

57423

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AKIŞKAN GÜCÜ KONTROL VE İLETİM SİSTEMLERİNİN
TASARIMI VE UYGULAMASI

Mak. Müh. Tayfun Arın

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

Tez Danışmanı : Y.Doç:Dr: Recep Öztürk

İSTANBUL ,1996.

1.BÖLÜM

1.0.Giriş	1
1.1.Hidrolik Sistemlerin sınıflandırılması	4

2.BÖLÜM

2.0.Hidrolik Transmisyon Sistemlerinde Kullanılan Elemanlar Ve İşlevleri	6
2.1.Pompalar Ve Motorlar	6
2.1.1.Dişli Pompalar Ve Motorlar	7
2.1.2.Paletli Pompalar Ve Motorlar	9
2.1.3.Pistonlu Pompalar Ve Motorlar	11
2.2.Silindirler	15
2.3.Valfler	16
2.3.1.Yön Kontrol Valfleri	16
2.3.2.Akış Kontrol Valfleri	18
2.3.2.1.Yüke Gidişi Kısan Valfler	18
2.3.2.2.Yükün Dönüş Hattını Kısan Valfler	19
2.3.2.3.Ana Hatta Basılan Yağın Bir Miktarının Akış Kontrol Valfi Vasıtasıyla Silindire Tahliye Edilmesini Sağlayan Valfler	19
2.3.2.4.Basınç Ve Sıcaklık Duyarlı Valfler	20
2.3.3.Çek Valfler	20
2.3.4.Ön Uyarılı Çek Valfler	21
2.3.5.Ön Doldurma Valfleri	21
2.3.6.Basınç Emniyet Valfleri	22
2.3.6.1.Direkt Uyarılı	22
2.3.6.2.Pilot Uyarılı	22
2.3.6.3.Basınç Düşürücü Emniyet Valfleri	22
2.3.6.4.Sıralama Valfleri	23
2.3.6.5.Karşı Denge Valfleri	23
2.3.6.6.Boşaltmalı Emniyet Valfleri	23
2.3.6.7.Akü Doldurma Valfleri	23
2.3.7.Basınç Düşürücü Valfler	24
2.3.8.Oransal Valfler	24
2.3.9.Servo Valfler	26

2.3.10.Kartiç Valfler	27
2.4.Hidrolik Aküler	28
2.4.1.Balonlu Tip	28
2.4.2.Membranlı Tip	29
2.4.3.Pistonlu Tip	29
2.5.Basınç Şalterleri	30
2.6.Ölçü Ve Kontrol Cihazları	30
2.7.Isıtıcılar Ve Soğutucular	31
2.7.1.Isıtıcılar	31
2.7.2.Soğutucular	31
2.7.2.1.Sulu Tip Soğutucular	32
2.7.2.2.Havalı Tip Soğutucular	32
2.8.Hidrolik Filtreler	33
2.8.1.Filtre Gövdeleri	33
2.8.2.Filtre Elemanları	34
2.8.3.Kirlilik Göstergeleri	35
2.9.Hidrolik Akışkanlar	35
2.10.Bağlantı Elemanları Ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler	36
2.10.1.Çelik Çekme Borular	36
2.10.2.Esnek Hortumlar	36
2.10.3.Bağlantı Elemanları	36
2.11.Hidrolik Depolar	37
2.12.Diğer Elemanlar	

3.BÖLÜM

3.0.Hidrolik Sistemde Kullanılacak Olan Elemanların Belirlenmesi Ayar Değerleri Ve Sistem Tasarımı	38
3.1.Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi Ve Sistem Tasarımı	38
3.1.1.Çalışma Basıncının Belirlenmesi	38
3.1.2.Yük Değerlerinin Belirlenmesi	38
3.2.Hidrolik Sistem Tasarımı	39
3.2.1.Silindir Seçimi	39
3.2.2.Hidromotor Seçimi	40
3.2.3.Valf Seçimi	42
3.2.4.Pompa Seçimi	43
3.2.5.Filtre Seçimi	46
3.2.6.Depo Seçimi	47
3.2.7.Akü Seçimi	47
3.2.8.Basınç Emniyet Valfi Seçimi	48
3.2.9.Boru Seçimi	48

4.BÖLÜM

4.0.Hidrolik Devre uygulaması	49
4.1.Plastik Enjeksiyon Makinası Hidrolik Devre Şeması	50
4.2.Hesaplamalar	51

5.BÖLÜM.

5.0. Hidrolik Transmisyon Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı	58
5.1.Giriş	58
5.2.Dizayn Algoritması	58
5.3.Programlar	59
5.4.Algoritma	60

SEMBOLLER LİSTESİ:

A : Alan

D : Çap

F : Kuvvet

M : Moment

P : Basınç

ΔP : Basınç farkı

Q : Debi

T : Tork , moment

v : Hız

W : Güç

X : Pilot hattı

ω : Açısal hız

η : Verim

\emptyset : Çap

A_h : Silindirin piston kesiti alanı

A_r : Silindirin mil kesiti alanı

D_h : Piston çapı

D_m : Motor deplasmanı

D_p : Pompa deplasmanı

D_r : Mil çapı

F_g : Geriye doğru olan kuvvet

F_i : İleriye doğru olan kuvvet

K_f : Filtre kayıp katsayısı

P_b : Silindirin piston tarafına etki eden basınç

ΔP_f : Filtre basınç kaybı

$Q_g = Q_r$: Silindirin geriye doğru hareketi esnasında silindirden çıkan debi

$Q_i = Q_h$: Silindirin ileriye doğru hareketi esnasında silindir içerisine giren debi

Q_m : Motor debisi

Q_p : Pompa debisi

Q_p' : Teorik pompa debisi

T_m : Motor torku

T_p : Pompa torku

v_g : Geriye doğru olan hız

v_i : İleriye doğru olan hız

ω_m : Motor devri

ω_p : Pompa devri

η_m : Mekanik verim

η_t : Toplam verim

η_v : Volümetrik verim

η_{mm} : Motor mekanik verimi

η_{mp} : Pompa mekanik verimi

η_{tm} : Motor toplam verimi

η_{tp} : Pompa toplam verimi

η_{vm} : Motor volümetrik verimi

η_{vp} : Pompa volümetrik verim

r : Alan oranı

n_m : Motor devri

n_p : Pompa devri

ŞEKİL LİSTESİ.

	Sayfa
Şekil 2.1.1.1. Gerotor tip pompa	7
Şekil 2.1.1.2. İçten dişli pompa	8
Şekil 2.1.1.3. Dıştan dişli pompa	8
Şekil 2.1.2.1. Dengelenmiş türde paletli pompa	9
Şekil 2.1.2.3. Dengelenmemiş türde değişken deplasmanlı paletli pompa	10
Şekil 2.1.3.1. Radyal pistonlu pompa (I)	12
Şekil 2.1.3.2. Radyal pistonlu pompa (II)	12
Şekil 2.1.3.3. Değişken deplasmanlı eksenel tip pistonlu pompa	13
Şekil 2.1.3.4. Değişken deplasmanlı eğik eksenli tip pistonlu pompa	13
Şekil 2.1.3.5. Eksenel pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi	14
Şekil 2.1.3.6. Eğik eksenli pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi	14
Şekil 2.1.4. Vidalı pompa	15
Şekil 2.3.1.1. Direkt uyarılı yön kontrol valfi	17
Şekil 2.3.1.2. Yüke gidişi kısın akış kontrol valfi	18
Şekil 2.3.2.2. Yükün dönüş hattını kısın akış kontrol valfi	19
Şekil 2.3.2.3. Akış kontrol valfleri ile silindir hızının değiştirilmesi	19
Şekil 2.3.2.4. Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfi	20
Şekil 2.3.3. Çek valf	20
Şekil 2.3.4. Ön uyarılı çek valf	21

Şekil 2.3.5.Ön doldurma valfi	21
Şekil 2.3.8. Pilot uyarılı oransal valf	25
Şekil 2.3.9.1.Servo valf	26
Şekil 2.3.9.2.Servo valfin çalışma prensibi	26
Şekil 2.3.10. Kartıç valfler	27
Şekil 2.4.1.Balonlu tip akü	28
Şekil 2.4.3. Pistonlu tip akü	29
Şekil 2.5.Basınç şalteri	30
Şekil 2.7.1.Isıtıcı	31
Şekil 2.7.2.1. Sulu tip soğutucu	32
Şekil 2.7.2.2. Havalı tip soğutucu	32
Şekil 2.8.1.1. Dönüş filtresi	34
Şekil 2.8.1.2. Basınç filtresi	34
Şekil 2.8.2. Filtre elemanı	34
Şekil 2.11. Hidrolik depo	37

TEŞEKKÜR;

Tez danışma hocalığıını üstlenen kıymetli fikirlerinden ve yönlendirmelerinden yararlandığım Y.DOÇ.DR Sn.Recep Öztürk'e , bu tezi almamda teşviklerini esirgemeyen konu ile ilgili olarak her türlü sorunuma ortak olan çok değerli tecrübe ve bilgilerinden faydalandığım değerli meslektaşım ve HİDROPAK A.Ş. Proje Müdürü Dr. Müh. Sn. Can Gavrilidis'e, tez çalışmalarım esnasında bana her türlü imkanı sağlayan , konu hakkında çeşitli mesleki mecmualarda yazılarımın çıkmasını sağlayan ve hidrolık'le ilgili kurs hocalığı görevini üstlenmemi teşvik eden HİDROPAK A.Ş. Genel Müdürü Sn. Okan Keten'e, tezin yazımı esnasında yardımlarını esirgemeyen kıymetli mesai arkadaşım Sedef Ardan'a ,desteklerini esirgemeyen yakın çevreme ve HİDROPAK A.Ş. mesai arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET:

Akışkan gücü kontrol ve iletim sistemleri bir diğer adıyla güç hidroliği konusu günümüzde hem yurdumuzda hem de dünyada otomasyon ve elektronik sistemlerin de gelişmesiyle birlikte büyük önem kazanmıştır. Artık makinaların kontrol edilmesinde zamandan tasarruf edebilmek amacıyla daha hızlı ve daha dinamik sistemler ile mümkün olan en az enerji sarfiyatıyla makina hareketlerini kontrol edebilmek için geliştirilmiş sistemler kullanılmaktadır. Elektronik teknolojisinin de gelişmesiyle birlikte hem stasyonier hem de mobil sistemlerde ilerleyen senelerde çok hızlı gelişmeler yaşayacağımız anlaşılmaktadır. Konu ile ilgili olarak gelişen ve süratle değişen dünyadaki teknolojik gelişmeleri ülkemize getirebilecek ve sistem tasarımı yapabilecek teknik elemanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Belki de ülkemizin 2000'li yılların teknolojisine uyum sağlayabilmesi için makina mühendisliğinin bu özel ve deneyim gerektiren konusuna hakim olmak hem yerli makina üreticilerinin dış pazarlara açılabilmesi hem de makina kullanıcılarının daha kısa zamanda ve daha az enerji sarfiyatı ile birim maliyeti düşük olan ürünlerinin dış pazarlarda rekabet şansına sahip olmasını sağlayacaktır. Konunun son derece güncel ve geniş bir uygulama alanına sahip olması ve bu konu ile ilgili genel kapsamlı Türkçe eserlerin çok az olması nedeniyle güç hidroliği konusunda bir çalışma yapma gereğini hissettim. Çalışmamın ilk bölümünde genel olarak hidrolik sistemlerin nerelerde kullanıldığı, sınıflandırması ile avantaj ve dezavantajlarından bahsettikten sonra ikinci bölümde hidrolik güç iletim ve kontrol sistemlerinde kullanılan elemanların tanıtılması ve işlevleri konusunda bilgi vermeye çalıştım. Tezin üçüncü bölümünde ise bir hidrolik sistemin ne şekilde tasarlanması gerektiğini hesap örnekleri ile birlikte vermeye çalıştım.

Dördüncü bölümde ise uygulama örneği olarak seçilen bir plastik enjeksiyon makinasının hidrolik devre şeması üzerinde açıklamalarıyla birlikte hesaplamaları yapılmıştır.

Bu tezin dördüncü bölümünde verilen uygulama örneği ve hesaplamalar açık sistem hidrolik sistemlere bir örnek teşkil etmektedir kapalı devre sistemlerin statik hesapları tez kapsamına alınmış, fakat dinamik analiz kısmı tezin kapsamı dışında tutulmuştur. Konuyu daha ileri seviyelere götürmek için hidrolik sistemlerin dinamik davranışını da inceleyen türde çalışmalar ayrıca yapılabilir.

Tezin son bölümünü oluşturan beşinci bölümde ise hidrolik transmisyon sistemlerinin analizinin bilgisayar destekli olarak nasıl yapılabileceğine değinilmiş olup program algoritması verilmiştir.

Çalışmamın hem kendi mesleki açımdan ilerlememe hem de kullanıcı ve tasarımcılara bir rehber olarak faydalı olacağını umuyorum.

Tayfun ARIN.

Eylül 1996.

ABSTRACT :

Fluid power control and transmission system in other words fluid power has been getting more important not only in the world but also in our country due to proceeding automation and electronic system. By considering machine control , developed systems are being used in order to avoid waste of time and energy. While electronic technology is progressing ,it will be noticed that rapid development in stationary and mobile system will be seen in the future.

Engineers and technicians should make proper system design so that we can be competitive in other markets. Providing that using optimum designs ,our machine manufacturer will enter foreign market easily .The subject has an actual and immense application field and there is no specific information in Turkish. For this reason , I felt that a study on this matter would be very needful.

In the first chapter ,it is discussed in which areas hydraulic systems are being used ,their classifications ,advantages and disadvantages. The second chapter consists of introduction of components and their functions which are used in hydraulic power transmissions and control. The subsequent chapter discusses with examples how the hydraulic system should be designed. In the fourth chapter an example of a plastic moulding machine hydraulic circuit discussed and calculations were given. In the last chapter it is discussed how a typical open loop hydraulic system should design with computer aided techniques and algorithm is given. Close loop systems are considered only in the static calculations. It does not comprise the dynamic analysis can be done in the future to progress the subject.

I hope that this study helped me to proceed my professional carrears and it will be helpful and guide for engineers and users.

Tayfun ARIN.
Eylül 1996



AKIŞKAN GÜCÜ KONTROL VE İLETİM SİSTEMLERİNİN TASARIMI VE UYGULAMASI

1.BÖLÜM

1.0.GİRİŞ

Günümüzde enerji iletimi konusunda büyük gelişmeler yaşanmaktadır. Önceleri daha yaygın olarak kullanılan mekanik bilimi diğer bilim dallarının da gelişmesi ve çağımızın bir gereği olarak düşünebileceğimiz otomasyon konusunun da yaygınlaşması ile uygulama sahasını daraltmıştır. Değişen ihtiyaçlar güç iletimi konusunda mekaniğin dışında elektrik, elektronik, hidrolik ve pnömatik gibi yöntemlerin de gelişmesine neden olmuştur. Bu seçeneklerin herbirinin 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, endüstride : 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 sanayiinde ve gemiler ve askeri savunma sanayiinde ve bunların dışında kalan bazı özel uygulamalarda kullanım sahası bulmuştur.

Bu tez'in konusu ve içeriğini oluşturan "hidrolik" (sıkıştırılmayan akışkanlar aracılığıyla kuvvet ve hareketlerin iletimi ve kontrolü) konusu incelenirken ilgili komponentlerin kısaca tanıtımı, çalışma prensipleri ve konstrüktif yapılarının açıklanması ve bu elemanlarla oluşturulan sistemin ne şekilde tasarlanacağını hesap örnekleriyle birlikte verilmesi, endüstride kullanılan bazı hidrolik devre örnekleri ile dizayn algoritmasının oluşturulmasına çalışılacaktır.

Enerji iletiminde kullanılan akışkanlar genellikle madensel yağlardır. Bunun dışında sentetik akışkanlar, su ve yağ-su çözeltileri de kullanılmaktadır. Akışkanlar mekaniği iki bölüme ayrılır.

Hidrostatik : Duran akışkanlar mekaniği
Hidrodinamik: hareketli akışkanlar mekaniği

Hidrolik sistemlerde enerjinin çevrim şeması aşağıda gösterilmiştir.

TAHRİK			KULLANICI	
Elektrik motoru, içten yanmalı motor veya gaz türbünü	Hidrolik Pompa	Hidrolik ayar ve kontrol organları	Hidrolik silindir Hidrolik motor	Harekete geçirilen eleman
Elektrik yada ısı enerjisi	Mekanik enerji	Hidrolik enerji	Hidrolik enerji	Mekanik enerji

Yukarıdaki şema incelenecek olursa bir hidrolik sistemde akışkana enerji veren bir çevirici olarak hidrolik pompa bulunur. Bu çeviriciye gerekli tahrik gücünü verebilmek için genellikle elektrik motoru yada içten yanmalı bir motor kullanılır. Ancak mekanik yollardan da bu tahriki sağlamak mümkündür. Dolayısıyla ilk hareket düzeneğinin şaftındaki mekanik enerji hidrolik pompa çıkışında hidrolik enerjiye dönüştürülmüş olur. Enerjilenen akışkana istenilen basınç ve debi değerinde çeşitli ayar ve kontrol organlarından geçirilerek kumanda edilebilme olanağı sağlanır ve nihayetinde bir hidrolik silindir yada motor vasıtasıyla aksel yada radyal yönde bir hareket elde edildikten sonra harekete geçirilmek istenen elemanlardan mekanik enerji alınır. Dolayısıyla bir tork+ devir bileşkesi bir noktadan bir diğer noktaya birtakım kumanda olanaklarıyla değişken olarak taşınmış olur.

HİDROLİK SİSTEMLERİN AVANTAJLARI DEZAVANTAJLARI

Hidrolik sistemlerin diğer sistemlere nazaran bazı avantaj ve dezavantajları vardır. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz.

AVANTAJLARI:

- Hidrolik sistemlerde ağırlık/güç oranı düşüktür.
- Hidrolik sistemlerde yüke göre kuvvet yada moment değişimi otomatiktir.
- Hareket serbest durumdan tam yük altında başlayabilir.
- Cevap hızları çok yüksektir.
- Kademesiz olarak yük değerlerinin sürekli kontrolü mümkündür.
- Aşırı yükten korunma basittir. Yük değişikliklerinden az etkilenirler.
- Gerek hızlı hareketlere gerekse çok hassas yavaş hareketlere uygulanabilir.
- Hidrolik akülerde enerji depo edilebilir.
- Aşırı yüklemelere karşı emniyetli bir şekilde koruma sağlanabilir.
- İlerleme gücü kadar frenleme gücü sağlanabilir.
- Fleksibilitesi vardır.
- Basit bir tahrik sistemi ile hidrolik enerji istenilen yerde mekanik enerjiye çevrilebilir.
- Hidrolik sistemlerin elektriksel sistemlere nazaran bir diğer avantajı da açığa çıkan ısının akışkan vasıtasıyla taşınarak soğutma işleminin gerçekleştirilebilmesidir.

DEZAVANTAJLARI:

- Hassasiyetin artmasıyla maliyet artmaktadır.
- Hidrolik elemanlar çok dar toleransla imal edildiği için kirliliğe karşı çok duyarlıdır.
- Kullanılmakta olan hidrolik sıvıların bazıları yanıcı olduğundan kaçak sonucu yangın tehlikesi oluşturabilir.
- Hidrolik sıvılar sistemde olabilecek sızıntılar sonucu ortama yayılıp kirlenmeye yol açabilirler.

1.1.HİDROLİK SİSTEMLERİN SINIFLANDIRILMASI

Hidrolik sistemler açık veya kapalı sistem olmalarına göre yada kullanılan pompa ile motor tiplerine göre sınıflandırılabilirler.

Açık devreli sistemler genellikle aksenal hareketlerin istendiği durumlarda kullanılır.Bu tür sistemlerde hidrolik depodan (tanktan) beslenen yağ ile pompa çalıştırılır ve akışkan belirli basınç ve debide kontrol elemanlarından geçirilerek kullanıcıya (hidromotor veya silindire) ulaştırılarak hidrolik güç elde edilir.

Açık devre sistemlerde kullanıcıdan dönen yağ tanka boşalır.

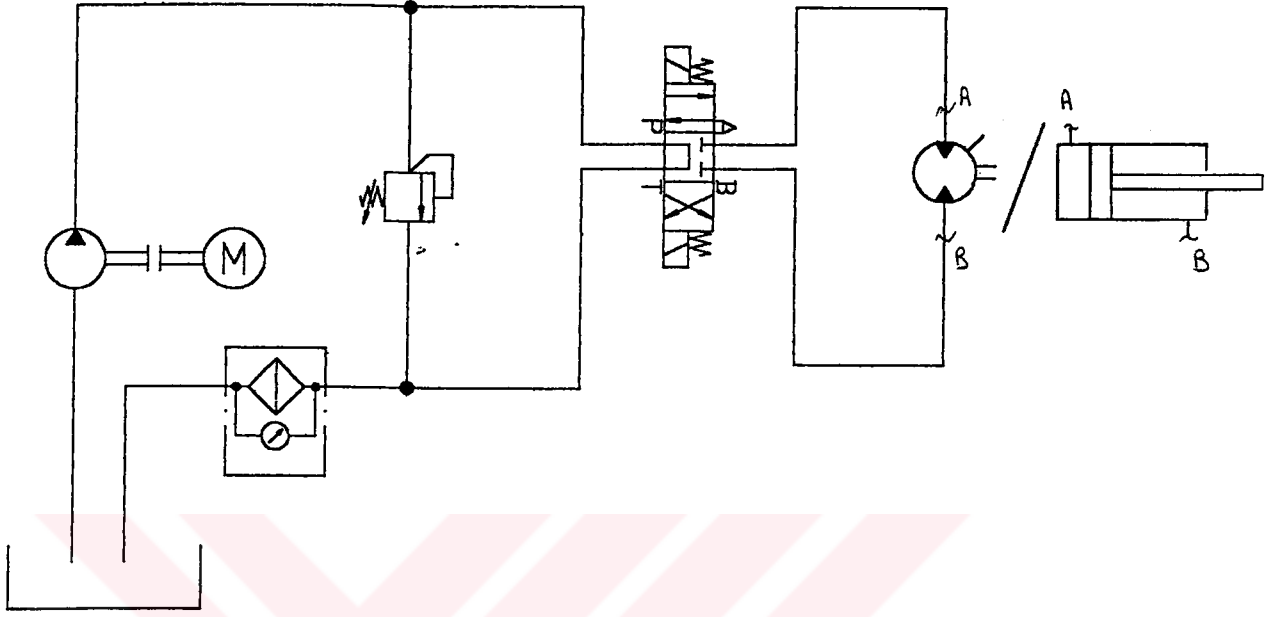
Kapalı devre sistemler sadece tork transmisyonu için kullanılır ve hidromotorun çıkış portu pompanın giriş portuyla bağlantılıdır.Bu tip sistemlerde hareketin yönü; moment veya hız değerleri pompa veya motor üzerinden kumanda edilebilir. Kapalı devre hidrolik transmisyon sistemlerinde sistem hatları bir şarj pompası vasıtasıyla sürekli pozitif basınçta tutulur. Soğutma ve filtrasyon işlemleri de şarj pompası ile sağlanır.Bu tür sistemlerde tank boyutları küçük olup sadece şarj pompası debisi tanka döner.Ana pompadan ve motordan tanka bağlantı yoktur.

Bir diğer sınıflandırma şekli de hidrolik sistemlerde kullanılan pompa yada hidromotorların sabit yada değişken debili olmasına göredir. Kullanılan bu eleman kombinasyonlarının sonucu olarak farklı tork yada hız değerlerine ulaşılabilir.

