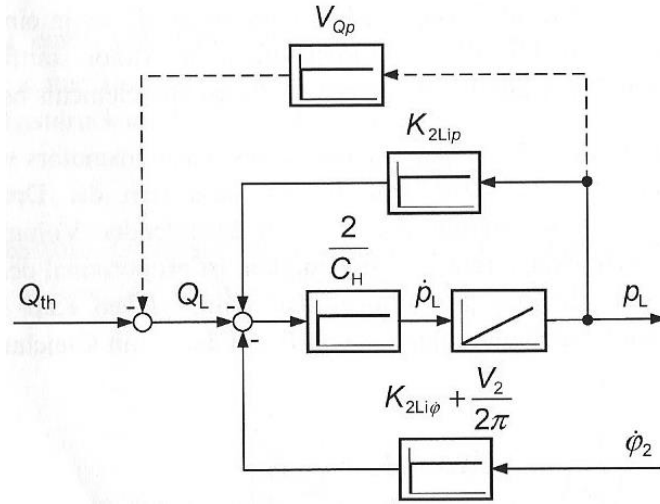
$$C_H = C_{HA} + C_{HB} \quad (25.81)$$

Her iki taraftaki debi de yaklaşık aynıdır ve eşit alınabilir.

$$Q_L = Q_A = Q_B \quad (25.82)$$

Şimdi lineer model oluşturalım. Dış kaçakları sıfır alabiliriz. İç kaçaklar ise basınçla ve dönme hızı ile orantılı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{2Li} = K_{2Li} p_L + K_{2Li} \dot{\phi}_2 \quad (25.83)$$



Şekil 25.21. Döner motorun basınç cevabı için lineer modeli.

Denklem 25.74, 25.79 ve 25.80 den aşağıdaki eşitlik bulunur. Şekil 25.21 bu eşitliği ifade etmektedir.

$$\dot{p}_L = \dot{p}_A - \dot{p}_B = \frac{1}{C_H} [Q_L - K_{2Lip} p_L - (K_{2Li\phi} + \frac{V_2}{2\pi}) \dot{\phi}_2] \quad (25.84)$$

Bu eşitlik aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

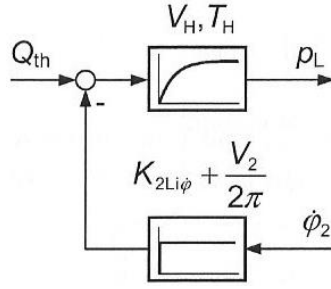
$$\frac{C_H}{2(V_{Qp} - K_{2Lip})} \dot{p}_L + p_L = \frac{V_{Qy}y - (K_{2Li\phi} + \frac{V_2}{2\pi}) \dot{\phi}_2}{V_{Qp} + K_{2Lip}} \quad (25.85)$$

Bu denklem 1. Mertebedendir, PT1 davranışı gösterir. Burada zaman sabiti ve hidrolik kazanç aşağıdaki gibi verilebilir.

$$T_H = \frac{C_H}{2(V_{Qp} - K_{2Lip})} \quad (25.86)$$

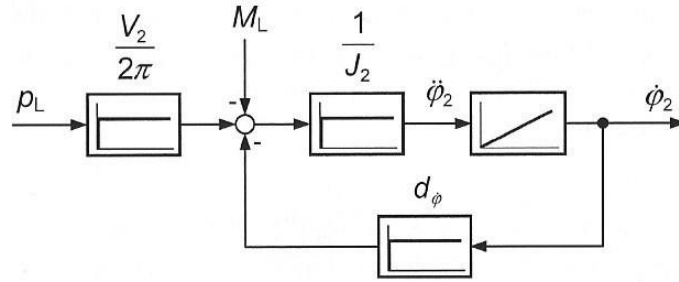
$$V_H = \frac{1}{V_{Qp} + K_{2Lip}} \quad (25.87)$$

Bu iki parametreye göre basitleştirilmiş model yapısı şekil 25.22 de görülmektedir.



Şekil 25.22. Döner motorun indirgenmiş PT1 yapıda basınç davranışı.

Mekanik yapı için model denklemleri,



Şekil 25.23. Döner motorun lineer kuvvet modeli.

Newton'un kuvvet denklemine göre,

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = \sum M = \frac{V_2}{2\pi} p_L - d_\phi \dot{\phi}_2 - M_L \quad (25.88)$$

Bu denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

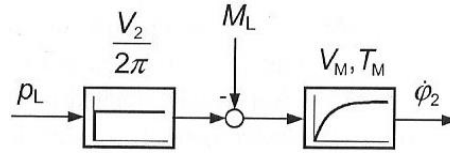
$$\frac{J_2}{d_\phi} \ddot{\phi}_2 + \dot{\phi}_2 = \frac{1}{d_\phi} \left[\frac{V_2}{2\pi} p_L - M_L \right] \quad (25.89)$$

Burada mekanik yapıda zaman sabiti ve kazanç aşağıdaki gibi oluşur.

$$T_M = \frac{J_2}{d_\phi} \quad (25.90)$$

$$V_M = \frac{1}{d_\phi} \quad (25.91)$$

Buna göre indirgenmiş mekanik yapı modeli Şekil 8.24'de görülmektedir.



Şekil 25.23. Döner motorun indirgenmiş mekanik yapı modeli

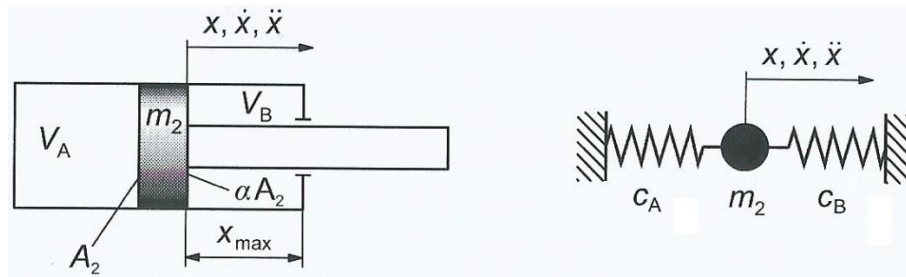
B. Lineer motor

Lineer motor ve döner motorun parametrelerinin karşılaştırılması şekil 8.24 de verilmektedir.

Döner motor		Lineer motor	
Atalet momenti	J_2	Kütle	m_2
Motor hacmi	$\frac{V_2}{2\pi}$	Piston alanı	A_2
Kaçak parametresi	$K_{Li\phi}$	Kaçak parametresi	K_{Lix}
Sürtünme parametresi	d_ϕ	Sürtünme parametresi	d_x

Şekil 25.24. Lineer motor ve döner motorun karşılaştırılması

Lineer motor dinamik davranış açısından bir yay kütle sistemi olarak değerlendirilebilir.



Şekil 25.25. Lineer motorun davranış modeli

Yay katsayıları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$c_A = \frac{A_2^2 E_y}{V_A} = \frac{A_2 E_y}{x_{max} + x} \quad (25.92)$$

$$c_B = \frac{(\alpha A_2)^2 E_y}{V_B} = \frac{\alpha A_2 E_y}{x_{max} - x} \quad (25.93)$$

Denklem 8.92 ve 8.93 den doğal frekans aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\omega_z = \sqrt{\frac{c_A + c_B}{m_2}} = \sqrt{\frac{A_2 E_y}{m_2} \left(\frac{1}{x_{max} + x} + \frac{\alpha}{x_{max} - x} \right)} \quad (25.94)$$

Burada referans değer oluşturmak için, $\frac{x}{x_{max}} = 1$ ve $x=0$ için doğal frekans aşağıdaki gibi

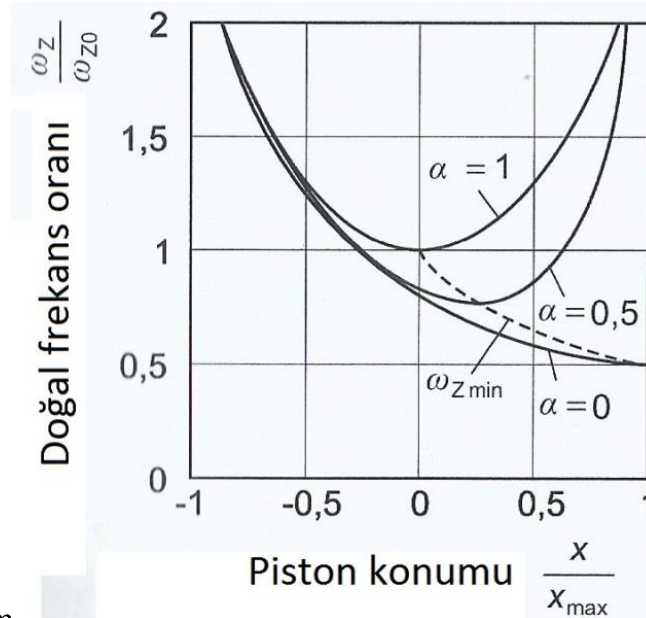
hesaplanır.

$$\omega_{z0} = \sqrt{\frac{2A_2 E_y}{m_2 x_{max}}} \quad (25.95)$$

Buna göre frekans oranı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\omega_z}{\omega_{z0}} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{1 + \frac{x}{x_{max}}} + \frac{\alpha}{1 - \frac{x}{x_{max}}} \right)} \quad (25.96)$$

Buna göre piston konumuna bağlı doğal frekans değişimi şekil 8.26 da verilmektedir.



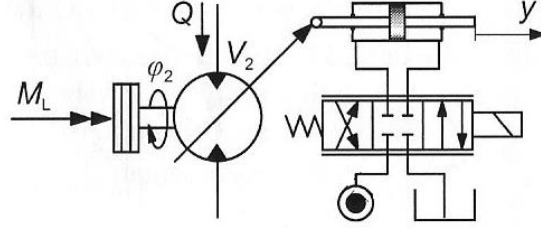
Lineer motorun, diyaliz oranı, α ve piston konumuna bağlı doğal frekans

Şekil 25.26.

eğrileri.

25.5. Değişken deplasmanlı motor

Değişken deplasmanlı motorların ayarı, genelde hidrolik silindirler tarafından yapılmaktadır.



Şekil 25.27. Değişken deplasmanlı hidromotor.

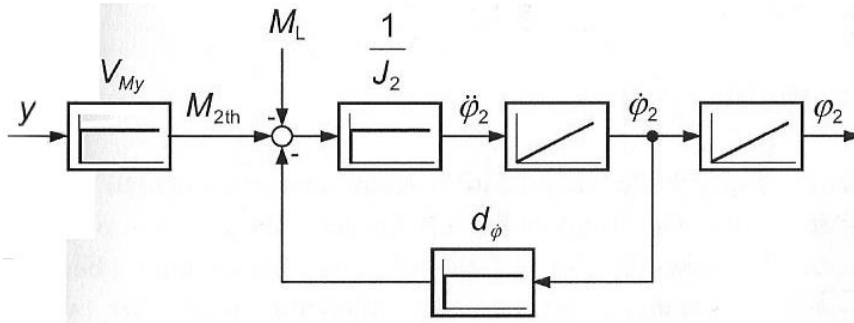
Değişken deplasmanlı hidromotorun kuvvet denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = \sum M = V_{My}y - d_\phi \dot{\phi}_2 - M_L \quad (25.97)$$

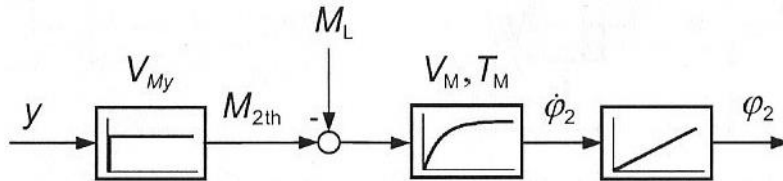
Bu denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{J_2}{d_\phi} \ddot{\phi}_2 + \dot{\phi}_2 = \frac{1}{d_\phi} [V_{My}y - M_L] \quad (25.98)$$

Buna göre indirgenmiş mekanik yapı modeli şekil 8.28 ve 8.29 da görülmektedir.



Şekil 25.28. Değişken deplasmanlı hidromotorun lineer modeli.



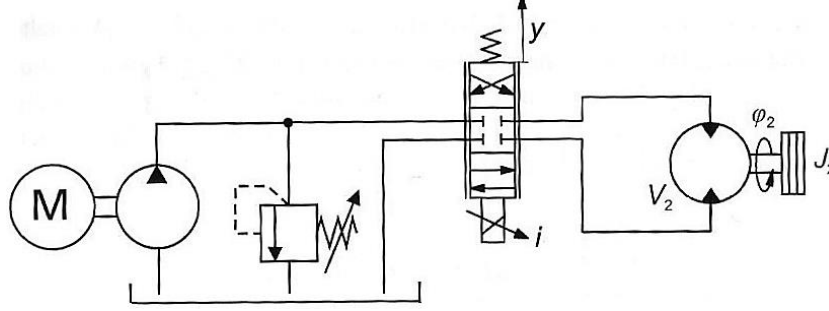
Şekil 25.29. Değişken deplasmanlı hidromotorun indirgenmiş lineer modeli.

26. Hidrolik sistemlerin dinamik davranışları

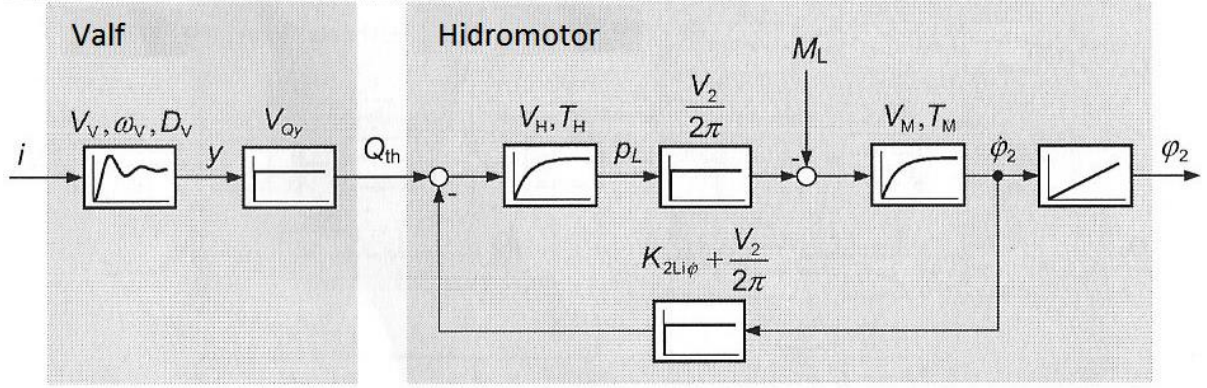
26.1. Hidrolik mekanizma, tip 1

A.1. Servovalf- Hidromotor,

Şekil 26.1 de servovalf tarafından sürülen bir hidromotorun devre şeması görülmektedir. Mekanizmanın nonlinear modeli 26.2 de verilmektedir.



