

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ


79242


HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMLERİNİN  
BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

Mak. Müh. Serçin BASUT


F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Doç. Dr. S. BEKDEMİR  


Prof. Dr. A. BAYÜLKEN  


Tez Danışmanı : Doç. Dr. Şükrü BEKDEMİR

Y. Doç. Dr. R. ÖZTÜRK  


İSTANBUL, 1998

## İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Hidrolik Güç Sistemlerine Genel Bir Bakış .....	2
1.1.1 Hidrolik sistemlerin sınıflandırılması .....	3
1.1.1.1 Açık sistemler .....	3
1.1.1.2 Kapalı sistemler .....	3
2. HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN ELEMENLAR ve İŞLEVLERİ.....	5
2.1 Hidrolik Silindirler.....	5
2.1.1 Tek etkili silindirler.....	5
2.1.2 Çift etkili silindirler.....	5
2.1.3 Teleskopik silindirler .....	5
2.2 Dairesel Hareketlendiriciler (Hidromotorlar).....	6
2.3 Hidrolik Pompalar.....	7
2.3.1 Dişli pompalar .....	8
2.3.2 Paletli pompalar .....	9
2.3.3 Radyal pistonlu pompalar.....	10
2.3.4 Eksenel pistonlu pompalar .....	11
2.4 Valfler.....	14
2.4.1 Yön kontrol valfleri.....	14
2.4.2 Akış kontrol valfleri .....	16
2.4.2.1 Yüke gidişi kısın akış kontrol valfleri .....	16
2.4.2.2 Yükün dönüş hattını kısın akış kontrol valfleri.....	17
2.4.2.3 Ana hatta basılan yağın bir miktarının akış kontrol valfi vasıtasıyla silindire tahliye edilmesi.....	17
2.4.2.4 Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfleri.....	18
2.4.3 Çekvalfler .....	18
2.4.4 Ön uyarlı çekvalfler .....	19
2.4.5 Ön doldurma valfleri.....	19
2.4.6 Basınç emniyet valfleri.....	20
2.4.6.1 Direkt uyarılı basınç emniyet valfleri .....	20

2.4.6.2	Pilot uyarılı basınç emniyet valfleri.....	21
2.4.6.3	Basınç düşürücü emniyet valfleri.....	21
2.4.6.4	Sıralama valfleri.....	21
2.4.6.5	Karşı denge valfleri.....	22
2.4.6.6	Boşaltmalı emniyet valfleri .....	22
2.4.6.7	Akü doldurma valfleri .....	22
2.4.7	Basınç düşürücü valfler .....	22
2.4.8	Oransal valfler .....	22
2.4.9	Servo valfler .....	25
2.4.10	Kartiç valfler .....	26
2.5	Hidrolik Aküler.....	27
2.5.1	Balonlu tip .....	27
2.5.2	Membranlı tip .....	28
2.5.3	Pistonlu tip.....	28
2.6	Basınç Şalterleri.....	29
2.7	Ölçü ve Kontrol Cihazları .....	30
2.8	Isıtıcılar ve Soğutucular .....	30
2.8.1	Isıtıcılar.....	30
2.8.2	Soğutucular.....	31
2.8.2.1	Sulu tip soğutucular .....	31
2.8.2.2	Havali tip soğutucu .....	32
2.9	Hidrolik Filtreler .....	32
2.9.1	Filtre gövdeleri.....	33
2.9.2	Filtre elemanları.....	34
2.9.3	Kirlilik göstergeleri .....	35
2.10	Hidrolik Akışkanlar.....	35
2.11	Sızdırmazlık Elemanları.....	35
2.11.1	O-Ringler .....	36
2.11.2	Yağ keçeleri.....	36
2.12	Bağlantı Elemanları Ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler ...	36
2.12.1	Çelik çekme borular .....	36
2.12.2	Esnek hortumlar .....	37
2.12.3	Bağlantı elemanları .....	37
2.13	Hidrolik Depolar .....	37
2.14	Diğer Elemanlar .....	39
3.	HİDROLİK SİSTEM TASARIMI.....	40
3.1	Sistem Basıncının Belirlenmesi.....	40
3.2	Yük Değerlerinin Belirlenmesi.....	40
3.3	Hidrolik Hareketlendirici Seçimi.....	40
3.3.1	Doğrusal hareketlendirici (Silindir) seçimi .....	41
3.3.2	Dairesel hareketlendirici (Hidromotor) seçimi.....	44
3.3.3	Valf seçimi.....	46
3.3.3.1	Çekvalf seçimi .....	46
3.3.3.2	Yön kontrol valfi seçimi.....	47
3.3.4	Hidrolik iletim hatlarının seçimi.....	47

3.3.5	Filtre seçimi .....	52
3.3.5.1	Emiş filtreleri .....	52
3.3.5.2	Basınç filtreleri .....	52
3.3.5.3	Dönüş filtreleri .....	52
3.3.6	Pompa seçimi .....	53
3.3.6.1	Sistem debisinin tayini .....	53
3.3.6.2	Sistem basıncının tayini .....	53
3.3.7	Filtre seçimi .....	55
3.3.8	Depo seçimi .....	55
3.3.9	Akü seçimi .....	55
3.3.10	Basınç emniyet valfi seçimi .....	56
4.	<b>HİDROLİK SİSTEMLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ..</b>	<b>57</b>
4.1	Giriş .....	57
4.2	Dizayn Algoritması .....	57
4.3	Program Algoritmaları ve Çalışma prensipleri .....	58
4.3.1	Hidrolik silindir modülü .....	60
4.3.1.1	Hidrolik silindir sorgu formu .....	60
4.3.1.2	Silindir hesap formu .....	61
4.3.2	Çekvalf modülü .....	62
4.3.2.1	Çekvalf sorgu formu .....	63
4.3.2.2	Çekvalf hesap formu .....	63
4.3.3	Yön kontrol valfi modülü .....	64
4.3.3.1	Yön kontrol valfi sorgu formu .....	64
4.3.3.2	Yön kontrol valfi sonuç formu .....	65
4.3.4	Hidrolik boru modülü .....	66
4.3.4.1	Hidrolik boru sorgu formu .....	66
4.3.4.2	Hidrolik boru hesap formu .....	67
4.3.5	Hidrolik pompa modülü .....	68
4.3.5.1	Hidrolik pompa sorgu formu .....	68
4.3.5.2	Hidrolik pompa sonuç formu .....	69
5.	<b>SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....</b>	<b>70</b>
	<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>71</b>
	<b>EK 1 HİDROLİK SİSTEM DEVRE SEMBOLLERİ .....</b>	<b>72</b>
	<b>EK 2 REXROTH KATALOĞU İLGİLİ SAYFALARI .....</b>	<b>79</b>
	<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>100</b>

## SİMGE LİSTESİ

Aring	Silindir piston alt yüzey halka alanı	[ m <sup>2</sup> ]
Asil	Silindir piston üst yüzey alanı	[ m <sup>2</sup> ]
D	Boru iç çapı	[ mm ]
dP	Basınç farkı	[ bar ]
Dpk	Silindir piston kolu çapı	[ m ]
Dpkmin	Piston kolu minimum çapı	[ cm ]
Dsil	Silindir çapı	[ m ]
E	Elastisite modülü	[ daN/cm <sup>2</sup> ]
F	Yük miktarı	[ daN ]
Fg	Silindirin geri gelirken uygulayacağı kuvvet	[ daN ]
Fi	Silindirin iş strokunda uygulayacağı kuvvet.	[ daN ]
Fiş	En çok çalışma yükü	[ daN ]
J	Atalet momenti	[ cm <sup>4</sup> ]
K	Burkulma Yüğü	[ daN ]
K <sub>f</sub>	Filtre kayıp katsayısı	[ bar.s/lt ]
l	Boru boyu	[ m ]
liş	İş uzunluğu	[ m ]
M	Tork	[ daNm ]
n	Devir sayısı	[ d/d ]
P	Döndürücü güç	[ kW ]
P <sub>0</sub>	Hidromotorun çıkış tarafındaki basınç	[ bar ]
P <sub>1</sub>	Hidromotorun giriş tarafındaki basınç	[ bar ]
Ph	Silindir piston tarafındaki basınç	[ bar ]
Pr	Silindir piston kolu tarafındaki basınç	[ bar ]
Psis	Sistem basıncı	[ bar ]
Q'	Silindiri ileri götürmek için gerekli debi	[ m <sup>3</sup> /s ]
Q	Filtre debisi	[ lt/s ]
Qsis	Sistemin debisi	[ m <sup>3</sup> /s ]
R	Hidrolik motorun mil merkezi ile yük arasındaki radyal mesafe	[ m ]
Re	Reynold sayısı	

S	Silindir stroku	[ m ]
Sem	Emniyet katsayısı	
Sk	Serbest burkulma boyu	[ cm ]
V	Borudaki akış hızı	[ mm/s ]
Vg	Silindirin geri gelirken hızı.	[ m/s ]
Vgeo	Pompanın geometrik deplasmanı	[ m <sup>3</sup> /dev ]
Vi	Silindirin iş stokundaki hızı	[ m/s ]
W	Pompa gücü	[ kW ]
$\omega$	Açısal hız	[ 1/s ]
$\rho$	Akışkanın yoğunluğu	[ kg/lt ]
$\lambda$	Boru sürtünme katsayısı	
$\Delta P$	Basınç kaybı	[ bar ]
$\Delta P_f$	Filtredeki basınç kaybı miktarı	[ bar ]
$\eta_m$	Mekanik verim	[ % ]
$\eta_{mh}$	Mekanik hidrolik verim	[ % ]
$\eta_t$	Toplam verim	[ % ]
$\eta_v$	Volümetrik verim	[ % ]
$\nu$	Akışkanın kinematik viskozitesi.	[ cSt (mm <sup>2</sup> /s)]

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Açık sistem hidrolik güç sistemi.....	3
Şekil 1.2	Kapalı sistem hidrolik güç sistemi.....	4
Şekil 2.1	Dıştan dişli pompa .....	9
Şekil 2.2	Geretör tip pompa .....	9
Şekil 2.3	Dengelenmiş türde paletli pompa .....	10
Şekil 2.4	Radyal pistonlu pompa.....	11
Şekil 2.5	Değişken deplasmanlı aksel tip pompa .....	12
Şekil 2.6	Değişken deplasmanlı eğik aksel tip pompa.....	13
Şekil 2.7	eğik aksel pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi.....	13
Şekil 2.8	Direk uyarılı tip yön kontrol valfi.....	15
Şekil 2.9	Pilot uyarılı tip yön kontrol valfi .....	15
Şekil 2.10	Yüke gidişi kısın akış kontrol valfi .....	16
Şekil 2.11	Yükün dönüş hattını kısın akış kontrol valfi.....	17
Şekil 2.12	Akış kontrol valfleri ile silindir hızının değiştirilmesi.....	18
Şekil 2.13	Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfi.....	18
Şekil 2.14	Çekvalf .....	19
Şekil 2.15	Ön uyarılı çekvalf.....	19
Şekil 2.16	Ön doldurma valfi .....	20
Şekil 2.17	Pilot uyarılı oransal valf .....	23
Şekil 2.18	Servo valf.....	25
Şekil 2.19	Servo valfin çalışma prensibi.....	25
Şekil 2.20	Kartiç valfler.....	26
Şekil 2.21	Balonlu tip akü.....	28
Şekil 2.22	Pistonlu tip akü .....	29
Şekil 2.23	Basınç şalteri.....	29
Şekil 2.24	Isıtıcı.....	31
Şekil 2.25	Sulu tip soğutucu .....	31
Şekil 2.26	Havalı tip soğutucu .....	32
Şekil 2.27	Dönüş filtresi .....	33
Şekil 2.28	Basınç filtresi .....	34
Şekil 2.29	Filtre elemanı .....	34
Şekil 2.30	Hidrolik depo .....	39
Şekil 3.1	Boru iç çapı diyagramı .....	50
Şekil 3.2	Bağlantı elemanları basınç kayıpları monogramı .....	51
Şekil 4.1	HESP ana modülü ve giriş formu .....	59
Şekil 4.2	HESP programı ana algoritması.....	59
Şekil 4.3	Hidrolik silindir modül algoritması.....	60
Şekil 4.4	Silindir sorgu formu .....	61
Şekil 4.5	Silindir sonuç formu.....	62
Şekil 4.6	Çekvalf modül algoritması .....	62
Şekil 4.7	Çekvalf sorgu formu .....	63
Şekil 4.8	Çekvalf hesap formu .....	63
Şekil 4.9	Yön kontrol valfi modül algoritması.....	64
Şekil 4.10	Yön kontrol valfi sorgu formu.....	65

Şekil 4.11	Yön kontrol valfi sonuç formu .....	65
Şekil 4.12	Hidrolik boru modül algoritması .....	66
Şekil 4.13	Hidrolik boru sorgu formu.....	67
Şekil 4.14	Hidrolik boru hesap formu .....	67
Şekil 4.15	Hidrolik pompa modül algoritması.....	68
Şekil 4.16	Hidrolik pompa sorgu formu .....	68
Şekil 4.17	Hidrolik pompa sonuç formu.....	69



## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Motor hızı - Tork değerleri.....	7
Çizelge 3.1	Piston kolu serbest bel verme uzunluğu ve montaj şekli arasındaki ilişki.....	42
Çizelge 3.2	Hidromotor verimleri .....	45
Çizelge 3.3	Pompa verimleri.....	55



## ÖNSÖZ

Tez adıyla başlayıp, tezin hazırlanmasında yardımcı olan kişilerin isimleriyle devam eden, tek cümle teşekkür yazılarını hep klasik bulmuşumdur. Onun yerine gönülden teşekkürü borç bildiğim insanların listesini yapmak istiyorum.

Tez hocam, sayın;  
Doç. Dr. Şükrü BEKDEMİR

Hocam, sayın;  
Öğr. Gör. İsrail PESELİK

Çalışma arkadaşlarım, dostlarım ;  
Mak. Yük. Müh. Burhanettin ÇETİN  
Mak. Yük Müh. Tarkan SANDALCI  
Mak. Yük Müh. H. Hüseyin ERDEM  
Mak. Yük. Müh. S. Hakan SEVİLGİN

Bizer Mühendislik Ltd.Şti. yetkilisi, dostum;  
Mak. Müh. Alpay ALİCİK

Hidropar A.Ş. Yetkilileri ;  
Mak. Yük. Müh. Can GAVRİLİDİS  
Mak. Yük. Müh. Tayfun ARIN

Meslekdaş adayım;  
Erkan LATİFOĞLU

Dayım;  
Mehmet RENÇBER

Annem;  
Öğretmen Temruz BASUT

Babam;  
Albay Orhan BASUT

## ÖZET

**Hidrolik güç sistemlerinin tasarımı yapılırken uygun eleman seçimi en önemli hususlardan birisidir. Büyük ölçüde bilgi ve tecrübe gerektiren bu konuda tasarımcıya yardımcı olmak üzere bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu tezde; hidrolik sistemlerde kullanılan temel hidrolik elemanların tanıtımı yapıldıktan sonra hidrolik eleman seçimi yapabilmek için gerekli kriterler anlatılmıştır.**

**Hidrolik eleman seçici program (HESP) Windows 95 ortamında Ms. Visual Basic 5.0 programlama diliyle geliştirilmiştir. Programı geliştirmek için çeşitli hidrolik elemanların matematik modelleri çıkartılıp, data dosyasını işleyebilecek program modülleri haline getirilmiştir. Bütün bu modüller tek bir ana program altında birleştirilmiştir. Data dosyası oluşturulması için Rexroth firması kataloğu seçilmiştir. Programın kullanıcı klavuzu şeklinde olan 4. Bölümde programın çalışma şekli, algoritmaları anlatılmıştır ve program arayüzleri verilmiştir.**

## **ABSTRACT**

**Selecting the suitable element is one of the most important point in hydraulic power system designing. Since the subject needs great amount of knowledge and experience. A computer programme is developed to help the designer. In this thesis, firstly basic hydraulic elements, then the requiring criteria which is needed to select hydraulic elements are determined.**

**Hydraulic Element Selecting Programme (HESP) is developed with MS. Visual Basic v5.0 (C) on a PC having the operation system MS. Windows 95 (C). While the improvement of the programme; firstly each hydraulic element is converted into mathematical models, then these models are transformed into program source codes in which the main programme can get the input values. After that all of these small compiled modules are combined under one main programme module.**

**Catalogues of Rexroth Co. are used to build up the data sources of the programme. In Chapter 4, you can find some screenshots and the algorithm of the main programme (HESP) like a user guide.**



## 1. GİRİŞ

Mekanik enerjinin üretimi ve kullanımı, çağlar boyunca insanlık için vazgeçilmez olmuştur. Enerjiyi üreten insanoğlu, çeşitli enerji üretim yöntemleri geliştirmiş, enerjiden yararlanma yöntemlerini geliştirmiştir. Ancak enerjinin iletimi insanlık için daima engel çıkarmış, verimli bir şekilde enerjinin iletimi için bilim adamları yüzyıllardır çalışmışlardır. İnsan ihtiyaçları arttıkça otomasyon konusu gündeme gelmiş, enerjinin en az maliyetle üretilmesi ve az kayıpla taşınması kaçınılmaz olmuştur. Önceleri sadece mekanik bilimi bu ihtiyaçları bir derece karşılasa da, tek başına yetersiz kalmıştır. Değişen ihtiyaçlar güç iletimi konusunda mekaniğin dışında elektrik, elektronik, hidrolik ve pnömatik gibi yöntemlerin gelişmesine neden olmuştur. Bu seçeneklerin her birinin değişik uygulama alanları olup, hidrolik sistemlerin çok değişik kumanda şekillerine ve büyük güçlerin iletimine olanak vermesi bu yöntemin seçilmesindeki en önemli nedenlerden biri olmuştur.

Hidrolik sistemler büyük kuvvetlerin kumandasını gerektiren yerlerde, preslerde, takım tezgahlarında, plastik enjeksiyon ve şişirme makinalarında, demir çelik endüstrisinde, inşaat mühendisliğinde, baraj ve bentlerde, köprü hareketlerinde, maden makinalarında, türbin ve reaktörlerde, iş makinalarında, ekskavatörlerde, otomotiv endüstrisinde, uçak ve uzay sanayiinde, gemi ve askeri savunma sanayiinde ve bunların dışında kalan bazı özel uygulamalarda kullanım sahası bulmuştur.

Endüstriyel hidrolik kavramı, kuvvet ve hareketin bir akışkan vasıtası ile iletimi ve denetimini kastetmektedir. Bu tanım kullanılan akışkandan yola çıkarak iki grupta toplanmaktadır. Hidrolik ve pnömatik. Pnömatik sistemlerde hava ve gaz gibi akışkanlar kullanılmaktadır. Bunlar sıkıştırılabilir özellikte olduğu için büyük kuvvetlerin üretilmesinde kullanılamazlar. Hidrolik sistemlerde ise su ve yağ kullanılır. Yani sıkıştırılmayan akışkanlar. Su, metal yüzeylerde aşındırıcı ve korozyon etkisinden dolayı çok dar bir kullanım alanı bulmuştur. Hidrolik sistemlerde, genellikle madensel esaslı yağlar ve bazı glikol çözeltileri akışkan olarak kullanılır.

Hidrolik sistemlerin enerji iletiminde birçok kolaylıkları ve diğer sistemlere göre birçok avantajları vardır. Bunlar :

- Küçük hacimde büyük kuvvetler, büyük momentler elde edilir. (güç yoğunluğu)
- Kuvvet gerekirse kendiliğinden oluşur.
- Sistem durgunken tam yükte harekete geçirmek mümkündür.
- Hız, kuvvet ve moment kademesiz olarak kolayca ayarlanabilir.
- Fazla yük durumundan kolayca korunulabilir.
- Çok hızlı ve çok yavaş hareketler büyük bir duyarlılıkla denetlenebilir.
- Gazlar yardımıyla bir miktar enerji depolanabilir.
- Aynı şekilde gazlar yardımıyla sistemde oluşacak titreşimler giderilebilir.

Hidrolik sistemlerin dezavantajları ise şöyle sıralanabilir:

- Hassasiyetin artmasıyla maliyet artmaktadır.
- Hidrolik elemanlar çok dar toleranslarda imal edildiği için kirliliğe karşı çok duyarlıdır.
- Kullanılmakta olan hidrolik sıvıların bazıları yanıcı olduğundan kaçak sonucu yangın tehlikesi oluşabilir.
- Hidrolik sıvılar sistemde olabilecek sızıntılar sonucu ortama yayılıp kirliliğe neden olabilirler.

Hidrolik sistemlerin sağladığı birçok avantaja rağmen, yanlış kullanım sonucu veya yanlış dizayn sonucu üretkenliğin azaldığı görülmektedir. Bu tezin amacı, hidrolik sistemlerin bilgisayar ortamında incelenip, tasarımda bilgisayarın, kullanıcıya, seçilecek elemanları tavsiye etmesidir. Bu yöntemle karşılaşılan bir çok problemi ortadan kalkabilir ve daha verimli çalışacak makineler dizayn edilebilir.

Bu tezin amacı, hidrolik sistem hesaplarını yapan, güvenilir ve minimum boyutlarda elemanları belirleyen bir bilgisayar programı geliştirmeye yöneliktir. Bu amaçla hidrolik sistem elemanlarının tanıtımı yapıp dizayn kriterleri belirlenecektir.

### **1.1 Hidrolik Güç Sistemlerine Genel Bir Bakış**

Teknik anlamda hidrolik güç sistemleri, gücün üretilmesi, dağıtılması, yönlendirilmesi ve kontrolünü içerir. Tipik bir hidrolik sistemde, pompa, depodan emdiği akışkanı

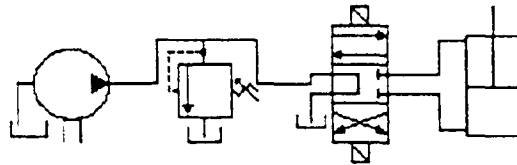
hareketlendiriciye basar. Hareket, doğrusal veya dairesel olarak bu hareketlendiricide oluşur. Sistemde, akışkanı iletmek için borular, yönlendirilmesi, basınç ve debi kontrolü içinse çeşitli valfler kullanılır. Akışkanı temizlemek için filtreler, gerektiğinde soğutmak için soğutucular ve şartlandırıcılar kullanılabilir. Hidrolik sistemlerin en büyük avantajı olan hidrolik akümülatörler gerektiğinde kullanılmak üzere bir miktar basınçlı akışkan depo edebilirler.

### 1.1.1 Hidrolik sistemlerin sınıflandırılması

Hidrolik güç sistemleri; sabit veya değişken hızlardaki yükleme şartlarının optimum basınç gereksinimine göre dizayn edilirler. Hidrolik güç sistemlerini temel olarak iki grupta incelemek mümkündür. Bunlar açık sistemler ve kapalı sistemlerdir.

#### 1.1.1.1 Açık sistemler

Açık sistemlerde sabit hız ve düzenli hal şartları vardır. Sistemdeki pompa deplasmanı (debisi) sabittir. Bu da sabit bir hız üretilmesine neden olur. Basınç debiden bağımsızdır. Yani sistem basıncı değişse bile debi sabit kalır. Akışkan depodan pompa vasıtasıyla emilir, yön kontrol elemanının vasıtasıyla dağıtılır hareketlendiricide istenilen işi yaptıktan sonra depoya geri döner. Açık sistemler herhangi bir geri besleme mekanizmasına (feed-back mechanism) sahip değildirler. Bir operatörün devamlı sistemi yönetmesini gerektirirler. Şekil 1.1 'de tipik bir açık sistem hidrolik güç devresi görülmektedir.

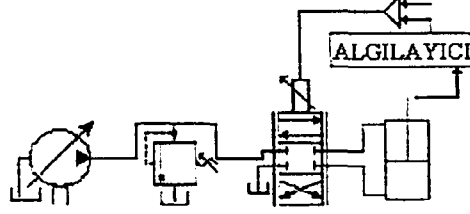


Şekil 1.1 Açık sistem hidrolik güç sistemi

#### 1.1.1.2 Kapalı sistemler

Kapalı sistemlerin en önemli özelliği geri besleme mekanizmasının oluşudur. Bu mekanizma şöyle işlemektedir. Sistemin gerekli yerlerine koyulan problemler sayesinde yön kontrol valflerine etki edilip akışkanın yönü değiştirilebilir. Gerektiğinde pompa debisi artırılabilir. Sistemde geri besleme elektronik olarak yapılabileceği gibi, hidrolik olarak

ta pilot uyarıcı hatlar sayesinde yapılabilir. Şekil 1.2 'de tipik bir kapalı sistem hidrolik güç devresi görülmektedir.



**Şekil 1.2. Kapalı sistem hidrolik güç sistemi**

## **2. HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN ELEMANLAR ve İŞLEVLERİ**

### **2.1 Hidrolik Silindirler**

Hidrolik devrelerde; pompanın devreye verdiği basıncı doğrusal hareket olarak mekanik enerjiye çeviren devre elemanlarına “Hidrolik Silindirler” adı verilir. Silindirler başlıca üç çeşittir; Tek etkili silindirler, Çift etkili silindirler ve teleskopik silindirler.

#### **2.1.1 Tek etkili silindirler**

İleri hareketin devrede yağ basıncıyla gerçekleştiği, geri hareketin ise; silindir mili kendi ağırlığı, karşı ağırlık veya yay kuvveti gibi çeşitli karşı kuvvetlerle gerçekleştirildiği silindirlere tek etkili silindirler denir. Bu silindirlerde, piston göbeği bulunmayabilir. Böylesi durumlarda, piston milinin kendisi göbek işlevi görür. Kuşkusuz bu, imalatı kolaylaştıran ve maliyeti düşüren bir durumdur.

#### **2.1.2 Çift etkili silindirler**

Bir yada iki piston miline sahip olan ve sistem basıncı ile iki doğrultuda da kuvvet oluşturabilen silindirlere “çift etkili silindir” denir. Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan silindirler bu tip silindirlerdir. Bu silindirlerde belirli bir üst hız limitinin üzerine çıkıldığında darbeli çalışma oluşur. Bunu önlemek amacıyla yastıklama burçları kullanılır.

#### **2.1.3 Teleskopik silindirler**

İç içe geçmiş birkaç silindirden meydana gelir. Silindirler birbirini içinde kayarak hareket ederler. 70 ila 105 bar arasında çalışan bu silindirler tek veya çift etkili olarak yapılırlar. Bu silindirlerle küçük bir hacimde, büyük bir silindir strok uzunluğuna ulaşır. Silindir uzunluğu tek silindirli silindire göre biraz fazladır. Basınç etkili yüzeyin büyüklüğüne ve yüke göre değişir. Sonuç olarak büyük silindir önce hareket eder. Bu anda her kademedeki gerekli basınç artar. Çünkü yük sabit kalırken etkili olan yüzey küçülmektedir. Sabit debide silindirlerin dışarı hareket hızı her kademedeki artış göstermektedir. İçeri doğru harekette kademe sırası dış yük nedeniyle ters yönde olup ilk olarak küçük silindir hareket eder. Uygulamalarda daha çok diferansiyel silindirler kullanılmaktadır.

## 2.2 Dairesel Hareketlendiriciler (Hidromotorlar)

Hidrolik motorlar hidrolik enerjiyi torka ve sonuç olarak güce dönüştürürler. Motorlar, yapıları yönünden hidrolik pompalarla büyük bir benzeşim gösterirler. Gerçekte, pompaların pek çoğu, aynı zamanda motor olarak ta kullanılmaktadır. Pompaların gerçekleştirdiği gibi sisteme akışkan basmak yerine, motorlar, tork geliştirmek ve sürekli dönme hareketi sağlayacak şekilde kullanılırlar.

Hidrolik motorlar iki ana sınıfa ayrılırlar. Bunlar :

I. Jeneratif tipte hidrolik motorlar : Çalıştırma elemanı olarak jeneratif bir birimin (dişli, kanatlı, gerotor vb.) kullanıldığı tipteki motorlardır.

Bu tip motorlarda çalıştırma elemanı için belirli bir büyüklük tasarlandığında, motordan farklı kapasitede ve güçte çıkışlar elde edilebilir. Uç plakaları ve motor gövdesi arasındaki temas yüzeyinde etkin bir sızdırmazlı sağlamak güçtür. Hızlandırılmış (rejeneratif) motorlarda sızıntılar her zaman vardır. Ancak pompanın düşük basınçta çalıştırılması ile bu sızıntılar etkin bir biçimde azaltılabilir. (Genelde 200 bardan daha düşük basınçlarda) Bu basınçlarda sızdırmazlığın sağlanması sebebi ile parçalar arasında yüksek sürtünme kuvveti meydana gelir. Bu nedenle jeneratif motorların hacimsel ve mekanik verimleri diğerlerine nispeten daha düşüktür. Ancak modern işletme teknikleri ile hassas birimlerin hacimsel verimi %95 i geçebilir. Bazı tipleri şunlardır.

- a. Dişli motorlar
- b. Kanatlı motorlar
- c. Kam rotorlu motorlar

II. Pistonlu motorlar : Çalıştırma elemanı olarak bir pistonun (eksenel veya radyal) veya bir dizi pistonun kullanıldığı tipteki motorlardır.

Bu tip motorlarda daire silindir içinde çalışan daire pistonu çok yüksek hassaslık derecesinde kolayca üretilebilir. Bu nedenle piston ile silindir gövdesi arasındaki boşluklar çok küçük olup sızdırmazlık düşük tutulabilir. Böylelikle hacimsel verim artar.

Piston tipi motorlar nispeten yüksek basınçta çalışacak şekilde tasarlanabilir. Yüksek basınca bağlı sızıntılar piston boyu veya yağın viskozitesi artırılarak azaltılabilir. Bazı tipleri şunlardır.

- a. Eksenel pistonlu motorlar
- b. Bilyalı motorlar
- c. Radyal pistonlu motorlar.

**Çizelge 2.1 Motor hızı - Tork değerleri**

Motor Tipi	Maksimum Çalışma Basıncı (bar)	Min. Hız (dev/dak.)	Maksimum Tork (Nm)
Dişli	200 - 300	400	500
Kanatlı	140 - 200	100 - 600	100 - 16000
Gerotor	100 - 200	10 - 5000	2400
Kam Rotorlu	175	50 - 4000	2500
Eksenel Pistonlu (Eğik Plakalı)	400	50 - 4000	2500
Sabit-Değişken Debili	400	50 - 4000	2500
Eksenel Pistonlu (Eğik Eksenli)	350	50 - 8500	10000
Sabit-Değişken Debili	350	50 - 8500	10000
Radyal Pistonlu	450	1 - 2000	150000
Çarklı Motorlar	450	180 - 1500 (200-400)	1000 - 32000

### 2.3 Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar, yağ deposunda statik halde duran yağı harekete geçiren, sisteme belirli basınçta ve debide basan elemanlardır. Hidrolik pompalar kavrama yardımıyla, dairesel hareketlerini, uygun kapasitede seçilen bir elektrik motorundan alırlar. Dairesel hareketi içten yanmalı motorlarla üreterek pompaya iletmekte mümkündür. Hidrolik pompalar mekaniksel enerjiyi alarak hidrolik enerjiyi verirler.

Hidrolik pompalar hidrostatik prensiplere göre çalışırlar. Emiş hattından çektikleri yağı basınç hattına hacimsel bir küçülme sonucu basarlar. Hidrolik devrenin ihtiyaçlarına

cevap verebilecek bir pompanın seçilmesi gerekir. Pompanın seçilmesine etki eden en önemli faktörler; çalışma basıncıyla sisteme basılacak akışkanın debisidir. Pompanın debideki görevini yapabilmesi için sistemi beslemesi gerekir. Yeterli debide akışkanın üretilmediği ve basıncında yetersiz olduğu durumlarda sistemden beklenen fonksiyonlar elde edilemeyecektir. Pompanın çalıştırılması ve bakımı için üretici firmaların tavsiyeleri dikkate alınmalıdır. Ayrıca pompa için tavsiye edilen özellikteki yağın tercih edilmesi gerekir. Uygun viskozitede seçilmeyen yağlar pompanın verimine etki eder ve pompanın emişini güçleştirir. Pompalar konstrüktif özelliklerine göre dört gruba ayrılırlar.

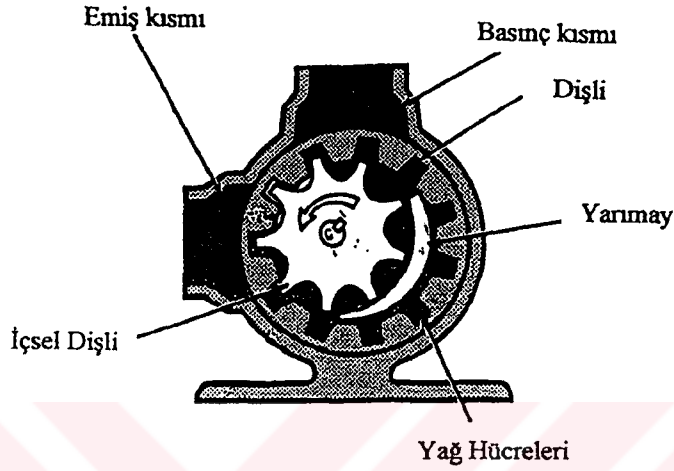
- Dişli pompalar
- Paetli pompalar
- Radyal pistonlu pompalar
- Eksenel pistonlu pompalar

### 2.3.1 Dişli pompalar

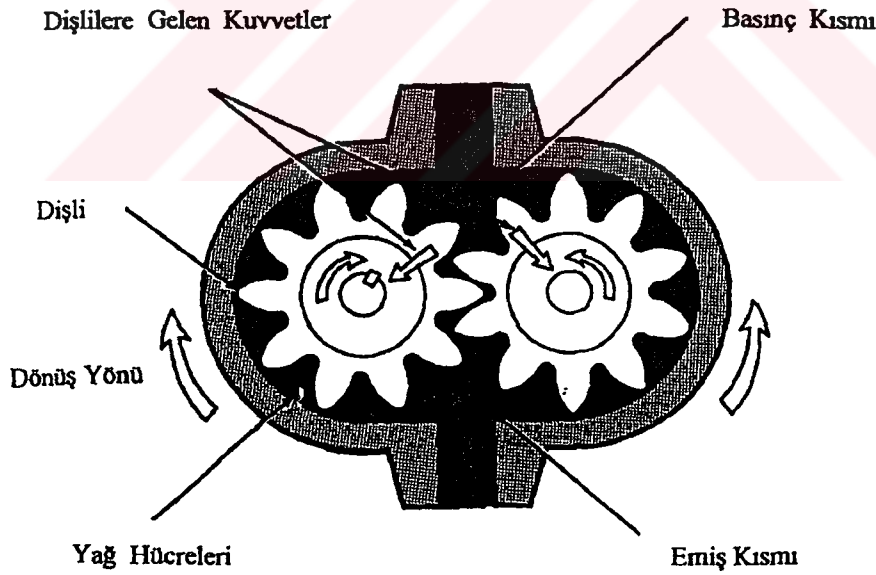
Dişli pompalar sağlamlıkları, yapımlarının kolaylığı, çok hızlı dönme yeteneğine sahip bulunmaları ve kütleli güçlerinin yüksek olması nedeniyle çok aranmaktadır. Bu pompalardan, genellikle, (200 kg/cm<sup>2</sup>) 'ye kadar yükselebilen işletme basıncında endüstriyel uygulamalar için yararlanılmaktadır.

Dişli pompalar karşılıklı çalışan iki dişli çark ve bu dişli çarkları saran bir gövdeden oluşmuşlardır. Karşılıklı çalışan dişli çarklardan biri dönme hareketini ana milden alır ve bunu diğerine iletir. Pompa teknolojisinde dönme hareketini ana milden alan dişli çarka döndüren dişli, döndüren dişlinin karşısında çalışan dişli çarka da avara dişli adı verilir. Pompa üzerinde depo ve alıcı ile bağlantı sağlayan iki menfez vardır. Depoyla bağlantıyı sağlayan menfeze 'emme menfezi', alıcıyla bağlantıyı sağlayan menfeze de 'basma menfezi' denir. Depodan hidrolik akışkan emme menfezinden geçer, pompaya girer ve diş boşluğuna dolar. Diş boşluğuna dolan hidrolik akışkan pompanın emme kesiminden basma kesimine taşınır. Pompanın basma kesiminde, karşılıklı olarak arka arkaya diş boşluklarına giren dişler emme kesiminde diş boşluklarına dolmuş olan hidrolik akışkanı tıpkı pistonlu pompalarda olduğu gibi kullanım yerine basarlar. Dişli pompalarda diş boşluklarını pistonlu pompalardaki silindire, dişleri de pistonla benzetebiliriz.

Dişli pompalar 40 bar ile 200 bar arasında çalışacak şekilde farklı kapasitelerde yapılırlar. Çalışma sıcaklıkları sürekli çalışmalarda  $0^{\circ}\text{C}$  ile  $80^{\circ}\text{C}$  arasında, aralıklı olarak da  $-20^{\circ}\text{C}$  ile  $100^{\circ}\text{C}$  arasında olmaktadır. Dişli pompaların kullanılması sırasında emiş borusu kısa ve büyük çapta olmalı, direk tahrik yaparken elastik kavramalar kullanılmalı ve pompa dönüş yönünde döndürülmelidir.