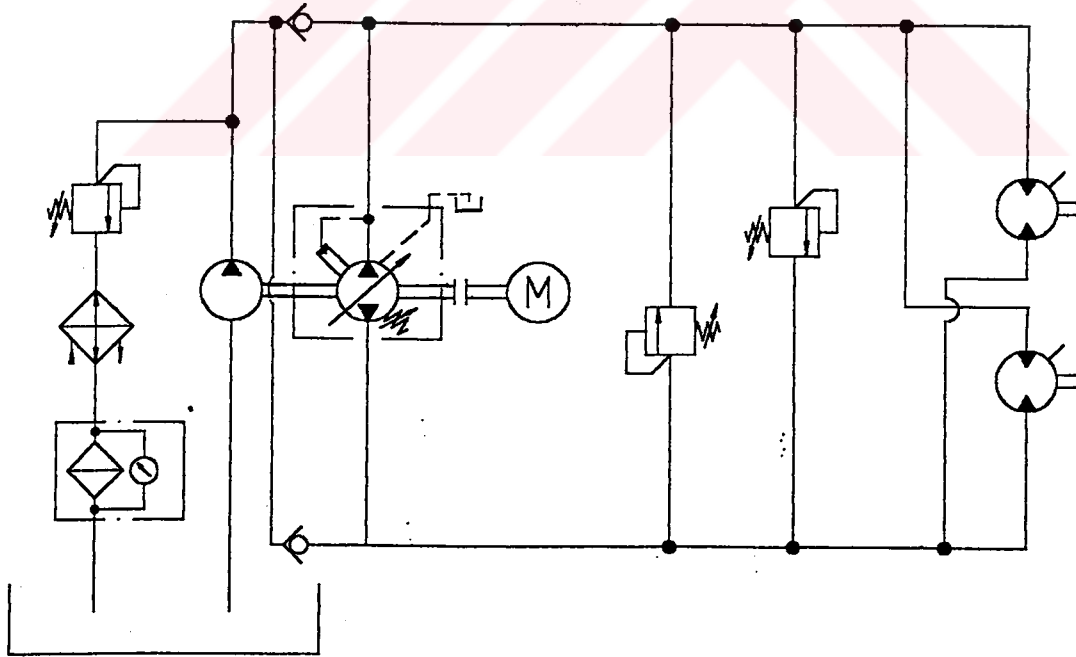
Aşağıda kullanılan pompa yada motor tipine göre hız yada tork değerlerinin nasıl değiştiği gösterilmektedir (Watton, J.Fluid power systems , 1990)

Transmisyon Tipi	n_m/n_p	T_m/T_p
Sabit deplasmanlı pompa ve motor	Sabit	Sabit
Değişken deplasmanlı pompa sabit deplasmanlı motor	$0 \rightarrow (D_p/D_m)_{maks.}$	$\infty \rightarrow (D_m/D_p)_{min.}$
Sabit deplasmanlı pompa değişken deplasmanlı motor	$(D_p/D_m)_{maks.} \rightarrow \infty$	$(D_m/D_p)_{maks.} \rightarrow 0$
Değişken deplasmanlı pompa ve motor	$0 \rightarrow \infty$	$\infty \rightarrow 0$

Aşağıda açık ve kapalı hidrolik devrelere örnek olmak üzere birer devre şeması görülmektedir.



AÇIK DEVRE HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMİ



KAPALI DEVRE HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMİ

2.BÖLÜM

2.0.HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN ELEMANLAR VE İŞLEVLERİ

2.1.POMPALAR VE MOTORLAR

Pompalar bir elektrik motoru, bir içten yanmalı motor veya başka bir tahrik kaynağından aldığı mekanik enerjiyi akışkana aktararak yağın uygun basınç ve debi değerine çıkmasını sağlarlar. Kısaca pompalar akışkanın bir noktadan diğerine aktarılmasını sağlarlar.Pompaları sabit yada değişken debili olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.Sabit debili pompalar isminden de anlaşılacağı üzere, belli bir devir sayısı için sabit bir debi verebilmek üzere tasarlanmışlardır.Değişken debili pompalar ise sabit tahrik hızında dahi,debileri değişik şekillerde kumanda edilebilen türde bir yapıya sahiptir. Günümüzde hidrolik güç iletiminde kullanılmak üzere dişli,paletli,radyal pistonlu, eksenel pistonlu,vidalı vs. pompa türleri geliştirilmiştir. Debisi ve basıncı elektronik sinyaller ile ayarlanabilen pompa türlerine de günümüzde sıkça rastlamaktayız.Pompanın türü her ne olursa olsun akış denklemini aşağıdaki gibi ifade etmek mümkündür.

$$Q_p = \omega_p \cdot D_p \cdot \eta_{vp} \quad (2.1)$$

$$\eta_{tp} = \eta_{vp} \cdot \eta_{mp} \quad (2.2)$$

Pompa için gerekli mekanik güç ise;

$$W = \frac{D_p \cdot \omega_p \cdot (P_0 - P_1)}{\eta_m} \quad \text{olarak ifade edilebilir.} \quad (2.3)$$

Burada kumanda edilen değişken D_p pompa deplasmanıdır. ω_p genellikle sabittir veya sabit kabul edilir.

Hidrolik motorlar basınçlı akışkandan aldığı enerjiyi bir dönme hareketine çevirirler Bu sayede motor şaftında bir dönme momenti oluşur ve çeşitli amaçlar için kullanılır.Hidromotorlar pompaların çalışma prensibinin tersidir. Bu nedenle motor karakteristikleri aşağıdaki formülde görüldüğü gibi ifade edilirler.

$$Q_m = \frac{D_m \cdot \omega_m}{\eta_m} \quad \text{Burada } D_m \text{ kumanda edilebilir değişkendir.} \quad (2.4)$$

$$\eta_{tm} = \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} \quad (2.5)$$

Motorun ürettiği tork gücü ise

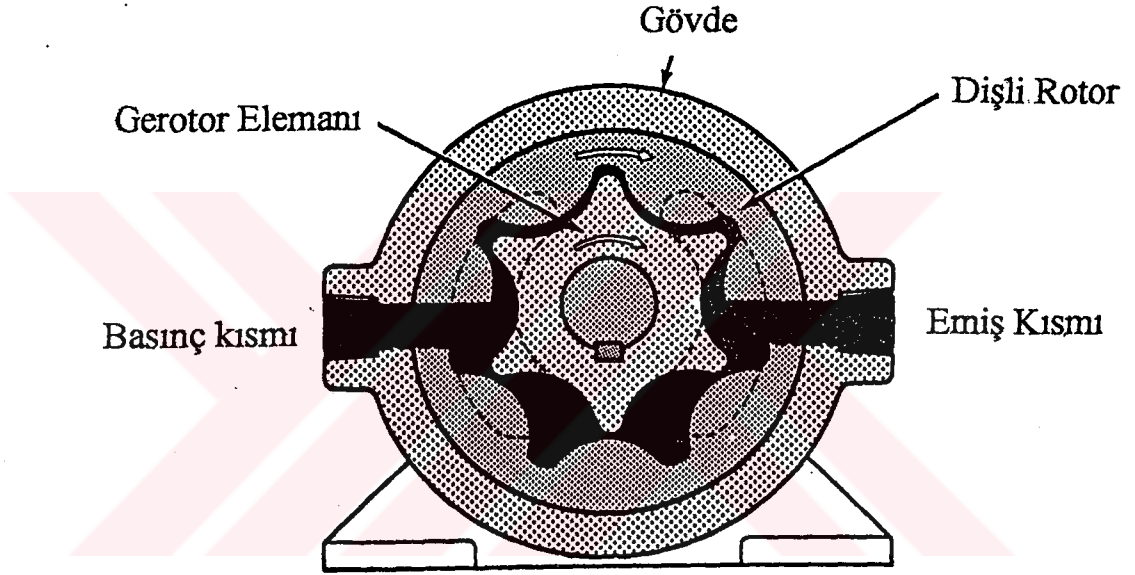
$$T_m = D_m \cdot (P_1 - P_0) \cdot \eta_{mm} \quad \text{şekilde ifade edilir.} \quad (2.6)$$

2.1.1.DİŞLİ POMPALAR VE MOTORLAR

Dişli pompalar iki ana gruba ayrılır.Bunlar içten ve dıştan dişli pompalar şeklindedir.Dişli pompalar sabit debilidir.

Dıştan dişli pompalarda dişlilerden biri motor tarafından tahrik edilir.Dönen dişliler dişli ile gövde arasına alınan yağı emiş tarafından alıp, basınç tarafına iletir.Bu tip pompalarda genelde 1,5-100 cm³/devir arası deplasmanlar ve 250 bar'a kadar basınçlar sağlanmaktadır.Dıştan dişli pompalar sesli çalışırlar.

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



Şekil 2.1.1.1.Gerotor tip pompa.

Dişli pompaların ve motorların;

- Avantajları

a)İmalatı kolay ve ucuzdur.

- Dezavantajları

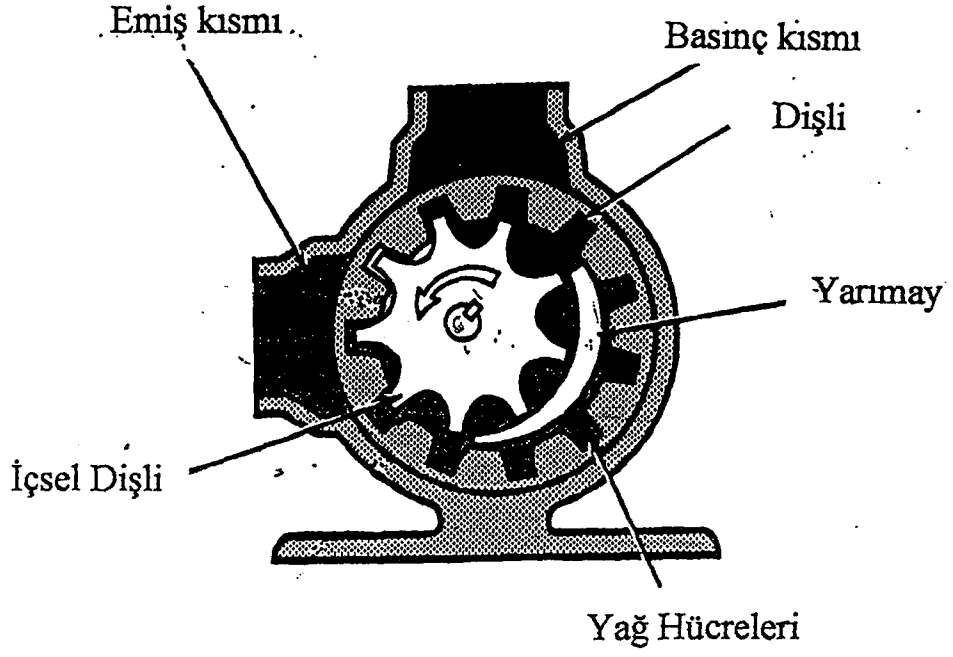
a)Pompanın aşınmasıyla verimleri çabuk düşer.

b)Sesli çalışırlar.

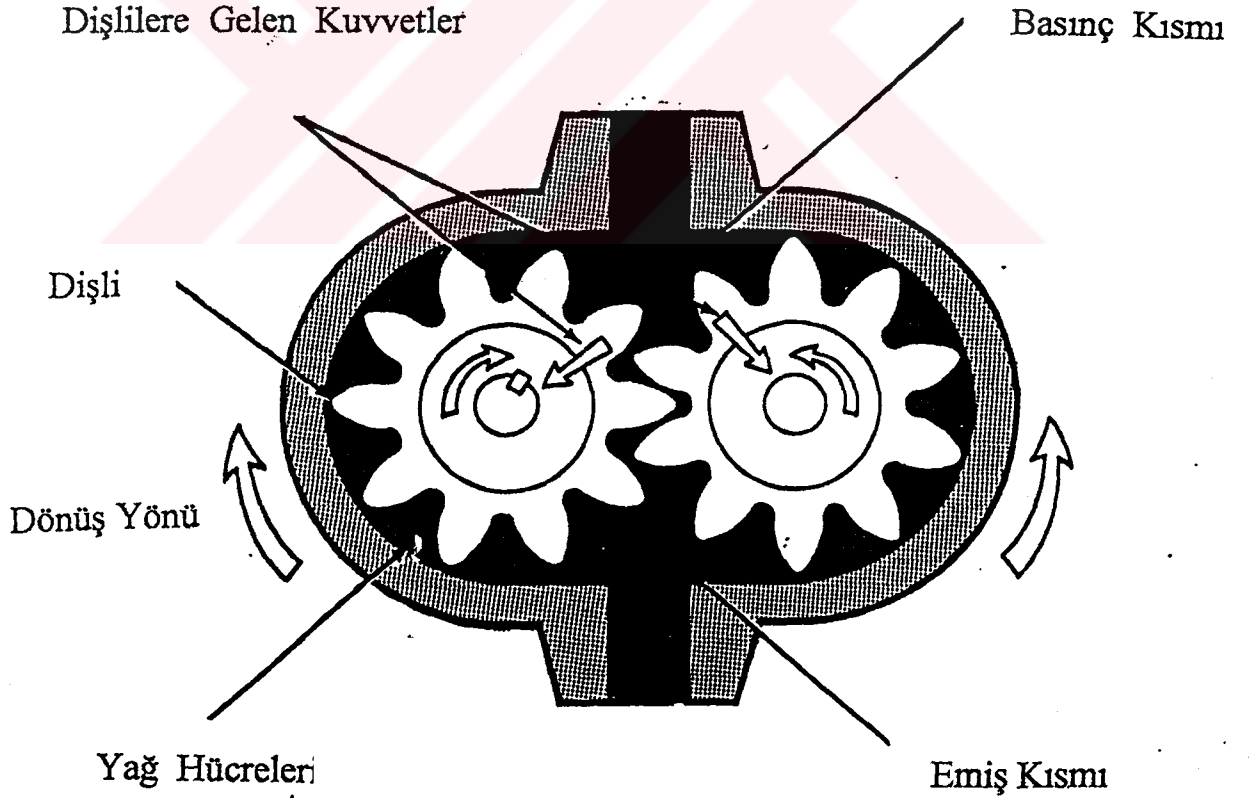
c)Arızalandığında tamir imkanı yoktur.Gövde-dişli arası boşluk arttığında görev yapamazlar.

d)Arıza halinde değiştirilmesi zaman alır.

e)Yüksek basınçlara çıkamazlar.



Şekil 2.1.1.2.İçten dişli pompa.

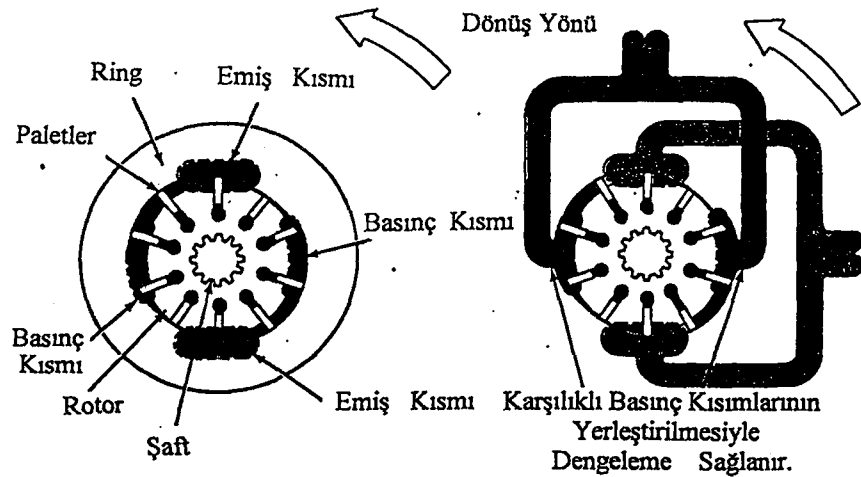


Şekil 2.1.1.3.Dıştan dişli pompa.

2.1.2.PALETLİ POMPALAR VE MOTORLAR

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

Paletli pompaların bir başka türü de içten paletli ,dengeli tip pompalardır.Bu pompalarda son zamanlarda 300 bar'a kadar basınçlar elde edilmiştir.Bu tip tasarımlarda rotor aynı olup ,stator eliptik bir hal almış ,iki ayrı emiş ve iki ayrı basınç bölgesi karşılıklı olarak yerleştirilmiştir.Bu şekilde şaft üzerindeki net kuvvet sıfır olup ,pompa performansı da artmaktadır.Paletlerin dışarıya açılması,pompa basıncının palet dibine beslenmesiyle daha da kuvvetlenmiş böylece pompa verimi arttırılmıştır.Paletli pompaların en belirgin özelliği,aşınma ve ömrünün dolması neticesinde pompa karticinin değişebilmesi ,böylece çok basit ve kısa sürede pompanın tekrar ilk anki durumuna getirilebilmesidir.Ayrıca bu tip pompalarda aşınma neticesinde paletler genişleyerek boşluğu doldurabilmekte,böylece pompa kirli ve zor koşullarda dahi görevini yerine getirebilmektedir.Bu nedenle paletli pompa ve motorlar iş makinaları,haddehaneler,plastik enjeksiyon makinaları v.b. uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 2.1.2.1.Dengelenmiş türde paletli pompa

Paletli pompaların ve motorların;

Avantajları

a) Sessiz çalışırlar

b) Yenilenmesi kolay ve ekonomiktir.

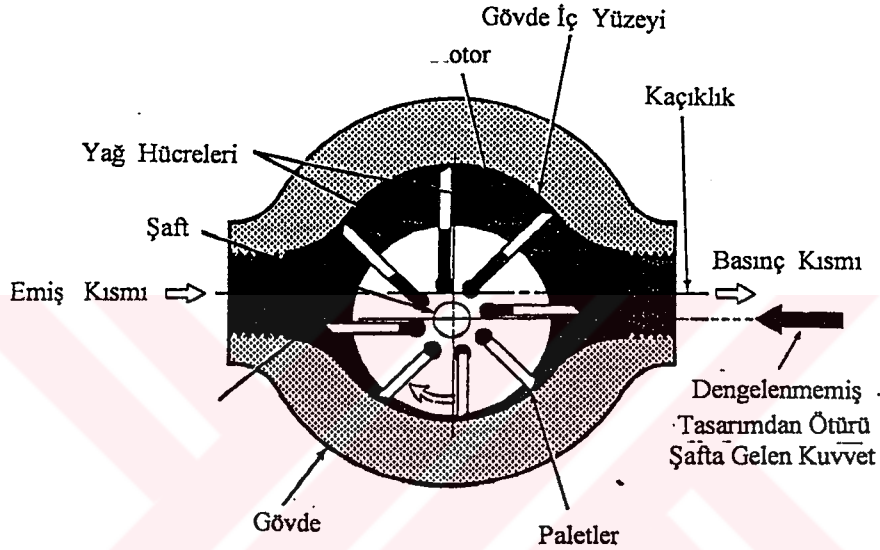
c) Bakımları çok kısa sürede, pompa yerinden sökülmeden yapılabilir.

Dezavantajları

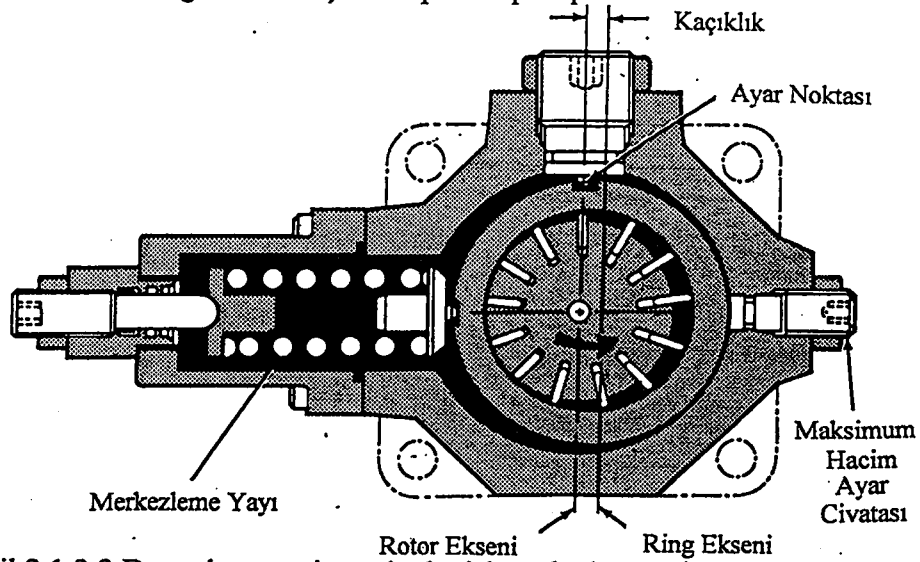
a) Dişli pompaya göre daha pahalıdır.

b) Yüksek basınçlarda çalışamaz (250 bar'ın üzeri)

c) Volümetrik verimleri düşüktür.



Şekil 2.1.2.2. Dengelenmemiş türde paletli pompa tasarımı.



Şekil 2.1.2.3. Dengelenmemiş türde değişken deplasmanlı paletli pompa tasarımı.

2.1.3.PİSTONLU POMPALAR VE MOTORLAR

Pistonlu pompalar radyal ve aksenal pistonlu olmak üzere iki gruba ayrılırlar.Radyal pistonlu pompalarda pistonlar eksantrik mil'e dik olarak sıralanmıştır.Milin tahrikiyle pistonlar hareket eder.Her piston üzerindeki çek valf yardımıyla emme-basma tulumba gibi çalışır.Çıkış debisinin darbesiz olması için piston sayısı genelde tek olur.Radyal pistonlu motorlar düşük devirlerde yüksek tork değerlerine çıkabilmeleri nedeniyle iş makinaları,büyük plastik enjeksiyon makinaları, sondaj makinaları,demir çelik endüstrisi v.b.uygulamalarda kullanılır.

Eksenel pistonlu pompalarda çalışma prensibi değişiktir.Bu pompalarda pistonlar bir yuvarlak silindir bloğu üzerine aksenal olarak yerleştirilmiştir.Pistonların arkasındaki pabuçlar eğik plaka üzerinde kayarlar.Baskı ringi pistonların eğik plakaya sürekli temasını sağlar.Pistonlar plakanın alçak ve yüksek ucunda gezindikçe, yuvarlak blok içinde hareket ederler.Blok arkasındaki yarımay şekilli kanallardan basınç ve emiş hatları alınır.Ünite basınçlı yağla beslendiğinde itilen pistonlar eğik eksenli milde dönme momenti yaratırlar.Bu tip pompalarda eğik eksen açısını değiştirerek pompa debisini değiştirmek mümkündür.Eğik eksen bir yay ile itilerek sabit açıda tutulur.Pompa basıncı eğik plakanın karşı tarafındaki bir pistonla verilerek ,belirli bir basınçta plaka açısı sıfırlanır,fakat basınç sabit kalır.

Eksenel pistonlu pompaların sabit güç çeken yüke duyarlı basınç veya debiyi ayarlayabilen debisi elektronik sinyal ile kumanda edilebilen tipleri mevcuttur.

Pistonlu tip pompalar diğerlerine göre daha hassas temizlik ve çalışma koşulları gerektirirler.