Şekil 26.1. Servovalf tarafından sürülen bir hidromotorun devre şeması (Tip1).



Şekil 26.2. Servovalf tarafından sürülen bir hidromotorun özet nonlinear model yapısı.

Valf debisi aşağıdaki gibi yazılabilir,

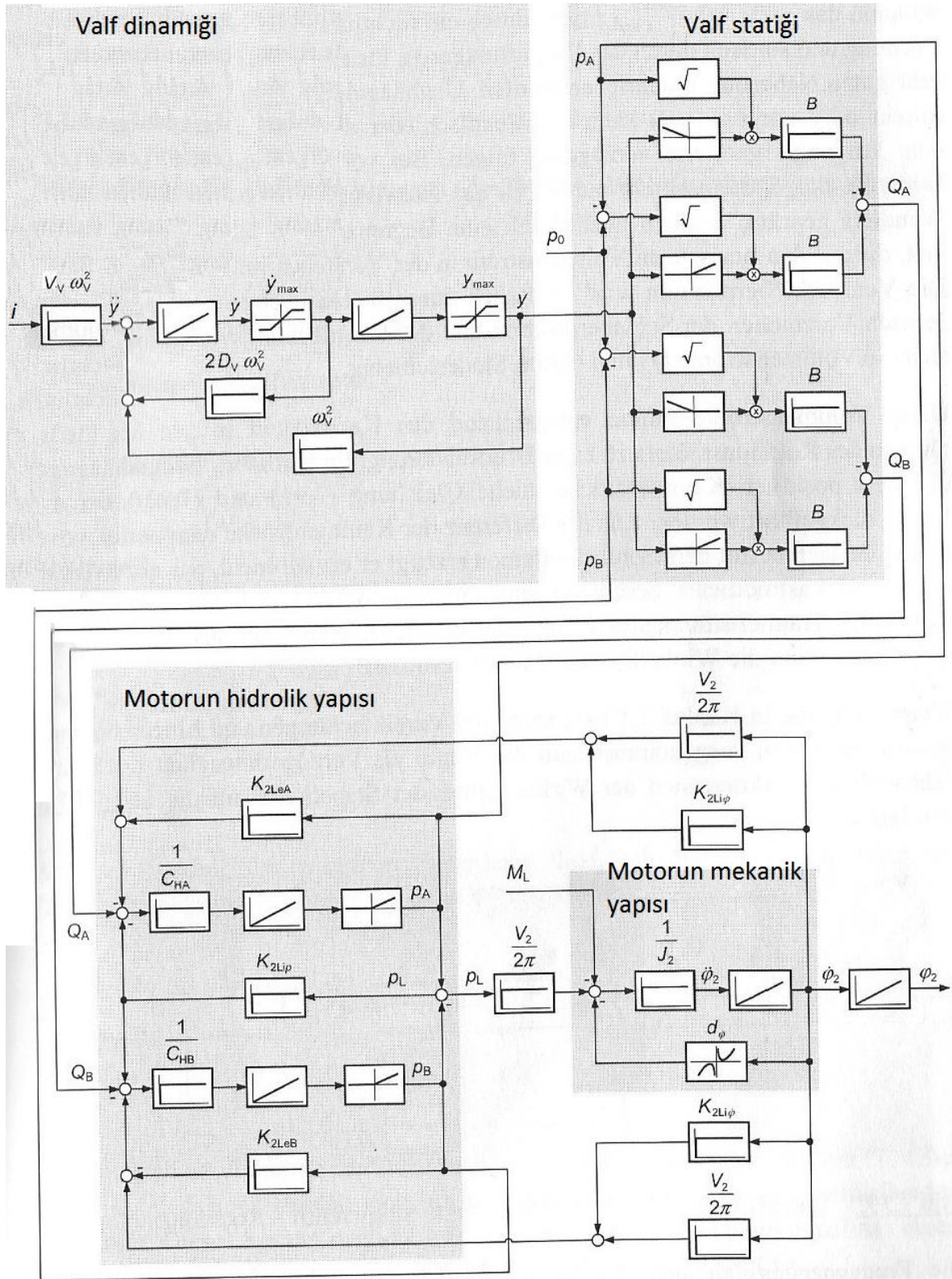
$$Q_{th} = V_{Qy}y \quad (26.1)$$

Denklem 8.63 ve 8.99 kullanılarak Fourier transformasyonu yapılacak olursa, valf debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{th} = \frac{V_{Qy}V_v}{\left(j\frac{\omega}{\omega_v}\right)^2 + 2D_v\left(j\frac{\omega}{\omega_v}\right) + 1}i \quad (26.2)$$

Denklem 8.85 ve 8.89 kullanılarak hidromotorun dönme açısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\varphi_2 = \frac{b_1Q_{th} - (1 + T_H(j\omega))b_0M_L}{(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0} \cdot \frac{1}{j\omega} \quad (26.3)$$



Şekil 26.3. Servovalf tarafından sürülen bir hidromotorun detaylı nonlinear model yapısı. Tip 1 mekanizmasının lineer modeli şekil 26.2 de görülmektedir.

Denklem 26.3 de bahsedilen sabitler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$a_0 = \frac{1 + V_H V_M \frac{V_2}{2\pi} \left(K_{2Li\dot{\phi}} + \frac{V_2}{2\pi} \right)}{T_H T_M} \quad (26.4)$$

$$a_1 = \frac{T_H + T_M}{T_H T_M} \quad (26.5)$$

$$b_0 = \frac{1}{J_2 T_H} \quad (26.6)$$

$$b_1 = \frac{V_H V_M}{T_H T_M} \cdot \frac{V_2}{2\pi} \quad (26.7)$$

Yukarıdaki ifadelerden tüm sistemin transfer fonksiyonu bulunur (denklem 26.8).

$$\varphi_2 = \frac{V_{Qy} V_V b_1 i - (1 + T_H(j\omega)) \left(\left(j \frac{\omega}{\omega_V} \right)^2 + 2D_V \left(j \frac{\omega}{\omega_V} \right) + 1 \right) b_0 M_L}{\left(\left(j \frac{\omega}{\omega_V} \right)^2 + 2D_V \left(j \frac{\omega}{\omega_V} \right) + 1 \right) ((j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0)} \cdot \frac{1}{j\omega} \quad (26.8)$$

Bu 4. Mertebeden dinamik davranış denkleminde, sistemin doğal frekansı, ω_s ve sürücü sistemin doğal frekansı, ω_H bulunur. Daha iyi bir kontrol sistemi oluşturmak için sürücü sistemin hidrolik sisteme göre en az üç misli hızlı olması gereklidir. Bu şekilde yüksek hızla sürülen sistemlerde tüm sistemi 2. Mertebeye indirgemek mümkündür.

$$\varphi_2 = \frac{V_{Qy} V_V b_1 i - (1 + T_H(j\omega)) b_0 M_L}{(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0} \cdot \frac{1}{j\omega} = \frac{C_0 V_V i - \frac{1 + T_H(j\omega)}{J_2 T_H \omega_H^2} M_L}{\left(j \frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 + 2D_H \left(j \frac{\omega}{\omega_H} \right) + 1} \cdot \frac{1}{j\omega} \quad (26.9)$$

Tüm sistem için kullanılabilecek formüller toplu olarak şekil 26.4 de verilmektedir.

$T_H = \frac{C_H}{2(V_{Qp} - K_{2Li p})}$ $V_H = \frac{1}{V_{Qp} + K_{2Li p}}$	$T_M = \frac{J_2}{d_\varphi}$ $V_M = \frac{1}{d_\varphi}$
$\omega_H = \sqrt{a_0} = \sqrt{\frac{1}{T_H T_M} \left(1 + V_H V_M \frac{V_2}{2\pi} \left(K_{2Li \dot{\varphi}} + \frac{V_2}{2\pi} \right) \right)}$ $= \sqrt{\frac{2}{C_H J_2} \left(\left(\frac{V_2}{2\pi} \right)^2 + \frac{V_2}{2\pi} K_{2Li \dot{\varphi}} + (V_{Qp} + K_{2Li p}) d_\varphi \right)}$ $D_H = \frac{a_1}{2a_0} = \frac{T_H + T_M}{2\omega_H T_H T_M} = \frac{d_\varphi \sqrt{\frac{C_H}{2J_2}} + ((V_{Qp} + K_{2Li p})) \sqrt{\frac{2J_2}{C_H}}}{2\sqrt{\left(\frac{V_2}{2\pi} \right)^2 + \frac{V_2}{2\pi} K_{2Li \dot{\varphi}} + (V_{Qp} + K_{2Li p}) d_\varphi}}$ $C_0 = \frac{V_{Qy} b_1}{\omega_H^2} = \frac{2V_{Qy}}{\omega_H^2 C_H J_2} = \frac{V_H V_M V_{Qy}}{\frac{2\pi}{V_2} + V_H V_M \left(K_{2Li \dot{\varphi}} + \frac{V_2}{2\pi} \right)} = \frac{V_{Qy}}{\frac{2\pi}{V_2} (V_{Qp} + K_{2Li p}) d_\varphi + K_{2Li \dot{\varphi}} + \frac{V_2}{2\pi}}$	

Şekil 26.4. Servovalf –Hidromotor mekanizması için davranış denklemleri özeti.

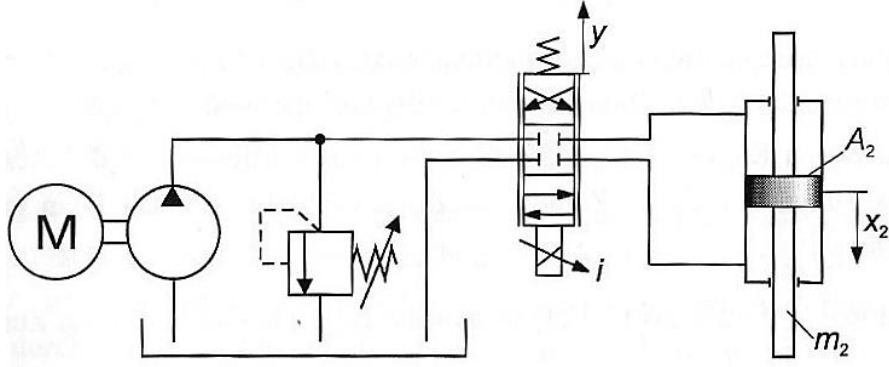
Şekil 26.4 de verilmekte olan sistem blok diyagramları halinde şekil 26.5 de gösterilmektedir. Burada motorda etkili dış yük alınmamıştır.



Şekil 26.5. Servovalf –Hidromotor mekanizması için alternatif gösteriliş tarzı.

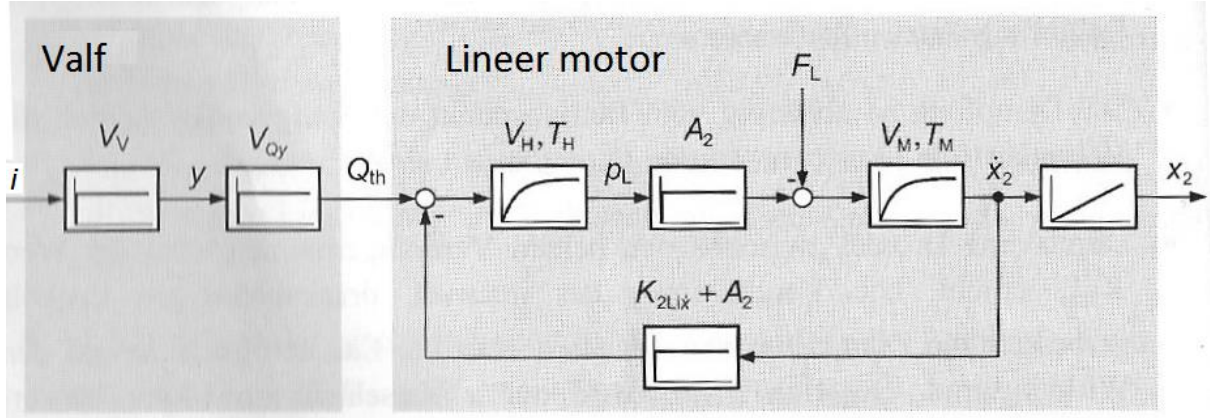
A.2. Servovalf-Lineer motor (Simetrik silindir)

Bu tip mekanizmalarda sabit deplasmanlı bir pompa, servovalf ve simetrik hidrolik silindir kullanılmaktadır (şekil 26.6).



Şekil 26.6. Servovalf –simetrik silindir mekanizması için devre şeması.

Devre şemasına uygun olacak şekilde mekanizmanın davranışını tanımlayan blok diyagramları şeklinde hazırlanmış model yapısı şekil 26.7 da görülmektedir.



Şekil 26.7. Servovalf –simetrik silindir mekanizması için davranış modeli.

Bu sistem için denklemler şekil 26.8 de açıklanmıştır.

Servovalf-Lineer motor (Simetrik silindir)	
$T_H = \frac{C_H}{2(V_{Qp} + K_{2Lip})}$ $V_H = \frac{1}{V_{Qp} + K_{2Lip}}$	$T_M = \frac{m_2}{d_{\dot{x}}}$ $V_M = \frac{1}{d_{\dot{x}}}$
$\omega_H = \sqrt{\frac{1}{T_H T_M} (1 + V_H V_M A_2 (K_{2Li\dot{x}} + A_2))} = \sqrt{\frac{2}{C_H m_2} (A_2^2 + A_2 K_{2Li\dot{x}} + (V_{Qp} + K_{2Lip}) d_{\dot{x}})}$	

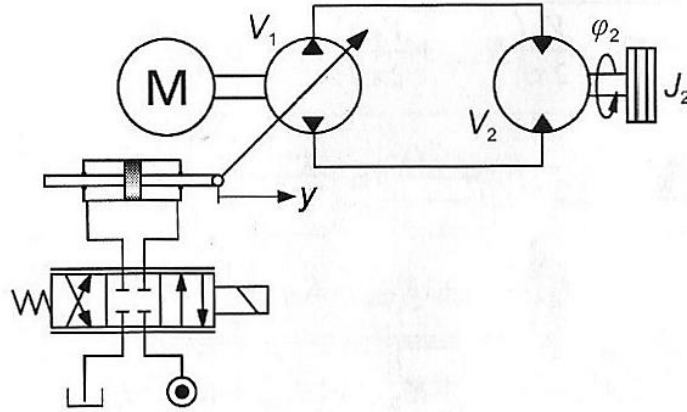
$$D_H = \frac{T_H + T_M}{2\omega_H T_H T_M} = \frac{d_{\dot{x}} \sqrt{\frac{C_H}{2m_2}} + ((V_{Qp} + K_{2Li\dot{x}})) \sqrt{\frac{2m_2}{C_H}}}{2\sqrt{A_2^2 + A_2 K_{2Li\dot{x}} + (V_{Qp} + K_{2Li\dot{x}}) d_{\dot{x}}}}$$

$$C_0 = \frac{2V_{Qy}}{\omega_H^2 C_H m_2} = \frac{V_H V_M V_{Qy}}{\frac{1}{A_2} + V_H V_M (K_{2Li\dot{x}} + A_2)} = \frac{V_{Qy}}{\frac{1}{A_2} (V_{Qp} + K_{2Li\dot{x}}) d_{\dot{x}} + K_{2Li\dot{x}} + A_2}$$

Şekil 26.8. Servovalf –Simetrik hidrolik silindir mekanizması davranış denklemleri özeti.