Şekil 2.1 Dıştan dişli pompa



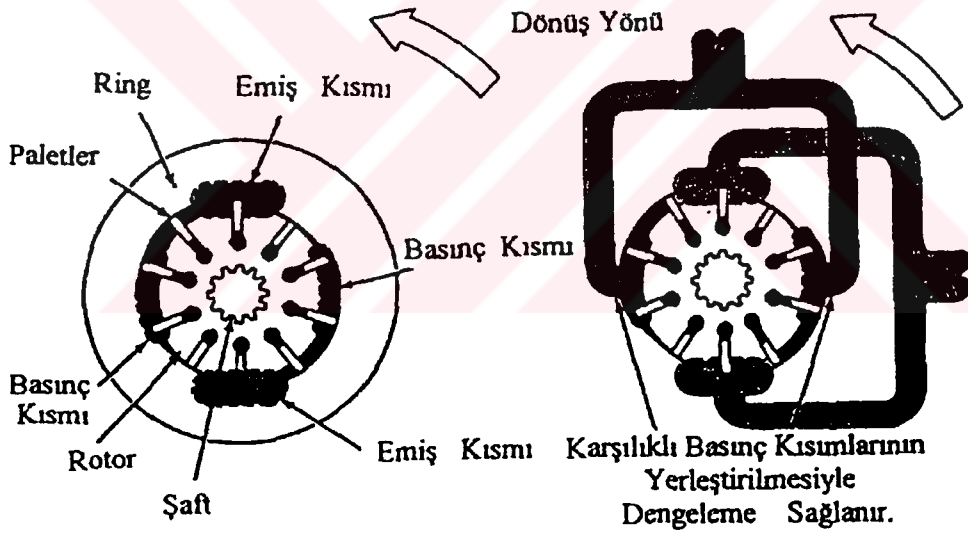
Şekil 2.2 Gerotor tip pompa

### 2.3.2 Paletli pompalar

Paletli pompalar ana mil, üzerinde paletler bulunan rotor ve rotoru çevreleyen gövdeden oluşmuşlardır. Rotoru çevreleyen gövdeye pompa teknolojisinde stator da denir. Paletler

stator kamına dayanmışlardır. Emme ve basma ağızları rotor ve stator arasında kalan kam boşluklarına açılmışlardır. Kam boşluğunda paletler arasında kalan boşluğa palet boşluğu denir. Palet boşluğu değişken hacimlidir. Emme ağzının karşısından geçerken palet boşluğunun hacmi giderek artar ve palet boşluğuna hidrolik akışkan dolar. Daha sonra palet boşluğu basma ağzının karşısına gelir. Basma ağzının karşısından geçerken palet boşluğunun hacmi giderek azalır ve palet boşluğuna daha önce dolmuş olan hidrolik akışkan kullanım yerine basılır.

Paletli pompalarda en önemli sorun rotorun dengelenmesi sorunudur. Rotorun dengelenmesi için dönme ekseninin aynı zamanda simetri eksenini olması gerekir. Bu pompalar genellikle, gürültülü çalışırlar. Gürültünün önlenmesi için pompanın boyutlarının küçültülmesi gerekir. Paletli pompalar işletme basıncı ( $70 \text{ kg/cm}^2$ ) ve ( $140 \text{ kg/cm}^2$ ) arasında değişen hidrolik devrelerde kullanılmaktadır.

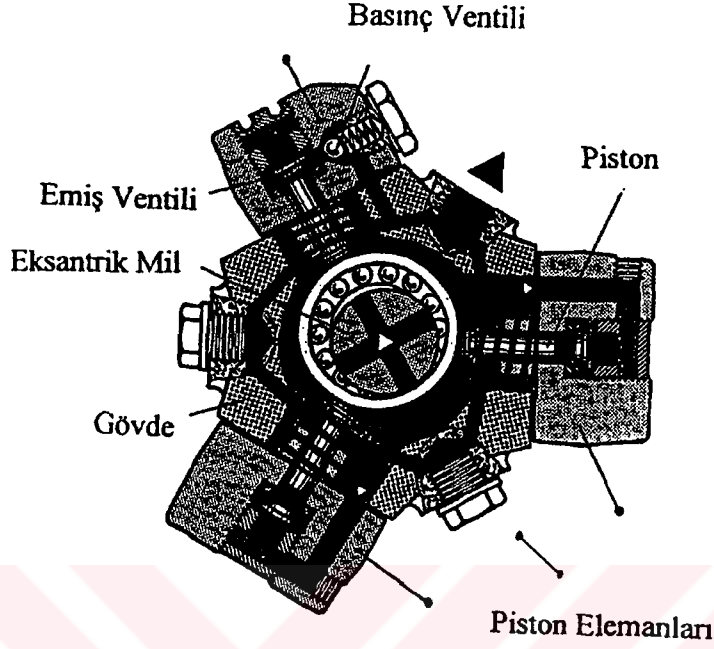


Şekil 2.3 Dengelenmiş türde paletli pompa

### 2.3.3 Radyal pistonlu pompalar

Bu pompalarda pistonlar, dönen pompa milinin çevresine dizilmiştir. Pompa mili dönerken eksen kaçıklığından dolayı küçük pistonlar ileri geri hareket ettirilir, emilen akışkan basınç hattına yüksek basınçla basılır. Eksen kaçıklığı değiştirilerek farklı debiler elde edilir. Sabit veya değişken debili ventil veya kızak kumandalı pistonlu pompalar

vardır. Ayrıca içten kamlı (pistonları dıştan etkili) ve dıştan kamlı (pistonları içten etkili) olarak iki gruba ayrılırlar.



Şekil 2.4 Radyal pistonlu pompa

#### 2.3.4 Eksenel pistonlu pompalar

Bunlar pistonları bir silindir bloğu içinde eksenel olarak yerleştirilmiş enerji çevirici ünitelerdir. Pistonlu pompalar eğik disk ve eğik eksenli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Eğik eksenli şekilde pistonlar düz alın yüzeyleri ile diskin sivri uçlu kısmına etki ederler. Baskıya zorlanan pistonlar ve silindir bloğu momentsiz kalır. Moment diskte kendiliğinden oluşur ve oradan doğrudan alınır. Sabit ve değişken debili olabilir.

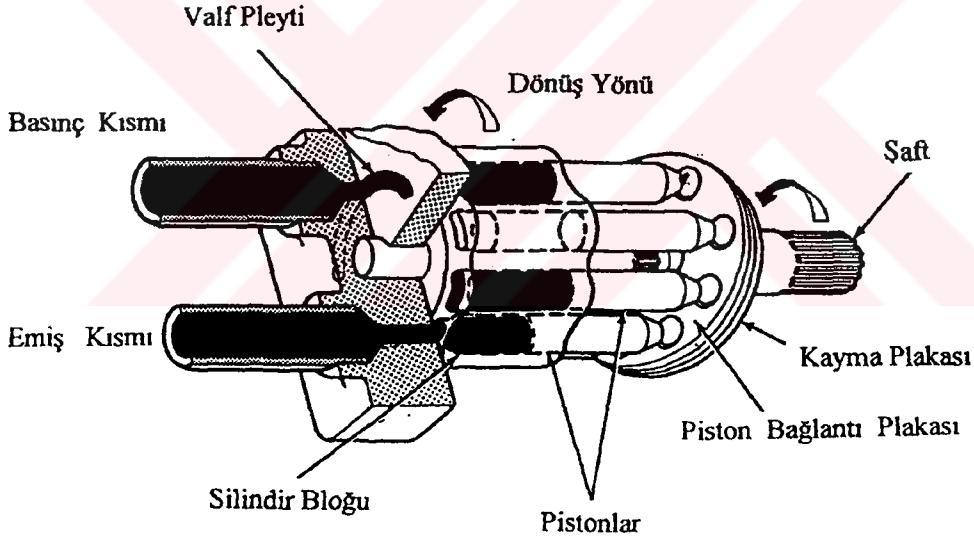
Eğik bloklu eksenel pistonlu pompanın çalışması şöyledir; Piston silindir içerisinde içeri doğru hareket ederken dışarıya yani sisteme yağ basılır. Aksi durumda yani piston silindir içerisinde dışarıya doğru hareket ederken pompaya yağ emilir. Ayrıca piston blok açısı ayarlanarak, küçük pistonların kursları değiştirilir ve böylece debi istenilen değere göre elde edilir.

Sabit gövde içerisinde tahrik mili, strok diski, içinde pistonlar ve piston kollarının yer aldığı silindir bloğu ile denetim plakası yerleştirilmiştir. Strok diski tahrik miline dik konumdadır. Üzerinde yedi adet pistonun yer aldığı silindir bloğu, mil eksenine göre  $25^{\circ}$

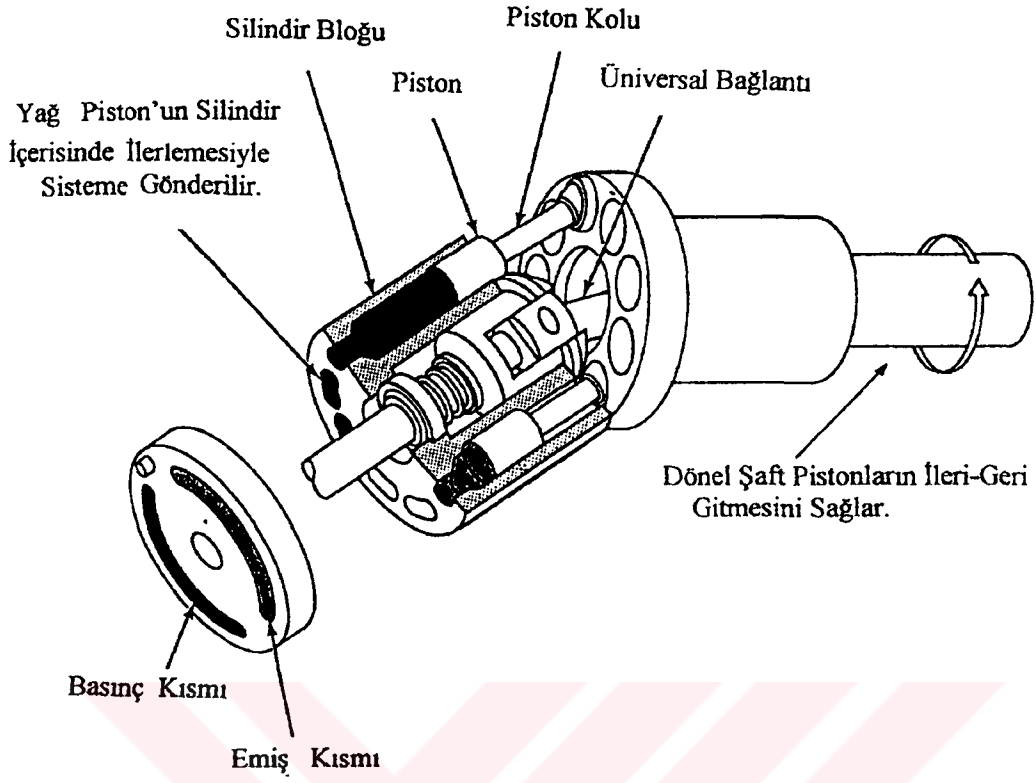
açıyla eğiktir. Strok diski silindire mafsal yuvalı piston kolları üzerinden bağlantılıdır. Silindir bloğu orta mil üzerinden yataklanmıştır.

Pompa çalışmada, tahrik milinin döndürülmesi ile strok diskine mafsal yataklanmış piston kolları ve pistonlar üzerinden silindir bloğu döner. Pistonlar strok diskine kollar üzerinden mafsal yataklandığı için dönme hareketi ile birlikte bir strok hareketi de oluşur. Hidrostatik olarak yataklanmış silindir bloğu ile denetim plakasının yüzeyinde uygun bir çalışma için silindir bloğu küresel yapılmıştır.

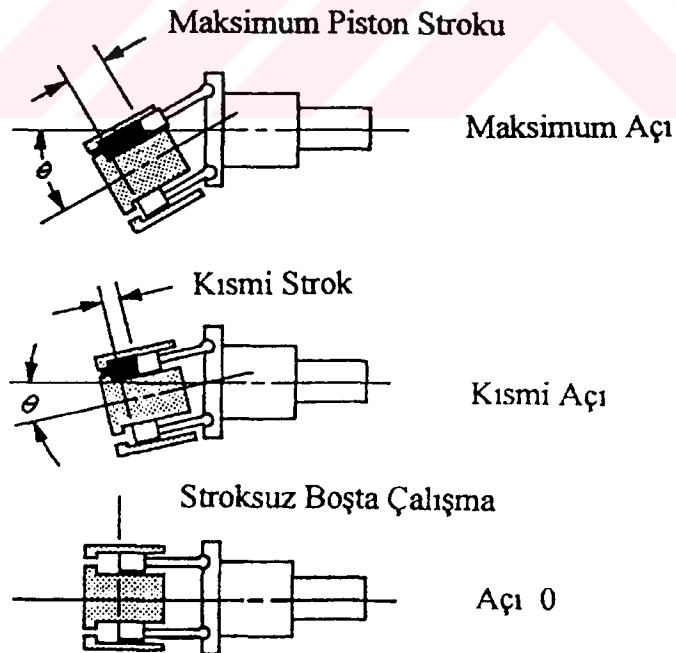
Piston ve silindirin tahriki ile oluşan sürüklenme kuvveti (sürtünme ve atalet kuvvetleri) piston kolları üzerinden strok disklerine aktararak silindir bloğu ve pistonların momentsiz kalması sağlanır. Silindir bloğu üzerindeki enine kuvvetler orta mil tarafından sönümlenir.



Şekil 2.5 Değişken deplasmanlı aksenal tip pompa



Şekil 2.6 Değişken deplasmanlı eğik eksenli tip pompa



Şekil 2.7 Eğik eksenli pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi

## 2.4 Valfler

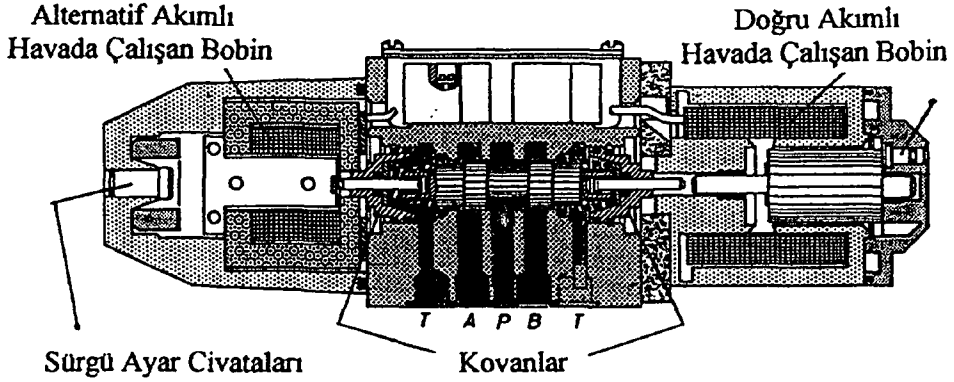
### 2.4.1 Yön kontrol valfleri

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

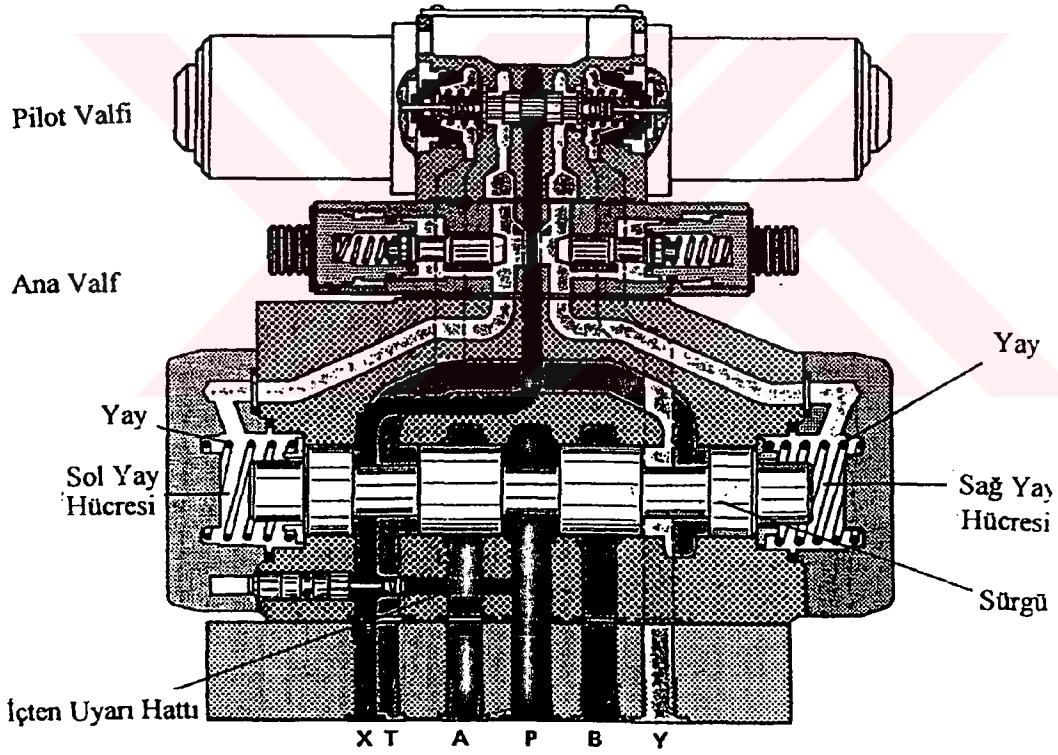
- İçerdikleri valf elemanlarının tipine göre; Popet tipi sürgülü veya popetli, rotary sürgülü, kayar sürgülü
- Kumanda şekline göre; el kumandalı, mekanik, pnömatik, hidrolik elektrik yada bu seçeneklerin kombinasyonu olabilir.
- Akış yollarının sayısına göre; iki yollu, üç yollu, dört yollu vb..
- Ebat: valfin üzerindeki debi geçiş portunun nominal ölçüsüne göre yada geçirebileceği debi miktarına göre direkt uyarılı yada pilot uyarılı.
- Bağlantı şekli: Flanşlı, ara pleyt bağlantılı, boru bağlantılı, manifold bağlantılı vs..

Hidrolik sistemlerin projelendirilmesi sırasında bazı semboller kullanılmaktadır. Bu sembollere bakarak makina sisteminde yada projede kullanılmakta olan valfin işlevi hakkında bazı bilgiler anlaşılabilir. Bu semboller, valfin kumanda şeklini ve valf sürgüsünün çalışma koşulunda hangi pozisyonlarda bulunup, hidrolik yağa nasıl yön verdiğini gösterirler. Ekler kısmında hidrolik devre elemanları sembolleri verilmiştir. Her bir kutucuk valfin kaç konumlu olduğunu belirtir. 2konumlu, 3 konumlu gibi. Valfin yol sayısı için valfe giren ve çıkan toplam port sayısını bilmek yeterlidir. Bu sayede valfin

kaç konumlu ve yollu olduğu tespit edilmiş olur. 2 yollu 2 konumlu yada 4 yollu 3 konumlu valf gibi.



Şekil 2.8 Direk uyarılı tip yön kontrol valfi



Şekil 2.9 Pilot uyarılı tip yön kontrol valfi

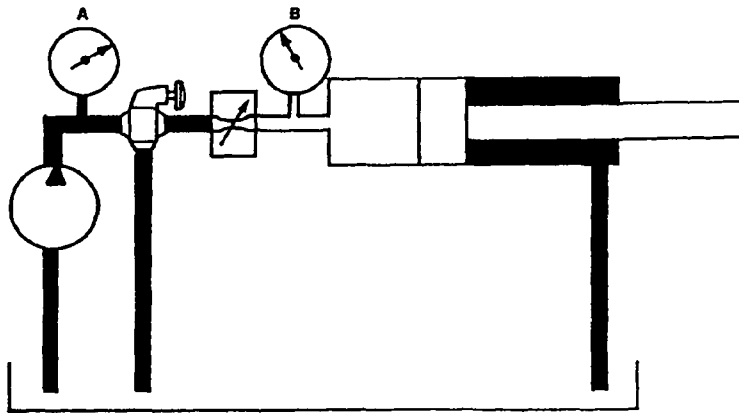
Şekil 2.8 'de valfin sol bobini alternatif akımda çalışan havalı tip bobini, sağ bobini ise doğru akımda çalışan havalı tip bobini göstermektedir.

### 2.4.2 Akış kontrol valfleri

Hidrolik devrelerde bazı noktalardan geçen debi miktarına kumanda ederek hidromotorun yada silindirin hızını kontrol etmek mümkündür. Silindirin hızı etkili çapına ve silindire giren yada çıkan yağın miktarına bağlıdır. Büyük çaptaki bir silindirin strokunu tamamlayabilmesi için aynı stroktaki daha küçük ebatlı bir silindire göre daha fazla yağ miktarına ihtiyaç gösterir ve strokunu daha geç tamamlar. Bir yüke giden debinin veya çıkan debinin ayarlanması ile yük hızının kontrolü mümkündür. Aksi takdirde sadece pompa debisi değiştirilerek yük hızı kontrol edilebilir. Akış kontrol valfleri ile yüke giden yada yükten gelen debi bir başka yere aktarılabilir veya kısılabılır. Debi değerine etki eden 3 faktör bulunmaktadır; bunlar kısıyıcı üzerindeki basınç farkı, akışkan viskozitesi ve orifisin ölçüsüdür. Bu faktörlerden herhangi birinin değişmesi durumunda debinin de değişeceği görülür. Debi-basınç ilişkisi ikinci derecedendir.

#### 2.4.2.1 Yüke gidişi kısıyan akış kontrol valfleri

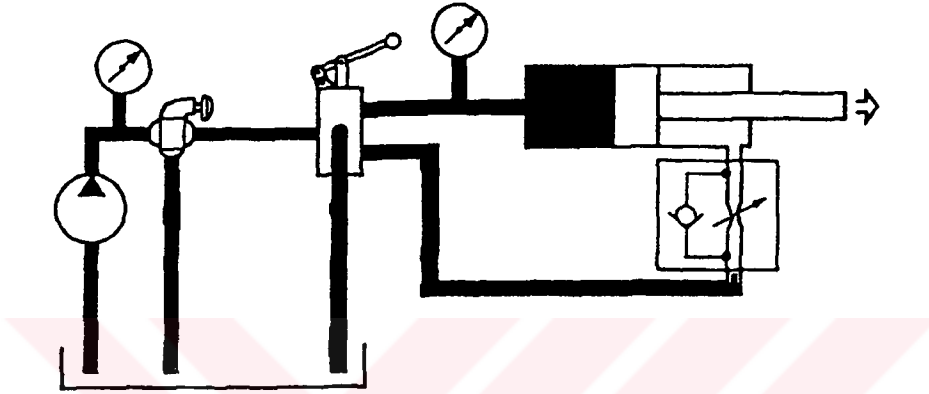
Bu tür valflerde akış kontrolü pompadan hidromotor yada silindire giden hattın arasına konulmak suretiyle gerçekleştirilir. Bu sayede hidromotor yada silindire giden akışkan miktarı kontrol edilir. Pompanın basınç hattından basılan ve akış kontrol valfinden kısılan debinin geri kalan kısmı emniyet valfi aracılığı ile tanka geri boşaltılır veya başka bir kullanıcıya aktarılır. Bu tür kullanımın avantajı sürtünmeli tür yükte bulunan silindirin hızını kolayca kontrol edebilmektedir. Ancak yük kaçma eğilimi göstermiyorsa bu durumda piston veya motor henüz önündeki boş alana yağ dolmadan kaçacak, dolayısıyla yükün kontrolsüz bir şekilde hareketine neden olacaktır.



Şekil 2.10 Yüke gidişi kısıyan akış kontrol valfi

#### 2.4.2.2. Yükün dönüş hattını kısıan akış kontrol valfleri

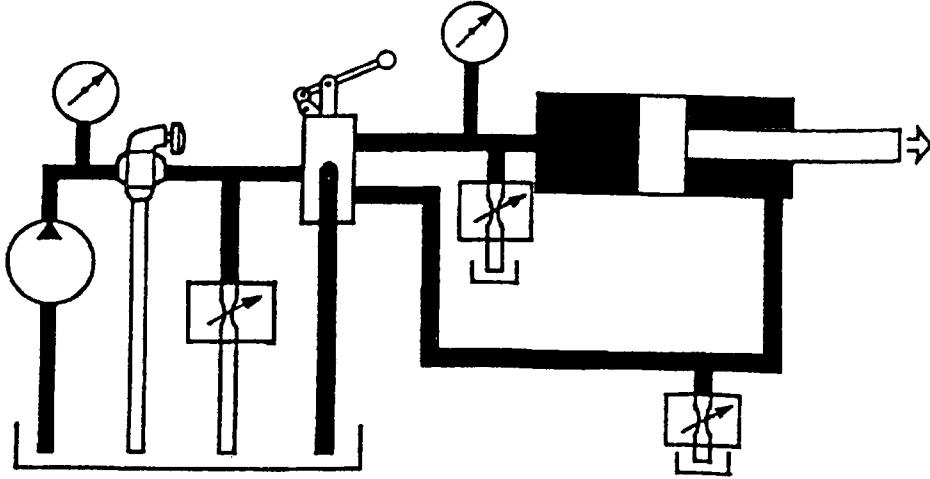
şekil 2.11 'de görüldüğü gibi silindir hızı silindirin dönüş hattına bağlanan akış kontrol valfi ile sağlanır. Eğer valf tamamen kapatılırsa bu durumda yk hareket etmeyecek ve pompadan basılan debinin tamamı emniyet valfinden tanka tahliye olacaktır. Bu gibi sistemler eğer kullanıcıya karşı çalışan bir yük varsa kullanılır. Bu sayede kontrolsüz yk hareketi engellenmiş olur.



şekil 2.11 Yükün dönüş hattını kısıan akış kontrol valfi

#### 2.4.2.3 Ana hatta basılan yağın bir miktarının akış kontrol valfi vasıtasıyla silindire tahliye edilmesi

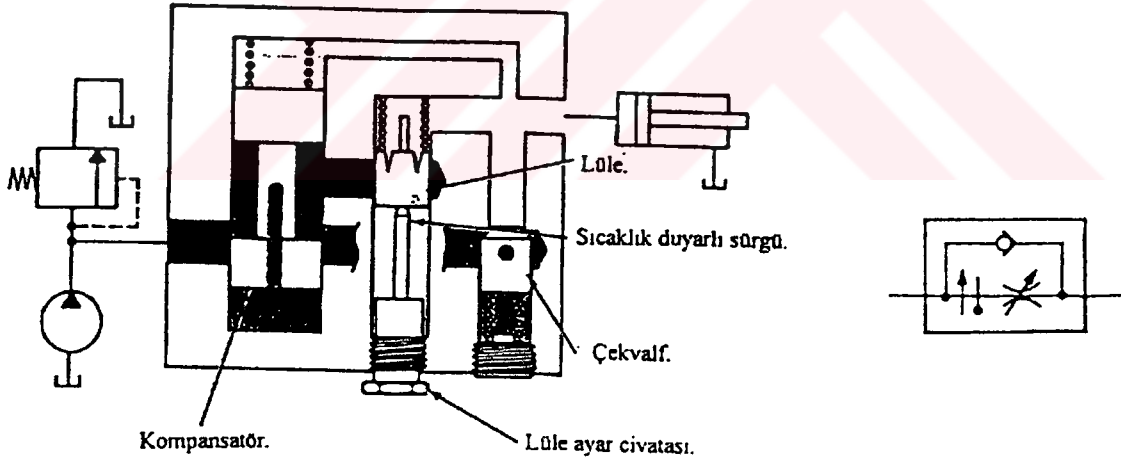
şekilde görülen bu sistemde valfin tam kapalı olması durumunda pompanın bastığı tüm debi silindire gönderilecektir. Ancak akış kontrol valfinin açılması ile bir miktar yağ tanka geri boşalacak ve silindirin hızı yavaşlayacaktır. Bu sistemin avantajı yükün her hızda sabit basınç altında hareket etmesidir. (İstenilen kuvvetin sabit olmasının önemli olduğu uygulamalar)



Şekil 2.12 Akış kontrol valfleri ile silindir hızının değiştirilmesi

#### 2.4.2.4 Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfleri

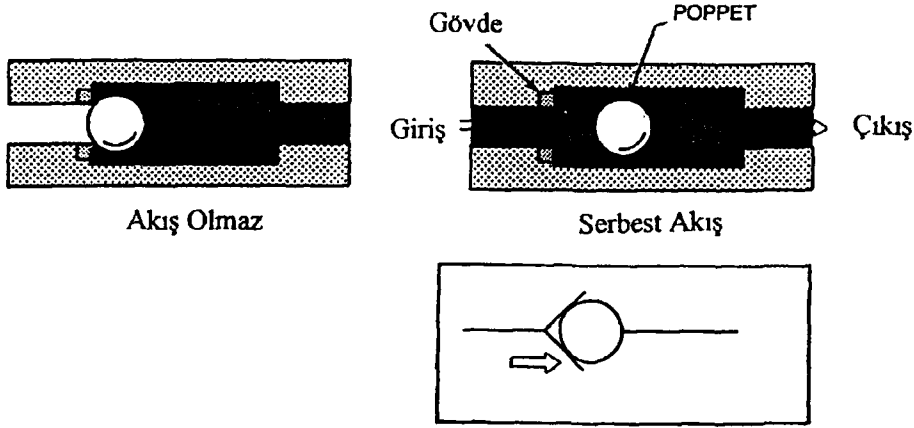
Bunlar hassas debi ayar valfleridir. Yük değişimleri ile kumanda valfi üzerinde meydana gelen basınç düşümlerinden etkilenmeden hep sabit debiyi geçirirler. Sıcaklık duyarlı olanlar viskozite değişikliğinden de etkilenmezler.



Şekil 2.13 Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfi

#### 2.4.3 Çekvalfler

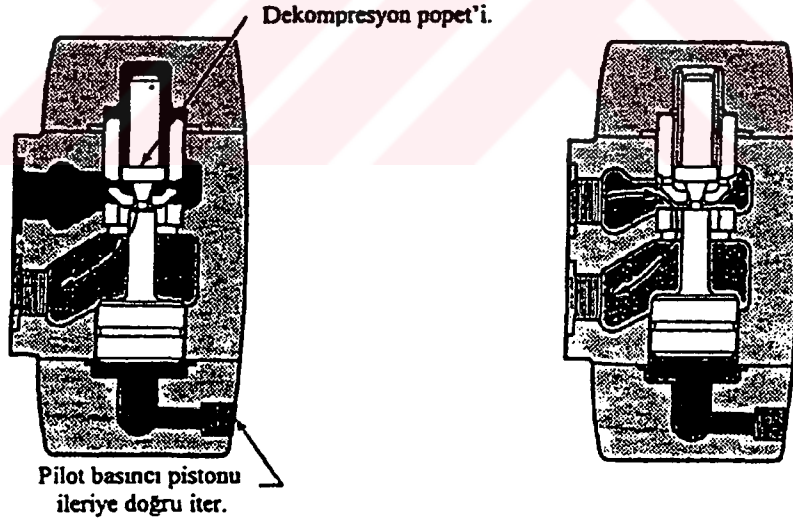
Çekvalfler sadece bir yöne akış olmasını sağlarken diğer yöne doğru olan akışı sızdırmaz olarak keserler. Çekvalfin şematik olarak gösteriliş tarzı aşağıdaki gibidir. Genel olarak iç yapılarındaki yay ile sıkıştırılmaya çalışılan bir bilya yada popet bulunur. Akış yay kuvvetini yenecek güce ulaştığı zaman gerçekleşir. Geriye doğru akış mümkün değildir.



Şekil 2.14 Çekvalf

#### 2.4.4 Ön uyarlı çekvalfler

Ön uyarlı çekvalfler, basit çek valflere karşılık, kapama yönünde de akışı geçirebilme özelliğine sahiptir. Bu valfler basınç altındaki devrelerde sızdırmazlık sağlama, askıda olan yükleri tutma şeklinde kullanılırlar. X hattından verilen basınç kontrolüyle ters yönde akış sağlamak mümkündür.

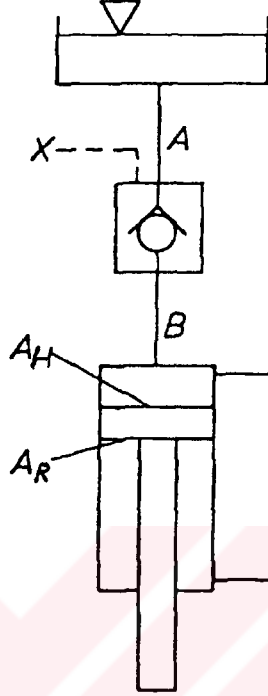


Şekil 2.15 Ön uyarlı çekvalf

#### 2.4.5 Ön doldurma valfleri

Ön doldurma valfleri, yüksek kapasiteli, ön uyarlı çek valflerdir. Büyük hacimli silindire hızla, yüksüz olarak yağ doldurulmasında kullanılır. Normalde açık ve normalde kapalı

tipleri vardır. X hattındaki basınç uygulamasıyla açılır veya kapanır. Emniyet istenilen uygulamalarda normalde açık şekli kullanılır.



Şekil 2.16 Ön doldurma valfi

#### 2.4.6 Basınç emniyet valfleri

Bu valflerin görevi sistem basıncını kontrol ederek belirli değeri aşmasını engellemektir. Bunun yanı sıra sistemin bir tarafındaki basıncın değerlerine bağlı olarak diğer devreleri çalıştırmak veya durdurmak amacıyla kullanılan tipleri vardır. Direkt uyarılı valflerde çalışma prensibi sistem basıncı ile içerdikleri yayın baskı kuvveti arasındaki dengeye bağlıdır. Basınç kontrol valfleri giriş-çıkış port ölçüsüne, çalışma basınçlarına ve bağlantı şekillerine göre sınıflandırılırlar.

##### 2.4.6.1 Direkt uyarılı basınç emniyet valfleri

Direkt uyarılı bir basınç emniyet valfi gövde içerisine yerleştirilmiş olan bir sürgünün ayar edilebilen bir yay baskı kuvveti ile normalde kapalı olarak yuvaya bastırılması, yükselen sistem basıncını takiben akışkanın basınç enerjisi, yayın baskı kuvvetini yendiği anda sürgünün itilerek akış yolunun açılması ve basınçlı yağın depoya tahliye edilmesi

prensibine göre çalışır. Valfin içerisindeki silindirin akışkanla temas ettiği yüzey alanının değiştirilmesi suretiyle farklı basınç aralıklarında çalışabilen valfler tasarlanabilir.

#### **2.4.6.2 Pilot uyarılı basınç emniyet valfleri**

Normalde açık olan pilot uyarılı basınç emniyet valfi iki kademede çalışabilen bir yapıya sahiptir. Valfin üst kısmında yay kuvveti ile yuvaya oturtulmuş popet pilot basıncı yükseldiğinde açılır. Bu sayede akışkan ana popetin içerisindeki kanaldan tahliye olur. Ana pistonun üst kısmında bulunan hidrolik akışkanın basıncının bu şekilde düşmesi ile sistem basıncı normalde dengede bulunan ana popeti yukarıya doğru iter ve ana popetin yuvadan kalkmasıyla tüm debi tanka tahliye olur. Basınç düştüğünde ana popet yuvaya oturur ve pompadan basılan akışkan debisi sisteme gönderilir.

#### **2.4.6.3 Basınç düşürücü emniyet valfleri**

Bu valfler, devrenin bir bölümündeki basıncı, devrenin diğer kısmının basıncından daha düşük bir değerde tutmak için kullanılır. Basınç düşürücü valfler normalde açık valfler olup ilgili hat üzerindeki basıncın sabit tutulması için kapanır yada kısılır. İki tipte olabilirler;

- a) Tahliyesiz valfler: Bir dış kuvvet tarafından ayarlanan valfin basınç yükselmesine bir sınırlama getirmezler.
- b) Tahliyeli valfler: Eğer basınç bir dış kuvvet tarafından arttırılırsa bu durumda boşaltma yaparak basıncı sınırlar.

#### **2.4.6.4 Sıralama valfleri**

Sıralama valfleri sistem basıncındaki bir değişikliği algılayarak belirli bir basınç değerine erişildiğinde gerekli hidrolik sinyalin iletimini sağlarlar. Sistem basıncı belirlenen değere ulaştığında konum değiştiren valf normalde açık veya kapalı olabilir. Bu valfler diğer bir sistem devreye girmeden evvel bir sistemdeki öncelikli hidrolik basıncı temin etmek için kullanılabilir. Sıralama valfleri dönüş hattında çok fazla geri basınç oluşturan tüm devrelerde emniyet valfi gibi kullanılabilir.

#### **2.4.6.5 Karşı denge valfleri**

Bir karşı denge valfi bazen frenleme valfi yada karşı basınç valfi olarak adlandırılabilir. Genellikle kaldırılmış bir yükü desteklemek veya kontrolsüz düşmesini engellemek için kullanılır. Normalde kapalı bir valftir. Pilot basıncı yay kuvvetini yendiğinde açık konuma geçer ve emniyetli bir şekilde kullanıcının hareketini sağlar.