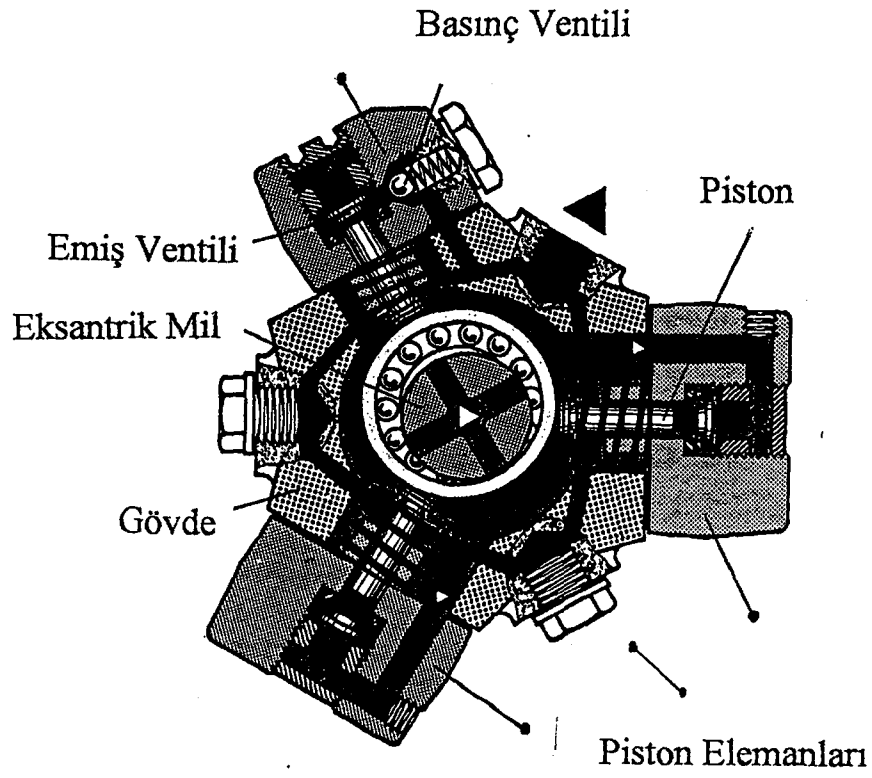
Pistonlu pompaların ve motorların;

- Avantajları

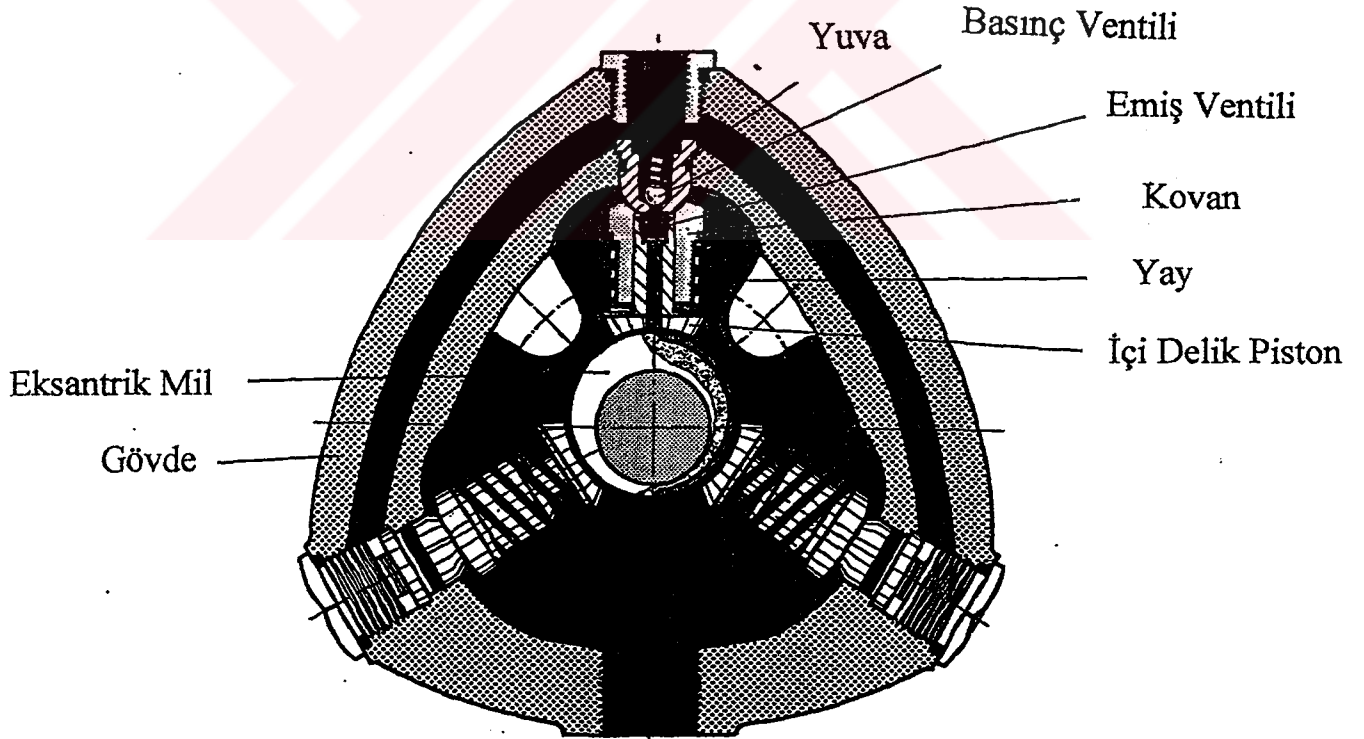
- a)Verimleri yüksektir.
- b)Yüksek hızda çalışabilirler.
- c)Yüksek basınçta çalışabilirler.
- d)Çok değişik kumanda olanakları vardır.

- Dezavantajları

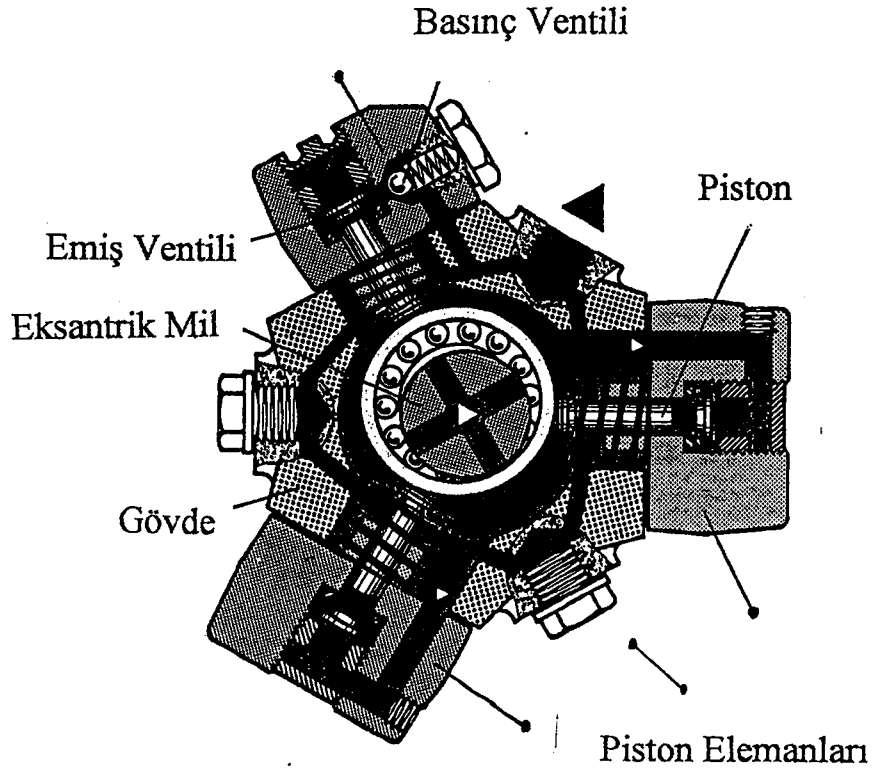
- a)Diğer pompalara göre daha pahalıdır.
- b)Kirliliğe karşı hassastırlar.
- c)Bakımı ve yenilenmesi zordur.
- d)Pahalıdırlar.



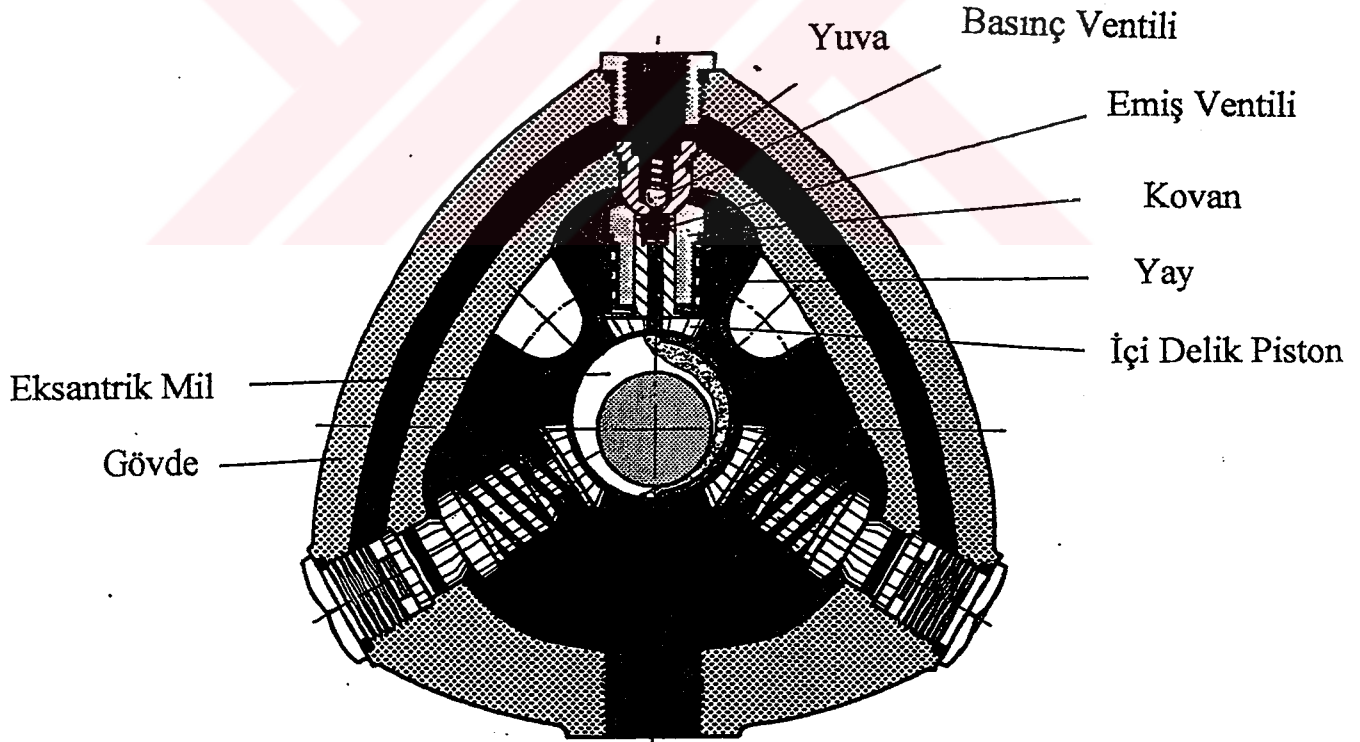
Şekil 2.1.3.1.Radyal pistonlu pompa.(1)



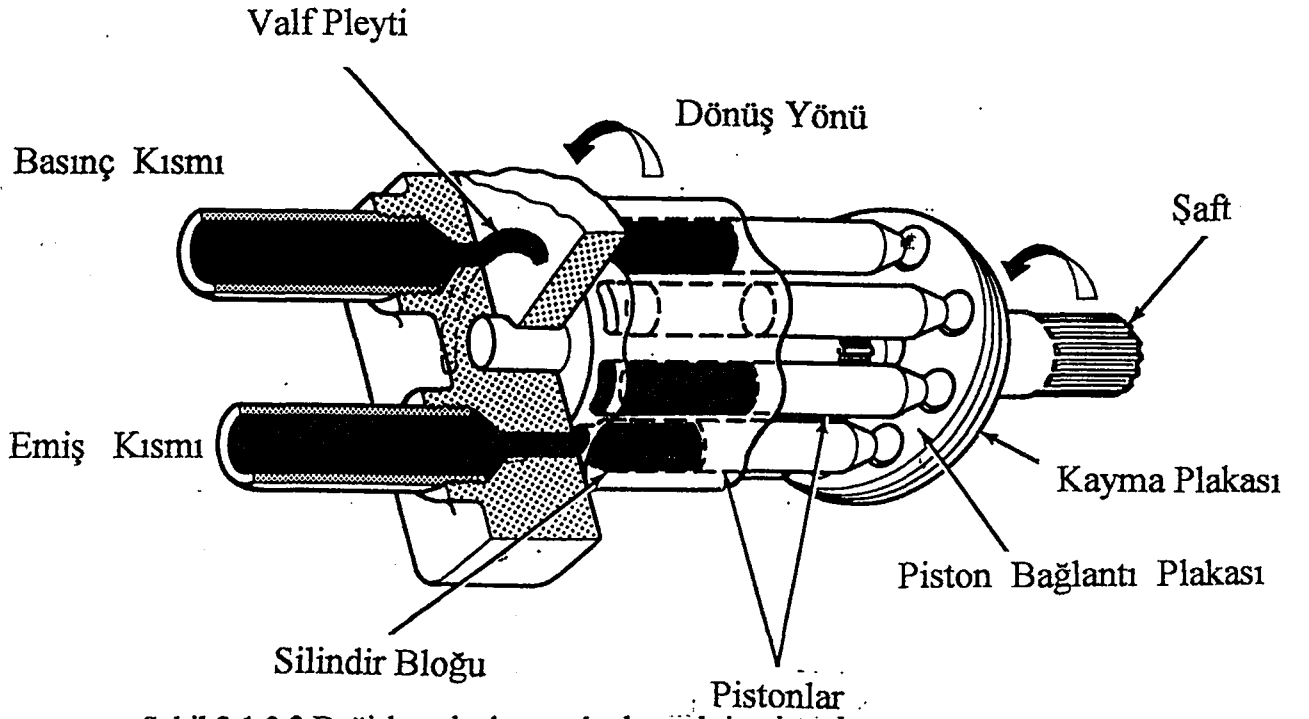
Şekil 2.1.3.2.Radyal pistonlu pompa.(2)



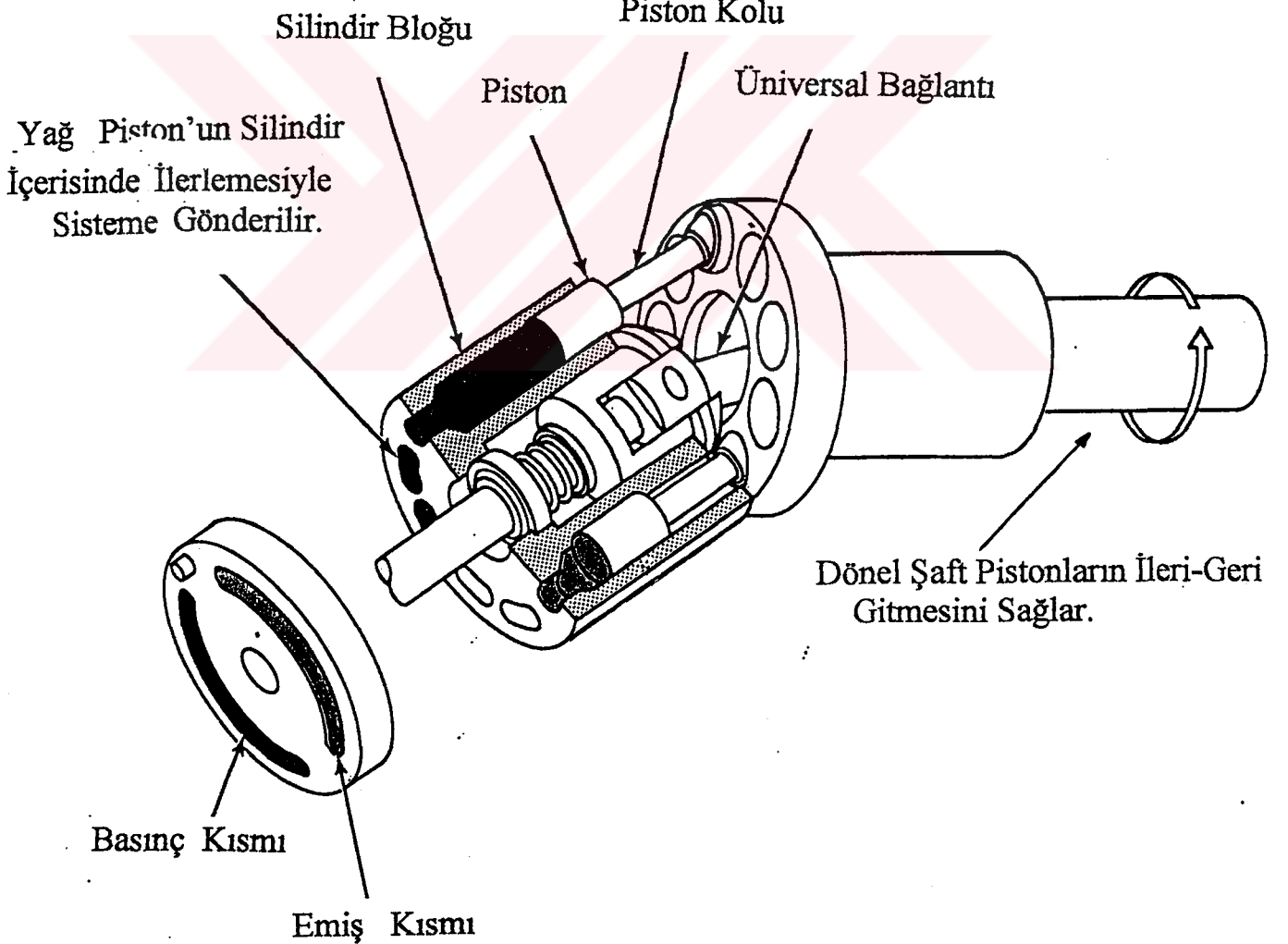
Şekil 2.1.3.1.Radyal pistonlu pompa.(1)



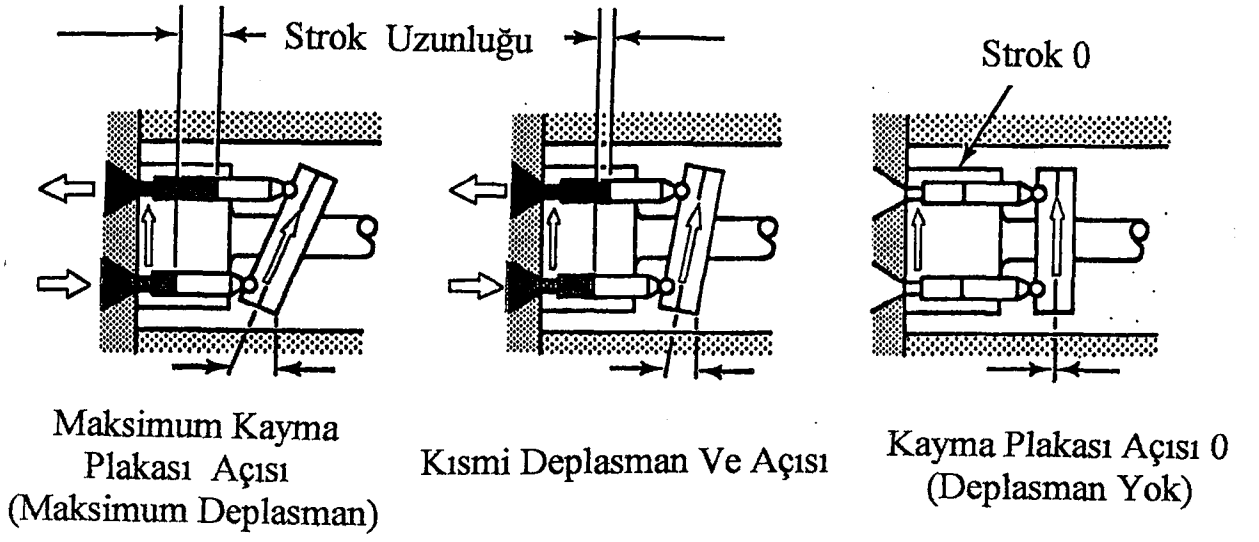
Şekil 2.1.3.2.Radyal pistonlu pompa.(2)



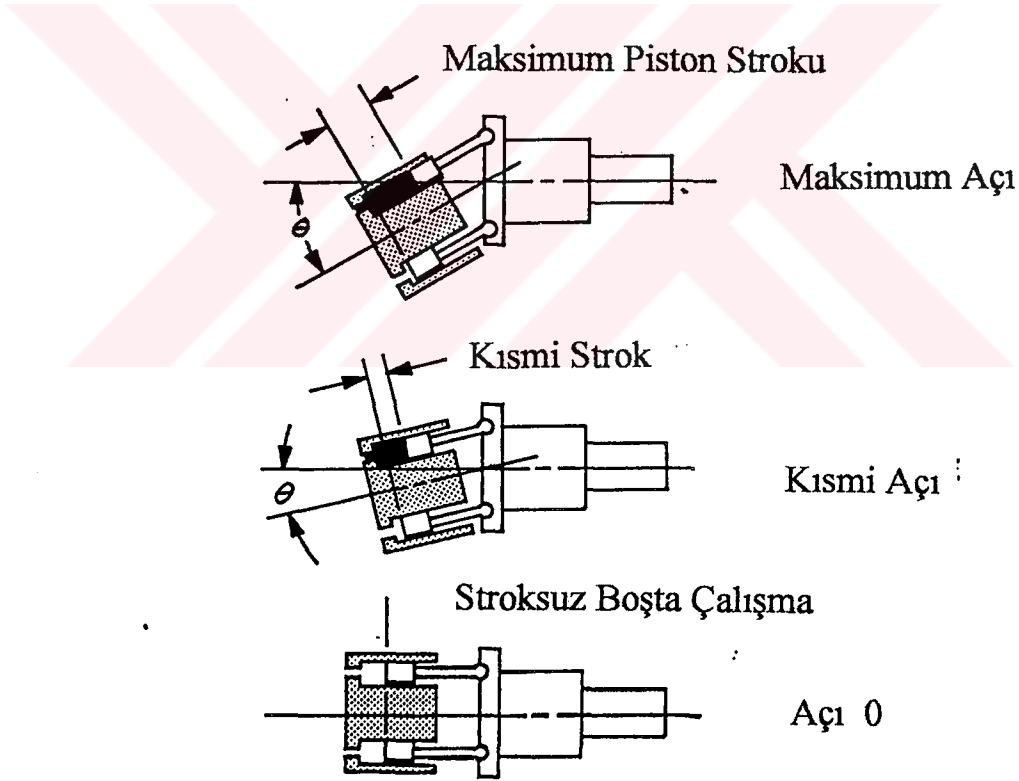
Şekil 2.1.3.3. Değişken deplasmanlı eksenel tip pistonlu pompa.



Şekil 2.1.3.4. Değişken deplasmanlı eğik eksenli tip pistonlu pompa.