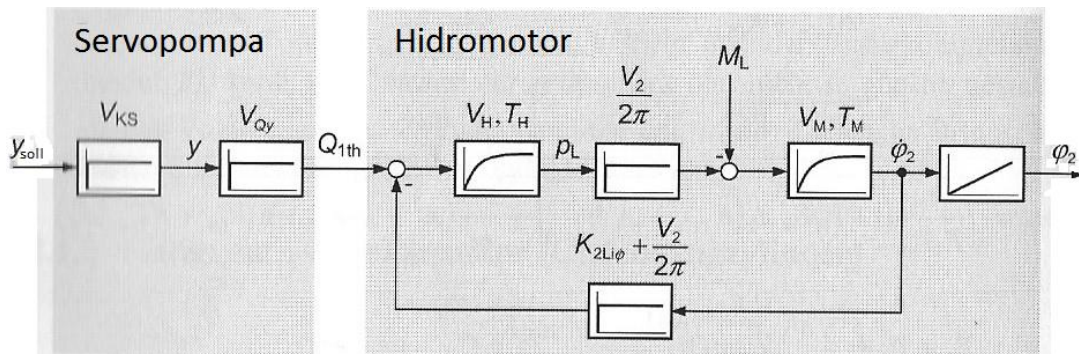
A.3. Servopompa-Hidrolik motor

Bu tip mekanizmalar pompa servo sistem olarak bilinir.



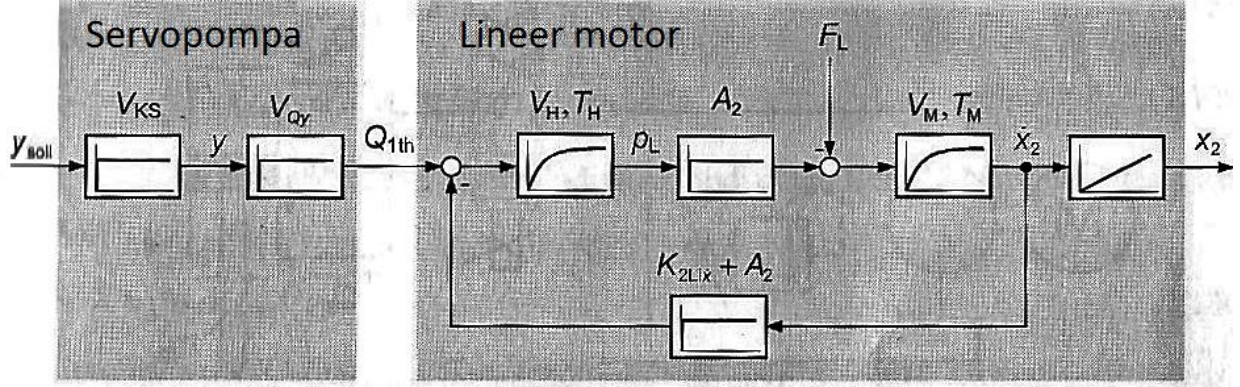
Şekil 26.9. Servopompa –hidromotor mekanizması için devre şeması.

Devre şemasına uygun olacak şekilde blok diyagramları şeklinde hazırlanmış model yapısı şekil 26.10 da görülmektedir.



Şekil 26.10. Servopompa –hidromotor mekanizması için davranış modeli.

Servopompa ile simetrik hidrolik silindirin birlikte çalıştığı mekanizma için blok diyagramları şeklinde hazırlanmış davranış modeli aşağıda görülmektedir.

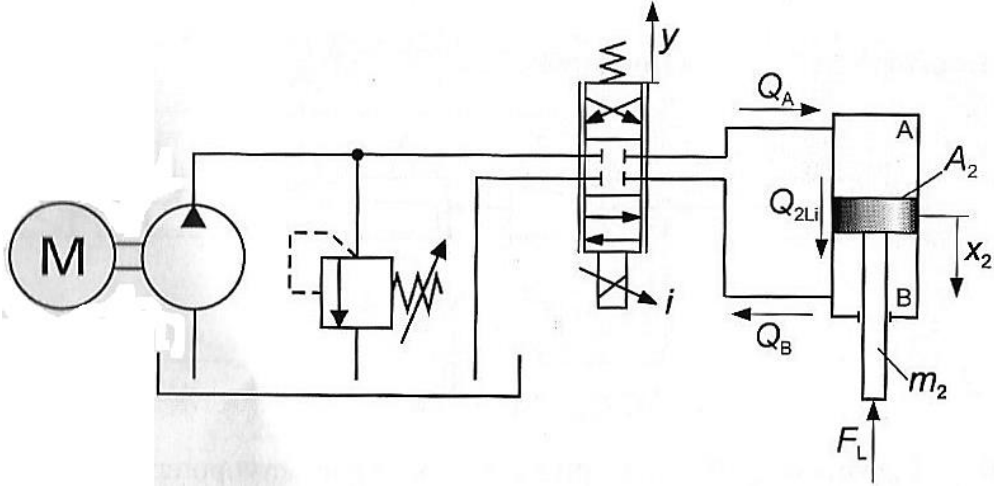


Şekil 26.13. Servopompa -lineermotor mekanizması için davranış modeli.

Servo pompa-Lineer motor (Simetrik silindir)	
$T_H = \frac{C_H}{2(K_{1Lip} + K_{2Lip})}$ $V_H = \frac{1}{K_{1Lip} + K_{2Lip}}$	$T_M = \frac{m_2}{d_{\dot{x}}}$ $V_M = \frac{1}{d_{\dot{x}}}$
$\omega_H = \sqrt{\frac{1}{T_H T_M} (1 + V_H V_M A_2 (K_{2Li\dot{x}} + A_2))}$ $= \sqrt{\frac{2}{C_H m_2} (A_2^2 + A_2 K_{2Li\dot{x}} + (K_{1Lip} + K_{2Lip}) d_{\dot{x}})}$ $D_H = \frac{T_H + T_M}{2\omega_H T_H T_M} = \frac{d_{\dot{x}} \sqrt{\frac{C_H}{2m_2}} + ((K_{1Lip} + K_{2Lip})) \sqrt{\frac{2m_2}{C_H}}}{2\sqrt{A_2^2 + A_2 K_{2Li\dot{x}} + (K_{1Lip} + K_{2Lip}) d_{\dot{x}}}}$ $C_0 = \frac{2V_{Qy}}{\omega_H^2 C_H m_2} = \frac{V_H V_M V_{Qy}}{\frac{1}{A_2} + V_H V_M (K_{2Li\dot{x}} + A_2)} = \frac{V_{Qy}}{\frac{1}{A_2} (K_{1Lip} + K_{2Lip}) d_{\dot{x}} + K_{2Li\dot{x}} + A_2}$	

Şekil 26.14. Servo pompa - lineer motor mekanizması için davranış denklemleri özeti.

A.5. Servovalf-Lineer motor (Asimetrik silindir)



Şekil 26.15. Servovalf –lineer motor mekanizması için devre şeması.

Bu mekanizma yapısında asimetrik silindir kullanıldığı için mekanizmanın her iki tarafındaki bir çok parametre farklı olacaktır.

Hidrolik yapının davranışı,

Silindirde dış kaçaklar sıfır kabul edilebilir. İç kaçak ise aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$Q_{2Li} = K_{2Lip}(p_A - p_B) + K_{2Li}\dot{x}_2 \quad (26.10)$$

Hidrolik silindirin açılması veya kapanması durumunda, silindire giden veya silindirden çıkan yağ debileri aşağıdaki gibi bulunur.

$$y > 0, \dot{x}_2 > 0; \quad Q_A = x_2 A_2 = B y \sqrt{p_0 - p_A} \quad (26.11)$$

$$Q_B = \alpha x_2 A_2 = B y \sqrt{p_B - p_T} \quad (26.12)$$

$$y < 0, \dot{x}_2 < 0; \quad Q_A = x_2 A_2 = B y \sqrt{p_A - p_T} \quad (26.13)$$

$$Q_B = \alpha x_2 A_2 = B y \sqrt{p_0 - p_B} \quad (26.14)$$

Asimetrik silindir için yük basıncı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$p_L = p_A - \alpha p_B \quad (26.15)$$

Silindirin A ve B bölümlerinde statik basınç aşağıdaki gibi bulunur.

$$y > 0, \dot{x}_2 > 0; \quad p_A = \frac{\alpha^3 p_0 + p_L}{1 + \alpha^3} \quad (26.16)$$

$$p_B = \frac{\alpha^2(p_0 - p_L)}{1 + \alpha^3} \quad (26.17)$$

$$y < 0, \dot{x}_2 < 0; \quad p_A = \frac{\alpha p_0 + p_L}{1 + \alpha^3} \quad (26.18)$$

$$p_B = \frac{p_0 - \alpha^2 p_L}{1 + \alpha^3} \quad (26.19)$$

Bu denklemler basitleştirme amacı ile lineerleştirilirse aşağıdaki denklemler bulunur.

$$\Delta p_A = \frac{\Delta p_L}{1 + \alpha^3} \quad (26.20)$$

$$\Delta p_B = \frac{\alpha^2 \Delta p_L}{1 + \alpha^3} \quad (26.21)$$

Lineerleştirilmiş debi ifadeleri ise aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta Q_A = V_{QyA} \Delta y + V_{QpA} \Delta p_A \quad (26.22)$$

$$\Delta Q_B = V_{QyB} \Delta y + V_{QpB} \Delta p_B \quad (26.23)$$

Lineer motorun A ve B bölümündeki basınçların zamana göre değişimi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta \dot{p}_A = \frac{1}{C_{HA}} \sum Q_1 = \frac{1}{C_{HA}} [\Delta Q_A - \Delta Q_{2Li} - A_2 \Delta \dot{x}_2] \quad (26.24)$$

$$\Delta \dot{p}_B = \frac{1}{C_{HB}} \sum Q_2 = \frac{1}{C_{HB}} [-\Delta Q_B + \Delta Q_{2Li} + \alpha A_2 \Delta \dot{x}_2] \quad (26.25)$$

Denklem 26.20 dan 26.23 e kadar olan ifadeler denklem 25.24 ve 25.25 de yerlerine yazılacak olursa aşağıdaki denklemler bulunur.

$$\Delta \dot{p}_A = \frac{1}{C_{HA}} [V_{QyA} \Delta y + \left(\frac{V_{QpA} - K_{2Li} (1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right) \Delta p_L - (K_{2Li} + A_2) \Delta \dot{x}_2] \quad (26.26)$$

$$\Delta \dot{p}_B = \frac{1}{C_{HB}} [-V_{QyB} \Delta y + \left(\frac{\alpha^2 V_{QpB} + K_{2Lip}(1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right) \Delta p_L + (K_{2Li\dot{x}} + \alpha A_2) \Delta \dot{x}_2] \quad (26.27)$$

Yük basıncındaki değişim ise aşağıdaki gibidir.

$$\Delta \dot{p}_L = \Delta \dot{p}_A - \alpha \Delta \dot{p}_B \quad (26.28)$$

Bu denklemler kullanılarak dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi oluşturulabilir.

$$T_H \Delta \dot{p}_L + \Delta p_L = V_H (K_y \Delta y + K_{\dot{x}} \Delta \dot{x}_2) \quad (26.29)$$

Bu denklemde kullanılan bazı kısaltmalar aşağıdaki gibidir.

$$K_y = \frac{1}{C_{HA}} V_{QyA} + \alpha \frac{1}{C_{HB}} V_{QyB} \quad (26.30)$$

$$K_{\dot{x}} = -\frac{1}{C_{HA}} (K_{2Li\dot{x}} + A_2) - \alpha \frac{1}{C_{HB}} (K_{2Li\dot{x}} + \alpha A_2) \quad (26.31)$$

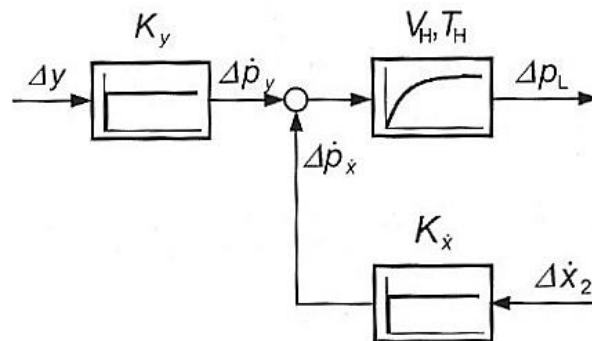
Burada hidrolik zaman sabiti aşağıdaki gibidir.

$$T_H = \frac{1}{\alpha \frac{1}{C_{HB}} \left(\frac{\alpha^2 V_{QpB} + K_{2Lip}(1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right) - \frac{1}{C_{HA}} \left(\frac{V_{QpA} - K_{2Lip}(1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right)} \quad (26.32)$$

Hidrolik kazanç,

$$V_H = T_H \quad (26.33)$$

Buna göre indirgenmiş basınç davranış modeli şekil 25.45 de verilmektedir.



Şekil 26.16. Asimetrik silindirin tahrikinde hidrolik sistemin indirgenmiş PT1 davranışlı dinamik davranış modeli.

Mekanik yapı,

Newton kanununa göre,

$$m_2 \Delta \ddot{x}_2 = \sum F = A_2 \Delta p_L - d_{\dot{x}} \Delta \dot{x}_2 - \Delta F_L \quad (26.34)$$

Mekanik zaman sabiti,

$$T_M = \frac{m_2}{d_{\dot{x}}} \quad (26.35)$$

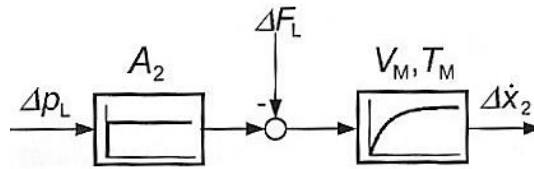
Mekanik kazanç,

$$V_M = \frac{1}{d_{\dot{x}}} \quad (26.36)$$

Bu parametrelere göre düzenlenmiş davranış denklemi

$$T_M \Delta \ddot{x}_2 + \Delta \dot{x}_2 = V_M (A_2 \Delta p_L - \Delta F_L) \quad (26.37)$$

Bu denkleme uygun model yapısı şekil 26.17 de görülmektedir.