#### **2.4.6.6 Boşaltmalı emniyet valfleri**

Boşaltmalı emniyet valfleri hidrolik sistemlerde basıncı sınırlamaya ve sistemin istenilen zamanda boşta çalışmasına olanak sağlarlar. Pilot uyarılı bir basınç emniyet valfinin pilot uyarı ucu bir yön valfinin P hattına, oradanda tanka bağlanır. Yön valfi konum değiştirince, pilot hattındaki basınçta tanka açılır veya kapanır. Böylece sistemin basınçsız olarak boşta çalışması veya ayar basıncına kadar yükselmesi sağlanır. Bu tip valfler normalde açık veya normalde kapalı olmak üzere iki türdür. Normalde açık valflerde bobin enerjisizken pompa basınçsız olarak tanka boşalır.

#### **2.4.6.7 Akü doldurma valfleri**

Akü doldurma valfleri, hidrolik sistemlerde biriktirici akülerin kontrolü veya boşaltma devrelerinde kullanılır. Bu tip ventillerde bir çek valf, ön uyarı ventili ve ana basınç ayar ventili bulunur. Akü doldurulup, gerekli basınca ulaşınca pompa yağ aküye basar. Sistemde pompa debisinin üzerinde bir yağ ihtiyacı olduğunda aküdeki yağ devreye sevk edilir. Bu esnada akü içerisindeki basınç istenilen seviyeye ulaşınca pompadan gelen debi tanka boşaltılır. Ayrıca iki ayrı pompayı belirli basınçlarda sırayla devreye sokmak ve çıkarmak için akü doldurma valflerinden faydalanılır.

#### **2.4.7 Basınç düşürücü valfler**

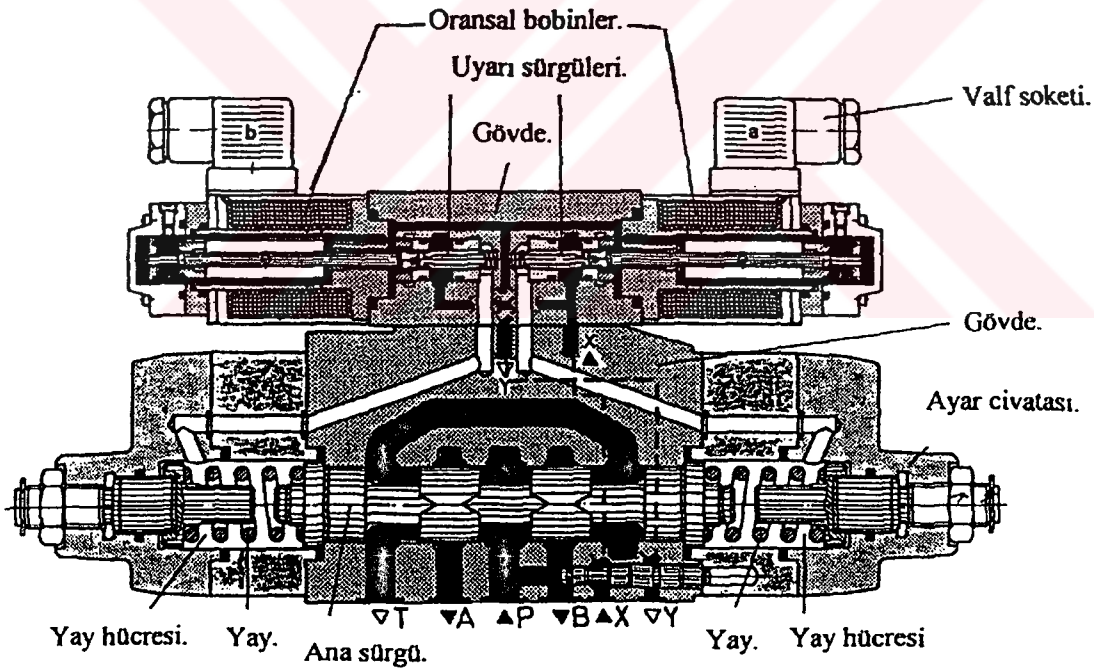
Basınç düşürücüler devre üzerinde seri olarak bağlanırlar ve çıkış basıncını giriş basıncından bağımsız olarak sabit bir değerde tutarlar. Böylece sistemin bir bölümündeki basınç değerini, sistemin basıncının altındaki değerlerde sabit tutmak mümkündür.

#### **2.4.8 Oransal valfler**

Oransal valfler de tıpkı konvensiyonel selenoid valfler gibi bir yapıya sahiptirler. Ancak çalışma strokunda herhangi bir konumda bulunabilmesi ile konvensiyonel aç/kapa türü

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

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



Şekil 2.17 Pilot uyarılı oransal valf

Şekil 2.17 'de 4 yollu oransal yön valfi; bir ön uyarı valfi ve bir ana valften oluşur. Ön uyarı valfi, doğru akımlı yağda çalışan oransal bobinli bir basınç ayar valfidir. Bu valfin özelliği bir elektrik giriş sinyalini oransal bir kuvvete dönüştürmesidir. Ön uyarı valfi; gövde, iki uyarı sürgüsü, ve oransal bobinlerden oluşur. Ancak valf sürgülü bir yön

denetim valfi olup gövde, ana valflerdeki her iki yay hücresi, uyarı sürgüsündeki deliklerden Y kanalına, oradan da depoya bağlantılıdır. Ana sürgü, yaylar tarafından orta konumda tutulur. Bobinin enerjilendirilmesiyle uyarı sürgüsü sağa doğru itilir. Uyarı yağı (P kanalından içten veya X kanalından dıştan alınabilir) uyarı sürgüsündeki deliklerden yay hücresine iletilir. Aynı anda uyarı sürgüsü yay hücresinin Y kanalına olan bağlantısını kapatır. Böylece bobin kuvvetine bağlı olarak yay hücresinde basınç oluşmaya başlar.

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

Oransal yön denetim valfiyle ana valf arasına ara plaka tasarımlı bir basınç dengeleme valfi yerleştirilebilir. Böylece akış denetim valflerinde olduğu gibi kismadan dolayı oluşan basınç düşümünden bağımsız akış elde edilir. İki yönlü basınç dengeleme valfi sistem giriş veya çıkışında üç yönlü valf ise yalnızca sistem girişinde kullanılabilir. Bir basınç dengeleme valfinin kullanılmasıyla bir çok oransal yön valfine kumanda edilebilir.

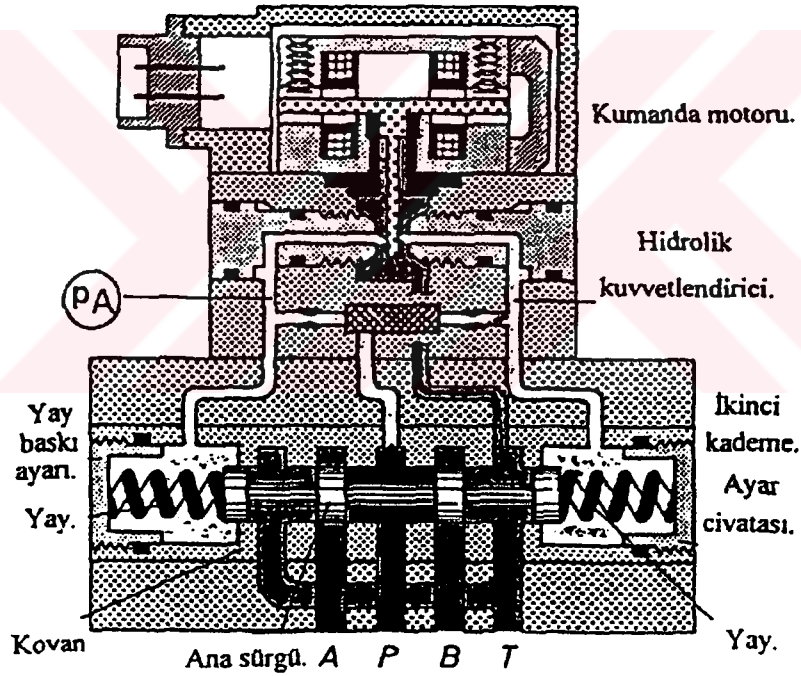
Oransal yön valflerinin çalıştırılması için elektriksiz kuvvetlendiriciler kullanılır. Hidromotor veya silindirin hızlandırma ve yavaşlatma işlemleri elektronik devreler yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir. İstenilen hız değerleri elektronik devreler ile valfe iletilir ve hidrolik etkenlerden (yapışkanlık vs.) bağımsızdırlar.

Oransal bobinli basınç emniyet valfi, ön uyarılı basınç emniyet valfi gibi çalışır. Tek farkı burada yay yerine oransal bir ön uyarı valfi kullanılmasıdır. Sistem basıncı bobin

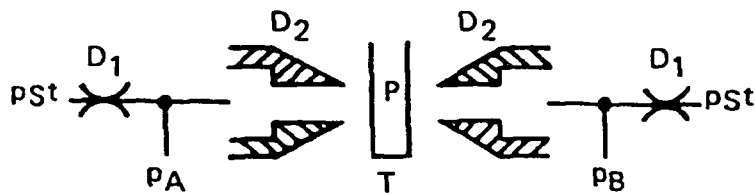
gerilimiyle oransal olarak değiştirilebilir. Giriş akımının artırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilebilir.

#### 2.4.9 Servo valfler

Servo valflerde valf sürgüsü istenilen noktaya konumlanabilen, içersinden geçen yağın debisini ve yönünü kumanda eden bir yön kontrol valfi olarak düşünülebilir. Mekanik ve elektro-hidrolik kumandalı tipleri mevcuttur. Oransal valflere göre daha dinamik ve duyarlı türlerdir. Servo valfler, geri besleme devreleriyle beraber kullanılırlar ve genellikle pozisyon kontrolü gerektiren devrelerde tercih edilirler. Pilot kısmında tork motorlar ve flaplar kullanılır. Çok yüksek kazançlı hidrolik amplifikatörler olarak görev yaparlar.



Şekil 2.18 Servo valf



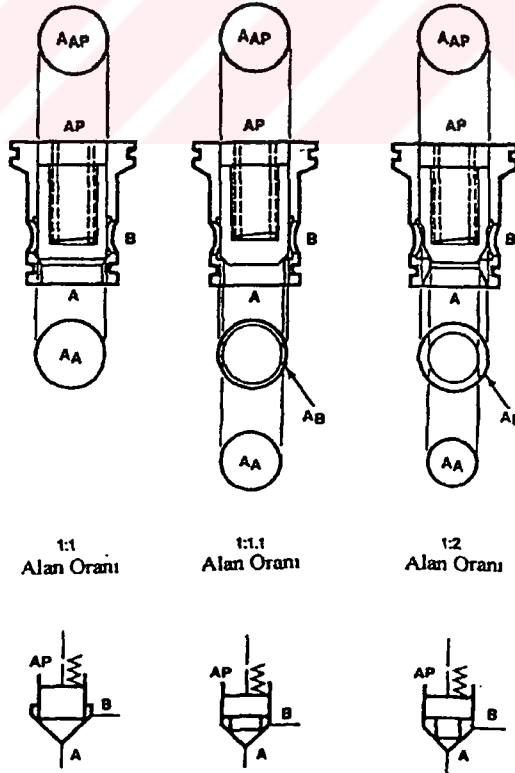
Şekil 2.19 Servo valfin çalışma prensibi

### 2.4.10 Kartiç valfler

Kartiç valfler iki konumlu on-off çalışabilen akış kazancı çok yüksek valflerdir. Manifold blokları içine gömülen ana popetin üzerine monte edilen değişik kumanda kapaklarıyla kontrol edilmesi şeklinde çalışır. Küçük bir sinyal ile çok büyük debi ve güçlere kumanda edebilirler.

Hidrolik sistemlerin gelişmesiyle manifold blokları tasarımı ve imalatı daha geniş imkanları gerçekleştirmiştir. Bir manifold bloğu devrede kullanılması gereken bağlantı elemanlarının sayısını ve akış kayıplarını büyük ölçüde azaltır. Ayrıca sızıntısız kapama yaptıklarından lekaj hattında sızıntı yağın tanka tahliye olması dolayısıyla enerji kaybını minimuma indirir. Kartiç valfleri kullanmanın faydaları şu şekilde sayılabilir:

Daha büyük boyutlu sistem tasarım imkanı, düşük montaj masraflar, küçük ebatlarda çalışabilme, daha iyi performans ve kontrol, güvenilirliğin artması, daha etkin bir çalışma olanağı, lekaj kayıplarının azalması, büyük ölçüde kirliliğe tolerans göstermesi, daha hızlı çevrim zamanı, düşük gürültü mertebesi, düşük akış kayıpları, sıfır sızıntıdır.



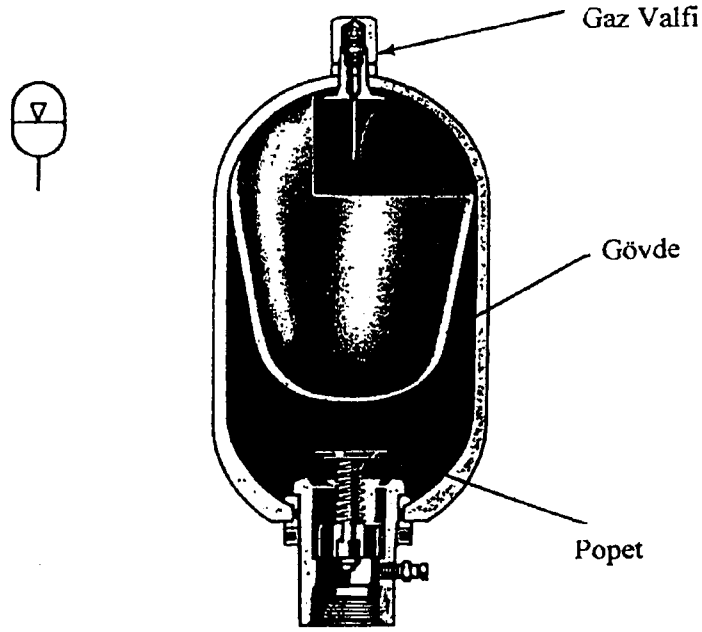
Şekil 2.20 Kartiç valfler

## 2.5 Hidrolik Aküler

Hidrolikte kullanılan akışkanların sıkıştırılmaz türden olması ve hidrolik enerjinin depo edilmemesi nedeni ile akülere ihtiyaç doğmuştur. Aküler akışkanın basınç altında depo edilmesini sağlayan ve hidrolik sistemlerde yaygın olarak kullanılan elemanlardır. Ağırlık baskısı, yay baskısı yada gaz dolumlu tipleri bulunmaktadır. Aküler hidrolik sistemin büyük debi ihtiyaçları olduğu anda devreye girerler ve sistemi beslerler. Pompa ve tahrik sistemi arızalarında, acil durumlarda basınçlı akışkan ihtiyacını karşılamak için de kullanılırlar. Devredeki darbelerin ve şokların yok edilmesi şeklinde kullanım alanları da olabilir. Genellikle emniyet ve boşaltma blokları ile teçhiz edilirler. Sıkıştırılan gaz olarak her zaman azot gazı ( $N_2$ ) kullanılır.

### 2.5.1 Balonlu tip

Balonlu aküler mutlak sızdırmazlık, çalışmaya çabuk başlayabilme ve düşük ataletli çalışabilme özelliklerine sahiptirler. Bir balonlu akümülatör içinde akü balonu ile plakalı bir ventil bulunur. Balonun içerisine nötr bir gaz olan Azot gazı doldurulur. Dolum işlemini gerçekleştirebilmek için gövde üzerinde gaz dolum bağlantısı bulunur. Hidrolik sistemdeki basınç aküdeki gaz basıncının üzerine çıkınca balon ile dış gövde arasına hidrolik akışkan dolmaya ve Azot gazını sıkıştırmaya başlar. Bu esnada Azot gazının hacmi daralır ancak basıncı yükselir. Hidrolik sistem basıncı düşünce Azot gazı balonu, dolayısıyla hidrolik akışkanı hızla sisteme gönderir. Bu sayede pompanın karşılayamayacağı kadar büyük debi ihtiyaçları aküden sisteme sevk edilen akışkan ile karşılanmış olur.



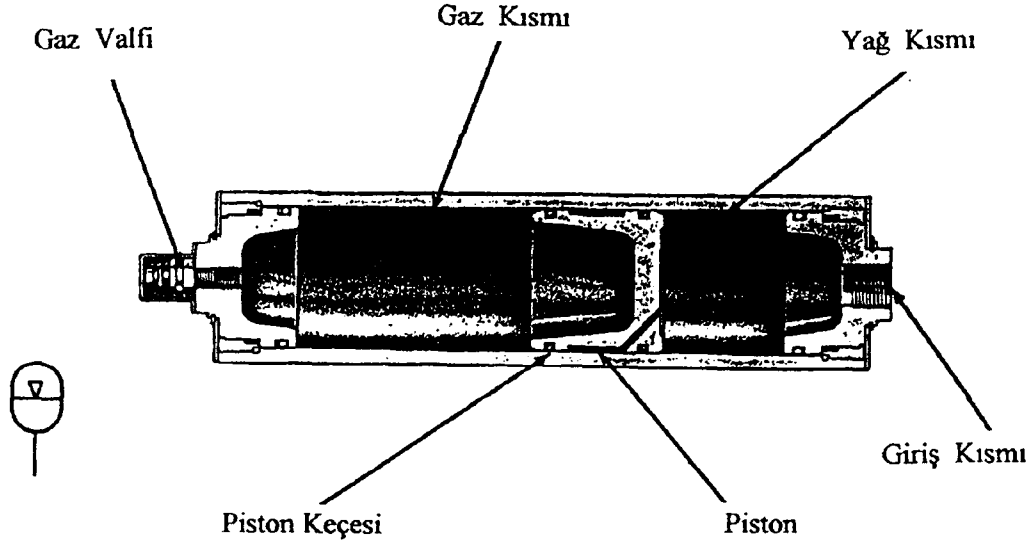
Şekil 2.21 Balonlu tip akü

### 2.5.2 Membranlı tip

Şok darbelerinin sönmülmesi, titreşimlerin giderilmesi için kullanılır. Gövde ve diyafram olmak üzere iki ana kısımdan oluşur. Diyaframın görevi Azot gazı ile hidrolik akışkanın birbirine karışmasını önlemektir.

### 2.5.3 Pistonlu tip

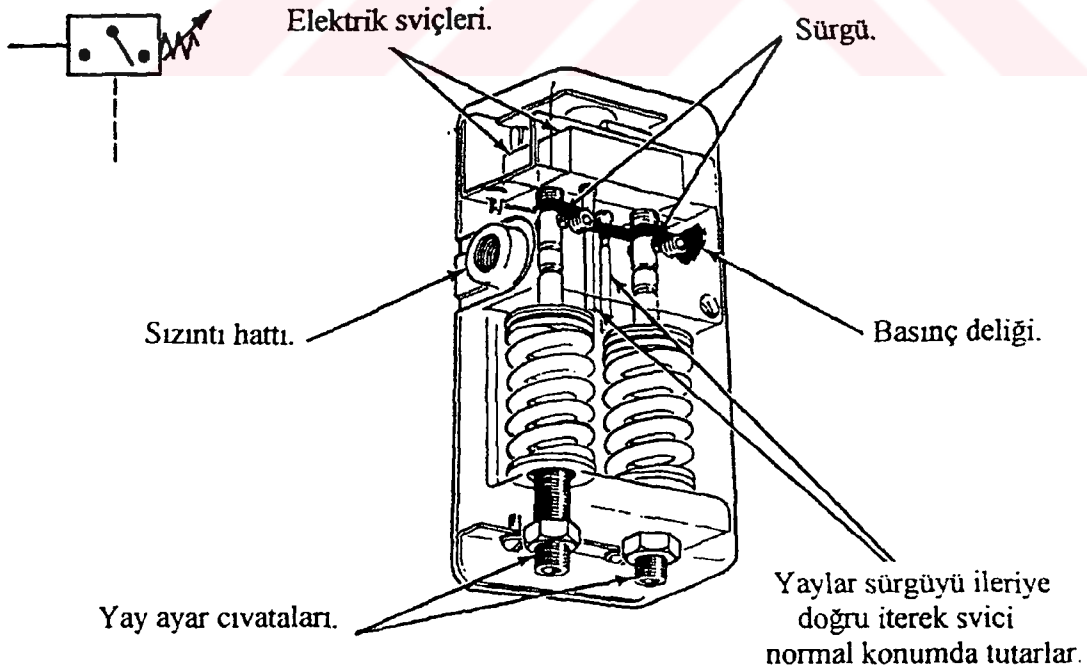
Bu tip aküler genellikle geniş hacimler ve büyük boşaltma miktarları için kullanıma uygundur. Gaz ve akışkan bölümleri serbest hareket edebilen pistonu bir piston ile birbirinden ayrılmıştır. Silindir içinde hareket eden pistonla bölümler arasındaki sızdırmazlık, sızdırmazlık elemanları ile sağlanır.



Şekil 2.22 Pistonlu tip akü

## 2.6 Basınç Şalterleri

Basınç şalterleri hidrolik sistemde seçilmiş olan basınç değerine ulaştığında elektrik devrelerini açıp kapatırlar. Tek kontaklı, çift kontaklı, burdon tüpü cinsi, pistonlu tipleri vardır.



Şekil 2.23 Basınç şalteri

## 2.7 Ölçü ve Kontrol Cihazları

Debinin, basıncın, sıcaklığın ve diğer ölçülmesi istenen büyüklüklerin ölçüm değerlerini analog veya dijital olarak algılayan ve ileten hidrolik sistemin o anki durumu hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlayan cihazlardır. Verdikleri sinyal devredeki kumanda organlarınca bir geri besleme girişi olarak kullanılabilir. Bunlardan sıkça kullanılanlar; load-cell, basınç çeviricisi, akış çeviricisi, lineer potansiyometreler, tako jeneratörler gibi elemanlardır.

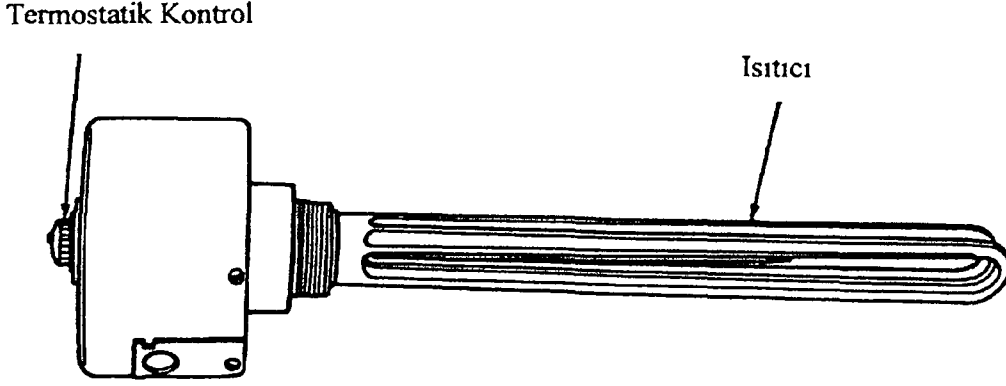
## 2.8 Isıtıcılar ve Soğutucular

Bir hidrolik sistemde üretilen ısının tahliye edilmesi doğal konveksiyon ile sağlanamadığı takdirde sıcaklık artışı bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Sıcaklığın gereğinden fazla yükselmesi yağ kaçaklarını arttıracak gibi pompa keçeleri ve o-ring gibi sızdırmazlık elemanlarına da zarar verecektir. Bazı hallerde sıcaklık yağın özelliğinin bozulmasına da yol açabileceği gibi pompa ve valf gibi elemanların da bu sorundan etkilenmesi olasıdır.

Bazı hallerde ise yağın ısıtılması gerekebilir. Bu işlem ilk çalıştırma esnasında yüksek viskoziteli yağların akıcılığını arttırmak amacıyla yapılabilir. İşte yukarıda sayılan bu nedenlerden dolayı hidrolik sistemlerde sıcaklık kontrolü için bazı yardımcı elemanlar kullanılmaktadır. Bunlar hidrolik akışkanların uygun viskozite ve çalışma sıcaklığında tutulmasını sağlarlar.

### 2.8.1 Isıtıcılar

Isıtıcının görevi sistemde bulunan soğuk yağa akıcılık kazandırıp sıcaklığını müsaade edilebilir mertebelere çıkarmaktır (Genelde 35 °C ve üstü). Bunlar genellikle elektrikli rezistanslardır. Bazı hallerde pompa debisi basınçlanarak basınç enerjisini ısıya dönüştürülebilir.



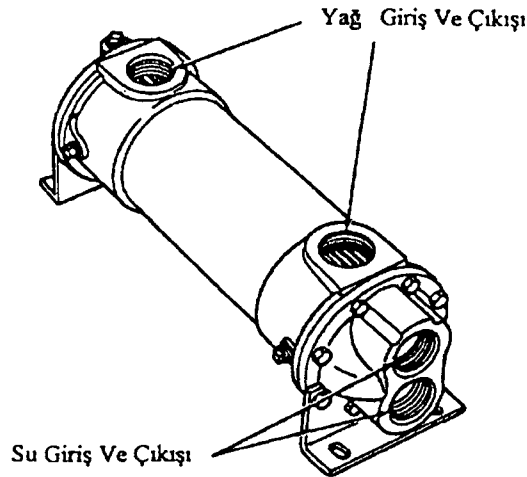
Şekil 2.24 Isıtıcı

## 2.8.2 Soğutucular

Hidrolik sistemlerde akışkan gücünün bir bölümü ısıya dönüşür. Bu enerji depo üzerinden ısı olarak atılmadığı durumlarda soğutucu kullanılması gerekir. Soğutucular sulu ve havalı tip olarak ikiye ayrılır.

### 2.8.2.1 Sulu tip soğutucular

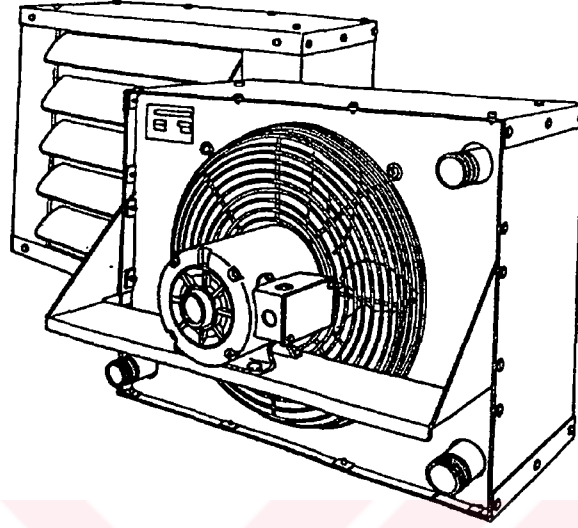
Görevleri devredeki aşırı ısınmadan dolayı yağ sıcaklığını, ısı transferinden istifade ile içersinden geçirdiği suya aktararak düşürmektir. Bu tip soğutucularda suyun hidrolik yağa karışmasını engellemek gerekir. Bunu sağlayabilmek için soğutucu çıkışına suyun basıncının daha üzerinde bir basıncı karşılayabilecek türde bir yay ön gerilim yayı olarak monte edilir. Böylece bir kaçak durumunda yağ suya karışır su yağa karışıp sisteme gitmez.



Şekil 2.25 Sulu tip soğutucu

### 2.8.2.2 Havalı tip soğutucu

Bir fan kullanılmak sureti ile sistem sıcaklığını konveksiyondan faydalanarak uygun derecelere düşürürler. Genellikle mobil uygulamalarda kullanılırlar.



Şekil 2.26 Havalı tip soğutucu

### 2.9 Hidrolik Filtreler

Hidrolik filtreler akışkanların içerisinde bulunan kirletici partikül miktarını müsaade edilebilir sınırlar içerisinde tutabilmek, hassa işlenip imal edilmiş olan hidrolik devre elemanlarını partiküllerin aşındırıcı etkisinden korumak için kullanılırlar. Filtreler içerisinden geçirebildikleri en yüksek debi miktarı tutabilecekleri parçacık boyutlarına ve çalışma basıncına göre sınıflandırılırlar. Filtreler genel olarak pompanın emiş hattı üzerine, pompanın basınç hattı üzerine, yada sistemden dönen yağın dönüş hattı üzerine monte edilirler. Emiş filtreleri genellikle pompaya zarar vermesi muhtemel kaba partikülleri tutmak için konulur (90-125 mikron arası). Burada dikkat edilmesi gereken konu filtrenin pompanın bastığı debiyi geçirebilecek büyüklükte olması ve kirliliğinde bile pompada yüksek bir vakum etkisi yaratmadan geçişe izin vermesidir. Bu nedenle pompa debisinin 3 ila 5 büyüklükte emiş filtresi kullanılır. Basınç filtreleri pompanın basınç hattına yerleştirilir ve pompa içinden geçebilecek ancak sistemdeki dar tolerans aralıklarında işlenmiş olan elemanlara zarar verebilecek daha küçük ebattaki kirleticileri tutmak için kullanılırlar (3 mikrona kadar). Basınç filtreleri için dikkat edilmesi gereken, pompanın çalışma basıncından yüksek basınçlara mukavim olması ve debi darbelerinden

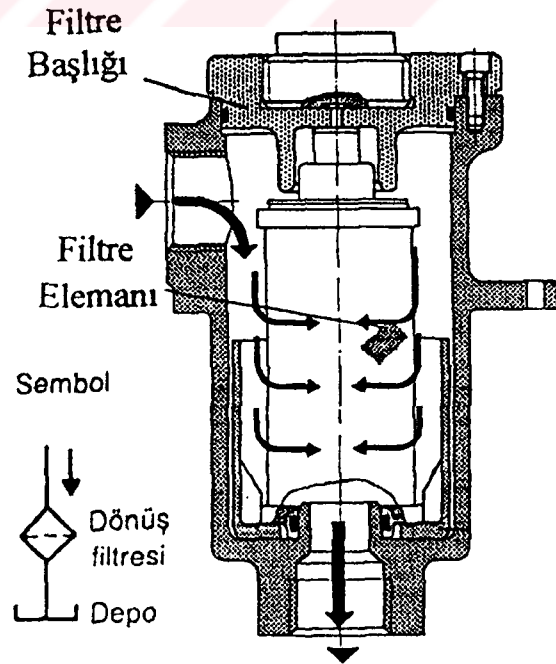
etkilenmemesidir. Dönüş hattı filtreleri ise tanka sistemden geri dönmekte olan yağın içerisindeki parçacıkları tutarak tanka temiz yağın gitmesini sağlarlar. Dönüş filtresi de tıpkı diğer filtrelerde olduğu gibi sistemden dönen en yüksek yağ debisini içersinden geçirebilecek büyüklükte seçilmeli ve mümkün olduğu kadar by-pass valfinin çalışmasına müsaade etmeden işlevini tamamlayabilmelidir. Filtrelerdeki akıştan dolayı oluşan basınç kayıpları enerjinin tüketimi açısından önemlidir. Enerji tüketimini azaltabilmek için filtrelerdeki basınç kaybının mümkün olduğunca az olması gerekir. Filtre üreticileri filtre seçimi için debi ve basınç kaybına bağlı olarak tablo ve grafikler hazırlarlar. Bu grafikleri oluşturulabilmesi için deneysel ve ölçüsel metotlar kullanılır. Filtrelerdeki basınç kaybı;

$$\Delta P_f = K_f \cdot Q \quad (2.1)$$

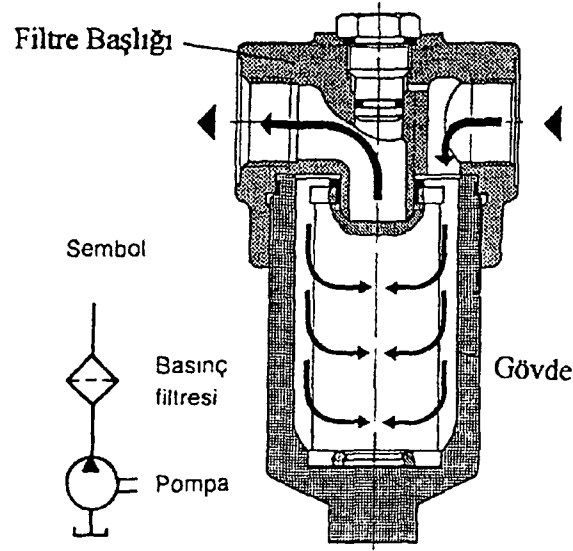
formülü ile ifade edilebilir. Burada  $K_f$  filtre için kullanılacak olan kayıp katsayısını  $Q$  ise filtre debisini göstermektedir.

### 2.9.1 Filtre gövdeleri

Filtre elemanını içerisinde muhafaza eden ve üzerinde kirlilik göstergesi bulunan, basınca dayanıklı döküm yada plastik gövdelerdir.



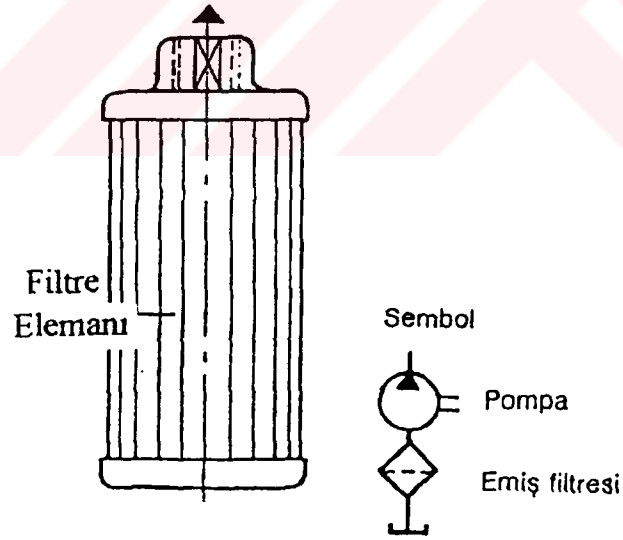
Şekil 2.27 Dönüş filtresi



Şekil 2.28 Basınç filtresi

### 2.9.2 Filtre elemanları

Gövde içerisine monte edilirler. Dokusal, kağıt veya metal telli yapıya sahiptirler, gözeneklerinin mikron mertebesinden büyüklüklerine göre birbirlerinden ayrılırlar.



Şekil 2.29 Filtre elemanı

### 2.9.3 Kirlilik göstergeleri

Filtre elemanının belirli bir zamanın sonunda kirlenmesi neticesinde oluşan basınç kuvvetinin bir pistonu mekanik olarak itmesi suretiyle bir uyarı sinyalinin alınabildiği veya gözle kontrolünün sağlanabildiği türde kirlilik göstergeleri mevcuttur.

### 2.10 Hidrolik Akışkanlar

Bir hidrolik sistemin tasarımında elemanların seçimi ve montajı kadar hidrolik akışkan seçimi de makinenin ömrü ve yüksek performansta çalışabilmesi için göz önünde bulundurulması gereken bir unsurdur. Hidrolik sistemlerde günümüzde genellikle organik bazlı madeni yağlar kullanılmaktadır. Bunlar genellikle petrol türevli akışkanlar olup, sentetik esaslı yada özel imal edilmiş yanmaz türden akışkanlarda olabilir. Hidrolik sistemlerde kullanılan yağlardan güç iletiminin yanı sıra bazı özelliklere de sahip olmaları istenir. Bunlar;

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

Yukarıda sayılan bu özellikleri ihtiva eden yağın viskozitesinin, donma-buharlaştırma noktalarının yağlayıcılık özelliğinin, oksidasyon ve paslanmaya karşı gösterdiği direncin, içerisindeki katıkların uygun özellikte olmaları gerekmektedir.

### 2.11 Sızdırmazlık Elemanları

Hidrolik devreler basınçlı olarak çalıştıklarından, basınçlı olan kısım ile basınçsız kısım arasında çok iyi bir yalıtım yapmak gerekir. Bu amaçla hidrolik devrelerde, o-ringler ve yağ keçeleri kullanılır. O-ringler DIN 3770 ve yağ keçeleri DIN 3760'da normlaştırılmıştır.

Yağ keçesi ve o-ring malzemesi olarak başlıca; NBR (Butenilen akril nitril kauçuk), FKM (flour kauçuk) ve AU-EU (Poliüretan) madeni yağa dayanıklı malzemeler olarak, madeni yağ kullanılmayan devrelerde ise; SBR (styrol butadien kauçuk) ve EPDM (Etilen politetra flour etilen) ve poliasetal malzemeler kullanılır.

### 2.11.1 O-Ringler

Prensip olarak dinamik olmayan parçaların sızdırmazlığını sağlamak amacı ile kullanılan o-ringler; doğru malzeme seçimi ve boyutlandırma durumlarında 1000 bar gibi çok büyük basınçlara kadar sızdırmazlık özelliklerini korurlar. O-ring malzemesi olarak ;

NBR.....70 Share sertlik - çalışma sıcaklığı : -40<sup>0</sup>C, +100<sup>0</sup>C

NBR.....80 Share sertlik - çalışma sıcaklığı : -30<sup>0</sup>C, +100<sup>0</sup>C

NBR.....83 Share sertlik - çalışma sıcaklığı : -15<sup>0</sup>C, +200<sup>0</sup>C

O-ringlerin boyutları DIN 254'de belirtilen şartlarda ölçülür. İlgili standartta tanımlanan ölçüm aletlerinde O-ring max. 1 N 'luk kuvvetle ölçüm cihazına takılarak ölçüm yapılmaktadır.