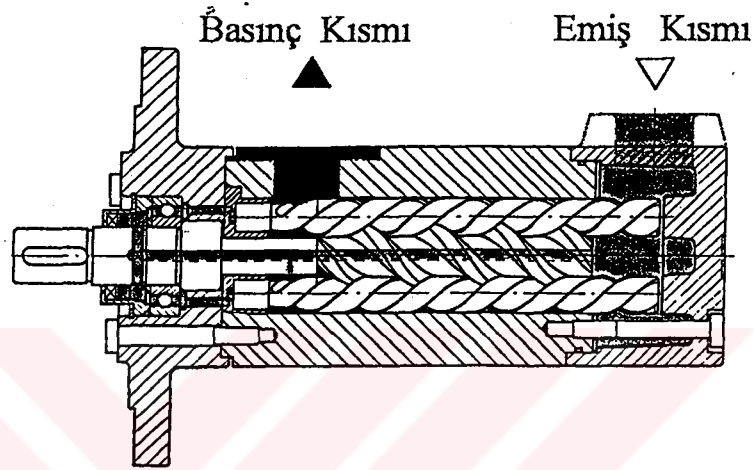
Şekil 2.1.3.5.Eksenel pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi.



Şekil 2.1.3.6.Eğik eksenli pistonlu pompada pompa deplasmanının değişimi.

2.1.4. VİDALI POMPALAR VE MOTORLAR.

Bir gövde içerisinde iki veya daha fazla sayıda mil yataklanmıştır. Sağ vidalı ortadaki mil pompa mili ile tahrik edilerek dönme hareketini sol vidalı diğer iki mile iletir. Böylece dıştaki miller ile iki girişi kapalı bir hacim oluşturulur. Akışkan hacmini değiştirmeksizin milin dönmesiyle emiş kısmından basınç kısmına sürekli yer değiştirir. Böylece sürekli, eşit ve darbesiz bir akış sağlanır.



Şekil 2.1.4. Vidalı pompa.

2.2. SİLİNDİRLER

Hidrolik silindirler doğrusal hareket ve kuvvet iletimi için kullanılırlar. Silindir kuvveti basınç kuvveti etkisi altında bulunan piston yüzeyi ile çalışma basıncına bağlıdır. Tek etkili, çift etkili, dalma pistonlu, yay dönüşlü, teleskopik vb. gibi tipleri vardır. Silindirce üretilen kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F = P_h \cdot A_h - P_r \cdot A_r \quad (2.7)$$

Eğer silindir tek etkili ise bu durumda yukarıdaki formül ;

$$F = P_s \cdot A \quad \text{Şekilde olacaktır.} \quad (2.8)$$

Silindir hızı verilmişse bu takdirde debi;

$$Q = A \cdot v \quad \text{formülüyle hesaplanır.} \quad (2.9)$$

Eğer silindirin ön ve arka taraftaki mil ölçüleri birbirinden farklı ise silindirin ileri ve geri dönüş hızları da birbirinden farklı olacaktır.

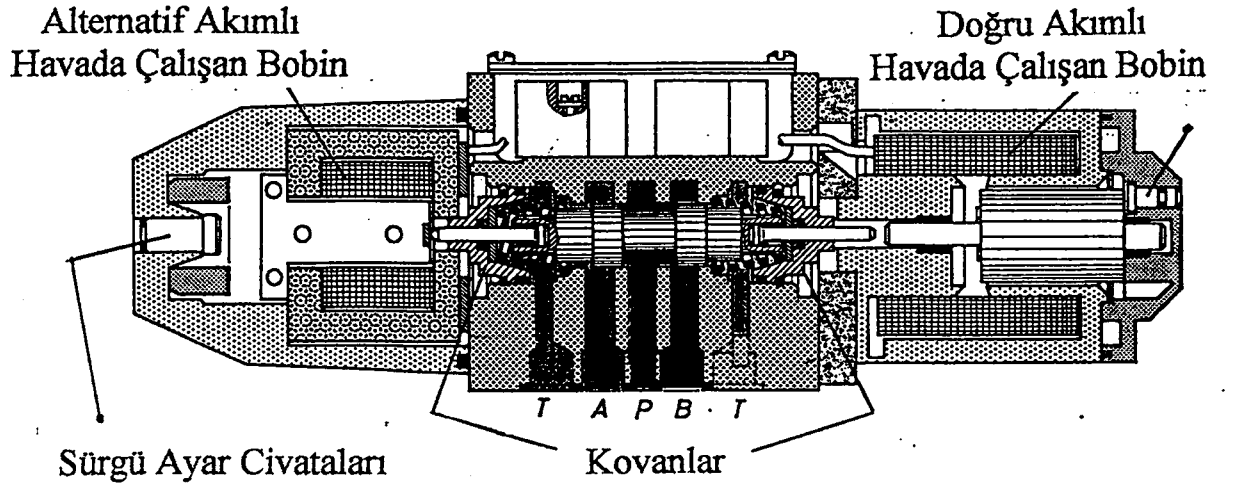
2.3.VALFLER

2.3.1.YÖN KONTROL VALFLERİ

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 boyutlanırlar. Bir yön kontrol valfinin basınç kayıpları valfin içinden geçen debiye göre değişir ve imalatçı firmanın yapılan deneyler sonucu bulunan debi (Q) - basınç kaybı (ΔP kayıp) eğrilerinden istifade ile bulunabilir ve ikinci derece bir bağıttır. Dizayn için bu kayıp miktarı bir % ile verilebileceği gibi kayıp katsayıları c_1, c_2, c_3 olan ikinci derece bir denklem olarak da ifade edilebilir. Bu önemli görevi yerine getirmelerinin yanısıra yön kontrol valfleri operasyon ve çalışma yapıları itibariyle farklılık gösterirler. Valfler, aşağıda belirtilen temel karakteristiklerine göre sınıflandırılabilirler.

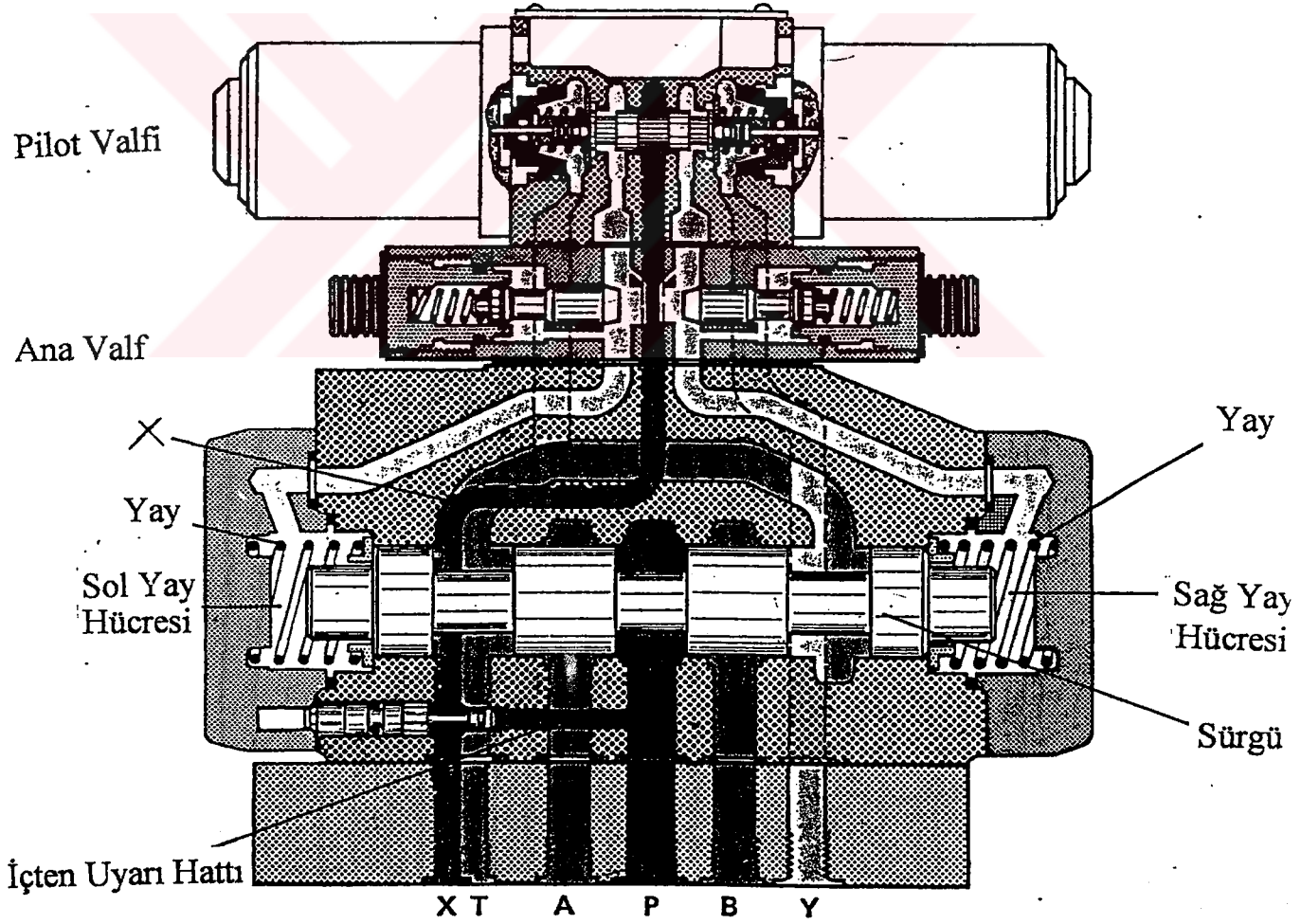
- içerdikleri valf elemanın tipine göre; Popet tipi sürgülü veya popetli, rotary sürgülü, kayar sürgülü
- kumanda şekline göre ;el kumandalı, mekanik , pnömatik, hidrolik, elektrik yada bu seçeneklerin kombinasyonu olabilir.
- akış yollarının sayısına göre; iki yollu, üç yollu, dört yollu v.b.
- ebat : valfin üzerindeki debi geçiş portunun nominal ölçüsüne göre yada geçirebileceği debi miktarına göre direkt uyarılı yada pilot uyarılı.
- bağlantı şekli: Flanslı, ara pleyt bağlantılı, boru bağlantılı, manifold bağlantılı vs.

Hidrolik sistemlerin projelendirilmesi esnasında bazı semboller kullanılmaktadır. Bu sembollere bakarak makina sisteminde yada projede kullanılmakta olan valfin işlevi hakkında bazı bilgilere sahip oluruz.. Bu semboller bize valfin kumanda şeklini ve valf sürgüsünün çalışma koşulunda hangi pozisyonlarda bulunup, hidrolik yağa nasıl yön verdiğini gösterirler. Ekler kısmında bu valf sembollerini ve valflerin çalışma şeklini görmekteyiz. Herbir kutucuk bize valfin kaç konumlu olduğunu belirtir 2 konumlu, 3 konumlu gibi. Valfin yol sayısı için valfe giren ve çıkan toplam port sayısını bilmek yeterlidir. Bu sayede valfin kaç konumlu ve yollu olduğu tesbit edilmiş olur. 2 yollu 2 konumlu yada 4 yollu 3 konumlu valf gibi.



Şekil 2.3.1.1. Direkt uyarılı tip yön valfi

Şekilde valfin sol bobini alternatif akımda çalışan havalı tip bobini, sağ bobini ise doğru akımda çalışan havalı tip bobini göstermektedir.



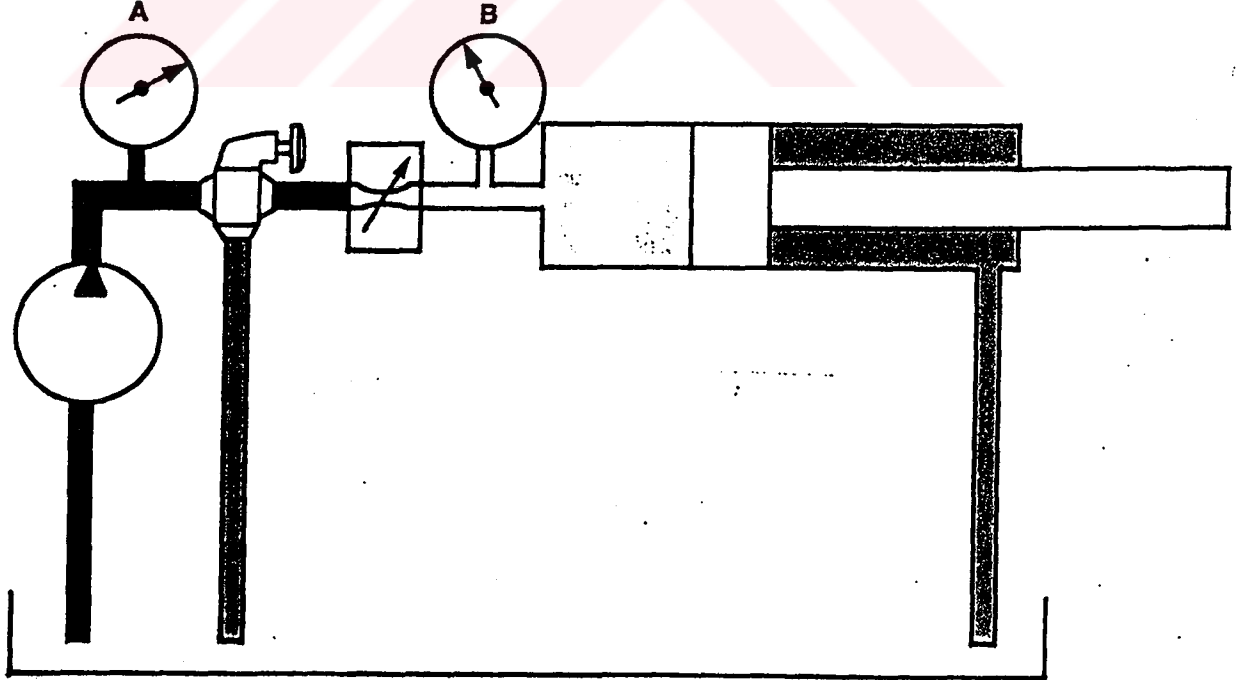
Şekil 2.3.1.2. Pilot uyarılı sürgülü tip yön kontrol valfi.

2.3.2 AKIŞ KONTROL VALFLERİ

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 kısıcı üzerindeki basınç farkı, akışkan viskozitesi ve orfisin ölçüsüdür. Bu faktörlerden herhangi birinin değişmesi durumunda debinin de değişeceği görülür. Debi-basınç ilişkisi ikinci derecedendir.

2.3.2.1. YÜKE GİDİŞİ KISAN AKIŞ KONTROL VALFLERİ

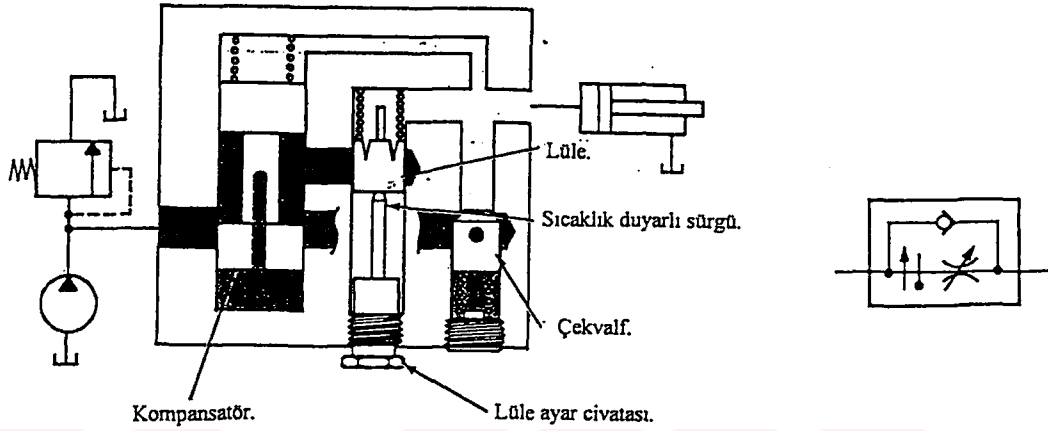
Bu tür valflerde akış kontrolü pompadan hidromotor yada silindire giden hattın arasına konulmak suretiyle gerçekleştirilir. Bu sayede hidromotor yada silindire giden akışkan miktarı kontrol edilir. Pompanın basınç hattından basılan ve akış kontrol valfinden kısılan debinin geri kalan kısmı emniyet valfi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



Şekil 2.3.2.1. Yüke gidişi kısıyan akış kontrol valfi.

2.3.2.4.BASINÇ VE SICAKLIK DUYARLI HASSAS AKIŞ KONTROL VALFLERİ

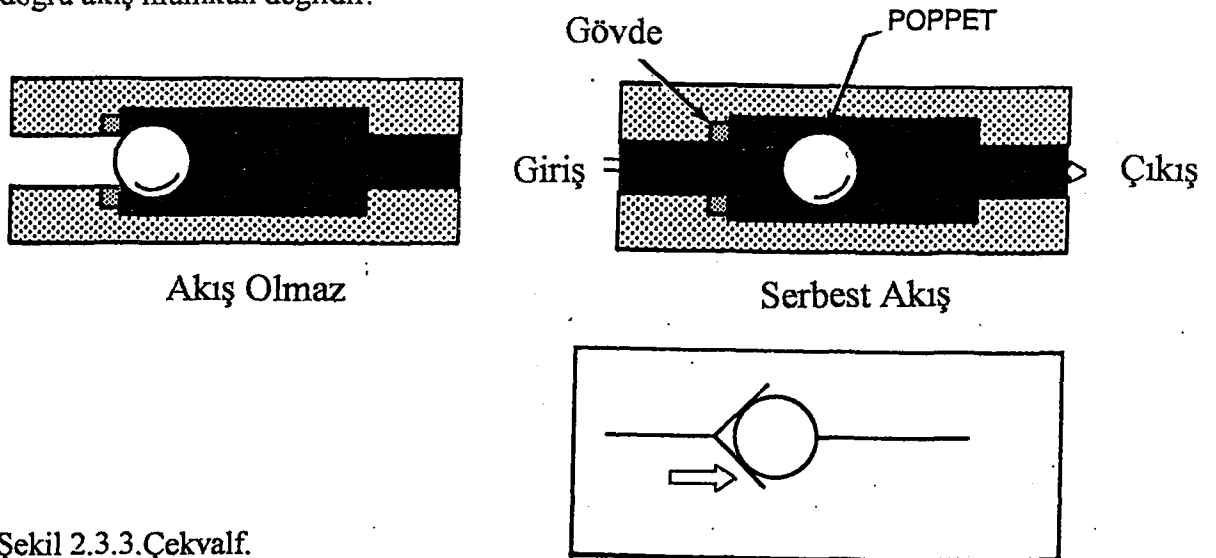
Bunlar hassas debi ayar valfleridir.Yük değişimleri ile kumanda valfi üzerinde meydana gelen basınç düşümlerinden etkilenmeden hep sabit debiyi geçirirler.Sıcaklık duyarlı olanlar vizkozite değişikliğinden de etkilenmezler.



Şekil 2.3.2.4. Basınç ve sıcaklık duyarlı hassas akış kontrol valfi.

2.3.3.ÇEK VALFLER

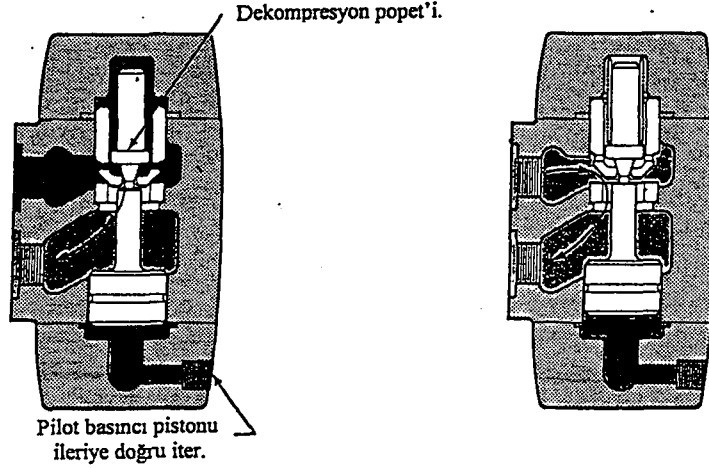
Çek valfler sadece bir yöne akış olmasını sağlarken diğer yöne doğru olan akışı sızdırmaz olarak keserler.Çek valfin şematik halde gösteriliş tarzı aşağıdaki gibidir. Genel olarak iç yapılarında yay kuvveti ile sıkıştırılmaya çalışılan bir bilya ya da popet bulunur. Akış yay kuvvetini yenecek güce ulaştığı zaman gerçekleşir.Geriye doğru akış mümkün değildir.



Şekil 2.3.3.Çekvalf.

2.3.4.ÖN UYARILI ÇEK VALFLER

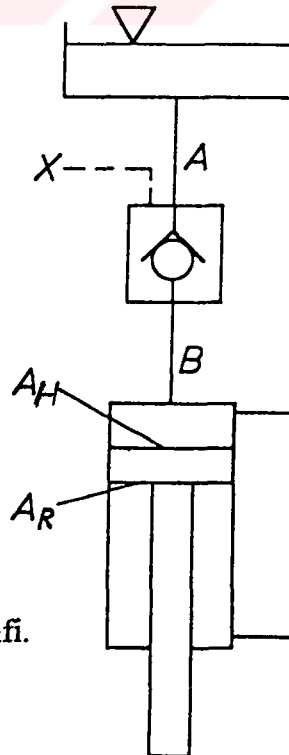
Ön uyarılı çek valfler, basit çek valflere karşılık, kapama yönünde de akışı geçirebilme özelliğine sahiptir.Bu valfler basınç altındaki devrelerde sızdırmazlık sağlama, askıda olan yükleri tutma şeklinde kullanılırlar.X hattından verilen basınç kontroluyla ters yönde akış sağlamak mümkündür.



Şekil 2.3.4.Ön uyarılı çekvalf.

2.3.5.ÖN DOLDURMA VALFLERİ

Ön doldurma valfleri, yüksek kapasiteli, ön uyarılı çek valflerdir.Büyük hacimli silindire hızla,yüksüz olarak yağ doldurulmasında kullanılır.Presler ve alüminyum ekstrüzyon preslerinde sıkça kullanılır.Normalde açık ve normalde kapalı tipleri vardır.X hattındaki basınç uygulamasıyla açılır veya kapanır.Emniyet istenilen uygulamalarda normalde açık şekli kullanılır.



Şekil 2.3.5.Ön doldurma valfi.

2.3.6.BASINÇ EMNİYET VALFLERİ

Bu valflerin görevi sistem basıncını kontrol ederek belirli değerleri aşmasını engellemektir. Bunun yanısıra 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.

2.3.6.1.DİREKT UYARILI

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 müteakip 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.

2.3.6.2.PİLOT UYARILI

Normalde açık olan pilot uyarılı basınç emniyet valfi iki kademedede 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.

2.3.6.3.BASINÇ DÜŞÜRÜCÜ EMNİYET VALFLERİ

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 ya da 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 sınırlarlar.

2.3.6.4.SIRALAMA VALFLERİ

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.

2.3.6.5.KARŞI DENGE VALFLERİ

Bir karşı dengeleme valfi bazan frenleme yada karşı basınç valfi olarak da 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.

2.3.6.6.BOŞALTMALI EMNİYET VALFLERİ

Boşaltmalı emniyet valfleri hidrolik sistemlerde basıncı sınırlamaya ve sistemin istenilen zamanda boşta çalışabilmesine olanak tanır. Pilot uyarılı bir basınç emniyet valfinin pilot uyarı ucu bir yön valfinin P hattına, oradanda tanka bağlanır. Yön valfi konum değiştirdiğinde, 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.