Şekil 26.17. Asimetrik silindirin tahrikinde mekanik sistemin indirgenmiş PT1 davranışlı dinamik davranış modeli.

Frekans cevabı ve sistemin dinamik davranışı,

Denklem 26.29 ve 26.37 ye Fourier transformasyonu uygulanırsa,

$$\Delta p_L (T_H(j\omega) + 1) = T_H (K_y \Delta y + K_{\dot{x}} \Delta x_2(j\omega)) \quad (26.38)$$

$$\Delta x_2(j\omega) (T_M(j\omega) + 1) = V_M (A_2 \Delta p_L - \Delta F_L) \quad (26.39)$$

Bu iki denklemden Δp_L kaldırılacak olursa frekans cevabı aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta x_2 = \frac{\frac{A_2}{m_2} K_y \Delta y - (T_H(j\omega) + 1) b_0 \Delta F_L}{(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_0} \cdot \frac{1}{j\omega} \quad (26.40)$$

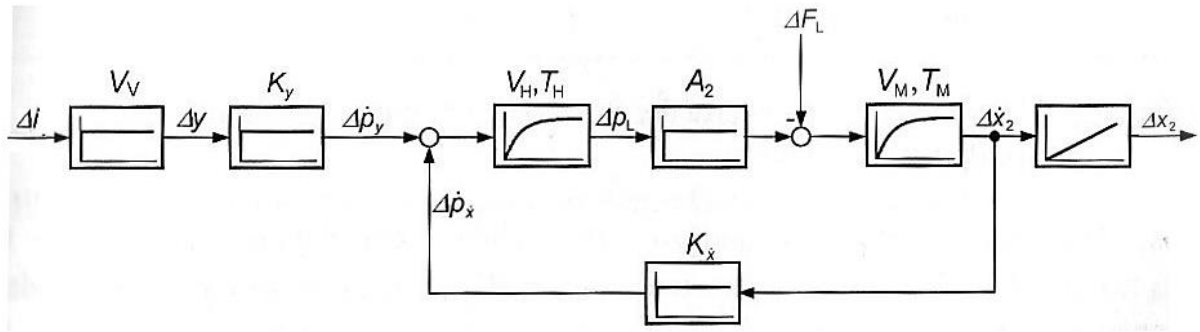
Bu eşitlikte, verilmekte olan parametreler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$a_0 = \frac{1 - V_M T_H K_{\dot{x}}}{T_H T_M} \quad (26.41)$$

$$a_1 = \frac{T_H + T_M}{T_H T_M} \quad (26.42)$$

$$b_0 = \frac{1}{m_2 T_M} \quad (26.43)$$

Buna göre bir servovalf ile sürülen asimetrik silindir için lineer model şekil 26.18 de verilmektedir.



Şekil 26.18. Servovalf ile sürülen asimetrik silindirin lineer model yapısı.

Denklem 26.10 a benzer şekilde düzenleme yapılacak olursa,

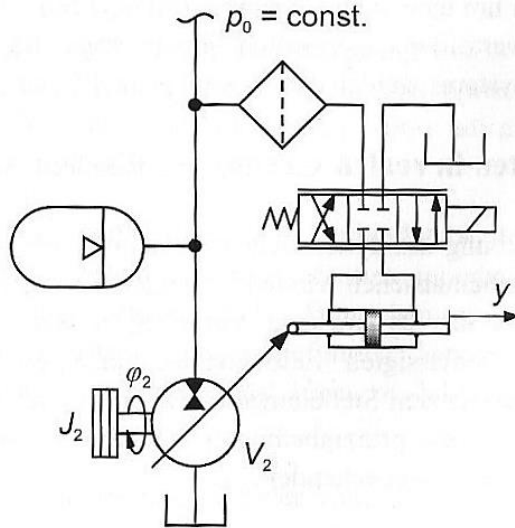
$$\Delta x_2 = \frac{C_0 V_V \Delta i - \frac{(T_H(j\omega) + 1)}{m_2 T_H \omega_H^2} \Delta F_L}{\left(j \frac{\omega}{\omega_H}\right)^2 + 2D_H \left(j \frac{\omega}{\omega_H}\right) + 1} \cdot \frac{1}{j\omega} \quad (26.44)$$

Özet olarak tüm denklemler şekil 26.19 da görülmektedir.

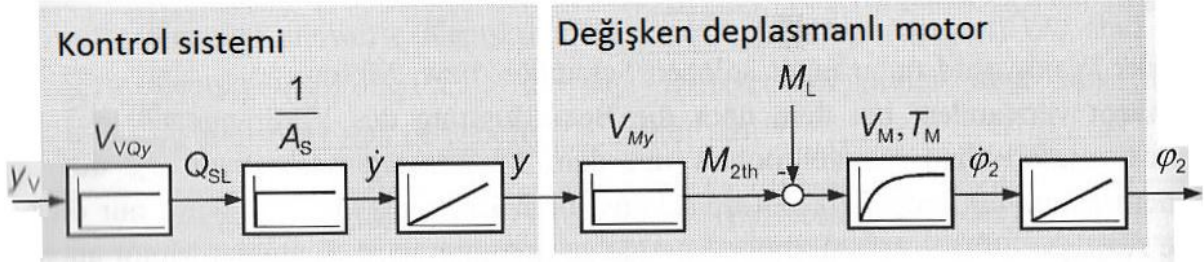
Servo valf-Lineer motor (Asimetrik silindir)	
$T_H = \frac{1}{\alpha \frac{1}{C_{HB}} \left(\frac{\alpha^2 V_{QpB} + K_{2Lip}(1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right) - \frac{1}{C_{HA}} \left(\frac{V_{QpA} - K_{2Lip}(1 + \alpha^2)}{1 + \alpha^3} \right)}$ $V_H = T_H$	$T_M = \frac{m_2}{d_{\dot{x}}}$ $V_M = \frac{1}{d_{\dot{x}}}$
$\omega_H = \sqrt{a_0} = \sqrt{\frac{1 - V_M T_H K_{\dot{x}}}{T_H T_M}} = \sqrt{\frac{d_{\dot{x}}}{T_H m_2} - \frac{A_2}{m_2} K_{\dot{x}}}$ $D_H = \frac{a_1}{2\sqrt{a_0}} = \frac{T_H + T_M}{2\omega_H T_H T_M}$ $C_0 = \frac{\frac{A_2}{m_2} K_y}{\omega_H^2} = \frac{\frac{A_2}{m_2} K_y}{\frac{d_{\dot{x}}}{T_H m_2} - \frac{A_2}{m_2} K_{\dot{x}}}$	

Şekil 26.19. Servo valf – asimetrik silindir mekanizması için davranış denklemleri özeti.

26.2. İkincil kontrol tip hidrolik mekanizma, tip 2,



Şekil 26.20. İkincil kontrollü (secondary control) hidrolik mekanizma.



Şekil 26.21. İkincil kontrollü (secondary control) hidrolik mekanizmanın modeli.

26.3. Servohidrolik tahrikte nonlineerlik kaynakları

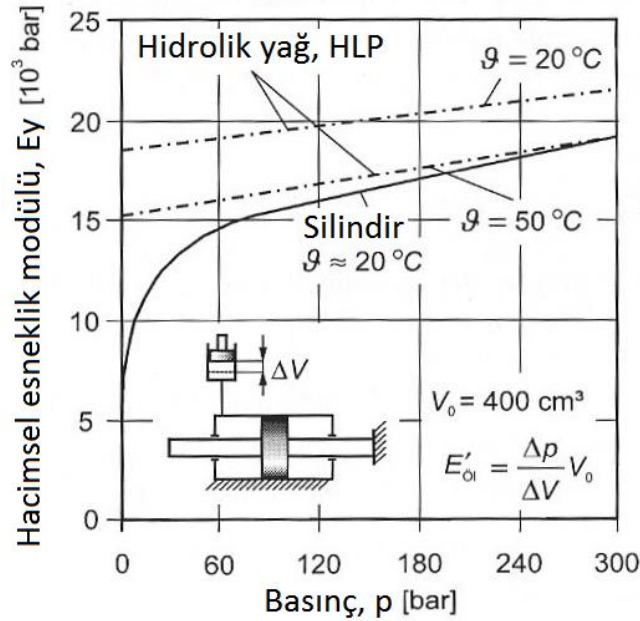
A. Hidrolikte nonlineerlik

Bir hidrolik sistemde kapasite hacme ve yağın elastikliğine bağlıdır.

$$C_H = \frac{V}{E_y} = \frac{V_t + V_0}{E_y} \quad (26.45)$$

Çalışma esnasında hidrolik silindirlerin konumlarının değişmesi veya valflerin devreye girip çıkması hacimde değişikliklere yol açar.

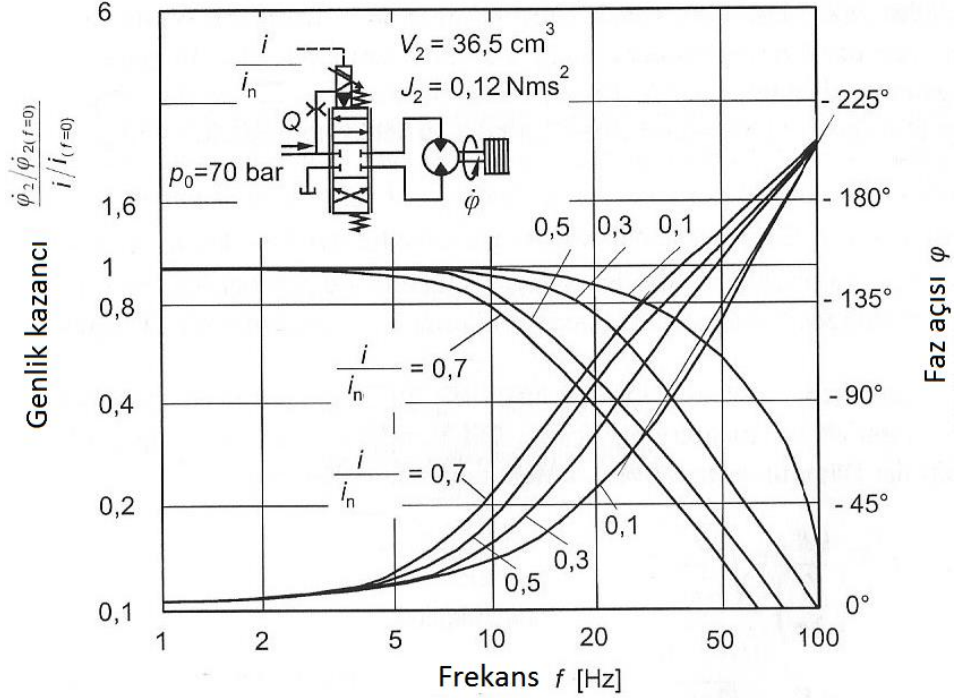
Ayrıca yağın elastiklik modülü de sıcaklık, basınç gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir (şekil 26.22).



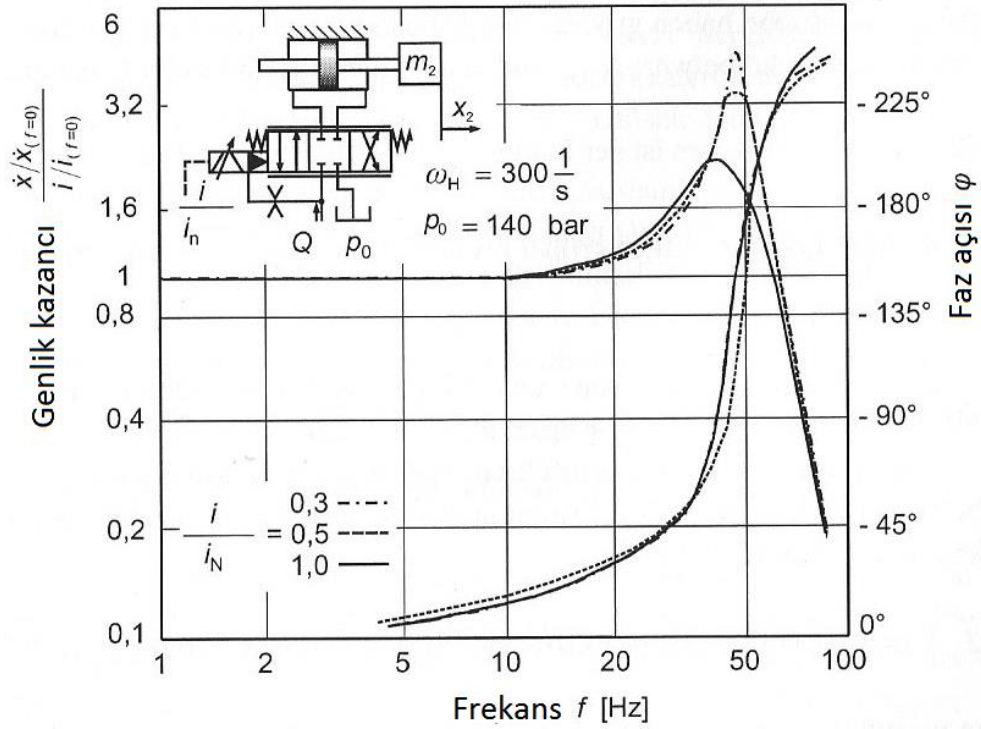
Şekil 26.22. Yağın hacimsel esneklik modülünün basınç ve sıcaklıkla değişimi.

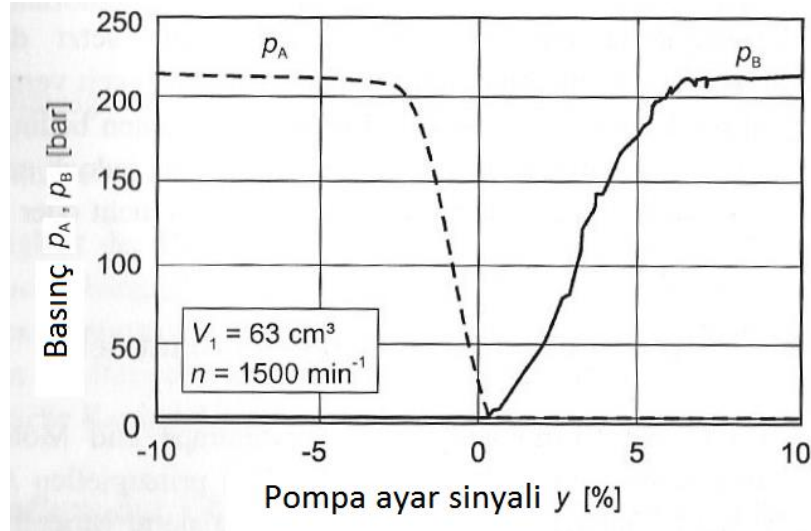
B. Servo tahrikte nonlineerlik

Servovalfle tahrikte, hacim, kütle ve sönüm oranlarındaki değişimler, valf sürgülerindeki ekstra kaçaklar nonlineerlik sebebi olmaktadır.