### 2.11.2 Yağ keçeleri

Keçeler, dinamik aksamdaki sızdırmazlığı, sağlayan sızdırmazlık elemanlarıdır. Keçeler tek veya takım olarak kullanıldıkları gibi, tek kullanılan keçeler de kesitlerinin simetrik veya asimetrik olmasına göre farklı amaçlarla kullanılırlar. Örneğin simetrik keçeler hem dış çapta hem de milde (boğazda) sızdırmazlık sağlarlar. Asimetrik keçelerde ise yalnız boğazda veya dış çapta sızdırmazlık sağlayacak şekilde tek dudak mevcuttur.

## 2.12 Bağlantı Elemanları Ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler

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

### 2.12.1 Çelik çekme borular

Çelikten imal edilmiş borular endüstriyel ve mobil hidrolik sistemlerde geçmişte ve günümüzde akışkan iletiminde kullanıla gelen en uygun çözümdür. Hidrolik sistemlerde paslanmaz çelikten imal edilmiş olan borular korozyona ve kirliliğe karşı olan dirençleri

sebebi ile bazı uygulamalarda kullanılır. Borular ve fittings malzemeler ölçüsü ve et kalınlıklarına göre sınıflandırılırlar. Borular kullanım basıncına göre farklı et kalınlıklarında imal edilmişlerdir. Standart, ekstra ve ağır tip çeşitleri mevcuttur. Ancak aynı normal çaptaki borular karşılaştırıldığında dış çaplarının değişmediği, iç çap ölçüsünün ise et kalınlığının artmasıyla birlikte azaldığı görülmektedir. Böylece normal ölçü değeri belirli olan farklı sınıftaki hidrolik borulara aynı ölçüsü aynı bağlantı parçaları ile bağlantı yapabilmek mümkün olmuştur.

### **2.12.2 Esnek hortumlar**

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

### **2.12.3 Bağlantı elemanları**

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

### **2.13 Hidrolik Depolar**

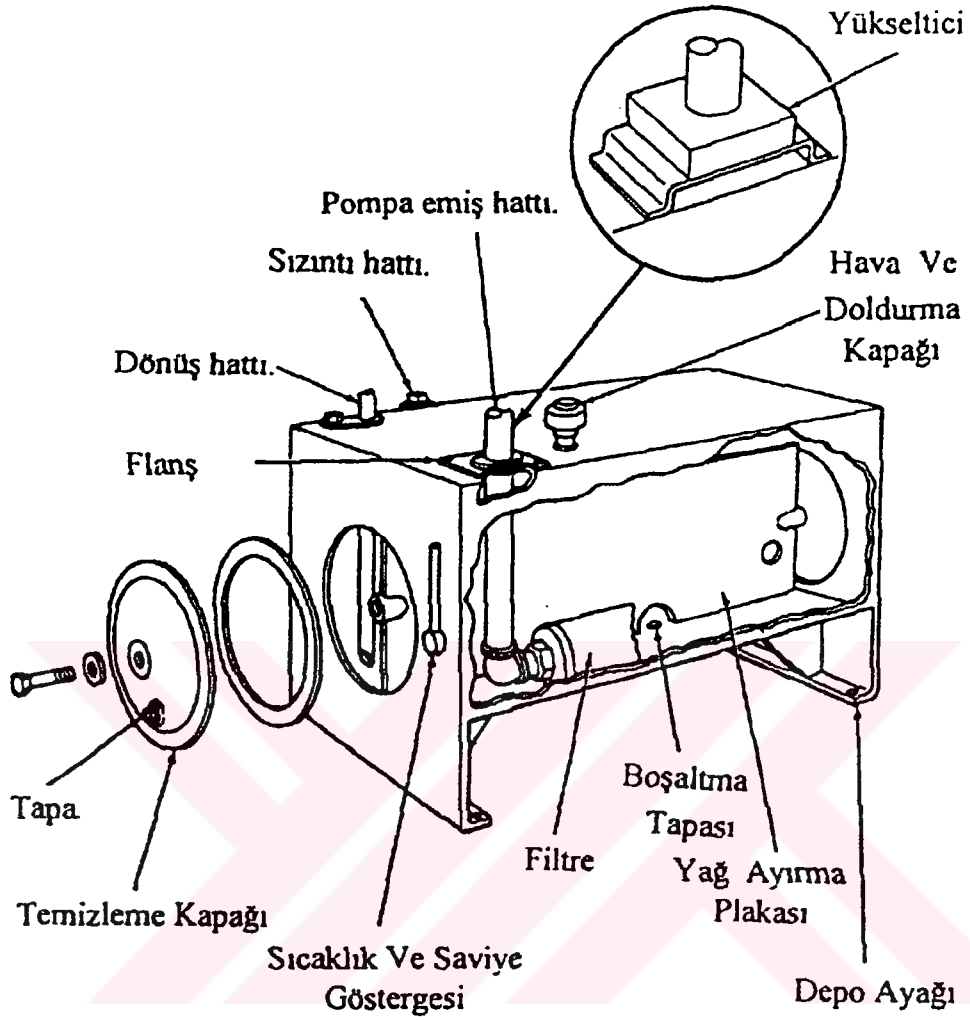
Hidrolik sistemde kullanılmak üzere yağın depo edilmesi gerekir. Açık devre sistemlerde hidrolik depoların hacmi pompa debisinin (lt/dak) en az 3 misli (lt) olması gerekir. Soğutma ihtiyacı arttıkça depo hacmi büyütülür. Depolarda uygun yerleştirilmiş emiş ve dönüş boruları ile temizleme kapakları bulunur. Büyük depolarda yağ sirkülasyonunu

sağlayacak bölmeler kullanılır. Depo üzerine hidrolik elemanlar ile pompa ve motor gruplarının montajı mümkündür. Pompa-Motor akuplajı üç ayrı şekilde gerçekleştirilebilir.

V1 modeli tasarımda pompa-motor grubu, depo üst sacı uygun şekilde kesilerek pompa deponun içinde kalacak şekilde düşey olarak yerleştirilir. Bu tip tasarımda sesten daha iyi bir izolasyon sağlanmasına karşın pompa bakımı güçleşir.

B3 modeline depo pompa ve motor üzerine monte edilmiş olan profiller üzerine ayak bağlantılı olarak bağlanır. Depo ile profiller arasına titreşimleri sönmölemek ve ses izolasyonu sağlama üzere lastik elemanlar yerleştirilir. Bu bağlama şeklinde pompa ile motor millerinin karşılıklı olması gerekir.

B5 modelinde ise pompa-motor grubu flanş üzerinden depoya tutturulur.



Şekil 2.30 Hidrolik depo

#### 2.14 Diğer Elemanlar

Hidrolik sistemlerde yukarıda sayılan elemanların dışında valf bloğu, termostat, küresel vana, manometre, seviye şalter ve göstergeleri ile doldurma kapağı ve filtresi, boşaltma tapası ve hava filtreleri kullanılır.

### 3. HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

Hidrolik güç sistemi dizaynında göz önünde bulundurulması gereken en önemli kriterler şunlardır; Basitlik, güvenilirlik, verimlilik, maliyet etkinliği, bakım kolaylığı. Bu şartlara uygun elemanların seçimi ve işe uygun görevini tam olarak yerine getirebilecek elemanların müsaade edilebilir sınırlar içerisinde seçilmesi sistemin düşük maliyette ve düşük ağırlık / güç oranında çalışmasını sağlayacaktır.

#### 3.1 Sistem Basıncının Belirlenmesi

Hidrolik sistemlerde temel prensip şudur: İş yapan kuvvet, uygun bir yüzeye gerekli basıncın etki ettirilmesi ile oluşur. Sistemde iş yapan akışkan için yapılabilmesi için gerekli basınç ve buna ek olarak oluşacak kayıplar için gerekli basınç miktarına sahip olması gerekir. Hidrolik sistemler uygulama alanları yönünden alçak, orta ve yüksek basınç kademeleri olarak sınıflandırılabilirler.

Alçak basınç aralığı : 0-80 bar

Orta basınç aralığı : 80-160 bar

Yüksek basınç :160 bar ve üstü

Sistem basıncı, tasarımda önceden belirlenmesi gerekli en önemli veridir.

#### 3.2 Yük Değerlerinin Belirlenmesi

Hidrolik sistemlerin tasarımına geçmeden önce istenilen kuvvet/tork ve hareket-zaman diyagramlarının belirlenmesi zorunludur. Sistemde hareket üretici eleman silindir yada hidromotorun yada her ikisinin bazı teknik şartları karşılamaları istenir. İşte bu şartlara yük şartları denir. Yük değerleri; silindir için kuvvet ve hız, hidromotor için moment ve devir sayısı olarak ifade edilir.

#### 3.3 Hidrolik Hareketlendirici Seçimi

Hidrolik sistemin amacı için sistemdeki basınçlı akışkanın uygun elemanda harekete dönüştürülebilmesi gerekir. Silindirler veya hidromotorların hareketlerini gerçekleştirebilmeleri için hareket yönüne ters olarak direnç gösteren bazı kuvvetlerin yenilmesi gerekir. Kullanılma amacına göre hidrolik hareketlendiriciler doğrusal veya dairesel olarak ikiye ayrılır.

### 3.3.1 Doğrusal hareketlendirici (Silindir) seçimi

Silindir seçiminde dikkat edilmesi gereken şartlar silindirin aksenal doğrultuda verebileceği kuvvet ile strokunu istenilen zamanda tamamlayabilmesi için gereken hız değerleridir. Ayrıca silindirin monte edileceği yere uygun bağlantı şekli ve tipide göz önünde bulundurulur.

Silindir seçimi için başlangıçta bilinmesi gereken yada belirlenmesi gereken değerler şunlardır:

$F_i$  : Silindirin iş strokunda uygulayacağı kuvvet.

$F_g$  : Silindirin geri gelirken uygulayacağı kuvvet.

$V_i$  : Silindirin iş stokundaki hızı

$V_g$  : Silindirin geri gelirken hızı.

$S$  : Silindir stroku

Montaj şekli

Silindir hesabı için gerekli bağıntılar :

$$F_i = P_h \cdot A_{sil} - P_r \cdot A_{ring}$$

$$F_g = P_r \cdot A_{ring} - P_h \cdot A_{sil} \quad (3.1)$$

$$A_{sil} = \pi \cdot D_{sil}^2 / 4 \quad (3.2)$$

$$A_{ring} = \pi \cdot (D_{sil}^2 - D_{pk}^2) / 4 \quad (3.3)$$

İlk etapta bir sistem basıncı seçilir. ( $P_{sis}$ ) Silindirin ileri hareketinde  $P_h \cong P_{sis}$  ,  $P_r \cong 0$  ; silindirin geri hareketinde  $P_r \cong P_{sis}$  ,  $P_h \cong 0$  olarak kabul edilir. Yukarıdaki formüllerden silindirin iç çapı ( $D_{sil}$ ) belirlenir.

Formüllerin düzenlenmesinden silindir iç çapı ;









$$D_{sil} = \sqrt{\frac{4 F_i}{P \pi}} \quad (3.4)$$

Şeklinde bulunur.

Dsil değeri, en yakın bir üst standart silindir çapına eşitlenir.

Genellikle üretici firma kataloglarında aynı silindir çapı için iki veya daha fazla piston kolu seçeneği vardır. Minimum piston kolu çapına sahip silindiri seçmek bir çok durumda avantajlı olacaktır. Bu sebeple EULER 'e göre flambaj kontrolü yapıp minimum silindir çapı tespit edilebilir.

**Çizelge 3.1 Piston kolu serbest bel verme uzunluğu ve montaj şekli arasındaki ilişki.**

	DURUM 1	DURUM 2	DURUM 3	DURUM 4
EULER YÜK DURUMLARI	Bir ucu serbest diğer ucu sabit bağlantılı	Her iki ucu eklem bağlantılı	Bir ucu eklem diğer ucu sabit bağlantılı	Her iki ucu sabit bağlantılı
BURKULMA ŞEKLİ				
SERBEST BURKULMA BOYU	$s_k = 2 \cdot liş$	$s_k = liş$	$s_k = liş \cdot 0.7$	$s_k = liş / 2$
HİDROLİK SİLİNDİR BAĞLANTI ŞEKLİ				

K = Burkulma Yüğü

$$K = \frac{\pi^2 * E * J}{S_k^2} \quad (3.5)$$

liş = İş uzunluğu (cm.) Çizelge 3.1 den

Sk = serbest burkulma boyu. (cm.) Çizelge 3.1 den

E = Elastisite modülü (Çelik için  $2.1 \cdot 10^6$  kp/cm<sup>2</sup>)

J = Atalet momenti (cm<sup>4</sup>)

$$J = \frac{d^4 \pi}{64} = 0.0491 * dpk \min^4 \quad (\text{Yuvarlak kesitler için}) \quad (3.6)$$

dpkmin= Piston kolu minimum çapı (cm.)

Fiş = En çok çalışma yükü

$$Fiş = K / Sem \quad (3.7)$$

Sem = Emniyet katsayısı (2.5 ~ 3.5 arası alınır.)

Yukarıdaki formüllerden tek bilinmeyen olan dpkmin (Piston kolu minimum çapı) bulunur.

$$dpk \min = \sqrt[4]{\frac{Fiş \cdot Sk^2 \cdot Sem \cdot 64}{\pi^3 E}} \quad (3.8)$$

Q' = Silindiri ileri götürmek için gerekli debi

$$Q' = v_i \cdot Asil \quad (3.9)$$

Silindirde kaçakların olması kaçınılmaz olduğundan bulunan Q' değeri  $\eta_v$  (silindir volümetrik verimi) ile bölünür.

Qsis = Sistemin debisi

$$Qsis = Q' / \eta_v \quad (3.10)$$

Dolayısıyla buraya kadar yapılan hesaplardan açık sistemlerin dizaynı için önemli iki veri elde ediliyor. Bunlar Q (sistem debisi) ve P sistem basıncı. Sistem basıncı açık sistemler

için değişken olabilir. Dolayısıyla burada yapılması gereken, basıncın en üst değerini sistem basıncı olarak kabul etmektir.

Verilen formüller uygulandığında silindir için gerekli boyutlandırma yapılmış olur. Ancak Silindir seçimi için bundan başka akışkan tipi, akışkan sıcaklığı ve viskozitesi, sistem basıncı gibi değerlerde göz önüne alınmalıdır.

Çalışmada pilot olarak seçilen REXROTH firmasının ürettiği bazı silindirlerin katalog değerleri ve tabloları EK 2' de verilmiştir.

### 3.3.2 Dairesel hareketlendirici (Hidromotor) seçimi

Hidrolik motorlar hidrolik enerjiyi torka ve sonuç olarak güce dönüştürürler. Motorlar, yapıları yönünden hidrolik pompalarla büyük bir benzeşim gösterirler. Gerçekte, pompaların pek çoğu, aynı zamanda motor olarak ta kullanılmaktadır. Pompaların gerçekleştirdiği gibi sisteme akışkan basmak yerine, motorlar, tork geliştirmek ve sürekli dönme hareketi sağlayacak şekilde kullanılırlar.

Hidromotor seçilebilmesi için azami tork değeri ile devir sayısının bilinmesi yada tespiti gereklidir. Tork kavramı kısaca bir yüke belirli bir uzunlukta kuvvet kolundan uygulanan kuvveti ifade etmektedir. M ile gösterilir. Hidromotorlar için tork kavramını 3 grupta toplayabiliriz.

- Çalıştırma torku : Yüğü durağan konumdan hareketli konuma geçirmek için gerekli tork
- Döndürme torku : İlk çalıştırma işlemi sağlandıktan sonra hareketin sağlanması için gerekli tork
- Durdurma torku : Çalışmanın sona ermesiyle yüğü durağan konuma getirmek için gerekli tork

Bazı durumlarda bu tork değerlerinin hepsi eşit olabilir. Ancak hepsinin farklı olduğu sistemlerde, en büyük tork değeri için motor seçimi yapılmalıdır.

Tork, yani döndürme momenti kolayca şu şekilde hesaplanabilir.

Tork = kuvvet \* kuvvet kolu

$$M = F \cdot r$$

(3.11)

$r$  = Hidrolik motorun mil merkezi ile yük arasındaki radyal mesafe

$F$  = Yük miktarı

Seçilecek motorun devir sayısı direk olarak motorun harcayacağı enerji ile alakalı olduğundan çok önemlidir.  $n$  ile gösterilir. Hidromotorlar için devir sayısı 3 grupta toplanabilir.

- Azami motor hızı : Motor hasara uğramaksızın ve güvenli olarak çalışabileceği maksimum hızdır.
- Asgari motor hızı : Motorun kesintisiz, güvenilir ve sürekli bir hareket sağlaması için gerekli minimum hızdır.
- Nominal motor hızı : Motorun en verimli çalışabileceği hızdır.

Motor tipi motor seçimi için en önemli verilerden biridir. Bunun için seçilecek motor tipi önceden belirlenmelidir. Dişli motorlar ucuz ve daha az verimlidirler ve düşük güç ihtiyacını karşılamak üzere imal edilmiştir. Radyal pistonlu motorlar yüksek moment değerlerinin ve düşük dönme hızlarının istendiği durumlarda kullanılır. Eksenel pistonlu motorlar en yüksek verimli hidromotorlardır, yüksek güç ve yüksek devir sayılarının istendiği durumlarda kullanılır ancak pahalıdır. Buna karşın kumanda edebilme özellikleri vardır.

**Çizelge 3.2 Hidromotor verimleri**

Motor Tipi	Volümetrik Verim ( $\eta_v$ )	Mekanik Verim ( $\eta_m$ )
Dişli	0.83	0.90
Radyal Pistonlu	0.90	0.93
Eksenel Pistonlu	0.92	0.94

Motor seçimi için gerekli olan bağıntılar :

Tork :

$$M = (P_1 - P_0) \cdot V_{geo} \cdot \eta_{mh} / 2 \cdot \pi \quad [Nm] \quad (3.12)$$

$P_1$  = Hidromotorun giriş tarafındaki basınç

$P_0$  = Hidromotorun çıkış tarafındaki basınç

Genellikle  $P_1 \cong P_{sis}$  ve  $P_0 \cong 0$  olur.

$V_{geo}$  = Pompanın geometrik deplasmanı. (1 devirde basılan akışkan miktarı) [m<sup>3</sup>/dev]

$\eta_{mh}$  = Mekanik hidrolik verim.

Gerekli Debi :

$$Q = V_{geo} \cdot n / \eta_v \quad [m^3/s] \quad (3.13)$$

$\eta_v$  = Volümetrik verim

$P$  = Döndürücü güç :

$$P = M \cdot \omega \quad [kW] \quad (3.14)$$

$\omega$  = açısal hız .

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [1/s] \quad (3.15)$$

$$P = Q \cdot \Delta P \cdot \eta_t \quad [kW] \quad (3.16)$$

$\eta_t$  = Toplam verim

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh} \quad (3.17)$$

### 3.3.3 Valf seçimi

#### 3.3.3.1 Çekvalf seçimi

En basit yön kontrol valfleri, sadece tek yönde akımın geçişine izin veren, ters yönde akımın geçmesini önleyen çek valfler veya dönüşsüz valflerdir. Hidrolik devrelerde tasarıma göre akımın tek bir yönde geçmesi veya basınç değerinin belli bir değere ulaştığı zaman geçmesi gerekebilir. Bu durumda çekvalfler kullanılır. Çekvalf seçiminde göz önüne alınacak hususlar şunlardır :

- Çekvalfin açılma basıncı
- Çekvalften geçecek en yüksek debi miktarı

- Çekvalften geçen akışkanın basıncı ve oluşabilecek pik basınçlar.

Hidrolik sistemlerde görev yapabilecek valf tipleri üretici firma kataloglarından yukarıdaki verilere göre seçilebilir. Ancak sistemin verimli çalışabilmesi için bütün valflerde, borularda, hortumlarda yani akışkanı iletme ve yönlendirme elemanlarındaki basınç kaybını göz önüne almak gerekir. Bir sistemde basınç kaybı, enerji kaybı demektir. Az olması istenir. Dolayısıyla seçilecek valf için kataloglarda bulunan debi - basınç kaybı eğrilerine bakılarak basınç kaybı miktarı bulunabilir.

Ön uyarılı çekvalf seçimi durumunda kataloglarda yer alan ön uyarı basınç değerlerine dikkat edilmesi gerekir. Çek valf seçimi için REXROTH firmasının ilgili katalog sayfaları EK 2 'de verilmiştir.

### **3.3.3.2 Yön kontrol valfi seçimi**

Yön kontrol valfleri, sistemde iş yapacak akışkanın yönlendirilmesi için kullanılan valflerin seçiminde göz önüne alınacak kriterler şunlardır. Sistem debisi, basıncı ve kontrol şekli. Sistemde kullanılacak yön kontrol valfinin veya valflerinin kumanda şekli, yol ve konum sayısı önceden belirlenmelidir. Silindirli devrelerde silindirin mil tarafına giden yada gelen yağ miktarı ile piston tarafına gelen yağ miktarı aynı olmaz. Bu sebeple seçilen valfin en yüksek debiyi geçirmesi istenir. Valf seçiminde kataloglardaki debi - basınç kaybı eğrilerinden faydalanılır. Boyutu belirlenen valf için piston şekli belirlendikten sonra basınç kaybı bulunarak pompa seçimi için gerekli doneler elde edilebilir. Yön kontrol valfi seçimi için REXROTH firmasının ilgili katalog sayfaları EK 2 'de verilmiştir.

### **3.3.4 Hidrolik iletim hatlarının seçimi**

Akışkan boruları ve hortumları; bir çok hidrolik aksamı birbiriyle irtibatlandırır ve sistem içerisinde akışkan taşınmasını sağlar. Bağlantı elemanları da dahil olmak üzere, bu iletken taşıyıcı hatların yalnızca hesaplanmış azami sistem basıncına karşı değil, bununda ötesinde, sistemde oluşacak basınç şoklarına karşı dayanımlı olması gerekir. Akışkan taşıyıcıların (tüp, boru veya hortum) ve bağlantı elemanlarının seçimi, öncelikle aşağıdaki faktörlere bağlıdır.

- Statik ve dinamik basınç
- Debi
- Akışkanla uyum
- Müdahale imkanı
- Titreşim
- Kaçağa direnç
- Ortam koşulları
- Uygulama
- Maliyet

Akışkan taşıyıcıların yatay kesit alanları, aşırı basınç kayıplarına neden olmaksızın, istenen akış debisi ile akışkanın taşınmasına izin verecek ölçüde, yeterince büyük olmalıdır. Bununla beraber büyük borularda daha fazla maliyet, çalışmak için daha fazla akışkan gerektiğinden ve sistemin verimliliğini düşürdüklerinden gereğinden fazla büyük olmamalıdır.

Hidrolik hatlar düzgün olmalıdır ve en az yön değişikliği elde edilecek şekilde monte edilmelidir. Aynı şekilde akış yollarının boyutlarında ani daralma ve genişlemeler olmamalıdır. Sert bükümler ve karmaşık bağlantılar akışkanın akışını boğmaya veya sönmülemeye eğilimlidirler ve kaçınılmalıdır. Ulaşılması zor yerlerdeki bağlantılardan da kaçınılmalıdır.

Hatlar mümkün olduğunca kısa, fakat çok fazla bükülme ve ek parçası olmadan monte etmeye yarayacak kadar uzun olmalıdır.

Borularda akış laminar ve türbülanslı olmak üzere iki türdür. Akışın türü Reynold sayısıyla belirlenir.

$$Re = V \cdot D / \nu \quad (3.18)$$

V : Borudaki akış hızı (mm/s)

D : Boru iç çapı (mm)

$\nu$  : Akışkanın kinematik viskozitesi. (cSt veya mm<sup>2</sup>/s)

$Re < 2000$  ise akış laminar dır. Yani düzenli bir akış hali vardır.

$2000 > Re > 3000$  ise akış kararsız durumdadır.

$Re > 3000$  ise akış türbülanslıdır.

Borularda basınç kaybını hesaplamak için

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot V^2 \cdot 10}{2 \cdot D} \quad [\text{bar}] \quad (3.19)$$

Formülü kullanılır.

Burada  $\lambda$  boru sürtünme katsayısıdır.

$$Re < 2000 \Rightarrow \lambda = 64 / Re \quad (3.20)$$

$$Re > 2000 \Rightarrow \lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3.21)$$

$l$  : boru boyu (m)

$\rho$  : akışkanın yoğunluğu (kg/lt)  $\approx 0.89$

Hidrolik iletim hatlarında bu basınç kayıplarının en az olması istenir. Bunun için borulardaki akış hızları şöyle belirlenmiştir.

Emiş Hatları : 0.5 -1.5 m/s

Geri dönüş hatları : 2 - 3 m/s

Basınç Hatları :

$P \leq 20$  bar  $\Rightarrow$  3 m/s

$10 < P < 40$  bar  $\Rightarrow$  4 m/s

$40 < P < 63$  bar  $\Rightarrow$  4.5 m/s

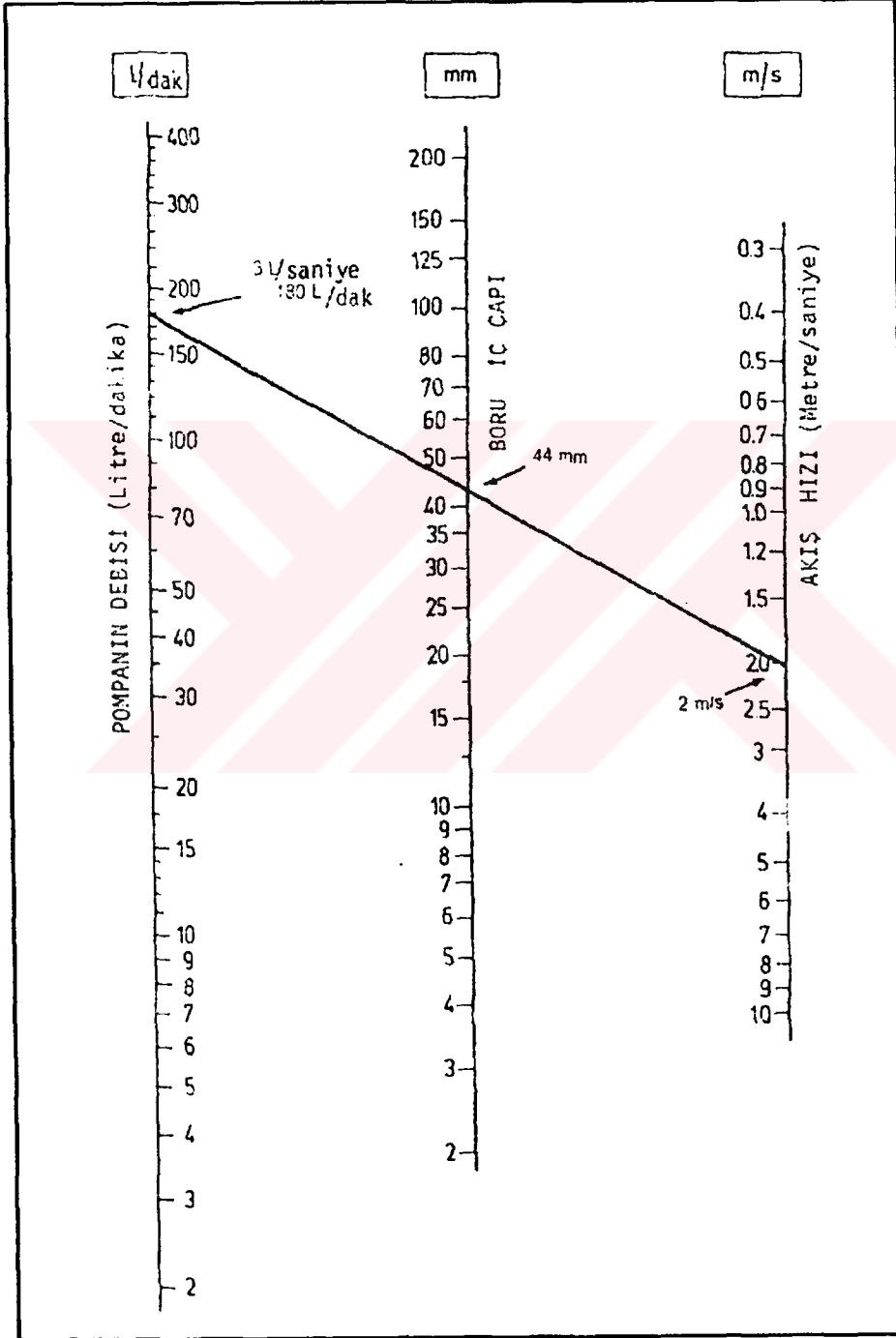
$63 < P < 160$  bar  $\Rightarrow$  5 m/s

$160 < P < 200$  bar  $\Rightarrow$  5.5 m/s

$200 < P < 315$  bar  $\Rightarrow$  6 m/s veya daha üstü

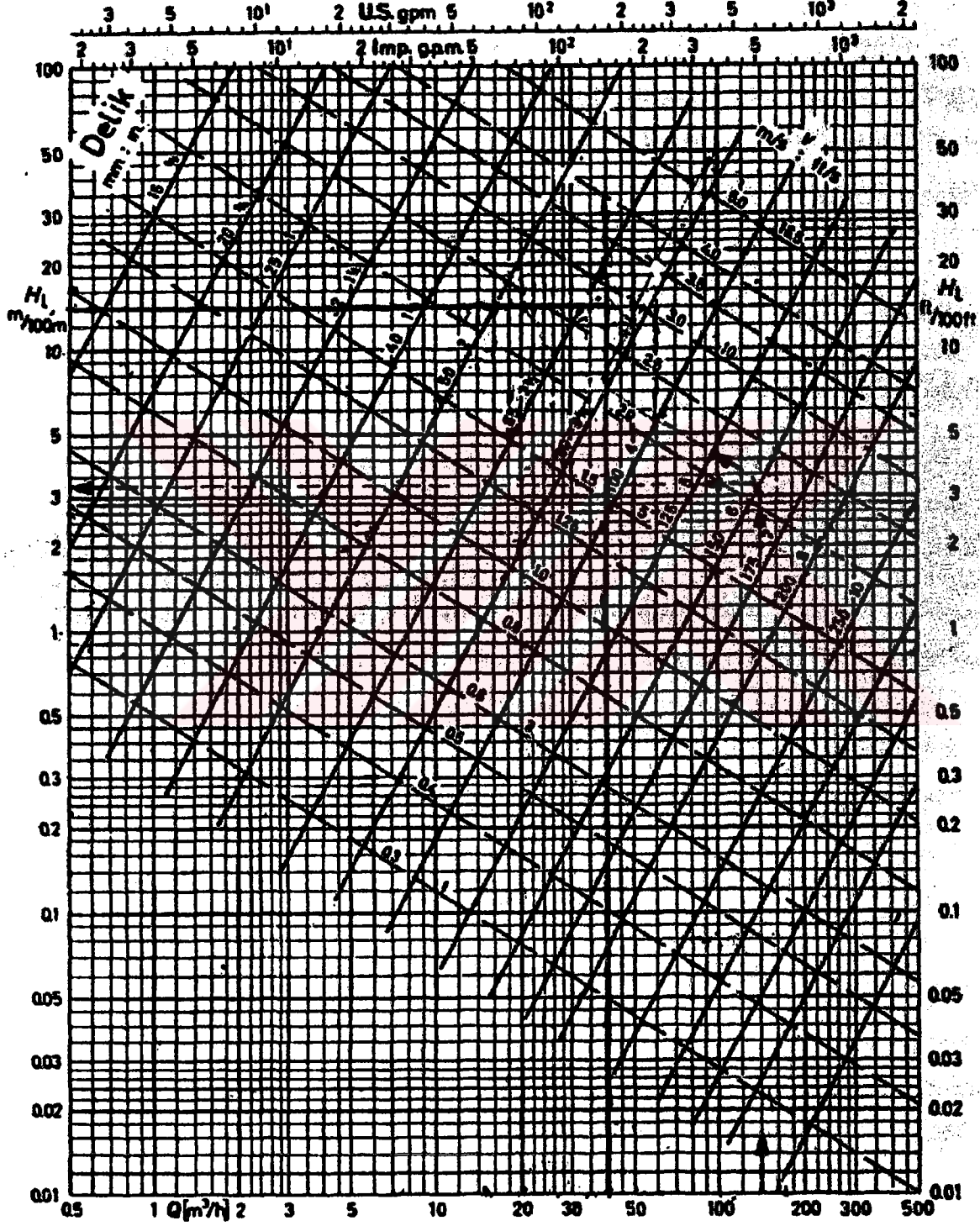
Bu formülleri kullanarak borudan geçen debi biliniyorsa en uygun boru iç çapı bulunabilir.

Bunun için boru iç çapı diyagramında kullanılabilir.



Şekil 3.1 Boru iç çapı diyagramı

Bağlantı elemanlarının basınç kayıpları Şekil 3.2 'de verildiği gibi genellikle düz boruların eşdeğer uzunluğu ile verilir. Bir hidrolik hatta bağlantı elemanı kullanıldığında, eşdeğer boru veya tüp tipi boru uzunluğu sistemin toplam basınç kaybına eklenmelidir.



Şekil 3.2 Bağlantı elemanları basınç kayıpları monogramı

### **3.3.5 Filtre seçimi**

Hidrolik filtreler filtreleme derecesi, kullanım yerine ve akışkanın tipine göre seçilirler. Filtreleme derecesi filtreden geçebilecek en büyük parçacık çapını ifade eder. Mutlak filtreleme derecesi de denir. Filtreler sistemlerde kullanım yerlerine göre 3 grupta incelenebilirler

#### **3.3.5.1 Emiş filtreleri**

Akışkan depodan alınıp filtreden geçirilerek pompaya ulaşır. Emiş filtreleri pompa emişinde bir direnç oluşturduğu için bazı pompalarda kullanımı tavsiye edilmez. Kaviteasyona sebep olabilir. Filtreleme dereceleri 100 µm 'nin üzerindedir.

Soğuk ortamlarda ilk çalıştırmada veya filtrenin kirli olması durumunda sistemin çalışabilmesi için açılma basıncı 0.2 bar olan bir çekvalf ile beraber kullanılırlar. Basınç kayıplarının sistem dizaynı için önemi yoktur. Ancak kaviteasyona neden olmayacak miktarda olmalıdır.

#### **3.3.5.2 Basınç filtreleri**

Hidrolik sistemin basınçlı hatlarına monte edilirler. Bu pompa çıkışı veya korunması istenen elemanın girişi olabilir. Filtreleme dereceleri genelde 1, 5, 10 µm dir. Çalışma basınçları 420 bar'a kadar olabilir.

Üretici firma kataloglarında debiye bağlı olarak basınç düşüş grafikleri verilir. En fazla 7 bar'a kadar basınç düşüşüne müsaade edilir.

#### **3.3.5.3 Dönüş filtreleri**

Uygulamalarda çok kullanılır. Sistemin depoya dönüş hatlarına bağlanılır. Çalışma basınçları 30 bar kadar olur. Geçirebilecekleri debi miktarı 3900 l/dak kadar olabilir. Filtreleme dereceleri 10, 20 µm kadar olur.

### 3.3.6 Pompa seçimi

Buraya kadar yapılan eleman seçimlerinde sistemin ihtiyacı olan toplam sistem debisi (Qsis) ve sistem için gerekli maksimum basınç değerleri tespit edildi. Seçilecek pompa bu debi değerindeki akışkanı istenilen basınca çıkartabilecek yeterlilikte olmalıdır.

#### 3.3.6.1 Sistem debisinin tayini

Sistem debisini tespit etmek için hidrolik devre şemasından yararlanılır. Olay- zaman bazında çıkarılan hal tespitlerinde hareket üretici elemanların hangilerinin sırayla veya hangilerinin beraber çalışacağı tespit edilip, buna göre sistemin toplam debi ihtiyacı tespit edilebilir. Sistem debisi değişik zamanlar için çok farklılık arz ediyorsa sabit deplasmanlı bir pompa az debi ihtiyacını olduğu zamanlarda gereğinden fazla enerji tüketecektir. Bu durumda farklı zamanlarda devreye girecek çift pompa kullanmak, hidrolik akümülatör kullanmak veya değişken deplasmanlı bir pompa kullanmak daha ekonomik çözüm olabilir.

Hidrolik silindir kullanılan bir devrede hidrolik silindirin ileri strokunda silindiri terk eden akışkan miktarı ile geri strokundaki akışkan miktarı aynı olmaz. Bu durumda silindirden sonra akışkan iş yapacaksa dikkate alınmalıdır.

Ayrıca debi ihtiyacını tespit ederken elemanlardaki sızıntı kayıplarını dikkate almak gerekir.