2.3.6.7.AKÜ DOLDURMA VALFLERİ

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 kadar pompa yağı aküye basar.Sistemde pompa debisinin üzerinde bir yağ ihtiyacı olduğunda aküdeki yağ devreye sevk edilir.Bu esnada akü içerisindeki basınç düşer ve valf pompayı devreye sokarak aküye yağ gönderir.Akü içerisindeki basınç istenilen mertebeye ulaşınca pompadan gelen debi tank'a boşaltılır.Ayrıca 2 ayrı pompayı belirli basınçlarda sırayla devreye sokmak ve çıkarmak için akü doldurma valflerinden faydalanılır.

2.3.7.BASINÇ DÜŞÜRÜCÜ VALFLER

Basınç düşürücüler devre üzerine 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.

2.3.8. 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 selenoid valflerden ayrılırlar.Oransal valfler hem yön kontrolü hem de 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 içersinde bulunan popetin veya sürgünün konumu armatürden geçen elektrik akımının oluşturduğu mağnetik alanın sürgüyü ileri-geri hareket ettirmesiyle sağlanır. Bu sayede hassas bir şekilde debinin geçeceği aralığın boyut kontrolü sağlanır.

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

Şekil 2.3.8.'de 4 yollu oransal yön valfi ön uyarı valfi (1) ve ana valfden (2) 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 (3),iki uyarı sürgüsü (4),(5) ve oransal bobinlerden (6) (7) oluşur.Ama valf sürgülü bir yön denetim valfi olup gövde (9),ana sürgü (9) ve merkezleme yaylarından (10) (11) oluşur.Normal konumda ana valflerdeki her iki yay hücre (12) (13) uyarı sürgüsündeki deliklerden Y kanalına , oradan da depoya bağlantılıdır.Ana sürgü (9), yaylar (11) ve (12)tarafından orta konumda tutulur.Bobinin (6)enerjilendirilmesiyle uyarı sürgüsü sağa doğru itilir.Uyarı yağı (P kanalından içten veya X kanalından dıştan alınabilir) uyarı sürgüsündeki deliklerden yay hücre (12) iletilir.Aynı anda uyarı sürgüsü yay hücre (12)sinin Y kanalına olan bağlantısını kapatır.Böylece bobin kuvvetine bağlı olarak yay hücre (12)sinde basınç oluşmaya başlar.

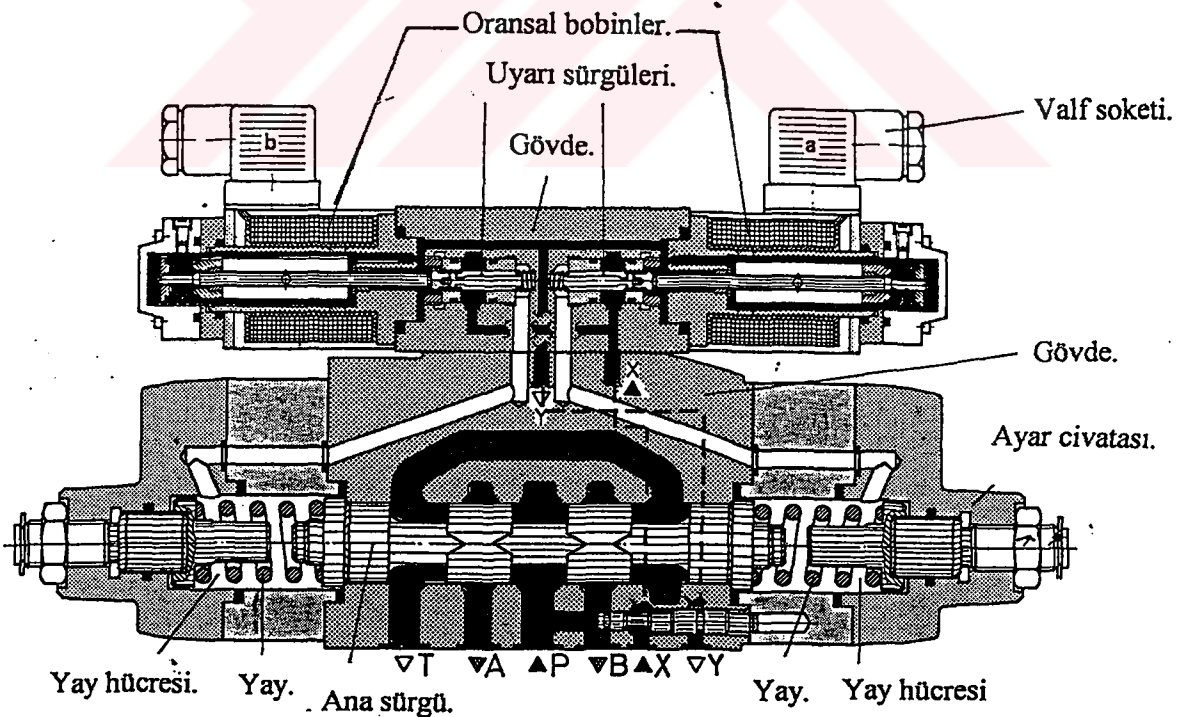
Ön uyarı basıncı giriş akımı ile orantılı olarak ana sürgüyü (9) basınç ve yay kuvvetleri eşit değere ulaşmaya kadar yay (11) karşı sağa doğru iter.Bobin kuvvetindeki artış uyarı basıncının artmasına, dolayısıyla ana sürgünün daha uzun bir stroka ulaşmasına neden olur.Böylece giriş akımına bağlı olarak sistemdeki artış değiştirilebilir.Valfde özellikle geçiş konumları çok önemlidir.Kapalı konumdan açık konuma geçişte veya tersinde sürekli bir denetim vardır.Bu valflerde standart sürgülü yön denetim valflerinde olduğu gibi açılma konumuna geçişte kademeli bir

geçme yoktur.Böyle bir denetimi gerçekleştirmek için sürgüde özel olarak açılmış çentikler bulunmaktadır.Bobin enerjisinin kesilmesiyle ön uyarı sürgüsü normal konuma geçerek ana valf yay hücreleri depoya bağlanır.Hücrelerdeki basınç etkisinin kaldırılmasıyla sürgü orta konuma geçer.

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

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

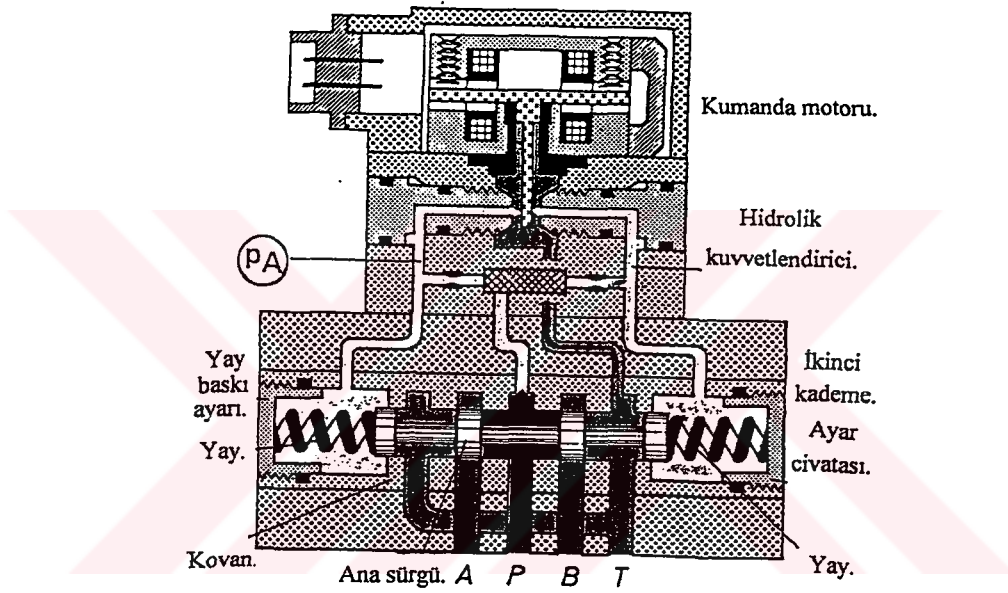
Oransal bobinli basınç emniyet valfi,ön uyarılı basınç emniyet valfi gibi çalışır.Tek farkı burada yay yerine oransal bir ön uyarı valfi kullanılmasıdır.Sistem basıncı bobin gerilimi ile oransal olarak değiştirilebilir.Giriş akımının artırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek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



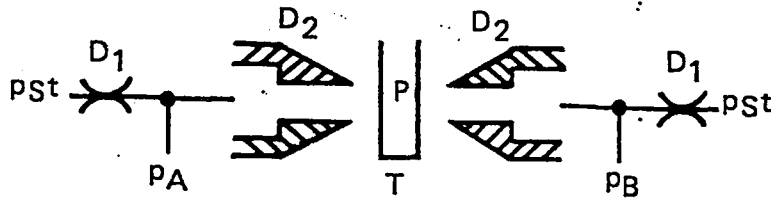
Şekil 2.3.8.Pilot uyarılı oransal bir valf.

2.3.9.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 elektrohidrolik 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 2.3.9.1.Servo valf.



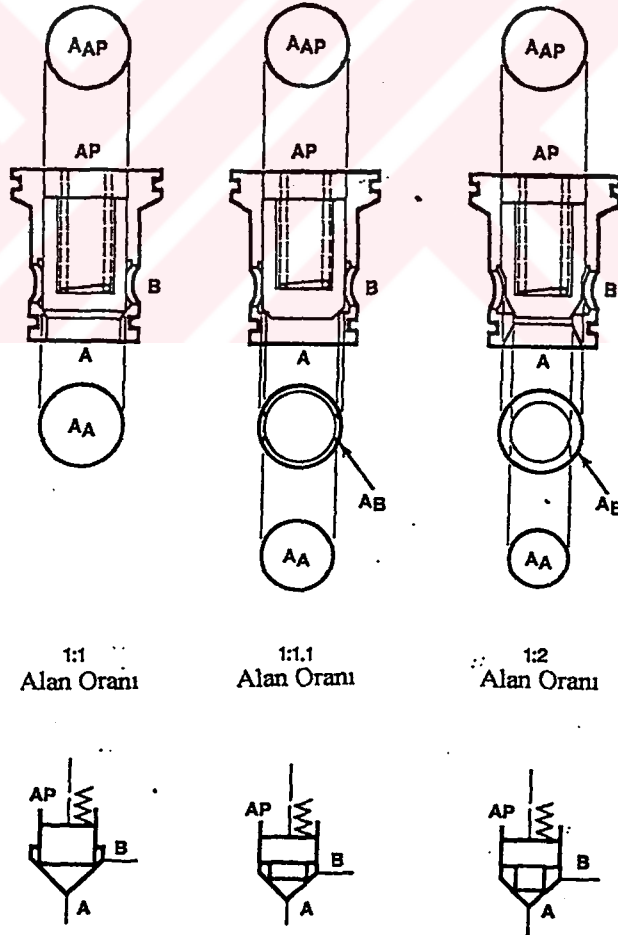
Şekil 2.3.9.2. Servo valfin çalışma prensibi

2.3.10.KARTIÇ VALFLER

Kartriç valfler iki konumlu on-off çalışabilen ve 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 gelişmesi ile manifold blokları tasarımı ve imalatı daha geniş imkanları gerektirmiştir. 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. Kartriç valfleri kullanmanın avantajları şu şekilde sayılabilir ;

Daha büyük boyutlu sistem tasarım imkanı, düşük montaj masrafları, 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.



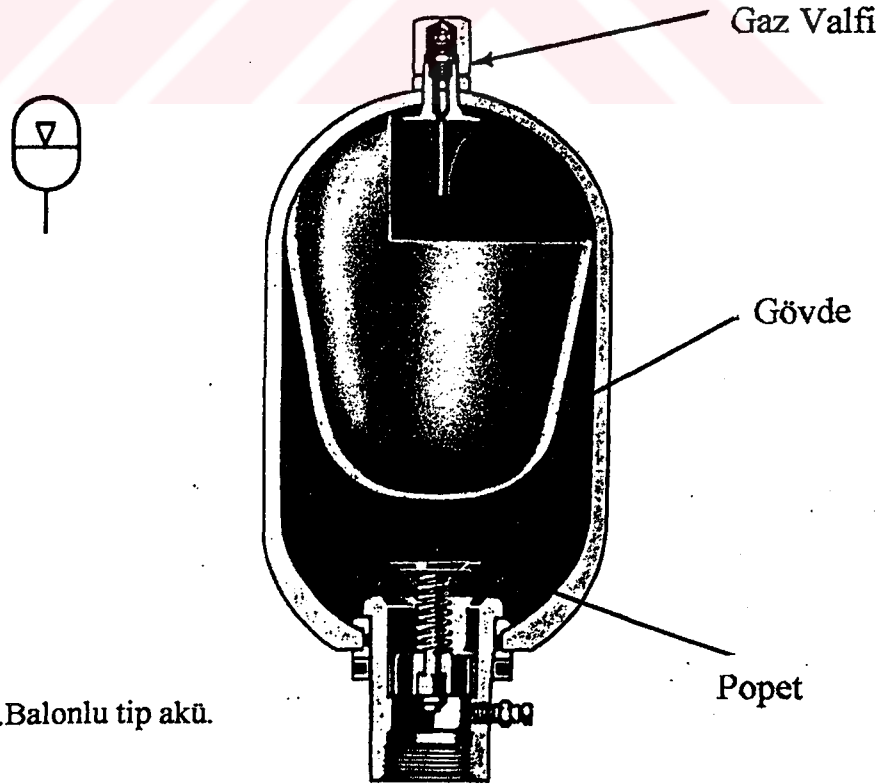
Şekil 2.3.10.Kartriç valfler.

2.4.HİDROLİK AKÜLER

Hidrolikte kullanılan akışkanların sıkıştırılmaz türden olması ve hidrolik enerjinin depo edilememesi 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 N₂ kullanılır.

2.4.1.BALONLU TİP

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 arasında 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.



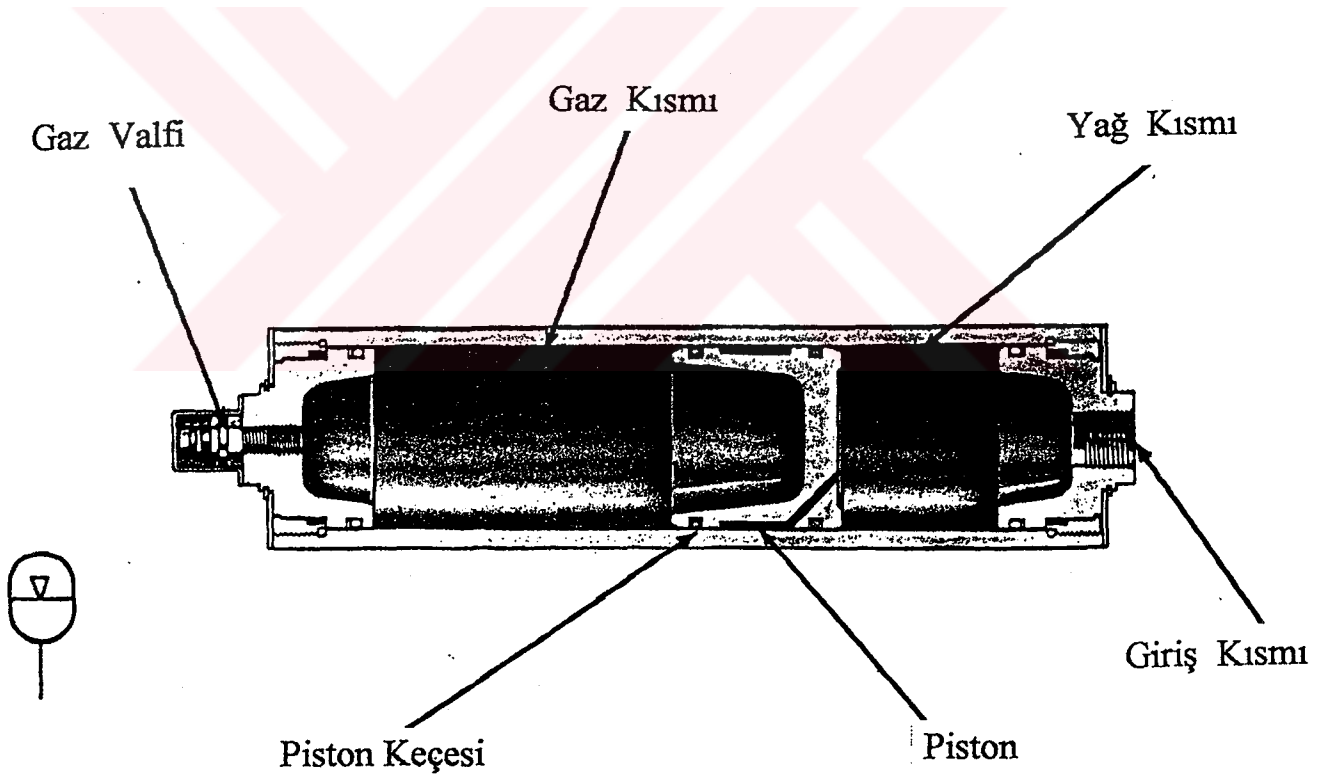
Şekil 2.4.1.Balonlu tip akü.

2.4.2.MEMBRANLI TİP

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

2.4.3.PİSTONLU TİP

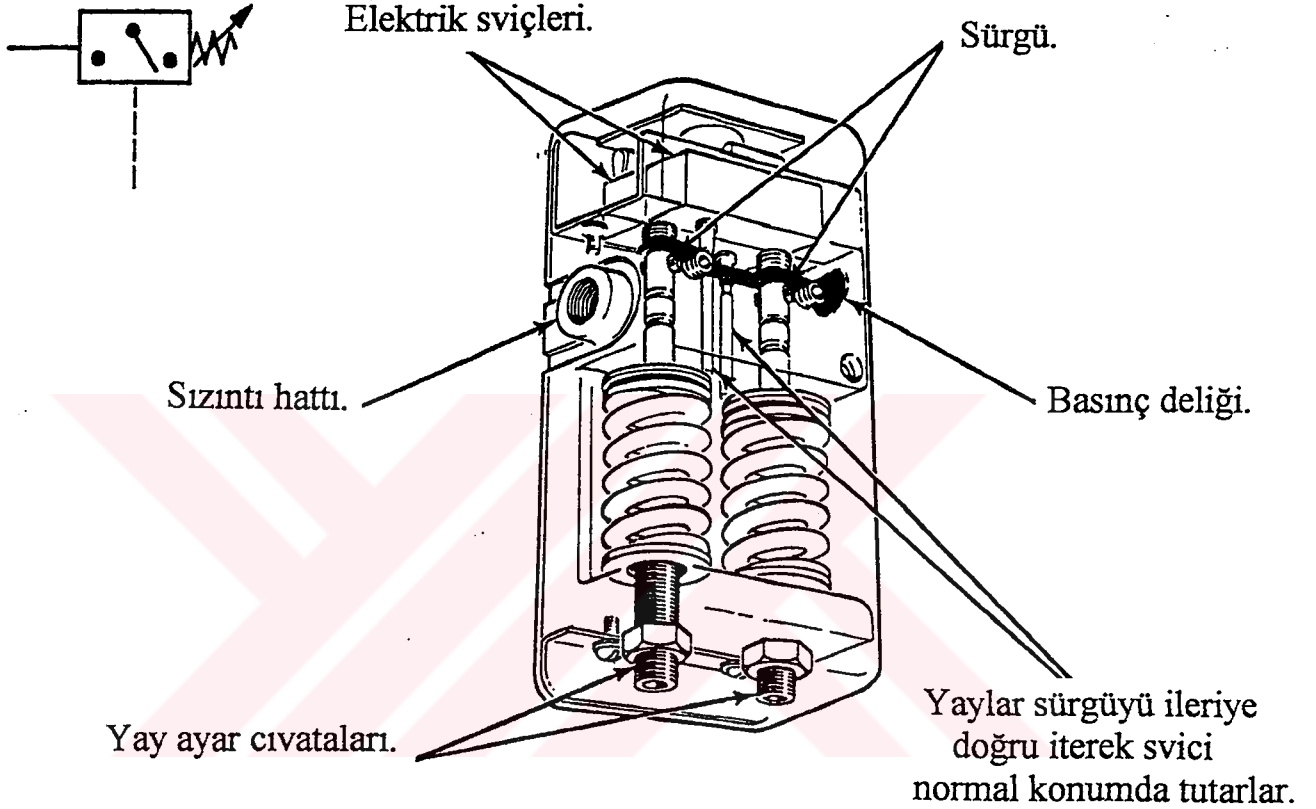
Bu tip aküler genellikle geniş hacimler ve büyük boşaltma miktarları için kullanıma uygundur.Gaz ve akışkan bölümleri serbest hareket edebilen pistonu bir piston ile birbirinden ayrılmıştır.Silindirik içinde hareket eden pistonu bölümler arasındaki sızdırmazlığı sızdırmazlık elemanları ile sağlanır.



Şekil 2.4.3.Pistonlu tip akü.

2.5.BASINÇ ŞALTERLERİ

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



2.6.ÖLÇÜ VE KONTROL

Debinin, basıncın, sıcaklığın ve diğer ölçülmesi istenen büyüklüklerin ölçüm değerlerini analog veya digital 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.

2.7.ISITICILAR 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.

2.7.1.ISITICILAR

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 enerjisi ısıya dönüştürülebilir.

Termostatik Kontrol

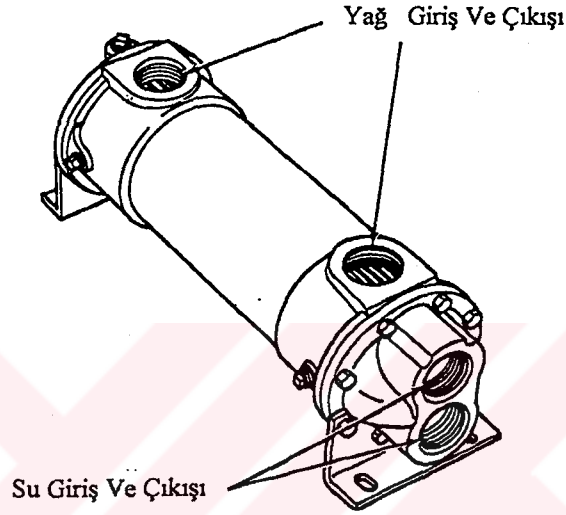


Şekil 2.7.1.Isıtıcı.

2.7.2.SOĞUTUCULAR

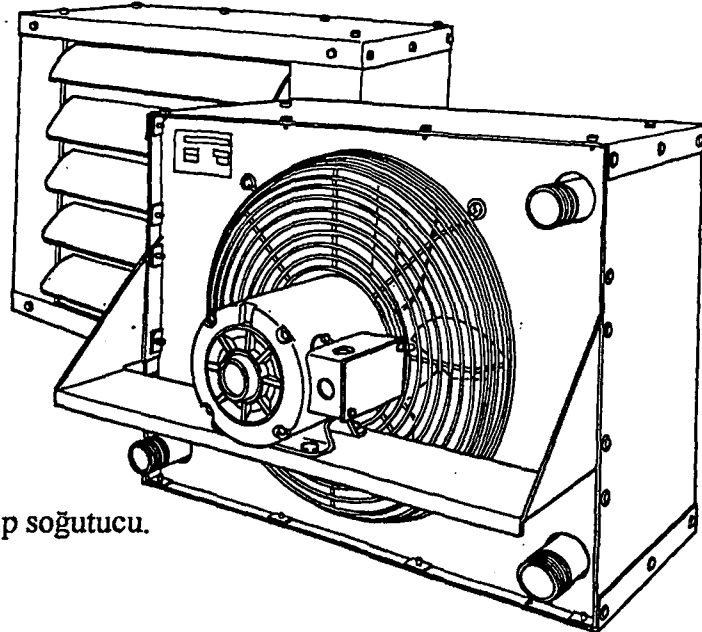
Hidrolik sistemlerde akışkan gücünün bir bölümü ısıya dönüşür.Bu enerji depo üzerinden ısı olarak atılamadığı durumlarda soğutucu kullanılması gerekir.Soğutucular sulu ve havalı tip olarak ikiye ayrılır.