Şekil 26.23. Servovalf-hidromotor mekanizmasında frekans cevabı.

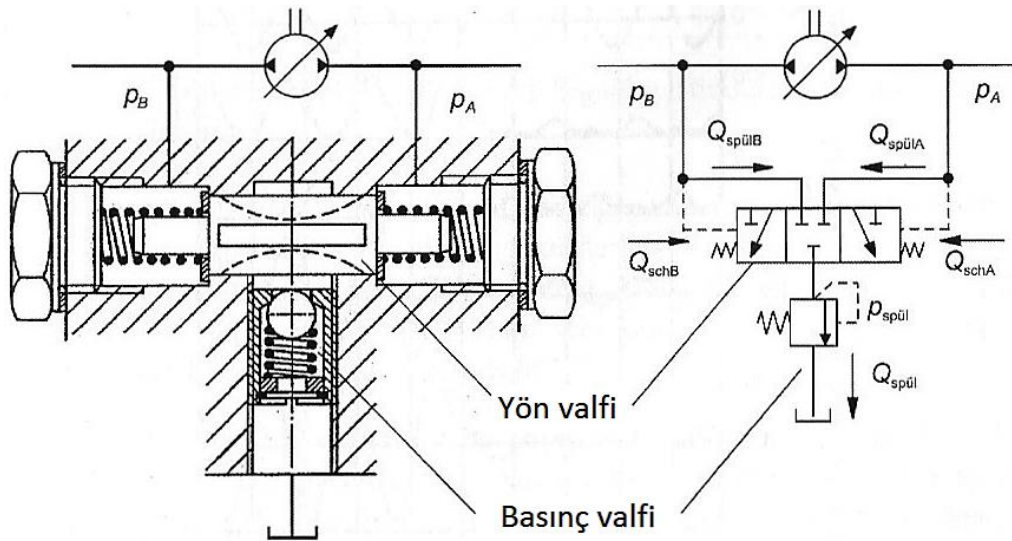




Şekil 26.26. Hidrostatik tahrikte hatlarda basıncın değişimi.

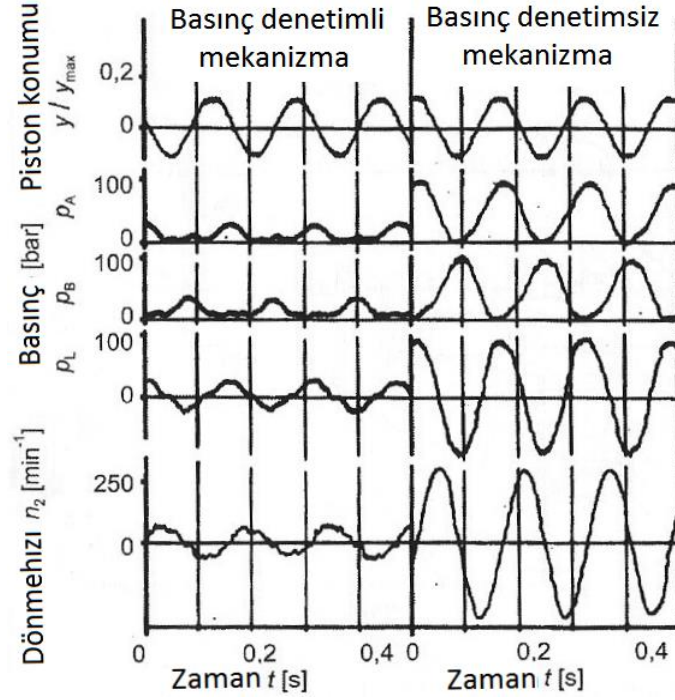
Bu basınç devrede bir basınç denetim mekanizması ile düzenlenmez ise basınç dalgalanmaları kaçınılmaz olacaktır. Bu amaçla bir hidrolik valf (Flushing and boost pressure valve) yapısı kullanılmaktadır (şekil 26.27).

Bu durumda basıncın dinamik davranışı çok yüksek genliklerle gerçekleşecek bu da kontrol sisteminde bozucu etkilere yol açacaktır (şekil 26.28)



Şekil 26.27. Basınç dalgalanmalarına karşı hidrolik valf yapısı.

Hidrostatik tahrikte basınç denetimi valfinin çalışması ve farklı durumlarda doğal frekansın değişimi şekil 26.29 da görülmektedir.



Şekil 26.28. Hidrostatik tahrikte basınç dalgalanmalarının durumu.

Devre şeması	Tahrikin doğal frekansı
	$\omega_{H1} = \frac{V_2}{2\pi} \sqrt{\frac{E y}{J_2 V_B}}$
	$\omega_{H2} = \frac{V_2}{2\pi} \sqrt{\frac{E y}{J_2} \left(\frac{1}{V_A} + \frac{1}{V_B} \right)}$
	$\omega_{H3} = \frac{V_2}{2\pi} \sqrt{\frac{E y}{J_2 V_A}}$

Şekil 26.29. Basınç denetimi mekanizmasının çalışma şekli ve buna bağlı olarak doğal frekansın değişimi.

Burada kullanılmakta olan basınç denetim mekanizması sistemdeki hidrolik katılığın azalmasına dolayısı ile daha düşük kazançlara yol açabilir. Bunu önlemek için çeşitli öneriler mevcuttur. Bazı araştırmacılar buradaki basınç denetim mekanizma yapısına farklı kontroller uygulamaktadır. Bir öneri de basınç seviyesi ayarlama valfi kullanmaktır (şekil 26.30).

Basınç seviyesi ayarlama valfinde alanlar,

$$A_A = A_B = A \quad (26.48)$$

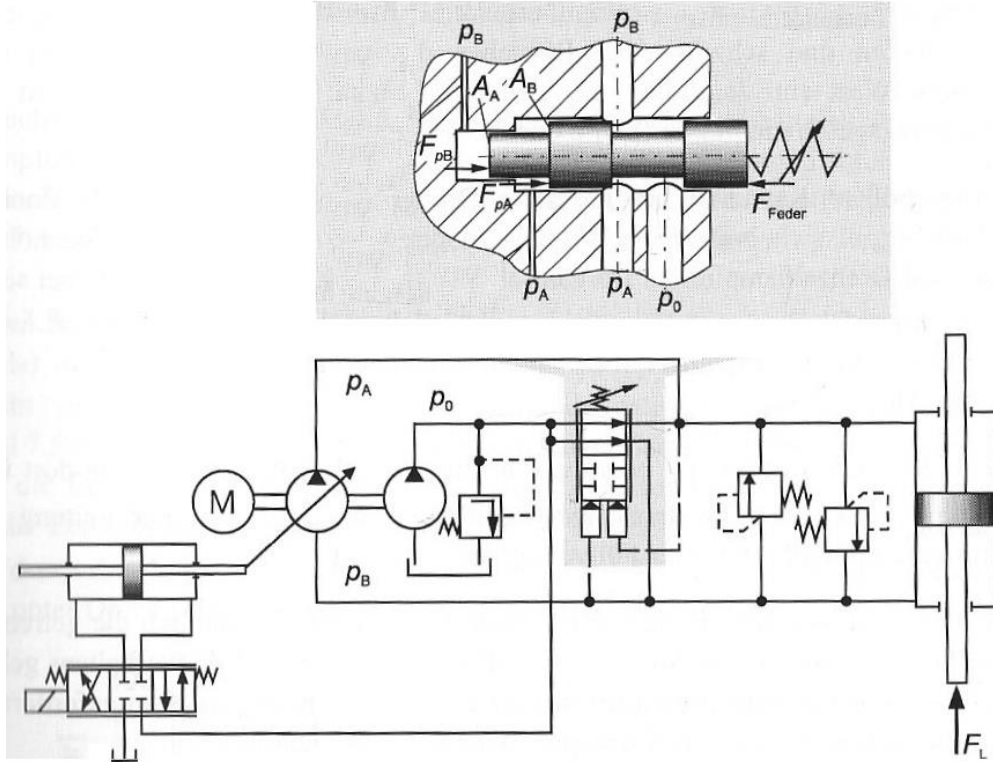
Yay kuvveti,

$$F_y = A(p_A + p_B) \quad (26.49)$$

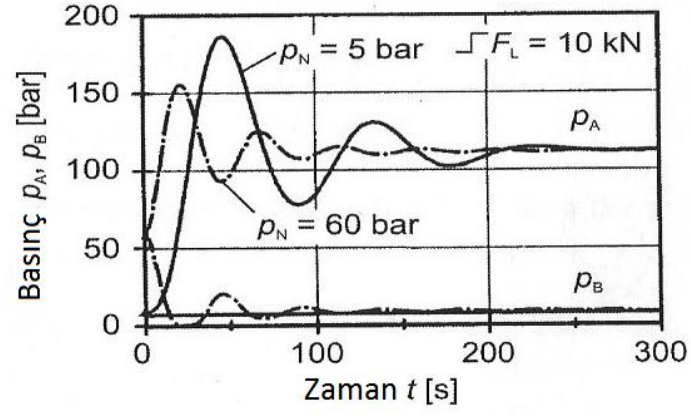
Statik basınç seviyesi,

$$p_N = \frac{p_A + p_B}{2} \quad (8.146)$$

Görüldüğü gibi basınç seviyesi yaya bağlıdır (şekil 26.31).



Şekil 26.30. Basınç seviyesi ayarlama valfi kullanılan hidrostatik mekanizma yapısı.



Şekil 26.31. Adım girişi için basınç seviyesinin değişimi.

27. Servohidrolik kontrol sistemi uygulamaları

Örnek 27.1. Hacmi, V_g kütlelesel atalet momenti, J_m olan bir hidrolik motor için doğal frekansı aşağıdaki üç durum için hesaplayınız.

- Yağın hacimsel esneklik modülü ise, E_y sadece hidrolik motor durumu
- Hidrolik motor ve valf ile hidrolik motor arasındaki hat hacmini, V_L de hesaplara katarak
- Servovalfin doğal frekansı ω_v verilmekte ise, hidrolik motor, aradaki hat ve servovalf sistemi için komple.

Cevaplar:

- Hidromotor için doğal frekans hesabı simetrik silindir durumuna ($\alpha=1$) benzetilerek yapılabilir.

$$c_A = c_B = \frac{(V_g/2\pi)^2 E_y}{V_g/2} \quad Nm / rad$$

Denklemden doğal frekans aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\omega_m = \sqrt{\frac{c_A + c_B}{J_m}} \quad 1/s$$

- Burada hat yapısının simetrik olduğu değerlendirilerek her iki taraftaki hat hacmini eşit olarak, $V_{L1} = V_{L2}$ kabul edersek.

$$c_A = c_B = \left(\frac{V_g}{2\pi}\right)^2 \left(\frac{E_y}{V_g/2 + V_{L1}}\right) \quad Nm / rad$$

- Sistem paralel bağlı olarak değerlendirilebilir, bu durumda pratikte toplam frekans aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

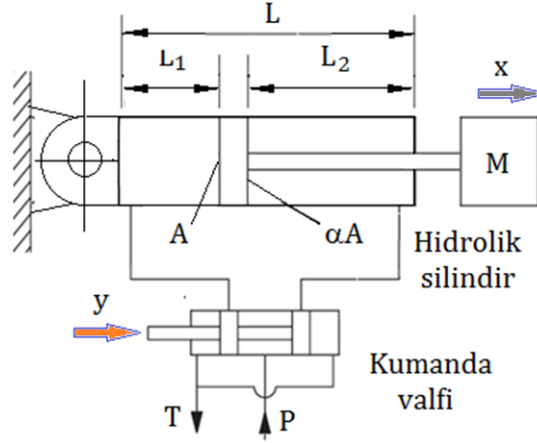
$$\omega_t = \frac{\omega_m \omega_v}{\omega_m + \omega_v} \quad 1/s$$

Örnek 27.2. Şekilde çift etkili asimetric bir hidrolik silindir görülmektedir.

İstenenler:

- Silindir ve valf arasındaki V_L hacmini de dikkate alarak silindirin pistonunun konumuna bağlı doğal frekans ifadesini bulunuz. Burada piston ve piston kolu

tarafında hidrolik hattın kesit alanlarının, hidrolik silindirin aynı bölgelerdeki kesit alanlarına eşdeğer olduğu kabul edilecektir.



- b. Doğal frekans hangi pozisyonda minimum olacaktır.
- c. Aşağıdaki verilere sahip bir hidrolik silindirin minimum doğal frekansını hat hacmini ihmal ederek ve $V_{LA}=V_{LB}=200 \text{ cm}^3$ olarak hesaplara katarak ayrı ayrı bulunuz. Valf ile silindir arasında boru ve hortum kullanılmış ise $\eta=1$ verilirse min doğal $A=28 \text{ cm}^2$, $E_y=12000 \text{ bar}$, $a=0,5$, $m=100 \text{ kg}$, $n=600 \text{ mm}$
- d. frekansı iki durum için ayrı ayrı hesaplayınız. Hortum kısmında esneklik modülü, $E_{hy}=7000 \text{ bar}$ olarak verilmektedir.