#### 3.3.6.2 Sistem basıncının tayini

Sistem basıncı ise en fazla basınç gerektiren elemanın çalışma basıncıyla, sistemde hesaplanacak basınç kayıplarını toplayarak hesaplanır. Sistemde birden fazla basınç miktarında çalışan elemanlar olabilir. Bu durumda pompa en fazla basınca ihtiyaç gösteren elemanın basın ihtiyacını karşılamalıdır. Akış bölücülerde basınç miktarıda debi gibi bölünmez. Basıncı düşürmek için belli bir basıncın üzerinde açılarak akışkanı depoya tahliye eden basınç kontrol valfleri kullanılabilir. Aynı şekilde basıncı düşük bir devredeki basıncı arttırmak için basınç artırıcı elemanlarda mevcuttur. Ancak bunlar sürekli çalışan ve basınç gerektiren elemanların basıncını karşılamaktan uzaktırlar. Dolayısıyla sistem en fazla basınç gerektiren elemana göre dizayn edilmelidir. Basınç

kayıpları borularda, valflerde, filtrelerde ve bağlantı elemanlarında oluşur. Dolayısıyla pompanın bastığı akışkan hareket üretici elemana ulaşana kadar basıncından bir miktar kaybeder. Bilhassa kısılma valflerinde epeyce büyük miktarlarda basınç kayıplarına rastlanabilir. Borularda, hortumlarda ve bağlantı elemanlarında basınç kaybının en az olması istenir. Bunun için uygun boru çapları seçilmelidir. Gereğinden küçük borularda akış türbülanslı olacağı için basınç kayıplarında fazla olacaktır.

Pompa seçimi için gerekli iki ana veriyi elde ediyoruz.

$$Q_{sis} = Q_{e1} + Q_{e2} + \dots + Q_{en} + Q_{sızın} \quad (3.22)$$

$$P_{sis} = P_{e} + \Delta P_{kayıplar} \quad (3.23)$$

Bu şartları karşılayabilecek bütün pompalar sistem uygundur. Tabiidir ki seçilecek pompanın en az enerji sarfiyatıyla istenilen işi yapması gerekir. Dolayısıyla gereğinden fazla kapasitede, seçilecek pompa aynı işi rahatlıkla yapar fakat daha fazla enerji harcar. Aynı şekilde aynı işi yapabilecek daha sessiz çalışan ve daha pahalı bir pompa gürültülü ortamlarda çalışacak makine için gereksiz bir maliyet getirir. Seçilecek pompanın çalışırken çıkardığı gürültü seviyesi de bazı durumlarda büyük önem taşır.

Pompa üretici firma kataloglarında aynı hidromotorlarda olduğu gibi doğrudan pompa debisi verilmez fakat geometrik deplasmanı (1 devirde basılan akışkan miktarı) verilir. Bunun için pompa mil devri tespit edilmelidir. Pompalar genellikle yaygın olarak bulunan elektrik motorlarının 750, 1000, 1750, 2700 d/dak hızlarına uygun değerlere sahiptir. Diesel motorla tahrikte 4000 d/dak kadar değişken hızlar elde edilebilir. Özel uygulamalarda ise 12000 d/dak gibi yüksek hızlara çıkılabilir. Pompa debisi buradan volümetrik verimle çarpılarak yaklaşık olarak tespit edilebilir.

**Çizelge 3.3 Pompa verimleri**

Pompa Tipi	Volümetrik Verim ( $\eta_v$ )	Mekanik Verim ( $\eta_m$ )
Dişli	0.85	0.93
Paletli	0.85	0.93
Radyal Pistonlu	0.90	0.94
Eksenel Pistonlu	0.96	0.94

Pompa gücü hesabı

$$W = Q_{sis} \cdot P_{sis} / \eta_v$$

Buradan hesaplanan pompa gücü seçilen pompanın sarfettiği enerji miktarıyla doğru orantılıdır.

EK 2 'de REXROTH firmasının ilgili pompa katalog sayfaları verilmiştir.

### 3.3.7 Filtre seçimi

Hidrolik devrelerde dönüş filtreleri ve basınç filtreleri geçirebilecekleri maksimum debiye göre seçilirler. Dönüş hattı filtrelerinde silindirden dönen maksimum debi esas alınır. Basınç filtreleri buldukları yerden geçen maksimum debinin 1.2-1.5 katı büyükte ( $\Delta P=2\text{bar}$ ), dönüş filtreleri ise maksimum dönüş debisinin 1.5-2 katı ( $\Delta P=3\text{bar}$ ) seçilirler. Basınçta 10-20-6-3 mikron dönüşte, 60-25-10-6 mikron filtrasyon ( $\beta=0.99$ ) imkanı mevcuttur. Ani boşalmalar ve şok debileri varsa, bu bölümü kumanda eden valfin dönüşü filtre haricinden tanka iletilir. Ayrıca bu hatlara dönüş borusu üzerine açılma basıncı düşük bir çek-valf ilave edilirse şoklar önlenmiş olur.

### 3.3.8 Depo seçimi

Depo, silindirlerin tümünü doldurabilecek hacimde veya pompa debisinin en az 3 misli büyüklükte seçilir. Depo üzerine hava kapağı ve filtresi, doldurma kapağı, varsa sızıntı ve dönüş hatları bağlanır. Temizleme kapağı bir veya daha fazla konulur. Boşaltma tapası, büyük depolarda boşaltma vanası konulur: Seviye göstergesi, termometre bulunmalıdır.

### 3.3.9 Akü seçimi

Hidrolik devrelerde kısa aralıklarla yüksek debi ihtiyacı oluyorsa ve makinanın çalışma çevrimi sırasında pompanın boşta kaldığı zamanlar varsa, hidrolik akülerin kullanımı

uygundur. Bu şekilde pompa debisi boş zamanda bir aküde biriktirilir ve gerektiği zamanda sisteme gönderilir.

### **3.3.10 Basınç emniyet valfi seçimi**

Basınç emniyet valfleri pompanın basma hattı üzerine ve çalışma basıncının yaklaşık %10 katı yüksek olmak üzere seçilirler. Buna göre emniyet valfinin seçimi çalıştığı basınç aralığına geçirebileceği debi miktarına ve kumanda şekline göre seçilir.



## 4. HİDROLİK SİSTEMLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

### 4.1 Giriş

Hidrolik sistemlerin tasarımı hidrolik devre şemasının çizimiyle başlar. Tasarımcı gerekli hesaplamaları yaptıktan sonra hidrolik malzeme imalatçı kataloglarından işe uygun malzemeleri seçerek projede kullanılacak olan malzeme listesini oluşturur. Tüm bu işlemlerin yapılması sırasında bilgisayar destekli tasarım yöntemleri tasarımcıya kolaylık sağlar. Bunların ötesinde düşük maliyetli, yüksek güvenilirliği olan, güç / ağırlık oranı yüksek ve montajı basit olan komponentlerin kullanılması tasarımcı için ilk göz önünde bulundurması gereken noktadır. Yani tasarımcı kesinlikle uygun elemanları seçmek zorundadır.

Bu bölümde hidrolik sistemler için uygun komponent seçiminde tasarımcıya yardımcı olacak bir program geliştirilmeye çalışılacaktır. Program Windows 95 ortamında MS Visual Basic 5.0 programlama diliyle geliştirilmiştir. Programda pilot olarak REXROTH firmasının ilgili katalogları kullanılmıştır. Ancak program data girişine açık olacaktır. Daha sonradan değişik firmalar için uygulanabilir bir nitelik taşıyacaktır.

Normalde yapılan hidrolik sistem tasarımlarında yapılması gereken iş ile ilgili doneler elde edilir. İşe uygun hidrolik sistem şeması çizilir. Ve elemanların tek tek hesabı yapılır ve uygun eleman kataloglardan seçilir. Programın bu aşamada tasarımcıya yardımcı olacak nitelikte olması düşünülmüştür.

### 4.2 Dizayn Algoritması

Programın çalışma şekli şöyle özetlenebilir.

1. Hidrolik eleman tipi belirlenir.
2. Hidrolik eleman ile ilgili teknik veriler alınır.
3. Hidrolik eleman ile ilgili data dosyası çağırılır.
4. Kullanıcının girdiği teknik veriler data dosyasındaki her bir data için işlenir.
5. Çıkan sonuçlara göre program tarafından "UYGUN" yada "UYGUN DEĞİL" şeklinde yorum yapılır.
6. Sonuçlar bir tablo halinde ekrana verilir.

Program çeşitli elemanlar için tüm bu hesapları yapan 6 ana alt programdan oluşmaktadır. Şimdilik hesabı yapılabilen elemanlar şunlardır. Ancak program geliştirilmeye müsaittir.

Silindirler (çift etkili)

Hidromotorlar

Çekvalfler

Yön kontrol valfleri

Hidrolik borular

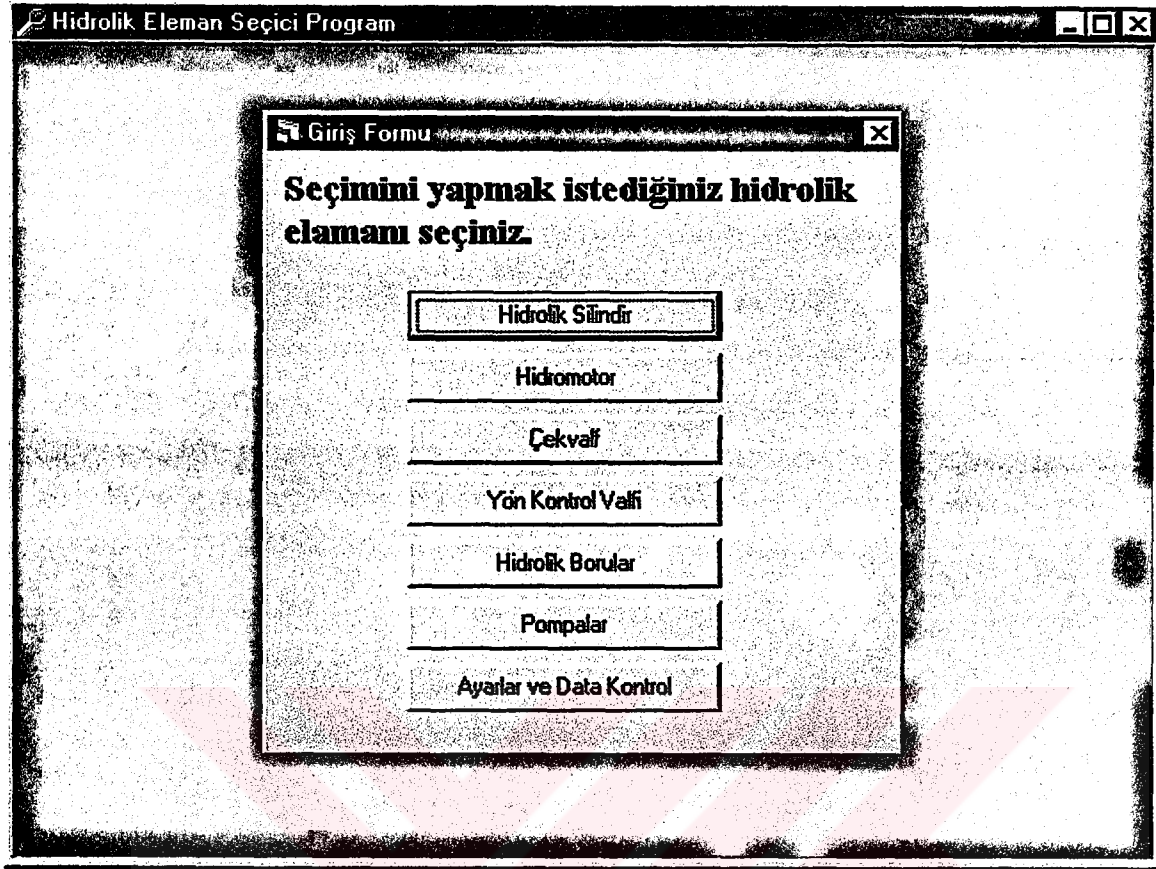
Pompalar

#### **4.3 Program Algoritmaları ve Çalışma prensipleri**

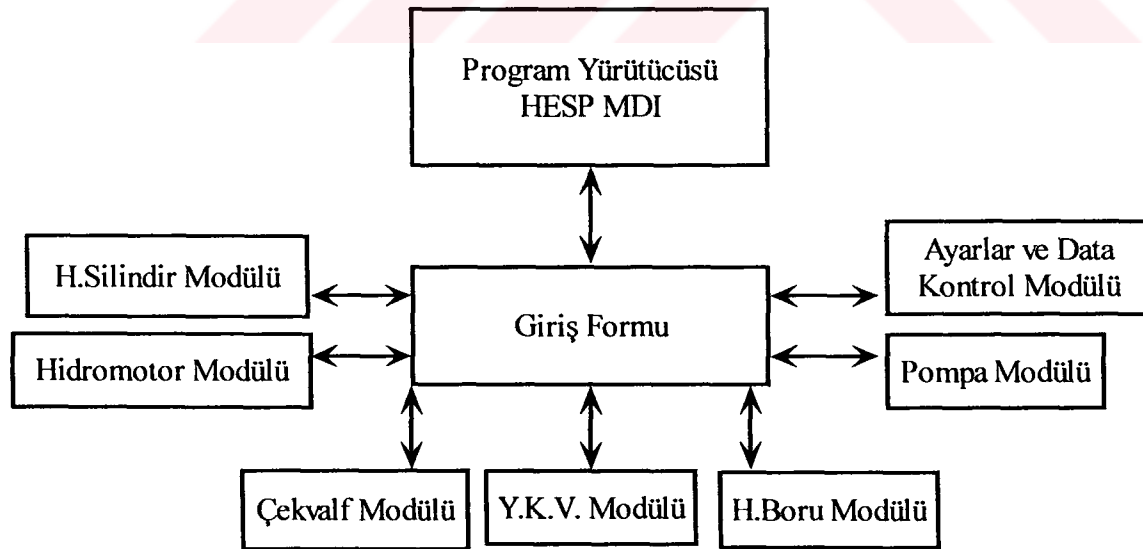
Hidrolik eleman seçici program (HESP) 7 ana alt modülden ve bunların yürütülmesini sağlayan 1 ana alt modülden oluşur. 6 ana alt modül yukarıda sözü edilen hidrolik elemanların hesabını yapan programdır. Biri ise program genel kontrolleri ve data dosyaları işlemleri için düşünülmüştür. Bütün ana alt modüller değişik bir yapıya ve değişik çalışma prensiplerine sahiptirler. Her bir ana alt modülün algoritması ve çalışma şekli bu bölümde açıklanacaktır.

Program ilk çalıştırıldığında program yürütücüsü-olan ve bütün ana alt modülleri yöneten HESP MDI formu yüklenir. Visual Basic programlama dilinin özelliği gereği MDI özellikli formlar hep yüklü kalırlar. Bu özellikten yararlanarak bu form ana form olarak kullanılmıştır.

HESP MDI içine ilk olarak giriş formu yüklenir. Giriş formu kullanıcıya hangi hidrolik elemanın hesabını yapmak istediğini soran formdur. Kullanıcının vereceği karar göre gereken modülü çalıştırır ve kendini hafızadan kaldırır.



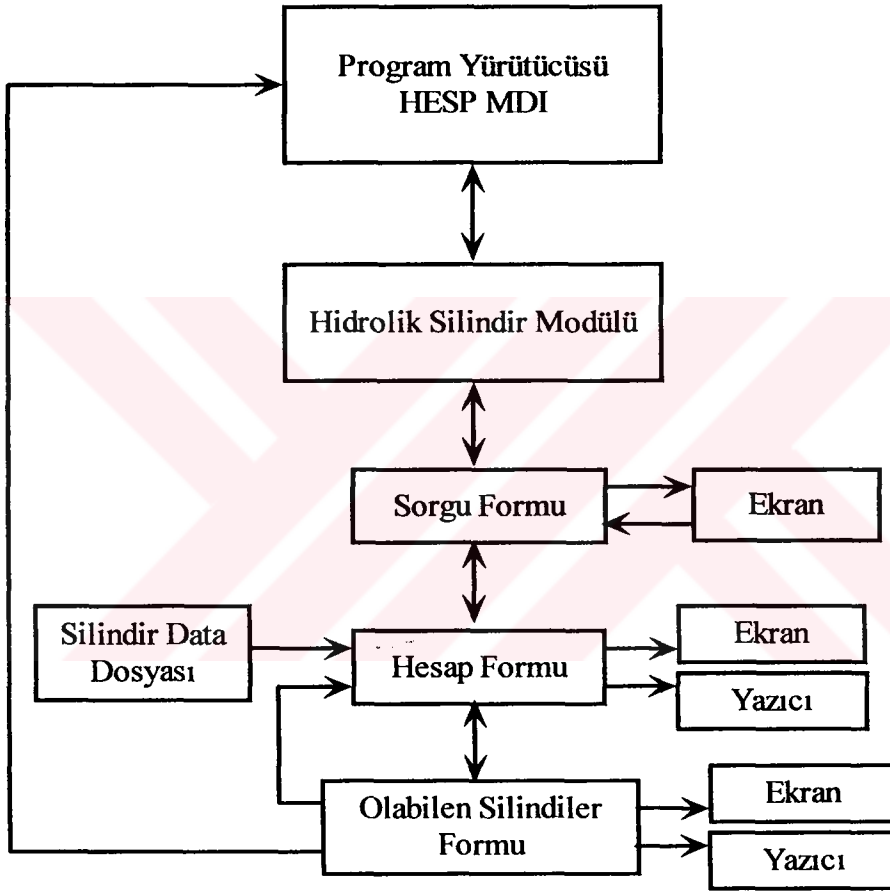
Şekil 4.1 HESP ana modülü ve giriş formu



Şekil 4.2 HESP programı ana algoritması

### 4.3.1 Hidrolik silindir modülü

Çift etkili hidrolik silindirlerin hesabının yapılacağı bu modül esas olarak üç formdan oluşur. İlk form seçimi yapılmak istenen hidrolik silindir ile ilgili teknik değerlerin kullanıcıya sorulduğu sorgu formudur. Sorgu işlemi tamamlandıktan sonra hesap formu yüklenir. Ve silindir data dosyasındaki her bir silindir için gerekli hesaplar yapılır. Bir sonraki form kullanılabilir olan silindirlerin listesini kullanıcıya sunar. Her bir formda iken geri dönüş veya başa dönüş imkanı vardır.



Şekil 4.3 Hidrolik silindir modül algoritması

#### 4.3.1.1 Hidrolik silindir sorgu formu

Bu formda kullanıcı, seçeceği hidrolik silindir için gerekli doneleri ekrandaki bilgi kutucuklarına girer. Burada ;

$F_i$  : Silindirin ileri giderken uygulaması gereken kuvvet (kp)

$F_g$  : Silindirin geri gelirken uygulaması gereken kuvvet (kp)

$V_i$  : Silindirin ileri gitme hızı (cm/s)

$V_g$  : Silindirin geri gelme hızı (cm/s)

$S$  : Silindir stroku

Fregen : Silindir hızlandırılmış devrede (regeneratif) çalışırken uygulaması gereken kuvvet

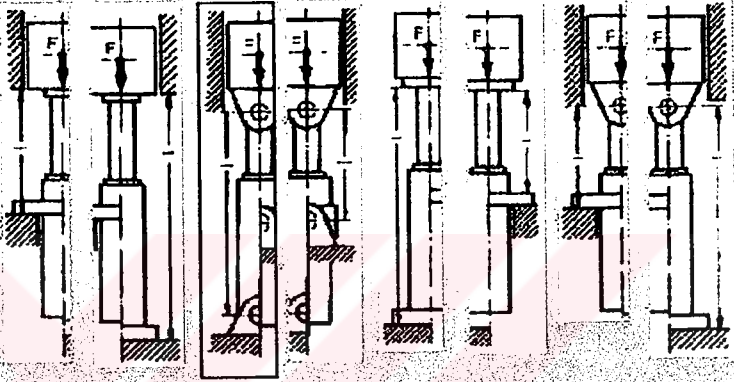
$V_{regen}$  : Regeneratif devre hızı

Montaj şekli : Silindirin sisteme bağlanış şekli

Silindir Sorgu Formu

**Seçilecek Silindir İçin Aşağıdaki Verileri Giriniz**

$F_i$ =	<input type="text" value="5000"/>	Kp
$F_g$ =	<input type="text" value="300"/>	Kp
$V_i$ =	<input type="text" value="5"/>	cm/s
$V_g$ =	<input type="text" value="10"/>	cm/s
$S$ =	<input type="text" value="50"/>	cm
Fregen =	<input type="text" value="350"/>	Kp
$V_{regen}$ =	<input type="text" value="15"/>	cm/s



Montaj Şekli : **C**

Şekil 4.4 Silindir sorgu formu

Gerekli veriler yerlerine girilip montaj şekli resimlerden seçildikten sonra “TAMAM” düğmesine tıklanırsa silindir hesap formu yüklenir.

#### 4.3.1.2 Silindir hesap formu

Rexroth firmasının katalogunda yer alan silindirler pilot uygulama için seçilmiştir. Bu datada yer alan bütün silindirler için hesapları yapan bu bölümde ilk etapta olması gereken minimum piston kolu çapı hesaplanır. Daha sonra silindir çapları ve yüke göre silindir basıncı hesaplanır. Ve bu doneler göre silindirler için “olur” yada “olmaz” şeklinde karar verilir. Olabilenler düğmesi tıklanırsa olabilecek silindirlerin listelendiği, aynı özellikte, olabilen silindir formu yüklenir.

Silindir Sonuç Formu

Hesaplanan Minimum Piston Kolu Çapı  $d_{min} = 26.5901498$  mm

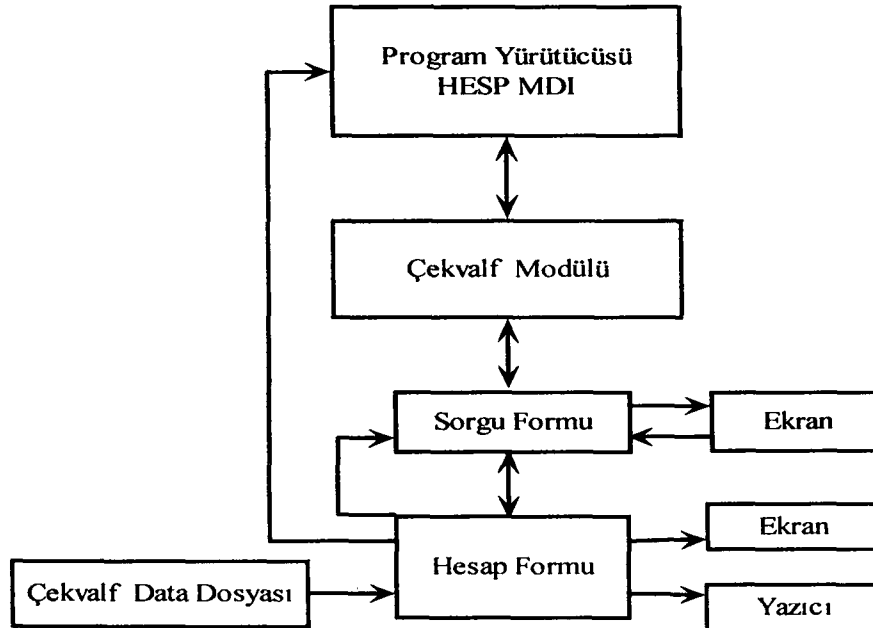
Kayıt No:	Silindir Tanımı	Silindir Çapı (mm)	Piston Kolu Çapı (mm)	Alanlar Oranı	Pmax (bar)	Çıkış-Giriş Portu	Çıkış-Giriş Portu Tipi	Silindir Alanı(cm <sup>2</sup> )	Ring Alanı(cm <sup>2</sup> )	İleri hareket Pa (bar)	Qa (l/dak)	Qb (l/dak)
1	CD70-25/12	25	12	1.25	105	1/4"	S	4.90625	3.77585	1132.34253	24.7765625	19.0680425
2	CD70-25/16	25	16	1.6	105	1/4"	S	4.90625	2.89665	1132.34253	24.7765625	14.6280825
3	CD70-32/18	32	18	1.4	105	1/4"	S	8.0384	5.495	691.127034	40.59392	27.74975
4	CD70-32/22	32	22	2	105	1/4"	S	8.0384	4.239	691.127034	40.59392	21.40695
5	CD70-32/25	32	25	2.5	105	1/4"	S	8.0384	3.13215	691.127034	40.59392	15.8173575
6	CD210-40/16	40	16	1.2	210	1/2"	S	12.56	10.5504	442.321302	63.428	53.27952
7	CD250-40/28	40	28	2	250	1	1	12.56	6.4056	442.321302	63.428	32.34828
8	CD250-40/20	40	20	1.3	250	1	1	12.56	9.42	442.321302	63.428	47.571
9	CD210-40/18	40	18	1.25	210	1/2"	S	12.56	10.0166	442.321302	63.428	50.58383
10	CD70-40/25	40	25	1.6	105	1/4"	S	12.56	7.65375	442.321302	63.428	38.6514375
11	CD350-40/28	40	28	2	350	1	1	12.56	6.4056	442.321302	63.428	32.34828
12	CD70-40/18	40	18	1.25	105	1/4"	S	12.56	10.0166	442.321302	63.428	50.58383
13	CD70-40/16	40	16	1.2	105	1/4"	S	12.56	10.5504	442.321302	63.428	53.27952
14	CD210-40/25	40	25	1.6	210	1/2"	S	12.56	7.65375	442.321302	63.428	38.6514375
15	CD210-50/22	50	22	1.25	210	1/2"	S	19.625	15.6256	283.085633	99.10625	79.91928
16	CD250-50/36	50	36	2	250	1	1	19.625	9.4514	283.085633	99.10625	47.72957
17	CD250-50/28	50	28	1.4	250	1	1	19.625	13.4706	283.085633	99.10625	68.02653
18	CD210-50/36	50	36	2	210	1/2"	S	19.625	9.4514	283.085633	99.10625	47.72957
19	CD70-50/36	50	36	2	105	1/4"	S	19.625	9.4514	283.085633	99.10625	47.72957
20	CD350-50/36	50	36	2	350	1	1	19.625	9.4514	283.085633	99.10625	47.72957
21	CD210-50/25	50	25	1.35	210	1/2"	S	19.625	14.71875	283.085633	99.10625	74.3296875
22	CD70-50/22	50	22	1.25	105	1/4"	S	19.625	15.6256	283.085633	99.10625	79.91928
23	CD70-50/25	50	25	1.35	105	1/4"	S	19.625	14.71875	283.085633	99.10625	74.3296875
24	CD210-63/25	63	25	1.2	210	1/2"	S	31.15665	26.2504	178.310426	157.341082	132.56452

GERİYE DÖN HESAPLA OLABİLENLERİ GÖSTER YAZDIR

Şekil 4.5 Silindir sonuç formu

## 4.3.2 Çekvalf modülü

Çekvalf hesabının yapıldığı bu modül iki formdan oluşmaktadır.



Şekil 4.6 Çekvalf modül algoritması

#### 4.3.2.1 Çekvalf sorgu formu

Bu formda çekvalf seçimi için gerekli, çekvalfin içinden geçecek akışkanın debi ve basınç değerleri kullanıcıya sorulur.

Çekvalf Sorgu Formu

**Seçilecek Çekvalf İçin  
Aşağıdaki Verileri Giriniz**

Sistem Basıncı = 60 Bar

Debi = 250 L/dak

GERİ DÖN TAMAM

Şekil 4.7 Çekvalf sorgu formu

#### 4.3.2.2 Çekvalf hesap formu

Bu formda Rexroth firmasının kataloğundaki "Model S", "Model MRS" ve "Model RV" çekvalf verilerinden oluşturulan data dosyası işlenerek, kullanıcıya çekvalflerde oluşacak basınç kayıplarını verir. Çekvalf seçiminde birinci öncelikli olması gereken basınç kayıpları her bir çekvalf için hesaplanıp görüntülenebilir.

Çekvalf Hesap Formu

Sistem Basıncı = 60 Bar

Debi = 250 L/dak

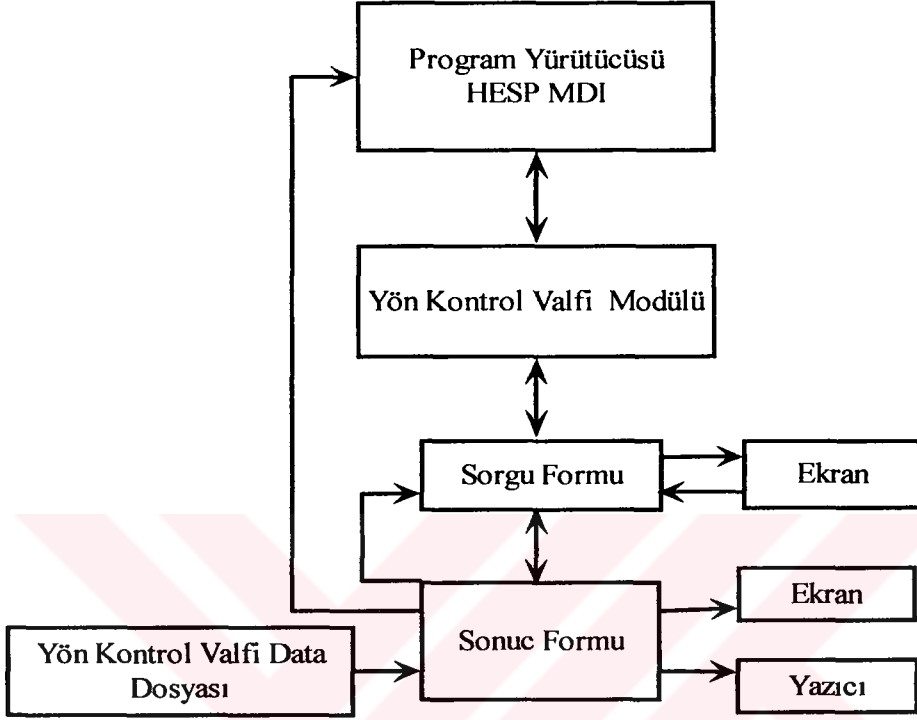
No	Model	Size	DP (bar)	Uygunluk
1	Model S	6	1242.5014	olmaz
2	Model S	8	167.8324	olmaz
3	Model S	10	106.5792	olmaz
4	Model S	15	18.0702	olmaz
5	Model S	20	4.9259	olur
6	Model S	25	1.7042	olur
7	Model S	30	1.0941	olur

BAŞA DÖN GERİYE DÖN YAZDIR

Şekil 4.8 Çekvalf hesap formu

### 4.3.3 Yön kontrol valfi modülü

Yön kontrol valfi seçimi yapan bu modül diğerleri gibi sorgu ve sonuç olmak üzere 2 formdan oluşmaktadır.



Şekil 4.9 Yön kontrol valfi modül algoritması

#### 4.3.3.1 Yön kontrol valfi sorgu formu

Bu formda kullanıcı, valften geçecek akışkanın basıncını ve debisini girip, piston (spool) tipini şekillerden seçer.

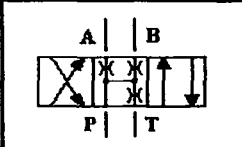
Yön Kontrol Valfi Sorgu Formu






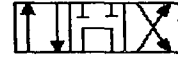






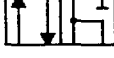
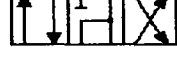

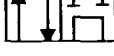

**Seçilecek Yön Kontrol Valfi İçin Aşağıdaki Verileri Giriniz**

Sistem Basıncı =  Bar

Debi =  L/dak

Spool Tipi =



	A		H		R
	C		J		T
	D		L		U
	E		M		V
	F		P		W
	G		Q		

Şekil 4.10 Yön kontrol valfi sorgu formu

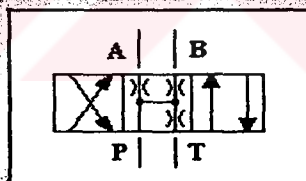
## 4.3.3.2 Yön kontrol valfi sonuç formu

Rexroth firmasının "WM6" model yön kontrol valfi datalarından üretilen data dosyası bu formda işlenir ve yön kontrol valfinin çeşitli portlarında oluşacak basınç kayıpları ekrana listelenir.

Yön Kontrol Valfi Sonuç Formu

Sistem Basıncı =  Bar

Debi =  L/dak

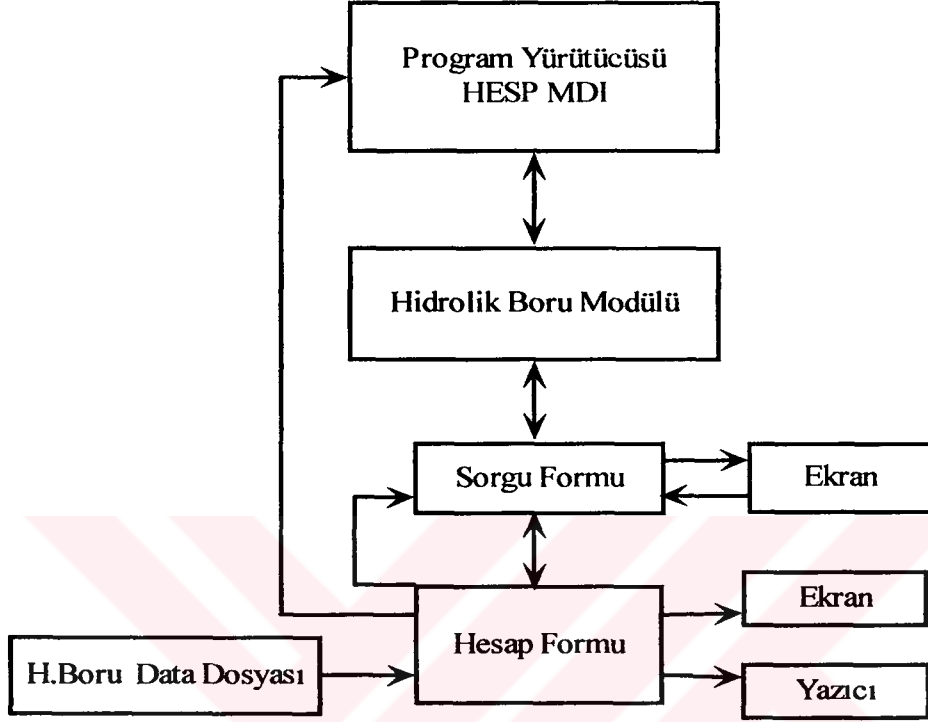


Nö	Model	Spool	P-A	P-B	A-T	B-T	A-B	P-T	OLABİLİRLİK
1	ModelWM6	V	1.2351	1.1524	1.2351	1.2351	-	-	olur

Şekil 4.11 Yön kontrol valfi sonuç formu

#### 4.3.4 Hidrolik boru modülü

Bu modül, borular için basınç kaybı hesabı yapan hesap formu ve teknik doneleri kullanıcıya soran bir sorgu formundan oluşmaktadır.



Şekil 4.12 Hidrolik boru modül algoritması

##### 4.3.4.1 Hidrolik boru sorgu formu

Programın bu formunda borudan geçecek akışkanın fiziksel özellikleri kullanıcıya sorulur. Bunlar ;

Akışkanın basıncı [bar]

Akışkanın debisi [l/dak]

Akışkanın kinematik viskozitesi [cSt (mm<sup>2</sup>/s)]

Akışkanın yoğunluğu [kg/dm<sup>3</sup>] 'dur.

Hidrolik Boru Sorgu Formu

**Hesaplanacak Boru İçin  
Aşağıdaki Verileri Giriniz**

Akışkan Basıncı =  Bar

Akışkan Debisi =  L/dak

Akışkan Kinematik Viskozitesi =  cSt (mm<sup>2</sup>/s)

Akışkan Yoğunluğu =  kg/dm<sup>3</sup>

Şekil 4.13 Hidrolik boru sorgu formu

#### 4.3.4.2 Hidrolik boru hesap formu

Bu formda, data dosyasında yer alan çeşitli çapta ve çeşitli et kalınlığında çelik borular için basınç kayıpları hesaplanır.