2.7.2.1 SULU TİP 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 2.7.2.1. Sulu tip soğutucu.

2.7.2.2. HAVALI TİP SOĞUTUCU: Bir fan kullanılmak sureti ile sistem sıcaklığını konveksiyondan faydalanarak uygun derecelere düşürürler. Genellikle mobil uygulamalarda kullanılırlar.



Şekil 2.7.2.2. Havalı tip soğutucu.

2.8.HİDROLİK FİLTRELER

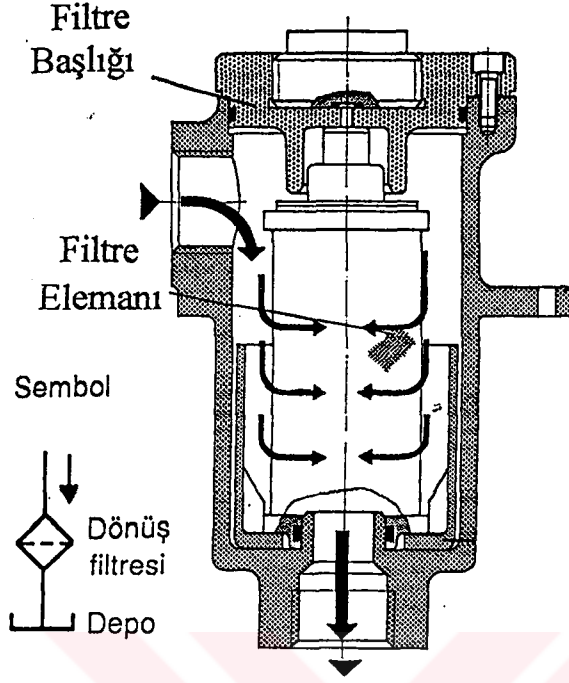
Hidrolik filtreler akışkanların içersinde bulunan kirletici partikül miktarını müsaade edilebilir sınırlar içersinde tutabilmek, hassas işlenip imal edilmiş olan hidrolik devre elemanlarını partiküllerin aşındırıcı etkisinden korumak için kullanılırlar. Filtreler içlerinden geçirebildikleri en yüksek 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 misli büyüklükte emiş filtresi kullanılır.Basınç filtreleri pompanın basınç hattına yerleştirilir ve pompa içinden geçebilecek ancak sistemdeki dar tolerans aralıklarında işlenmiş olan elemanlara zarar verbilecek 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 içersindeki 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 grafiklerin oluşturulabilmesi için deneysel ve ölçüsel metodlar kullanılır. Filtredeki basınç kaybı ;

$$\Delta P_f = K_f \cdot Q$$

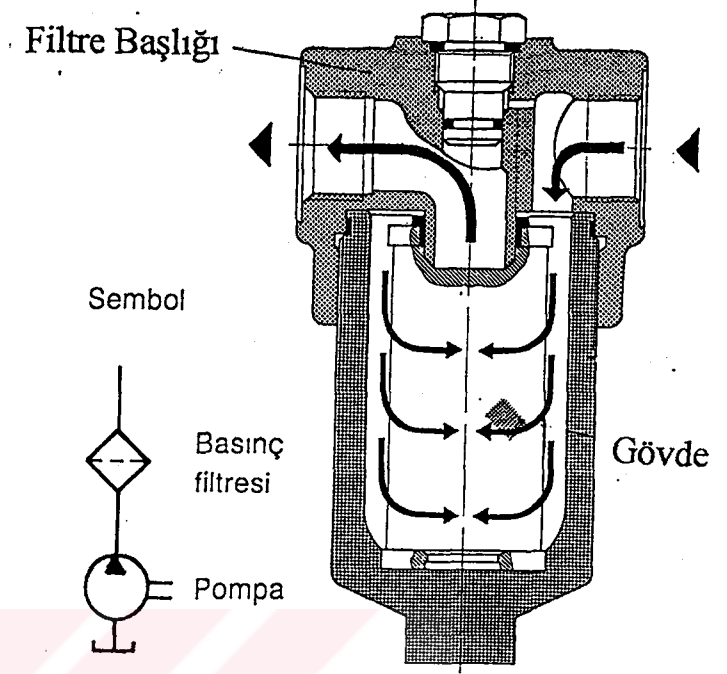
formülü ile ifade edilebilir. Burada K_f filtre için kullanılacak olan kayıp katsayısını Q ise filtre debisini göstermektedir.

2.8.1.FİLTRE GÖVDELERİ

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



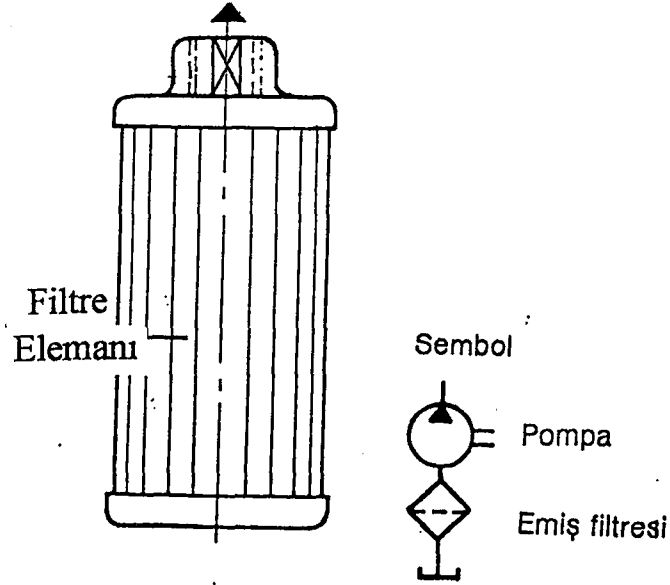
Şekil 2.8.1.1.Dönüş filtresi



Şekil 2.8.1.2.Basınç filtresi

2.8.2.FİLTRE ELEMANLARI

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



Şekil 2.8.2.Filtre elemanı

2.8.3.KİRLİLİK GÖSTERGELERİ

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.

2.9.HİDROLİK AKIŞKANLAR

Bir hidrolik sistemin tasarımında elemanların seçimi ve montajı kadar hidrolik akışkan seçimi de makinanın 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 ya da özel imal edilmiş yanmaz türden akışkanlarda olabilir . Hidrolik sistemlerde kullanılan yağlardan güç iletiminin yanısıra 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 içersindeki yüzeylerin çamurlaşmasını, boyanın dökülmesini engellemelidir.
- Geniş sıcaklık aralığında özelliğini koruyabilelidir.
- Conta, o-ring vb. bağlantı elemanlarına zarar vermeyecek nitelikte olmalıdır.
- Yangın tehlikesi oluşturmamalıdır.
- Su ile birleşmemelidir.

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

2.10. BAĞLANTI ELEMANLARI VE AKIŞKAN İLETİMİNDE KULLANILAN MALZEMELER

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

2.10.1. ÇELİK ÇEKME BORULAR

Çelikten imal edilmiş borular endüstriyel ve mobil hidrolik sistemlerde geçmişte ve günümüzde akışkan iletiminde kullanılagelen 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.

Standard, extra 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 anma ölçüsü aynı bağlantı parçaları ile bağlantı yapabilmek mümkün olmuştur.

2.10.2. 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 malzemedan imal edilmiş hortum kullanılmasıdır.

2.10.3. BAĞLANTI ELEMANLARI

Hidrolik sistemlerde sıkça kullanılan fittings malzemeler boruların ve hortumların birbirine bağlanabilmeleri için, sistemde kullanılan komponentlerin ilgili yerlere montajını sağlamak için kullanılırlar. Sıkça kullanılan bağlantı elemanları , rakorlar, yüksükler, dirsekler, T parçası, manşon, lüle, redüksiyon, nipel vb. olarak sıralanabilirler. Bağlantı elemanları bağlantı çaplarına göre metrik yada İngiliz ölçü sistemleri ile adlandırılırlar. Sistemde kaçakların olmaması için hassas imal edilmiş 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.

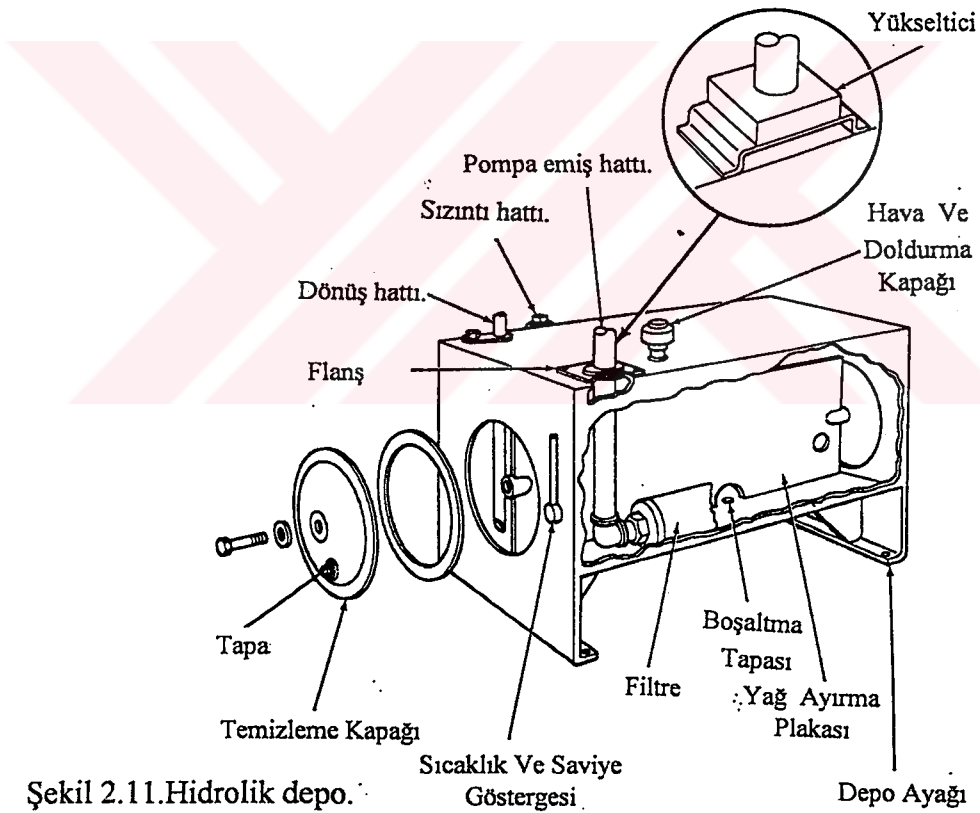
2.11.HİDROLİK DEPOLAR

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 modelinde depo pompa ve motor üzerine monte edilmiş olan profiller üzerine ayak bağlantılı olarak bağlanır.Depo ile profiller arasına titreşimleri sönmölemek ve ses izolasyonu sağlamak 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 2.11.Hidrolik depo.

2.12.DİĞER 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.BÖLÜM

3.0.HİDROLİK SİSTEMDE KULLANILACAK OLAN ELEMANLARIN BELİRLENMESİ AYAR DEĞERLERİ VE SİSTEM TASARIMI.

Hidrolik sistemde kullanılacak olan elemanların belirlenmesinde sistemi dizayn edecek kişi tarafından gözönünde bulundurulması gereken hususlar şunlardır:düşük maliyet, yüksek güvenilirlik, birim güç başına düşük ağırlık oranı, emniyet ve kolay monte edilebilir olmasıdır.Bu şartları sağlayan uygun komponentlerin seçimi ve işe uygun görevini tam yerine getirebilecek elemanların müsaade edilebilir sınırlar içerisinde seçilmesi sistemin düşük maliyette ve düşük ağırlık/güç oranında çalışmasını sağlayacaktır.

3.1.SİSTEM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ VE SİSTEM TASARIMI

Hidrolik sistem tasarımı için bazı teknik değerlerin tasarımcı tarafından bilinmesi gerekmektedir.Bu sayede işe uygun malzeme seçimi yapılabilir.

3.1.1.ÇALIŞMA BASINCININ BELİRLENMESİ

Basınç birim alana etki eden kuvvet olarak tarif edildiğine göre aslında hidrolik sistemin çalışma basıncı makinanın vermesi gerekli olan yük değerlerinin aşılabildiği andaki kuvvet değerinin etki ettiği alana bölünmesi sureti ile bulunur. 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 aralığı : (160bar ve üstü).

3.1.2.YÜK DEĞERLERİNİN BELİRLENMESİ

Hidrolik sistemlerin tasarımına geçmeden önce istenilen kuvvet/tork ve hareket-zaman diyagramının bilinmesi zorunludur.Bu karar verildikten sonra hidrolik sistemde kullanılacak olan silindir yada hidromotrun yada herikisinin de bazı teknik şartları karşılamaları istenir.İşte bu şartlara yük şartları denir.Yük şartları silindir için kuvvet ve hız hidromotor için moment ve devir sayısı olarak ifade edilir. Bir silindirin hareketini gerçekleştirebilmesi için hareket yönüne ters olarak direnç gösteren bazı kuvvetleri yenmesi gerekmektedir

3.2.HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

Sabit çalışma şartlarında istenilen değerleri iletebilecek sistemin tasarımı yükten geriye doğru akan ve her kademedeki kendisini yenileyen bir işlemler sırasındır.

3.2.1.SİLİNDİR SEÇİMİ:

Silindir seçiminde dikkat edilmesi gereken şartlar silindirin aksel doğrultuda verebileceği kuvvet ile strokunu istenilen süre içerisinde tamamlayabilmesi için gerekli hız değerleridir.Ayrıca bir silindir seçilirken monte edileceği yere göre uygun bağlantı şekli ve tipi de gözönünde bulundurulur.Bu bilgiler ışığında imalatçı firmanın belli kalite sınırları çerçevesinde en ekonomik olanı en uygun çözüm olmaktadır.

Silindir için yük kuvveti : F , Hızı : v ise,

Bu durumda şekilde görülen silindir için ;

$$F_i = P_h \cdot A_h - P_r \cdot A_r \quad (3.1)$$

$$F_g = P_r \cdot A_r - P_h \cdot A_h \quad (3.2)$$

$$A_h = \frac{1}{4} \cdot \Pi \cdot D_h^2 \quad (3.3)$$

$$A_r = \frac{1}{4} \cdot \Pi \cdot (D_h^2 - D_r^2) \quad \text{olur.} \quad (3.4)$$

Buradan D_h ve D_r değerleri seçilir.Bu işlemin tamamlanabilmesi için sistemin çalışma basıncı P 'nin bilinmesi gereklidir.Kullanıcı ilk etapta kendine bir ana sistem çalışma basıncı seçer.İleri hareketlerde genelde $P_h = P, P_r \cong 0$; geri hareketlerde $P_r \cong P, P_h = 0$ şeklindedir.

Bu durumda $F_i = P \cdot A$

$$F_i = P \cdot \frac{1}{4} \cdot \Pi \cdot D_h^2 \Rightarrow D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot F_i}{P \cdot \Pi}} \quad (3.5)$$

şeklinde bulunur.

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

Örnek :

$$F = 8000 \text{ kg}$$

$$P = 210 \text{ bar} \quad D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot 8000}{210 \cdot \Pi}} = 13.9 \text{ cm} = 139 \text{ mm}$$

Ø 140 mm silindir kullanılır.

Geriye hareketlerde silindirin mil çapı önemlidir. Standart piston - mil çapları kullanılabileceği gibi özel ölçüler de seçilebilir.

Örneğin : Ø 100/56 ; Ø 100/63 ; Ø 125/90 v.b. gibi.

3.2.2. HİDROMOTOR SEÇİMİ :

Bir hidromotorun seçilebilmesi için dakikadaki en yüksek devir sayısı ile motor shaftında alabileceği maksimum moment değerinin bilinmesi gerekmektedir. Hidromotorun tipi seçildikten sonra piyasada bulunan hem kaliteli hem de ekonomik olanı ideal çözümdür.

Dişli motorlar ucuz ve daha az verimlidirler ve düşük güç ihtiyaçlarını karşılamak üzere dizayn edilmişlerdir. Radyal pistonlu motorlar yüksek moment değerlerinin ve düşük dönme hızlarının istendiği uygulamalarda kullanılırlar. Eksenel pistonlu motorlar en yüksek verimli hidromotorlardır yüksek güç ve yüksek devir sayılarının istendiği durumlarda kullanılırlar ancak pahalıdır. Buna karşın kumanda edilebilme özellikleride vardır. (Kaynak : Vickers manual).

Motor Tipi	Volümetrik verim	Mekanik Verim
Dişli	0.83	0.90
Radyal Pistonlu	0.90	0.93
Eksenel Pistonlu	0.92	0.94

Motorlar için yük momenti M ; açısal hızı ω ise;

$$\text{Motor momenti : } M = D_m \cdot \eta_m \cdot (P_1 - P_0) \text{ (kg.cm) } \quad \text{şeklindedir.} \quad (3.6)$$

D_m $\text{cm}^3/\text{dev}^{-1}$ den $\text{cm}^3/\text{rad}^{-1}$ a çevrilmelidir.

$$M = \frac{D_m}{2 \cdot \Pi} \cdot (P_1 - P_0) \cdot \eta_m \quad \text{şeklinde olur.} \quad (3.7)$$

P_1 : Hidromotorun giriş tarafındaki basınç

P_0 : Hidromotorun çıkış tarafındaki basınç

genellikle $P_1 \cong P$, $P_0 = 0$ şeklindedir.

Bu durumda $D_m = \frac{M.2.\Pi}{P.\eta_m}$ olur. (3.8)

Örnek :

120 Nm şaft momenti = 1200 kgcm (1kg.f \cong 10 N)
P=210 bar

$$D_m = \frac{1200.2\Pi}{210.0,95} = 38\text{cm}^3 / \text{dev}$$

Böylece motor seçimi istenilen devirde göz önüne alınarak yapılır.Bulunan değere en yakın bir üst motor deplasmanı seçilir.

$$D_m = 41 \text{ cm}^3 / \text{dev}$$

Bu değerler bulununca gerekli debi değeri hesaplanır.

A)SİLİNDİR

$Q_h = A_h v_i$;ileriye giderken silindire giren debi.

$Q_r = A_r v_i$;ileriye giderken silindirden çıkan debi.

$Q'_r = A_r v_g$;geriye giderken silindire giren debi.

$Q'_h = A_h v_g$;geriye giderken silindirden çıkan debi.

$$\frac{Q_h}{Q_r} = \frac{Q'_h}{Q'_r} = \frac{A_h}{A_r} \quad \text{silindir alan oranıdır.} \quad (3.9)$$

Örnek

$$\varnothing 100/56 \text{ silindir için : } \frac{A_h}{A_r} = \frac{10^2}{10^2 - (5,6)^2} = \frac{100}{68,64} = 1,45' \text{ dir.}$$

Bu durumda silindirin ön ve arkasına giren/çıkan debiler arasında

$$\frac{A_h}{A_r} = 1,45 \quad \text{oran vardır.}$$

Silindirin hızına göre debi hesabı yapılır.

Örnek :

$\varnothing 100/56$ silindir

$v_i = 30\text{mm/sn}$; $v_g =$ aynı debiyle geriye gelecek

$$A_h = \frac{1}{4} \cdot \Pi \cdot 10^2 = 78,5 \text{ cm}^2$$

$$A_r = \frac{1}{4} \cdot \Pi \cdot (10^2 - 5,6^2) = 53,9 \text{ cm}^2$$

$$\frac{A_h}{A_r} = r = 1,456$$

$$Q_{ileri} = Q_h = A_h \cdot v_i = 78,5 \cdot 3 = 235,5 \text{ cm}^3/\text{sn} = 235,5 \cdot 60/1000 = 14,13 \text{ lt/dak}$$

Bu durumda mil tarafından çıkan

$$Q_i = 14,13/1,465 \Rightarrow Q = 9,74 \text{ lt/dak olur.}$$

Geriye gelirken 14,13 lt/dak debi mil tarafına verilirse:

$$v_g = \frac{Q}{A_r} = \frac{14,13 \cdot \frac{1000}{60}}{53,9} = 4,37 \text{ cm/sn} = 43,7 \text{ mm/sn olur.}$$

Aynı değer alan oranıyla da bulunabilir.

$$v_g = v_i \cdot r = 30 \cdot 1,456 = 43,7 \text{ mm/sn}$$

Bu durumda silindir piston tarafından çıkan debi

$$Q_h = Q_r \cdot r = 14,13 \cdot 1,456 = 20,5 \text{ lt/dak olur.}$$

B)MOTOR

Örnek :

$$D_m = 239 \text{ cm}^3/\text{dev bulundu.}$$

$$D_m = 250 \text{ cm}^3/\text{dev seçildi.}$$

$$\omega = 850 \text{ dev/dak}$$

$$\eta_t = 0,97$$

$$Q_m = \frac{D_m \cdot \omega}{\eta_t} = \frac{250 \cdot 850}{0,97} = 219000 \text{ cm}^3 / \text{dak} = 219 \text{ lt / dak}$$

Motora giren ve çıkan debiler aynıdır.

Böylece yükü kumanda edecek elemanın boyutu ve sistemin yüke iletmesi gereken basınç ve debi değerleri bulunmuştur. Bundan sonra valf seçimleri yapılır.

3.2.3. VALF SEÇİMİ

Silindirli devrelerde silindirin mil tarafına giden yada gelen yağ miktarı ile piston tarafına giden yada gelen yağ miktarı aynı olmaz. Bu nedenle seçilen valfin en yüksek debiyi geçirebilmesi istenir. Sürekli çalışan sistemlerde valfin az basınç kaybıyla debiyi kumanda etmesi istenilebilir. Bu nedenle bir üst değerdeki valf seçilebilir. Valf seçiminde kataloglardaki basınç kaybı- debi eğrilerinden faydalanılır. İlk özen yükün kumanda şekline göre seçilecek valfin türü, merkezi v.b. göz önüne alınır. Daha sonra boyutu tesbit edilir. Hız ayar valflerinde geçen en yüksek debinin valfin kumanda debisinemümkün olduğuncayakın olması istenir. Büyük boyutlu valf istenilen hız kademelerini sağlamakta istenilen hassasiyeti veremez. Oransal valflerde ise sistemin dinamik değerleri hesaplanır. Yön valflerinin büyük seçilmesinin mahsuru yoktur.

Örnek :

$$Q_r = 70 \text{ lt/dak ise ;}$$

silindiri kumanda etmek için en az 100 lt/dak geçirme kapasiteli bir yön valfi seçilmelidir. Yükün istenilen yerde olması isteniyorsa kapalı merkez valf seçilir. (Vickers Manual) Yay merkezlemeli olması yeterlidir.

Kataloglardan 100 lt/dak'da basınç-debi eğrisinden NG 10 boyutlu valfin 4 bar basınç kaybı, 70 lt/dak 'da ise 3 bar olduğu; böylece toplam 7 bar olduğu görülür. Kısa süreli çalışmada bu değer uygundur NG 10 valf seçilir. Daha yoğun çalışmada; NG 16 valf seçilir. Bu durumda ;

$$\Delta P = 2,5 \text{ bar , 100 lt/dak}$$

$$\Delta P = 1,8 \text{ bar , 70 lt/dak}$$

Toplam kayıp 4,3 lt/dak şeklindedir.