Cevaplar:

- a. Piston tarafında silindir hacminin değişikliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Delta V = A \cdot x$$

$$p = \frac{\Delta V}{V} E_y \rightarrow \Delta V = \frac{p \cdot V}{E_y} = A \cdot x$$

Yağın katılık değeri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$C_L = \frac{F}{x} = \frac{A^2 E_y}{V}$$

Piston kolu tarafında silindir hacminin değişikliği benzer şekilde yazılabilir.

$$\Delta V = \alpha \cdot A \cdot x$$

$$p = \frac{\Delta V}{V} E_y \rightarrow \Delta V = \frac{p \cdot V}{E_y} = \alpha \cdot A \cdot x$$

$$C_L = \frac{F}{x} = \frac{(\alpha \cdot A)^2 E_y}{V}$$

Piston ve piston kolu tarafında hidrolik hat hacimleri,

$$V_{LA} = A \cdot l_A \text{ ve } V_{LB} = \alpha \cdot A \cdot l_A$$

Sistemin doğal frekansı,

$$\omega_H = \sqrt{\frac{C_t}{m}}$$

$$C_A = \frac{E_y \cdot A^2}{V_A + V_{LA}} = \frac{E_y \cdot A}{\frac{h}{2} + x + l_A}$$

$$\frac{1}{C_A} = \frac{1}{C_{AS}} + \frac{1}{C_{AL}}$$

$$C_B = \frac{E_y \cdot A^2 \cdot \alpha^2}{V_B + V_{LB}} = \frac{E_y \cdot \alpha \cdot A}{\frac{h}{2} - x + l_B}$$

$$C_t = C_A + C_B$$

$$f_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot A}{m} \left(\frac{1}{\frac{h}{2} + x + l_A} + \frac{\alpha}{\frac{h}{2} - x + l_B} \right)}$$

b. Doğal frekansın minimum değeri,

$$\frac{df_H}{dx} = 0 = \frac{-1}{\left(\frac{h}{2} + x + l_A\right)^2} + \frac{\alpha}{\left(\frac{h}{2} - x + l_B\right)^2}$$

$$x = \frac{\frac{h}{2}(1 - \sqrt{\alpha}) - \sqrt{\alpha} \cdot l_A + l_B}{(1 + \sqrt{\alpha})}$$

$$f_{Hmin} = \frac{(1 + \sqrt{\alpha})}{2\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot A}{m(h + l_B + l_A)}}$$

c. Hat hacminin ihmal edilmesi durumunda, $l_B = l_A = 0$

$$f_{Hmin} = \frac{(1 + \sqrt{\alpha})}{2\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot A}{m \cdot h}} = \frac{(1 + \sqrt{0,5})}{2\pi} \sqrt{\frac{12000 \text{ bar} \cdot 28 \text{ cm}^2}{100 \text{ kg} \cdot 60 \text{ cm}}} = 64,3 \text{ Hz}$$

Hat hacminin hesaba katılması durumunda,

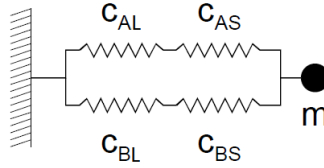
$$l_A = \frac{V_{LA}}{A} = \frac{200}{28} = 7,14 \text{ cm} \quad l_B = \frac{V_{LB}}{\alpha A} = \frac{200}{14} = 14,28 \text{ cm}$$

$$f_{Hmin} = \frac{(1 + \sqrt{0,5})}{2\pi} \sqrt{\frac{12000 \text{ bar} \cdot 28 \text{ cm}^2}{100 \text{ kg} \cdot (60 + 14,28 + 7,14) \text{ cm}}} = 55,2 \text{ Hz}$$

d. Valf ile silindir arasında boru kullanılmış ise,

$$f_{Hmin} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot A}{m(h + 2l_A)}} = 67,7 \text{ Hz}$$

Valf ile silindir arasında eşdeğer esneklik modülü $E_{hy}=7000 \text{ bar}$ olan hortum kullanılmış ise,



$$\frac{1}{C_A} = \frac{1}{C_{AS}} + \frac{1}{C_{AL}}$$

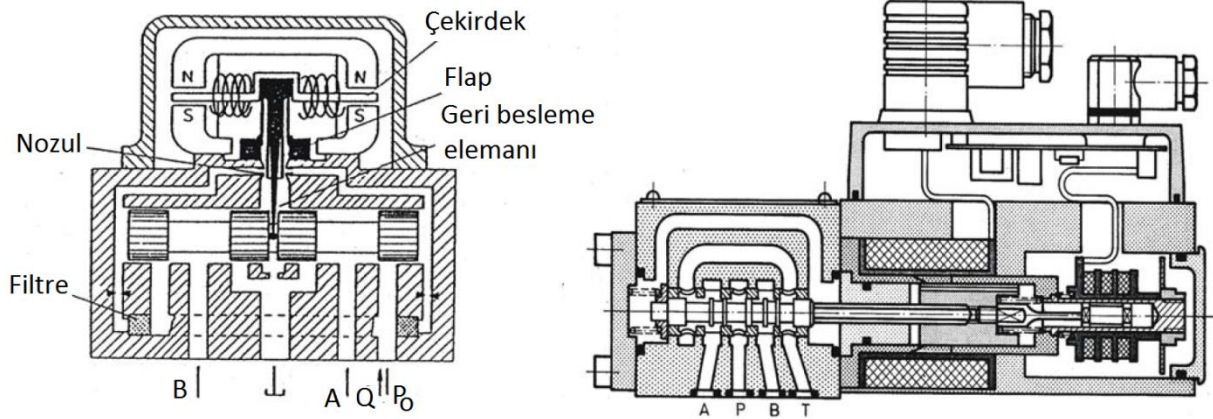
$$\frac{1}{C_A} = \frac{V_A}{E_y \cdot A^2} + \frac{V_L}{E_{hy} \cdot A^2}$$

$$C_A = \frac{E_y \cdot E_{hy} A^2}{E_y \cdot V_A + E_{hy} \cdot V_L} \quad C_B = \frac{E_y \cdot E_{hy} (\alpha \cdot A)^2}{E_y \cdot V_B + E_{hy} \cdot V_L} \quad \alpha = 1$$

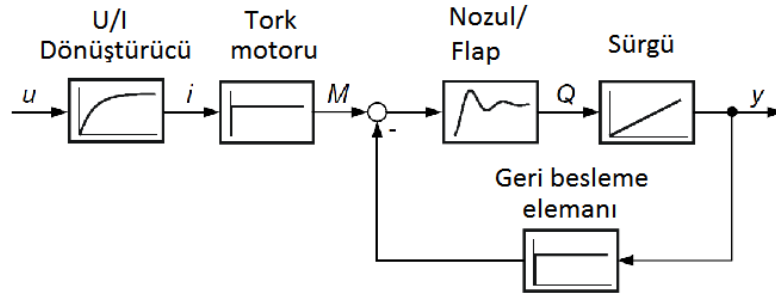
$$f_{Hmin} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot E_{hy} \cdot A \cdot 2}{(E_y \cdot \frac{h}{2} + E_{hy} \cdot l_A) m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12000 \cdot 7000 \cdot 28 \cdot 2}{(7000 \cdot 30 + 12000 \cdot 7,14) 100}} = 63,5 \text{ Hz}$$

Örnek 27.3. Şekilde verilmekte olan valflerin çalışması blok diyagramı halinde, açıklayınız. Bileşenler için aşağıdaki iletim davranışı kabul edilmektedir.

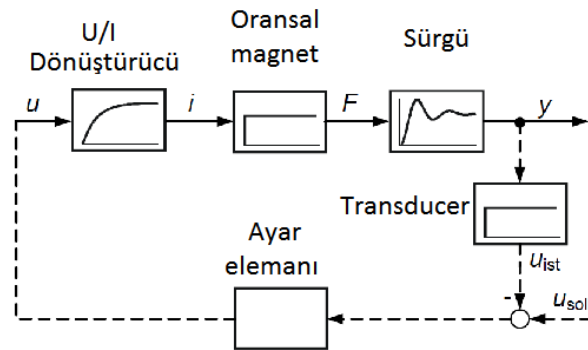
Eleman	Açıklama	Dinamik davranış şekli
Valf 1	U/I dönüştürücü	PT ₁
	Tork motoru	P
	Nozul-Flap	PT ₂
	Geri besleme elemanı	P
	Sürgü	I
Valf 2	U/I dönüştürücü	PT ₁
	Magnet	P
	Sürgü	PT ₂
	Transdüser	P



İki kademeli servovalf için blok diyagramı,



Tek kademeli oransal valf için blok diyagramı,



Örnek 27.4. Hacmi, V_g kütlelesel atalet momenti, J_m olan bir hidrolik motor için doğal frekansı aşağıdaki üç durum için hesaplayınız.

- Yağın hacimsel esneklik modülü ise, E_y , sadece hidrolik motor durumu
- Hidrolik motor ve valf ile hidrolik motor arasındaki hat hacmini, V_L de hesaplara katarak

- f. Servovalfin doğal frekansı ω_v verilmekte ise, hidrolik motor, aradaki hat ve servovalf sistemi için komple.

Cevaplar:

- d. Hidromotor için doğal frekans hesabı simetrik silindir durumuna ($\alpha=1$) benzetilerek yapılabilir.

$$c_A = c_B = \frac{(V_g/2\pi)^2 E_y}{V_g/2} \quad Nm / rad$$

Denklemden doğal frekans aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\omega_m = \sqrt{\frac{c_A + c_B}{J_m}} \quad 1/s$$

- e. Burada hat yapısının simetrik olduğu değerlendirilerek her iki taraftaki hat hacmini eşit olarak, $V_{L1} = V_{L2}$ kabul edersek.

$$c_A = c_B = \left(\frac{V_g}{2\pi}\right)^2 \left(\frac{E_y}{V_g/2 + V_{L1}}\right) \quad Nm / rad$$

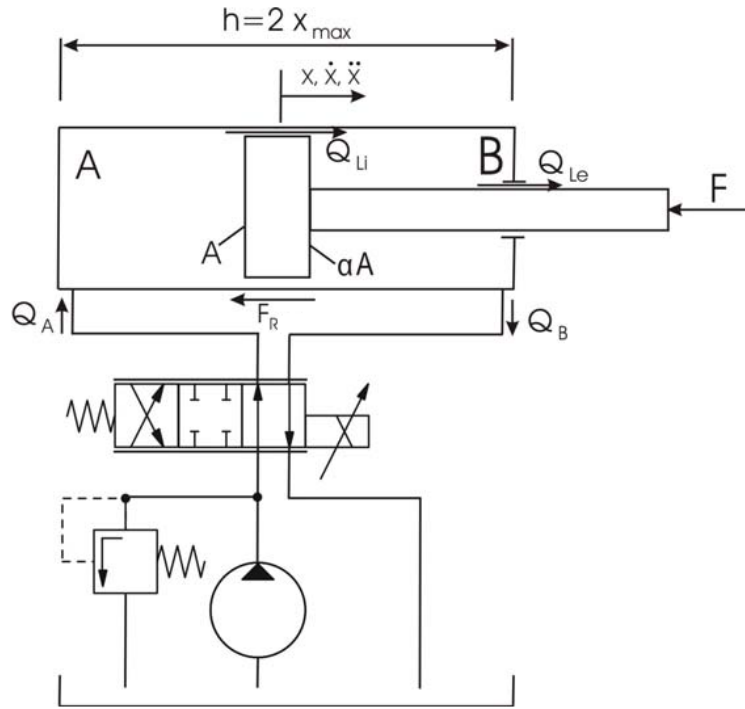
- f. Sistem paralel bağlı olarak değerlendirilebilir, bu durumda pratikte toplam frekans aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\omega_t = \frac{\omega_m \omega_v}{\omega_m + \omega_v} \quad 1/s$$

Örnek 27.5. Şekilde görülen sabit basınçlı devrede çift etkili asimetrik bir hidrolik silindir sıfır geçişli 4/3 bir servovalf tarafından sürülmektedir.

- Dinamik durum denklemlerini oluşturunuz.
- Denklemlere uygun blok diyagramlarını çiziniz, $x=f(Q_A, Q_B, F)$
- Silindirin açılma ve geri kapanma hareketi için sabit basınçlarını hesaplayınız. Maksimum hızda ve yüksüz durumda silindirin açılma ya da geri çekilmedeki zamanlarının arasındaki ilişkiyi bulunuz?

Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Cevaplar:

a. Kuvvet dengesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$m \cdot \ddot{x} = A(p_A - \alpha p_B) - F - F_R \cdot \text{sign}(\dot{x})$$

Süreklilik denkleminde basıncın değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

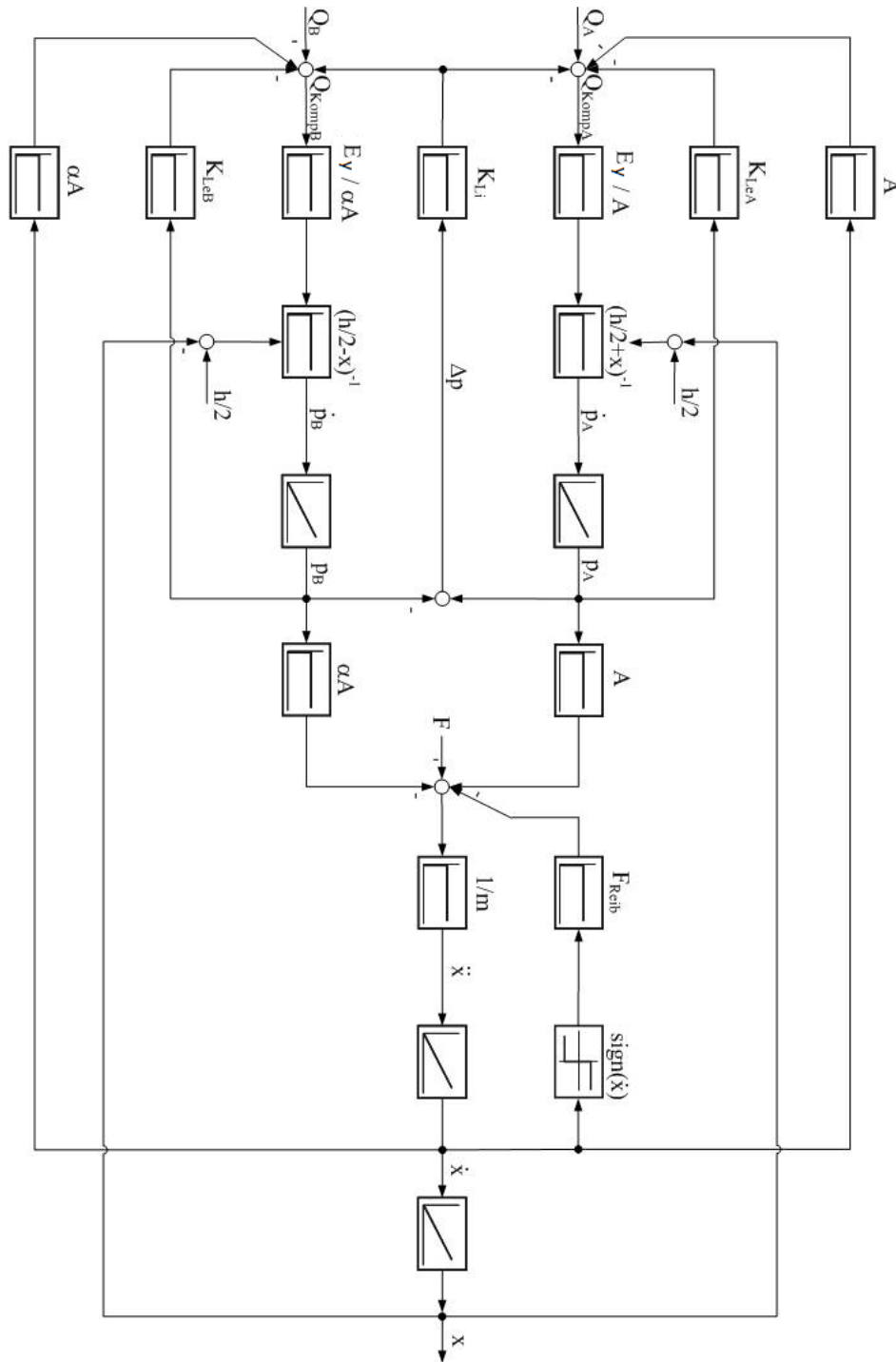
$$Q_A - Q_{Li} - Q_{LeA} (= 0) - \dot{x}A = \dot{p}_A \cdot C_{HA} = \dot{p}_A \cdot \frac{V_A}{E_y}$$

$$-Q_B + Q_{Li} - Q_{LeB} + \dot{x}\alpha A = \dot{p}_B \cdot C_{HB} = \dot{p}_B \cdot \frac{V_B}{E_y}$$

$$\dot{p}_A = \frac{E_y}{A \left(\frac{h}{2} + x \right)} (Q_A - K_{Li}(p_A - p_B) - K_{Le}(= 0) \cdot p_A - \dot{x}A)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E_y}{\alpha A \left(\frac{h}{2} - x \right)} (-Q_B + K_{Li}(p_A - p_B) - K_{Le} \cdot p_B + \dot{x}\alpha A)$$

b. Blok diyagramları aşağıdaki gibi oluşturulur.