Hidrolik Boru Hesap Formu

Akışkan Basıncı =  Bar Akışkan Kinematik Viskozitesi =  cSt (mm<sup>2</sup>/s)

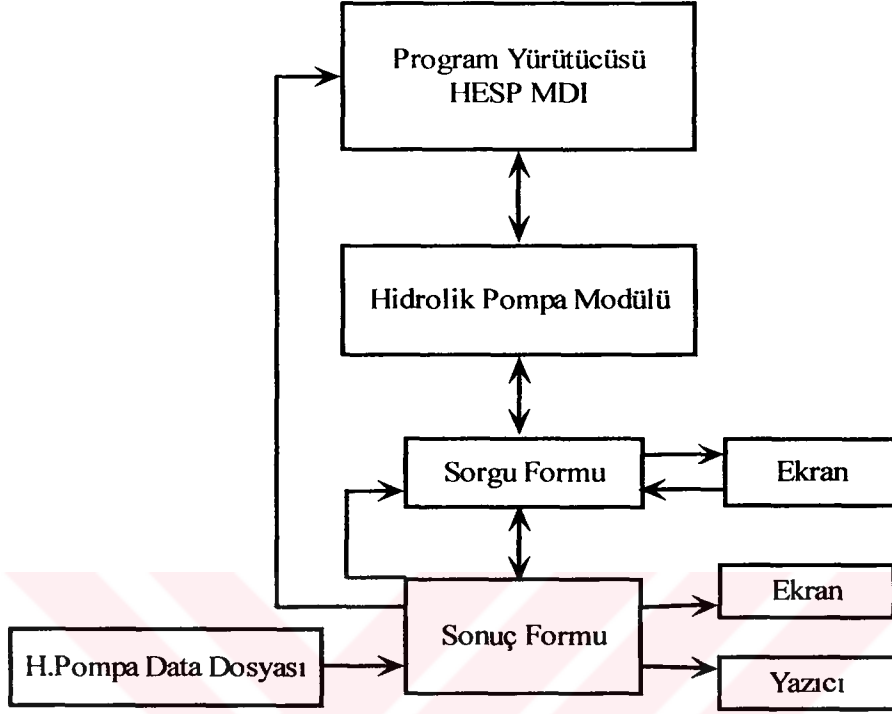
Akışkan Debisi =  L/dak Akışkan Yoğunluğu =  kg/dm<sup>3</sup>

Boru Dis Çapı (mm)	Boru Et Kalınlığı (mm)	Boru iç Çapı (mm)	Metrik Dis	Witworth dis	Akış Hızı (m/s)	Reynold Sayısı	Akış Karakteristiği	Boru Sürtünme Katsayısı	Basınç Kaybı (bar/m)
6	1	4	M10x1	R1/8"	331.572	41446	Türbülanslı	0.022	8.115
8	1	6	M14x1.5	R1/4"	147.365	27630	Türbülanslı	0.024	2.623
10	1	8	M14x1.5	R1/4"	82.893	20723	Türbülanslı	0.026	1.198
12	1	10	M18x1.5	R3/8"	53.051	16578	Türbülanslı	0.027	0.637
16	1.5	13	M22x1.5	R1/2"	31.391	12752	Türbülanslı	0.029	0.311
20	1.5	17	M27x2	R3/4"	18.356	9751	Türbülanslı	0.031	0.148
25	2	21	M33x2	R1"	12.029	7894	Türbülanslı	0.033	0.084
30	2	26	M42x2	R1 1/4"	7.847	6375	Türbülanslı	0.035	0.047
38	3	32	M48x2	R1 1/2"	5.18	5180	Türbülanslı	0.037	0.026
50	3	44	M60x2	R2"	2.74	3767	Türbülanslı	0.04	0.011

Şekil 4.14 Hidrolik boru hesap formu

### 4.3.5 Hidrolik pompa modülü

Bu modül, hidrolik sisteme basınçlı akışkan sağlayacak olan pompa seçimini yapar.



Şekil 4.15 Hidrolik pompa modül algoritması

#### 4.3.5.1 Hidrolik pompa sorgu formu

Bu form pompa seçimi için gerekli, pompa basıncını ve pompa debisini kullanıcıdan ister.

Şekil 4.16 Hidrolik pompa sorgu formu

### 4.3.5.2 Hidrolik pompa sonuç formu

Rexroth firmasının "P", "S12S", "S16S", "S20S", "S30S" tipi dişli pompa kataloglarından oluşturulmuş data dosyasını işleyen bu formda pompa gücü için gerekli devir sayısı bulunup maksimum ve minimum değerleri arasında karşılaştırma yapılarak pompalar için "olur" yada "olmaz" şeklinde yorum yapılır. Ayrıca gerekli pompa gücü de bulunup teorik güçle karşılaştırılabilir.

Pompa Sonuç Formu

Istenecek Pompa Basıncı =  Bar

Istenecek Pompa Debişi =  L/dak

No	Model	Boyut	Vg (cm <sup>3</sup> /dev)	Max dev sayısı (dev/dak)	Min dev sayısı (dev/dak)	Max pompa basıncı (bar)	Q1750 (l/dak)	W1750 (kW)	Q3500 (l/dak)	W3500 (kW)	Gerekli Dev Sayısı (rpm/dak)	Gerekli güç Wp (kW)	Teorik güç Wth (kW)	OLABİLİR/Mİ
1	P	13	2.46	4000	1000	210	4	1.2	6.8	2.1	1303	0.878	0.699	olur
2	P	17	3.28	4000	1000	210	5.2	1.8	9.3	2.8	1079	1.263	0.699	olur
3	P	14	0.82	4000	1000	210	1	0.4	2	0.9	4250	1.399	0.699	olmaz
4	P	9	1.64	4000	1000	210	2.2	0.8	4.2	1.4	2250	1.04	0.699	olur
5	S12S	11	1.99	3500	1000	210	2	1	5	1.4	2166	1.133	0.699	olur
6	S12S	17	3.08	3500	1000	210	4	1.7	7.5	2.6	1392	1.442	0.699	olur
7	S12S	21	4	3500	1000	210	6	2	11	3.4	1000	1.16	0.699	olur
8	S12S	27	5	3500	1000	210	8	2.4	14	4.4	708	0.733	0.699	olmaz
9	S12S	32	6	3500	1000	210	9	3	17	4.9	812	1.574	0.699	olmaz
10	S12S	37	7.05	3500	1000	210	11	3.1	20	6	638	0.522	0.699	olmaz
11	S12S	50	9.51	3500	1000	170	15	4.6	28	8	596	1.461	0.699	olmaz

BASAR DÜN    GERİ DÜN    HESAPLA    YAZDIR

Şekil 4.17 Hidrolik pompa sonuç formu

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Hidrolik güç sistemleri endüstride, güç aktarımı konusunda sıklıkla başvurulan yöntemlerden biridir. Hidrolik sistemlerin bu kadar yaygın olmalarının sebebi; enerji iletiminde yüksek verimliliğin yanı sıra hidrolik eleman üretiminde belirli bir standardizasyona ulaşılmış olmasıdır. Bununla beraber sistem dizaynı çok basit prensiplere dayanır. Fakat tasarımcı için belirli bir bilgi ve tecrübe gerektirir.

Hidrolik sistem tasarımında karşılaşılabilecek en büyük problemlerden biri de uygun elemanların seçimidir. Yani seçilecek eleman, yeter ve gerek şartları sağlamalıdır. İşte bu güçlüğü yenmek, tasarımcıya bu aşamada yardımcı olmak için bir bilgisayar programı oluşturulmuştur.

Bilgisayar, teknolojisinin mazisi çok uzun olmamakla birlikte, endüstride hatta günlük hayatta tartışılmaz yerini almıştır. Bu kadar az bir geçmişe rağmen bir çok hidrolik sistem yazılımları geliştirilmiştir. Bu tezin temel fikri olan "Hidrolik eleman seçici program" (HESP) bu fikirden yola çıkarak hazırlanmıştır.

Programın hazırlanmasına Ms. Visual Basic 4.0 ile başlanmış Ms. Visual Basic 5.0 ile derlenmiştir. Hazırlana bu program seçilecek hidrolik elemanlar için gerekli teknik doneleri data dosyasında bulunan çeşitli elemanlar için işlemektedir. Programın çıktısı olarak bu donelerin kayıtlı hidrolik elemanlar üzerinde vereceği teknik sonuçları kullanıcıya yansıtır. Bu aşamada hidrolik teknolojisi standartlarına göre elemanın kullanılabilir yada kullanılamaz olduğunu tasarımcıya belirtir.

Programda yer alan data dosyaları için Rexroth firması kataloğu pilot olarak seçilmiştir. Program data girişine uygun yapıdadır.

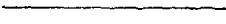

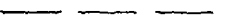



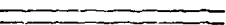
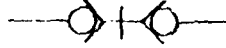
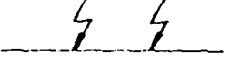


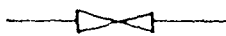


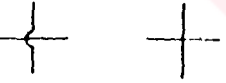




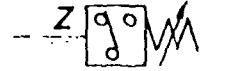



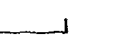

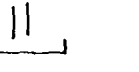



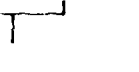

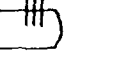


Data dosyalarının zenginleştirilmesi bu çalışmanın bir sonraki aşaması olarak düşünülmüştür. Ayrıca programın maliyet analizi de yapıp ekonomik ve teknolojik yönden bir optimizasyona gidilmesi sanayide kullanım için kaçınılmazdır. Programa maliyet analizi modülünün eklenmesi bir sonraki, öncelikli çalışma olarak düşünülebilir.

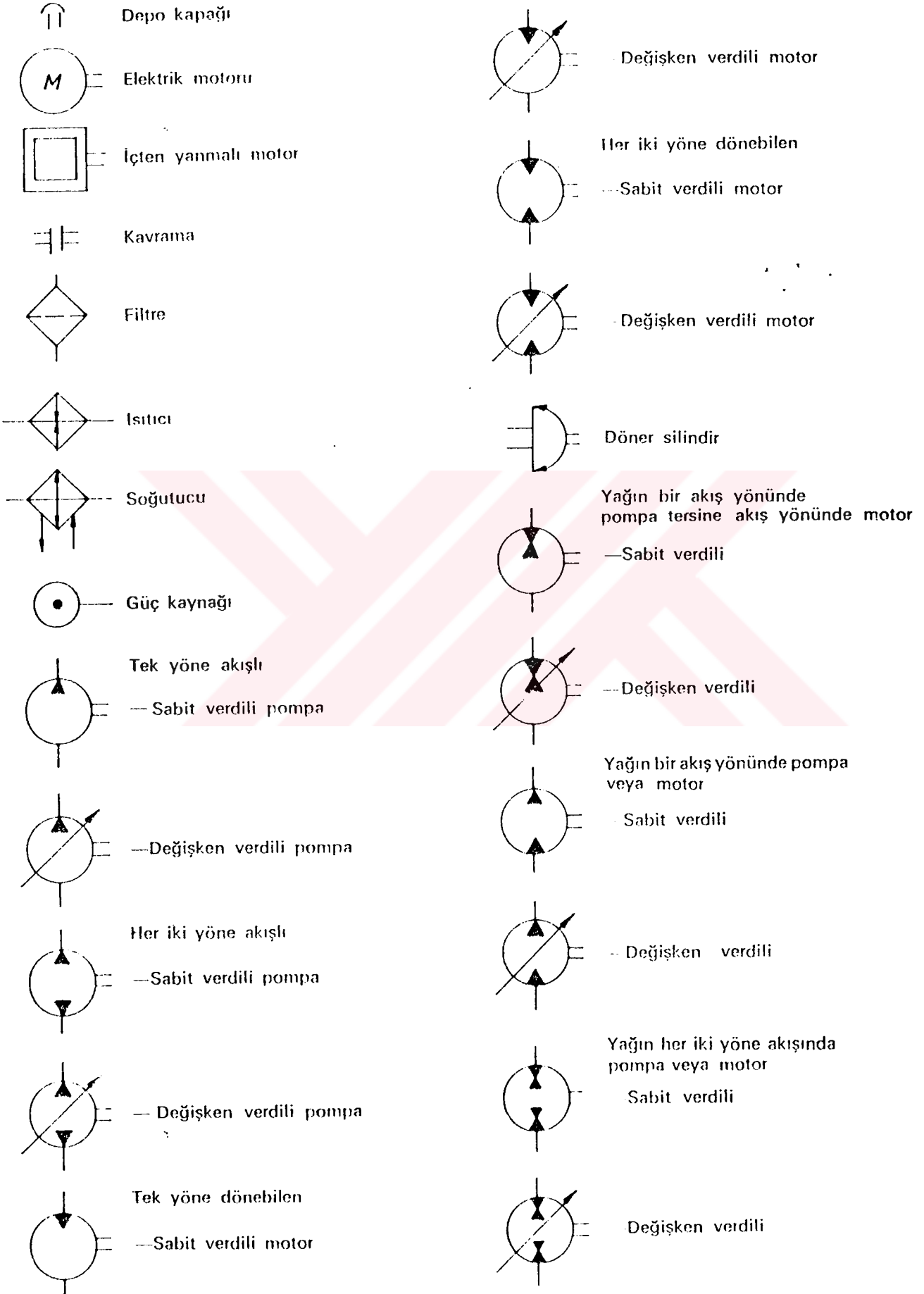
**KAYNAKLAR**

- Arın, T., (1996), Akışkan Gücü Kontrol ve İletim sistemlerinin Tasarımı ve Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü (yayımlanmamış)
- Gavrilidis, C., (1986), Computer Aided Desing of Fluid Power Sysytems, Yüksek Lisans Tezi, Boğaziçi Üniversitesi (yayımlanmamış)
- Hedges, C.S., (1974), Industrial Fluid Power
- Karacan, İ., (1989), Hidrolik + Pnömatik, Ankara
- MEB, (1994) Temel Hidrolik
- Özcan, F.,(1982), Hidrolik Akışkan Gücü, Mert Eğitim Yayınları, İstanbul
- Pinches, M.J., (1991), Power Hydraulics
- Rexroth, (1989) Industrial Hydraulic Catalog
- Rohner, P.,(1990), Industrial Hydraulics Control
- Schmitt, A.,(1981) Endüstriyel Hidrolik Eğitimi, Rexroth Hidropar A.Ş. Yayını, İstanbul
- TSE 11552, (1995) Hidrolik Silindirler Çift Etkili
- TSE 1360, (1975) Hidrolik Akışkan Gücü Sembolleri
- Vickers, (1995), Industrial Hydraulics Manual
- Yanık, M., (1997) Visual Basic 5.0, İstanbul

**EK 1 HİDROLİK SİSTEM DEVRE SEMBOLLERİ**



	Çalışma hattı		Kör tapa
	Uyarı hattı		Dışarıdan bağlantı yapılabilir
	Sızıntı hattı		Çabuk bağlantı elemanı
	Çabuk, mil, kol		Cek valfli çabuk bağlantı
	Elektrik hattı		Döner bağlantı
	Bükülebilir hat		Açma kapama vanası
	Boru hattı birleşme noktası		Akış ölçer
	Kesişmeyen boru hatları		Basınç ölçer
	Yay		Sıcaklık ölçer
	Kısma (yapışkanlığa bağımlı)		Basınç anahtarı
	Kısma (yapışkanlıktan bağımsız)		Sıcaklık ve seviye göstergesi
	Hidrolik		Depo
	Pnömatik		Depo üstüne
	Akış yönü		Depo içine
	Dönüş yönü		Pompa altta
	Valflerde akış yönünü gösteren oklar		Basınç uygulanmış depo
	Değişkenlik, ayarlanabilirlik		
	Havalandırma noktası		





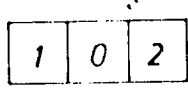
Tek yönde devri ayarlanabilen hidrostatik tahrik birimi



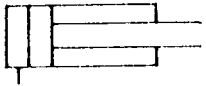
Basınç yükseltici (şiddetlendirici)



Her iki yönde devri ayarlanabilen hidrostatik tahrik birimi



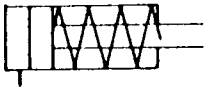
Konum sayısı simgedeki karelerin sayısı ile anlaşılır (3 konumlu valf)



Tek etkili silindir



Karelerin içindeki oklar valf giriş ve çıkış deliklerinin her konumda bağlantı durumlarını gösterir.



Tek etkili silindir (yay dönüşlü)



Bir karedeki giriş çıkış sayısı valfin kaç yollu olduğunu belirler.



Çift etkili silindir



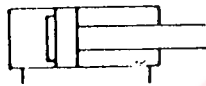
Yön valfleri yol ve konum sayıları ile tanımlanır. İlk rakam yol sayısını, ikinci rakam konum sayısını gösterir (4'e 2,4'e 3).



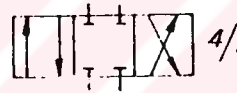
Çift etkili, çift milli silindir



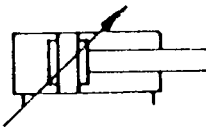
(4 yollu 3 konumlu valf)



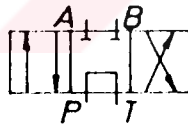
Tek yönde yastıklı, çift etkili silindir



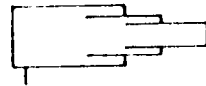
(4 yollu 3 konumlu valf)



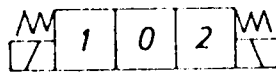
İki yönde, ayarlanabilir yastıklı çift etkili silindir.



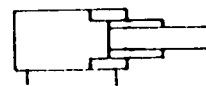
Valfin giriş ve çıkış delikleri büyük harflerle gösterilir :  
A,B,C : Çalışma hattı  
P : Basınç hattı  
R,S,T : Dönüş hattı  
X,Y,Z : Uyarı hattı  
L : Sızıntı hattı



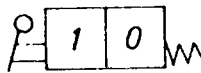
Tek etkili teleskopik silindir



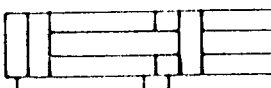
Normal konumlar (valfin uyarısız ilk konumu) (0) ile gösterilir.



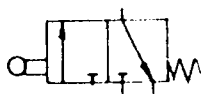
Çift etkili teleskopik silindir



i



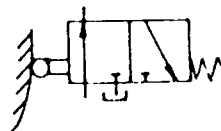
Tandem silindir



Valfler devrede, normal konumlarına bağlantı yapılarak gösterilirler.



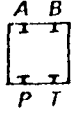
Çok konumlu silindir



Başlangıç anında valf konumunu değiştirmiş durumda ise bu belirtilerek diğer konuma bağlantı yapılabilir.



Konum karelerinin üzerindeki çizgiler valfin sabit konumlu olmadığını uyarıya bağlı olarak (kam-makara, oransal bobin) ara konumlarda çalışabileceğini gösterir.



Üç konumlu valflerde genellikle farklı olan orta konumdur.

Kapalı merkez



Açık merkez



H merkez



P ve B kapalı A depoya açık



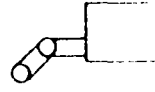
P kapalı, A ve B depoya açık



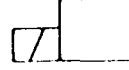
A ve P depoya açık B kapalı



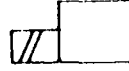
A ve B, P'ye bağlı T kapalı



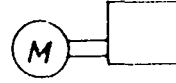
Mafsal makara



Bobin (tek sargı)



Bobin (aynı yönde iki sargı)



Motor



Doğrudan, hidrolik basınç uygulanması



Doğrudan, pnömatik basınç uygulanması



Doğrudan, hidrolik basıncın düşürülmesi ile



Doğrudan, pnömatik basıncın düşürülmesi ile



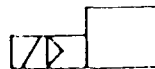
Dolaylı, hidrolik basınç uygulanması



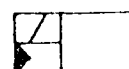
Dolaylı, pnömatik basınç uygulanması



Elektro hidrolik

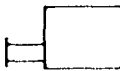


Elektro pnömatik



Elektrikli ve Hidrolik

### Uyarı Yöntemleri



Genel, elle uyarı



Düğmeli



Kol



Pedal



Pim



Makara

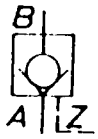


Elektrikli ve Pnömatik

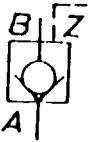
### Tek Yön Valfleri



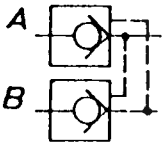
Cek valf



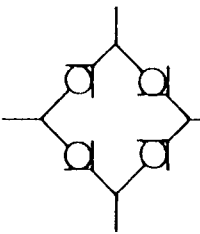
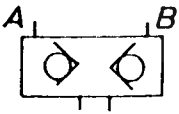
Ön uyarılı çek valf  
(Z uyarısı geldiğinde  
B'den A'ya serbest akış)



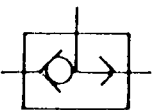
Ön uyarılı çek valf  
(Z uyarısı geldiğinde A'dan B'ye  
veya B'den A ya geçiş yok)



Ön uyarılı çift çek valf  
(kilitleme valfi)



Doğrultucu



Veya valfi

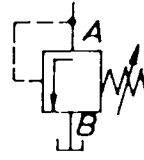
### Basınç Valfleri



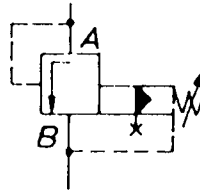
Normalde kapalı basınç valfi



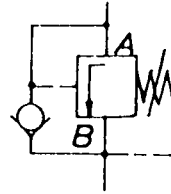
Normalde açık basınç valfi



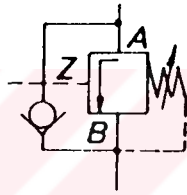
Direkt emniyet valfi



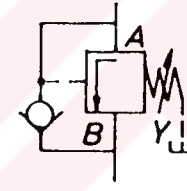
Ön uyarılı emniyet valfi



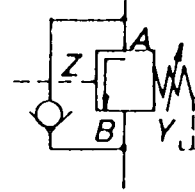
Direkt, sıralama valfi  
dahili uyarı dahili sızıntı



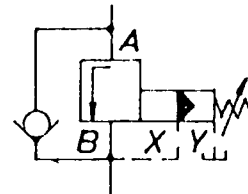
D.S.V. harici uyarı  
dahili sızıntı



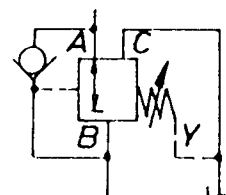
D.S.V. dahili uyarı  
harici sızıntı



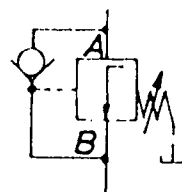
D.S.V. harici uyarı  
harici sızıntı  
(uzaktan kumanda)



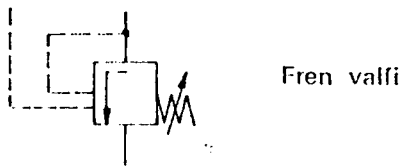
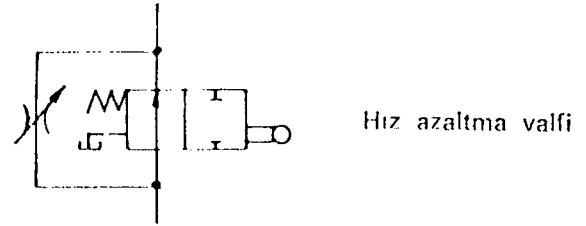
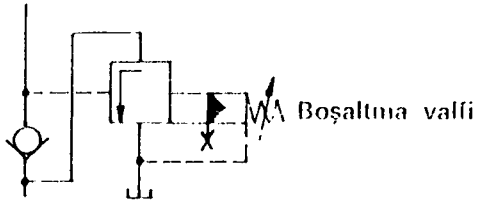
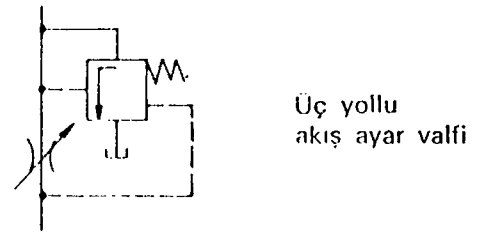
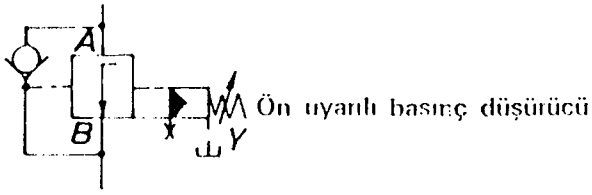
Ön uyarılı sıralama valfi.



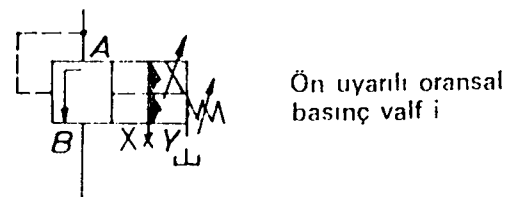
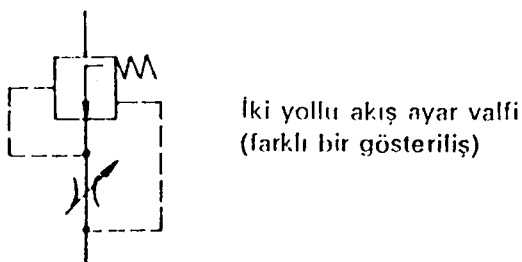
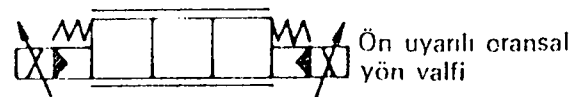
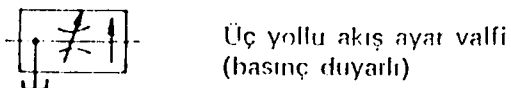
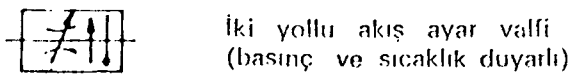
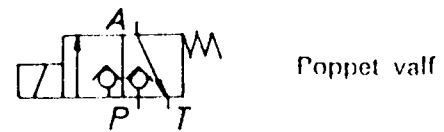
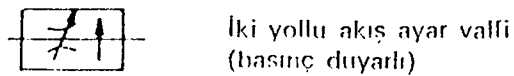
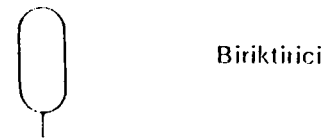
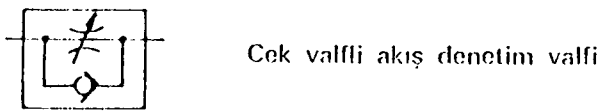
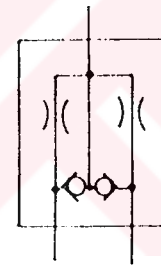
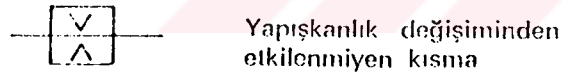
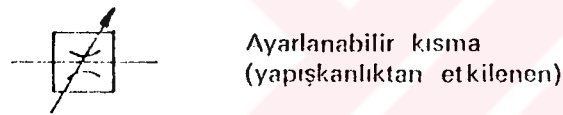
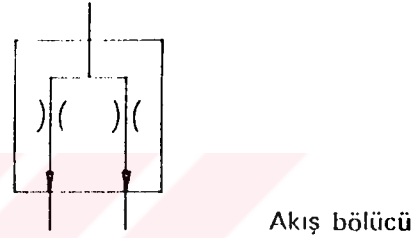
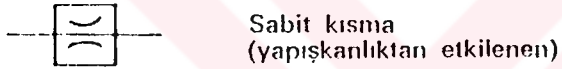
Üç yollu direkt, basınç  
düşürücü



Direkt basınç düşürücü



### Akış Denetim Valfleri



**EK 2 REXROTH KATALOĞU İLGİLİ SAYFALARI**



**REXROTH**  
WORLDWIDE HYDRAULICS**Programme Summary**  
**Tie Rod Cylinders**  
**Series CD 70/CG70 and Series CD 210/CG210****RA**  
**17 003/7.86**  
(metric)

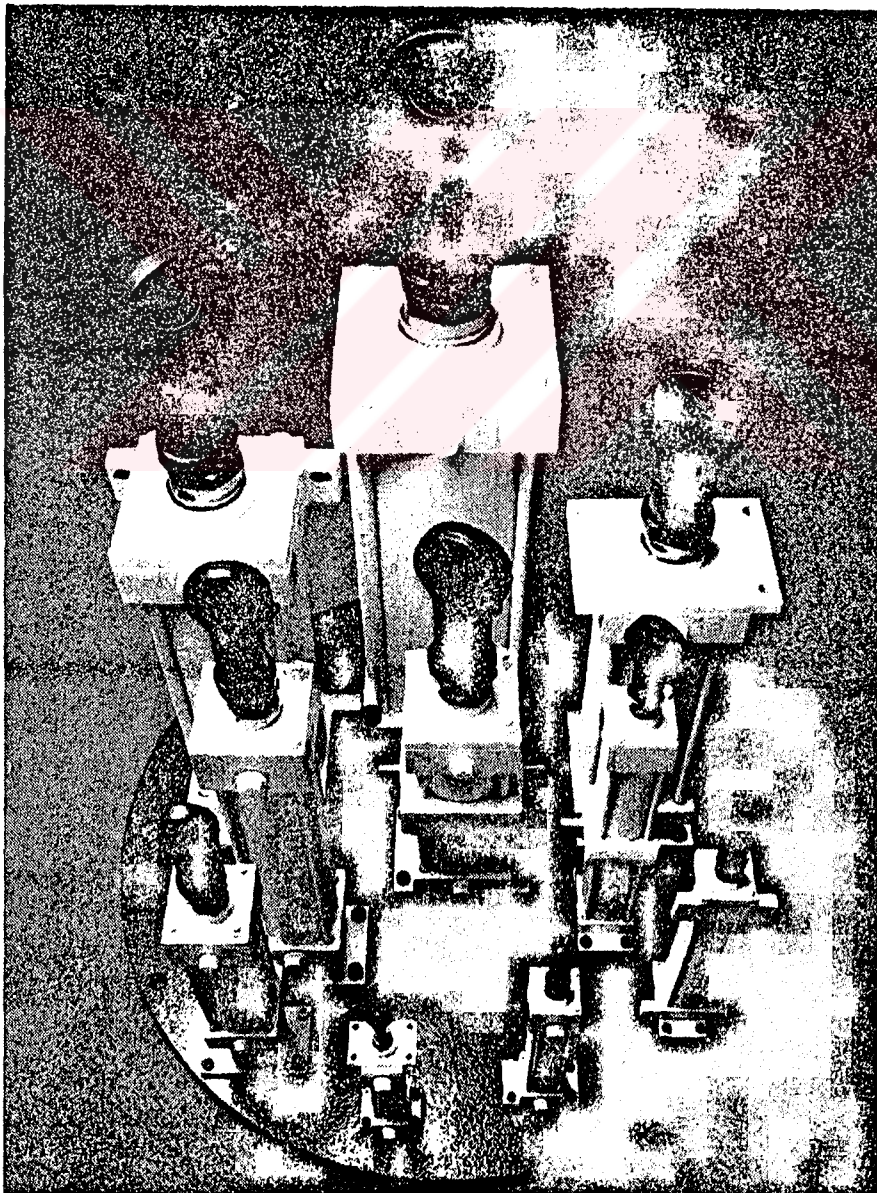
The series are based on the tie rod principle hydraulic cylinders.

Their dimensions correspond to N.F.P.A. and J.I.C. recommendations; the metric piston rod and piston diameters being equivalent to DIN / ISO 3320, metric series.

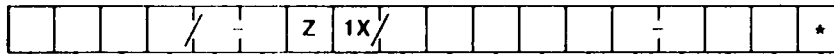
Cylinders in this series are used in the most areas of industry, such as automobile industry, machine tools, mobile machinery, agricultural machinery.

The tie rod design in this series enables us to have an easily serviceable module system:

Basic cylinder with respective mounting fixtures.  
16 methods of mounting for single-rod cylinders and 9 methods for double-rod cylinders are available to the user, as well as 10 piston diameters for CD 70/CG 70 and 9 piston diameters for CD 210/CG 210.



**Ordering Code**



Single rod cylinder = CD  
Double rod cylinder = CG

Series 70 = 70  
Series 210 = 210

Type of mounting see data sheet

Piston dia.	Piston rod dia.	Area ratio $\varphi$	Ordering code
* 25	12	1,25:1	= 25/12
	16	1,6:1	= 25/16
* 32	18	1,4:1	= 32/18
	22	2:1	= 32/22
	25	2,5:1	= 32/25
40	16	1,2:1	= 40/16
	18	1,25:1	= 40/18
	25	1,6:1	= 40/25
50	22	1,25:1	= 50/22
	25	1,35:1	= 50/25
	36	2:1	= 50/36
63	25	1,2:1	= 63/25
	28	1,25:1	= 63/28
	36	1,4:1	= 63/36
	45	2:1	= 63/45
80	36	1,25:1	= 80/36
	45	1,4:1	= 80/45
	56	2:1	= 80/56
100	45	1,25:1	= 100/45
	50	1,35:1	= 100/50
	70	2:1	= 100/70
125	50	1,2:1	= 125/50
	56	1,25:1	= 125/56
	63	1,35:1	= 125/63
	90	2:1	= 125/90
150	63	1,2:1	= 150/63
	70	1,25:1	= 150/70
	80	1,4:1	= 150/80
	100	1,8:1	= 150/100
** 180	80	1,25:1	= 180/80
	90	1,35:1	= 180/90
	125	2:1	= 180/125
200	90	1,25:1	= 200/90
	100	1,35:1	= 200/100
	140	2:1	= 200/140

750 mm (give stroke length in mm) = 750

Series 11 to 19 = 1X  
(11 to 19 = unchanged install. and conn. measurem.)

\* Series 70 only  
For piston dia. 25, mounting styles G, R and T are not possible.

\*\* Series 210 only

Further details in clear text

Registration of stop tube

Piston sealing  
T = glide ring for low friction operation  
A = lip ring for oil leak-free operation under static conditions

Position of ports at cylinder cap

Position of ports at cylinder head

M = NBR seals, suitable for mineral oils to DIN 51524 (HL, HLP)  
V = FPM (Viton) seals, suitable for phosphate ester (HFD-R)

U = without end position cushioning  
K = end position cushioning (piston side)  
S = end position cushioning (rod side)  
D = end position cushioning (both sides)

B = external threads  
C = external threads  
E = internal threads  
F = threading for spherical rod end

piston rod material  
H = Ck 53, hardened and hard chrome plated, available for piston rod diameters  $\leq 100$ .  
C = Ck 45, hard chrome plated, from piston dia.  $\geq 80$ .

Pipe connections  
00 = flanged connections with O-ring seals, only available with mounting style 'M'.  
01 = Whitworth pipe threads (BSP)  
02 = metric ISO threads  
13 = oversized ports, Whitworth pipe threads (BSP).  
14 = oversized ports, metric ports.  
ports sizes correspond to piston dia.

**Ordering example:**

CD 70 B 50/22 - 200 Z 11 /01 HBUM 1-1T  
CG 210 B 80/56 - 200 Z 11 /01 HBDM 1-1T

When ordering "special types" enter 'X' in the corresponding point in the code, and add the "So No." to the end of the code.

**Ports**

For each piston diameter there is a choice of two ports. Both sizes can be supplied with metric/ISO threads or Whitworth pipe threads (BSP).

The oversize port on CD70/CG70 series requires additional space of the cylinder head and cap.

**Piston speed**

The maximum permissible piston speed is 0.5 m/s. The piston speed is related to the size of the port and the system's flow velocity.

Piston speeds greater than 0.5 m/s result in further considerations being necessary, because for such applications, additional factors such as life of the seals, effectiveness of end position cushioning and similar points must be looked into.

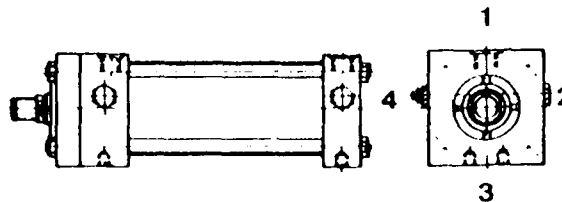
Rohrgewinde "G" nach ISO 228/1

Piston dia.	Piston rod	Area ratio γ	P <sub>max.</sub> in bar series		Series 70				Series 210			
			70	210	Standard ports Type no.		Oversize ports Type no.		Standard ports Type no.		Oversize ports Type no.	
					01	02	13	14	01	02	13	14
*25	12	1.25:1	105	-	1/4" BSP	M14 x 1.5	3/8" BSP	M16 x 1.5	-	-	-	-
	16	1.6:1										
*32	18	1.4:1										
	22	2:1	105	-	1/4" BSP	M14 x 1.5	3/8" BSP	M16 x 1.5	-	-	-	-
40	25	2.5:1										
	16	1.2:1										
	18	1.25:1	105	210	1/4" BSP	M14 x 1.5	3/8" BSP	M16 x 1.5	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2
50	25	1.6:1										
	22	1.25:1										
	25	1.35:1	105	210	1/4" BSP	M14 x 1.5	3/8" BSP	M16 x 1.5	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2
63	36	2:1										
	25	1.2:1										
	28	1.25:1	70	210	1/4" BSP	M14 x 1.5	3/8" BSP	M16 x 1.5	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2
80	36	1.4:1										
	45	1.25:1										
	45	1.4:1	70	210	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M26 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2	1" BSP	M33 x 2
100	56	2:1										
	45	1.25:1										
	50	1.35:1	70	210	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M26 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2	1" BSP	M33 x 2
125	70	2:1										
	50	2:1										
	56	1.25:1	70	210	1/2" BSP	M22 x 1.5	3/4" BSP	M26 x 1.5	3/4" BSP	M27 x 2	1" BSP	M33 x 2
150	63	1.35:1										
	90	2:1										
	70	1.2:1										
*180	80	1.25:1	50	210	3/4" BSP	M26 x 1.5	1" BSP	M33 x 2	1" BSP	M33 x 2	1 1/4" BSP	M42 x 2
	80	1.4:1										
	100	1.8:1										
**200	80	1.25:1										
	90	1.35:1	-	210	-	-	-	-	1 1/4" BSP	M42 x 2	1 1/2" BSP	M48 x 2
200	125	2:1										
	90	1.25:1										
	100	1.35:1	40	210	3/4" BSP	M26 x 1.5	1" BSP	M33 x 2	1 1/2" BSP	M48 x 2	-	-
200	140	2:1										

**Piston of ports**

By turning the cylinder head and/or cylinder cap, the position of the ports can be varied to suit most cylinder models. The various possibilities are shown in the appropriate data sheets.