Örnek : Motor devresi için $P = 210 \text{ bar}$ seçilmişti. Gerçek motor deplasmanı $41 \text{ cm}^3/\text{dev}$ çıktı. Bu durumda gerekli devre basıncı

$$P = \frac{M}{D_m \cdot \eta_t} = \frac{1200}{\frac{44}{2\pi} \cdot 0,95} = 193 \text{ bar} \quad \text{olur.}$$

Bu durumda düzeltilmiş değerler

$$D_m = 41 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

$$Q_m = \frac{\omega_m \cdot D_m}{\eta_t} = \frac{850 \cdot 41}{0,95} = 36,61 \text{ lt/dak} \quad \text{olur.}$$

$P=193$ bar'dır.

ΔP valf =3 bar ise

$P_{ss} =193+3=196$ bar'dır.

Hidrolik sistem en az 196 bar'da yağı valfin p hattına basmalıdır.Buna uygun pompa ve elektrik motoru seçilmelidir.Hat üzerine hız ayar v.b. kumanda valfleri varsa bunların basınç kayıplarının da yük basıncına eklenmesi gerekir.

Örneğin $P=200$ bar olabilir.

3.2.4.POMPA SEÇİMİ

Q_p :Sistemin ihtiyacı olan toplam debi değeri

P_p :Pompadan beklenen basınç değeri
değerleri biliniyorsa;

a)Verilen basınçta çalışabilen pompa türlerinden uygun kumanda şekli veya sabit debili olan bir pompa seçilir.

Dişli pompalar en ucuz tür olup orta basınçlarda kullanılır.Paletli pompalar düşük ve orta basınçlarda yüksek debi değerlerinde kullanılır.Radyal pistonlu pompalar düşük debi ve yüksek basınç değerlerinin istendiği durumlarda kullanılır.Eksenel pistonlu pompalar yüksek basınçlarda ve yüksek devirli tahrik kaynağı ile birlikte kullanılırlar.Verimleri yüksektir ve değişken debili tipleri mevcuttur.Bunlar değişik kumanda şekillerinde pompalar olabilmektedirler.Pompa verimleri genelde aşağıdaki gibidir.(Vickers Manual).

POMPA TİPİ	VOLÜMETRİK VERİM	MEKANİK VERİM
- Dişli	0,85	0,93
- Paetli	0,85	0,93
- Radyal Pistonlu	0,90	0,94
- Eksenel pistonlu (sbt debili)	0,96	0,94
- Eksenel Pistonlu (değişken debili açık devre)	0,95	0,95
- Eksenel Pistonlu (değişken debili kapalı devre)	0,95	0,95

Pompa büyüklüğünün tesbitinden önce pompa mili devri tesbit edilir.Bu elektrik motoru ile tahrikte 750, 1000, 1500 ;dizel motorla tahrikte 2700 dev/dak'ya kadar, özel uygulamalarda (uçaklarda v.b.) ise 12000 dev/dak'ya kadar çıkabilir.

$$Q_p = D_p \cdot \omega_p \cdot \eta_t \Rightarrow D_p = \frac{Q_p}{\eta_t \cdot \omega_p} \quad \text{şeklindedir.} \quad (3.10)$$

Örnek :

$$P = 200 \text{ bar}$$

$$Q = 75 \text{ lt/dak}$$

$$\omega = 1500 \text{ dev/dak}$$

$$D_p = \frac{75 \cdot 1000}{0,96 \cdot 1500} = 52 \text{ cm}^3 / \text{dev}$$

en yakın pompa 57 cm³/dev şeklindedir. (PVH 57 QIC Vickers Manual). Bu durumda teorik pompa debisi:

$$Q_p' = \frac{57 \cdot 1500}{1000} = 85,5 \text{ lt / dak} \quad \text{olur.}$$

Gerçek debi ;

$$Q_p = Q_p' \cdot \eta_t = 85,5 \cdot 0,96 = 82,1 \text{ lt/dak'dır.}$$

$P_p' = 200$ bar ise elektrik motoru gücü;

$$W = \frac{Q \cdot P}{600} = \frac{200 \cdot 85,5}{600} = 28,5 \text{ kW olur.}$$

En yakın motor gücü değeri $W = 30 \text{ kW}$, 1500 dev/dak'dır.

Sistemin değerleri tekrar düzeltilir.

1) Elektrik motoru : 30 kW , 1500 dev/dak.

2) Pompa : 57 cm³/dev , 210 bar , pistonlu , basınç duyarlı , tipi: PVH 57

3) Valf : Kapalı merkez , NG 10 , tipi : DG4V-5-2C.

4) Hız ayar valfi : 3/4" , 100 lt/dak , Maksimum $\Delta P = 5$ bar.

5) Hidromotor : 41 cm³/dev , pistonlu , tipi : MF 19

6) Gerçek hız : $\omega = \frac{Q}{D_m} \cdot \eta_t = \frac{82,1 \cdot 1000}{41} \cdot 0,95 = 1902 \text{ dev / dak'ya kadar çıkılabilir.}$

İstenirse bu hız debi ayar valfi ile düşürülebilir.

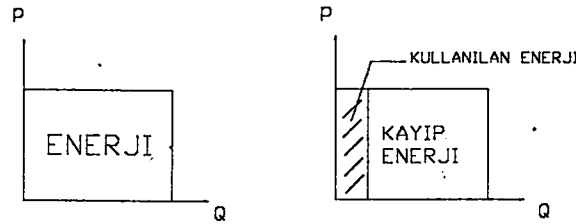
Sisteme bağlanabilecek ilave yük ,silindir v.b. değerleri de pompa seçiminden önce eklenip, toplam değere göre seçim yapılır. Değişik zamanlarda çalışan yüklerde en yüksek debi ve en yüksek basınç değerine göre seçim yapılır.İkisi aynı zamanda gerçekleşmiyorsa tek pompa yerine çift pompa kullanılması, sisteme akü bağlamak , güç duyarlı pompalar kullanmak enerji tasarrufu sağlar.

Örnek :

Maksimum basınç =210 bar

Maksimum debi =160 lt/dak

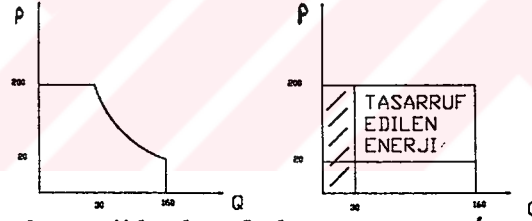
sabit deplasmanlı pompa ile ;



Düşük debilerde çalışmak gerekirse;

$Q= 30\text{lt/dak}$, $P= 200\text{ bar}$

Aynı değerler güç duyarlı pompa ile sağlanırsa :



Bu durumda enerji kaybı sıfırdır.

Güç duyarlı bir pompa ile;

3.2.5.FİLTRE SEÇİMİ:

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 büyüklükte ($\Delta P= 2\text{ bar}$ 'daki debisi) , dönüş filtreleri ise maksimum dönüş debisinin 1,5 - 2 katı ($\Delta P=3\text{ bar}$) seçilirler.Basınçta 20-10-6-3 mikron,dönüşte 60, 25, 10, 6 mikron filtrasyon ($\beta= 0,99$) imkanı mevcuttur.(Vickers katalog)

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.

Örnek:

Ø110/90 silindir

$v_i = 100 \text{ mm/sn}$

$v_i = v_g$ ise

$Q_h = 57 \text{ lt/dak}$

$A_h / A_r = 3$

Aynı debi mil tarafına verilirse

$Q_{hg} = Q_{hi} \cdot r = 57 \cdot 3 = 171 \text{ lt/dak}$

Bu debiyi geçirecek valf büyüktür Bu durumda NG 40 bir yön kontrol valfi kullanılıp, arkadan boşalan yüksek debiyi bir pilot kumandalı çek valf üzerinden tanka boşaltmak mümkündür.(Vickers Manual).Bu şekilde valfin tank hattından sadece mil tarafından gelen yağ boşalır.Yani

$$Q_r = Q_h \frac{1}{r} = \frac{57}{3} = 19 \text{ lt / dak}$$

böylece, $19 \times 1.5 = 28 \text{ lt/dak}$ bir filtre kullanılabilir.(NG 30 uygundur).

Eğer basınç emniyet valfi de bu filtreye bağlanırsa bu şekilde 57 lt/dak geçirecek filtreye ihtiyaç doğar.(NG 80 uygundur).

3.2.6.DEPO SEÇİMİ

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.Boşaltma tapası, büyük depolarda boşaltma boşaltma vanası konulur.Seviye göstergesi , ısı göstergesi ve seviye şalteri de depo aksesuarları arasındadır.Büyük depolarda bölmeler , emiş ve dönüş yağlarının depo içerisinde daha iyi sirkülasyonunu ve soğutmayı sağlarlar.Depo tabanları pisliğin kenarda toplanmasını sağlayacak şekilde eğik yapılır.Modern sistemlerde depo yüzeyleri dökülen yağları toplayacak ve ayrı bir hazneye aktarabilecek şekilde tasarlanır.

Sisteme manometre , basınç şalteri v.b. yardımcı ölçme ve kontrol elemanları da bağlanır.

3.2.7.AKÜ SEÇİMİ

Hidrolik devrelerde kısa aralıklarla yüksek debi gerekiyorsa ve makinanın çalışma çevrimi sırasında pompanın boşa kaldığı zamanlar varsa, hidrolik akülerin kullanımı uygundur.Bu şekilde pompa debisi boş zamanda bir aküde biriktirilir ve gerektiği zamanda sisteme gönderilir.

3.2.8.BASINÇ EMNİYET VALFİ SEÇİMİ

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

3.2.9.BORU SEÇİMİ

Hidrolik boru çapları kullanım basıncına ve geçirdikleri debiye göre seçilir.Yüksek basınçlarda et kalınlığı büyük borular kullanılır.

Hidrolik boruların seçilmesi esnasında aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır.

- a)Pompanın emiş kısmındaki boru içerisindeki akışkan hızı kavitasyona sebebiyet vermemesi için 0,6-1,2 m/s değerleri arasında olmalıdır.
- b)Basınç hatlarındaki akışkan hızı boru hortum ve bağlantı elemanlarında titreşime sebebiyet vermemesi için 2-4,5 m/s değerleri arasında olmalıdır.
- c)Dönüş hatlarında ise akışkan hızı 1,5-2,5 m/s değerleri arasında olmalıdır.

Yukarıdaki prensipler bir hidrolik devrenin tasarım prensiplerini göstermektedir. Tüm bu tasarımın neticesinde elimizdeki zamana göre sabit yük değerlerini karşılayabilecek hidrolik sistem tasarlanır.Dinamik şartlarda , ivmelenme ,frenleme v.b. hareketleri yapabilecek sistem tasarımı ,kapalı ve açık devre hidrolik sistemlerin tasarımı , oransal valflerin ve oransal debi kontrollü pompaların kullanılmasını, yük ataleti , sürtünme değerleri ve kullanılan malzemenin dinamik değerlerinin bilinmesini gerektirir.Çoğu uygulamalarda yukarıdaki tasarım metodu yeterlidir.Dinamik uygulama gereken yerlerde bilgisayar destekli modelleme , doğal frekansın hesaplanması , valf ve pompaların katalog değerlerinin temini gereklidir ki bu daha uzun ve yorucu hesaplamalara ve tasarımcıya bir deneme-yanılma şeklinde sistem tasarlama zorunluluğu getirir.

4.BÖLÜM.

4.0.HİDROLİK DEVRE UYGULAMASI.

4.1.PLASTİK ENJEKSİYON MAKİNASI HİDROLİK DEVRE ŞEMASI.

Şekil 4.1'de 750 gr. plastik enjeksiyon makinası 198 lt/dak. debili , 210 bar maksimum basınçlı sabit debili paletli pompa ile tahrik edilen makinada değişik fonksiyonların basınç ve debileri pompanın p (basınç) hattına koyulan ve pompa basınç ve debisini oransal olarak ayarlayabilen , sabit pompa debisinin ayarlanan bölümünü makinaya , artan kısmını tanka aktaran bir oransal P/Q bloğu ile sağlamaktayız.Bu tür kontrol sisteme giden yağın basınç ve debisini ayarladığından , makina hareketlerini hızlandırınca da kullanılabilir fakat frenleme görevi yapmaz.Bu sebeple mengene ve enjeksiyon üzerinde , makinanın hayati fonksiyonlarına kontrol etmek için yüksek hassasiyet ve dinamik reaksiyona sahip oransal valfler kullanılmıştır.Mengene oransal valfi , mengene hızlandırma , sabit hızla ilerleme ve frenleme ile kalıp kapama işlemlerini yapar.Hidromotorun önündeki yük tamamen sürtünmeli bir yük olduğundan ve frenleme problemi olmadığından konvansiyonel valf ve P/Q bloğu ile ideal devir kontrolü sağlanır.Enjeksiyon silindirinin stroku ve erimiş plastiğin kalıba basılması direkt mal alma kalitesini etkileyen hayati bir fonksiyondur.Bunun için enjeksiyon silindirinin ilerleme basıncı ve ilerleme hızı P/Q bloğu üzerinden yapılır.Enjeksiyon yükü de tamamen sürtünmeli olduğundan frenleme problemi yaratmaz.Makinanın mal alma fonksiyonu sırasında hidromotor döner ve burgu önüne erimiş plastiği belirli bir basınç - zaman fonksiyonunda depo eder.İşte bu işlem sırasında , bodinözün önüne erimiş plastik doldukça , enjeksiyon silindiri belirli bir karşı basınç uygulamak zorundadır.Bunun için 7 no'lu alan oranı 1:1 olan popetin üstündeki basınç 10 no'lu oransal basınç emniyet valfi ile hassas kontrol edilir.Silindir geri geldikçe , arkasından boşalan yağ pilot valfine verilen akım - zaman analog sinyali ile ayarlanır.Böylece ideal enjeksiyon için hazırlık yapılmış olur.Grup ve itici fonksiyonlarında hassas kontroller gerekmediğinden konvansiyonel valfler ve oransal P/Q bloğu ile uygun hareketler sağlanır.3 no'lu makaralı valf kapı emniyeti olup operatörü mengenenin hareketinden korumak içindir.Kapı kapanmadan mengene kontrol valfinin pilot basıncını keser ve valf çalışmaz.

Makina çevrimi aşağıdaki gibi gerçekleşmektedir.

1)Grup ileride , itici geride.

2)Mengene hızlanır, gider ve yavaşlar önündeki kalıba dayanır ve kapama kuvvetini sağlar.

3)Enjeksiyon silindiri 8 no'lu popetin üzerindeki basıncın no:11 ile kaldırılması ve popetin açılması sonucu , P/Q ile ayarlanan debi ve basınçta hareketini tamamlar.

4)Hidromotor dönmeye başlar.Enjeksiyon silindiri geriye doğru , yük tarafından itilmeye başlar.Oransal basınç valfi ile karşı denge basıncı ayarlanır.Aynı anda soğutma suyu kalıbın içinde dolaşarak parçayı soğutur.

5)Kalıp yavaşça açılıp hızlanır durmaya yakın frenlenir ve durur.

6)İtici basılan malı kalıptan çıkarıp geri gelir.

7)Kalıp tekrar kapanacak halde yeni çevrimi bekler.

Hesaplarda Şekil 4.1 'deki devre esas alınmıştır.

— Silindirlerin Seçimi

Mengene Silindiri

$$V_{\max} = 10 \text{ cm/sn}; \quad F_i = 1400 \text{ kg}; \quad P = 175 \text{ bar}$$

$$F_i = D^2 \cdot P \cdot 0,00785$$

$$D = \sqrt{\frac{F}{P \cdot 0,00785}} = \sqrt{\frac{1400}{175 \cdot 0,00785}} = 31,92 \text{ mm}$$

$$\text{Seçim: } 100/45-600 ; \quad \varnothing_D = 100 \text{ mm}$$

Enjeksiyon Silindiri:

$$V_{\max} = 7,5 \text{ cm/sn}; \quad F_i = 55000 \text{ kg}; \quad p = 175 \text{ bar}$$

$$D = \sqrt{\frac{F}{p \cdot 0,00785}} = \sqrt{\frac{55000}{175 \cdot 0,00785}} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Seçim: } 200/90-600 ; \quad \varnothing_D = 200 \text{ mm}$$

Grup Silindiri:

$$V_{\max} = 4 \text{ cm/sn}; \quad F_i = 1000 \text{ kg}; \quad p = 175 \text{ bar}$$

$$D = \sqrt{\frac{F}{P \cdot 0,00785}} = \sqrt{\frac{1000}{175 \cdot 0,00785}} = 26,98 \text{ mm}$$

Seçim: 100/45-500 ; $\emptyset_D = 100$ mm

İtici Silindir

$V_{\max} = 20$ cm/sn ; $F_i = 200$ kg; $P = 175$ bar

$$D = \sqrt{\frac{F}{P \cdot 0,00785}} = \sqrt{\frac{200}{175 \cdot 0,00785}} = 12,06 \text{ mm}$$

Seçim: 50/22-100 ; $\emptyset_D = 50$ mm

Maksimum Debilerin Hesabı

Mengene Silindiri

$$Q = A_h \cdot V$$

$$A_h = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (10)^2 = 78,53 \text{ cm}^2$$

$$Q = A_h \cdot V = 78,53 \cdot 10 = 785,3 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$Q = 47,11 \text{ lt/dak}$$

Enjeksiyon Silindiri

$$Q = A_h \cdot V$$

$$A_h = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (20)^2 = 314,15 \text{ cm}^2$$

$$Q = A_h \cdot V = 314,15 \cdot 7,5 = 2356,12 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$Q = 141,36 \text{ lt/dak}$$

Grup Silindiri

$$Q = A_h \cdot V$$

$$A_h = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (10)^2 = 78,53 \text{ cm}^2$$

$$Q = A_h \cdot V = 78,53 \cdot 4 = 314,12 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$Q = 18,84 \text{ lt/dak}$$

İtici Silindir

$$Q = A_h \cdot V$$

$$A_h = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (5)^2 = 19,63 \text{ cm}^2$$

$$Q = A_h \cdot V = 19,63 \cdot 20 = 392,69 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$Q = 23,56 \text{ lt/dak}$$

İleri Strok Zamanlarının Hesabı

Mengene Silindiri

$$t_i = \frac{D^2 \cdot s}{Q \cdot 21231} = \frac{100^2 \cdot 600}{47,11 \cdot 21231} = 5,99 \text{ sn}$$

Enjeksiyon Silindiri

$$t_i = \frac{D^2 \cdot s}{Q \cdot 21231} = \frac{200^2 \cdot 600}{141,36 \cdot 21231} = 7,99 \text{ sn}$$

Grup Silindiri

$$t_i = \frac{D^2 \cdot s}{Q \cdot 21231} = \frac{100^2 \cdot 500}{18,84 \cdot 21231} = 12,5 \text{ sn}$$

İtici Silindir

$$t_i = \frac{D^2 \cdot s}{Q \cdot 21231} = \frac{50^2 \cdot 100}{23,56 \cdot 21231} = 0,49 \text{ sn}$$

— Bcru Çaplarının Hesabı

Mangene Silindiri

$$D_p = 4,6 \sqrt{\frac{Q_p}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{47,11}{6}} = 12,88 \text{ mm}$$

Basınc hattında $V = 6-8 \text{ m/sn}$ alınır

Tank hattında $V = 2 \text{ m/sn}$ alınır

$$Q_r = Ar \cdot V$$

$$A_r = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi (10^2 - 4,5^2) = 62,63 \text{ cm}^2$$

$$Q_r = Ar \cdot V = 62,63 \cdot 10 = 626,3 \text{ cm}^3/\text{sn} = 37,58 \text{ lt/dak}$$

$$D_r = 4,6 \sqrt{\frac{Q_r}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{37,58}{2}} = 19,93 \text{ mm}$$

Enjeksiyon Silindiri

$$D_p = 4,6 \sqrt{\frac{Q_p}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{141,36}{6}} = 22,32 \text{ mm}$$

$$Q_r = Ar \cdot V$$

$$A_r = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi (20^2 - 9^2) = 250,54 \text{ cm}^2$$

$$Q_r = Ar \cdot V = 250,54 \cdot 7,5 = 1879,06 \text{ cm}^3/\text{sn} = 112,74 \text{ lt/dak}$$

$$D_r = 4,6 \sqrt{\frac{Q_r}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{112,74}{2}} = 34,53 \text{ mm}$$

Grup Silindiri

$$D_p = 4,6 \sqrt{\frac{Q_p}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{18,84}{6}} = 8,15 \text{ mm}$$

$$Q_r = Ar \cdot V$$

$$A_r = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi (10^2 - 4,5^2) = 62,63 \text{ cm}^2$$

$$Q_r = Ar \cdot V = 62,63 \cdot 4 = 250,52 \text{ cm}^3/\text{sn} = 15,03 \text{ lt/dak}$$

$$D_r = 4,6 \sqrt{\frac{Q_r}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{15,03}{2}} = 12,61 \text{ mm}$$

İtinic Silindir

$$D_p = 4,6 \sqrt{\frac{Q_p}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{23,56}{6}} = 9,11 \text{ mm}$$

$$Q_r = Ar \cdot V$$

$$A_r = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi (5^2 - 2,2^2) = 15,83 \text{ cm}^2$$

$$Q_r = Ar \cdot V = 15,83 \cdot 20 = 316,67 \text{ cm}^3/\text{sn} = 19 \text{ lt/dak}$$

$$D_r = 4,6 \sqrt{\frac{Q_r}{V}} = 4,6 \sqrt{\frac{19}{2}} = 14,17 \text{ mm}$$

— Güçlerin Hesaplanması

Mengene Silindiri

$$N = \frac{P \cdot Q}{510} = \frac{175 \cdot 47,11}{510} = 16,16 \text{ kw}$$

Enjeksiyon silindiri

$$N = \frac{P \cdot Q}{510} = \frac{175 \cdot 141,36}{510} = 48,50 \text{ kw}$$

Grup Silindiri

$$N = \frac{P \cdot Q}{510} = \frac{175 \cdot 18,84}{510} = 6,46 \text{ kw}$$

İtici Silindir

$$N = \frac{P \cdot Q}{510} = \frac{175 \cdot 23,56}{510} = 8,08 \text{ kw}$$

— Valflerin Seçimi

2 numarada elektrik kontrollü debi ve basınç kontrol valfi:

3 numarada yön kontrol valfi:

4 numarada oransal yön kontrol valfi:

5 numarada selenoid yön kontrol valfi:

6 numarada selenoid yön kontrol valfi:

7 numarada kartriç valfi:

8 numarada kartriç valfi:

9 numarada yön kontrol valfi:

10 numarada basınç kontrol valfi:

11 numarada yön kontrol valfi:

— Pompa Ve Hidromotor Seçimi

Pompa

$$P_{\max} = 210 \text{ bar}$$

$$Q_{\max} = 198 \text{ lt/dak}$$

Hidromotor

$$M = 80 \text{ daN.m}$$

$$n = 200 \text{ d/d}$$

$$Q_{\text{gerekli}} = V_g \cdot n = 737 \cdot 200 = 147400 \text{ cm}^3/\text{dak} = 147,40 \text{ lt/dak}$$

$$\Delta P = 75 \text{ bar}$$

$$N = 18 \text{ kw} = 24,48 \text{ B.G}$$

$$\eta_g = 0,85$$

$$\eta_v = 0,95$$

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_h$$

$$\eta_{mh} = \eta_m \cdot \eta_h = \frac{85}{95} \cdot 100 = 90$$

Eğer η_{mh} % 100 olsaydı motorun momenti:

$$M = \frac{80}{0,8947} = 89,41 \text{ daN.m}$$

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{737 \cdot 200}{1000 \cdot 0,95} = 155 \text{ lt/dak}$$

$$n = \frac{Q \cdot \eta_v \cdot 1000}{V_g} = \frac{198 \cdot 0,95 \cdot 1000}{737} = 255 \text{ d/d}$$

$$M = \frac{\Delta P \cdot V_g \cdot \eta_{hm}}{2 \cdot \pi \cdot 100} = \frac{175 \cdot 737 \cdot 0,90}{2 \cdot \pi \cdot 100} = 184,74 \text{ daN.m}$$

$$N = \frac{\Delta P \cdot Q \cdot \eta_g}{600} = \frac{175 \cdot 198 \cdot 0,85}{600} = 49,08 \text{ kw}$$

5.BÖLÜM.