c. Silindirin açılması durumu, $\dot{x} > 0$

$$Q_A = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0 - p_A} = \dot{x}A$$

$$Q_B = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_B} = \dot{x} \alpha A$$

$$p_L = p_A - \alpha p_B$$

$$\frac{B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_B}}{\alpha} = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0 - p_A}$$

$$p_B = \frac{\alpha^2(p_0 - p_L)}{1 + \alpha^3}$$

$$p_A = \frac{\alpha^3 p_0 + p_L}{1 + \alpha^3}$$

Silindirin kapanması durumu, $\dot{x} < 0$

$$Q_A = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_A} = -\dot{x}A$$

$$Q_B = B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0 - p_B} = -\dot{x}\alpha A$$

$$p_B = \frac{p_0 - \alpha^2 p_L}{1 + \alpha^3}$$

$$p_A = \frac{\alpha p_0 + p_L}{1 + \alpha^3}$$

$$\left| \frac{\dot{x}_{açılma}}{\dot{x}_{kapanma}} \right| = \frac{A \cdot B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_0 - p_A}}{A \cdot B \cdot y_{max} \cdot \sqrt{p_A}} = \frac{\sqrt{p_0 - \frac{\alpha^3 p_0 + p_L}{1 + \alpha^3}}}{\sqrt{\frac{\alpha p_0 + p_L}{1 + \alpha^3}}} = \sqrt{\frac{p_0 - p_L}{\alpha p_0 + p_L}}$$

$$p_L = 0 \quad \text{için} \quad |\dot{x}_{açılma}| = \sqrt{\alpha} |\dot{x}_{kapanma}|$$

Örnek 27.6. Sabit yük altında kullanılmakta olan bir servo-pompanın baskın frekansı 5 HZ olarak verilmektedir. Bu hidrolik servo pompayı sürmek için uygun bir valf (Q_n , T_v) kullanılmaktadır (şekil 8.10).

Aşağıdaki veriler bilinmektedir, $\dot{V}_n = 35 \text{ l/dak}$ (servovalf anma debileri $\dot{V}_p = 70$

Vananın anma debisi, Q_n bar içindir)

Sistem basıncı, $p_0 = 140$ bar

Valf sürgüsünün maksimum stroku, $y_{vmax} = 2$ mm

Pompa ayar silindirinin maksimum stroku, $y_{max} = 3$ cm

Valf zaman sabiti, $T_v = 5$ ms

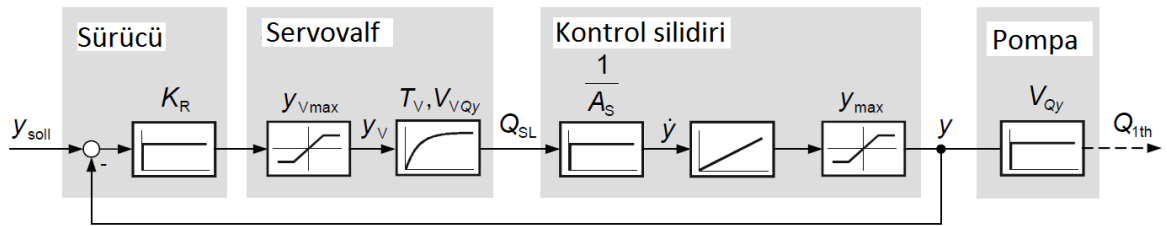
İstenenler;

- Servovalf bir PT1 eleman olarak davrandığına göre sistemin blok diyagramlarını oluşturunuz.
- Pompa ayar sisteminin rezonans frekansının minimum değerini hesaplayınız.

- Pompa ayar sisteminin minimum rezonans frekansını verecek ayar pistonu alanını hesaplayınız (burada kütle ve sürtünme kuvvetleri ihmal edilecektir).
- Kontrolör kazancı K_R ne olmalıdır?
- Pompa ayar sisteminin sönüm oranını (D_s) hesaplayınız.
- Pompa ayar sistemindeki maksimum güç kaybını hesaplayınız.
- Pompa ayar sistemi tasarlanırken göz önünde bulundurulması gereken basınç oranları nelerdir.

Cevaplar:

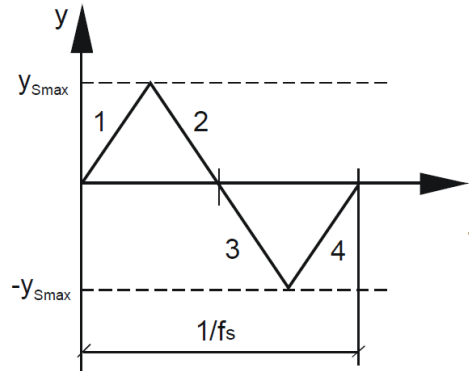
- Şekil 8.11 den,



- Servo valfin frekansı pompadan çok yüksektir ve ihmal edilebilir. Bu durumda,

$$f_s \geq 3 \cdot f_H \rightarrow f_s = 15 \text{ Hz}$$

- Burada 15 Hz lik frekansı garanti edecek debi ve alan gereklidir.



Servo valf maksimum akış hızında çalıştırılır ise, ayar pistonu maksimum hızda hareket eder.

$$Q_s = A_s \cdot \dot{y}_{smax} \quad \dot{y}_{smax} = 4 \cdot y_{smax} \cdot f_s \quad Q_s = Q_{0max}$$

$$Q_{0max} = Q_n \sqrt{\frac{p_{0s} - \Delta p_L}{p_n}} = 35 \frac{l}{dak} \sqrt{\frac{140 - 0}{70}} = 49,5 \text{ l/dak}$$

$$A_s = \frac{Q_{0max}}{4 \cdot y_{smax} \cdot f_s} = \frac{49,5 \times \frac{1000}{60} \text{ cm}^3/\text{s}}{4 \times 3 \text{ cm} \times 15 \text{ s}^{-1}} = 4,58 \text{ cm}^2$$

d. Yağın katılık değeri ve pistonun kütlesi nedeniyle zaman sabiti oluşur.

Valf, V_{VQy} ve T_v etkisi ile PT1 davranışı gösterir.

2. mertebeden davranış denklemi gösterir.

Denklem 8.65 den,

$$\omega_s = 2\pi f_s = \sqrt{\frac{K_R V_{VQy}}{A_s T_v}}$$

$$K_R = (2\pi f_s)^2 \frac{A_s T_v}{V_{VQy}} \quad V_{VQy} (p_L = 0) = \frac{Q_{0max}}{y_{vmax}}$$

$$K_R = \frac{(2\pi \times 15 \text{ s}^{-1})^2 \times 4,58 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 5 \times 10^{-3} \times 2 \text{ mm} \times 60 \text{ s}}{49,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3} = 0,049 \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

e. Pompa ayar sisteminin sönüm oranı (D_s), denklem 8.64 den yazılabilir.

$$D_s = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{A_s}{T_v K_R V_{VQy}}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{458 \text{ mm}^2 \times 60 \text{ s} \times 2 \text{ mm}}{5 \times 10^{-3} \text{ s} \times 0,049 \times 49,5 \times 10^6 \text{ mm}}} = 1,06$$

f. Sistemdeki maksimum güç kaybı pompa ayar pistonu hareket etmezken oluşur.

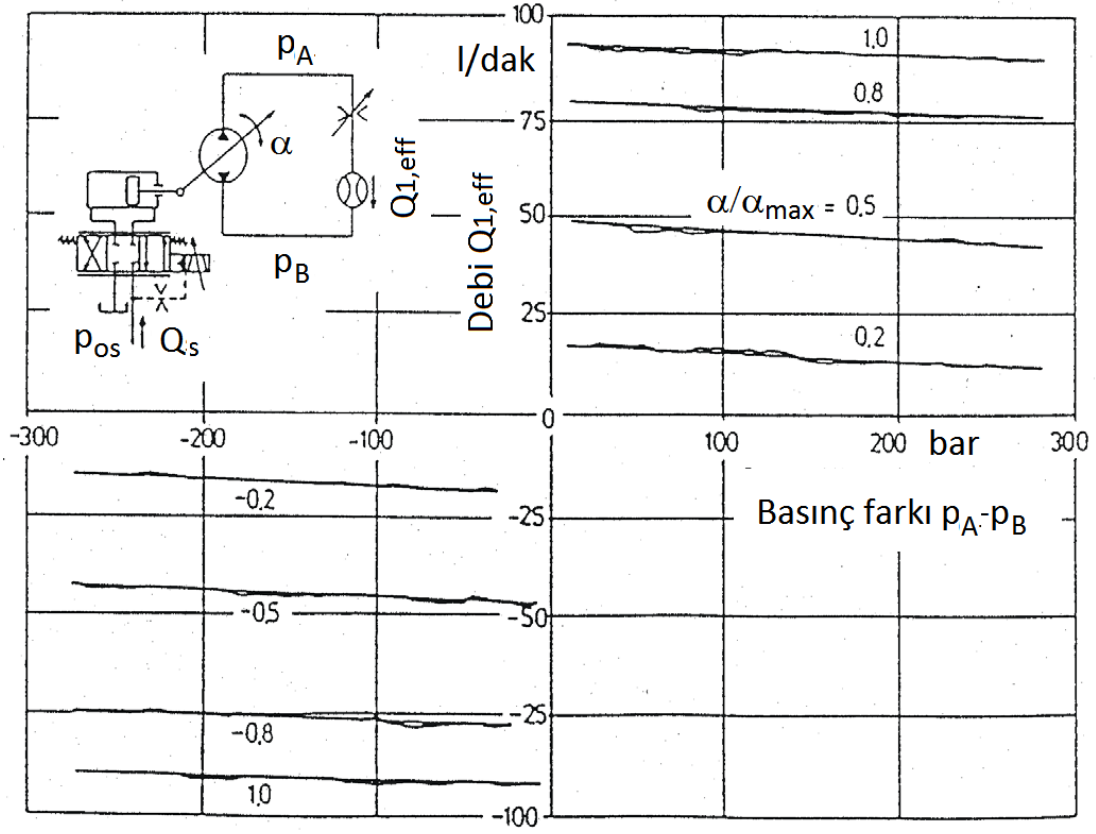
Konumu muhafaza etmek için pistonun arkasındaki basınç sabit olarak desteklenmelidir. Bu durumda ayar bölgesindeki debi bu bölgedeki basınç emniyet valfi üzerinden tanka dönecektir. Basınç kaynağı olarak sabit deplasmanlı pompa tanımlanır.

$$P_v = p_{0s} \cdot Q_{0max} = 11,55 \text{ kW}$$

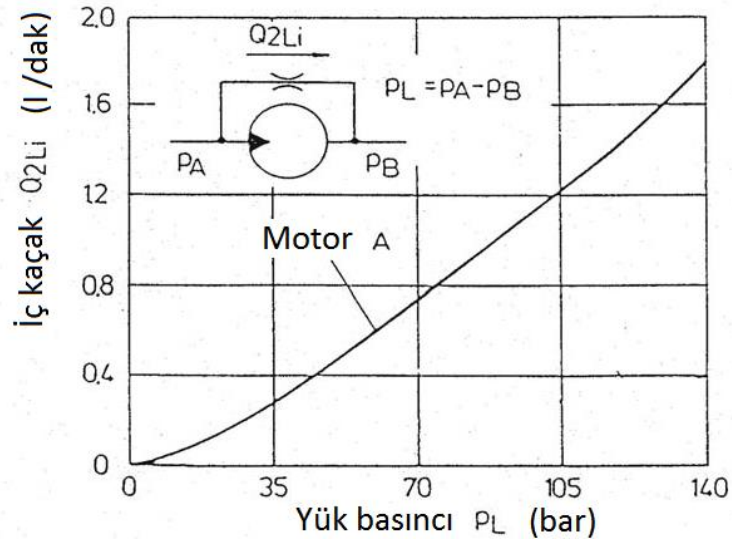
g. Konumlandırma sistemi bir sönüm, yay ve kütle sistemidir, burada etkili kuvvetin garanti edilebilmesi için besleme basıncı buradaki yük basıncından çok büyük olmalıdır. $p_{0s} < 0,3 p_{ls}$. Buradaki oran vana tasarlanırken dikkate alınmalıdır.

Örnek 27.7. Bir hidrolik sistemin, bir servo pompa ve bir sıfır geçişli servovalf tarafından tahrik edilmesi durumunu karşılaştırınız. Pompa ve valfin karakteristik değerleri aşağıdaki şekillerde verilmektedir.