\* Series 70 only, \*\* Series 210 only

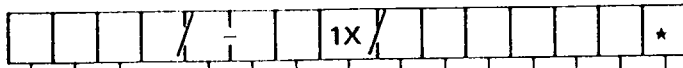


**Note;**

O-ring couplings are not suitable for all line connections. Hole diameters D4 are shown in the data sheets.

Model	Lag Position of port	
	at cylinder head	at cylinder cap
B, C, H, D, K, E, G, P, Q	1, 2, 3 and 4	1, 2, 3 and 4
F, L, N, T	1, 2 and 4	1, 2 and 4
M	3	3
R	1 and 3	1, 2, 3 and 4
S	1, 2, 3 and 4	1 and 3

Ordering Possibilities



Single rod cylinder	= CD
Double rod cylinder	= CG
Series 250	= 250
Series 350	= 350
Mounting method	see page 1

Further details to be stated in text

Piston seal  
 T = slide ring for low friction operation  
 A = Chevron seals

M = NBR seals, suitable for mineral oils to DIN 51524 (HL, HLP)  
 V = FPM (Viton) seals, suitable for phosphate ester (HFD-R)

U = without end position cushioning  
 D = end position cushioning on both sides

G = threads for spherical rod eye GA or plain rod eye SA  
 A = threads for spherical rod eye GAS

C = CK 45, hard chrome plated  
 H = ① CK 53, hardened and hard chrome plated  
 N = ② CK 45, electroless nickel plated, hard chrome plated

Line connections  
 01 = BSP threads  
 02 = metric ISO threads

1X = Series 1X  
 (10 to 19 <sup>∧</sup> installation and connection dimensions remain unchanged)

A = screwed construction at both ends of cylinder  
 B = ③ welded construction at the cylinder cap and screwed construction at the cylinder head.

750 = 750 mm  
 (enter stroke length in mm)

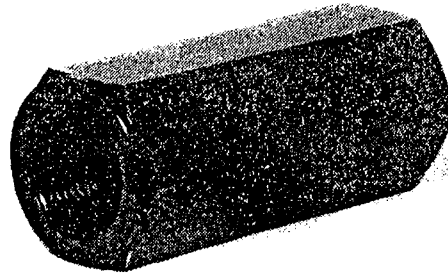
Series		Piston dia. (mm)	Piston rod dia. (mm)	Area ratio $\varphi$	
250	350				
x		40	20	1,3 : 1	= 40/20
x	x		28	2 : 1	= 40/28
x			28	1,4 : 1	= 50/28
		50			
x	x		36	2 : 1	= 50/36
x			36	1,4 : 1	= 63/36
		63			
x	x		45	2 : 1	= 63/45
x			45	1,4 : 1	= 80/45
		80			
x	x		56	2 : 1	= 80/56
x			56	1,4 : 1	= 100/56
		100			
x	x		70	2 : 1	= 100/70
x			70	1,4 : 1	= 125/70
		125			
x	x		90	2 : 1	= 125/90
x		140	90	1,6 : 1	= 140/90
x	x		100	2 : 1	= 140/100
x		160	100	1,6 : 1	= 160/100
x	x		110	2 : 1	= 160/110
x		180	110	1,6 : 1	= 180/110
x	x		125	2 : 1	= 180/125
x		200	125	1,6 : 1	= 200/125
x	x		140	2 : 1	= 200/140
x		220	140	1,6 : 1	= 220/140
x	x		160	2 : 1	= 220/160
x		250	160	1,6 : 1	= 250/160
x	x		180	2 : 1	= 250/180
x		280	180	1,6 : 1	= 280/180
x	x		200	2 : 1	= 280/200
x		320	200	1,6 : 1	= 320/200
x	x		220	2 : 1	= 320/220

- ① piston rod dia. ≤ 110 only
- ② piston rod dia. ≤ 140 only
- ③ piston rod dia. ≤ 100 only

<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>Check Valve          Model S</b>			<b>RA          20 375/8.88</b>
	<b>Sizes 6 to 30</b>	<b>4600 PSI (315 bar)</b>	<b>120 GPM (450 L/min)</b>	<b>Replaces: 7.86</b>

- For in-line or subplate mounting
- Leakage-free closure in one direction
- Various cracking pressures (see ordering code)

F 87016



Model S 15 A 1.0/12

**Symbols**



(without spring)

**Ordering Code**



Further details in clear text

Threaded version "A"	Subplate version "P"	Size	
1/4"	-	= 6	
3/8"	-	= 8	
1/2"	ANSI C 03	= 10	
3/4"	-	= 15	
1"	ANSI C 06	= 20	
1 1/4"	-	= 25	
1 1/2"	ANSI C 10	= 30	

Threaded for in-line mounting = A  
 For subplate mounting (sizes 10, 20, 30 only) = P

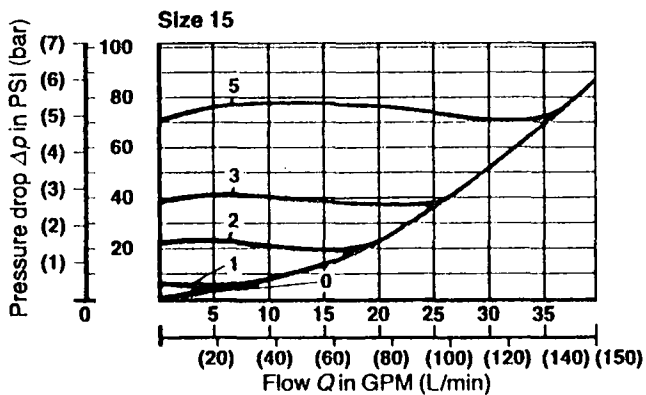
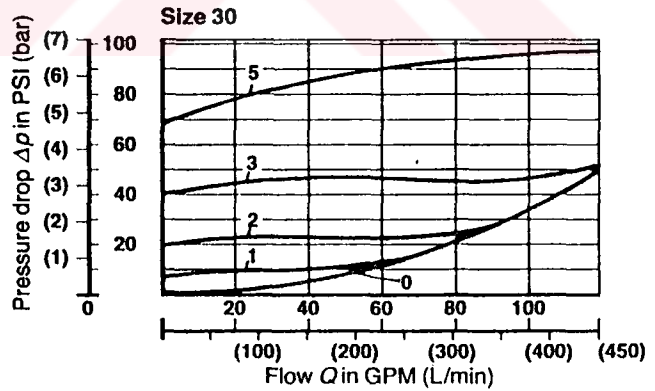
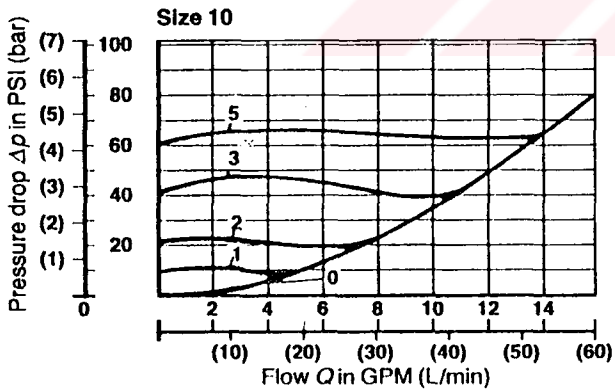
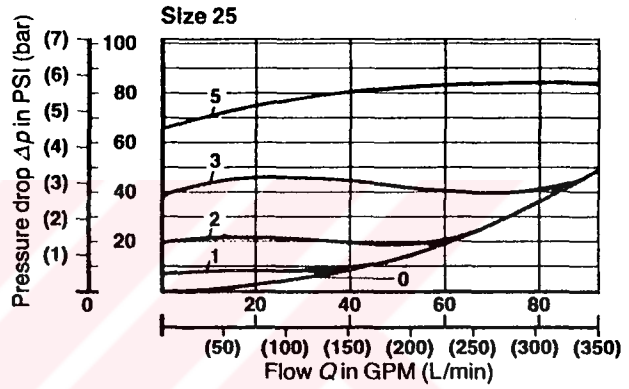
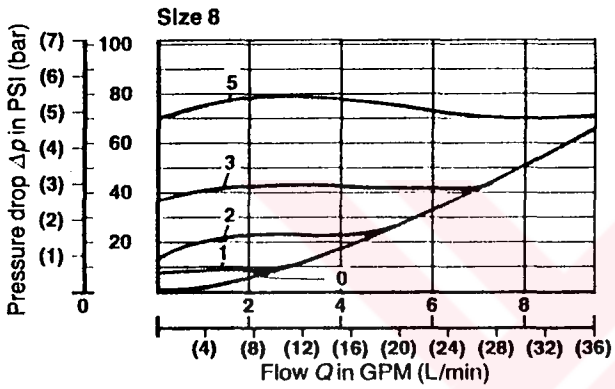
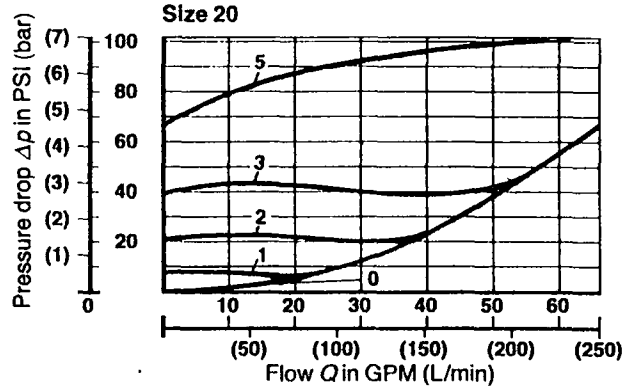
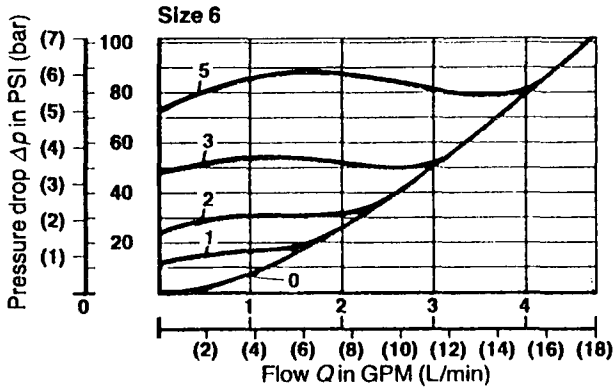
no desig. =	Threaded version
5 =	BSP threads
12 =	NPT threads
	SAE threads
no desig. =	Subplate version
SO 43A-739 =	non-standard interface
	NFPA/ANSI standard interface
0 =	Modification no.

0 = without spring	} see operating curves, page 2
1 = (standard)	
2 =	
3 =	
5 =	

**Technical Data** (For applications outside these parameters, please consult us!)

<b>Hydraulic fluid</b>	Petroleum oils (HM, HL, HLP) Phosphate-ester fluids (HFD-R)
<b>Fluid temperature range</b>	Buna-N seals; - 22 ... 158 °F (- 30 ... 70 °C) Viton seals; - 4 ... 158 °F (- 20 ... 70 °C)
<b>Viscosity range</b>	35 ... 2320 SUS (2.8 ... 500 mm <sup>2</sup> /s)
<b>Maximum degree of fluid contamination</b>	Class 18/15 according to ISO 4406. Therefore, we recommend a filter with a retention rate of $\beta_{10} \geq 75$ .
<b>Operating pressure</b>	... 4600 PSI (315 bar)
<b>Cracking pressure</b>	see operating curves, page 2
<b>Nominal flow</b>	see operating curves, page 2

Operating Curves, measured at  $\nu = 190 \text{ SUS}$  ( $41 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) and  $t = 122^\circ\text{F}$  ( $50^\circ\text{C}$ )

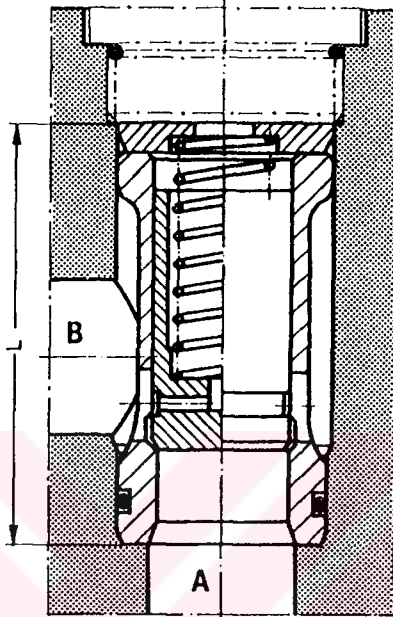


Flow resistance  $\Delta p$  related to flow  $Q$  at cracking pressure

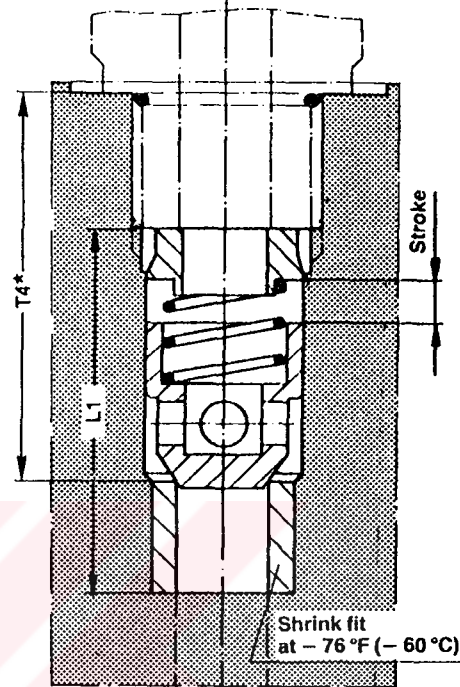
<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>Check Valve Cartridge</b> <b>Model M-SR (Series 1X)</b>			<b>RA</b> <b>20 380/2.89</b>
	Sizes 8 ... 30	... 4600 PSI (315 bar)	... 106 GPM (400 L/min)	Replaces: 7.86

- For installation in manifold blocks; available as right angled valve cartridge or straight valve cartridge
- Leakfree closure in checked direction
- Various cracking pressure options (see ordering code)

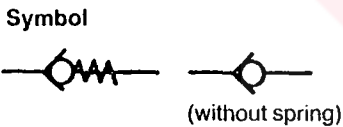
Size	L	L1
8	1.429 (36.3)	1.291 (32.8)
10	1.547 (39.3)	1.528 (38.8)
15	1.803 (45.8)	1.921 (48.8)
20	2.177 (55.3)	2.323 (59.0)
25	2.925 (74.3)	2.874 (73.0)
30	3.280 (83.3)	3.268 (83.0)



KE Right angle valve cartridge



KD Straight valve cartridge  
\* see page 5



**Ordering Code**

<b>M-SR</b>	<b>-1X</b>	<b>/ 5</b>	<b>*</b>
Cartridge check valve = M-SR	Size 8 = 8 Size 10 = 10 Size 15 = 15 Size 20 = 20 Size 25 = 25 Size 30 = 30	Right angle valve cartridge = KE Straight valve cartridge = KD	Further details to be written in clear text 5 = USA version no desig. = Buna-N seals, suitable for petroleum oils V = Viton seals, suitable for phosphate ester fluids (right angled valve "KE" only) 1X = Series 10 to 19 (10 to 19 $\Delta$ installation and connection dimensions remain unchanged) 00 = without spring (not straight valve) 02 = 05 = (standard) 15 = 30 = 50 =

Note: For metric version, see RA (metric) 20380

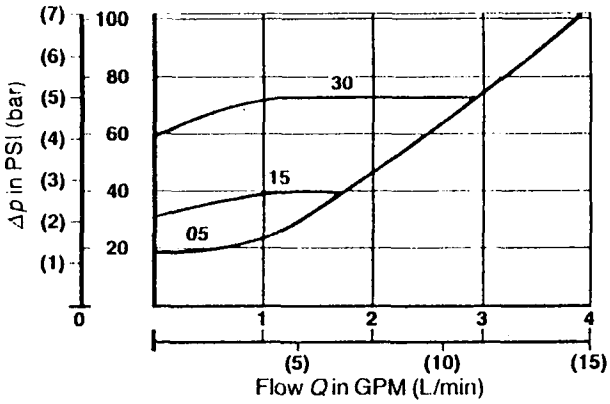
see performance curves for cracking pressure

**Technical Data** (For applications outside these parameters, please consult us!)

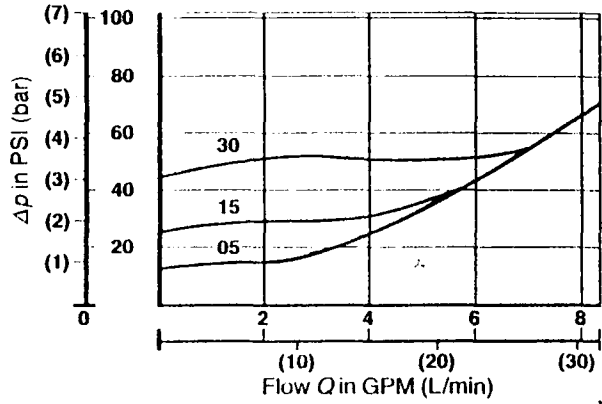
<b>Hydraulic fluid:</b>	Petroleum oils (HM, HL, HLP) Phosphate-ester fluids (HFD-R)
<b>Fluid temperature range:</b>	Buna-N seals; - 22 ... 158 °F (- 30 ... 70 °C) Viton seals; - 4 ... 158 °F (- 20 ... 70 °C)
<b>Viscosity range:</b>	35 ... 2320 SUS (2.8 ... 500 mm <sup>2</sup> /s)
<b>Maximum degree of fluid contamination:</b>	Class 18/15 according to ISO 4406. Therefore, we recommend a filter with a retention rate of $\beta_{10} \geq 75$ .
<b>Operating pressure:</b>	... 4600 PSI (315 bar)
<b>Cracking pressure:</b>	see performance curves
<b>Flow:</b>	see performance curves

Performance Curves: Straight Valve Cartridge, measured at  $\nu = 190 \text{ SUS}$  ( $41 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) and  $t = 122^\circ\text{F}$  ( $50^\circ\text{C}$ )

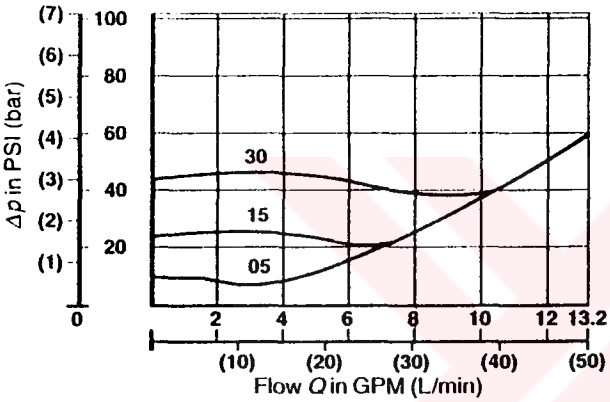
**Size 6**



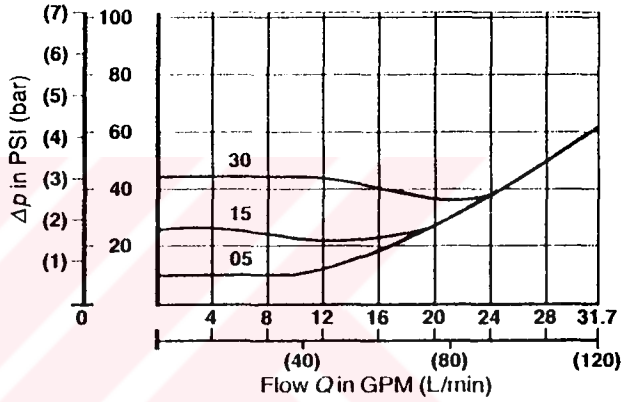
**Size 8**



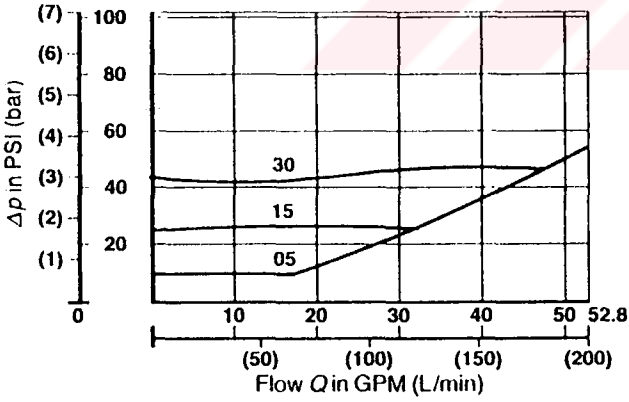
**Size 10**



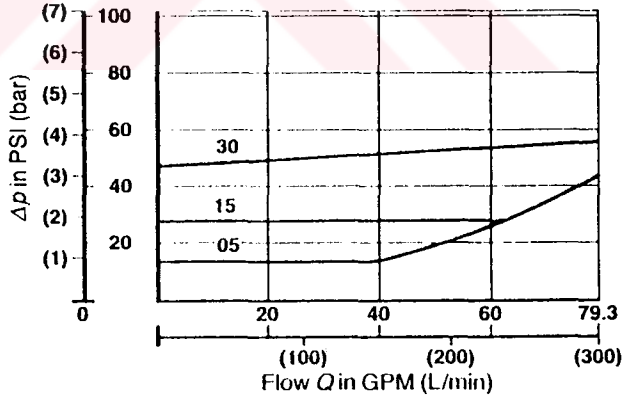
**Size 15**



**Size 20**

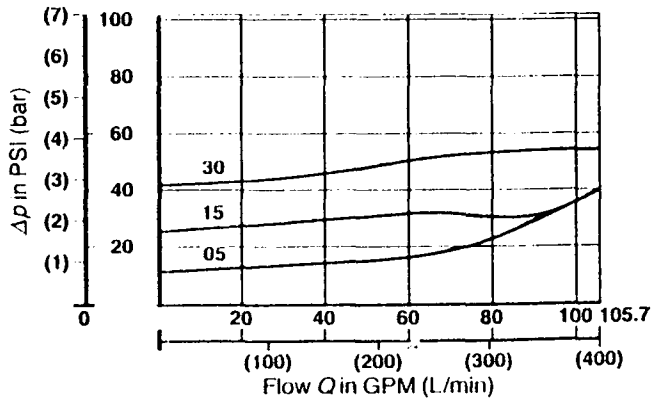


**Size 25**



Pressure drop  $\Delta p$   
related to flow  $Q$  at  
different cracking pressures

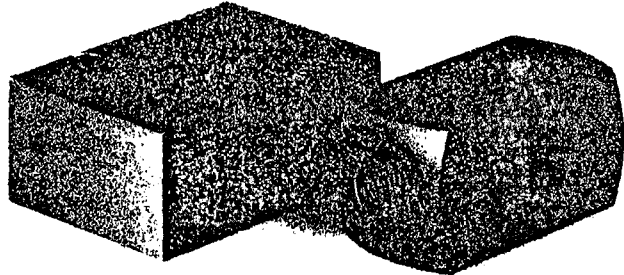
**Size 30**



<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>Check Valve</b> <b>Model RV</b>			<b>RA</b> <b>20 390/2.89</b>
	<b>Size 6 ... 40</b>	<b>5100 PSI</b> <b>(350 bar)</b>	<b>160 GPM</b> <b>(600 L/min)</b>	<b>Replaces: 7.86</b>

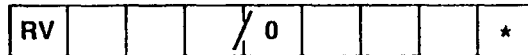
- For in-line or manifold mounting
- Leakage-free closure in one direction
- Four cracking pressures available (see ordering code)

Symbol



Model RVP & RV

**Ordering Code**



Check valve	= RV	
In-line mounting	= no desig.	
Manifold mounting	= P	
Size		
1/8"	= 6	
1/4"	= 8	
3/8"	= 10	
1/2"	= 12	
3/4"	= 16	
1"	= 20	
1 1/4"	= 25	
1 1/2"	= 30	
2"	= 40	
Steel housing	= 1	
Stainless steel housing	= 3	
Design series	= 0	

Further details to be written in clear text	
no desig. =	Buna-N seals suitable for Petroleum oils (HL, HLP) (Model RV standard)
V =	Viton seals suitable for Phosphate ester fluids (HFD-R) (Model RVP standard)
no desig. =	Cracking pressure 7 PSI (0.5 bar) standard
25 =	25 PSI (1.5 bar)
45 =	45 PSI (3.0 bar)
65 =	65 PSI (4.5 bar)
0 =	BSP threads
5 =	NPT threads
12 =	SAE threads

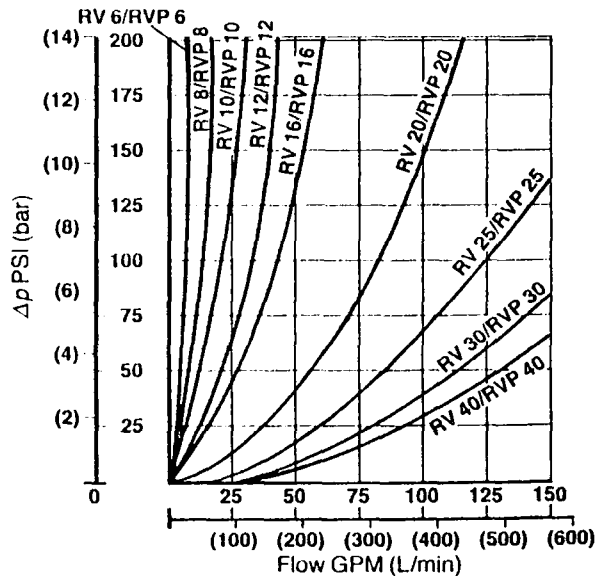
**Technical Data**

(For applications outside these parameters, please consult us!)

- Operating pressure:** 5100 PSI (350 bar)
- Cracking pressure:** see ordering code
- Flow rating:** see operating curves
- Fluid temperature range:**  
 Buna-N seals - 22 ... 158 °F (- 30 ... 70 °C)  
 Viton seals - 4 ... 158 °F (- 20 ... 70 °C)
- Hydraulic fluid:** Petroleum oils  
Phosphate ester fluids
- Viscosity range:** 35 ... 2320 SUS (2.8 ... 500 mm<sup>2</sup>/s)
- Mounting positions:** optional
- Weight:** see unit dimensions, page 2

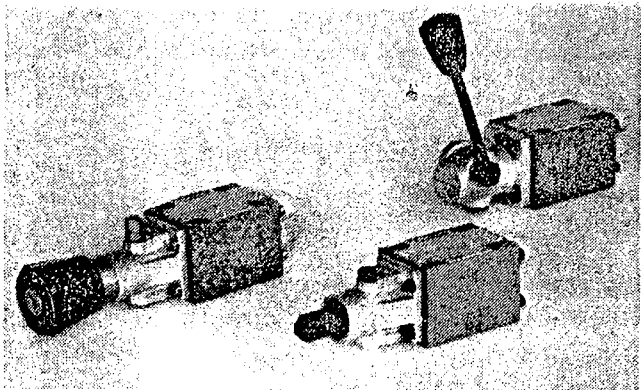
**Operating Curves,**

measured at  $v = 190$  SUS (41 mm<sup>2</sup>/s)  $t = 122$  °F (50 °C)



<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>4/3-, 4/2- and 3/2-Way Directional Valves</b> <b>Model WM.6 (Series 5X) Mechanical/Manual Operation</b>			<b>RA</b> <b>22 280/2.89</b>
	<b>Size 6 (D 03)</b>	<b>... 4600 PSI</b> <b>(315 bar)</b>	<b>... 16.0 GPM</b> <b>(60 L/min)</b>	<b>Replaces: 2.86</b>

- Direct operated spool type directional control valves
- Mounts on standard ISO 4401-3, NFPA T3.5.1M R1 and ANSI B93.7 D 03, interface
- For subplates, see data sheet RA 45052
- 47 standard spool configurations available
- Available operator options; roller/plunger, hand lever, rotary hand knob



Mechanical/manual operation

**Functional Description**

Directional control valves model WM. are direct operated spool valves. They control the start, stop and direction of fluid flow.

These directional valves basically consist of the housing (1), an operating element (2) (roller/plunger, hand lever or rotary hand knob) the control spool (3), and one or two return springs (4).

In the un-operated condition, the control spool (3) is held by the return spring(s) (4) in the center or a spring offset position (or by a detent with rotary hand knob operation).

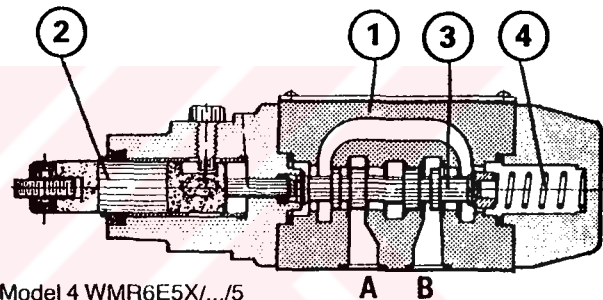
The control spool (3) is moved into the required control position by means of the operating element (2).

**Detent**

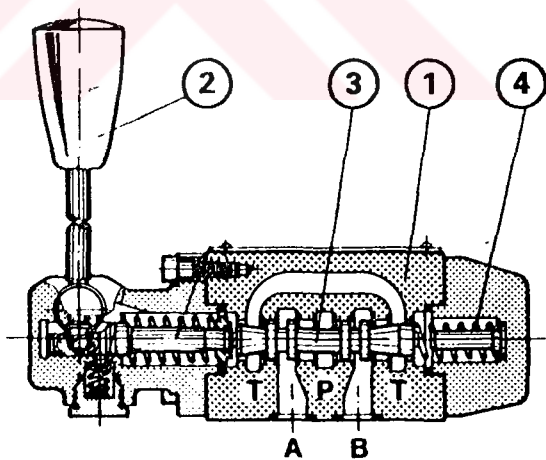
Directional valves with rotary hand knob operation are supplied standard with detent. Hand lever operated valves are available as 2- or 3-position valves with detent. Directional valves with roller/plunger operation are supplied standard without detent. When using an operating element with detents, the control spool is held in its last shifted position by the detents so that a continuous force is not required.

**Orifice Inserts**

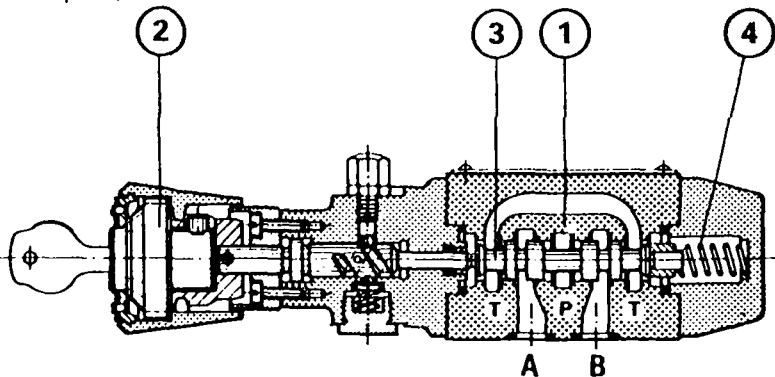
To limit the maximum flow, orifice inserts are optionally available. Primarily, the orifice insert is intended to prevent flow rates in excess of the maximum performance data of the valve (see page 4). For this purpose the insert is placed in the "P" port of the valve. The orifice inserts will, however, fit any of the valve ports, allowing for design flexibility.



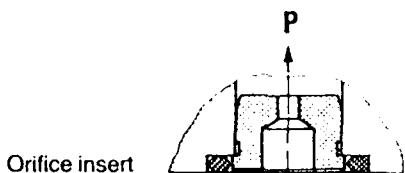
Model 4 WMR6E5X/.../5



Model 4 WMM6D5X/F.../5



Model 4 WMDA6E5X/F.../5



Orifice insert

**Ordering Code**

	6		5X /			*
--	---	--	------	--	--	---

3 service ports = 3  
4 service ports = 4

Roller/plunger } see = WMR  
Roller/plunger } page 3 = WMU  
Hand lever = WMM  
Rotary hand knob = WMD  
Lockable rotary hand knob = WMDA

ISO size 3, NFPA/ANSI D 03 interface = 6

Spool type ex. C, E, etc.;  
for possible spool configurations, see below

3-position valve = no desig.  
2-position valve with position "a" only = A  
2-position valve with position "b" only = B

Series 5X = 5X  
(50 to 59 install. and connection dimensions remain unchanged)

Further details to be written in clear text

no desig. = Buna-N seals suitable for petroleum oils (HM, HL, HLP)  
V = Viton seals, (standard), suitable for phosphate ester fluids (HFD-R)

no desig. = without orifice insert  
\* 08 = orifice 0.031 in (0.8 mm) dia.  
\* 10 = orifice 0.039 in (1.0 mm) dia.  
\* 12 = orifice 0.047 in (1.2 mm) dia.

no desig. = with spring return (available for WMR, WMU, WMM)  
F = with detent (available for WMM, WMD, WMDA)

\* Port in which orifice(s) is installed;  
B .. = in port "P";  
H .. = in port "A";  
R .. = in port "B";  
N .. = in ports "A" and "B".  
Example B 12 = 0.047" (1.2 mm) orifice installed in the "P" port

	WMR	WMU	WMM	WMD	WMDA
①	-	-			
②				-	-

**Spool Types**

\* Spool type E1- = P → A/B opens before A/B → T

**Note:**  
With single rod cylinders, care must be taken because of possible pressure intensification.

\*\* **Example:**  
Spool type E, with control position "a" and o only  
Ordering code ..EA..

† Spools type B & Y are only available with Model 4 WMM

**Technical Data** (For applications outside these parameters, please consult us!)

**Hydraulic**

**Operating pressure:**

Ports A, B, P max. perm. 4600 PSI (315 bar)

Port T:

for WMM, WMD, WMDA max. perm. 2320 PSI (160 bar)

for WMR, WMU max. perm. 870 PSI (60 bar)

(With spool types A and B, port T must be used as a drainage fluid port if the operating pressure is higher than the permissible tank pressure.)

**Flow:** max. 16.0 GPM (60 L/min)

**Flow section** (control position o):

with spool types Q and V: 6 % of nominal section

with spool type W: 3 % of nominal section

**Hydraulic fluid:** Petroleum oils (HM, HL, HLP)  
Phosphate-ester fluids (HFD-R)

**Fluid temperature range:**

Buna-N seals; - 22 ... 158 °F (- 30 ... 70 °C)

Viton seals; - 4 ... 158 °F (- 20 ... 70 °C)

**Viscosity range:** 35 ... 2320 SUS (2.8 ... 500 mm<sup>2</sup>/s)

**Maximum degree of fluid contamination:**

Class 18/15 according to ISO 4406. Therefore, we recommend a filter with a retention rate of  $\beta_{10} \geq 75$ .