5.0.HİDROLİK TRANSMİSYON SİSTEMLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

5.1.GİRİŞ.

Hidrolik sistemlerin tasarımı hidrolik devre şemasının çizilmesiyle başlar.Tasarımcı hidrolik malzemeimalatçıların kataloglarından işe uygun malzemeleri seçerek projede kullanılacak olan malzeme listesini oluşturur.Prototip imal edildikten sonra sistemin ayarları yapılarak sistem devreye alınır.İşte tüm bu işlemlerin yapılması esnasında bilgisayar destekli tasarım yöntemleri tasarımcıya kolaylık sağlar ve uygun malzemelerin seçilerek kullanılmasını , sistemin çalışması esnasındaki ayar değerlerine göre sistemdeki basınç, debive kayıpların hesaplanmasını sağlar.Bunların ötesinde düşük maliyetli ,yüksek güvenilirliği olan ,güç/ağırlık oranı yüksek ve montajı basit olan komponentlerin kullanılması tasarımcı için göz önünde bulundurulması gereken hususlardır.Bu bölümde kısım 1.1' de tarifi verilmiş olan açık ve kapalı devre hidrolik transmisyon sistemleri esas alınarak dizayn algoritması yapılmaya çalışılacaktır.Açık devre hidrolik sistemlerde hidromotor uygulamalarının dışında silindir kullanılarak da çeşitli hidrolik devrelerin oluşturulması mümkündür.

5.2.DİZAYN ALGORİTMASI

Genel olarak hidrolik sistemlerin dizayn algoritması aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 1)Çalışma basıncı ve kullanıcı tipi belirlenir.
 - 2)Kullanıcı ile ilgili teknik değerler alınır.(devir,moment,kuvvet,hız v.b.)
 - 3)Minimum kullanıcı ölçüsü belirlendikten sonra verilen hız değerine cevap verebilecek kullanıcı için gerekli olan debi değeri belirlenir.Eğer kullanıcı hidrolik silindir ise dönüş yağı debisi göz önüne alınır.
 - 4)Bulunan debi değeri ve tahrik kaynağının hızına göre pompa tipi ve ölçüsü belirlenir.Belirlenen pompa debisine göre kayıplar da gözönüne alınarak değerler tekrar hesap edilir.Eğer kullanıcı pompa değişken deplasmanlı bir pompa ise 3 üncü adımda hesaplanan debi değeri gerçek değer olarak göz önüne alınabilir.
 - 5)Gerçek debi değerine göre boru ölçüleri belirlenir.
 - 6)Seçilen boruların nominal çapına göre basınç emniyet valfi ve yön kontrol valfi belirlenerek bu elemanların basınç kayıpları ve kayıp katsayıları hesaplanır.
 - 7)Maksimum debiyi geçirebilecek filtre seçimi yapılır.
 - 8)Kullanılacak olan bağlantı elemanları tipleri ve adetleri belirlenir.
 - 9)Bağlantı elemanları,borular ve hortumlardan geçen akışın kayıpları hesap edilir.
 - 10)Tüm basınç kayıpları gözönüne alınarak pompa basıncı belirlenir.
 - 11)Basınç kayıp katsayıları belirlenir.
 - 12)Basınç emniyet valfinin ayar değeri hesaplanır.
 - 13)Pompayı tahrik edecek olan tahrik kaynağının gücü belirlenir.
- Tüm bu işlemler ana program ile alt programlardan oluşur ve akış şemalarınca gösterilir.

5.3.PROGRAMLAR

Ana program iki kısımdan oluşur.

- Kullanılacak malzemelerin seçiminin yapıldığı kısım.
- Basınç kayıplarının hesaplandığı kısım.

Şekil 5.1.'de ana programın akış şeması görülmektedir.Akış şemasında kullanılacak semboller semboller listesi kısmında verilmiştir.

Ana program : CADHST

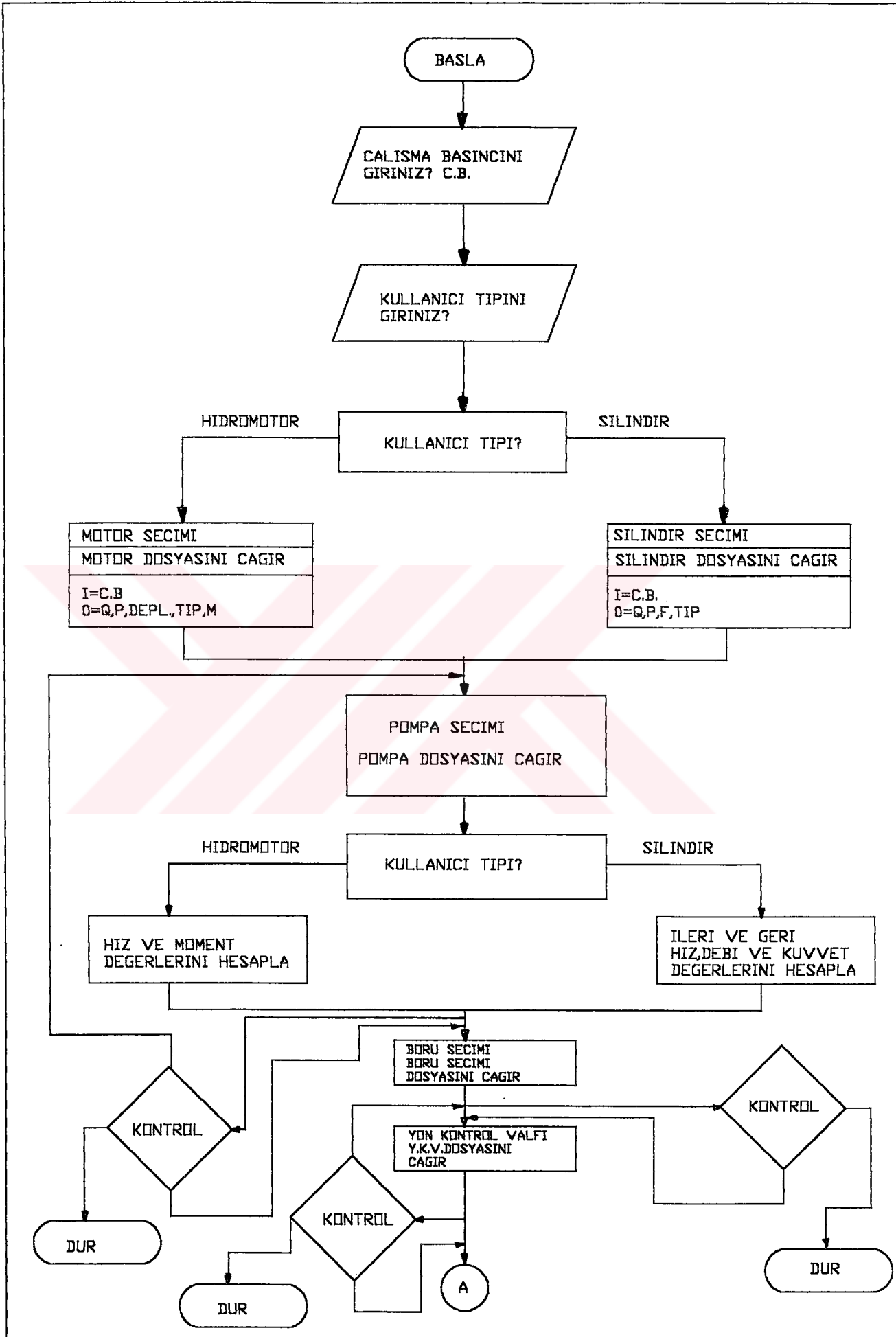
Alt programlar: Sil:Silindir seçimi.
Mot:Motor seçimi.
Pom:Pompa seçimi.
Boru: Boru seçimi.
Y.k.v.:Yön kontrol valfi seçimi .
B.e.v.: Basınç emniyet valfi seçimi.
Fil :Filtre seçimi.
B.kay: Basınç kayıplarının hesaplanması.
O.K.: Program kontrolü.

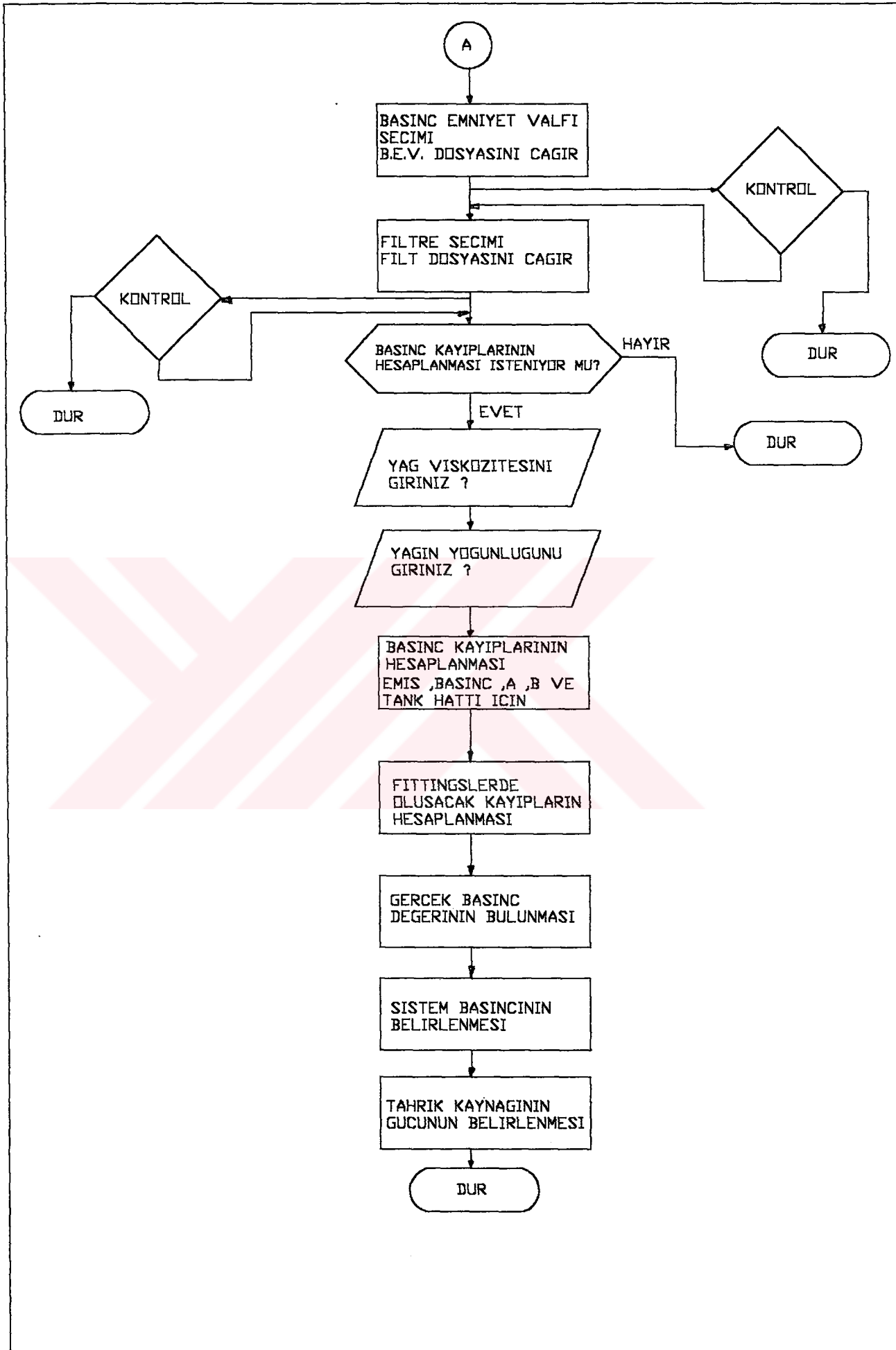
Malzeme programı: M.P.

Teknik değerler: Sild: Silindir değerleri.
Motd:Motor değerleri.
Pomd:Pompa değerleri.
Y.k.v.d.:Yön kontrol valfi değerleri
Bevd: Basınç emniyet valfi değerleri.
Fild:Filtre değerleri.

Veri dosyası: Veri :Ekrandan girilen değerler.

Çıktı dosyası : Çıktı :Seçilen elemanlar ve teknik değerleri.





EKLER.

HİDROLİK SEMBOLLER LİSTESİ.

Akışkan tesisatı ve depolama

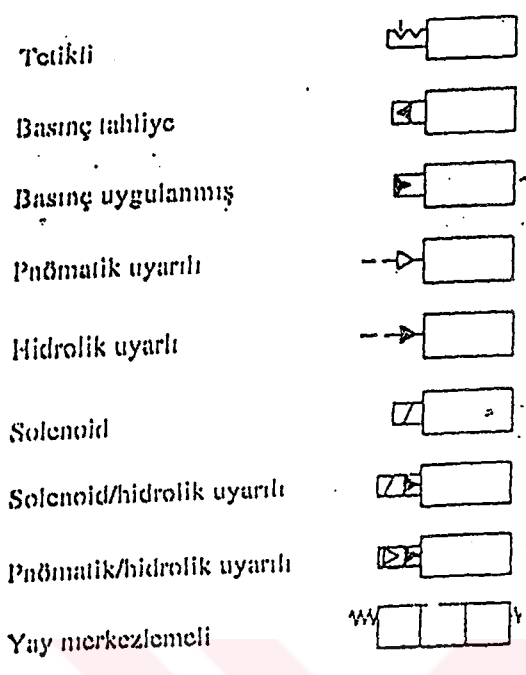
Basınç kaynağı	
Çalışma hattı, dönüş hattı, besleme hattı	
Pilot kontrol hattı	
Tahliye hattı	
Kapama hattı	
Esnek hat	
Elektrik hattı	
Boru bağlantıları	
Çapraz boru hattı (bağlantısız)	
Havalandırma	
Sıvı seviyesinin altından girişli depo	
Sıvı seviyesinin üstünden girişli depo	

Çeşitli semboller

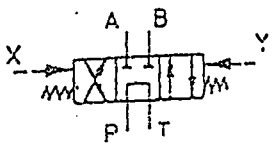
Elektrik motoru	
İçten yanmalı motor	
Pompa ve tahrik birleştirmeli elektrik motoru	
Tıkalı hat	
Sökülü kapalı hat	
Çabuk bağlama kaplini	
Döner bağlantı	
Akümülatör	
Filtre, süzgeç	
Soğutucu hatlarıyla soğutucu	
Isıtıcı	
Basınç göstergesi	
Akış göstergesi	
Termometre	
Basınç anahtarı (elektrikli)	
Kapama valfi	

Pompalar, motorlar ve tahrikler

	Sabit	Değişken		
Tek yönlü pompa			Çift etkili hareketlendirici	
Çift yönlü pompa			Diferansiyel hareketlendirici	
Tek yönlü motor			Çift hareketlendirici	
Çift yönlü motor			İki yöne ayarlanabilir yastıklamalı çift etkili hareketlendirici	
Tek yönlü ters akışlı pompa/motor			İki yönde sabit yastıklamalı çift etkili hareketlendirici	
Tek yönlü ve akışlı pompa/motor			Teleskobik, tek etkili hareketlendirici	
Çift yönlü ve akışlı pompa/motor			Teleskobik, çift etkili hareketlendirici	
Hidrostatik tahrik, ayrı sistem tipi			Basınç arttırıcı (yükseltici)	
Birleşik geri dönüş çıkışlı hidrostatik tahrik birimi				
Döner hareketlendirici			Valf uyarı yöntemleri	
			Genel elle uyarı	
Doğrusal Hareketlendiriciler			Kollu (döner veya doğrusal)	
Tek etkili (yük, pistonu geri getirir)			Butonlu	
Tek etkili hareketlendirici (yük, pistonu geri getirir)			Ayak pedallı	
Tek etkili hareketlendirici (yük, pistonu geri getirir)			Makaralı	
Tek etkili hareketlendirici			Pimli	
			Yaylı	

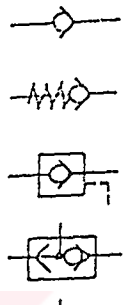


Valf giriş çık. dedikleri
 Çalışma hatları A,B
 - Pilot hatları X,Y
 Basınç hattı P
 Depo hattı T



Yön kontrol valfleri

Çek valf
 Yaylı çek valf
 Ön uyarılı çek valf
 "VEYA" valfi



İki konumlu yön kontrol valfi



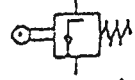
"VE" valfi



Üç konumlu yön kontrol valfi



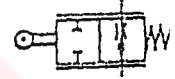
Kısma valfi



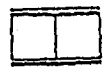
Geçiş konumları önemli yön kontrol valfleri



Kısma valfi



İki kesik ve sonsuz sayıda kısma konumlu valf

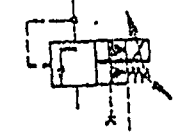


Üç kesik ve sonsuz sayıda kısma konumlu valf



Servo ve oransal valf

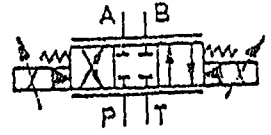
Oransal kontrollü basınç emniyet valfi (en yüksek tam basınç sınırlamalı)



İki konumlu, iki yollu valf



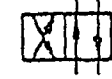
Pilot kumandalı oransal yön kontrol valfi



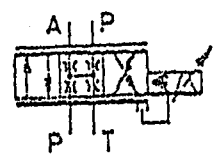
İki konumlu, üç yollu valf



İki konumlu, dört yollu valf



Mekanik geri beslemeli, standart bindirmeli ve hidrolik sınırlanmış 4-yollu servo valf



İki konumlu, beş yollu valf

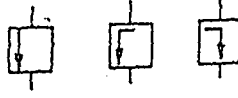


Kapalı merkezli üç konumlu, dört yollu valf



Basınç kontrolleri

Normalde açık veya kapalı kısma orifisi (isteye bağlı)



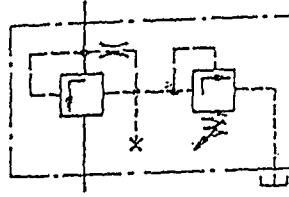
Basınç emniyet valfi (sabit)



Basınç emniyet valfi (ayarlanabilir)



Dıştan tahliyeli basınç emniyet valfinin detaylı sembolü



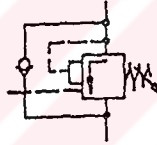
Pilot kontrollü basınç tahliye valfinin ayrıntılı sembolü (Dıştan tahliyeli basınç emniyet valfi)



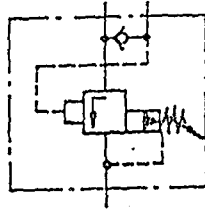
İçten tahliyeli basınç emniyet valfi



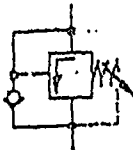
Fren valfi



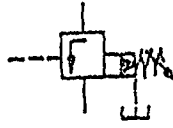
Boşaltma valfi (akümülatör doldurma valfi)



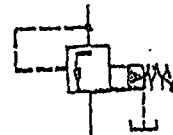
Karşı denge valfi (geri basınç valfi)



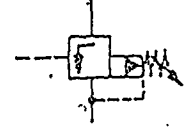
Uzaktan kontrollü sıralama valfi (dış pilot)



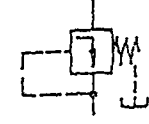
Doğrudan kontrollü sıralama valfi (iç pilot)



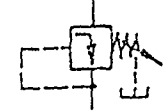
Basınç düşme valfi (Ayarlanabilir)



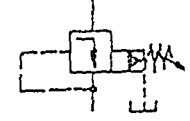
Basınç düşürme valfi (sabit)



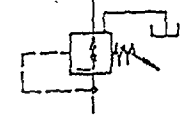
Basınç düşürme valfi (ayarlanabilir)



Pilot kumandalı Basınç düşürme valfi

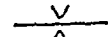


Üç yollu basınç düşürme valfi

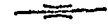


Akış kontrolleri

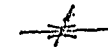
Viskoziteden etkilenmeyen (hassas) kısma valfi



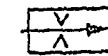
Kısma valfi (sabit)



Kısma valfi (ayarlanabilir)



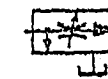
Basınç ve sıcaklık dengelenmiş akış kontrol valfi



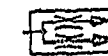
Çekli ayarlanabilir akış kontrol valfi



Basınç duyarlı üç yollu akış kontrol valfi



Akış bölücü



Sonuçlar ve Öneriler:

Son günlerde hızla önem kazanan Avrupa Birliđi konussu yurdumuzda normlarına uygun şekilde makina imal edilmesi konusunda etkin bir faktör olmaktadır. Bu nedenle güvenilir, hassas, hızlı ve enerji ekonomisini sağlayan makinaların imal edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle akışkan gücü kontrol sisstemlerinin tasarımında yapılması düşünölen işe uygun malzeme seçiminde her bir kompenentın çalışma şeklinin bilinmesi ve sisteminin ihtiyaçlarına uygun malzemelerin seçilmesi gerekmektedir. Uygun malzeme seçiminde çoğunlukla tasarım aşamasında bir algoritma takip edilerek deneme-yanılma metodu ile sistemin gerekli teknik değerleri statik şartlar altında bulunabilir. Bu teknik değerleri kullanarak malzeme seçimini yapmak mümkün olmaktadır. Ancak sistemin dinamik çalışmasını inceleyen türde çalışmaların yapılması hassasiyeti arttıracaktır.

ÖZGEÇMİŞ;

Tayfun Arın;

1971 yılında İstanbulda doğdu. İlk , Orta ve Lise tahsilini sırsıyla Selim Sırrı Tarcan

İlkokulu, Şişli Talatpaşa Ortaokulu ve Şişli Lisesinde tamamladıktan sonra 1989 yılında

Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümüne

girmeye hak kazandı 1993 yılında Y.T.Ü.Makina Mühendisliği bölümünden mezun

olarak aynı üniversitenin F.B.E. Makina Mühendisliği Enerji bölümünde Yüksek Lisans

çalışmalarına başladı. 1994 yılında tez çalışmalarını sürdürürken HİDROPAK A.Ş.'de

çalışma hayatına başladı halen aynı firmada hidrolik konusunda Makina Mühendisi

olarak görevini sürdürmektedir.

KAYNAKLAR :

- 1) Merrit, Herbert E: Hydraulic Control Systems (1985)
- 2) Pinches, Michael J; Ashby John G: Power Hydraulics (1991)
- 3) Rexroth: Der Hydraulik Trainer (1985)
- 4) Vickers: Hydraulics Plus Electronics Components And Systems for Industrial Applications (1995)
- 5) Vickers: Industrial Hydraulics Manual (1995)
- 6) Vickers: Principles of Proportional Valves (1995)
- 7) Watton, J: Fluid Power Systems (1990)