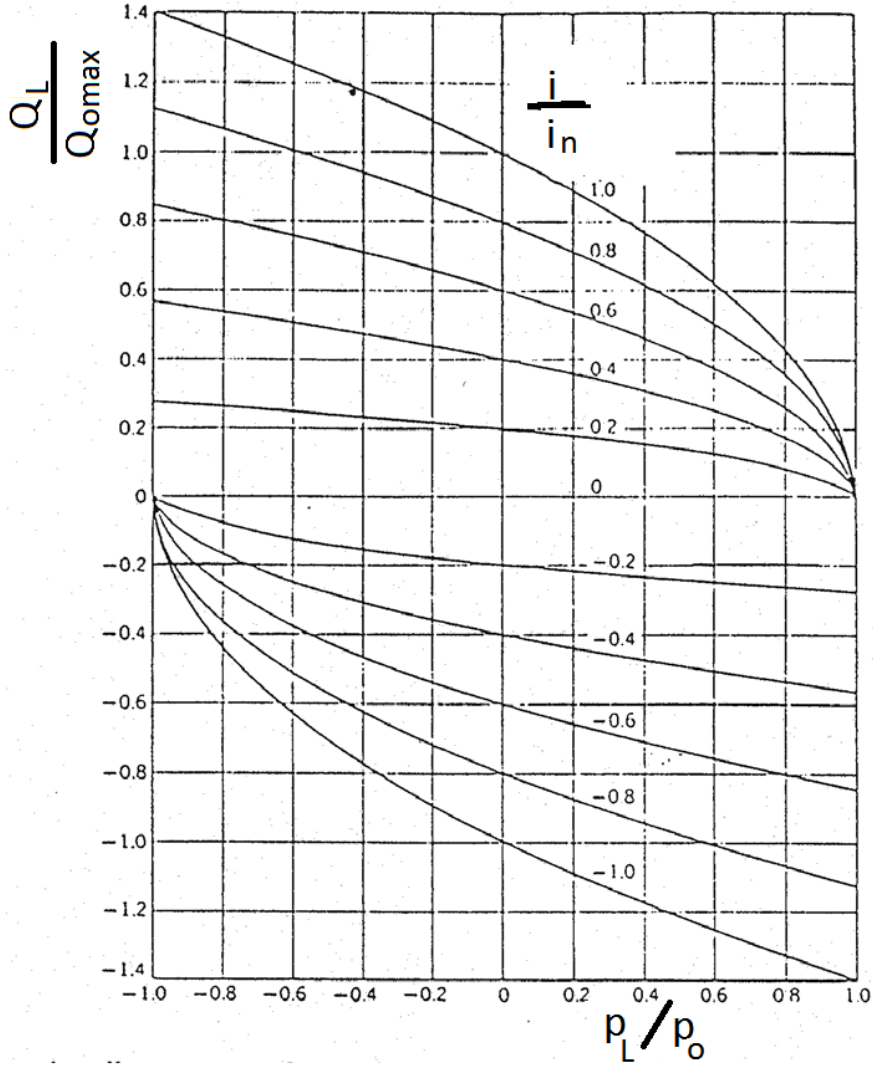
Hidrolik Güç İletim Mekanizmaları



Servo pompanın özellikleri



Hidrolik motorun iç kaçak eğrisi



Servovalfin özellikleri

Verilenler:

Pompa hacmi, $V_1=60 \text{ cm}^3/\text{dev}$

Maks. pompa debisi, $Q_{1,\text{th}}=90 \text{ l/dak}$

Servovalf anma debisi, $Q_n=55 \text{ l/dak}$ ($p_n=70 \text{ bar}$ için)

Valf besleme basıncı, $p_0=140 \text{ bar}$

Motor hacmi, $V_2=69 \text{ cm}^3/\text{dev}$

Yükün kütleli atalet momenti etkisi, $J_2=5 \text{ Nms}^2$

Hat hacmi, $V_T=1000 \text{ cm}^3$

Yağın hacimsel esneklik modülü, $E_y = 14000$ bar

İstenenler,

- a. Aşağıda verilen iki çalışma noktasında, motor dönme hızı, n_2 ve yük basıncı p_L olarak verilmektedir. Servo pompa ve servovalf için çalışma noktaları için karakteristik değerleri giriniz. Pompanın dış sızıntısı ihmal edilecektir.

Çalışma noktası 1: $n_2=1000$ d/dak ; $p_L=30$ bar

Çalışma noktası 2: $n_2=400$ d/dak ; $p_L=100$ bar

- b. Verilen çalışma noktalarında pompa ve valf için ayrı ayrı doğal frekans ve sönüm oranlarını bulunuz. Hıza bağımlı sürtünme ve kaçak etkileri ihmal edilecektir.

- c. Pozisyon kontrolü için kullanılabilecek kapalı çevrim kazancını kabaca hesaplayınız.

Çözümler:

- a. Servopompa için:

Servo pompada gerçek debi her zaman teorik debiden küçüktür.

$$Q_{1,eff} = Q_{2,th} + Q_{2,Li} + Q_{2,Le} \quad Q_{2,Le} \approx 0$$

$$Q_{1,eff} = n_2 V_2 + Q_{2,Li}$$

Hidrolik motorun iç kaçak değeri verilen şekilden bulunabilir.

Çalışma noktası	$Q_{2,Li}$ (l/dak)	$Q_{1,eff}$ (l/dak)
1	0,25	69,25
2	1,2	28,8

Servovalf için:

Valf debisi teoriktir. İlave kaçak motorda oluşur.

$$Q_{L,valf} = Q_{1,eff}$$

$p_0=140$ bar için valften geçebilecek maksimum debi, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{0,max} = Q_n \sqrt{\frac{p_0}{p_n}} = 77,78 \text{ l/dak}$$

$$\frac{Q_L}{Q_{0,max}} = \frac{Q_{1,eff}}{Q_{0,max}}$$

Çalışma noktası 1	$\frac{Q_L}{Q_{0,max}} = 0,89$	$\frac{p_L}{p_0} = 0,214$
Çalışma noktası 2	$\frac{Q_L}{Q_{0,max}} = 0,37$	$\frac{p_L}{p_0} = 0,714$

b. Tablo 8.1 den formüller uygulanır.

Hıza bağlı sızıntı ve sürtünme ihmal edilmiştir ($d_\phi = 0, K_{2Li\phi} = 0$), dinamik karakteristiklerin kaba hesaplanması için formüller 7.121-7.123 alınır.

Servovalf ile tahrik durumunda:

$$\omega_H = \frac{V_2}{2\pi} \sqrt{\frac{2}{J_2 \cdot C_H}}$$

$$D_H = \frac{\pi}{V_2} (V_{Qp} + K_{2,Lip}) \sqrt{\frac{2 \cdot J_2}{C_H}}$$

$$C_H = \frac{V_0 + V_{tot}}{E_y} = \frac{0,5 \cdot V_2 + V_T}{E_y} = \frac{0,5 \times 69 \text{ cm}^3 + 1000 \text{ cm}^3}{14000 \text{ N/cm}^2} = 0,00739 \text{ cm}^5/\text{N}$$

$$K_{2,Lip} = \frac{\partial Q_{2Li}}{\partial p_L}$$

Denklem 7.79 ve 7.43 den yararlanılabilir.

$$V_{Qp} = \frac{Q_{0,max}}{2p_0} \frac{i}{i_n} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}}}$$

$$\frac{i}{i_n} = \frac{Q_L}{Q_{0,max}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}}}$$

$$V_{Qp} = \frac{Q_L}{2(p_0 - p_L)}$$

	$K_{2,Lip}$ $l/(\text{dak. bar})$	V_{Qp} $l/(\text{dak. bar})$	ω_H $1/\text{s}$	D_H
Çalışma noktası 1	0,0106	0,31	8,08	8,95
Çalışma noktası 2	0,0138	0,36	8,08	10,43

Pompa ile tahrik durumunda:

$$\omega_H = \frac{V_2}{2\pi} \sqrt{\frac{2}{J_2 \cdot C_H}}$$

$$D_H = \frac{\pi}{V_2} (K_{1,Lip} + K_{2,Lip}) \sqrt{\frac{2 \cdot J_2}{C_H}}$$

$$C_H = \frac{0,5 \cdot (V_1 + V_2) + V_T}{E_y} = 0,0076 \text{ cm}^5 / N$$

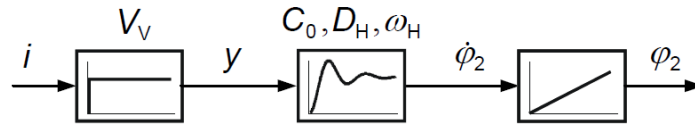
$$K_{2,Lip} = \frac{\partial Q_{1,eff}}{\partial p_L} = 0,0167 \frac{l}{dak} \quad \text{Diyagramda } \left[\frac{5 \text{ l/dak}}{300 \text{ bar}} \right]$$

	$K_{2,Lip}$ $l/(dak. bar)$	ω_H $1/s$	D_H
Çalışma noktası 1	0,0106	7,96	0,76
Çalışma noktası 2	0,0138	7,96	0,85

c. Kapalı çevrim kazancı,

Yaklaşık çözüm için aktüatörün zaman içindeki davranışlarındaki değişiklikler ihmal edilirse.

Yapı PT2 elemanı oluşan 3. mertebe bir sistem gibi dinamik davranır: (s256)



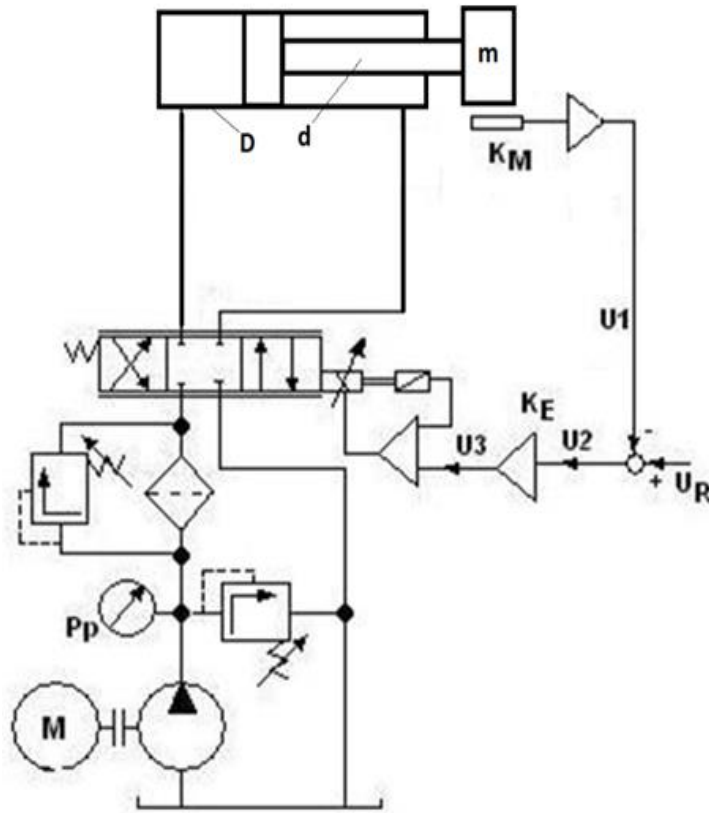
Hurwitz kriterine göre kararlı bir sistem için kapalı çevrim kazancı, $K_V < 2D\omega$

Pompa ile tahrik durumunda, $K_V < 12,1 \text{ s}^{-1}$

Servovalf ile tahrik durumunda, $K_V < 144,6 \text{ s}^{-1}$

Bu sonuçlara göre valf kontrolü yüksek çevrim kazancı sağlayacaktır.

Örnek 27.8. Şekilde servovalf ile konum kontrolü yapılan bir hidrolik silindir görülmektedir.



Verilenler:

Hidrolik silindir piston çapı, $D=100$ mm

Hidrolik silindir piston kolu çapı, $d=40$ mm

Hidrolik silindir stroğu, $h=400$ mm

Hidrolik sıvının elastiklik modülü, $E=15000$ bar

Hidrolik sistemde basınç ve dönme hatları için, hat çapı, $d_h=30$ mm

Hidrolik sistemde basınç hattı uzunluğu, $L_1=200$ mm

Hidrolik sistemde dönüş hattı uzunluğu, $L_2=200$ mm

Servovalfin doğal frekansı $\omega_v=450$ rd/s

Hidrolik silindirde hareketli kütleler, $m=1000$ kg

Devre debisi, $Q=200$ L/dak

Hidrolik sistemde ölçü cihazının kazancı, $H=K_M=20$ V/m

Servovalfin hidrolik kazancı, $K_H=2 \times 10^{-4}$ m³/s.V

İvmelenme zamanı $t=5.T$ (s) kabul edilecektir. Hareketin periyodu, $T_p=0,5$ s

Yük üzerinde etkili dış direnç kuvveti, $F_s=40000$ N

Pompa basıncı $p_p=280$ bar

İstenenler:

- Hidrolik silindirin açılması esnasında kullanılabilecek max. İvme değerini hesaplayınız.
- Hidrolik silindirin ileri hareketinde gerekli basıncı (yük basıncı, P_L) hesaplayınız.
- Kontrol sisteminde kullanılabilecek elektriksel kontrol kartının (OPAMP) kazancı ne olabilir.

Çözüm

- Basınç hat hacmi=Dönüş hat hacmi

$$V_h = \frac{\pi d_h^2}{4} \cdot L_1 = \frac{\pi x 3^2}{4} x 20 = 141,4 \text{ cm}^3$$

Silindirin piston alanı, $A_p = \pi D^2/4 = \pi x 10^2/4 = 78,5 \text{ cm}^2$

Silindirin halka alanı, $A_N = \pi(D^2 - d^2)/4 = \pi x (10^2 - 4^2)/4 = 66 \text{ cm}^2$

Hidrolik silindirin doğal frekansı,

$$\alpha = A_N/A_p = 0,84$$

$$f_{Hmin} = \frac{(1 + \sqrt{\alpha})}{2\pi} \sqrt{\frac{E_y \cdot A_p}{m \cdot (h + L_1 + L_2)}} = \frac{(1 + \sqrt{0,84})}{2\pi} \sqrt{\frac{15000 x 78,5 x 10}{1000 x (0,4 + 2 x 0,2)}} = 37 \text{ Hz}$$

$$\omega_{0s} = 2\pi f_{Hmin} = 2\pi x 37 = 232,4 \text{ rd/s}$$

Hidrolik sistemin doğal frekansı,

$$\omega_0 = \frac{\omega_{0s} \cdot \omega_{0v}}{\omega_{0s} + \omega_{0v}} = \frac{232,4 x 450}{232,4 + 450} = 153,2 \text{ rd/s}$$

Hidrolik sistemin açık çevrim kazancı, $K_V \leq \omega_0/9 = 153,2/9 = 17 \text{ s}^{-1}$

Sistemin zaman sabiti, $T = 1/K_V = 0,059 \text{ s}$

İvmelenme zamanı, $t = 5 \cdot T = 0,29 \text{ s}$

Hidrolik silindirin açılma hızı,

$$v = \frac{s}{T_p - t} = \frac{0,4}{2 - 0,29} = 0,23 \text{ m/s}$$

Doğrusal hareketin ivmesi, $a = v/t = 0,79 \text{ m/s}^2$

b. İvme kuvveti, $F_i = m \cdot a = 1000 \times 0,79 = 790 \text{ N}$

Toplam direnç kuvveti, $F = F_s + F_i = 40790 \text{ N}$

Bu kuvveti oluşturmak için gerekli basınç, $p_L = F/A_p = 52 \text{ bar}$

Optimal güç aktarımı için pompa basıncı, $p_p = 3 p_L/2 = 78 \text{ bar}$

c. Elektriksel kontrol kartının kazancı,

$$K_E = \frac{K_V A_P}{K_H K_M} = \frac{17 \times 78,5 \times 10^{-4}}{2 \times 10^{-4} \times 20} = 33,3 \text{ V/V}$$

Kaynaklar

1. Kitaplar

- Güç Hidroliği, M.J. Pinches, J.G. Ashby
- Hidrolik, Cilt 1-6, Bosch-Rexroth
- Hidrolik, Festo
- Hidrolik Akışkan Gücü, F. Özcan, Mert Hidrolik
- Fluid Power Engineering, M.G. Rabie
- Servohydraulik, Prof.Dr. Ing. Hubertus Murrenhoff

2. Yazılımlar

- Automation Studio
- MATLAB-Simhydraulic
- Amesim
- FluidSIM
- Hypneu