**Weight:** (approx.) 3.1 lbs (1.4 kg)

**Valve model**

**Max. operating torque:** lb-in (Ncm)

**Operating force:**

without tank pressure

with and without detent

$P_T = 2175$  PSI (150 bar)

tank pressure

**WMM**

**WMD**

—

13.3 (150)

4.5 (20)

—

6.7 (30)

—

**Valve model**

**WMR/WMU**

**Operating pressure**

— ports A, B, P

PSI

(bar)

1450

2900

4570

(100)

(200)

(315)

**Operating force on roller/plunger:**

without tank pressure

approx. lbs

22.5

25.2

27.2

approx. (N)

(100)

(112)

(121)

with tank pressure

approx. lbs

41.4

44.1

46.1

approx. (N)

184

196

205

$P_T = 870$  PSI (60 bar) max

lbs (N)

$\approx 0.022$  lbs per PSI

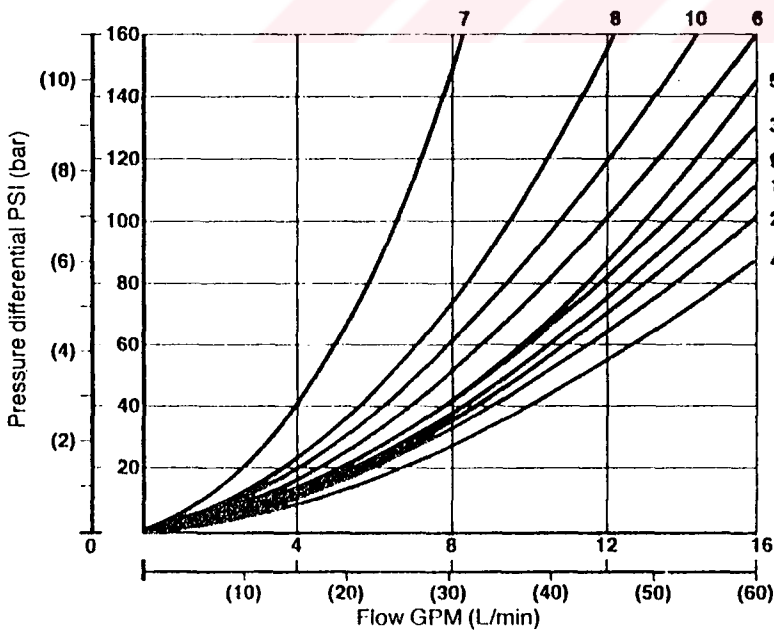
(1.4 N per bar)

tank pressure

Formula for calculating operating force on roller/plunger ( $F_R$ ) when there is a tank pressure

$$F_R = F_{\text{without T-pressure}} + P_T \times 0.022 \frac{\text{lbs}}{\text{PSI}} \text{ or } (1.4 \frac{\text{N}}{\text{bar}})$$

**$\Delta p$  vs Q-Performance Curves**, measured at  $\nu = 190$  SUS (41 mm<sup>2</sup>/s) and  $t = 122$  °F (50 °C)



Spool type	Flow direction			
	P - A	P - B	A - T	B - T
A	3	3	—	—
B	3	3	—	—
C	1	1	3	1
D	5	5	3	3
E	3	3	1	1
F	1	3	1	1
G	6	6	9	9
H	2	4	2	2
J	1	1	2	1
L	3	3	4	9
M	2	4	3	3
P	3	1	1	1
Q	1	1	2	1
R	5	5	4	—
T	10	10	9	9
U	3	3	9	4
V	1	2	1	1
W	1	1	2	2
Y	5	5	3	3

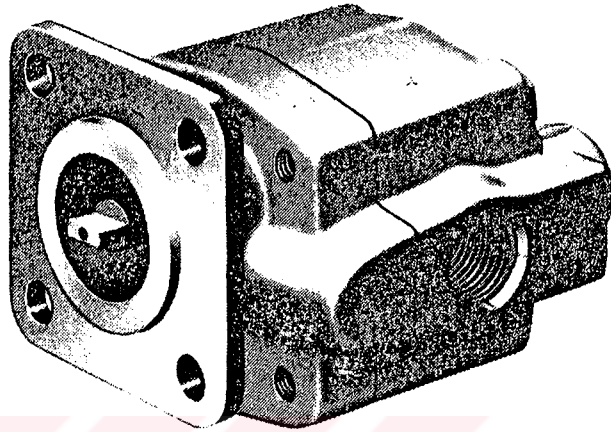
7 Spool type "R" in shifted position A - B

8 Spool type "G" and "T" in center position P - T

<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>Hydraulic Gear Pump, External Gear Design          Model P</b>		<b>RA</b> <b>10 051/03.89</b>
	<b>4 Sizes</b>	<b>... 3000 PSI          (210 bar)</b>	<b>... 0.20 in<sup>3</sup>/rev.          (3.28 cm<sup>3</sup>/rev.)</b>

Replaces: 6.88

- Compact two piece cast aluminium body and cover construction
- Single piece shaft gears and driven gears for superior strength
- High volumetric efficiencies maintained by the hydrostatically loaded flange block bearing system
- Internal relief valve and integral check valve options available
- Side and rear port options available



Model P Gear pump

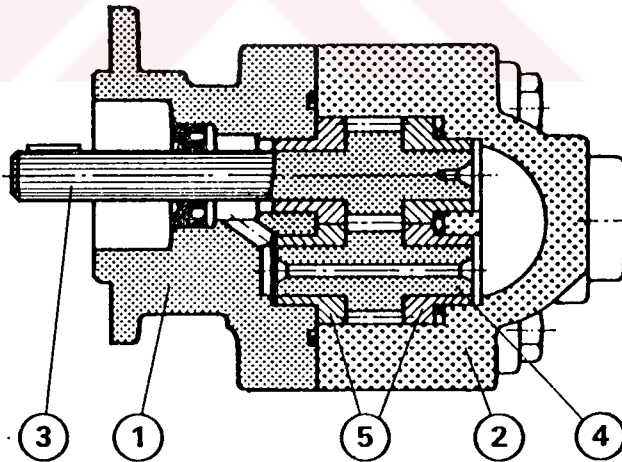
**Functional Description**

The P1 series pumps are self-priming, spur gear pumps with displacement sizes from 0.05 ... 0.20 in<sup>3</sup>/rev (0.81 ... 3.28 cm<sup>3</sup>/rev). These pumps are capable of drive speeds up to 4000 RPM and discharge pressures to 3000 PSI (210 bar). The hydrostatically loaded flange bearing block system ensures the volumetric efficiencies remain consistently high over the life of the pump.

The pump cross sectional drawing shows: the pump cover with the mounting flange (1); the pump body with suction and discharge ports (2); single piece drive gears (3) and single piece driven gears (4); and the hydrostatically loaded flange bearing block seal system (5).

As the drive gear is rotated by the prime mover, the gear mesh opens at the suction side creating an increasing volume which is filled as fluid is pushed into the chamber by atmospheric pressure. The fluid fills the spaces between the gear teeth and is conveyed to the high pressure side of the pump.

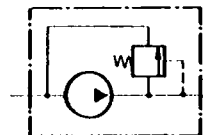
The decreasing volume generated by the meshing teeth squeezes the hydraulic fluid from between the gear teeth which then flows through the outlet port into the hydraulic system. The tips of the gear teeth maintain a self compensating seal against the pump housing. The flange block bearings are loaded against the gear faces to create a self compensating seal to minimize fluid leakage.



**Symbols**  
(according to ISO 1219)



Model P1



Model PR1

**Ordering Code**

P 1 A S 2 2 \*

External gear pump = P\*  
 Standard pump = no desig.  
 Pump with integrated relief valve = R  
 Standard housing = 1\*  
 0.05 in<sup>3</sup>/rev (0.82 cm<sup>3</sup>/rev) ~ size 4 = 4\*  
 0.10 in<sup>3</sup>/rev (1.64 cm<sup>3</sup>/rev) ~ size 9 = 9\*  
 0.15 in<sup>3</sup>/rev (2.46 cm<sup>3</sup>/rev) ~ size 13 = 13\*  
 0.20 in<sup>3</sup>/rev (3.28 cm<sup>3</sup>/rev) ~ size 17 = 17\*

**Port connections**

Suction port		Pressure port		= F*
Side	Rear	Side	Rear	
x	x	x	x	

x available with this designation

Further details to be written in clear text

Integrated relief valve setting\*\*\*  
 maximum 2500 PSI (175 bar)

Direction of rotation

R\* = Clockwise  
 L\* = Counter-clockwise

Design series

1 = For pumps w/type "D" mounting  
 2\* = For pumps w/type "S" mounting

Shaft\*\*

2\* = Keyed shaft, short  
 6\* = Tang shaft

Mounting flange

S\* = 4-bolt, square mounting  
 D = 2-bolt, diagonal mounting

\* These items are available form stock for all others please consult factory for delivery time.

\*\* For more information on shafts, see specific dimensional information on page 3 - 4.

\*\*\* Integrated relief valve vents internally to pump inlet. System pressure should be 200 PSI (14 bar) below this setting.

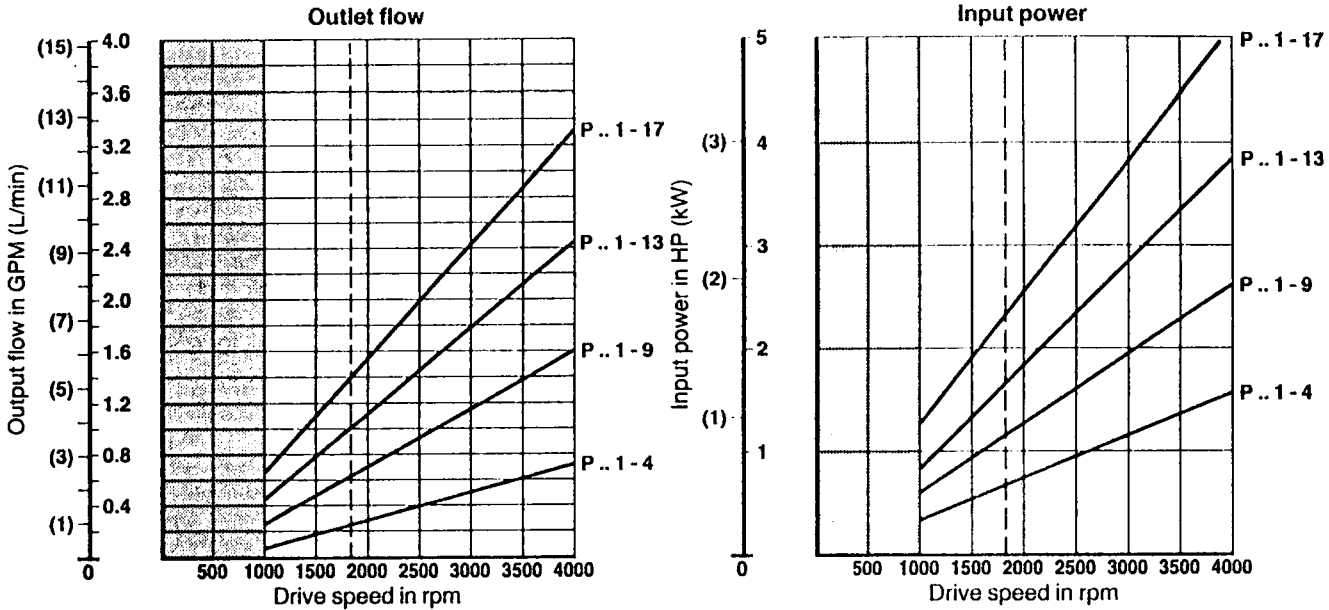
**Note:** Pumps Model "PR1" are available with type "S" and "D" mounting. Side porting is preferred, rear porting is available by special order only.

**Technical Data** (For applications outside these parameters please consult us!)

Size		4	9	13	17
Displacement	in <sup>3</sup> /rev (cm <sup>3</sup> /rev)	0.05 (0.82)	0.10 (1.64)	0.15 (2.46)	0.20 (3.28)
Maximum flow at max. speed	GPM (L/min)	0.87 (3.28)	1.73 (6.55)	2.60 (9.83)	3.46 (13.11)
SAE/NFPA volumetric rating at 1000 rpm and 100 PSI (7 bar)	GPM (L/min)	0.21 (3.44)	0.43 (7.05)	0.65 (10.65)	0.86 (14.09)
Minimum drive speed	rpm	1000	1000	1000	1000
Maximum drive speed	rpm	4000	4000	4000	4000
Inlet pressure range	PSI (bar)	- 2.4 ... 10 (- 0.16 ... 0.69)			
Maximum continuous pressure	PSI (bar)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)
Maximum relief valve setting*	PSI (bar)	500 ... 2500 (34 ... 172)			
Direction of rotation		Bi-directional (as viewed from shaft end)			
Mounting position		Optional			
Hydraulic fluid		Petroleum oils (HM, HL, HLP) (Specifications in RA 07075 must be adhered to)			
Fluid temperature range	F (C)	- 5 ... 180 (- 21 ... 82) using SAE 10 weight oil			
Viscosity range	SUS (mm <sup>2</sup> /s)	45 ... 14000 (10 ... 3000)			
Optimum viscosity range	SUS (mm <sup>2</sup> /s)	165 (35) @ 100 °F (38 °C) ... 52 (8) @ 180 °F (82 °C) using SAE 10 weight oil			
Maximum degree of fluid contamination		Class 18/15 according to ISO 4406. Therefore, we recommend a filter with a retention rate of β <sub>20</sub> ≥ 75. For longer life, we recommend class 17/14, achievable with a filter β <sub>10</sub> ≥ 100.			
Weight (approx.)	lbs (kg)	1.5 ... 3.0 (0.7 ... 1.4)			
U.S. Patents	P ... 1	3,371,615; 3,890,068; 4,130,383; 4,239,468			

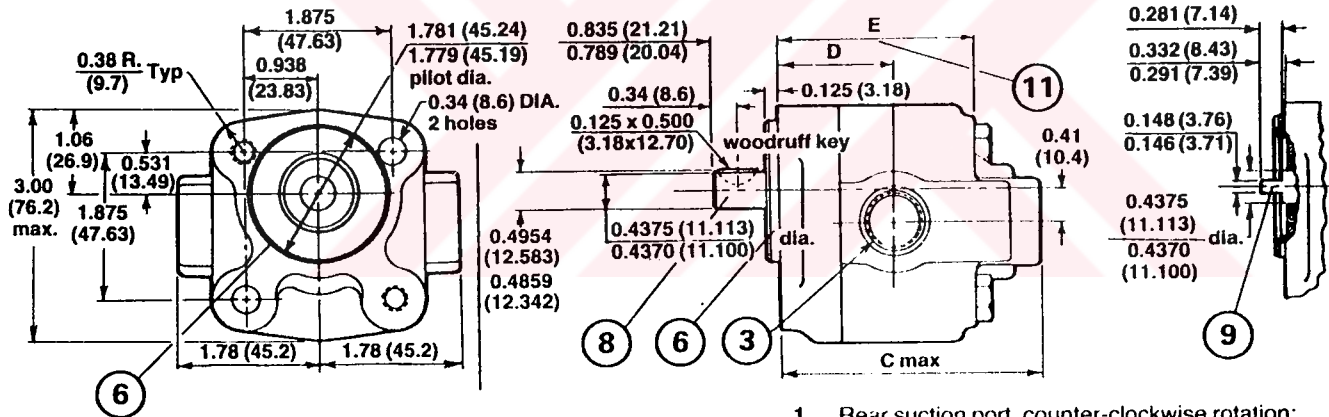
\* Integrated relief valve vents internally to pump inlet. System pressure should be set 200 PSI below this setting

**Operating Curves, measured at  $v = 95 \dots 115$  SUS ( $20 \dots 25$  mm<sup>2</sup>/s) and  $t = 120$  °F ( $50$  °C) and 200 PSI (140 bar)**



**Unit Dimensions: P .. D...**

(Dimensions in inches and millimeters)



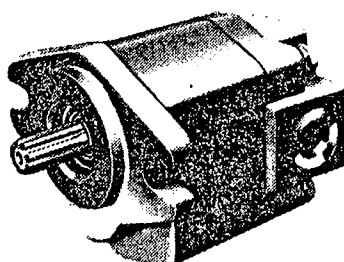
- 1 Rear suction port, counter-clockwise rotation; shown. Rear pressure port, clockwise rotation (3/8" NPTF dry seal ports)
- 2 Rear pressure port, counter-clockwise rotation; shown. Rear suction port, clockwise rotation (3/8" NPTF dry seal ports)
- 3 Side suction port, counter-clockwise rotation; shown; pressure port on opposite side, not shown (1/2" NPTF dry seal ports)  
Side pressure port, clockwise rotation; shown; suction port on opposite side, not shown (1/2" NPTF dry seal ports)
- 3.1 Side suction port, counter-clockwise rotation; shown; pressure port on opposite side, not shown; (see dimensional information "H" below for port size)  
Side pressure port, clockwise rotation; shown; suction port on opposite side, not shown (see dimensional information "H" below for port size)
- 6 2-bolt diagonal mounting flange
- 8 Key shaft, short, Model "2"
- 9 Tang shaft, Model "6"
- 11 Dimension for mounting bolts
- 12 Location for optional integrated relief valve

Use grade 5 (minimum) bolts or studs for mounting and torque tighten to 18 - 20 ft-lbs (24.5 - 27 Nm)

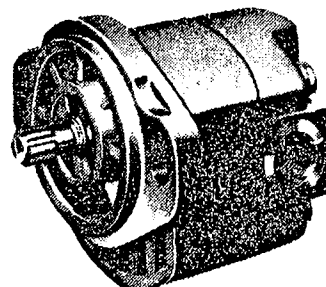
Size	C	D	E	G	H
4	3.09 (78.5)	1.44 (36.6)	1.97 (50.0)	1.28 (32.5)	3/8" NPTF
9	3.25 (82.6)	1.59 (40.4)	2.12 (53.8)	1.37 (34.8)	3/8" NPTF
13	3.41 (86.6)	1.44 (36.6)	2.47 (62.7)	1.44 (36.6)	1/2" NPTF
17	3.56 (90.4)	1.59 (40.4)	2.63 (66.8)	1.59 (40.4)	1/2" NPTF

<b>REXROTH</b> WORLDWIDE HYDRAULICS	<b>Hydraulic Gear Pump, External Gear Design</b> <b>Model S</b>		<b>RA</b> <b>10 061/4.89</b>
	<b>25 Sizes</b>	<b>... 3000 PSI</b> <b>(210 bar)</b>	<b>... 3.80 in<sup>3</sup>/rev.</b> <b>(62.3 cm<sup>3</sup>/rev.)</b>
			<b>Replaces: 6.88</b>

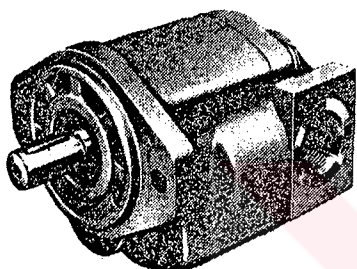
- Compact two piece cast aluminum construction
- Single piece shaft and driven gears for superior strength
- Journal bearings, for long life
- High volumetric efficiencies due to the hydrostatic wear plate sealing system
- Dual and tandem pump options available



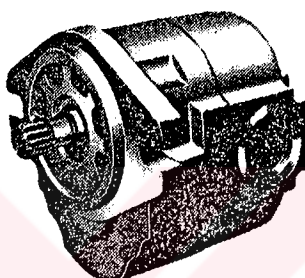
Model S12S...AK1-5...



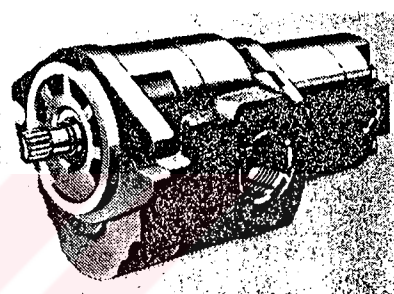
Model S15S...AH1-3...



Model S20S...A-2-1...



Model S30S...A.1.5...



Model S30A...AJ.-5... with S 15S

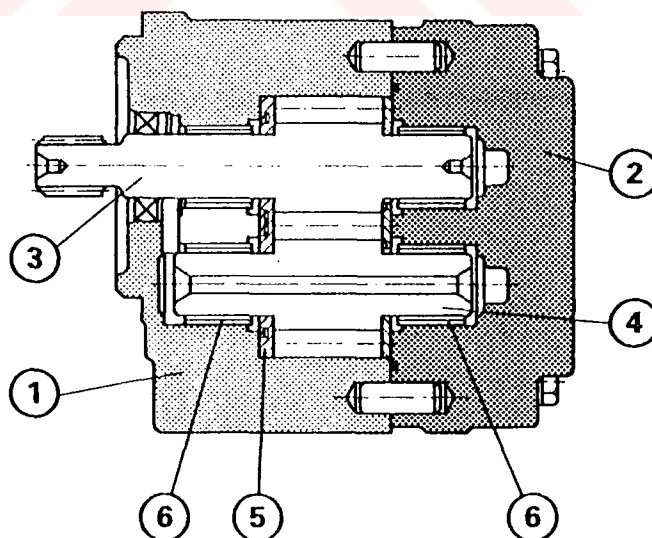
**Functional Description**

The Model S pumps are self-priming, external gear pumps. These pumps are rated to 3000 PSI (210 bar) service with drive speeds to 3500 RPM. The hydrostatically loaded wear plate system ensures the volumetric efficiencies remain consistently high over the useful life of the pump. The forged steel gear set and the steel backed bronze bushings ensure exceptional durability.

The pump consists of the pump body with the integral mounting flange (1), end cover with suction and discharge ports (2), single piece drive gears (3) and single piece driven gears (4), hydrostatically balanced wear plate (5) and thrust plate (5a) and journal bearings (6).

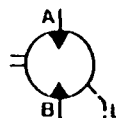
As the drive gear is rotated by the prime mover, fluid from the reservoir fills between the gear teeth as they open at the suction port of the pump. The fluid between the gear teeth is conveyed to the high pressure side of the pump. As the gear teeth mesh, the oil is squeezed out from between the gear teeth. Then the fluid is discharged through the outlet port into the hydraulic system.

The gear teeth tips maintain a self compensating seal against the pump housing. The wear plate is pressure loaded against the gear faces to create a self compensating seal against fluid leakage past the gear faces. The wear plate has precompression and decompression grooves to promote smooth pumping operation.



**Symbols**  
(according to ISO 1219)

with 1 shaft end





**Technical Data (For applications outside these parameters please consult us!)****General data for all Models, S12 ... S30**

Direction of rotation	Bi-directional (as viewed from shaft end)
Mounting position	optional
Inlet pressure range	PSI (bar) – 2.4 ... 10 (– 0.16 ... 0.69)
Hydraulic fluid	Petroleum oils (HM, HL, HLP) (Specifications in RA 07075 must be adhered to)
Fluid temperature range	°F (°C) – 5 ... 180 (– 21 ... 82) using SAE 10 weight oil
Viscosity range	SUS (mm <sup>2</sup> /s) 45 ... 14000 (10 ... 3000)
Optimum viscosity range	SUS (mm <sup>2</sup> /s) 165 (35) @ 100°F (38°C) ... 52 (8) @ 180°F (82°C) using SAE 10 weight oil
Maximum degree of fluid contamination	Class 18/15 according to ISO 4406. Therefore, we recommend a filter with a retention rate of $\beta_{20} \geq 75$ . For longer life, we recommend class 17/14 achievable with a filter $\beta_{10} \geq 100$ .
U.S. Patents (all sizes, and models)	3,371,615; 3,890,068; 4,130,383; 4,239,468

**Model S12S / SR12S**

Size		11	17	21	27	32	37	50	60
Displacement	in <sup>3</sup> /rev (cm <sup>3</sup> /rev)	0.122 (1.99)	0.188 (3.08)	0.244 (4.00)	0.305 (5.00)	0.366 (6.00)	0.430 (7.05)	0.580 (9.51)	0.680 (11.15)
Maximum flow at max. speed	GPM (L/min)	1.85 (7.0)	2.84 (10.8)	3.69 (14.0)	4.62 (17.5)	5.54 (21.0)	6.52 (24.7)	8.90 (33.3)	10.3 (39.0)
SAE/NFPA volumetric rating at 1000 rpm and 100 PSI (7 bar)	GPM (L/min)	0.50 (1.90)	0.80 (3.03)	1.1 (4.16)	1.3 (4.92)	1.6 (6.1)	1.9 (7.2)	2.5 (9.5)	2.9 (11.0)
Maximum drive speed	rpm	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500
Minimum drive speed	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Maximum continuous pressure	PSI (bar)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	2500 (170)	2250 (155)
Maximum relief valve setting*	PSI (bar)	700 ... 1250 (48 ... 86)							
Weight (approx.)	lbs (kg)	1.5 ... 3.0 (0.7 ... 1.4)							

\* Integrated relief valve vents internally to pump inlet. System pressure should be 200 PSI below valve setting

**Model S16S**

Size		4	5	6	7	9	10	12
Displacement	in <sup>3</sup> /rev (cm <sup>3</sup> /rev)	0.43 (7.0)	0.58 (9.5)	0.68 (11.1)	0.81 (13.3)	1.00 (16.4)	1.20 (19.7)	1.45 (23.7)
Maximum flow at max. speed	GPM (L/min)	6.5 (24.7)	8.8 (33.3)	10.3 (39.0)	12.3 (46.5)	13.0 (49.2)	15.6 (59.0)	15.6 (59.0)
SAE/NFPA volumetric rating at 1000 rpm and 100 PSI (7 bar)	GPM (L/min)	1.9 (7.2)	2.5 (9.5)	2.9 (11.0)	3.5 (13.3)	4.3 (16.3)	5.2 (19.7)	6.3 (23.7)
Maximum drive speed	rpm	3500	3500	3500	3500	3000	3000	2500
Minimum drive speed	rpm	700	700	700	700	700	700	700
Maximum continuous pressure	PSI (bar)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	2500 (170)
Weight (approx.)	lbs (kg)	4.5 ... 6.0 (2.0 ... 2.7)						

**Model S20S**

Size		9	11	12	15	17	20
Displacement	in <sup>3</sup> /rev (cm <sup>3</sup> /rev)	1.04 (17.0)	1.25 (20.5)	1.45 (23.8)	1.74 (28.5)	2.02 (33.1)	2.32 (38.0)
Maximum flow at max. speed	GPM (L/min)	15.8 (59.6)	16.2 (61.3)	18.8 (71.3)	22.6 (85.5)	21.9 (82.7)	25.1 (95.0)
SAE/NFPA volumetric rating at 1000 rpm and 100 PSI (7 bar)	GPM (L/min)	4.5 (17.0)	5.4 (20.4)	6.3 (23.9)	7.5 (28.4)	8.7 (32.9)	10.0 (37.9)
Maximum drive speed	rpm	3500	3000	3000	3000	2500	2500
Minimum drive speed	rpm	500	500	500	500	500	500
Maximum continuous pressure	PSI (bar)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	2500 (170)
Weight (approx.)	lbs (kg)	8.0 ... 11.0 (3.6 ... 5.0)					

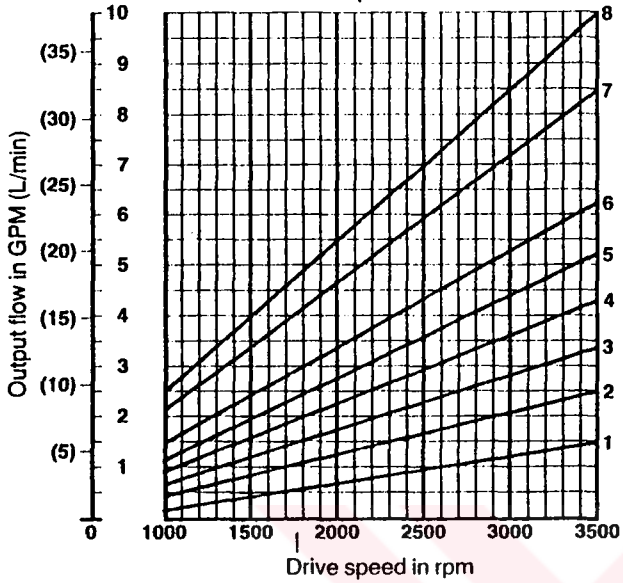
**Model S30S / S30A**

Size		13	17	20	24	29	33
Displacement	in <sup>3</sup> /rev (cm <sup>3</sup> /rev)	1.52 (24.9)	1.95 (32.0)	2.32 (38.0)	2.74 (44.9)	3.30 (54.1)	3.80 (62.3)
Maximum flow at max. speed	GPM (L/min)	19.7 (74.7)	25.3 (95.5)	30.1 (114)	35.6 (134.7)	42.9 (162.2)	41.1 (155.6)
SAE/NFPA volumetric rating at 1000 rpm and 100 PSI (7 bar)	GPM (L/min)	6.6 (25.0)	8.4 (31.8)	10.0 (37.9)	11.9 (45.1)	14.3 (54.1)	16.4 (62.1)
Maximum drive speed	rpm	3000	3000	3000	3000	3000	2500
Minimum drive speed	rpm	700	700	700	700	700	700
Maximum continuous pressure	PSI (bar)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	3000 (210)	2500 (170)	2500 (170)
Weight (approx.)	S30S lbs (kg) S30A lbs (kg)	15.0 ... 18.0 (6.8 ... 8.2) 15.0 ... 20.0 (6.8 ... 9.1)					

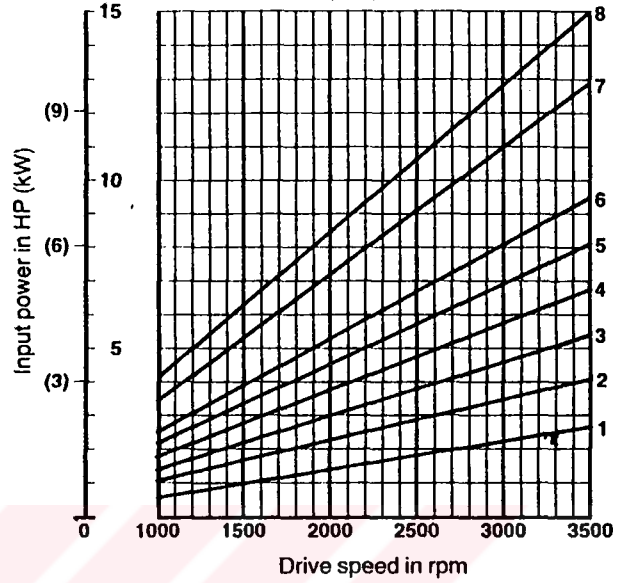
Operating Curves, measured at  $v = 95 \dots 115 \text{ SUS}$  ( $20 \dots 25 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) and  $t = 120 \text{ }^\circ\text{F}$  ( $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) and 2000 PSI (140 bar)

**Model S12S, SR12S**

Output flow



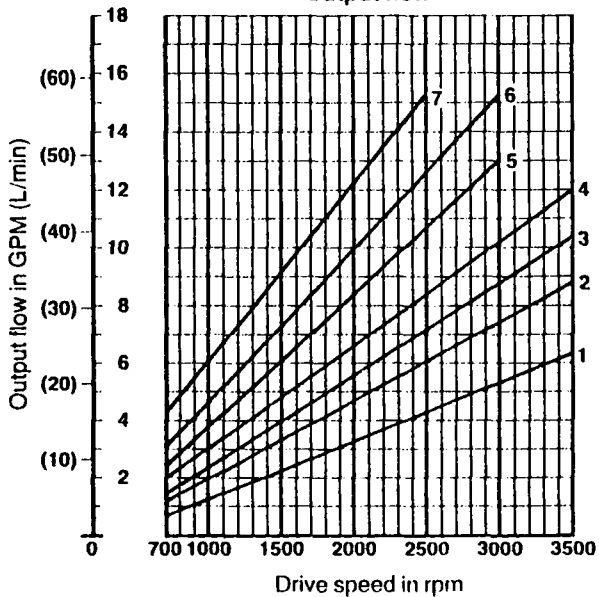
Input power



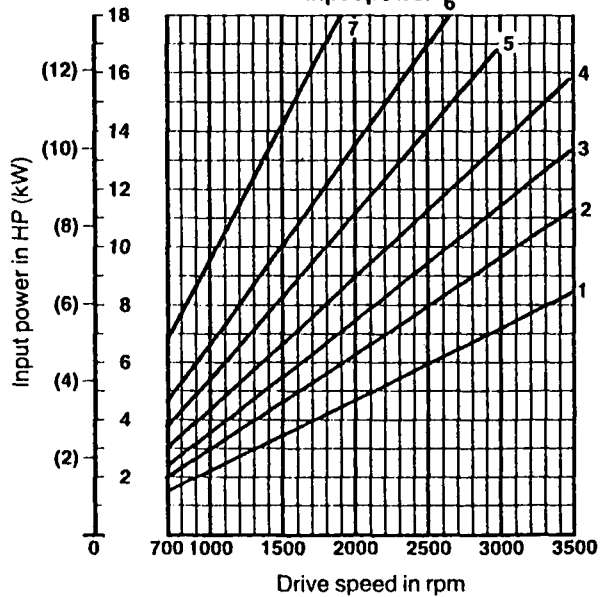
- |            |            |            |
|------------|------------|------------|
| 1 S.12S-11 | 4 S.12S-27 | 7 S.12S-50 |
| 2 S.12S-17 | 5 S.12S-32 | 8 S.12S-60 |
| 3 S.12S-21 | 6 S.12S-37 |            |

**Model S16S**

Output flow



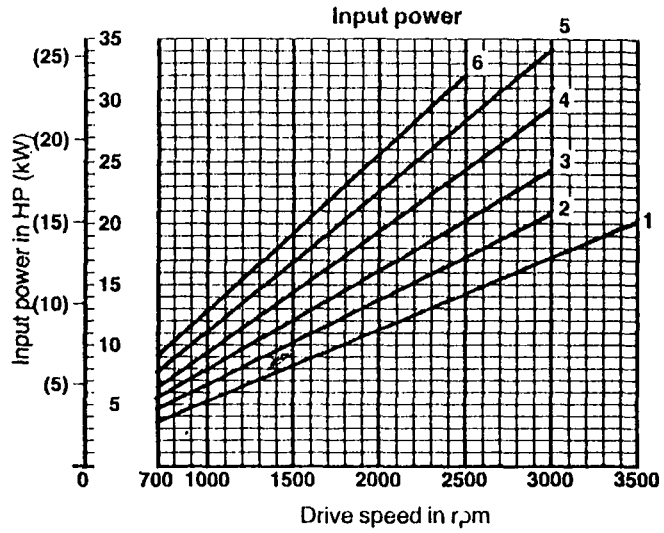
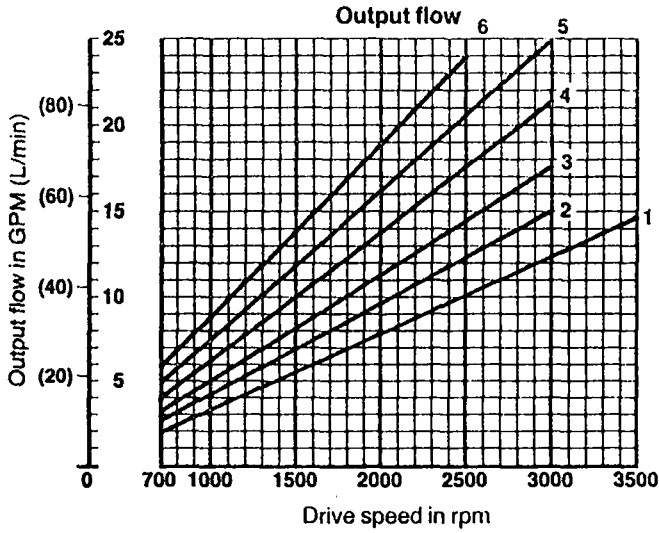
Input power



- |          |          |           |           |
|----------|----------|-----------|-----------|
| 1 S16S-4 | 3 S16S-6 | 5 S16S-9  | 7 S16S-12 |
| 2 S16S-5 | 4 S16S-7 | 6 S16S-10 |           |

Operating Curves, measured at  $\nu = 95 \dots 115 \text{ SUS}$  ( $20 \dots 25 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) and  $t = 120^\circ\text{F}$  ( $50^\circ\text{C}$ ) and 2000 PSI (140 bar)

**Model S20S**

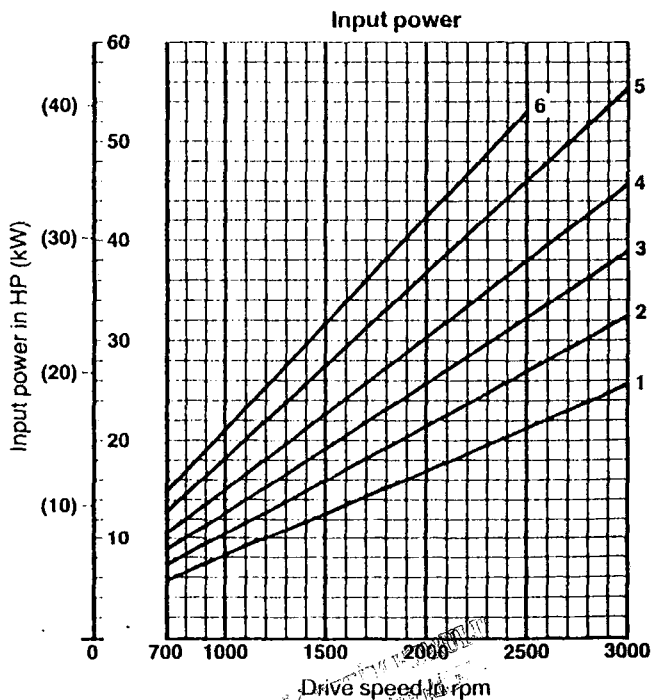
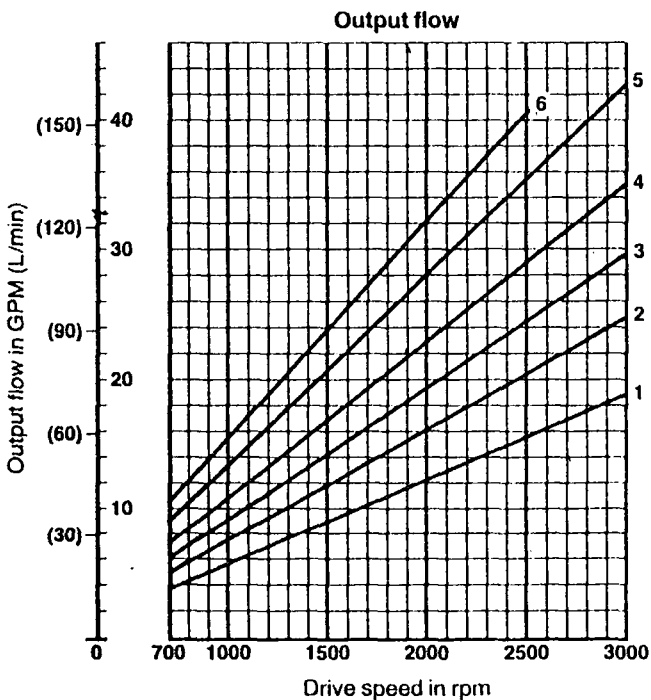


- 1 S20S-9
- 2 S20S-11

- 3 S20S-12
- 4 S20S-15

- 5 S20S-17
- 6 S20S-20

**Models S30S, S30A**



- 1 S30-13
- 2 S30-17

- 3 S30-20
- 4 S30-24

- 5 S30-29
- 6 S30-33

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	03.11.1973	
Doğum yeri	Kırklareli	
Lise	1987-1990	Muğla Turgut Reis Lisesi
Lisans	1990-1994	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1994-1998	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Makinaları Programı
Çalıştığı Kurumlar		
	1995-1996	Solar Sauna & Havuz İnşaat Tic. Ltd. Şti.
	1996-Devam ediyor	YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi