

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

84943

# HİDROLİK TAHRİKLİ DERİN ÇEKME PRESLERİNİN TASARIM KRİTERLERİ

Mak. Müh. Suat BAŞER

F.B.E. Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

Doç. Dr. Ferhat Dikmen

Doç. Dr. Ahmet Altan

İSTANBUL, 1999

84943

# İÇİNDEKİLER

ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	v
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Sınıflandırma.....	3
1.1.1 Sıkıştırma Presleri.....	3
1.1.2 Metal İşleme Presleri.....	4
1.1.3 Lastik Presleri.....	5
1.2 Kullanılma Alanları.....	5
2. Derin Çekme Preslerinin Konstrüksiyonu.....	8
3. Derin Çekme Preslerinin Tasarım Kriterleri.....	9
3.2 Baskı Hızı.....	9
3.3.1 Çekme Kuvvetinin Belirlenmesi.....	10
3.3.2 Baskı Kuvvetinin Belirlenmesi.....	14
3.3.3 Malzeme ve Özellikleri.....	17
4. Mekanik Tasarım.....	18
4.1. Hidrolik Derin Çekme Preslerinde Mekanik Tasarım.....	18
4.2. C tipi Hidrolik Derin Çekme Preslerinde Mekanik Tasarım.....	21
5. Tahrik Sistemleri.....	23
5.1. Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tahrik Sistemlerinin Gelişimi.....	23
5.2. Hidrolik Tahrik Sistemleri.....	24
5.2.1. Güç Ünitesi.....	25
5.2.2. Depo ve Donanım.....	25
5.2.3. Valfler.....	28
5.2.3.1. Yön Denetim Valfleri.....	29
5.2.3.2. Çekvalfler.....	31
5.2.3.2.2. Öndolum Valfi.....	32

5.2.3.3.	Lojik Valfler.....	34
5.2.3.4.	Akış Denetim Valfleri.....	34
5.2.3.5.	Basınç Denetim Valfleri.....	35
5.2.3.4.1.	Doğrudan Uyarılı Basınç Denetim Valfleri.....	36
5.2.3.4.2.	Pilot Uyarılı Basınç Denetim Valfleri.....	37
5.2.3.4.3.	Basınç Sıralama Valfleri.....	37
5.2.3.4.4.	Basınç Düşürücü Valfler.....	38
5.2.4.	Hidrolik Silindirler.....	39
5.2.4.1.	Boru Et Kalınlığı Hesabı.....	41
5.2.4.2.	Silindir Taban Kalınlığı Hesabı.....	42
5.2.4.3.	Piston Kolu Burkulma Hesabı.....	43
5.2.5.	Pompalar.....	44
5.2.5.1.	Paletli Pompalar.....	44
5.2.5.1.1	Değişken Debili Paletli Pompalar.....	45
5.2.5.1.2	Basınç Duyarlı Değişken Debili Paletli Pompalar.....	46
5.2.5.2.	Dişli Pompalar.....	47
5.2.5.3.	İçten Dişli Pompalar.....	48
5.2.5.4.	Pistonlu Pompalar.....	49
5.2.5.4.1.2.	Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompa.....	51
5.2.5.4.1.3.	Akış Ayarlı Değişken Debili Pompa.....	52
5.2.5.4.1.4.	Uzaktan Basınç Ayarlamalı Değişken Debili Pompa.....	53
5.2.6.	Sızdırmazlık Elemanları.....	54
5.2.6.1	Takım Keçeler.....	54
5.2.6.2	Nutringler.....	55
5.2.6.3	Kompakt Keçeler.....	55
5.2.6.4	O-ringler.....	56
6.	Hidrolik Derin Çekme Presleri için Devre Uygulamaları.....	58
6.1.	Devre I.....	57
6.2.	Devre II.....	60
6.3.	Devre III.....	64
6.4.	Devre IV.....	68
6.5.	Devre V.....	71
6.6.	Devre VI.....	72
6.7.	Devre VII.....	76
6.8.	Devrelerin Karşılaştırılması.....	79
6.9.	Örnek Devre ve Uygulama.....	80
4.	Sonuç.....	100
5.	Kaynaklar.....	101
6.	Özgeçmiş.....	102

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Hidrolik Pres.....	2
Şekil 3.1	Zımba Yoluna Bağlı Olarak Çekme Kuvvetinin Değişimi.....	10
Şekil 3.2	Silindirik Çekmenin Oluşumu.....	11
Şekil 3.3	Çekme Kuvveti ile Zımba Yolu Arasındaki İlişki.....	12
Şekil 3.4	Çekme Oranları Sınır Değerleri.....	13
Şekil 3.5	Çekme Kuvveti ve Baskı Kuvveti Diyagramı.....	14
Şekil 3.6	Saç Kenarının Teğetsel Gerilmeler Nedeniyle Buruşması.....	15
Şekil 3.7	Baskı Kuvvetleri için Yüzey Basınçları.....	15
Şekil 4.1	Kolonlu tip Hidrolik Preste Oluşan Kuvvetler.....	19
Şekil 4.2	Alt Plaka Konstrüksiyonu.....	20
Şekil 4.3	Ana Silindir Plakası Konstrüksiyonu.....	20
Şekil 4.4	C tipi Hidrolik Preste Kuvvet Durumları.....	21
Şekil 5.1	Güç Ünitesi.....	25
Şekil 5.2	Basınç Filtresi.....	26
Şekil 5.3	Depolarda Enerji Kaybının Isı Yayılımı.....	28
Şekil 5.4	Kısma Bölgesindeki Basınç Farkı.....	28
Şekil 5.5	Kısma Bölgesinde Akış.....	28
Şekil 5.6	4/2 Bir Yön denetim Valfi.....	31
Şekil 5.7	Yön Valfi Uyarı Çeşitleri.....	31
Şekil 5.8	4/3 ve 4/2 Valflerin Konumları.....	32
Şekil 5.9	Öndolum Valfi Şeması.....	33
Şekil 5.10	Bir Öndolum Valfi.....	33
Şekil 5.11	Öndolum Valfinin Kullanımı.....	34
Şekil 5.12	Lojik Valf.....	36
Şekil 5.13	Kısma Valfinin Kullanımı.....	36
Şekil 5.14	Basınç Denetim Valfi Sembolü.....	36
Şekil 5.15	Doğrudan Uyarılı Basınç Emniyet Valfi.....	37
Şekil 5.16	Ön Uyarılı Basınç Emniyet Valfi.....	38
Şekil 5.17	Basınç Sıralama Valfi.....	39
Şekil 5.18	Basınç Düşürücü Valf.....	40
Şekil 5.19	Hidrolik Silindir.....	41
Şekil 5.20	Hidrolik Silindir Tabanı.....	43

Şekil 5.21	Hidrolik Silindir Burkulma Durumları.....	44
Şekil 5.22	Paletli Pompa Çalışma İlkesi.....	45
Şekil 5.23	Değişken Debili Paletli Pompa.....	46
Şekil 5.24	Değişken Debili Paletli Pompa Basınç-Debi Eğrisi.....	47
Şekil 5.25	Basınç Duyarlı Değişken Debili Paletli Pompa.....	47
Şekil 5.26	Dişli Pompa.....	48
Şekil 5.27	Pistonlu Pompa Elemanları ve Çalışması.....	49
Şekil 5.28	Basınç Duyarlı Değişken Debili Pistonlu Pompa.....	52
Şekil 5.29	Akış Ayarlı Değişken Debili Pistonlu Pompa.....	53
Şekil 5.30	Uzaktan Basınç Ayarlamalı Değişken Debili Pistonlu Pompa.....	54
Şekil 5.31	Takım Keçe.....	55
Şekil 5.32	Nutring.....	56
Şekil 5.33	Kompact Keçe.....	57
Şekil 5.34	O-ring.....	57
Şekil 6.1	Pot Silindirleri.....	85
Şekil 6.2	Pot Kaldırma Silindiri Debileri.....	86
Şekil 6.3	Öndolum Valfi Uygulamaları.....	89
Şekil 6.4	Yön Denetim Valfi Basınç-Debi Eğrisi.....	90
Şekil 6.5	Basınç Denetim Valfi Basınç-Debi Eğrisi.....	91
Şekil 6.6	Oransal Basınç Denetim Valfi Basınç-Debi Eğrisi.....	92
Şekil 6.7	Lojik Valf Basınç-Debi Eğrisi.....	93
Şekil 6.8	Takım Keçe Montajı.....	94
Şekil 6.9	Kompakt Keçe Montajı.....	95
Şekil 6.10	Alt Plakaya Gelen Kuvvetler ve Moment Diyagramı.....	95
Şekil 6.11	800/300 t Örnek Hidrolik Derin Çekme Presi.....	96
Şekil 6.12	Ana Gövdenin Üstten Görünüşü.....	98

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	Değişik Şekillerdeki Parçalar için Pratik Çekme Formülleri.....	13
Çizelge 5.1	Pompalar ve Teknik Özellikleri.....	54
Çizelge 6.1	Devre I Bobinlerin Çalışma Konumları.....	61
Çizelge 6.2	Devre II Bobinlerin Çalışma Konumları.....	64
Çizelge 6.3	Devre III Bobinlerin Çalışma Konumları.....	68
Çizelge 6.4	Devre IV Bobinlerin Çalışma Konumları.....	72
Çizelge 6.5	Devre V Bobinlerin Çalışma Konumları.....	74
Çizelge 6.6	Devre VI Bobinlerin Çalışma Konumları.....	78
Çizelge 6.7	Devre VII Bobinlerin Çalışma Konumları.....	80
Çizelge 6.9	Devre VIII Bobinlerin Çalışma Konumları.....	85
Çizelge 6.10	Ön Dolum Valfi Uygulamaları.....	90
Çizelge 6.12	Yön Denetim Valfi Konum Numaraları.....	92

## ÖNSÖZ

“**Hidrolik Güç**” insan oğlunun “**Buhar Gücü**”nden sonra keşfettiği önemli bir buluştur. Değişik uygulama alanlarında insan oğlunun hizmetine sunulan bu buluş, endüstride giderek önemi artan bir yer kazanmaktadır. İleri teknoloji, ağır işçilik ve köklü deneyim gerektiren “**Hidrolik Pres**” imalatı ise bu sektörün uygulama alanlarından biri oluşturmaktadır.

Gelişen teknolojiyi yakından takip eden bir mühendis ekibinin ortak çalışması sonucu yüksek kalitede max. verimi son derece ekonomik bir yolla yakalayan firmalar başarılı olabilirler.

Bu çalışmanın önümüzdeki yıllarda öğrenci ve hocalarıma faydalı olması dileğiyle, başta bilgi ve tecrübesiyle beni yönlendiren sayın Hocam Yrd. Doç. Dr. **Muharrem BOĞOÇLU** Bey olmak üzere, çalışmam sırasında bana yardımlarını esirgemeyen Mak. Müh. Adem **ŞAHİNER** ve Mak. Müh. Ramazan **ORDUKUZKUN**, ADA Makine Ltd. Şti. prsoneline ve özellikle manevi desteği ve sabırlarından dolayı kıymetli Eşime teşekkür ederim.

## ÖZET

Günümüzde hidrolik derin çekme presleri, metal endüstrisinde çok önemli bir yere sahiptirler. Hatta birçok sektörde lokomotif görevi görmektedirler.

Bu açıdan hidrolik derin çekme presi üreticileri açısından aşağıdaki bilgiler çok önem taşımaktadır.

- Preste nasıl ve ne büyüklükte işlerin yapılacağı
- Çekme yapılacak sacın özellikleri
- Sacın geometrisini
- Sacın çekilebilmesi için gerekli hızları
- Yapılacak en büyük işin boyutlarını (presin kapasitesini belirlemek için son derece önemlidir.)

Mekanik dizaynın yanında uygun hidrolik devre de presin verimi için önemlidir. Çünkü hatalı dizayn edilen devre, ya çalışmayacak yada sık sık arıza verecektir. Bu yüzden hidrolik ünite dizaynında presin hızlarına göre uygun ekipmanlar (valfler, pompalar vs.) seçilmelidir. Bunun için yeterli teknik dökümantasyon bulundurulmalı veya temin edilmelidir.

Bu çalışma esnasında değişik yerli ve yabancı kaynaklar kullanıldı. Çekme kuvvetinin tespiti ile ilgili deneyler yapıldı. Yapılan deneyler sonucunda genel olarak baskı plakası basıncının çekme kuvvetinin 0,5...0,7 katı olduğu tespit edildi.



## ABSTRACT

Hydraulic deep drawing presses have very important place in the field of finished goods. They are leaders of many sectors as a production machines.

Manufacturers must concentrate on speed, long life, solidity, safety and noise of the machine in the contrutions. Before the construction of the press, they have to know some exact points about these subjects:

- the quality and dimensions of the goods deep-drawn by the press.

- the properties of the metal plate for deep-drawing.

- the geometry of the metal plate.

- the sufficient speed for deep-drawing of the metal plate.

- the maximum dimensions of the goods produced by the press: it's very important to determine the capacity of the machine.

They have to design appropriate hydraulic circuit to obtain maximum efficiency. Also the hydraulic circuit which is wrongly designed, will cause some problems. Thus, they have to choose right equipments (such as pumps, valves...) by forming hydraulic unit according to the speed of the press. For this reason they have to get sufficient and theoretical documents in their technical office.

Foreign and Turkish sources are used to prepare for this thesis. Some experiences are realised to determine the deep-drawing force.

At the end of the work (after some long experiments) the result :

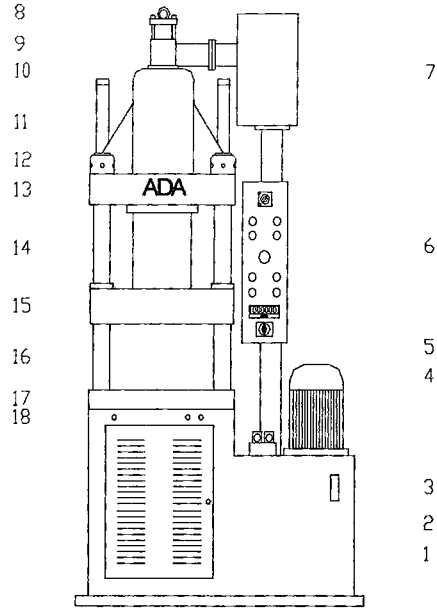
$P_{\text{Press Plate}} = (0,5 \dots 0,7) \times F_{\text{Deep Drawing}}$  is found.

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Hidrolik Presler

Hidrolik bir sistemle hareket ettirilen bir hareketli plaka, iki sabit plakadan oluşan hidrolik presler çok değişik şekillerde dizayn edilebilir ve amaca göre kullanılırlar. Genellikle “koç” tabir edilen hareketli plaka iş parçasına basınç uygulanmaya başlandığı zaman düşük bir hızla harekete devam eder. Presleme kuvvetinin kontrol edilebilmesi, kalıptaki işin akış hızının da kontrol altında tutulabilmesini sağlar. Bu durum, toleransları dar sınırlar içinde parçaların imalatında avantajlıdır. Bu avantajları kısaca şöyle sıralayabiliriz.

- Basınç kontrol valfi sayesinde strok'un herhangi bir noktasında basınç istenilen değere ayarlanabilir.
- Şekil değişim hızı kontrol edilebileceği gibi, gerektiği taktirde strok sırasında değiştirilebilir.
- Sıcak iş parçasından kalıba aşırı ısı iletiminin problem olmadığı ve engellendiği hallerde darbe iletiminin iletiminin az olması nedeni ile kalıp ömrü uzun olur.
- Presleme kuvveti tamamen yere iletilmez. Mesela 300 tonluk bir preste 300 t alt plaka ve hareketli plaka arasında elde edilir. Elde edilen 300 t zemine iletilmez.
- Mekanik presler gibi vuruntulu çalışmadığından ,gürültü meydana gelmez.
- 1-2 tondan 5000 tona kadar hidrolik pres üretimi gerçekleştirilmektedir.



Şekil 1.1 Hidrolik Pres.

- |                                   |                          |
|-----------------------------------|--------------------------|
| 1... Şase                         | 10... Ana Silindir       |
| 2... Hidrolik Takoz               | 11... Yardımcı Silindir  |
| 3... Yağ Seviye Göstergesi        | 12... Kolon Mili Somun   |
| 4... Motor                        | 13... Ana Silindir Plaka |
| 5... Yardımcı Depo Tahliye Borusu | 14... Ana Piston         |
| 6... Elektrik Panosu              | 15... Hareketli Plaka    |
| 7... Yardımcı Depo                | 16... Kolon Mili         |
| 8... Kaldırma Halkası             | 17... Alt Plaka          |
| 9... Öndolum Valfi                | 18... Kumanda Paneli     |

## 1.2. Sınıflandırma

### 1.2.1.Sıkıştırma (toz hammadde) Presleri

- Seramik Presleri      -Bakalit Presleri
- Balata Presleri      -Kontraplak Presleri
- Melamin Presleri    -Tuğla Presleri
- Polyester Presleri   -BTB Presleri
- Mobilya Presleri

### 1.2.2.Metal İşleme Presleri

- Hidrolik Derin Çekme Presleri
- Form Presleri (bükme, delme, doğrultma vs.)

### 1.2.3. Lastik Presleri

### 1.2.4. Özel Amaçlı Presler

#### 1.2.1. Sıkıştırma (toz hammadde) Presleri.

Bu preslerde, toz hammaddeleri kalıbın içinde sıkıştırmak suretiyle ve kimi zamanda ısı yardımıyla kalıbın şeklini aldirarak mamül elde etme işlemi uygulanır. Bu preslerde “koç” genellikle aşağıdan yukarıya doğru sıkıştırma yapar (kontraplak presleri hariç).

Bu tür preslerin tamamına yakınında, -özel haller hariç- “koç” un iş üzerindeki hızı 2-4 mm/s dir. Çalışma basıncı yine tamamına yakınında max. 200-250 bar olarak kullanılır. Bu gruptaki tüm preslerin ortak özelliği, pres istenen basınca ulaştığında, bir müddet basınç altında beklemesi istenir. Çünkü bu hammaddenin kalıbın şeklini alması için önemlidir. Fakat bu sıkıştırma işlemi için, melamin presleri, polyester presleri, kontraplak presleri ve bazı tuğla preslerinde alt plaka ve “koç” plakaya bağlı 1'er ad. ısıtıcı plaka veya ısıtıcı kalıp kullanılır ve gereken ısı değeri yaklaşık 120~200 °C dir. Bu preslerde ısıtıcı plaka yardımıyla toz hammadde kalıp içerisinde pişirilir ve basınç altında bir süre bekleyerek -bu süre değişkenlik arz eder- hammaddenin kalıp içerisinde yayılarak kalıbın şeklini alması sağlanır.

preslerinde ısıtıcı plakalar kullanılmaz. Form presleri derin çekme preslerine göre daha basit yapıdadır. Nadir olarak yukarıda bahsedilen işlemlerden sonra bir hidrolik silindir yardımıyla mamül kalıptan çıkartmak gerekir. Değişik hızlarda, müşterinin isteğine göre üretilebilirler.

#### 1.2.4. Lastik Presleri

Bu preslerde çalışma ilkesi olarak toz hammadde kullanılarak değişik ürünler elde edilen presler gibidir. Yine bu preslerde lastik hammadde yoğrulmuş ve büyük parça halinde (büyüklük üretilecek parçaya göre değişir, anlatılmak istenen hammaddenin toz olmamasıdır.) kalıba konur. Presin start almasıyla birlikte koç plaka kapanarak önceden ayarlanan ısı ve basınç altında kalıbın şeklini alır. Fakat bu presleri diğer preslerden ayıran en büyük özellik şudur. Pres baskıya geçtiği zaman I. baskıda, lastik kalıbın şeklini almasıyla birlikte içerisinde bulunan bir miktar havanın dışarı atılması gerekir. İşte bu hava bu preslerde istenen gaz atma sistemi denilen sistemle dışarı atılır. Bu sistem şöyle çalışır.

Makine I. baskıya geçer ve ayarlanan pişirme zamanı süresince bekledikten sonra koç plaka ayarlanan bir yüksekliğe kalkar (yaklaşık 2~10 cm) ve tekrar inerek II. baskıya geçer. Bu esnada kalıpta hammaddenin içindeki gaz dışarı atılır. Bu gaz atma sayısı, mamülün şekline ve hammaddenin cinsine göre defalarca yapılabilir.

Bu preslerde kullanılan ısıtıcı plakalar yine çoğunlukla fişek rezistanslıdır. Aynı zamanda iş üstündeki hızları 2~5 mm/s civarındadır. (GUIX, 1991)

### 1.3. Kullanılma Alanları

#### 1.3.1. Sıkıştırma (toz hammadde) Presleri Kullanılma Alanları

**Melamin presleri;** (ürea) esaslı eşyaların üretiminde, özellikle melamin mutfak eşyaları, banyo aksesuarları vs. üretiminde kullanılır.

**Seramik presleri;** tüm seramik esaslı eşyaların imalatında kullanılır. Bu eşyalar banyoların zeminleri ve çoğunlukla süs eşyaları olmaktadır.

**Tuğla presleri;** adından da anlaşılacağı gibi özellikle inşaat sektöründe kullanılan tuğlaların imalatında kullanılır.

**Polyester presleri;**tüm polyester esaslı eşyaların üretiminde kullanılır. Misal vermek gerekirse floresan lambalar, elektrik panoları ve sokak lambalarının dış çeperleri polyester preslerinde üretilir.

**Mobilya presleri;** değişik mobilyaların ve mobilya elemanlarının form verilmesinde bu presler kullanılır (mobilyalardaki geometrik şekillerin oluşturulması vs.).

**Balata Presleri;** daha çok otomotiv sektöründe olmak üzere farklı amaçlardaki makinaların frenleme sistemlerindeki balataların imalatında kullanılırlar.

**Bakalit presleri;** mutfak eşyası, süs eşyası sektöründe kullanılan eşya ve aparatlarının üretiminde kullanılır.

Bu presler daha çok ısı sayesinde sıvı hale getirilen hammaddenin kalıp içerisine basınç altında enjekte edilmesi ile çalışır.

**BTB presleri;** inşaat sektöründe binaların dış cephelerinde kullanılan BTB adı verilen aksesuarların üretiminde kullanılır.

**Kontraplak presleri;** mobilya sektöründe kullanılan kontraplakların üretiminde düzgün bir şekilde paketlenmesi ve istif edilmesi amacıyla çok katlı preslerdir. Her katta yeteri kadar kontraplak preslenir.

### 1.3.2. Metal İşleme Presleri Kullanılma Alanları

**Derin çekme presleri;** mevcut presler içerisinde en kapsamlı, üretimi en zor preslerdir. olan çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bunları şu ana başlıklar altında sıralayabiliriz:

1. Mutfak eşyaları endüstrisinde
2. Otomotiv yedek parça endüstrisinde (özellikle kaporta imalatı)
3. Süs eşyaları endüstrisinde
4. Filtre imalatı endüstrisinde
5. Tüpgaz endüstrisinde kullanılır.

**Form presleri;** mevcut presler içerisinde en geniş kullanım alanına sahiptirler. Salt manada şu sektörde kullanılır denemez. Fakat herhangi bir metale herhangi bir form verme, bükme, delme vs. gibi işlemin uygulandığı her sektör olabilir. Bu sektör kuyumculuk sektörü olabilir, tarım aletleri üreten sektör olabilir.

### 1.3.3. Lastik Presleri Kullanılma Alanları

Bu presler endüstride kullanılan lastik esaslı tüm mamüllerin imalatında kullanılır. Yine bu preslerin kullanım alanlarını ana başlıklar altında toplarsak.

Özellikle:

- Otomotiv yedek parça sektörü (lastik esaslı)
- Ayakkabı tabanı sektörü
- Hidrolik ve pnömatik sızdırmazlık elemanları

### 1.3.4. Özel Amaçlı Presler Kullanılma Alanları

İsminden de anlaşılacağı gibi bu presler, amaç doğrultusunda yapılan preslerdir. Misal vermek gerekirse:

Presler genellikle zemine dik bir şekilde imal edilirler. Müşterinin amacı ve isteği doğrultusunda yatay olarak da imal edilebilir. Bu özel bir istektir. Yine değişik bir misal vermek gerekirse; Bir tuz üreticisinin tuzu tablet şeklinde sıkıştırıp, paketleyip öylece piyasaya sürmek isterse gerekli olan pres, müşterinin özel bir amacına göre dizayn edilip, üretilecek bir prestir.

## **2. DERİN ÇEKME PRESLERİNİN KONSTRÜKSİYONU**

### **2.1. Derin Çekme Pres Tipleri**

Derin çekme presleri; Kolonlu ve “H” tipi olarak imal edilirler. Kolonlu tipler “4” kolonlu “H” tipi olanları ise monoblok tarzda kaynak konstrüksiyonludur.

### **2.2. Tahrik Sistemleri:**

Hidrolik derin çekme preslerinin tahrik sistemleri, bir hidrolik tahriktir. Ana silindir ve yastıklama silindiri aynı pompa ve motordan tahrik edilerek çalıştırılabileceği gibi, farklı motor ve pompadan tahrik edilerek çalıştırılabilir.

Hidrolik tahrik sistemi pompa, motor, yön denetim valfleri ve basınç kontrol valflerinden oluşur.

### **2.3. Kuvvet Kapasiteleri**

Derin çekme presleri 50~3000 ton arası kapasitelerde üretilebilirler. Genel olarak 50~500 ton arası yaygın olarak kolonlu tip yine 500~3000 ton arası kapasitelerde H tipi olarak monoblok tarzda üretilirler.



### 3. HİDROLİK DERİN ÇEKME PRESLERİNİN TASARIM KRİTERLERİ

#### 3.1. Kapasiteler:

Buradaki kapasiteden anlaşılan presin üretilebileceği -gün veya saatte - mamül adedidir. İstenen kapasiteyi elde edebilmek tamamen presteki hidrolik silindirlerin hızları ile ilgilidir. Bunlar boşta iniş hızı, iş üstündeki hızı, geri dönüş hızı ve yastıklama silindiri hızıdır.

#### 3.2. Baskı Hızı

Derin çekme preslerinde baskı hızı malzeme kalitesine göre değişmektedir. Bu hız paslanmaz çelik, çekme sacı, pirinç, alüminyum vs. gibi çekme işleminin sıkça uygulana geldiği malzemelerde aynı değildir.

Hatta baskı hızı aynı malzemedan iki değişik tipteki kabın derin çekilmesinde de farklıdır.

Misal olarak şunu söyleyebiliriz:

Farklı malzemelerin, iç yapılarının değişikliklerinden dolayı baskı hızlarının farklı olduğu kesindir. Fakat aynı malzemedan (paslanmaz çelik) bir tencere ve bir çaydanlık imalatı için derin çekme işlemindeki hızlar yine farklı olmaktadır. Bu farklılığı sağlayan faktörleri aşağıda şöyle sıralayabiliriz:

Aynı malzeme için:

1. Parçanın geometrisi
2. Parçanın kalınlığı
3. Yağlayıcılar
4. Baskı plakası basıncının ayarlanması
5. Kalıbın kalitesi

Çeşitli silindirik parçaların çekilmesinde çeşitli malzemeler için optimum çekme hızları aşağıdaki gibidir:

Çinko	20mm/s	
Paslanmaz Çelik	2~20mm/s	
Çelik	5~280mm/s	
Alimünyum	10~500mm/s	
Pirinç	15~ 750mm/s	(Güneş, 1989)

### 3.3. Kuvvet

Hidrolik derin çekme preslerinde tasarım kriterlerinin en ön sıralarında çekme kuvvetine göre tasarım yapılması gelir.

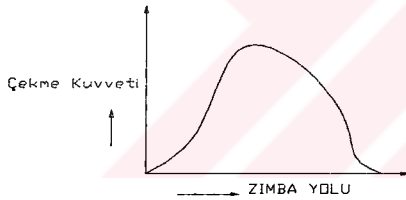
İmal edilecek mamül maddeye göre çekme kuvveti belirlenebilir. Fakat bu belirlemeden önce derin çekme işleminin türü tespit edilmiş olmalıdır (baskı plakalı çekme, baskı plakasız çekme, çevirme çekme vs.).

Yanlış tespit edilecek çekme kuvvetine göre imal edilen bir derin çekme presi kullanıcının istediği baskı hızını, malzeme kalitesini ve imal edeceği malzeme için gerekli çekme kuvvetini ve baskı plakası basıncını elde edemez.

Misal olarak “100” ton kapasiteli bir derin çekme presinde imal edilebilecek mamülleri “250 tonluk” bir hidrolik preste imal edilirse:

1. Üretim kapasitesi düşer
2. Gereksiz enerji (aşırı) kullanılır
3. Presin kullanımı zorlaşır.

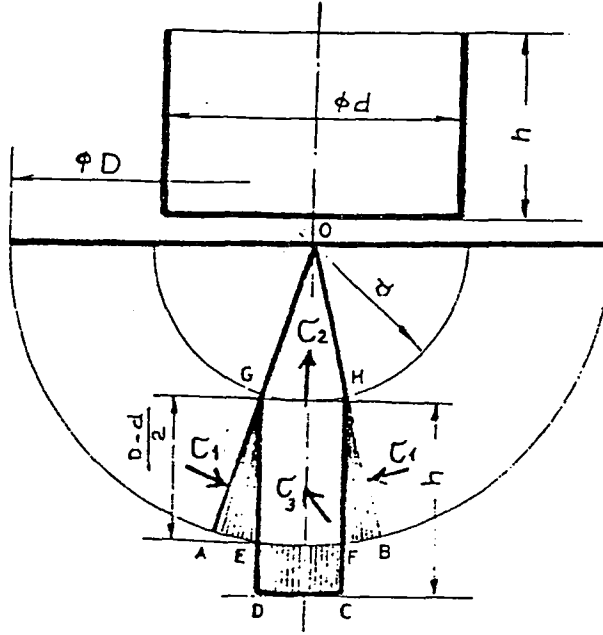
#### 3.3.1. Çekme Kuvvetinin Belirlenmesi:



Şekil 3.1 Zimba yoluna bağlı olarak çekme kuvvetinin değişimi (Güneş, 1989)

Çekme süresince zimba yoluna bağlı olarak şekildeki gibi değişen, malzeme özelliklerinin, çekme oranının, takım kavislerinin, çekme boşluğu değerinin, baskı kuvvetinin ve yağlama durumunun etkilediği çekme kuvvetinin değerini teorik olarak hesap edebilmek çok uzun, güç ve karışık bir plastisite problemidir.

Çekme kuvveti çekme yolunun yaklaşık ortalarında en büyük değerine ulaşır. Bu tüm malzemelerde aşağı yukarı aynıdır.



Şekil 3.2 Silindirik çekmenin oluşmu (Güneş, 1989)

Çekme boşluğu değerinde küçültme değerinde küçültme yaptıkça çekme kuvveti artar. Çekme kuvvetinin teorik olarak hesaplanması çok zor bir problem olduğundan, bu kuvvetin pratik olarak tespit edilmesi daha kullanışlıdır. Çünkü belirlenecek kuvvet pres seçiminde kullanılacağından preslerin tonaj aralıkları yaklaşık olarak hesap edilen kuvvet hesapları yaklaşımları karşılayabilecektir. Aşağıda silindirik çekmeler için teorik formül verilmiştir.

$$P = [k_m(d_1 - d_2) \pi s + 2Q^\mu] e^{\frac{\mu}{2}} + \frac{\sigma_B \pi \cdot s^2}{4(r + s/2)} (e^{\mu/2} - 1) \quad (\text{Güneş, 1989}) \quad (3.1)$$

$k_m$	Ortalama şekil değiştirme direnci ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )
$d_1$	Çekme sonrası flanş çapı (mm)
$d_2$	Çekme zımbası çapı (mm)
$s$	Malzeme kalınlığı (mm)
$Q$	Baskı kuvveti (kg)
$\mu_1$	Sürtünme katsayısı
$F$	Kalıp kavisi

M	Kalıp kavisindeki sürtünme katsayısı
$\sigma_B$	Malzemenin akma mukavemeti ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

Pratikte ise kullanılan formül

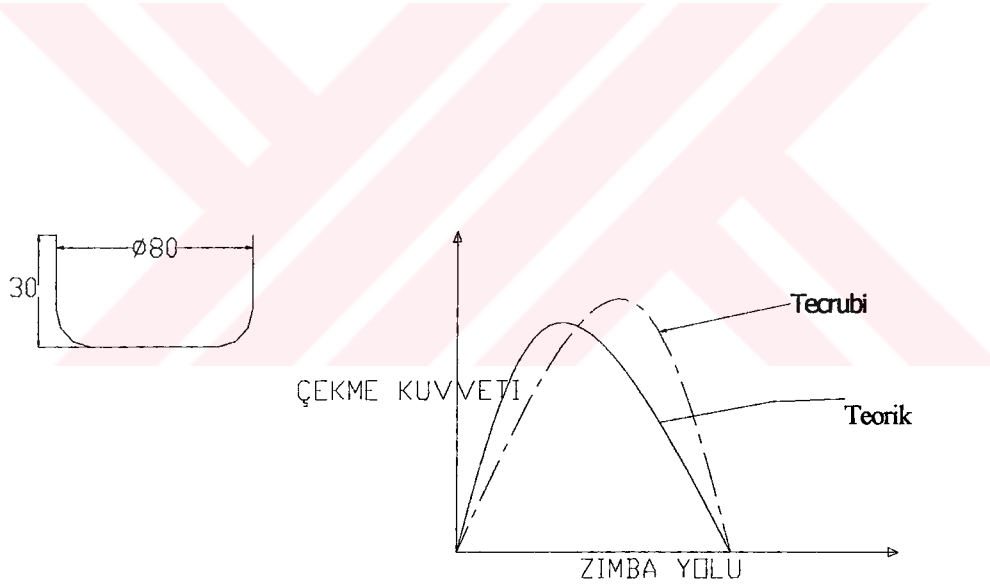
$$P = d_2 \cdot s \cdot \pi \cdot \sigma_B \cdot n \quad (\text{Güneş, 1989}) \quad (3.2)$$

Teorik yolla çekme kuvvetinin hesaplanması çoğu zamanda gerçek sonucu vermez. Bu farklılık kalıp kalitesinden, kalıp kavislerinden, hidrolik sistemin verimi ve kalitesinden ve malzemenin kalitesinden oluşur. Bunu bir misalle açıklamak konunun anlaşılması açısından faydalı olacaktır.

Bir derin çekme presinde yaptığımız deney sonucu:

2 mm kalınlığında DKP saçı ( $\sigma_c = 35 \text{ kg}/\text{mm}^2$ ) 80 mm çapında 30 mm yüksekliğinde şekilde görülen parçanın çekilmesinde teorik yolla hesaptan çıkan sonuç;

$P=15.350 \text{ kg}$  pratikte hesaplanan sonuç;  $P=20230 \text{ kg}$



Şekil 3.3 Çekilen silindirik bir parçanın çekme kuvveti ve zımba yolu arasındaki ilişki.

$$P = d_2 \cdot s \cdot \pi \cdot \sigma_B \cdot n \quad (\text{Güneş, 1989}) \quad (3.2)$$

Derin çekme işlemi uygulanan parçaların kesitinin dayanabileceği kuvvetin belirli bir katsayı ile çarpımı sonucu çıkan değer pratik hesaplamaların esasını oluşturur.

n şekillenme gerilimi ve çekme mukavemeti arasındaki oran;

$$n = \frac{1.2\beta - 1}{\beta_{\max} - 1} \quad (\text{Güneş, 1989}) \quad (3.3)$$

Formülde;

$\beta$  işlemde uygulanan çekme oranı (D/d)

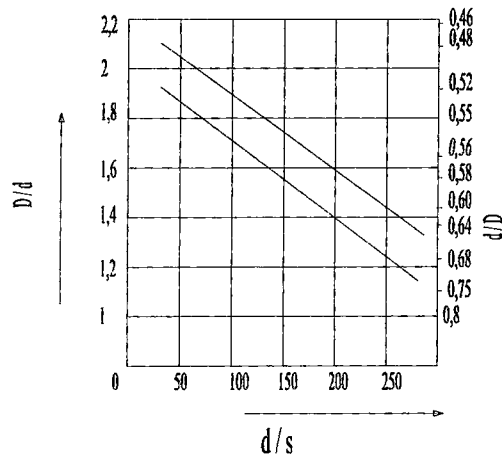
$\beta_{\max}$  çekme oranı sınır değeri

Çizelge 3.1 Değişik şekillerdeki parçalar için pratik çekme formülleri (Güneş, 1989)

Çekme Şekli	Çekme Kademesi	Çekme Kuvveti
Flanşsız Silindirik Çekme	İlk Çekme	$P = \pi \cdot d_1 \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n$
	Tekrar Çekme	$P = \pi \cdot d_2 \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n$
Oval Çekme	İlk Çekme	$P = \pi \cdot d_{f1} \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n$
	Tekrar Çekme	$P = \pi \cdot d_{f2} \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n$
Prizmatik Çekme	Tek Çekme	$P = (2A + 2B - 1,72r) \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n$

Aşağıda şekil 3.3' te çekme oranları sınır değerlerinin hesaplanması görülmektedir.

A..... İyi Çekilebilir Malzemeler B..... Çekilebilir Malzemeler

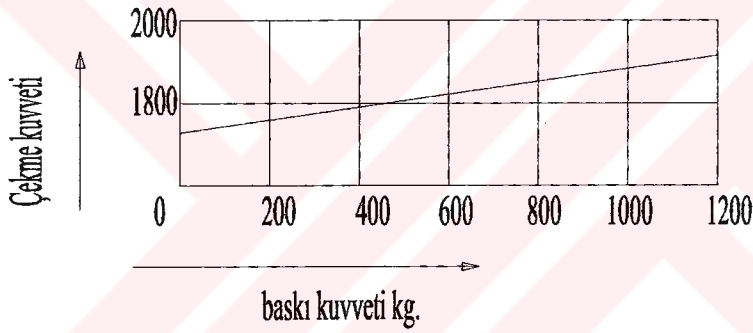


Şekil 3.4 Çekme oranları sınır değerleri. (Güneş, 1989)

### 3.3.2. Baskı Kuvvetinin Belirlenmesi

Hidrolik derin çekme preslerinin dizaynında baskı plakası kuvveti önemli bir rol oynar. Çünkü eğer çekme işlemleri baskı plakalı yapılacak ise çekme işlemleri için gerekli çekme kuvveti presin max. kuvvetini oluşturursa çekme işlemleri gerçekleştirilemez.

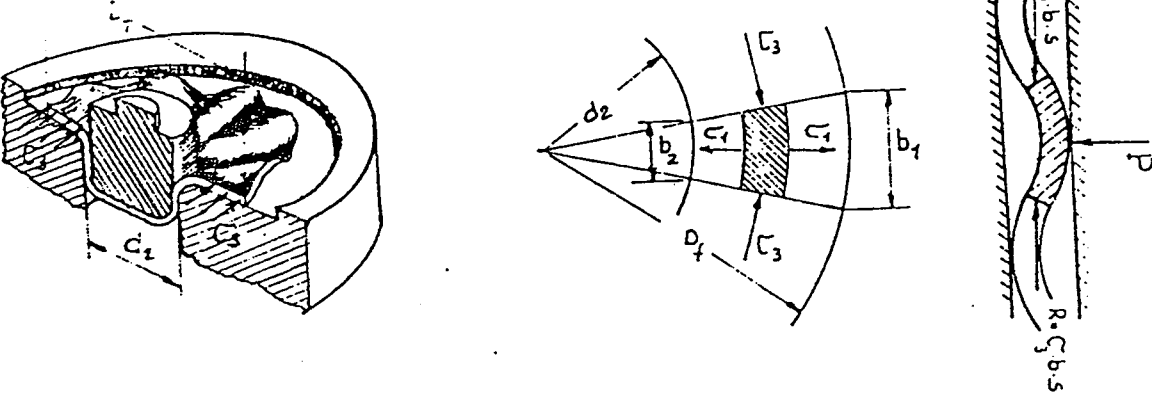
Baskı plakası kuvveti, çekme işlemi boyunca sabit kalır fakat, baskı plakası basıncı çekme işlemi boyunca artar. Edindiğimiz tecrübeler presin max. tonajı belirlenirken max. çekme kuvvetini 0,6-0,7 gibi bir verime bölmek gerektiğini göstermiştir. Bu verim değeri yapılan denemeler sonucunda tek kademede çekilebilen, fazla karışık geometrisi olmayan parçalar için geçerlidir. Aslında bu bulunan değer baskı plakası kuvveti ve çekme kuvvetinin toplamıdır. Çünkü baskı plakası kuvveti çoğu zaman çekme kuvvetinden küçüktür. Bu yüzden örneğin 100 t' luk bir preste çekme kuvveti 100 t değil yaklaşık 60...70 t arasındadır.



Şekil 3.5 Çekme kuvveti ve baskı kuvveti diyagramı.

$$P = \pi \cdot d_1 \cdot s \cdot \sigma_B \cdot n / \eta \quad \eta = 0,6 \sim 0,7 \quad \eta = \text{verim} \quad (3.4)$$

Baskı kuvveti malzemenin çekme esnasında buruşmaması için ek bir baskı düzeni ile kalıp yüzeyine bastırılması sonucu oluşan kuvvettir. Malzemenin ek bir kuvvetle bastırılarak çekmeye zorlanması çekme kuvvetini artırır. Kalıbın çekmeye zorlanan kesitinde çekme geriliminin artması çekme esnasında malzemenin yırtılmasına sebep olabilir. Bu yüzden baskı kuvvetinin değerinin bu istenmeyen durumları oluşturmayacak bir seviyede tutulması gerekir.



Şekil 3.6 Saç kenarının teğetsel gerilmeler nedeniyle buruşması

İlke olarak baskı kuvveti baskı yüzeyi ile yüzey basıncının çarpılması ile belirlenir.

### Cekmenin Şekli

### Baskı Kuvveti

Herhangi bir şekil için

$$Q = p \cdot A \quad (3.5)$$

Silindirik parçalar için

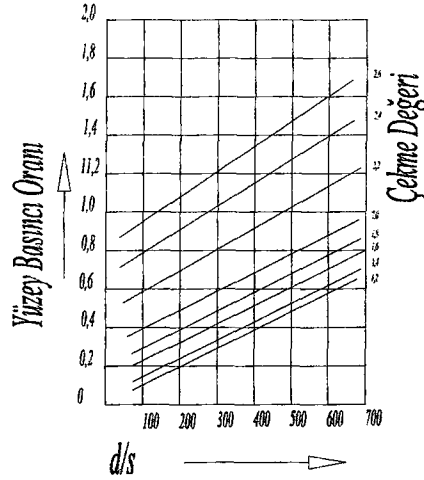
$$Q = \frac{\pi}{4} [D^2 - (d_1 - 2r)^2] p \quad (3.6)$$

1. Çekim

Silindirik parçalar için

$$Q = \frac{\pi}{4} [D_{n-1}^2 - (d_n - 2r)^2] p \quad (3.7)$$

Ek çekimler (Güneş, 1989)



Şekil 3.7 Baskı Kuvvetleri için Yüzey Basınçları ( Schuler, 1966)

Yüzey Basıncı Oranı:  $P/\sigma_B$

Çekme Oranı:  $\beta/d$

Baskı plakası yüzey basıncının bulunması için yukarıda bir formüller verilmiştir.

D	İlkel Pul Çapı mm
A	Baskı Yüzeyi mm <sup>2</sup>
p	Yüzey basıncı kg/mm <sup>2</sup>
r	Kalıp Kavisi mm
d <sub>1</sub> ...d <sub>n</sub>	Kalıp Çapları mm

Deneyle göstermiştir ki, yapılan hesaplamalar ile elde edilen değerler arasında bir fark vardır. Aşağıdaki örnekte hesaplamalarla elde edilen çekme kuvveti ve baskı kuvvetinin sonucunda hidrolik preste manometrede okunan değerlerin değerlendirilmesi vardır.

Örnek :

d	180 mm
s	0,8 mm
h	100 mm

0,8 mm kalınlığında AISI 304 kalite paslanmaz çelikten şekilde görülen silindirik parça için gereken çekme kuvveti tespit edilecektir.

AISI 304 çekme direnci  $\sigma_B \approx 70 \text{ kg/mm}^2$



$$P = d_1 \cdot s \cdot \pi \cdot \sigma_B \cdot n$$

$$n = \frac{1,2\beta - 1}{\beta_{\max} - 1} \quad n = \frac{1,2 \cdot 1,44 - 1}{1,6 - 1} = 1,21$$

$$P = 180 \cdot 0,8 \cdot \pi \cdot 70 \cdot 1,21 = 38\,317 \text{ kg bulunur}$$

Manometrede okunan basınç değerine göre  $\approx 55\,000$  kg bulunur.

Yukarıda belirtilen teorik hesaplama yöntemine göre hesaplanırsa idi bulunan değer 30000 kg civarında olacaktı. Pratikte bulunan değerle gerçek okunan değer arasındaki fark ise kullanıcının baskı plakası basıncını daha iyi bir yüzey kalitesi elde edebilmek için artırılmasından dolayıdır. Çünkü baskı plakası basıncı fazla olduğu için sacın çekilebilmesi için gereken kuvvet artacaktır. Hatta manometre, presin ünitesindeki yağ soğuk iken farklı sıcak iken farklı değer gösterebilir.

### 3.4. Malzeme ve Özellikleri

Derin çekme preslerinin konstrüksiyonunda malzeme seçimi önemli bir rol oynar. Çünkü bir pres her geometrideki, her kalınlık ve kalitedeki malzemelere çekme işlemini uygulayamaz.

Bu yüzden bir derin çekme presi tasarlanırken dikkate alınacak en önemli noktalardan birisi malzeme ve özellikleridir. Çünkü üretilmek istenen mamülün geometrisi ve malzemesi derin çekme için uygulanacak baskı kuvveti ve çekme kuvvetinin tayininde önemli bir rol oynar.

### 3.5. Sıcaklık

Ortamın sıcaklığı eğer presin çalışmasını etkileyerek derecede ise ( misal olarak Afrika ülkeleri veya kuzey ülkeleri) hidrolik üniteye, makinanın daha sağlıklı çalışması için ek donanımlar konur.

Sıcak bir ortamda çalışacak bir pres - ister sıcak bir ülke olsun, isterse sıcaklık yayan makinaların bulunduğu bir fabrika olsun - için yağın çabuk ve normalden fazla ısınması söz konusudur, bu ısınma sistem yağının ömrünün azalmasına, sızdırmazlık elemanlarının bozulmasına ve aşırı sıcak yağdan dolayı zamanla borulardan kopan çok

ufak partiküllerin birikerek valflerde, pompada arızalar meydana getirmesine yol açabilir.

Bu yüzden sıcak ortamda çalışacak bir derin çekme presinin, tasarımı aşamasında hidrolik üniteye bir soğutucu eklenmelidir.

Bu soğutucu havalı soğutucu veya sulu soğutucu olabilir.

Sulu soğutucu (eşanjör) ile soğutmayı sağlayabilmek için bir su kulesinin kurulması gerekir. Burada önemli bir nokta; soğutucu seçimi yapılırken dikkat edilmesi gereken husus makinanın 24 saat çalışacağı kabul edilmelidir.

Eğer pres soğuk bir ortamda çalışacaksa hidrolik üniteye (deponun içine) bir ısıtıcı eklenmelidir. Bu sayede makinanın verimli bir şekilde çalışabilmesi için gerekli yağı vizkozitesine ulaşılır. Isıtıcı makinayı çalıştırmadan önce bir müddet çalıştırmalıdır.



## 4. MEKANİK TASARIM

Mekanik tasarım denince akla presin sürekli uzun seneler çalışacağı düşünülerek presi elemanlarının uzun ömürlü ve sorunsuz bir şekilde çalışması ve oluşan max. basınç karşısında zamanla kopma, burkulma, eğilme gibi nedenlerden plastik şekil değiştirme olayının meydana gelmemesi için uygun malzeme seçimi yapılmalıdır.

Aynı zamanda pres tasarlanırken, pres gövdesinin zemine uygun bir şekilde yerleştirilebilmesi ve taşıma zorluğu -presi yerleştirme, nakliye vs.- çıkartmayacak şekilde tasarlanmasına dikkat edilmelidir.

Bunun yanında presin bakımı kolay olmalı, özellikle hidrolik ünitesi bir yerde toplanmalı, bakımı ve parça değişimi kolay olmalıdır.

### 4.1. Hidrolik Derin Çekme Preslerinde Mekanik Tasarım

Kolonlu tip Hidrolik Derin Çekme Preslerinde kolanlar (4 ad.) “F” çekme kuvvetine ve somunların sıkılmasından dolayı bir  $M_s$  burulma momentine maruz kalmaktadırlar.

$$\sigma_c = \frac{F}{A_1} \leq \sigma_{em} \quad (4.1)$$

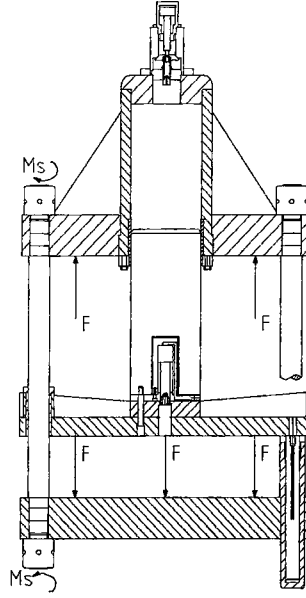
bağıntısından kolonlar için max. çekme gerilmesi hesaplanabilir.

Buradaki  $A_1$  vidanın dış dibi alanıdır.

$$W_b = \pi d_1^3 / 16 \quad (4.2)$$

$$M_s = F \cdot r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho^1) \quad (4.3)$$

T	Max. Kayma gerilmesi $\text{kg/mm}^2$
$M_s$	Sürtünme momenti $\text{kg mm}$
$\tau_{em}$	Kayma emniyet gerilmesi $\text{kg/mm}^2$
$d_1$	Vidanın dış dibi çapı $\text{mm}$
$r_2$	Vidanın ortalama yarıçapı $\text{mm}$ $r_2 = d_1/2$
$\alpha$	Vida eğim açısı $2,5^\circ \dots 3^\circ$
$\rho^1$	Sürtünme açısı $6,5^\circ$



Şekil 4.1 Kolonlu tip bir hidrolik preste oluşan kuvvetler.

Buradan max. şekil değiştirme hipotezine göre

$$\sigma_g = \sqrt{\sigma_\xi^2 + 3 \cdot \tau_B^2} \leq \sigma_{em} \quad (4.4)$$

olarak bulunur.  $a > b$  kabul edilmiştir.

d..... Kolon mili çapı mm

F..... Uygulanan max. kuvvet kg

$d_2$ .... Pim delikleri çapı mm

AA ekseninde, eksen çizgisinin kestiği "n" adet pim deliği çapı "a" mesafesinden çıkarılır.

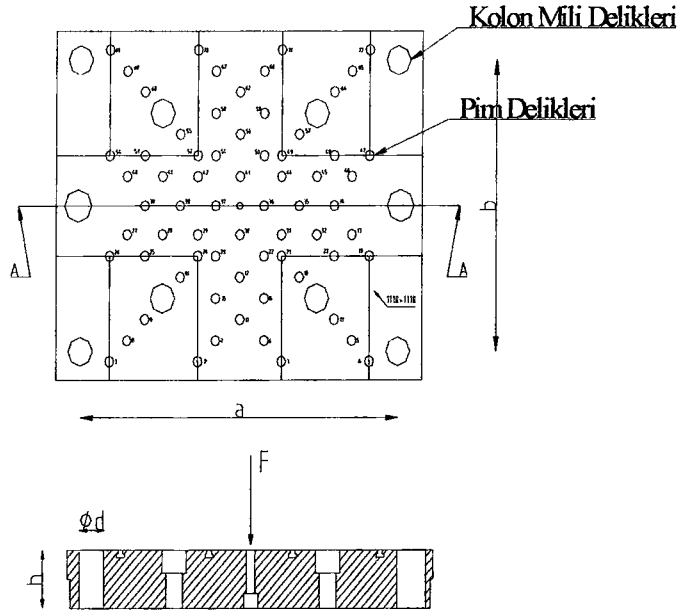
Oluşan moment

$$M = F \cdot a/2 \text{ olur.} \quad (4.5)$$

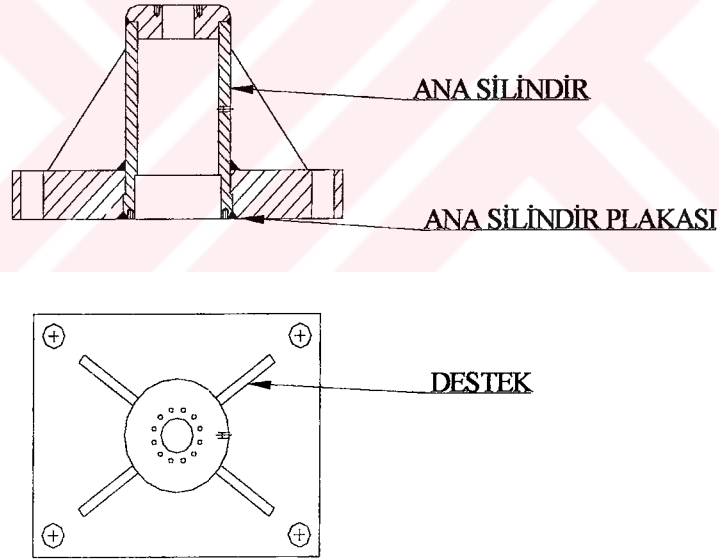
Buna göre oluşan eğilme gerilmesi

$$\sigma_{eğ} = \frac{M \cdot \frac{h}{2}}{(a - n \cdot d_2) \cdot h^3} \cdot 12 \quad (4.6)$$

ile bulunur.



Şekil 4.2 Alt plaka konstrüksiyonu



Şekil 4.3 Ana silindir plakası konstrüksiyonu

Alt plakada benzer yöntemlerle hesaplanır.

Fakat özellikle ana silindir plakasında kullanılan plakaların mukavemetini artırmak veya aşırı kalın plaka kullanmamak için plaka ve ana silindir yan desteklerle desteklenir.

Biraz önce açıklandığı gibi kolonlu tip hidrolik derin çekme preslerinde; pres basınca geçtiği zaman pres kolonlarında bir eksenel çekme kuvveti oluşur.

Ayrıca somunların sıkılmasından dolayı çekme kuvvetine oluşan burulma momentine eklemek gerekir.

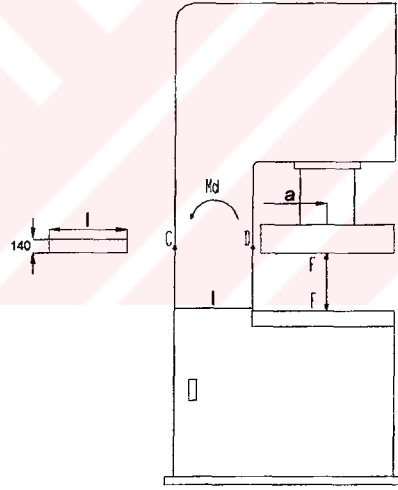
H tipi olan hidrolik derin çekme preslerinde ise kolonlar yerine sütunlar vardır. Çekme kuvvetini bu sütunlar taşımaktadır. Ayrıca bazı uygulamalarda sütunlar içine kolonlar yerleştirilmektedir.

#### 4.2. C Tipi Hidrolik Derin Çekme Preslerinde Mekanik Tasarım

$$\sigma_c = \frac{F}{A} + \frac{M_y}{I} \text{ kg/mm}^2 \quad (4.7)$$

$$\sigma_D = \frac{F}{A} - \frac{M_y}{I} \text{ kg/mm}^2 \quad (4.8)$$

$$M = F \cdot a \text{ kgmm} \quad A = l \cdot h \text{ mm}^2 \quad y = l/2 \text{ mm}$$



Şekil 4.4 C Tipi hidrolik preste kuvvet durumları.

F..... Max. kuvvet kg.

A..... Alan mm<sup>2</sup>

M..... Döndürme momenti kg mm

y..... Tarafsız eksen

I..... Atalet momenti mm<sup>4</sup>

Görüldüğü gibi C tipi hidrolik derin çekme preslerinin mukavemet analizi gövdede oluşan (yük altındaki) eğilme, basma ve çekme gerilmeleri dikkate alınır.

Şekilden de anlaşılacağı gibi gövdenin mukavemet açısından en zayıf kesitinin uç noktaları dikkate alınır (C ve D noktaları).

Bu tip preslerde hidrolik ünite üst tarafa veya arka tarafa konur. Tüm hidrolik preslerde hidrolik ünite ayrı bir kısımda toplanır. Çünkü bakım kolaylığı açısından bu önemlidir.



## 5. TAHRİK SİSTEMLERİ

### 5.1. Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tahrik Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi

Hidrolik derin çekme presleri dünya endüstrisinde kullanılmaya başlamadan önce mekanik tahrikli preslerle derin çekme işlemi yapılmaktaydı. Fakat mekanik tahrikli bu preslerle (Eksantrik presler, Friksiyon presleri vs.) hız ayarı, kuvvet ayarı yapılamadığından şu anda yapılabilen derin çekme işlemleri yapılamamaktaydı. Hatta yüzey kalitesi ve çekme kalitesinde istenen seviye yakalanamamaktaydı.

Fakat daha sonra hidrolik tahrikli presler ortaya çıkmaya başladı.

1795'te Joseph Bramah tarafından patenti alınan ilk hidrolik pres, Pascal kanununa dayalı olarak tek etkili bir silindir ve bir el pompasından oluşuyordu.

1930'lu yıllarda ilerleyerek yaygınlaşmaya başlayan hidrolik tahrikli pres uygulamaları derin çekme preslerinde de uygulanmaya başladı. Bu ilk uygulamalarda kullanılan hidrolik üniteler günümüzde kullanılan ünitelere göre çok ilkel ve basit idi. Misal olarak günümüzde kullanıldığı gibi çeşitli, uzun ömürlü pompa ve valfler yoktu. Tabiki çok yaygın bir kullanım alanına sahip olmadığından günümüzdeki gibi pompa ve valf imalatçıları da yoktu. Hidrolik üniteyi tasarlayan mühendisler, genellikle pompa ve valfleri de kendileri tasarlamak zorundaydı. Özellikle kullanılan valfler günümüzdeki gibi selonid valfler gibi imal edilmemekteydi. Yön denetim valflerindeki yön kontrolünü, yön denetim valflerinin sürgü hareketlerini ayrı bir yerden sağlanan yağ basıncı ile sağlamaktaydılar.

Teknolojik gelişmeyle birlikte sızdırmazlık elemanlarında ve buna paralel olarak pompalar ve valflerde gelişmeler yaşanmaya başladı. Yön denetim valflerinde yön kontrolü, elektrik sinyali ile manyetik alan oluşturarak valf çekirdeğine hareket verme suretiyle yapıla geldi. İlk zamanlarda yön denetim valfleri çok büyük bir gövdeye sahip ve üniteye montajları güçtü. Bu yüzden üniteler çok karışık, kalabalık ve bakımı zor oluyordu. Daha sonraları valflerin boyutları küçüldü, pompalar küçüldü özellikleri arttı. Özellikle 70 li yıllardan sonra hidrolik ekipmanlarda büyük gelişmeler yaşandı. Valflerde selenoid valfler geliştirilerek servo ve oransal kontrollü valfler kullanılmaya başlandı. Pompalarda ise çeşitler arttı ve pompaların debileri ayarlanabilir hale geldi. Günümüzde ise büyük preslerde tamamen lojik valfler ve değişken debili pistonlu pompalar kullanılmaktadır

20. yüzyıldaki hidrolik ekipmanların geliştirilmesine örnek olarak;



-1936 yılında Harry Wickers pilot kumandalı emniyet valfli

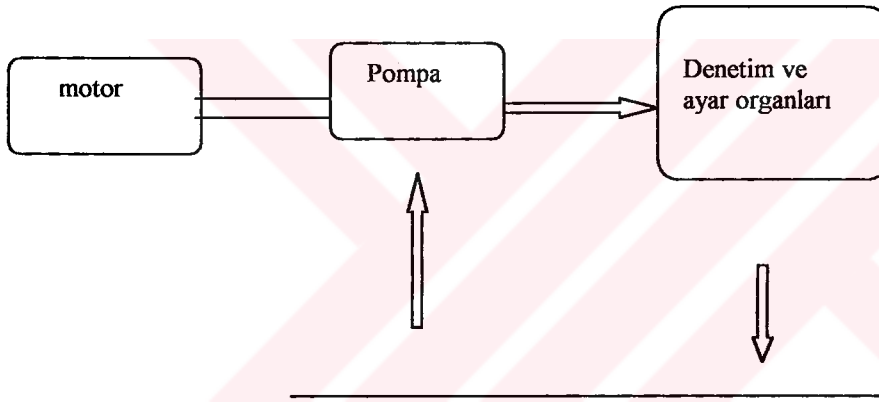
-1950 yılında Jean Mercier lastik ayırıcılı hidrolik akü

Hidrolik ülkemize ithal edilen pres ve makinalardaki hidrolik uygulamalar vasıtasıyla girdi. Hidrolik presler ve makinalardaki yedek parçaların aynısını veya benzerlerini yapmak isteyenler olmuş ve bu gelişmeler hidrolik malzemeye olan ihtiyacı da artırmıştır.

## 5.2.Hidrolik Tahrik Sistemleri

### 5.2.1. Güç Ünitesi:

Hidrolik derin çekme preslerinde hallerde mekanik aksam ile akuple halde olan bazı hallerde ayrı olan güç ünitesi hidrolik preslerdeki üç ana aksamdan birisidir.(Hidrolik Aksam, Mekanik Aksam, Elektrik Aksamı)



Şekil 5.1 Güç ünitesi

Her bir hidrolik elemanın belirli gruplarda birleştirilmesiyle oluşturulan ünite hidrolik güç ünitesi olarak tanımlanabilir.

### 5.2.2. Depo ve Donanım

**Filtre;** Bir hidrolik güç kaynağının verimliliği için çok önemli olan filtreler devredeki sirküle edilen yağı süzüp temizler ve uzun vadede aşınmayı önler.( Aşınmadan murad edilen pompaların iç elemanlarının, valflerin ve hidrolik silindirlerin eş çalışan yüzeylerin aşınmasıdır.)

Hidrolik ünitelerde (derin çekme presleri de dahil) “3” tür filtre kullanılır. Emiş filtresi; emiş hattına bağlanan bu filtre yağı sistemde ilk süzgeçten geçiren elemandır fakat dış

etkilerden iyi yalıtılmış ünitelerde kullanılmayabilir. Yaklaşık 125 mikron süzme hassasiyetinde imal edilirler. Fazla hassas olmayan ucuz pompalarla tahrik olan preslerde sadece emiş filtresi yeterli olabilir. Fakat emiş filtresi hiçbir zaman hassas bir süzme gerçekleştirmez.

**Basınç filtresi;** hidrolik devrede basınç hattına yerleştirilir. Basınç filtresi kaide olarak korunması gereken valften önce kullanılır.

### Şekil 5.2 Basınç filtresi

**Dönüş filtresi;** en çok kullanılan filtre tipi olan dönüş filtresi hassasiyet olarak süzme kapasitesi 30  $\mu$  dur. Devrede işini bitirip depoya giden yağ dönüş filtresinde süzülür ve depoya gönderilir. Hassas hidrolik pompa ve valflerin kullanıldığı devrelerde dönüş filtresi kullanılması zorunludur.

Bunların başka depoda motordan pompaya tahrik veren (ileten) elastik kaplin, sıcaklık ve yağ seviye göstergesi, basıncı gösteren manometre, depodaki hava sirkülasyonunu sağlamak için havalık, ısınan yağı soğutmak için soğutucu ve bazı hallerde( soğuk bölgelerde) makinanın ilk çalışacağı (misal olarak sabahları) zaman çok soğuk olan yağı ısıtmak için ısıtıcı kullanılır.

**Depolar;** hidrolik sistemin yağ gereksimini karşılayan depo, soğutmayı (ısı yayılımı) sağlamalıdır. Sistemin verimi kayıp gücün değeri ile belirlenir. Hidrolik güç ünitelerinde toplam kayıplar borularda, pompalarda, motorlarda, ventillerde, kısımlarda ve basınç kontrol valflerindeki enerji değişimlerinden oluşmaktadır.

Yağa iletilen ısının bir bölümü depodan dış çevreye verilir. Dış çevreye iletilen ısı ile sistemdeki güç kaybı arasında bir denge oluşturuluncaya kadar ortam ısı, yağı ve ünite parçalarını ısıtmaya başlar.

Buna göre güç kaybı

$$P_{\text{kayıp}} = P_{\text{pompa kaybı}} + P_{\text{valf kaybı}} + P_{\text{motor kaybı}} \quad (\text{kw}) \quad (\text{Mannesmann Rexroth}) \quad (5.1)$$

Toplam verimden  $P_{\text{kayıp}}$  yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$P_{\text{kayıp}} = P_{\text{top}} (1 \sim 0,75) \text{ kw}$$

Depodan yayılan ısı miktarı

1. Depo büyüklüğüne
2. Depodaki yağın miktarına
3. İç ve dış sıcaklık miktarına
4. Yerleşim yerine bağlıdır. (Coğrafya)

Buradan yola çıkarak

$$W_{\text{Adepo}} = \Delta T \cdot k \cdot A \cdot t \quad (\text{kcal/saat}) \quad (5.2)$$

$\Delta T$ ...Sıcaklık farkı °C

$A$ .....Isı yayılım yüzeyi  $\text{m}^2$

$k$ .....Isı iletim katsayısı  $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  veya  $\text{W/m}^2^\circ\text{C}$   $1\text{kwh}=860\text{kcal}$

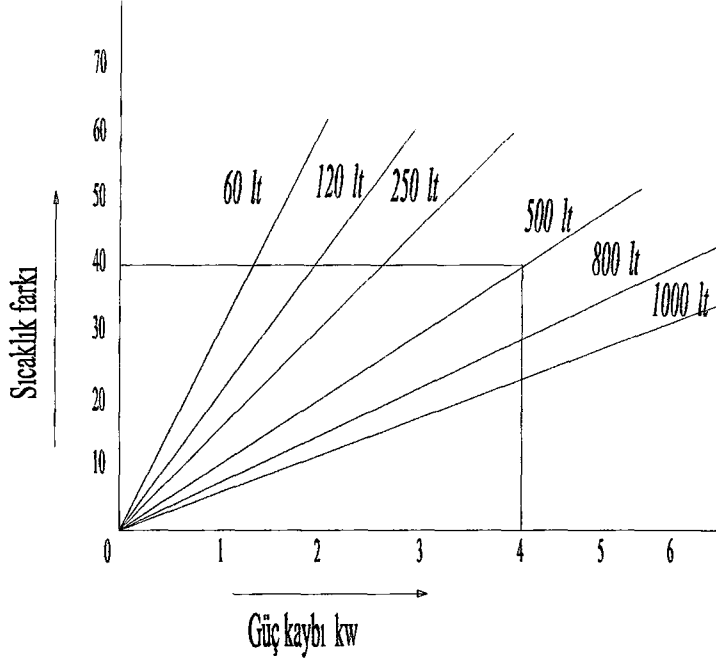
$k \approx 5$  Hava Sirkülasyonu kötü, ısı yüksek yerleşim uygun değil

$k \approx 10$  Hava Sirkülasyonu iyi, yerleşim uygun

Sistemde oluşan ısı yalnızca depodan yayılıyorsa

$$\Delta T = \frac{P_{\text{topkayıp}} \cdot 860}{A \cdot k} \quad \text{C} \quad (\text{Mannesmann Rexroth}) \quad (5.3)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Şekil (5.3)'te yaklaşık olarak ısı yayılımını belirten grafik görülmektedir.



Şekil 5.3 Depolarda enerji kaybının ısı yayılımı. (Mannesmann Rexroth)

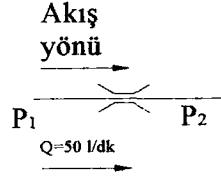


Şekil 5.4 Kısmi bölgedeki basınç farkı

Örnek: 3kw lık bir enerji kaybında 500 lt. lik bir depodaki yaklaşık sıcaklık artışı 35 °C dir. Özellikle kısma bölgelerinde oluşan  $\Delta P$  (basınç farkı)  $\Delta P = P_1 - P_2$  bazen büyük sıcaklık değeri ortaya çıkarır.

Misal olarak bir kısma bölgesinde  $P_1 = 100$  bar  $P_2 = 50$  bar olsun.

Ortaya çıkan enerji kaybı  $\Delta P = P_1 - P_2 = 100 - 50 = 50$  bar olur.



Şekil 5.5 Kısmı bölgesinde akış.

$$N = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta} \text{ kw} \quad (5.4)$$

$\eta = 0,9$  kabul edilir.

$$N = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{50 \cdot 50}{600} = 4,1 \text{ kw}$$

Görüldüğü gibi kısımda ortaya çıkan 4,1 kw lık enerji sanki 4,1 kw kapasiteli bir ısıtıcının depo içindeki yağı ısıtması gibidir.

### 5.2.3. Valfler

Tüm hidrolik sistemlerin vazgeçilmez elemanları olan valfler yapılarına ve kullanılma amaçlarına göre değişik tip ve şekillerde üretilirler.

#### 5.2.3.1. Yön Denetim Valfleri

5.2.3.1.1. Sürgülü Yön Denetim Valfleri (Bobin Uyarılı)

5.2.3.1.2. Sürgülü Yön Denetim Valfleri (El Kumandalı)

5.2.3.1.3. Sürgülü Yön Denetim Valfleri (Oransal )

### **5.2.3.2. Cek Valfler**

5.2.3.2.1. Ön Uyarılı Cek Valfler

5.2.3.2.2. Ön Dolum Valfleri

### **5.2.3.3. Lojik Valfler (Bobin Uyarılı)**

5.2.3.3.1. Lojik Valfler (Bobin Uyarılı)

5.2.3.3.2. Lojik Valfler (Pilot Uyarılı)

### **5.2.3.4. Akış Denetim Valfleri**

5.2.3.4.1. Kısmı Valfleri

5.2.3.4.2. Akış Ayar Valfleri

### **5.2.3.5. Basınç Denetim Valfleri**

5.2.3.5.1. Basınç Kontrol Valfleri (Doğrudan Uyarılı)

5.2.3.5.2. Basınç Kontrol Valfleri (Pilot Uyarılı)

5.2.3.5.3. Basınç Düşürücü Valfler (Doğrudan Uyarılı)

5.2.3.5.4. Basınç Düşürücü Valfler (Pilot Uyarılı)

5.2.3.5.5. Basınç Sıralama Valfleri (Doğrudan Uyarılı)

5.2.3.5.6. Basınç Sıralama Valfleri (Pilot Uyarılı)

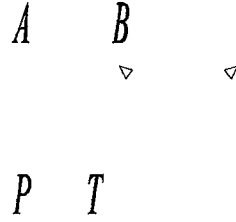
Şimdi ileride anlatılacak devre uygulamalarının anlaşılabilmesi için gruplamaları yapılan valfleri biraz açıklamak gerekecektir.

#### **5.2.3.1. Yön Denetim Valfleri**

Yön denetim valfleri, geçişleri hareketli bir parça ile bağlanan veya kesilen delikli bir gövdeden oluşur. Bu hareketli olan parça genellikle sürgüdür. Endüstriyel hidrolikte ve bu endüstride kullanılan hidrolük derin çekme preslerinde en çok kullanılan sürgülü yön denetim valfleridir.

### 5.2.3.1.1. Sürgülü Yön Denetim Valfleri (Bobin Uyarılı)

Sürgülü yön denetim valfleri sürgü tiplerinin değişmesi ile değişik çalışma koşullarında kullanılabilir.



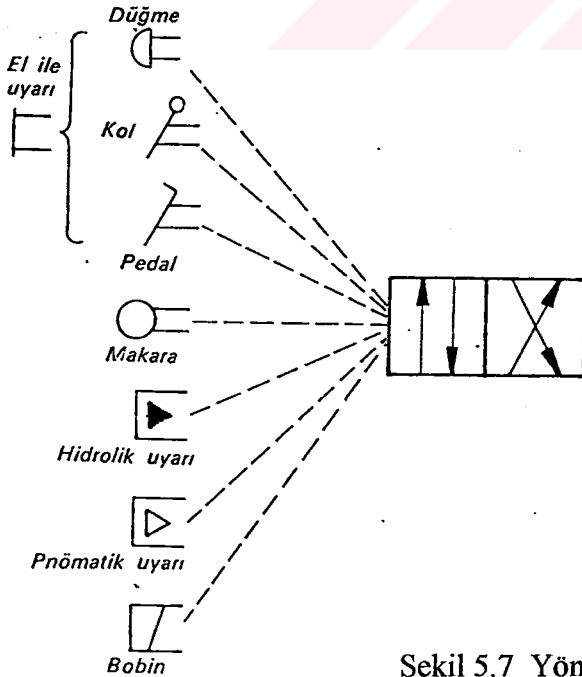
Şekil 5.6 4/2 yön denetim valfi.

Sürgülü yön denetim valflerinde çalışma konumları kutular ve akış yönleri çapraz ve paralel oklar ile gösterilir.

Her bir konum için bir kutu çizilir. P,A,B,T harfleri valfin normal konumunda yazılır. Misal olarak 4/2 bir yön valfinde "4" konumu "2" yönü gösterir.

Aşağıda en çok kullanılan çalışma konumları, harfler ile belirtilmiştir.

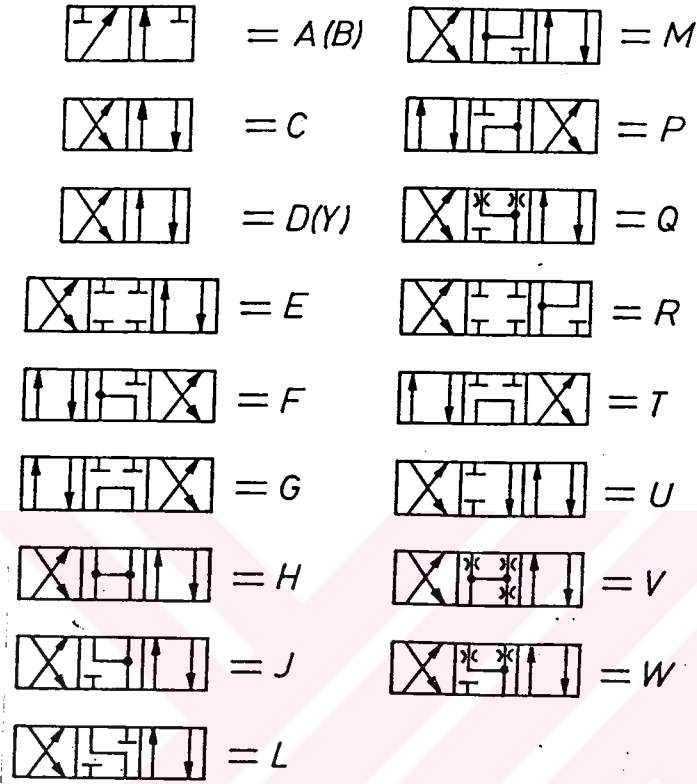
Bilindiği gibi yön denetim valflerinin sürgülerinin konum değiştirmesi gerekir ki valf yağa yön verebilsin. İşte valf sürgüsünün konum değiştirmesine yol açan hareketin enerjisi mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrik veya insan gücü ile olabilir.



Şekil 5.7 Yön valfi uyarı çeşitleri.

Sürgülü yön denetim valfleri ile verilen bu bilgilerden sonra şunu söyleyebiliriz.

Hidrolik derin çekme preslerinde yaygın olarak bobin uyarılı yön denetim valfleri kullanılır. Zira hidrolik derin çekme presleri seri imalata yönelik tasarlanan makinalardır. Çoğu zaman otomatik veya yarı otomatik çalışması istenir. Bazı büyük ve/veya hassas iş yapan oransal bobin uyarılı yön denetim valfleri bulunmaktadır.



Şekil 5.8 4/3 ve 4/2 valflerin konumları.

### 5.2.3.2. Çek Valfler

Çek valfler akışa bir yönde izin verip, ters yönde izin vermezler. Tüm hidrolik ünitelerde ve hidrolik derin çekme preslerinde yaygın olarak büyüklüğüne göre kullanılır.

#### 5.2.3.2.1. Ön Uyarılı Çek Valf (Kilitleme Valfi)

Bu valfin, basit çek valften farkı, uyarı verildiği zaman ters yönde de akışa izin verir. Özellikle hidrolik derin çekme preslerinde;

1. Basınç altındaki silindirin geri kaçmaması
2. Boru veya hortum patladığında pot silindirinin geri düşmemesini sağlar.

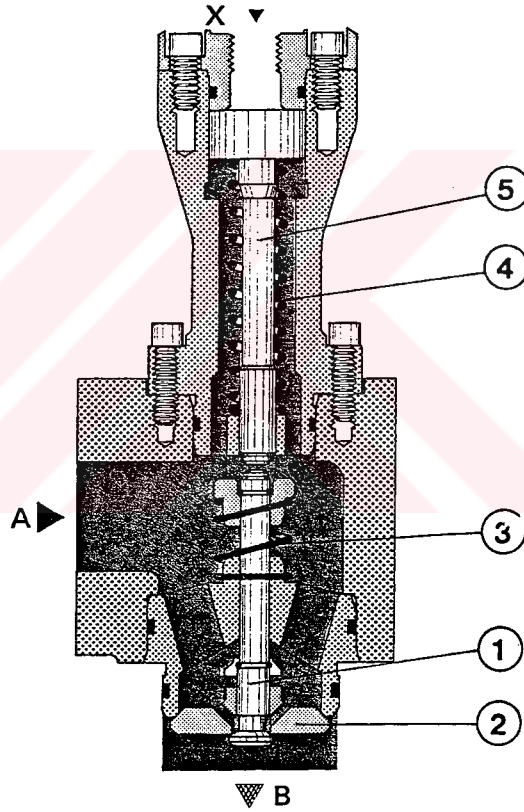


### 5.2.3.2.2. Ön Dolu Valfi



Şekil 5.9 Öndolum valfi şeması

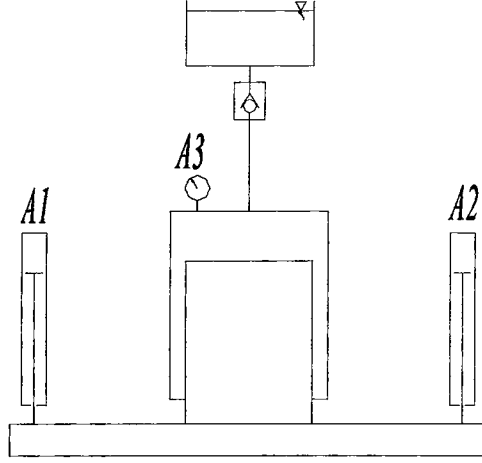
Bu valf büyük ölçüde bir çeşit ön uyarılı çek valftir. Büyük silindirlerin içini hızla yağ doldurmak için kullanılır.



Şekil 5.10 Öndolum valfi.

Yukarıdaki şekildeki ön dolu valfinin elemanları "1" ön uyarı koniği, "2" ana konik, "3" yay, "4" uyarı piston yayı, "5" uyarı pistonudur.

Aşağıdaki şekilden de anlaşılacağı gibi silindirin üzerine yerleştirilen depodan yağı emerek çalışır. Bir kural olarak 50 t dan büyük tüm derin çekme preslerinde kullanılmalıdır diyebiliriz. Bunu bir misalle izah edelim.



Şekil 5.11 Öndolum valfinin kullanımı.

Şekilden anlaşılan 150t luk bir derin çekme presi olsun. Bu preste 1ad. ana silindir ve 2ad. ufak silindir bulunmaktadır.

Bu preste tablasının 100 mm/s hızla aşağıya inmesini istersek;

$$\begin{aligned} D_1 &= 50\text{mm} & A_1 &= 19,62\text{cm}^2 \\ D_2 &= 50\text{mm} & A_2 &= 19,62\text{cm}^2 \\ D_3 &= 290\text{mm} & A_3 &= 660\text{cm}^2 \end{aligned}$$

$$Q = \frac{3 \cdot A \cdot V}{50} \quad (5.5)$$

$$Q = \frac{3 \cdot 19,625 \cdot 10}{50} = 23,55 \approx 24 \text{ lt/dk debi gereklidir.}$$

Q= Debi lt/dk

A= Alan  $\text{cm}^2$

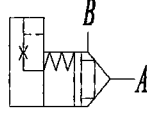
V= Hız cm/s

$$Q_2 = \frac{3 \cdot A_2 \cdot V}{50} = \frac{3 \cdot 660 \cdot 10}{50} = 396 \text{ lt / dk}$$

Yukarıdaki örnekten anlaşılacağı üzere eğer 2ad. servo silindirler kullanılmazsa 100 mm/s hızı elde edebilmek için 396 lt/dk kapasiteli bir pompaya ihtiyaç vardır. Fakat küçük servo silindirler kullanıldığı takdirde plaka aşağı inerken sadece servo silindirlere yağ gönderilecek büyük olan ana silindir ise vakum etkisiyle ön dolum valfini açarak depodan yağ emecektir. Bunun yanında ön dolum valfi enerji tasarrufuda sağlayacaktır.

Çünkü 396 lt/dk kapasiteli bir pompaya kullanılacak motor ile 24 lt/dk. kapasiteli bir pompaya kullanılacak bir motor arasında büyük bir fark vardır.

### 5.2.3.3. Lojik Valfler (Kovan Valfler)



Şekil 5.12 Lojik valf sembolü

Büyük debilerin elde edildiği hidrolik derin çekme preslerinin veya değişik ünitelerin devrelerinde lojik (mantık elemanları) valfler kullanılır. Bu yüzden kovan valfler sağladığı avantajlar nedeniyle yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu avantajlar;

1. İmalat kolaylığı
2. Yüksek debi geçirgenliği
3. Sızdırmaz bir kapama sağlamaları
4. Küçük boyutlu olmaları
5. Farklı yön denetimler için kullanılabilmeleri

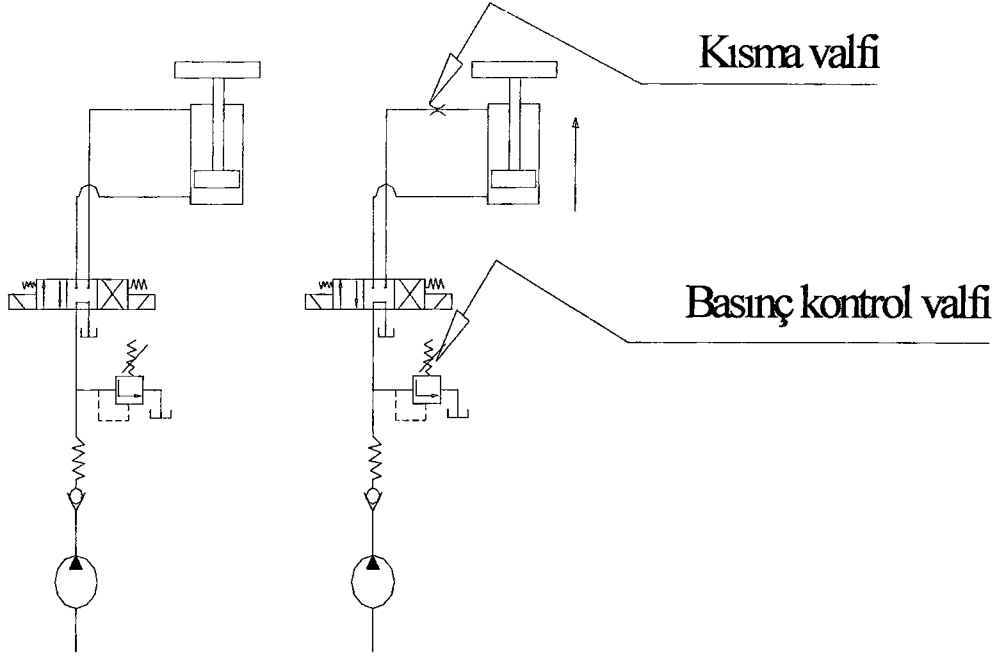
Yine bu valfler bobin uyarılı veya oransal bobin uyarılı şekllinden de kullanılabilir.

### 5.2.3.4. Akış Denetim Valfleri

Bir akış denetim valfinin görevi, devreye veya bir bölümüne giden yağın debisini azaltmaktır. Bu olayı devrede normal geçiş hattında bir kısımıyla gerçekleştirir.

Şekildeki devrede 10 lt/dk`lık bir pompa bastığı yağı sisteme göndermek için yağa gerekli basıncı uygular. Silindirin önünde bir yük yoksa bu basınç enerjisi, sıvının yapışkanlığı, sürtünme nedeniyle ısıya dönüşecektir. Fakat bu ısı küçük bir ısı miktarıdır.

Eğer devreye pompanın bastığı yağı kısıtlayacak bir akış denetim valfi konursa pompa hala tüm debiyi valften geçirmeye çalışacaktır. Valfin girişindeki basınç emniyet valfinin anma basıncına ulaştığı zaman yağın bir kısmı depoya geri dönecektir. Bu anlatılan olaydan şu sonuçlar çıkar:



Şekil 5.13 Kısma valfinin kullanımı.

1-Kısma deliğinin ölçüsü akışı etkiler.

2-Kısma deliğinin giriş ve çıkışındaki basınç farkı akışı etkiler.

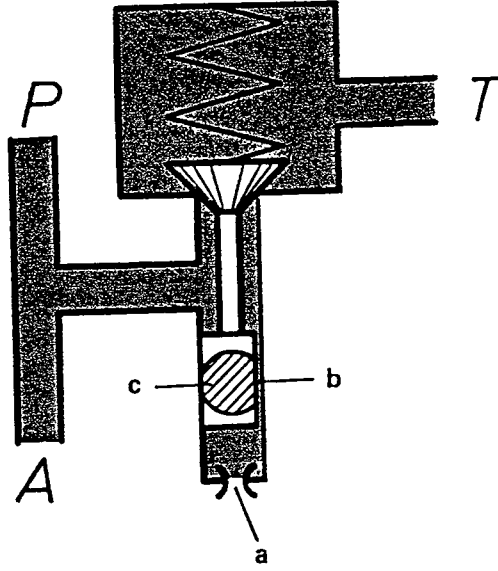
3-Sıvının sıcaklığı akışı etkiler.

Kısma deliğinin önündeki veya arkasındaki basınçta herhangi bir değişme delikteki akışı etkiler ve bu kısma bir derin çekme presinde uygulanıyorsa silindirin hızı ve dolayısıyla çekme hızında değişmeler olur. Fakat bu kısma valfleri duyarsız akış kontrol valfleridir. Valfteki basınç düşümü, hassas bir dengede akış sağlayabilmek için sabit kalmalıdır. Bunun için 2 yollu veya 3 yollu akış ayar valfleri kullanılır.

#### 5.2.3.5. Basınç Denetim Valfleri

Tüm hidrolik sistemlerde büyük bir olasılıkla basınç normalde kapalı bir basınç denetim valfi ile denetlenebilir. Resimde görülen basınç denetim valfi

1. Gövde
2. Kovan
3. Yay
4. Ayar mekanizması



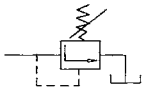
Şekil 5.15 Direk uyarılı basınç emniyet valfi şema ve resmi.

5. Sönümlenme sürgüsü

6. Yuva elemanlarından oluşmaktadır.

Valfin bir deliği sistem basıncına diğer deliği depoya bağlıdır. Basınç önceden belirlenen bir değere ulaştığında gövdedeki sürgü hareket ederek basınç deliğine bağlayıp akışı depoya yönlendirir. Bu tip valflere basınç emniyet valfi adı verilir. Bu valfler sistem güvenliğini sağlamaktan başka, bir işlem diğer bir işlemde önce yapılmasını sağlamak amacıyla kullanılır. Bu tip emniyet valfleri 2 tiptir:

#### 5.2.3.5.1. Doğrudan Uyarılı Basınç Denetim Valfleri

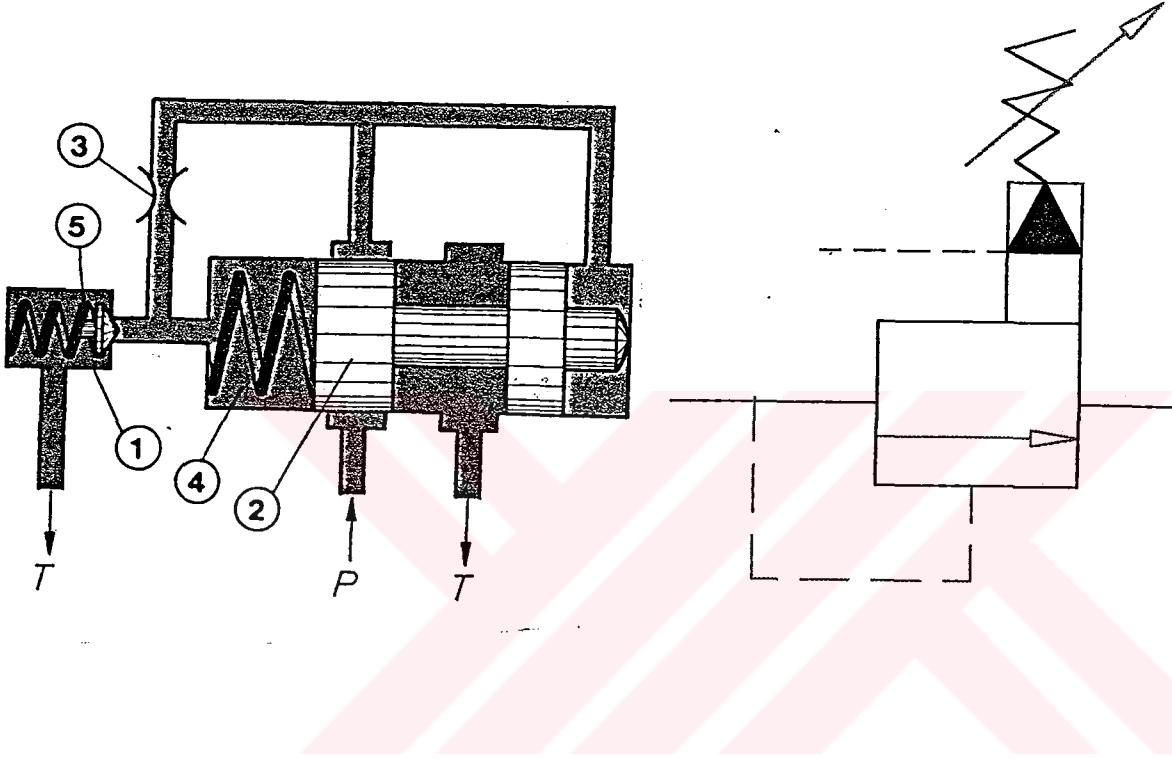


Şekil 5.14 Valfin sembolü

### 5.2.3.5.2. Pilot Uyarılı Basınç Denetim Valfleri

Bu valf pilot uyarı valfi (1) ve ana valf (2) den oluşur.

Sistem basıncı P kanalından ana sürgünün sağ yanındaki hücreye, dolayısıyla ön uyarı valfinin kapama elemanına etki eder.



Şekil 5.16 Ön uyarılı basınç emniyet valfinin şeması ve gösterimi.

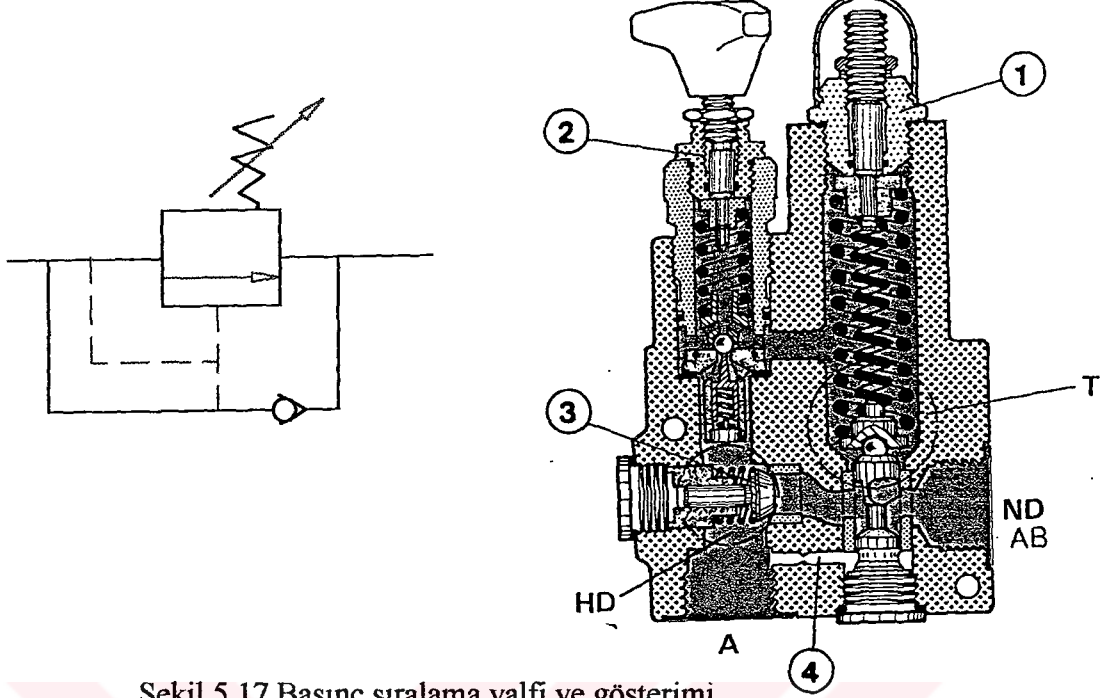
Şekilde görülen ön uyarılı basınç denetim valfi

1. Ön uyarı valfi
  2. Ana valf
  3. Orifis
  4. Ana valf yayı
  5. Ön uyarı valf yayı
- elemanlarından oluşur.

### 5.2.3.5.3. Basınç Sıralama Valfleri

Bir işlemin yapılmasından önce diğer bir işlemin yapılmasını sağlayan normalde kapalı basınç valfine sıralama valfi denir. Bu valf şekildeki gibi gövde 1, denetim sürgüsü 2, ayar düzeni 4 ve baskı yayları 3 ve 5 ten oluşur. Basınç emniyet valflerinden farkı devreye seri

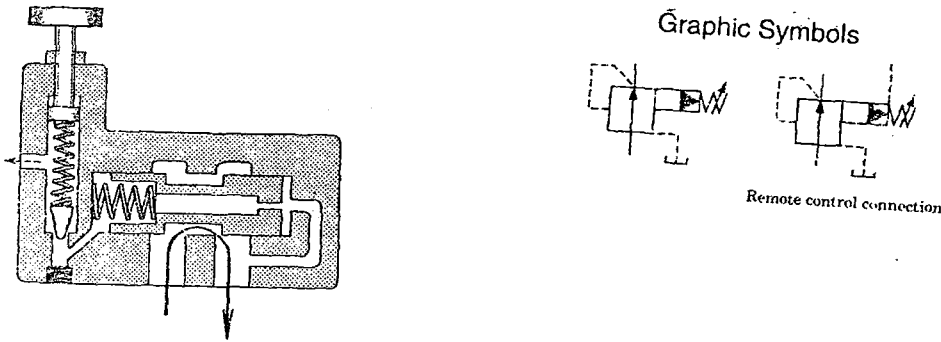
olarak bağlanması ve ayarlanan basınç değerine ulaşıldığı zaman sistemi çalıştırma ve durdurma özelliğidir. Bu yüzden basınç emniyet valfine oranla, kapama elemanı daha hassas bir ayarlama yapabilir. Doğrudan uyarılı ve pilot uyarılı tipleri vardır.



Şekil 5.17 Basınç sıralama valfi ve gösterimi.

#### 5.2.3.5.4. Basınç Düşürücü Valfler

Basınç düşürücü valf normalde açık bir basınç denetim valfidir. Bu valf uyarısını valften çıkan yağdan alır.



Şekil (5.18) Bir basınç düşürücü valf şekil ve şema

### 5.2.5. Hidrolik Silindirler

Hidrolik silindirler doğrusal hareketler ile kuvvet iletimini sağlayan elemanlardır. Silindir kuvveti etki altında bulunan yüzey ile çalışma basıncına bağlıdır.

$$F = p \cdot A \quad (5.6)$$

F..... Kuvvet kg

p..... Basınç bar

A..... Alan  $\text{cm}^2$

Bu değerler strok başlangıcından sonuna kadar sabittir. Piston kolu hızı birim zamanda iletilen akışkan miktarı ile silindir yüzeyine bağlıdır.

$$V = Q \cdot A / t \quad (5.7)$$

Q..... Debi

A..... Alan

t ..... Zaman

V..... Hız

Hidrolik silindirler kullanım yerlerine göre çeşitli tiplerde imal edilirler.

**Tek etkili silindirler;** kuvvet iletiminin tek yönde gerçekleştiği bu silindirlerin hidrolik derin çekme preslerinde geniş bir uygulama sıklığı vardır. Dış kuvvet geri dönüş için gereklidir.

**Yay dönüşlü silindirler;** bu silindirlerde şekilden de anlaşılacağı üzere yağ basıncıyla sağa doğru hareket eden pistonun sola gitmesi ve yay kuvveti ile olur. Daha çok ufak tip silindirlerde kullanılan bu silindirlerin hidrolik derin çekme preslerinde kullanımı yoktur.

**Çift etkili silindirler;** bu silindirler her iki yönde hareket edebilirler. Hidrolikte çok geniş bir uygulama alanı bulunmaktadır.



**Tek piston kollu silindirler;** her iki yönde de hareket edebilen bu silindirlerde piston kolunun dışa doğru olan hareketindeki kuvvet içe doğru hareketindeki kuvvetten daha büyüktür.

**Teleskobik silindirler;** birden fazla pistonun iç içe koyarak hareket ettiği özel silindirlerdir. Teleskobik silindirler daha çok bir yükü yüksek bir yere kaldırmak için veya yüksek bir yerden indirmek için kullanılır. Bu silindirlerde basınç yüke ve etkili yüzeyin büyüklüğüne göre değiştiğinden önce büyük piston hareket eder.

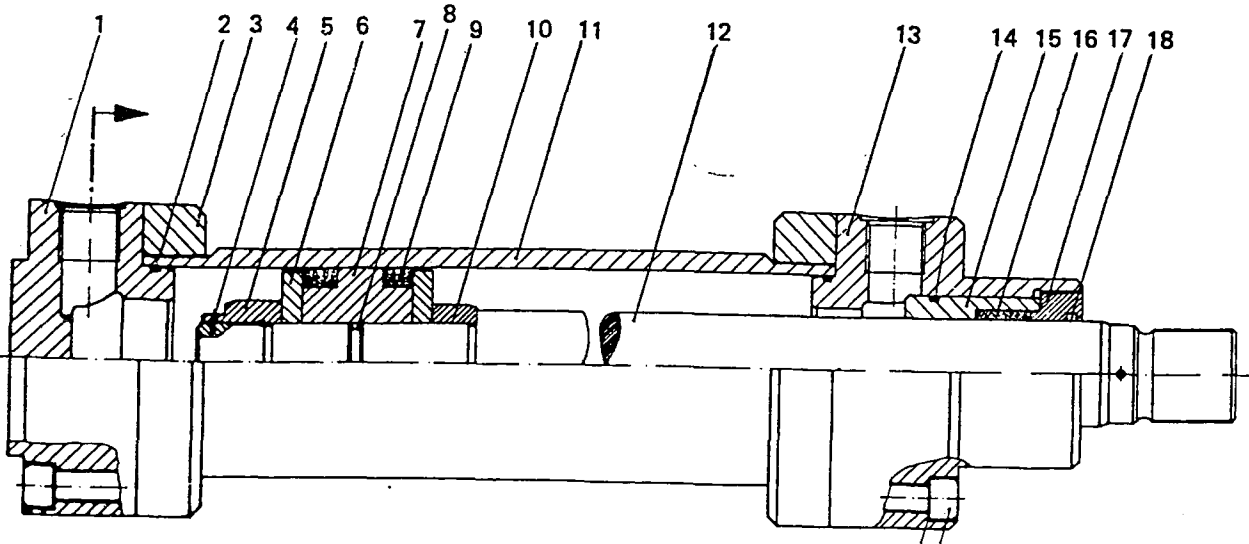
Her piston kademesinde basınç artar. Çünkü yük sabit kalırken etkili olan yüzey küçülmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda ve hidrolik preslerde çoğunlukla çift etkili silindirler kullanıldığından bu silindirleri biraz detaylı olarak incelemek faydalı olacaktır. Bu silindirler germe cıvata bağlantılı, her iki silindir ucu cıvata bağlantılı veya silindir tabanı kaynak ve silindir kafası cıvata bağlantılı olmak üzere iki gruba ayırabiliriz. Bu silindirlerde yüzeyler oranı farklıdır .

$$\text{Yüzeyler oranı } (m) = \frac{\text{PistonYüzeyi}}{\text{PistonHalkasalYüzeyi}} \quad m = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \quad (5.8)$$

D..... Büyük çap

d..... Piston kolu çapı



Şekil 5.19 Bir hidrolik silindir

Parça İsimleri:

1- Arka kapak	10- Yastıklama burcu
2- O-ring	11- Boru
3- Flanş	12- Piston Kolu
4- Segman	13- Ön kapak
5- Yastıklama burcu	14- O-ring
6- Keçe pulu	15- Yatklama burcu
7- Piston	16- Boğaz keçesi
8- O-ring	17- Keçe kapağı
9- Keçe	18- Toz keçesi

#### 5.2.5.1. Boru Et Kalınlığı Hesabı

$$1,7 \geq \frac{d_a}{d_i} \text{ durumunda (DIN 2413)} \quad (5.9)$$

$$S_0 = \frac{d_a \cdot p \cdot s}{200 \cdot \sigma_{AK}} \text{ mm} \quad (5.10)$$

$\sigma_{AK}$  değerleri

St 35,29	23 dan/mm <sup>2</sup>
St 45,29	26 dan/mm <sup>2</sup>
St 55,29	30 dan/mm <sup>2</sup>

#### 5.2.4.2. Silindir Taban Kalınlığı Hesabı

$$S_0 = \frac{d_a \cdot p \cdot s}{100 \cdot \sigma_{AK}} \text{ mm} \quad (5.11)$$

$$S_0 = (1,6 \sim 2,5)$$



Şekil 5.20 Silindir tabanı

$S_0$ ... Et kalınlığı mm

$p$ ... Basınç bar

$\sigma_{AK}$ ... Akma dayanımı  $\text{dan/mm}^2$

$S$ ... Emniyet Katsayısı 1,7~2

$d_a$ ... Boru dış çapı mm

$d_i$ ... Boru iç çapı mm

#### 5.2.4.3. Piston Kolu Burkulma Hesabı

Burkulma hesabı genellikle Euler formülüne göre yapılır.

$$\text{Burkulma Kuvveti } K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S_k^2} \text{ kg} \quad (5.12)$$

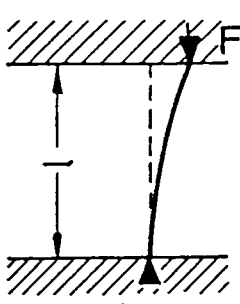
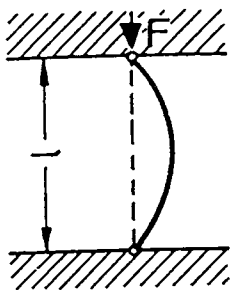
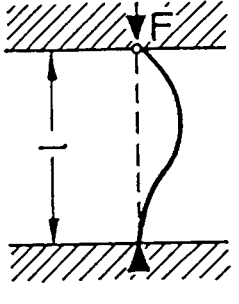
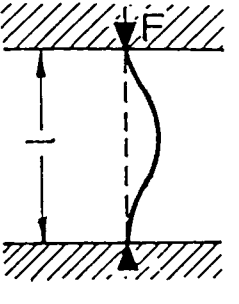
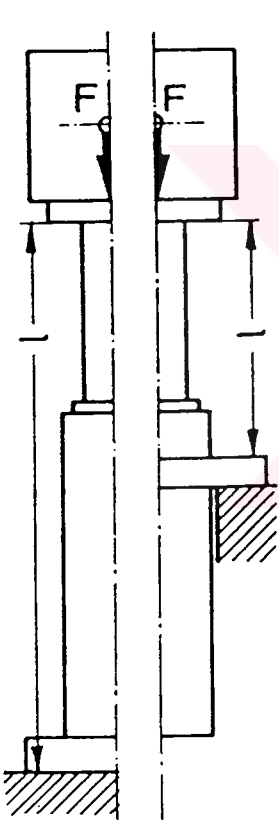
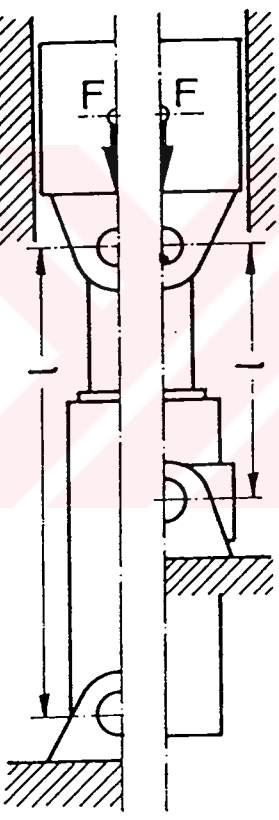
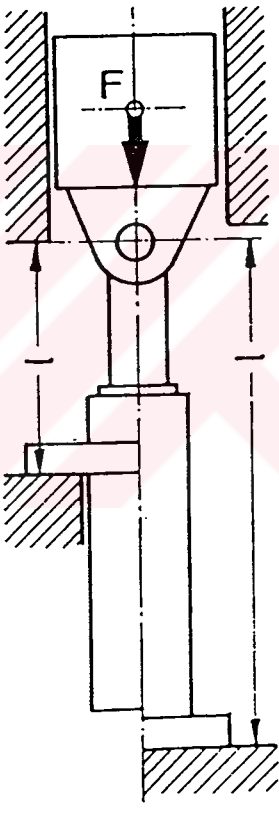
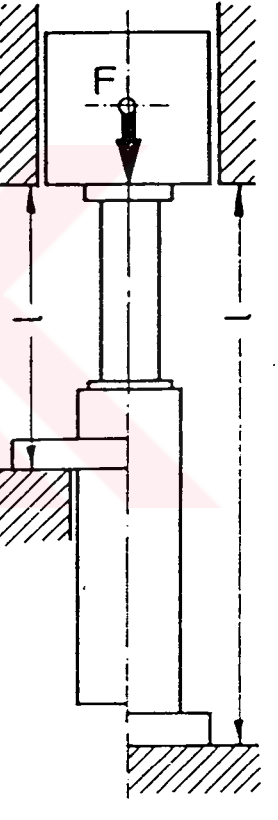
$$\text{Max. Çalışma Yüğü } F = K/S \quad S = (2,5 \sim 3,5) \quad (5.13)$$

$S_k$  Serbest Burkulma Boyu mm

$E$  Elastisite modülü (çelik için  $2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ )

$J$  Eylemsizlik momenti  $\text{cm}^4$

$$J = d^4 \cdot \pi / 64 \text{ (dairesel kesitler için)} \quad (5.14)$$

Euler yük Durumları	Durum 1 Bir ucu serbest diğer ucu sabit bağlantılı	Durum 2 Her iki ucu eklemlerle bağlantılı	Durum 3 Bir ucu eklemlerle diğer ucu sabit bağlantılı	Durum 4 Her iki ucu sabit bağlantılı
Burkulma şekli				
Serbest burkulma boyu	$s_k = 2l$	$s_k = l$	$s_k = l \cdot 0,7$	$s_k = \frac{l}{2}$
Hidrolik silindirin bağlantı şekli				
Öneriler			Yükün dikkatle itilmediği durumlarda gerilmeler olabilir.	Uygun değil, gerilmeler olabilir.

Şekil 5.21 Hidrolik silindirlere burkulma durumları

## 5.2.6. Pompalar

Hidrolik pompalar, kendilerini tahrik eden motor tarafından iletilen enerjiyi, çalışma enerjisine çevirirler. Tüm pompalar emiş ağzında artan bir hacim basma ağzından azalan bir hacim oluştururlar. Fakat bu işlem tüm pompalarda farklıdır.

Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompaların diğer pompalardan en önemli farkı pozitif iletimli olmalarıdır. Bunun manası şudur. Emilen yağ mutlaka basılmak zorundadır, dolayısıyla basılan yağın önünde direnç söz konusu olduğunda basınç meydana gelecektir.

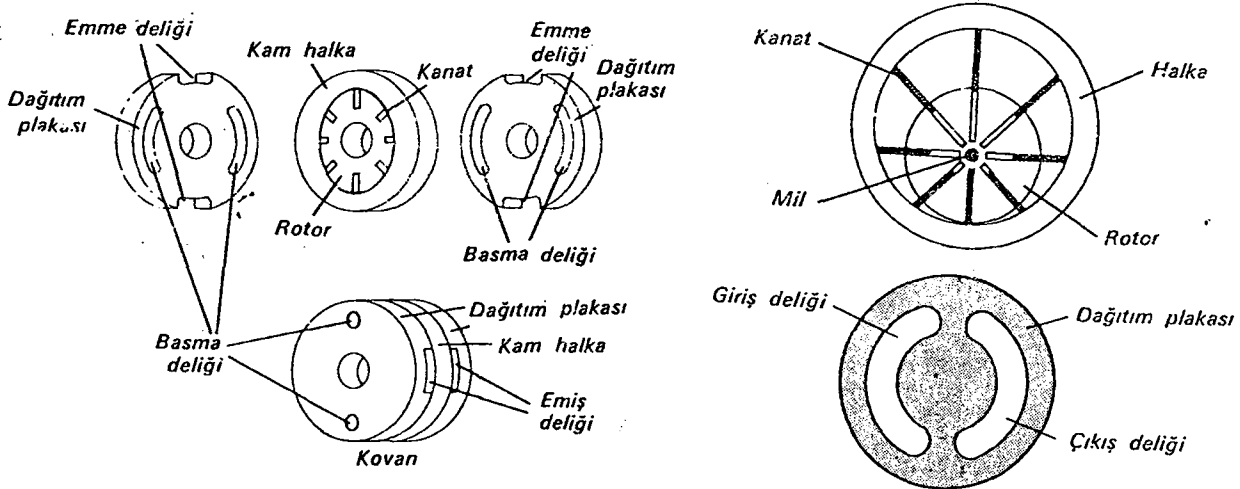
Bir çok pompa çeşidinden biz sadece, hidrolik sistem ve hidrolik derin çekme preslerinde yaygın olarak kullanıldığından dolayı üç çeşit pompadan bahsedeceğiz.

### 5.2.6.1. Paletli Pompalar

Paletli pompalar, paletleri bir halka boyunca hareket ettirerek pompalama hareketi oluşturur. Bir paletli pompa rotor, paletler, dağıtım plakası ve halkadan oluşur.

Üzerindeki yarıklarda paletler bulunan pompa rotoru hareketine bağlı olduğu tahrik milinden alır. Rotor döndürüldüğünde kanatlar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle dışarı doğru savrulurlar ve halka çeperinin içinde dönerler. Fakat halka kesinlikle dönmez. Rotor halka eksenine göre kaçık yerleştirildiğinden, rotor dönerken paletler halka boyunca artan ve azalan hacimler oluştururlar. İlk bölümde emilen yağ daha sonraki bölümde basılır. Emme ve basma işlemi dağıtım plakasındaki giriş ve çıkış delikleri vasıtasıyla yapılır.

#### Kovan (Cartridge)



Şekil 5.22 Paletli pompanın elemanları ve çalışma ilkesi.

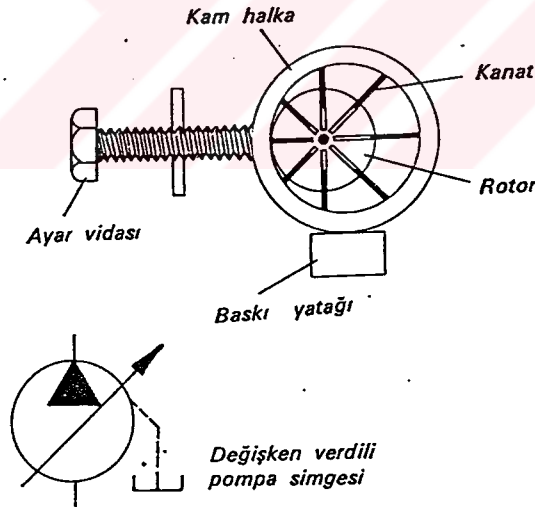
Paletli pompalarda debi eşitliği

$$Q = \frac{2.h.B.(d+h).\pi.n}{1000} \text{ lt / dk.} \quad (5.15)$$

Q	Debi lt/dk.
h	Palet stroğu cm
B	Palet genişliği cm
D	Rotor çapı cm
n	Devir sayısı dev./dk.

### 5.2.6.1.1. Değişken Debili Paletli Pompalar

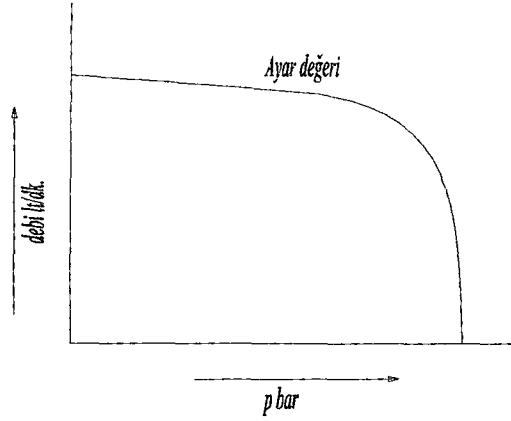
Pozitif iletimli bir paletli pompanın bir devirde verdiği yağ miktarı sabittir. Buda pompanın sabit debili pompa olması anlamına gelir. Fakat bazı hallerde debinin değişken olması daha uygundur. Bu tahrik motorunun dönme sayısını değiştirerek sağlanabilir. Fakat ekonomik ve pratik değildir. En iyi yol pompanın basma hacmini değiştirmektir.



Şekil 5.23 Değişken debili paletli pompa.

Ayar vidası, halka, baskı yatağı, rotor, paletlerden oluşan paletli pompalarda (değişken debili) ayar vidası tam sıkılı iken rotor ile halkanın eksenleri kaçıktır ve palet stroku ve buna bağlı olarak basılan yağ miktarı en fazla durumdadır. Ayar vidası

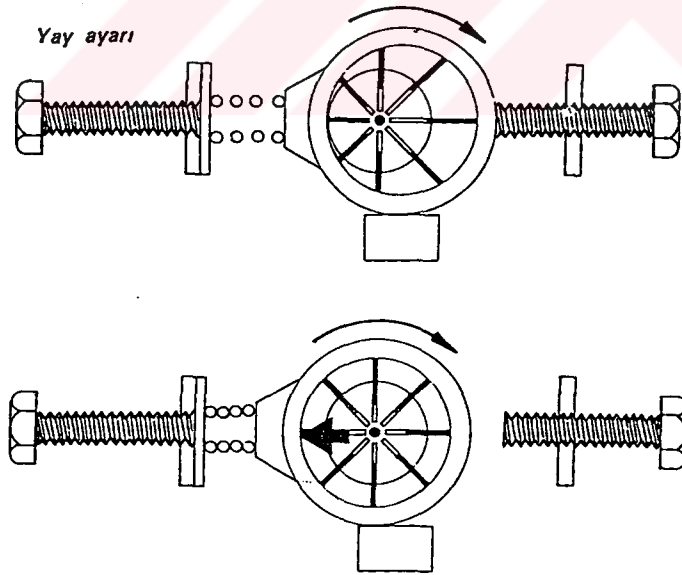
gevşetildiğinde, halka hareket eder, böylece halka eksenine motor tarafından çevrilen rotor eksenine arasındaki uzaklık azalır.



Şekil 5.24 Değişken debili paletli pompa basınç-debi eğrisi. (Atos, 1996)

Sonuç olarak palet sıklığı ve debi azaltılmış olur. Ayar vidası tamamen geri alındığında rotor eksenine halka eksenine çakışır ve rotorun dönüşünde artan, azalan hacimler oluşmadığı için pompa yağ basmaz. Dolayısıyla bir ayar vidası ile pompanın debisi sıfırdan max.'a kadar kademesiz olarak değiştirilebilir.

#### 5.2..1.2. Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompa



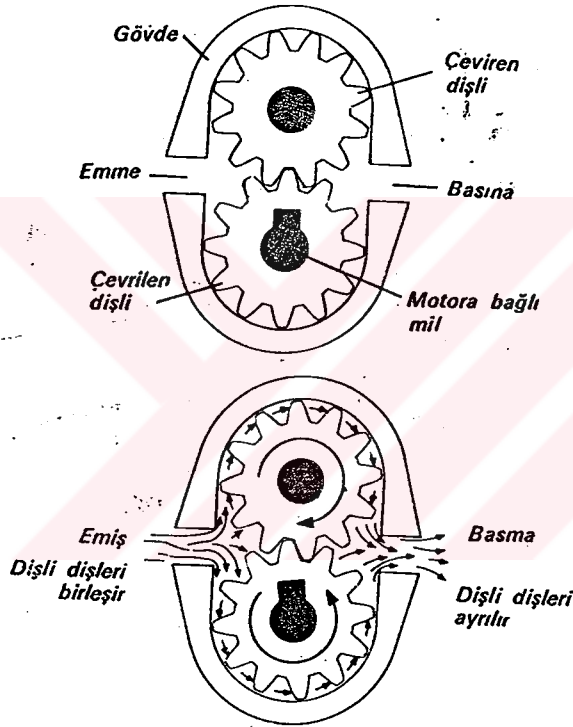
Şekil 5.25 Basınç duyarlı değişken debili paletli pompa

Bu pompalarda ek olarak halkayı merkezlemek için gerilimi ayarlanabilir bir yay konulmuştur. Halkanın iç çeperine etkiyen basınç yayın kuvvetini yenecek değere

ulaştığında halka merkezini rotor milinin merkezine getirir, kaçaklar için gerekli yağ miktarı dışında pompa yağ basmaz ve sistem basıncı yayın ayar değeri ile sınırlanır. Şekildeki grafiklerde anlaşılacağı üzere debi ayarlanan basınç değerine kadar kaçakların dışında sabittir. Bu basınç değerine ulaştığında debi sıfıra düşecektir. Bu özellik sistemdeki emniyet valfindeki gibi ısınarak tahliye olmaz. Bu yüzden güç kaybı çok azdır.

### 5.2.6.2. Dişli Pompalar

En çok kullanılan ve en ekonomik olan bu pompalar basit bir anlatımla giriş çıkış delikleri bulunan gövde ve birisi tahrik motoruna bağlı çeviren dişli, diğeri çevrilen dişliden oluşur.



Şekil 5.26 Dişli pompanın elemanları ve çalışması.

Tahrik motoru çeviren dişliyi döndürdüğü zaman çevrilen dişlide çeviren dişlinin eş çalışan bir elemanı olarak döner ve dişlilerin birbirini kavraması esnasında şekilden de anlaşılacağı gibi yağ pompa gövdesine girer ve iki diş ve gövde arasında oluşan odaya hapsolür. Bu noktada dönme devam ettiği için hapsolan yağ sisteme gönderilir.

Bu anlatılan dişli pompalarda iki dişlinin çevresine dişler açıldığı için bu tip dişli pompalar dıştan dişli pompalar olarak adlandırılır. Ekonomik olduğundan dolayı en çok bu dıştan dişli pompalar kullanılır. Dişli pompanın debisi dişli büyüklüğü ile belirlenir.



$$Q = \frac{2.B.dt.m\pi.n}{1000} \text{ lt / dk.} \quad (5.16)$$

Q	Debi lt/dk.
dt	Taksimat dairesi çapı cm
B	Diş genişliği cm
M	Modül cm
N	Devir sayısı dev./dk.

### 5.2.6.3. İçten Dişli Pompa (geretor pompa)

İçten dişli pompa bir halkanın içine açılmış dişler ile bir eş çalışan dıştan dişliden oluşur. Endüstriyel hidrolik uygulamalarında çoğunlukla geretor tipi içten dişli pompa kullanılmaktadır. Bu pompada ortada çeviren bir dişli vardır. Bu dıştan dişli döndüğü zaman büyük olan halka dişliyi de döndürür. Dişlilerin dişleri birbirinden ayrıldığı zaman artan ve azalan hacimle devreye basılır.

Bu pompada da giren ve çıkan yağ bir dağıtım plakası ile ayrılır.

İki dişli sürekli birbiriyle temasta olduğundan dolayı zamanla dişliler arasında küçük parçalar ve sürtünme diş yüzeylerinin aşınmasına yol açacaktır. Fakat burada sürtünmeden çok yoğun temiz olması çok daha önemlidir. Bu anlatılan aşınma pompanın debiyi gerektiği gibi sağlayamamasına dolayısıyla verimin düşmesine yol açacaktır.

Kaçan yağ değeri gerçek yağ debisinin, teorik debiye oranı ile belirlenir.

$$\eta_v = \frac{Q_g}{Q_t} = \%90 \approx 98 \quad (5.17)$$

Pompadaki enerji dönüşümünden dolayı bir kayıp güç meydana gelecektir. Pompada meydana gelen bu güç kaybı çıkıştaki hidrolik gücün, girişteki mekanik güce oranı sonucunda oluşan genel verim ile belirlenebilir.

$$\eta_g = \frac{P_h}{P_m} = \%80 \approx 92 \quad (5.18)$$

Aynı zamanda genel verimin hacimsel verime oranıda mekanik verimi verir.

$$\eta_m = \frac{\eta_g}{\eta_v} = \% 88 \sim 94$$

(5.19)

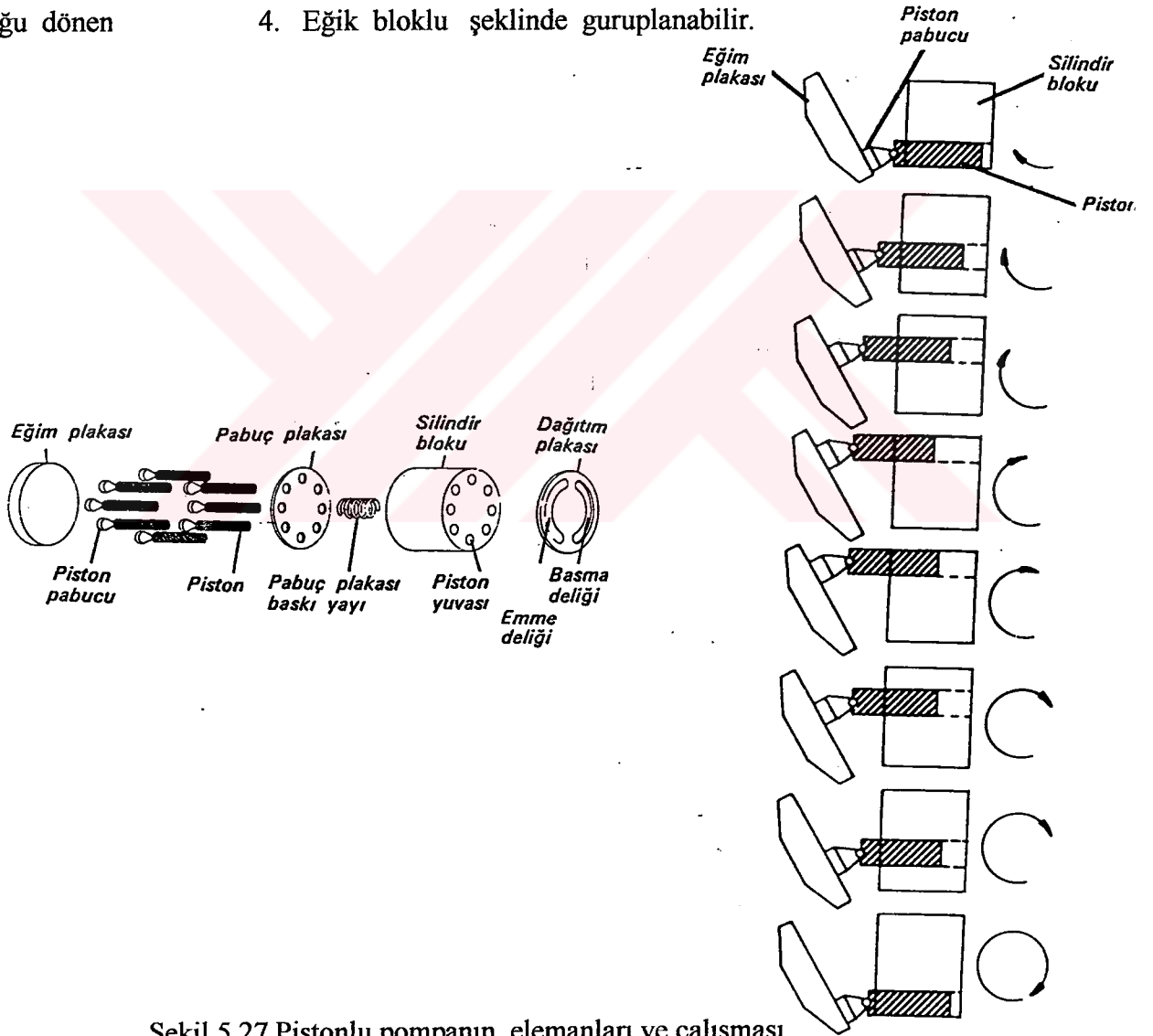
#### 5.2.6.4. Pistonlu Pompalar

Bu pompalar, pistonun silindir içerisinde ileri geri hareket etmesiyle yağ pompalama işlemi gerçekleşir. Pistonlu pompalar iki gruba ayrılır.

1. Eksenel Pistonlu Pompalar
2. Radyal Pistonlu Pompalar

Pistonların pompa eksenine paralel şekilde yerleştirildiği bu pompalar,

1. Eğik plakalı
2. Bloğu dönen
3. Bloğu sbt.
4. Eğik bloklu şeklinde gruplanabilir.



Şekil 5.27 Pistonlu pompanın elemanları ve çalışması

Pistonlu pompalarda esas olarak, silindir bloğu, pistonlar, piston pabucu eğim plakası, pabuç plakası baskı yayları, ve dağıtım plakasından oluşmaktadır.

Şekil de piston görülmektedir. Eğim plakası düşeyle bir açı yapacak şekilde bağlanmıştır. Pabuçlar eğim plakası üzerinde dairesel hareket yaparak pistonları da ileri geri hareket ettirirler ve böylece pompalama işlemi gerçekleşir.

Buna sebep tabi ki eğim plakasının açılı olmasıdır. Yine burada gerçekleşen yağ basma işlemi pistonların ileri geri hareketleri esnasında bir artan, azalan hacmi oluşturmalarıdır. Pistonlu pompaların teorik debilerini aşağıdaki gibi hesaplamak mümkündür.

### **Radyal Pistonlu Pompa**

$$Q_i = \pi \cdot e \cdot z \cdot n \cdot d^2 / 2000 \text{ lt/dk} \quad (5.20)$$

- e Eksantriklik cm
- z Piston sayısı
- d Piston çapı mm
- n Devir sayısı dev/dk

### **Eğik Bloklü Pistonlu Pompa**

$$Q_i = \pi \cdot D \cdot z \cdot n \cdot \sin \alpha \cdot d^2 / 4000 \text{ lt/dk} \quad (5.21)$$

- d Piston çapı cm
- D Piston eksenleri arasındaki uzaklık mm
- A Bloğun yatay eksenle yaptığı açı
- N Devir sayısı (dev/dk)
- Z Piston sayısı

### **Eğim Plakalı Pistonlu Pompa**

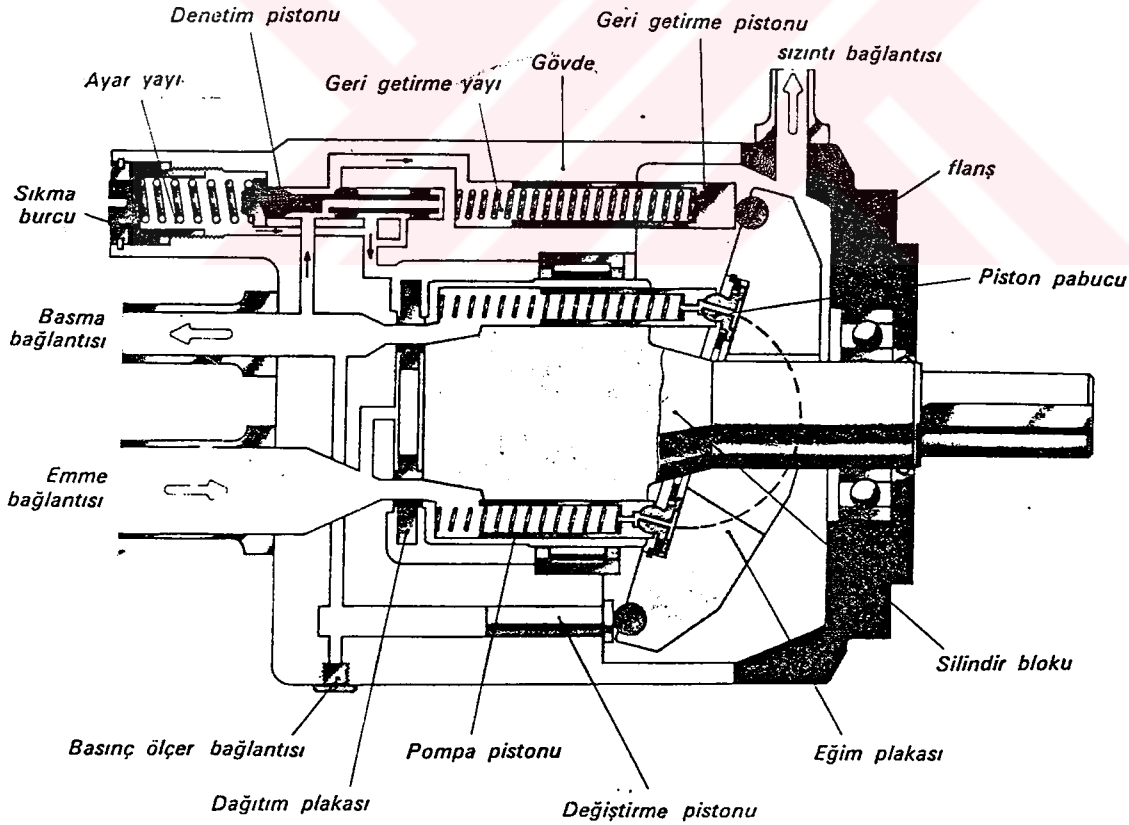
$$Q_i = \pi \cdot D \cdot z \cdot n \cdot \tan \alpha \cdot d^2 / 4000 \text{ lt/dk} \quad (5.22)$$

### 5.2.6.5.1. Değişken Debili Pistonlu Pompalar

Pistonlu pompalarda debi ayarı eğim plakasının açısını azaltıp, artırmakla mümkün olmaktadır. Fakat bu değişken olan debiyi sağlayabilmek değişik şekillerde yapılmaktadır.

#### 5.2.6.5.1.2. Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompa

Sabit debili bir pompanın kullanıldığı bir hidrolik devrede, pompa sürekli aynı debiyi bastığından dolayı emniyet valfinin ayarlanan değerine ulaştığı zaman devredeki fazla yağ emniyet valfi üzerinden ısınarak depoya geri döner. Basınç duyarlı değişken debili pistonlu pompanın kullanıldığı hidrolik devrede ise basınç ayarlanan değer konumuna geldiği zaman pompanın eğim plakasının açısı azalacak ve plaka dik konuma geldiği zaman yağ basmayacak ve yağın ısınması önlenecektir. Aynı zamanda basınç sürekli aynı kaldığından devrede oluşacak herhangi bir kaçıktan dolayı basınç düşmesi durumunda bu anında hissedilip devreye yağ gönderilecektir.



Şekil 5.28 Basınç duyarlı değişken debili pistonlu pompa.

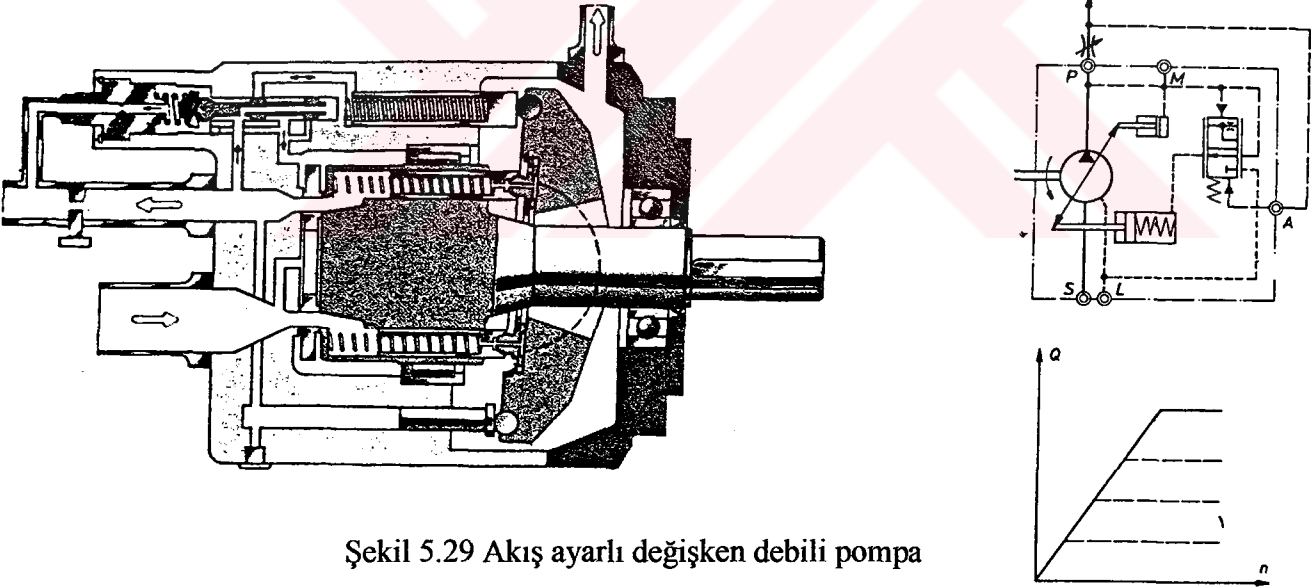
### 5.2.6.5.1.3. Akış Ayarlı Değişken Debili Pompa

Özellikle hidrolik derin çekme presi uygulamalarında pompa debisinin, değişik basınç değerlerinde sabit kalması artık istenmektedir. Bu özellik akış ayarlı değişken debili bir pistonlu pompa ile sağlanır.

Mekanizma bir sürgülü valf, eğim plakası, itme pistonu ve geri döndürme pistonundan oluşur.

Uyarı amacıyla basınç hattına bir kısma valfi kullanılır.

Pompa debisinin kısma bölgesinden geçişi sırasında bir  $\Delta p$  oluşur. Bu basınç dönüşümü neticesinde, girişteki basınç, eğim plakası, itme pistonu, sürgülü valfin uyarı bölümünde ve valften de geçerek geri döndürme pistonunda, çıkıştaki basınç ise sürgülü valfin yay bölümünde hissedilir. Bu anda pompa max debiyi sağlar. Devir sayısının belirli bir değere ulaştığı anda (örnek 1500d/dk) kısma valfindeki  $\Delta p$  daha büyük bir değere ulaşır. Bu sayede kısma valfinin girişindeki basınç sürgülü valfin konumunu değiştirecek ve geri getirme pistonundaki akışkan tahliye edilecektir. Sonuçta eğim plakası açısı küçülecek ve debi azalacaktır.

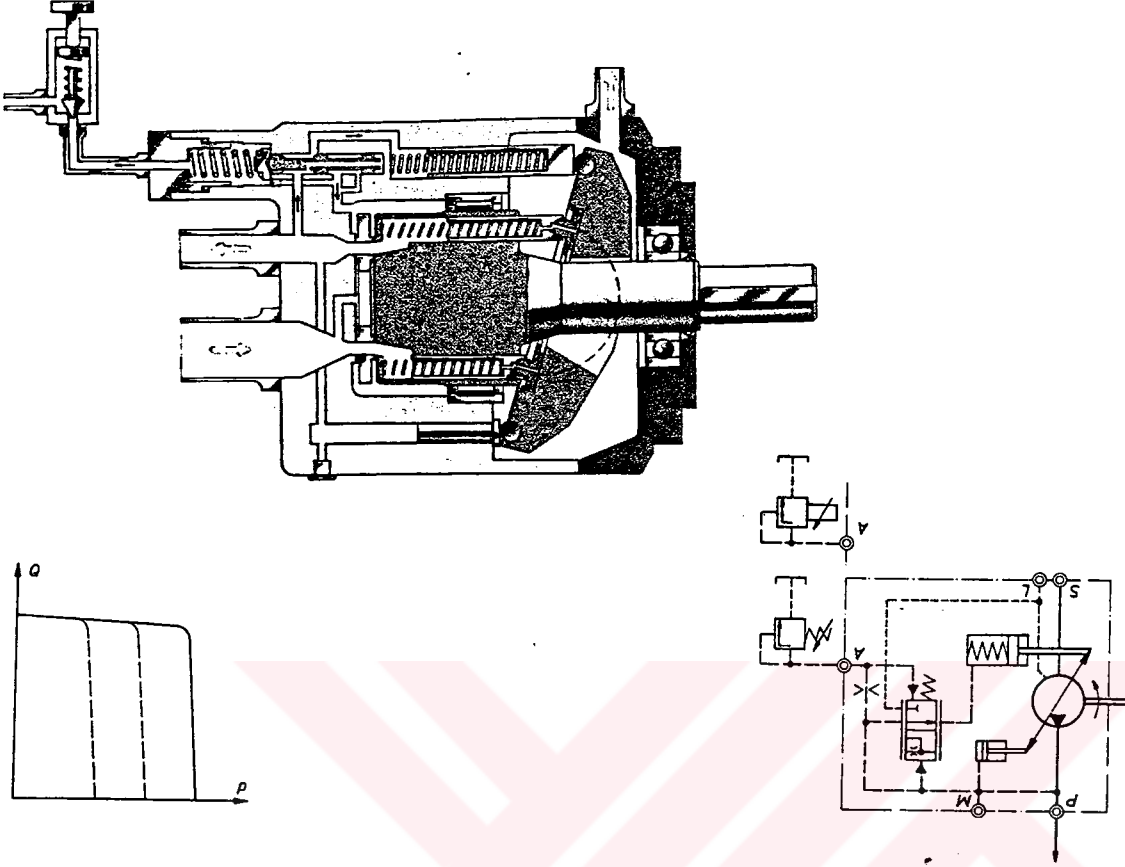


Şekil 5.29 Akış ayarlı değişken debili pompa

### 5.2.6.5.1.4. Uzaktan Basınç Ayarlamalı Değişken Debili Pompa

Bu pompada basınç ayarı uzaktan ve bir basınç sıralama valfi yardımcılığı ile yapılır. Basınç hattından alınan yağ pompanın ayar yayı bölgesine gönderilerek yayda bir sıkışma elde edilir. Sıkışmaya neden olan basınç değiştikçe devre basıncıda sınırlanmış olur.

Yüksek basıncın kısa süreli olması istenen devrelerde motor gücünü büyütmeden basıncın artmasına bağlı olarak debiyi azaltıp gücü sabit tutan bir mekanizma kullanılır. Dolayısıyla bu pompayla güç regülasyonu yapılabilmektedir.



Şekil 5.30 Uzaktan basınç ayarlamalı değişken debili pompa

Sonuç olarak pompalar hakkında şunları söyleyebiliriz:

Hidrolik sistemin (özellikle konumuz olduğu için hidrolik derin çekme preslerinin) uygun, uzun ömürlü, sorunsuz çalışması için kullanılacak pompanın doğru seçilmesi gerekir. Aşağıdaki tablo bu konuda bir fikir verebilir.

Çizelge (5.1) Pompaların genel özellikleri (Mert Akışkan Gücü, 1990)

Tipi	Max.basınç bar	Devir sayısı dev/dk.	Debi lt/dk	Verim
Dıştan dişli pompa	180...260	500...3000	300	50...90
İçten dişli pompa	300	300...3000	100	60...90
Sabit debili paletli	200	1000...3500	200	65...85
Değişken debili paletli	150	1000...2500	200	70...80
Eksenel pistonlu	250...350	500...3500	100...500	80...90
Radyal pistonlu	300...700	2000...3000	125	80...90
Vidalı pompa	160	500...3000	100	60...80

### 5.2.7. Sızdırmazlık Elemanları

Hidrolik devrelerde devre elemanları yağ basıncına maruz kaldıkları için yağ sızdırmazlığının çok iyi ayarlanması gerekmektedir. Sızdırmazlık elemanlarının seçimi bu yüzden önemli rol oynar.

Eğer piston keçesinde bir kopma, yırtılma varsa gönderilen yağ diğer bölüme geçeceğinden basınç yükselemeyecek ve silindir işlevini göremeyecektir. Ayrıca sızan yağ hidrolik üniteyi kirletecek, depoda yağın eksilmesine yol açacak mali bir yük getirecektir.

Şimdi keçeleri özellikle hidrolik derin çekme preslerinde kullanılanları kısaca guruplandırıp açıklama getirelim.

#### 5.2.7.1. Takım Keçeler

Bu keçeler özellikle büyük çaplı silindirlere kullanılır. Çavuş keçeler de denilen bu keçeler manşetlerden oluşur. Her bir manşet tek bir keçedir. Takım keçeler, uçlarda sert bezden imal edilen aşınmaya ve darbelere dayanıklı basınç halkasından, ara kısımda ise sızdırmazlığı sağlayan lastik ve bez esaslı keçeler bulunur. Arada kullanılan keçeler çap ve basınca göre değişir. Bu keçeler özellikle tek etkili silindir ve çift etkili silindirlere boğaz kısımlarında kullanılır.

Keçelerin uzun ömürlü ve sızdırmazlık problemi yaşamadan kullanılabilmesi için çalıştığı yerlerin yüzey hassasiyetini iyi sağlamak gerekir. Piston kolları taşlanıp krom kaplanır, bunun yanında keçenin geçtiği boru yüzeyi ise taşlanmış olmalıdır.

Sağlıklı bir çalışma için keçe civarındaki metal parçaların birbirine geçmesi ve aralarındaki açıklık durumu da önemlidir. Misal olarak piston, boruya sıkı geçerse boru yüzeyi sürtünmenin fazlalığı nedeniyle bozulacaktır.

Bu yüzden gerekli toleranslar aşağıdaki gibidir:

Çap	Tolerans
80.....120	H9/f8
120....500	H8/f7
500....630	350/μm
630....800	400/μm

Şekil 5.30 Takım keçe

### 5.2.7.2. Nutringler

Şekilde değişik kesitleri görülen nutringler hem boğaz kısmında hem de piston kısımlarında kullanılabilirler. Sadece lastik esaslı veya poliüretan esaslı olarak üretilirler. Basıncın az olduğu yerlerde lastik esashılar kullanılır.

Şekil 5.31 Nutring



### 5.2.7.3. Çift Etkili (kompakt) Silindir Keçeleri

Çift tesirli silindirlerin pistonlarında kullanılan bu keçeler kullanımı kolay olan keçelerdir. Kullanıldıkları yere göre tek veya daha fazla dudaklı olabilirler. Bunlar ortada sızdırmazlık elemanı ve yanlarda yastıklama burcundan oluşurlar.

Şekil 5.32 Kompakt keçeler

### 5.2.7.4. O-ringler

Sızdırmazlık elemanlarının en basiti genellikle yuvarlak kesitli ve en ekonomik olanıdır. Statik uygulamalarda doğru malzeme ve düzgün yüzeylerde çok yüksek basınçlara dayanabilirler. O-ringler hidroliğin ilk uygulamalarında pistonlarda kullanılırdı. Fakat günümüzde bu uygulamanın hükmü kalmamıştır. Bunun yerine nutringler veya çift etkili piston keçeleri kullanılmaktadır. Fakat o-ringler kısa hareketli dinamik uygulamalarda kullanılabilirler

Şekil 5.33 O-ringin çalışması

## 6. HİDROLİK DERİN ÇEKME PRESLERİ İÇİN DEVRE UYGULAMALARI

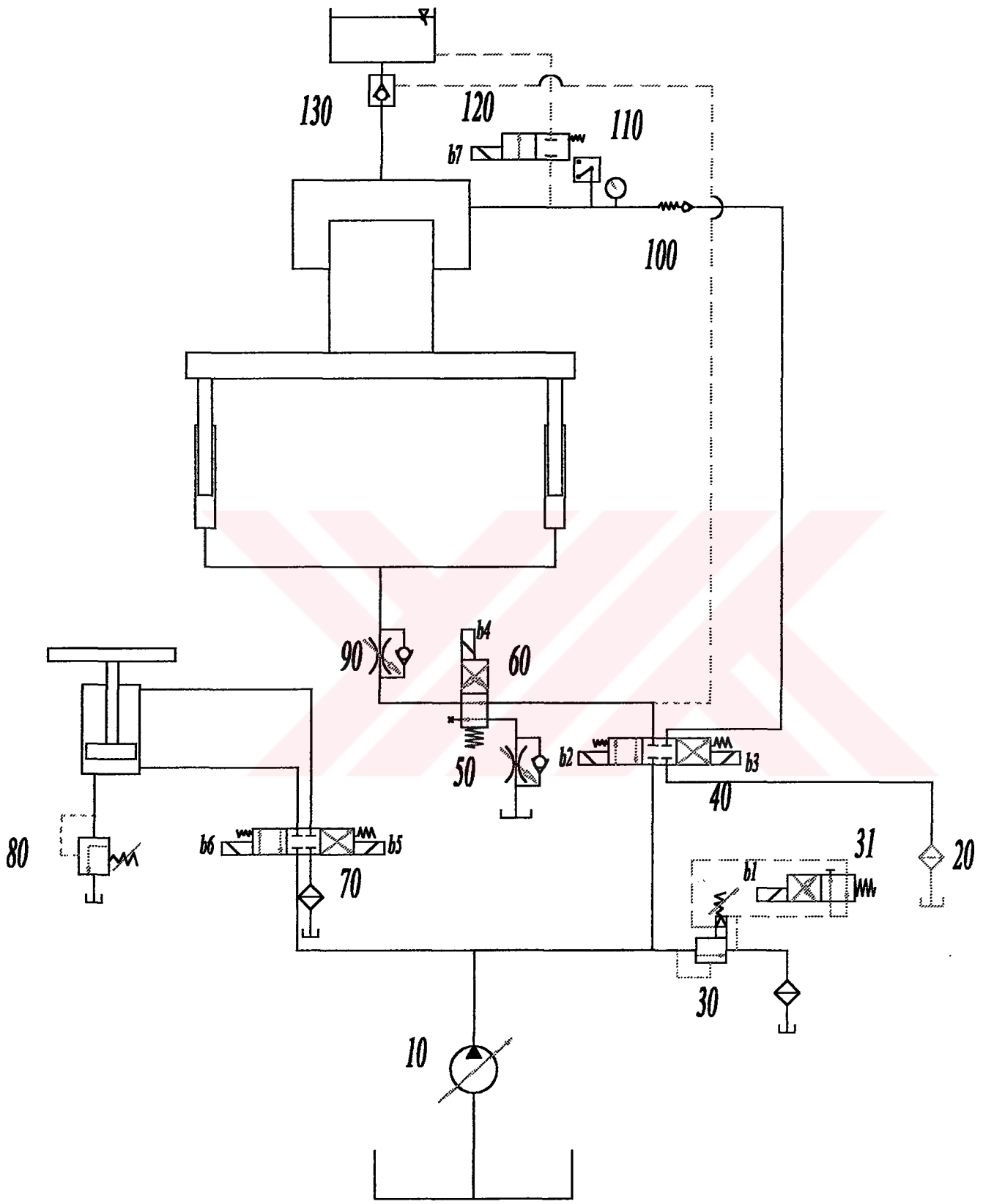
Hidrolik derin çekme preslerinde kullanılacak olan devreler çok çeşitli olabilir. Bir hidrolik derin çekme presi basit bir hidrolik devre ve karmaşık bir devreyle çalıştırılabilir. Bu basitlik ve karmaşıklık presin kapasitesi, hızları, ömrü, verimliliği ile ilgilidir. Yani bir hidrolik derin çekme presi isteğe ve amaca göre basit birkaç sürgülü valf veya oransal valf, lojik valflerle donatılabilir. Mühim olan bu elemanları kullanmak değil; kapasitesine, müşteri isteklerine göre uygun devre elemanlarının kullanılmasıdır. Misal vermek gerekirse basit bir dişli pompa ile değişken debili pistonlu pompa arasında 10-12 kat fiyat farkı vardır.

Bu saydığımız sebeplerden dolayı uygun hidrolik devrenin uygulanmadığı hidrolik derin çekme presi verimsiz bir şekilde çalışır veya gereksiz maliyet artışı nedeniyle çok pahalıya mal olabilir. Bu nedenle birçok konstrüksiyon çalışmasında olduğu gibi hidrolik devre tasarlayan mühendis arkadaşlar tasarladıkları hidrolik devrenin “son derece ucuz ve yeteri kadar kaliteli” olmasına dikkat etmelerini tavsiye ederiz.

### 6.1. Devre I

#### 6.1.1. Devre I Elemanları

10	Değişken debili pistonlu Pompa	25cm <sup>3</sup> /dev.
20	Dönüş filtresi	125 lt/dk
30	Ön uyarılı basınç emniyet valfi	NG 10
31	Yön Denetim valfi	NG 6
40	Kapalı merkez yön denetim valfi	NG10
50	Çekli kısma valfi	R1/2”
60	Tek bobin yön denetim valfi	NG 10
70	K. merkez yön denetim valfi	NG10
80	Basınç kontrol valfi	NG 10
90	Basınç kontrol valfi	NG 10
100	Çekvalf	R1/2”
110	Basınç şalteri	P max 320 bar
120	Poppet valf (normalde kapalı)	NG 6
130	Ön dolum valfi	NG 80



### 6.1.2. Çalışması

Başlangıç konumunda koç plaka en üst seviyededir ve hiçbir bobin enerjili değildir. Boşta pompa çalışırken (30) no'lu basınç kontrol valfi (31) no'lu pilot valfi yardımıyla basınçsız bir şekilde pompanın bastığı yağı boşaltmaktadır.

### 6.1.3. Hızlı Yaklaşma

Pres start edildiği zaman (31) no'lu valfin  $b_1$  bobini ve (40) no'lu valfin  $b_3$  bobini enerjilenir. Bu esnada yardımcı silindirlerin altındaki hat tanka açık olduğundan koç plaka yerçekimi ivmesi ile sürtünmeleri de yenerek kendi ağırlığı ile düşer.

### 6.1.4. Frenleme

Hızlı yaklaşma esnasında kalıbın zarar görmemesi için koç plakanın tam kapanmaya yaklaştığı anda yavaşlaması gerekir. Bunun için bir frenleme işlemi uygulanır. Bu işlem için (60) no'lu valfin  $b_4$  bobini enerjilenir ve yağ bir kısma valfinden geçirilmeye zorlanır. Bu sayede tanka boşalan yağ kısılır ve frenleme koç plaka hızı yavaşlar. Kısma valfinin ayarlanabilir olması sebebiyle frenleme ayarı yapılabilir.

### 6.1.5. Presleme

Presleme işlemi hızlı frenlemeden sonra yüklerle karşılaşan koç plaka yükü yenmeye çalışır ve basınç yükselmesi olur. Presleme esnasında hala  $b_3$  bobini ve  $b_1$  bobini enerjilidir.

### 6.1.6. Dekomprasyon

Presleme işlemi bitince ayarlanan zaman kadar  $b_7$  bobini enerjilenir ve poppet valften geçen çok az yağ silindirdeki yağ basıncını sıfırlar.

### 6.1.7. Geri Dönüş

Presleme işlemi sona erdikten sonra (40) no'lu valfin  $b_2$  bobini ve daha sonra (70) no'lu valfin  $b_5$  bobini enerjilenir.

Derin çekme işlemi esnasında “Baskı Plakası Basıncı” (80) no’lu basınç kontrol valfi yardımıyla yapılır.

Derin Çekme Hızı ise (10) no’lu değişken debili pompanın debi ayarı ile ayarlanır.

Bu uygulanan hidrolik devrenin ilerde uygulaması gösterilecek diğer devrelere göre avantajları

- 1.Daha az hidrolik ekipmanlarla donatılması
- 2.Tek pompa motordan kumanda edilmesi
- 3.Maliyetin düşük olması

Dezavantajları:

- 1.Verimin az olması
- 2.Diğer devreler gibi seri çalışmaması

Çekme işlemi bittikten sonra koç plaka kalkar, başlangıç konumunu alır ve pot hareketli plaka kalkar erkeğe sıvanmış malı çıkartır. Bu bir dezavantajdır.

Çizelge 6.1 Bobinlerin enerji durumları

	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>	b <sub>6</sub>	b <sub>7</sub>
Hızlı Yaklaşma	*	*					
Frenleme	*	*		*			
Presleme	*	*					
Decomprasyon							*
Geri Dönüş	*		*		*		

## 6.2. Devre II

### 6.2.1. Devre II Elemanları

10	Dönüş filtresi	125lt/dk
20	Sbt. debili pistonlu pompa	35,75 lt/dk
30	Çekvalf	R1/2”
40	Basınç emniyet valfi	NG 10
50	Basınç şalteri	0-350bar
60	A. Merkez yöndenetim valfi	NG 10
70	Çekli kısma valfi	R ½”
80	Tek bobin yöndenetim valfi	NG 10
90	Kısma valfi	R ½”

100	Çekli kısma valfi	R 3/8"
110	Çekvalf	R1/2"
120	Normalde kapalı poppet valf	NG 10
121	Kısma valfi	NG 6
130	Ön dolum valfi	NG 100
140	Emiş filtresi	125lt/dk
150	Sbt debili pot dişli pompa	38cm <sup>3</sup> /dev.
160	Çekvalf	R1/2"
170	Basınç denetim valfi	NG 10
180	J Merkez yöndenetim valfi	NG 10
190	Basınç emniyet valfi	NG 10
200	Kilitleme valfi	NG 10

### 6.2.2. Çalışması

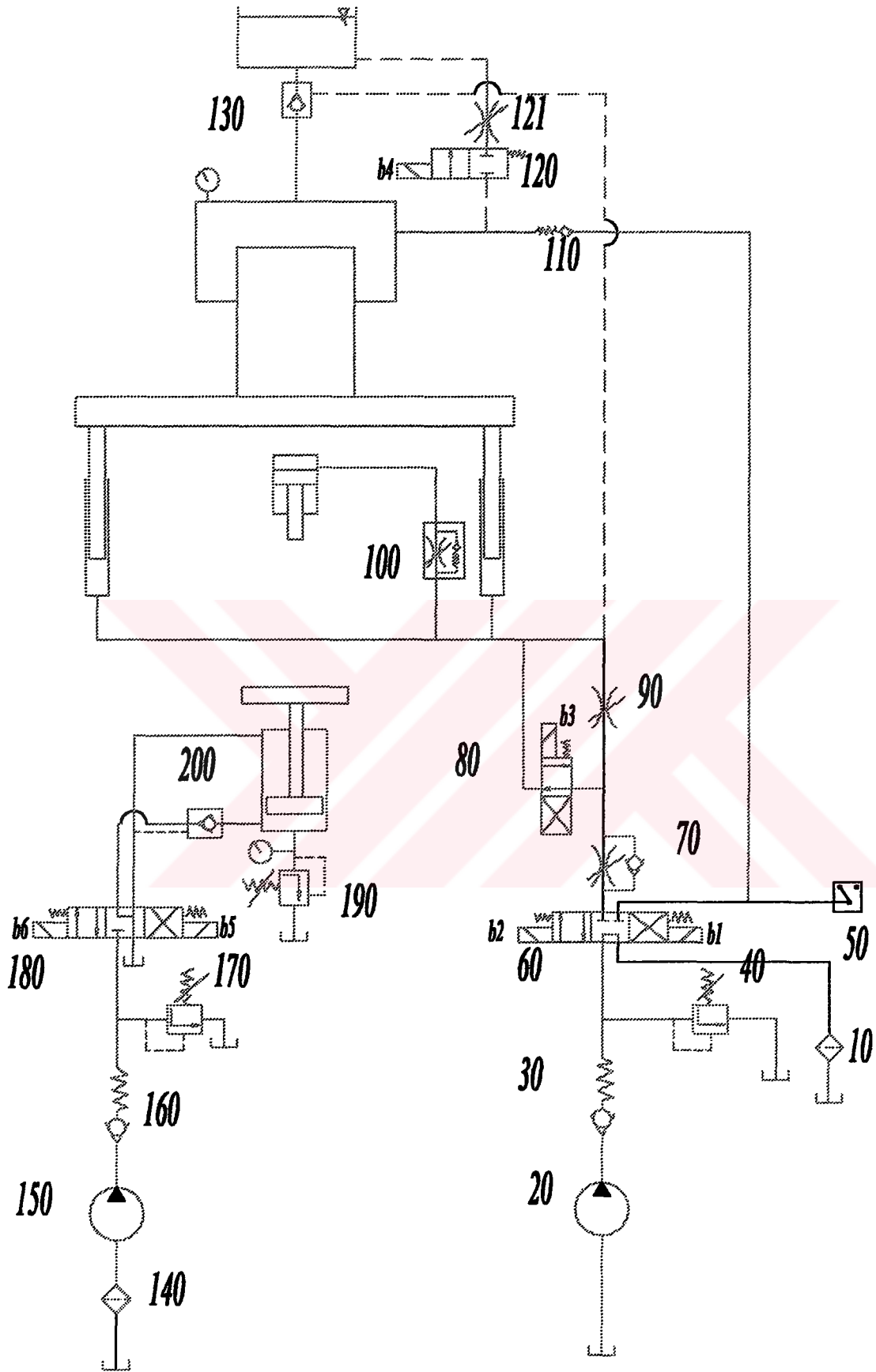
Motor boşta çalışır iken herhangi bir bobinde enerji yoktur. Pompa (60) no'lu valften tank etmektedir. (150) no'lu pompa ise sadece presleme işlemi bittikten sonra pot hareketli plakasını yukarı kaldırmak için kullanılır.

### 6.2.3. Hızlı Yaklaşma

Hızla yaklaşma işlemi başladığında (60) no'lu valfin b<sub>1</sub> bobini enerjilenir ve koç plaka hızla aşağı düşer. Bu düşüş kendi ağırlığı ile olmaktadır. Kendi ağırlığı ile düşme işlemi başladığında ön dolum valfi (130) açılır ve yardımcı tanktan silindirin içine yağ dolmaya başlar.

### 6.2.4. Frenleme

Frenleme işlemi bilindiği gibi hızlı yaklaşmayı sona erdirir ve kalıbın zarar görmemesi için koç plaka hızının yavaşlatılmasıdır.(120) no'lu valfin b<sub>3</sub> bobini enerjilendiği zaman (90) no'lu kısma valfi ile frenleme işlemi yapılır.



### 6.2.5. Presleme

Presleme işlemi başlarken artık hızlı yaklaşma ve frenleme işlemi bitmiş ve koç plaka kapanmıştır. Bu işlem için (60) nolu valfin  $b_1$  bobini hızlı yaklaşma başlangıcından bu yana enerjilidir.

### 6.2.6. Dekomprasyon

Dekomprasyon işleminin gerçekleşmesi işlemi (120) no'lu valfin enerjilenmesi ile olur.

### 6.2.7. Geri Dönüş

Geri dönüş işlemi için (60) no'lu valfin  $b_2$  bobini dekomprasyon işleminden sonra enerjilenir. (60) no'lu valfin enerjilenmesi koç plakanın geri dönmesi (180) no'lu valfin enerjilenmesi koç plaka geri dönerken pot plakanın da yukarı kalkması içindir. Bu devrede geri dönüş işlemi başladıktan birkaç s sonra  $b_4$  bobini (180) enerjilenir ve pot silindiri yukarı kalkar.

Çizelge 6.2 Bobinlerin enerji durumları

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$
Hızlı Yaklaşma	*					
Frenleme	*		*			
Presleme	*					
Decomprasyon				*		
Geri Dönüş		*			*	



### 6.3. Devre III

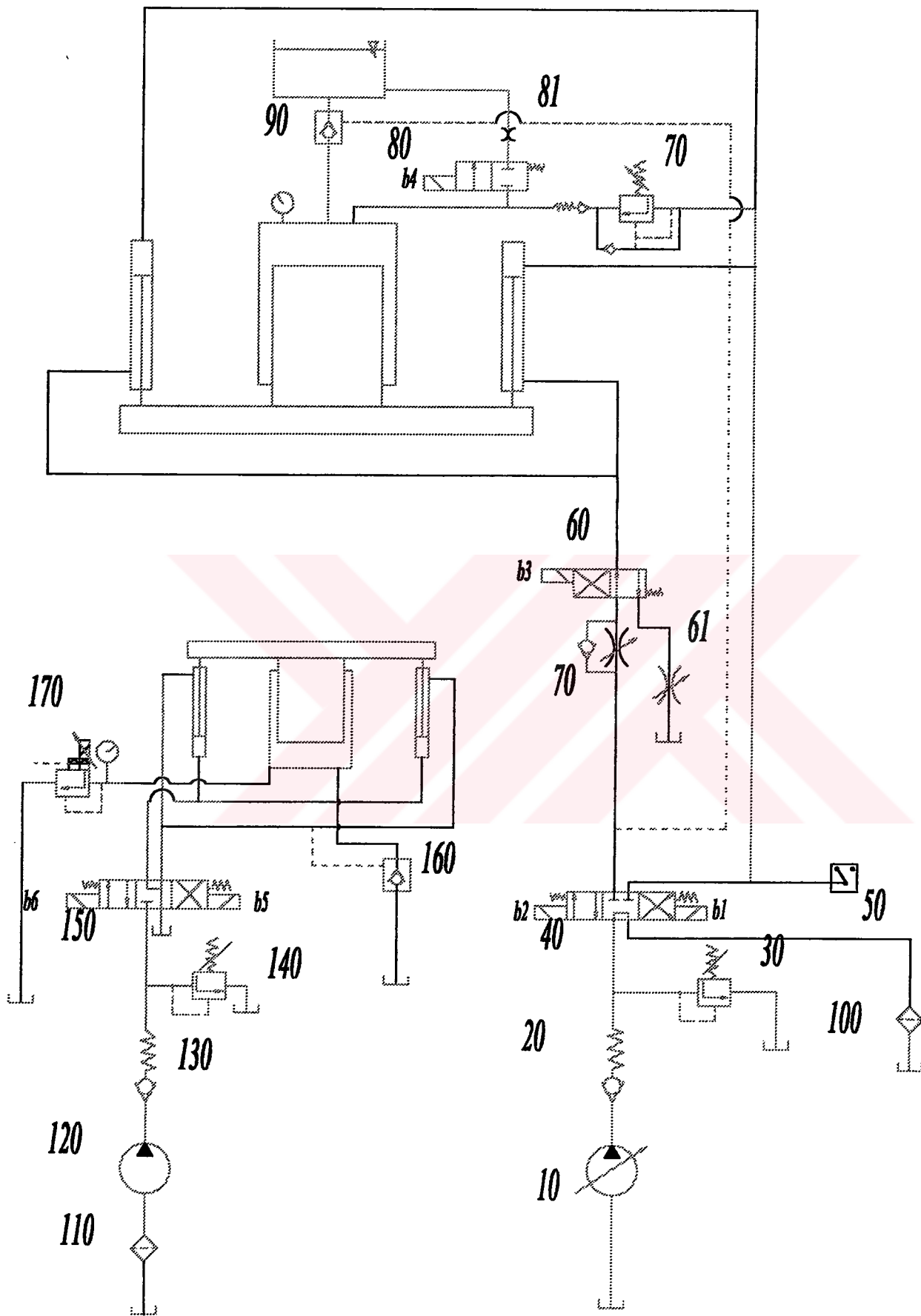
#### 6.3.1. Çalışması

Bu preste devredende anlaşılacağı gibi hızlı yaklaşma, yan tarafta iki adet bulunan servo silindirlere olur.

Bu presinde boşta çalışması aynı devre II deki gibi (40) no'lu açık merkez valf ile olur.

#### 6.3.2. Devre III Elemanları

10	Değişken debili pistonlu pompa	70cm <sup>3</sup> /dev.
20	Çek valf	R ¾"
30	Basınç kontrol valfi	NG 10
40	A. merkez oransal yöndenetim valfi	NG 16
50	Basınç şalteri	320 bar
60	Tek bobin yön denetim valfi	NG 16
61	Kısma valfi	NG 10
62	Çekli hız ayar valfi	NG 16
70	Basınç sıralama valfi	NG 16
80	Normalde kapalı poppet valf	NG 10
81	Kısma valfi	NG 10
90	Ön dolum valfi	NG 120
100	Dönüş filtresi	225 lt/dk.
110	Emiş filtresi	125 lt/dk.
120	Dişli pompa	55cm <sup>3</sup> /dev.
130	Çek valf	R ½"
140	Basınç kontrol valfi	NG 10
150	J merkez yön denetim valfi	NG 10
160	Kilitleme valfi	NG 10
170	Oransal basınç kontrol valfi	NG 10
180	Ön dolum valfi	NG 100



### 6.3.3. Hızlı Yaklaşma

(40) nolu valfin  $b_1$  bobini enerjilendiği zaman hızlı yaklaşma olayı gerçekleşir. Pompanın bastığı yağ hemen servo silindirlerin üstüne gider.

### 6.3.4. Frenleme

(60) nolu valfin  $b_3$  bobini koç plakanın yaklaşması esnasında çekince servo silindirlerin altından dönen yağ (61) nolu kısma valfinden geçirilerek frenleme işlemi gerçekleşir. Bu esnada  $b_1$  bobini hala enerjilidir

### 6.3.5. Presleme

(40) nolu valfin  $b_1$  bobini hızlı yaklaşma, frenleme ve presleme işlemi boyunca enerjilidir. Presleme (derin çekme) işlemi başladığında basınç sıralama valfi (70) ayarlanan değerine basınç ulaştığında açar ve pres gerçek presleme kuvvetine ulaşır.

Derin çekme işlemi boyunca çekme hızı ( $b_1$ ) bobinine gönderilen voltaj ile potansiyometre ile ayarlanarak valf sürgüsünün istenen hızı yakalamak için gerekli debiyi geçirmesini sağlayacak şekilde ayarlanabilir. Yani (40) nolu oransal valf çok hassas bir şekilde debi ayarı yapılabilir.

Derin çekme işlemi boyunca baskı plakası basıncı (170) nolu valf ile ayarlanabilir. Böylece derin çekme derinliği artırılabilir.

### 6.3.6. Dekomprasyon

Presleme işlemi bittikten sonra (80) nolu valfin bobini enerjilendirilir ve yaklaşık 2~5 s kadar ana silindirdeki basınçlı yağı (81) nolu kısma deliğinden boşaltılır.

### 6.3.7. Geri Dönüş

Dekomprasyon işlemi sona erdikten sonra ( $b_2$ ) bobinine enerji verilir ve öndolum valfi pilot uyarısıyla açılarak, koç plaka yukarı kalkar.

Koç plaka yukarı kalkarken pot plakada yukarı kalkmaya başlar. Bu iş için  $b_5$  bobinine enerji vermek gerekir.

Bu devrede değişken debili pompa kullanılması sebebi şudur. Bilindiği gibi değişken debili pompa devreye istenildiği kadar yağ gönderebilir. (40) nolu oransal valf ile  $b_1$  bobini enerjilendiği zaman derin çekme hızı ayarlanabilmekteydi. Fakat hız ne kadar azalırse valfin geçirdiği debide o kadar azalacaktır. Bu ise P girişi ile B çıkışı arasında  $\Delta p$  oluşmasına yol açacaktır.  $\Delta p$  ne kadar artarsa (30) nolu basınç kontrol valfinden yağ o kadar ısınarak geçer. Bu ise hiç istenmeyen bir durumdur. Değişken debili pompa (40) nolu valfteki  $\Delta p$ 'yi oluşturmaz. Çünkü devreye istendiği kadar yağ gönderir. Dolayısıyla yağın istenmeyen aşırı ısınması önlenir.

Bu şekilde gösterilen lojik valflerle dizayn edilmiş olan pres devresi daha önce sürgülü valflerle oluşturulmuş olan hızlı yaklaşma, frenleme, iş hızı, hızlı geri dönüş şeklinde operasyonlandırılan devreler gibidir. Fakat daha öncede anlatıldığı gibi lojik elementler sürgülü valflere göre çok daha fazla debi geçirebildiklerinden büyük preslerde lojik valflerle devre oluşturmak tercih nedeni olmaktadır. Genelde tüm derin çekme preslerinin (küçük ebatlı ve kapasiteli olanları hariç) çalışma sistemi; koç plaka kendi ağırlığı ile hızlıca kapanır. Bu esnada öndolum valfi ile öndoldurma işlemi yapılmaktadır. İş üzerine yaklaştığında frenleme işlemini gerçekleştirir. Daha sonra koç plaka iş üzerine kapanır, presleme işlemi gerçekleştiikten sonra koç plaka yukarı kalkar ve bu esnada pot plakası başlangıç konumunu alır.

Presleme esnasında, sıvama işlemi yapılan malzemenin üzerinde oluşan buruşuklukları gidermek için veya çok yüksek basınçta yapılan sıvama işleminden dolayı koç plakanın geri dönüşü esnasında büyük şok dalgaları oluşur. Bunu engellemek için dekomprasyon işlemi uygulanmaktadır. Bu değişik şekillerde yapılabilmektedir.

Çizelge 6.3 Bobinlerin enerji durumları

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$b_7$
Hızlı Yaklaşma	*						
Frenleme	*		*				
Presleme	*						*
Decomprasyon				*			
Geri Dönüş		*			*		

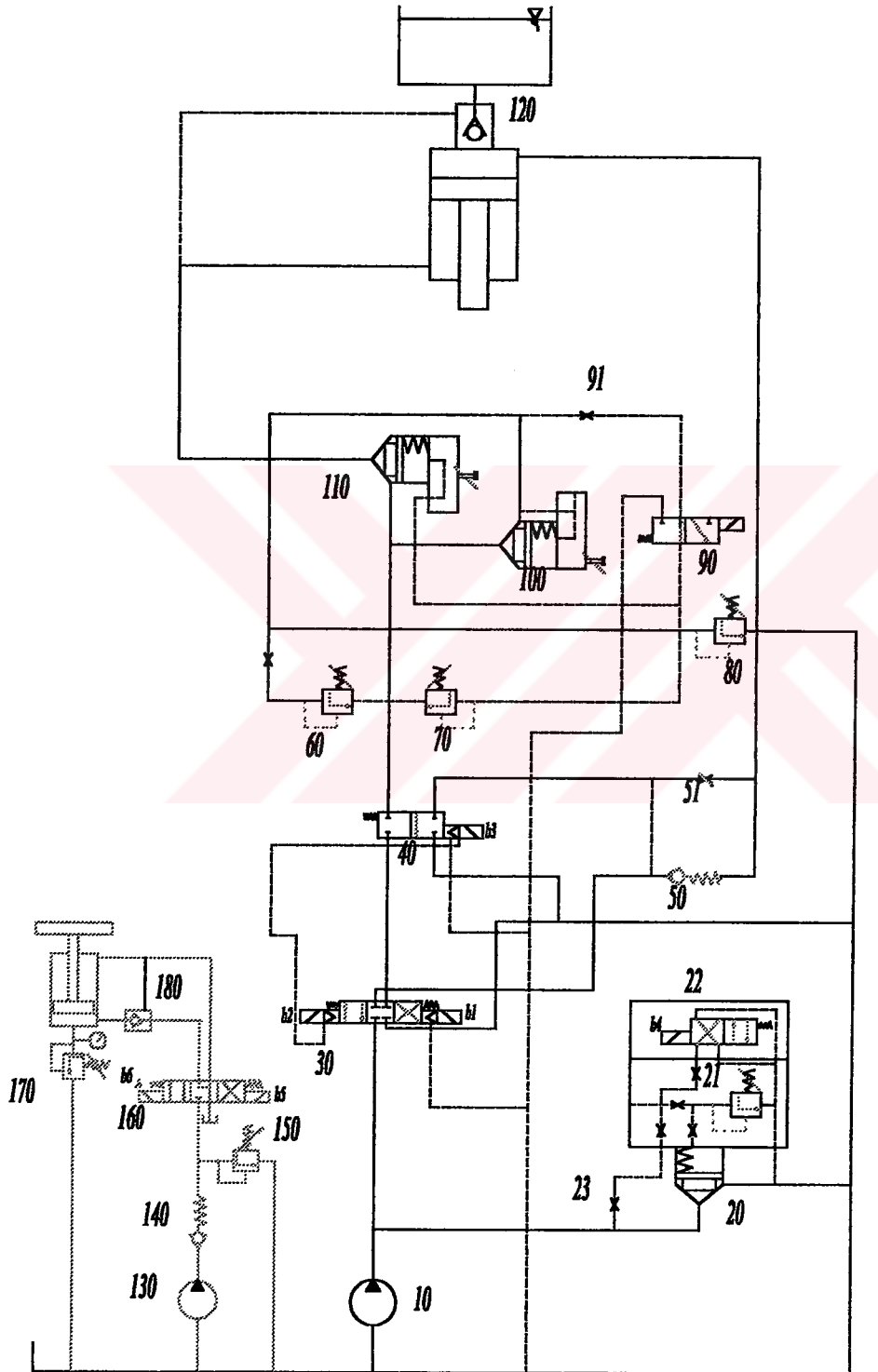
## 6.4. Devre IV

### 6.4.1. Elemanlar

10	Sbt. debili pistonlu pompa	140 cm <sup>3</sup> /dev.
20	Lojik basınç kontrol valfi	NG 25
21	Basınç kontrol valfi	NG 25
22	Yön kontrol valfi	NG 6
23	Orifis	
30	K.merkez yön kontrol valfi	NG 20
40	Yön kontrol valfi	NG 20
50	Çekvalf	NG 16
51	Orifis	
60	Basınç kontrol valfi	NG 10
70	Basınç kontrol valfi	NG 10
80	Basınç kontrol valfi	NG 10
90	Tek bobin yön kontrol valfi	NG 10
91	Orifis	
100	Lojik Valf	NG 25
110	Lojik Valf	NG 25
120	Öndolum valfi	NG 150
130	Dişli pompa (pot pompa)	55cm <sup>3</sup> /dev.
140	Çekvalf	R ½"
150	Basınç kontrol valfi	NG 16
160	J merkez yön kontrol valfi	NG 16
170	Basınç kontrol valfi	NG 10
180	Kilitleme valfi	NG 16

### 6.4.2. Çalışması

Devrede pompa (20) numaralı basınç kontrol valfi ile korunmaktadır. Aynı zamanda max. operasyon basıncı yine (20) no'lu basınç kontrol valfi ile ayarlanır. Bununla birlikte (20) no'lu elemanın üzerinde bulunan yön kontrol valfi ile bu valfin nötr konumunda düşük basınçta by-pass işlemi gerçekleştirilir.



### 6.4.3. Hızlı Yaklaşma

Öte yandan silindirin hareketi (30) ve (40) no`lu yön kontrol valfi sayesinde  $b_1$  ve  $b_3$  bobini ile sağlanmaktadır. Bu devrede koç plaka kendi ağırlığı ile düşmektedir. Fakat dikkat edilirse ana silindir büyük bir çift etkili silindir olduğundan koç plakanın yukarı-aşağı hareketinde büyük debiler söz konusudur. Bu yüzden sürgülü valflere göre daha fazla debi geçirebilen lojik valfler kullanılmıştır.

### 6.4.4. Frenleme

(40) nolu valf  $b_3$  bobininin enerjisi kesildiği zaman (80) no`lu basınç kontrol valfi ile frenleme işlemi gerçekleşir. Frenleme işlemi aslında hızla boşalan yağın yolunu daraltmaktan ibarettir. Fakat burada yağ daralan bir yerden değil bir basınç kontrol valfinden geçirilmektedir. Basınç kontrol valfi hızla boşalan yağın darbeyle kısılmasını sönümlenme yayı ile engelleyerek tatlı bir frenleme sağlar.

### 6.4.5. Presleme

Presleme işlemi (30) nolu valf konum değiştirmeden gerçekleştirilir. Presleme işlemi daha önceki devrede de anlatıldığı gibi koç plakanın bir yükle karşılaşması olayıdır.

### 6.4.6. Dekomprasyon

Dekomprasyon (şok olma) işlemi (120) nolu eleman öndolum valfi ile gerçekleştirilir. Her bir presleme işlemi yapmak için (30) ve (40) nolu yön kontrol valflerinin enerjilendirerek ve (90) nolu pilot valf ile uygun pilot basıncı sağlanması ile mümkün olabilir.

### 6.4.7. Geri Dönüş

Geri dönüş işlemi (30) ve (40) nolu valf  $b_2$  ve  $b_3$  bobini enerjilenmesi ile gerçekleşir. Koç plaka hareketsiz konumda iken koç plakayı birkaç mm dahi olsa aşağı düşmeksizin olduğu konumda kalmasını (110) nolu lojik valf sağlamaktadır.

(90) nolu yön kontrol valfinin çalışması (110) nolu lojik valfin açılmasına sebep olur. Çünkü (90) nolu valf x pilot akışını kontrol eder.

Çizelge 6.4 Bobinlerin enerji durumları

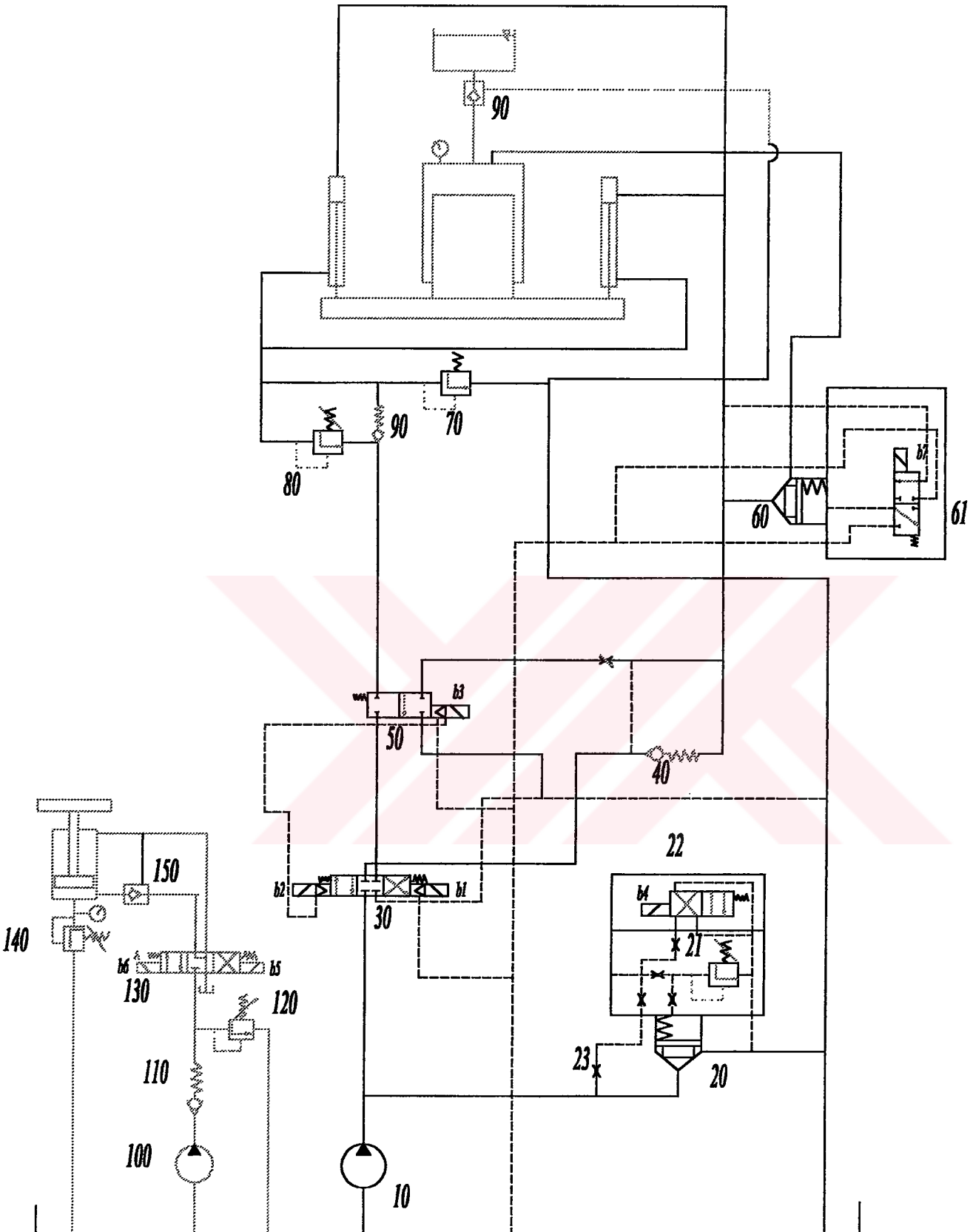
	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>	b <sub>6</sub>	b <sub>7</sub>
Hızlı Yaklaşma	*		*	*			
Frenleme	*			*			*
Presleme	*			*			
Decomprasyon			*	*			
Geri Dönüş		*	*	*	*		

## 6.5. Devre V

### 6.5.1. Devre V Elemanları

10	Sbt. debili pistonlu pompa	100 cm <sup>3</sup> /dev
20	Lojik basınç kontrol valfi	NG 25
21	Basınç kontrol valfi	NG 25
22	Yön kontrol valfi	NG 6
30	K.merkez yön kontrol valfi	NG 20
40	Çekvalf	R 1"
50	Tek Bobin yön kontrol valfi	NG 20
51	Orifis	
60	Lojik Valf (x uyarılı)	
61	Tek Bobin pilot valfi	NG 10
70	Basınç kontrol valfi	NG 10
80	Basınç kontrol valfi	NG 10
90	Çekvalf	R 1"
100	Dişli pompa (pot pompa)	55cm <sup>3</sup> /dev
110	Çekvalf	R ¾"
120	Basınç kontrol valfi	NG 16
130	J merkez yön kontrol valfi	NG 16
140	Basınç kontrol valfi	NG 16
150	Kilitleme valfi	NG 16
160	Öndolum valfi	NG 125





### 6.5.2. Çalışması

Devrede pompa (20) numaralı basınç kontrol valfi ile korunmaktadır. Aynı zamanda max. operasyon basıncı yine (20) nolu basınç kontrol valfi ile ayarlanır. Bununla birlikte (20) nolu elemanın üzerinde bulunan yön kontrol valfi ile bu valfin nötr konumunda düşük basınçta by-pass işlemi gerçekleştirilir.

Genel olarak çalışma sistemi bir önceki devreyle aynıdır. Biz sadece farklılıkları izah edeceğiz.

Basınç kontrol valfi (80) için akış boyunca P-T hattı açıktır. (80) nolu basınç emniyet valfi (90) nolu ana çekvalf tarafından geri dönüş esnasında by-pass ettirilir.

(60) nolu lojik valf (61) nolu yön kontrol valfi tarafından kapatılır. Hızlı yaklaşma esnasında yağ sadece servo silindirlere gider. Frenleme işlemi gerçekleşir. Bu olay (70) nolu valf ile olur. (30) nolu yön kontrol valfi silindirin aşağı-yukarı hareketini yönlendirir. Koç plakayı hızla aşağı indiren servo silindirlerden boşalan yağ (50) no`lu valfin b<sub>3</sub> bobininden enerji kesildiği zaman (70) nolu basınç kontrol valfi ile frenleme işlemi gerçekleştirilir.

Çizelge 6.5 Bobinlerin enerji durumları

	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>	b <sub>6</sub>	b <sub>7</sub>
Hızlı Yaklaşma	*		*	*			
Frenleme	*			*			
Presleme	*			*			*
Decomprasyon			*	*			
Geri Dönüş		*	*	*	*		

### 6.6. Devre VI

#### 6.6.1. Devre VI Elemanları

10	Sbt. debili pistonlu pompa	100cm <sup>3</sup> /dev.
20	Lojik basınç kontrol valfi	NG 25
21	Basınç kontrol valfi	NG 25
22	Yön kontrol valfi	NG 6
30	Lojik Valf (x uyarılı)	NG 20
40	P,B T`ye açık yön kontrol valfi	NG 20
50	Tek Bobin yön kontrol valfi	NG 20

60	P,A T'ye kapalı yön kontrol valfi	NG 20
70	Basınç Şalteri	
80	Lojik Valf (x uyarılı)	NG 20
90	Basınç kontrol valfi	NG 10
100	Basınç kontrol valfi	NG 10
110	Öndolum valfi	NG 125
120	Dişli pompa (pot pompa)	
130	Basınç kontrol valfi	NG 16
140	J merkez yön kontrol valfi	NG 16
150	Basınç kontrol valfi	NG 16
160	Kilitleme valfi	NG 16

### 6.6.2. Çalışması

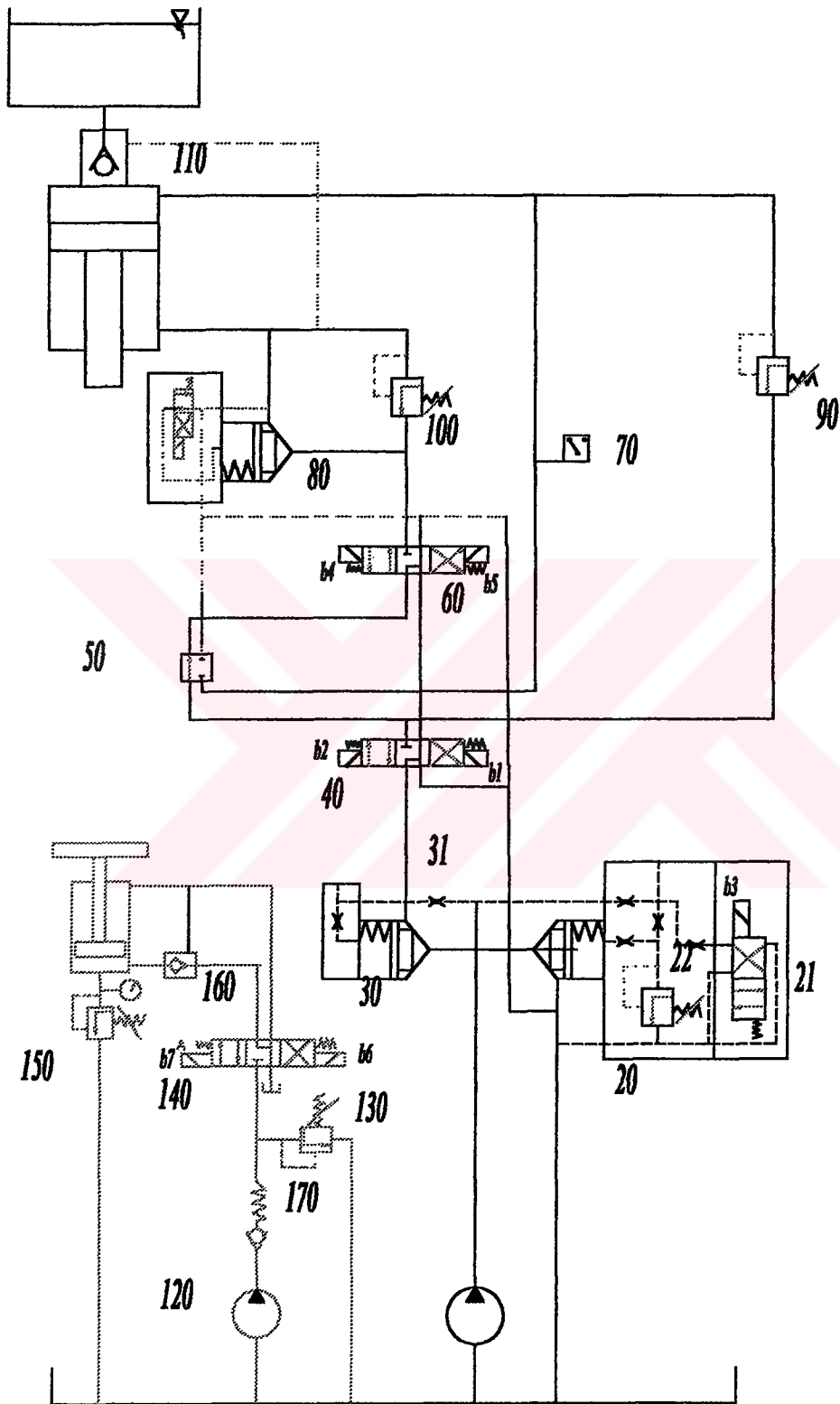
Koç üst konumda hareket için beklerken pompa (20) nolu pilot kumandalı basınç kontrol valfi ile by-pass olmaktadır.

### 6.6.3. Hızlı Yaklaşma

Hızlı yaklaşma anında ana (40) ve (60) no'lu yöndenetim valfleri açılır. Hızlı yaklaşma ana silindir öndolum valfinin açılmasıyla yağ dolar. Bu sayede basınca geçmedeki gecikme önlenmektedir.

Hızlı yaklaşma esnasında  $b_5$ ,  $b_6$  ve  $b_3$  bobinleri enerjilenir.  $b_3$  bobini koç plakanın her işlemi için enerjilenmek zorundadır. Çünkü  $b_3$  bobini enerjisiz konumda iken pompanın bastığı yağı by-pass etmektedir.  $b_3$  enerjilendiği anda devreye yağ gitmektedir.

Hızlı yaklaşma (80) nolu lojik valfin açılması ile olur. Çünkü  $b_2$  bobini enerjili olduğu için lojik valfin x hattı kapanmıştır. Hızlı yaklaşma esnasında geri dönen yağda (30) nolu lojik valfin açılmasıyla tanka döner.



#### 6.6.4. Frenleme

Hatalı bir operasyon sonucunda (presleme esnasında) halkalı alana ve kalıba zarar vermemek için (60) no`lu valften enerji kesilince (100) no`lu basınç kontrol valfi devreye girer ve frenleme işlemini gerçekleştirir.

#### 6.6.5. Presleme

Sistem basıncı (22) nolu basınç kontrol valfi ile ayarlanmaktadır. Presleme esnasında valfler hızlı yaklaşma konumundadır.

#### 6.6.6. Dekomprasyon

Dekomprasyon işlemi (110) nolu valf ile yapılır.

Bilindiği gibi çekme işlemi esnasında sistemde oluşan basınç yüksek olmaktadır. Presleme işlemi bittikten sonra koç plakanın geri dönüşü esnasında oluşacak şok dalgaları presin aşırı şekilde sarsıntı geçirmesi söz konusudur. Bunu önlemek için geri dönüşten önce birkaç s kadar, bir kısma deliğinden yağ boşaltılması gerekir. Preslerde oluşan basınca göre dekomprasyon işleminin süresi önemlidir. Bu süre aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Şok almak için gerekli olan delik çapı ve şok alma süresi

D.....Piston çapı (mm)

h.....Strok (mm)

p.....Basınç (bar)

d.....Şok alma deliği çapı (mm)

n.....Boşaltma deliği çapı

42.10<sup>6</sup>.....Sıkıştırılabilirlik sabiti

$$t = \frac{D^2 \cdot h \cdot p}{d^2 \cdot n \cdot 42 \cdot 10^6} \quad (\text{Parker 1992}) \quad (6.1)$$

### 6.6.7. Geri Dönüş

Geri dönüş özelliği, presleme işleminin sonunda olduğu için mümkün olduğu kadar hızlı olmalıdır. Geri dönüş esnasında öndolum valfinin uyarı hattına dekomprasyon işlemi sona erdikten sonra yağ gönderilir. Yağ gönderme işlemi aynı zamanda ana silindirin halkalı alanına da yapılmaktadır. Bu esnada (80) nolu lojik valf açılır ve silindirin alt tarafına giden yol açılır. Ana piston geri dönerken, uyarı yağı verilerek açılan öndolum valfinden basınçsız olarak tanka boşalır. Geri dönüşte  $b_3$ ,  $b_5$ ,  $b_1$  ve birkaç s aralıkla  $b_7$  bobini enerjilidir.

Max basınç aşağıdaki formülle bu devre için hesaplanabilir.

$$F_{\text{press max}} = A_k \cdot P_o + F_g \cdot A_r \cdot P_1 \quad (6.2)$$

$A_k$  Ana Piston alanı

$A_r$  Ana Piston Halka Alanı

$P_o$  (20) nolu valfin set edilen değeri

$P_h$  (90) nolu valfin set edilen basıncı

$F_G$  Hareketli parçaların ağırlığından dolayı oluşan kuvvet

Çizelge 6.6 Bobinlerin enerji durumları

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$b_7$	$b_8$
Hızlı Yaklaşma			*			*		
Frenleme						*		
Presleme						*		
Dekomprasyon		*	*		*			
Geri Dönüş		*	*		*			*

### 6.7. Devre VII

#### 6.7.1. Devre VII Elemanları

10 Sbt. debili pistonlu pompa

100cm<sup>3</sup>/dev.

20 Basınç kontrol valfi

NG 10 **T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU**  
**DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

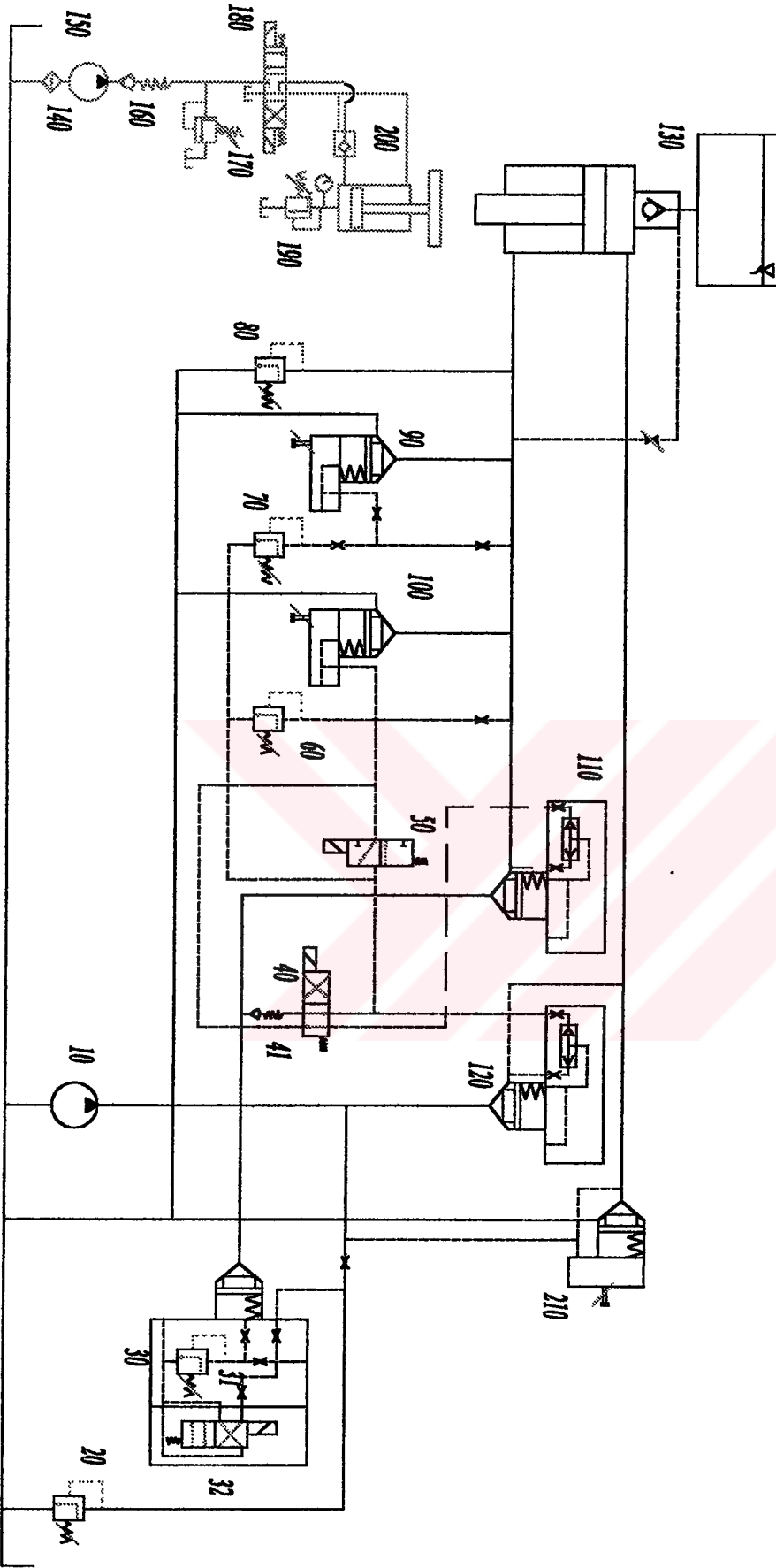
30	Lojik basınç kontrol valfi	NG 25
31	Basınç kontrol valfi	NG 10
32	Yön kontrol valfi	NG 6
40	Tek bobin yön kontrol valfi	NG 10
41	Cekvalf	R1/2"
50	Tek Bobin yön kontrol valfi	NG 10
60	Basınç kontrol valfi	NG 10
70	Basınç kontrol valfi	NG 10
80	Basınç kontrol valfi	NG 10
90	Lojik valf (strok limitleyicili)	NG 25
100	Lojik valf (strok limitleyicili)	NG 25
110	Lojik valf (veya valf uyarılı)	NG 25
120	Lojik valf (veya valf uyarılı)	NG 25
130	Öndolum valfi	NG 150
140	Emiş filtresi	300 lt/dk.
150	Dişli pompa (pot pompa)	100 cm <sup>3</sup> /dev.
160	Cekvalf	R 1"
170	Basınç kontrol valfi	NG 16
180	J merkez yön kontrol valfi	NG 16
190	Basınç kontrol valfi	NG 16
200	Öndolum valfi	NG 100
210	Lojik valf (strok limitleyicili)	NG 25

### 6.7.2. Çalışması

Koç üst konumda hareket için beklerken pompa (30) nolu pilot kumandalı basınç kontrol valfi ile by-pass olmaktadır.

### 6.7.3. Hızlı Yaklaşma

Hızlı yaklaşma anında (120) no'lu yöndenetim valfi açılır. Hızlı yaklaşma ana silindir öndolum valfinin açılmasıyla silindire yağ dolar. Bu sayede basınca geçmedeki gecikme önlenmektedir.





Hızlı yaklaşma esnasında  $b_1$ ,  $b_2$  ve  $b_3$  bobinleri enerjilenir.  $b_3$  bobini koç plakanın her işlemi için enerjilenmek zorundadır. Çünkü  $b_3$  bobini enerjisiz konumda iken pompanın bastığı yağı by-pass etmektedir.  $b_3$  enerjilendiği anda devreye yağ gitmektedir.

Hızlı yaklaşma (120) nolu lojik valfin açılması ile olur. Çünkü  $b_2$  bobini enerjili olduğu için lojik valfin x hattı kapanmıştır. Hızlı yaklaşma esnasında geri dönen yağda (110) nolu lojik valfin açılmasıyla tanka döner.

#### 6.7.4. Frenleme

Hatalı bir operasyon sonucunda (presleme esnasında) halkalı alana ve kalıba zarar vermemek için (80) no'lu basınç kontrol valfi devreye girer ve frenleme işlemini gerçekleştirir.

#### 6.7.5. Presleme

Presleme işlemi için (40) no'lu yön kontrol valfinin  $b_2$  bobini enerjilenir .

#### 6.7.8. Dekomprasyon

Dekomprasyon işlemi (130) no'lu öndolum valfi ile yapılır.

#### 6.7.9. Geri Dönüş

Geri dönüş özelliği, presleme işleminin sonunda olduğu için mümkün olduğu kadar hızlı olmalıdır. Geri dönüş esnasında öndolum valfinin uyarı hattına dekomprasyon işlemi sona erdikten sonra yağ gönderilir. Bu esnada (110) nolu lojik valf açılır ve silindirin alt tarafına giden yol açılır. Ana piston geri dönerken, uyarı yağı verilerek açılan öndolum valfinden basınçsız olarak tanka boşalır.

Çizelge 6.7 Bobinlerin enerji durumları

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$
Hızlı Yaklaşma	*		*		
Frenleme	*		*		
Presleme		*	*		
Dekomprasyon			*		
Geri Dönüş			*		*

## 6.8. Karşılaştırma

Devrelerin izahatından da anlaşılacağı gibi üretilecek olan preslerde

1. Hızlı yaklaşma
2. Frenleme
3. Presleme
4. Dekomprasyon
5. Geri Dönüş

özellikleri olması gereken ana özellikler olarak karşımıza çıkmaktadır.

Başta çizilen ve anlatılan üç adet hidrolik devre benzer devrelerdir. Bu devreler NG 6 ~ NG 25 ölçülerinde valflerle pres kapasitesine göre kullanılabilir. Her devrenin sonunda kullanılan hidrolik ekipmanlar ve boyutları belirtilmiştir.

Lojik valflerle kurulan devreler ise daha çok büyük debilerin istendiği, olduğu büyük preslerde kullanılır. Ayrıca en önemli özellik ise sürgülü on-off valflerle yapılan ilk üç devrede sürgülerdeki kaçakların engellenemediği ve valflerin on-off çalışmasından dolayı bazı şok dalgalarının oluşmasına yol açtığı bir gerçektir. Fakat bu ilk üç devreyi kurmak ve çalıştırmak daha basittir.

Lojik valfler ile kullanılan devre ise şu avantaj ve güçlükleri beraberinde getirecektir.

Bu devrelerde yağ kaçakları min. seviyede olmaktadır. Ayrıca on-off değilde pilot uyarılı çalışmaları için şok dalgaları oluşmaz ve valflere ,pompa zarar gelmez. Bundan dolayı devrenin uygulandığı makina, presler ise sarsılmazlar. Fakat en önemli nokta bu devreleri uygulamak yüksek bir teknoloji istemektedir.

Sonuç olarak büyük preslerde kullanılan devreler lojik valflerle donatılmalıdır. Küçük preslerde ise sürgülü valfler kullanılabilir.

## 6.9. Örnek Devre ve Hesaplamalar

### 6.9.1. Teknik Özellikler

Presleme Kuvveti	800 t
Operasyon Basıncı	250 bar (max)
Faydalı Tabla Ebadı	2000.1500 mm
Strok	800 mm
Aşağı İniş Hızı	200 mm/s

Derin Çekme Hızı	12 –19 mm/s
Geri Dönüş Hızı	300 mm/s
Pot Silindir Kuvveti	300 t
Pot Silindir Stroku	400 mm
Pot Piston Kalkış Hızı	60 mm/s
Pot Piston İniş Hızı	100 mm/s

Plaka ebatları, geniş olduğu için 2 adet hidrolik silindir kullanılacaktır.  
Basıncın hesaplanması aşağıdaki gibidir.

$$P=F/A \quad (6.3)$$

$$250=800.10^3/2.A_1 \quad A_1=1600 \text{ cm}^2 \quad A_1=0,785.D_1^2 \text{ den}$$

$D_1 \approx 450$  mm alındı.

Çekme hızı 12...19 mm/s idi.

$$Q=3.A_1.v/50 \text{ den} \quad Q=3.2.1600.1,9/50$$

$Q=362,5$  lt/dk olur. Motor 1500 dev/dk. kullanılırsa

Ana pompa debisi

$$Q=362,5/1,5=250 \text{ cm}^3/\text{dev.} \text{ olur.}$$

## 6.9.2. Devre Elemanları ve Özellikleri

10. Pistonlu pompa sabit debili	250cm <sup>3</sup> /dev. (350 bar max)
20. Basınç kontrol valfi	NG 25
21. Yönetim valfi (tek bobin)	NG 10
30. Yönetim valfi (tek bobin)	NG 10
40. Çek valf	R 1.5"
50. Yönetim valfi (tek bobin)	NG 10
60. Lojik valf (x uyarılı)	NG 25
70. Lojik valf	NG 25
71. Veya valfi	NG 6
80. Lojik valf (pilot uyarılı)	NG 25
90. Basınç kontrol valfi	NG 10
100. Basınç kontrol valfi	NG 10

110. Basınç kontrol valfi	NG 10
120. Çekli kısma valfi	NG 10
130. Dekomprasyon valfi	NG 10
140. Öndolum valfi	NG 120
150. Oransal basınç kontrol valfi	NG 16
160. Öndolum valfi	NG 120
170. J merkez yön denetim valfi	NG 10
180. Basınç kontrol valfi	NG 10
190. Çekvalf	NG 10
200. Dişli pompa sbt. debili	38 cm <sup>3</sup> /dev.

### 6.9.3. Çalışma Sistemi

Koç plaka, işlem öncesi yukarı konumda beklemektedir. Bu esnada hiçbir bobinde enerji yoktur. (20) nolu basınç emniyet valfi (21) nolu pilot valf yardımıyla pompanın boşta çalışması esnasında by-pass işlemini gerçekleştirir. Koç plaka aşağı veya yukarı hareket ettirmek isterken (21) nolu valfin b<sub>6</sub> bobini enerjilendirilir.

### 6.9.4. Hızlı Yaklaşma

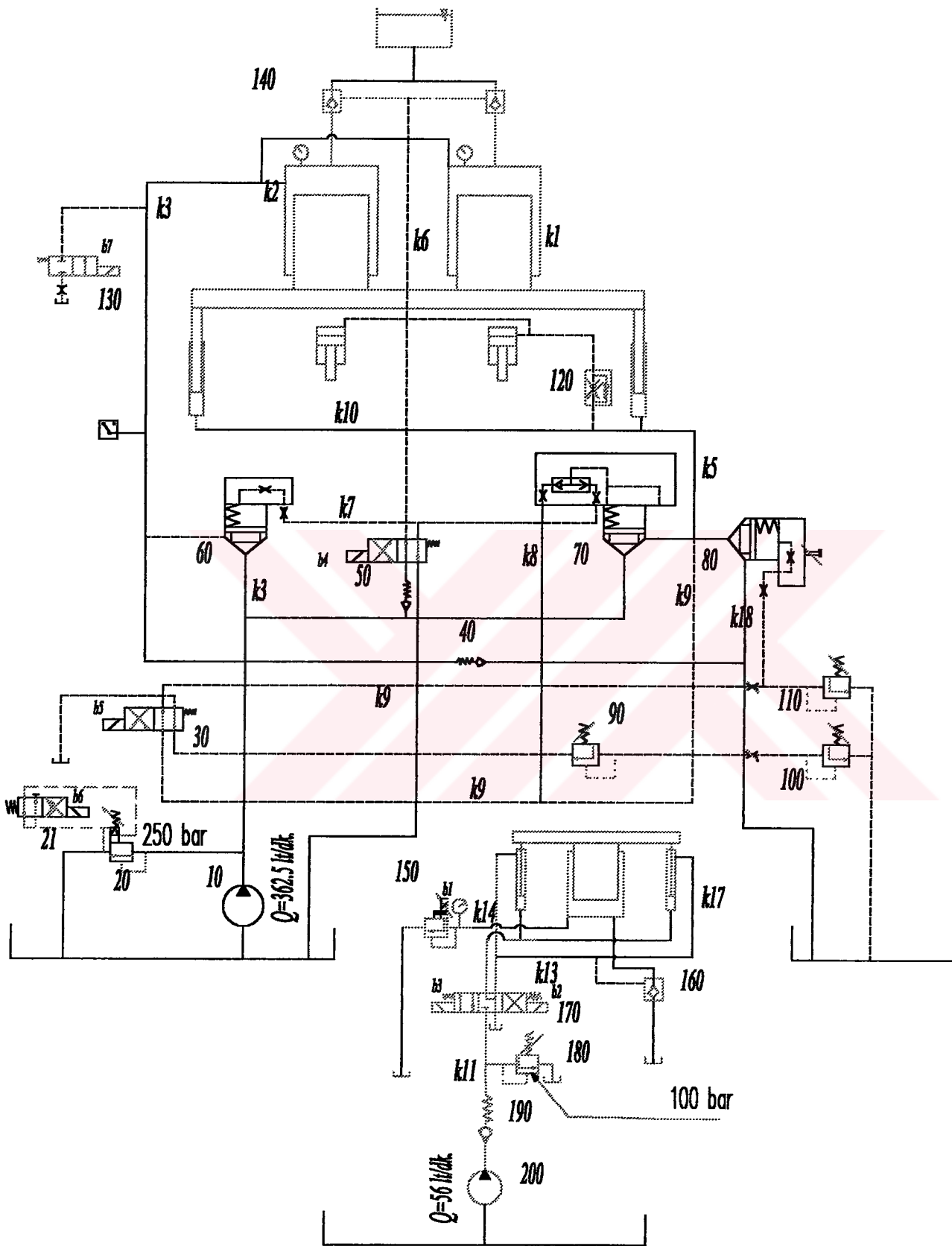
Hızlı yaklaşma (21) nolu valfin b<sub>6</sub> bobini enerjilenir. Bu sayede devreye yağ gönderilir. Ayrıca b<sub>4</sub> ve b<sub>5</sub> bobini de hızlı yaklaşma için enerjilendirilir.

### 6.9.5. Frenleme

Frenleme olayı için yine b<sub>6</sub>, b<sub>4</sub> bobini enerjilidir. Hızlı yaklaşmayı bitiren koç plaka frenleme yapar ve kapanma gerçekleşir.

### 6.9.6. Presleme

Presleme işlemi için b<sub>6</sub> ve b<sub>4</sub> bobini enerjilidir. Derin çekme işlemi boyunca bu bobinler enerjilidir.



### 6.9.7. Dekomprasyon

Presleme işleri bittikten sonra dekomprasyon işlemi gerçekleştirilir. Bu işlem için  $b_1$  bobini enerjilendirilir.

### 6.9.8. Geri Dönüş

Geri dönüş işlemi için  $b_6$  bobini enerjilidir. Aynı zamanda pot hareketli plakanın yukarı kalkması için  $b_3$  bobini enerjilendirilir.

$$Q = \frac{3 \cdot A \cdot v}{50} \quad A_2 = \text{Kaldırıcı silindir 2 ad.}$$

$$362,5 = \frac{3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot 30}{50} \text{ den } d_1 = 130 \text{ mm alındı.}$$

Çizelge 6.9 Bobinlerin enerji durumları

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$b_7$
Hızlı Yaklaşma				*		*	
Frenleme				*		*	
Presleme	*			*		*	
Dekomprasyon							*
Geri Dönüş			*		*	*	

### 6.9.9. Ana Motor Gücü

$$N = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta} = \frac{250 \cdot 362,5}{600 \cdot 0,9} \approx 185 \text{ kw}$$

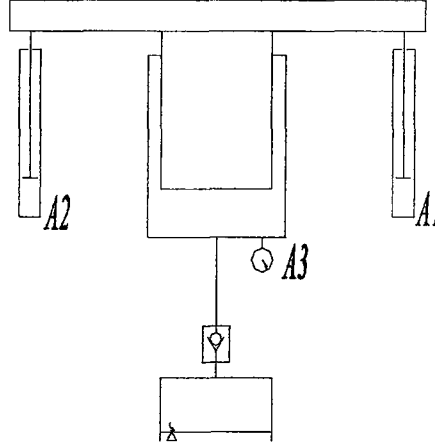
### 6.9.10. Pot Sistemi

$$P = F/A \quad 250 = \frac{300 \cdot 10^3}{A_p} \quad A_p = 1200 \text{ cm}^2$$

$$D_2 = 39,09 \cong 400 \text{ mm bulunur.}$$

$$Q = 3AV/50 \text{ den} \quad Q = \frac{3 \cdot 2 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6}{50} \quad Q = 0,56d_2^2$$

olur.  $d_2 = 100\text{mm}$  seçilirse  $Q = 56\text{lt/dk}$  olur.  $d_3 \cong 70\text{mm}$  seçildi.



Şekil 6.1 Pot Silindirleri

#### 6.9.11. Pot Motor Gücü

$$N = \frac{P \cdot Q}{600 \cdot 2} = \frac{60 \cdot 56}{600 \cdot 0,9} = 6,2\text{kw} \quad 7,5\text{kw } 1450\text{d/dk } 380\text{V.AC. motor seçildi.}$$

P nin 60 bar seçilmesinin sebebi, pot plakamın aşağı ve yukarı hareketi, derin çekme dışında basınçsız olduğu içindir. Derin çekme esnasında ise motorda enerji yoktur.

#### 6.9.12. Boru Çapları

Basınç Hattı

Basınç hattı boruları  $b_3, b_2$  ve  $b_1$  borularıdır.

$$d_{bas} = \sqrt{\frac{21 \cdot Q}{v}} \quad (\text{Have, 1996}) \quad (6.4)$$

$$d_{bas} = \sqrt{\frac{21 \cdot 250 \cdot 1,45}{5}} = 39\text{mm} \quad (k_3 \text{ için}) \text{ } \emptyset 32 \times 2 \text{ mm boru seçildi.}$$

$$d_{bas} = \sqrt{\frac{21Q}{V}} = \sqrt{\frac{21.181,25}{5}} = 27,5 \text{ mm} \quad (k_1 \text{ ve } k_2 \text{ için}) \quad \text{Ø}32.2 \text{ mm boru seçildi.}$$

Dönüş Hattı

Kaldırma silindirlerinin altındaki borulardır. Fakat bu borular koç plaka yukarı kalkarken, dönüş borusu değil, basınç hattı borusu konumuna geçer.

Strok: 800mm idi.

Piston çapı(kaldırıcı silindir): 130mm

$$\text{Buna göre } 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = V_T \text{ (hacim)}$$

$$V_T = 2.0,785.1,3^2.8 = 22 \text{ lt.}$$

Boşta iniş hızı 200 mm/s

$$S = v \cdot t \text{ idi. } t = 800/200 \quad t = 4 \text{ s}$$

Yani koç plaka inişini 4 s de yapacaktır. Buna göre debi  $22/4 = 5,35 \text{ lt/s} = 318,3 \text{ l/dk}$  olur.

Dolayısıyla kaldırma silindirlerinin altından 318,3 lt/dk yağ boşalır.

Buradan hareketle  $k_5$  ve (dönüş hattı)

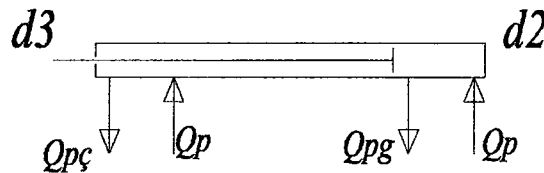
$$k_5 = 47,2 \text{ mm} \quad \text{Ø}60 \times 2,5 \text{ mm}$$

Eğer basınç hattı olarak düşünülseydi  $k_5$  borusunun çapı daha küçük çıkacaktı. Bu şekilde daha küçük bir borunun kullanılması ise kısma olayı meydana getirerek koç'un yavaşlamasına yol açacaktır.

$k_{10}$  borusu için (basınç hattı)  $k_{10} = 27,5 \text{ mm} \quad \text{Ø}32 \times 2 \text{ mm}$  boru

Pilot hatları ise  $k_7, k_9$  ve  $k_8$  Ø 10 mm boru seçildi.

$k_{11}$  borusu için (basınç hattı)  $k_{11} = 15,3 \text{ mm} \quad \text{Ø}20 \times 2 \text{ mm}$  boru



Şekil 6.2 Pot kaldırma silindirleri debileri

$$m = \frac{d_2^2}{d_2^2 - d_3^2} = \frac{100^2}{100^2 - 70^2} = 1,96$$



Çift etkili silindir için çaplar arası oran

$$Q_p = 56/2 = 28 \text{ lt/dk. (2 ad. olduğu için)}$$

$$Q_{p\phi} = Q_{p\phi}/m \quad Q_{p\phi} = 28/1,96 = 14,2 \text{ lt/dk.}$$

$k_{17}$  boru çapı hesabı için  $Q = 28$  lt/dk alınır.

$$d_{dön} = \sqrt{\frac{21Q}{V}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 28}{3}} = 14 \text{ mm} \quad \text{Ø18x1,5 mm boru seçildi.}$$

$k_{13}$  boru çapı hesabı için  $Q = 56$  lt/dk alınır.

$$d_{dön} = \sqrt{\frac{21Q}{V}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 56}{3}} = 19,7 \text{ mm} \quad \text{Ø25x2 mm boru seçildi.}$$

$k_{13}$  borusu

$$Q_{p\phi} = Q_p \cdot m = 28 \cdot 1,96 = 54,88 \text{ lt/dk.}$$

$$d_{dön} = \sqrt{\frac{21Q}{V}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 54,88}{3}} = 19,7 \text{ mm} \quad \text{Ø25x2 mm boru seçildi.}$$

$k_{12}$  borusu için (basınç hattı)  $k_{12} = 27,7 \text{ mm} \quad \text{Ø32x2 mm boru seçildi.}$

$k_{14}$  borusu için (basınç hattı)

Çekme esnasında pot ana silindirden boşalan yağ bu borudan geçer. Buna göre oluşan debiyi öncelikle tespit etmeliyiz.

$$v = 19 \text{ mm/s}$$

$$Q = 3 \cdot A \cdot V/50 \text{ idi.} \quad Q = 3 \cdot 0,785 \cdot 40^2 \cdot 1,9/50 = 143,18 \text{ lt/dk. olur}$$

$$d_{dön} = \sqrt{\frac{21Q}{V}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 143,18}{5}} = 24,5 \text{ mm} \quad \text{Ø30x2 mm boru seçildi.}$$

### 6.9.13. Valflerin Seçimi

#### 6.9.13.1 Öndolum Valfi Seçimi

Devrede öndolum valfleri ana silindirler için hızlı yaklaşma ve geri dönüşte çalışırlar. Pot ana silindiri içinde pot hareketli plakanın aşağı-yukarı hareketinde (büyük presler için) çalışır.

Ana silindirlerdeki öndolum valfleri

Strok	S	800 mm
Çap	D	450 mm
Geri dönüş hızı	Vd	300 mm/s

$S = V \cdot t$  idi.

$800 = 300 \cdot t$   $t = 2,66$  s de koç plaka geri dönüşünü tamamlar.

Silindir içi hacim  $V = 0,785 \cdot D^2 \cdot s$   $V = 0,785 \cdot 4,5^2 \cdot 8 = 127,13$  lt

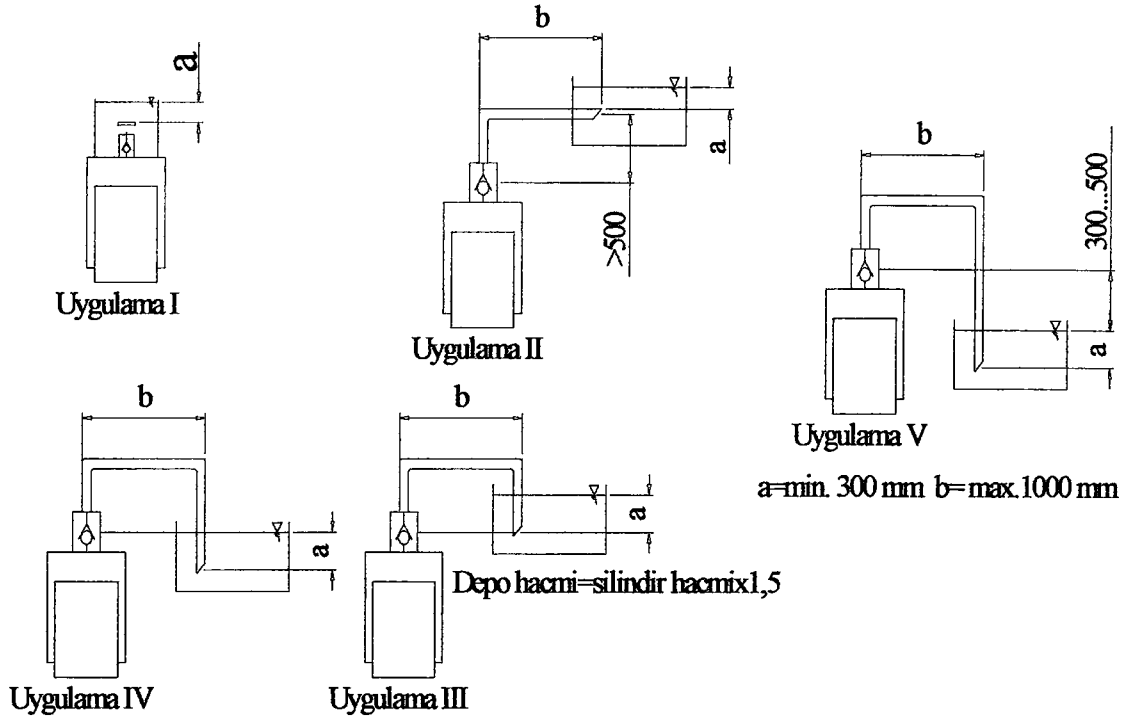
Buna göre debi  $Q = 127,13 \cdot 60 / 2,66$   $Q = 2869,5$  lt/dk. olur.

Buna göre NG 125 öndolum valfi aşağıdaki tablo ve şekillere göre seçilir.

Çizelge 6.1 Öndolum valfi uygulamaları (Mannesmann Rexroth)

Max Akış (lt/dk)

Boyut	40	50	63	80	100	125	160
Uygulama1	300	500	800	1200	1900	3000	4200
Uygulama2	250	400	650	1000	1600	2600	3900
Uygulama3	220	360	560	900	1400	2200	3400
Uygulama4	150	240	380	620	950	1500	2300
Uygulama5	110	170	280	450	700	1100	1690



Şekil 6.3 Öndolum valfi uygulama çeşitleri (Mannesmann Rexroth)

### 6.9.13.2. Pot Silindir Öndolum Valfi

Ø D <sub>2</sub>	400 mm
Strok	400 mm
İniş hızı	100 mm/s

S= V.t idi.

400 = 100.t t=4 s de koç plaka geri dönüşünü tamamlar.

Silindir içi hacim  $V=0,785.D_2^2.s$   $V=0,785.4^2.4= 50,2 \text{ lt}$

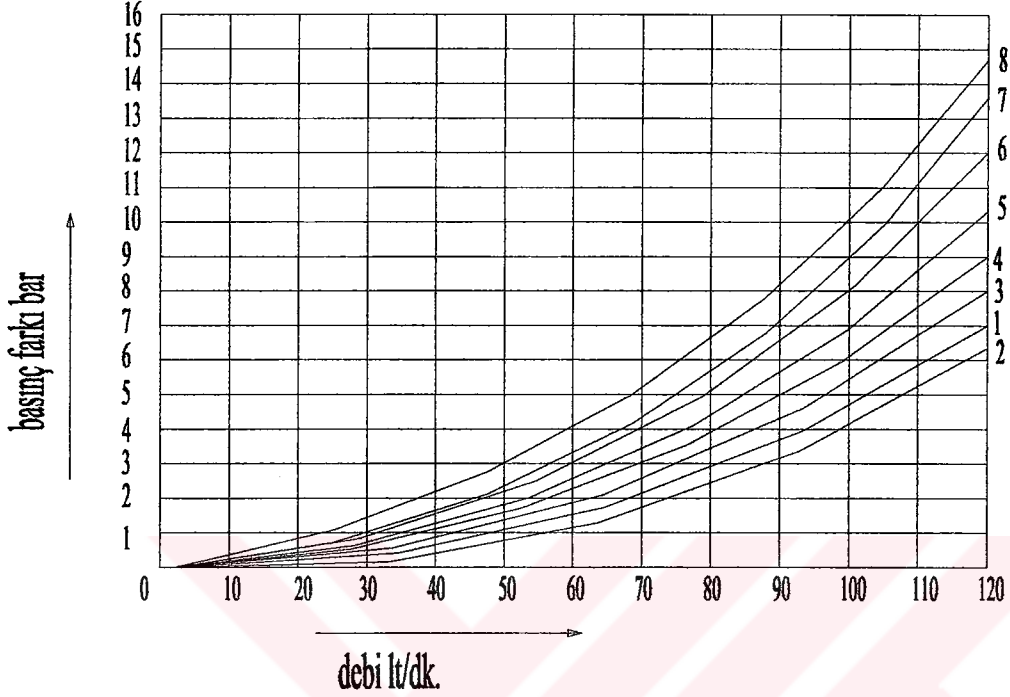
Buna göre debi  $Q= 50,2.60/4$   $Q= 754 \text{ lt/dk. olur.}$

Buna göre NG 100 öndolum valfi seçilir.

### 6.9.14. Yön Denetim Valfleri

60 ve 20 nolu valfler sadece pilot hatları için kullanılmaktadır bu yüzden büyük kapasiteli valfler olmasına gerek yoktur.

170 nolu dekomprasyon valfi de yine büyük bir valf olmasına gerek yoktur. Çünkü dekomprasyon için gerekli yağ miktarı bilindiği gibi çok azdır. Dolayısıyla seçilen NG 10 değeri aşağıdaki grafiklerden de anlaşılacağı gibi uygundur.



Şekil 6.4 Yön denetim valfleri için basınç debi eğrisi. (Mannesmann Rexroth)

Çizelge 6.2 Yöndenetim valfi konum numaraları(Mannesmann Rexroth)

Sembol	Yön Kontrol			
	P-A	P-B	A-T	A-B
A,B	1	1	-	-
C	1	3	1	3
D,Y	2	2	1	3
E	2	2	3	4
F	2	1	4	7
G	4	4	6	8
H	2	2	1	3
J,L	1	1	4	3
M	2	2	3	4
P	2	1	1	4

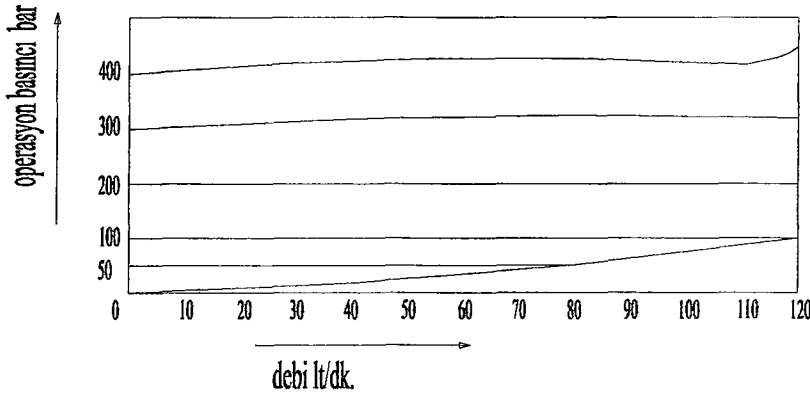
- A Tek bobin P, A`ya açık 4/2
- B Tek bobin P, A`ya B, T`ye açık 4/2
- D Tek bobin P, A`ya B, T`ye açık (Ara geçiş konumu farklı) 4/2
- E Kapalı merkez 4/3
- F P,A T`ye açık 4/3
- G P, T`ye açık 4/3
- H P,A,B T`ye açık 4/3
- J A,B T`ye açık 4/3
- L A, T`ye açık 4/3
- M P,A,B T`ye kapalı 4/3

Yukarıdaki açıklamalar 4/3 valflerdeki orta konumu, 4/2 valflerdeki enerjisiz konumu anlatmaktadır.

### 6.9.15. Basınç Kontrol Valfleri

30, 40 ve 120 nolu basınç kontrol valfleri katalog değerleri itibarı ile 150 lt/dk debi kapasitesi ile çalışmaktadırlar. Bu valfler devredeki konumları itibarı ile kapasite olarak uygundur. Seçilen değer NG 10 ve P max 315 bar.

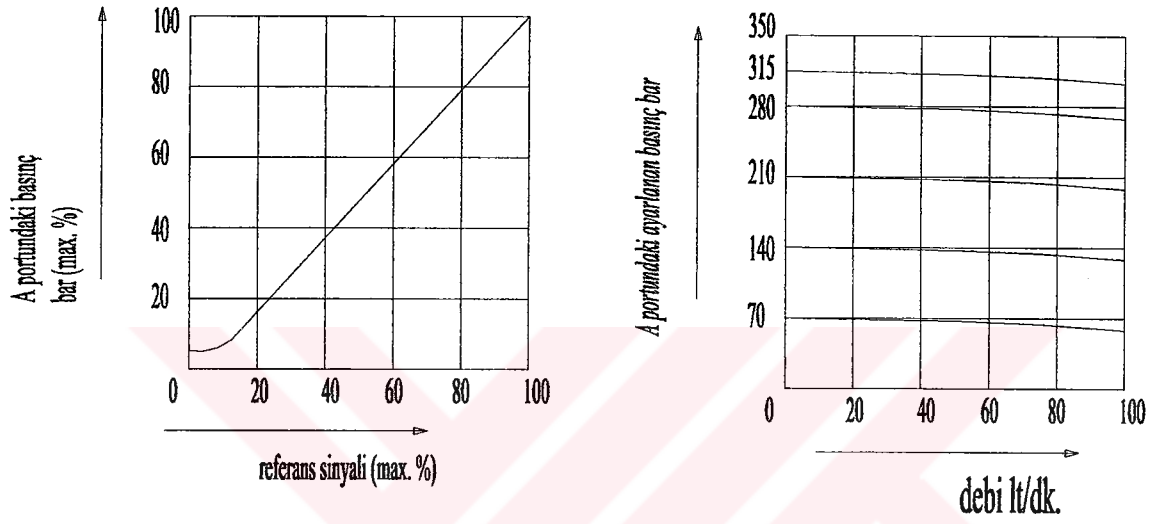
110 nolu Pilot uyarılı basınç kontrol valfi ise NG 25 olmalıdır. Çünkü pompanın basmış olduğu 362.5 lt. yağı tahliye edebilmelidir.



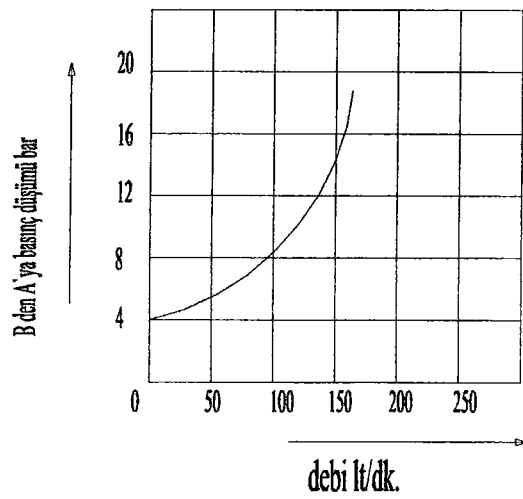
Şekil 6.5 Basınç kontrol valfi basınç debi eğrisi (Mannesmann Rexroth)

### 6.9.16. Oransal Basınç Kontrol Valfi

Bilindiği gibi bu valfin kapasitesi derin çekme esnasında pot ana silindirin arkasından boşalan yağın debisine göre tayin edilmiş idi. NG 16 Pmax. 400 bar.



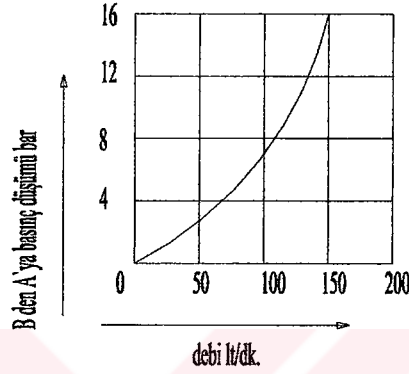
Şekil 6.6 Oransal basınç kontrol için basınç debi eğrileri (Yuken, 1991)



### 6.9.17. Lojik Valfler

70, 100 ve 50 nolu valf için grafikten de anlaşılacağı gibi (1 no'lu grafik) NG 25 lojik valfler 2 bar  $\Delta p$  de yaklaşık 500 lt. geçirebilmektedirler. Valflerdeki  $\Delta p$  ise max. 10 bar olabileceği düşünülürse 2 bar uygun bir basınç değeridir.

Valflerdeki orifisler ise 1.5 mm.dir



Şekil 6.6 Lojik valf basınç debi eğrisi (Atos, 1996)

### 6.9.18. Dekomprasyon Zamanı

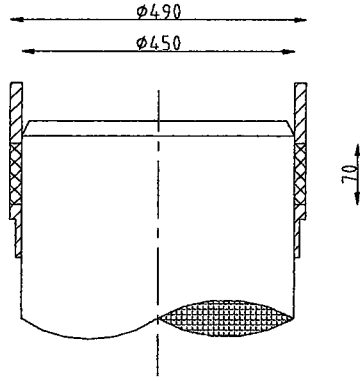
Basınç düşürülmesi için uygun olan dekomprasyon valfi NG10 seçilmiş idi. Katologdan NG 10 dekomprasyon valfi için 60 lt./dk gösterilmektedir. Bu değer 1 lt/s manasına gelir. Yağların sıkıştırılmaz bir akışkan olduğu gözönünde bulundurulursa 1lt/s lik debi basıncın sıfırlanması için gerekli debi dende fazladır.

$$t = \frac{D^2 \cdot h \cdot p}{d^2 \cdot n \cdot 42 \cdot 10^6} = 1,96 \approx 2s \quad d = 4 \text{ mm alındı.}$$

### 6.9.19. Sızdırmazlık Elemanları

Ana silindirler tek tesirli silindirler olduğu için sadece boğazlara kullanılacaktır. Boğazlara kullanılacak sızdırmazlık elemanları ise takım keçe olacaktır.

Piston çapları 450 mm olduğu için taşlanıp krom kaplandıktan sonra ki toleransları H8/f7 olacaktır.



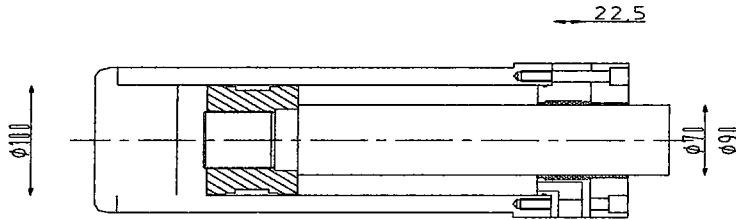
şekil 6.6 Takım keçenin montajı

Kullanılacak takım keçe ölçüsü ise 450\*490\*70 dir.

Pot ana pistonuda tek tesirli bir piston olduğundan kullanılacak keçe, takım keçe olup ölçüsü 400\*440\*60 dır.

Kaldırıcı silindirler ise yine tek tesirli silindirler olduğu için yine boğazlara takım keçe kullanılacaktır. Yine takım keçelerden sonra toz keçeleri kullanmak faydalıdır.

Pot (yan kaldırma ve indirme silindirleri) servo silindirleri ise çift tesirli silindirler olduğu için kullanılacak keçeler biraz farklı olabilir. Pistonlara ift tesirli, kompact



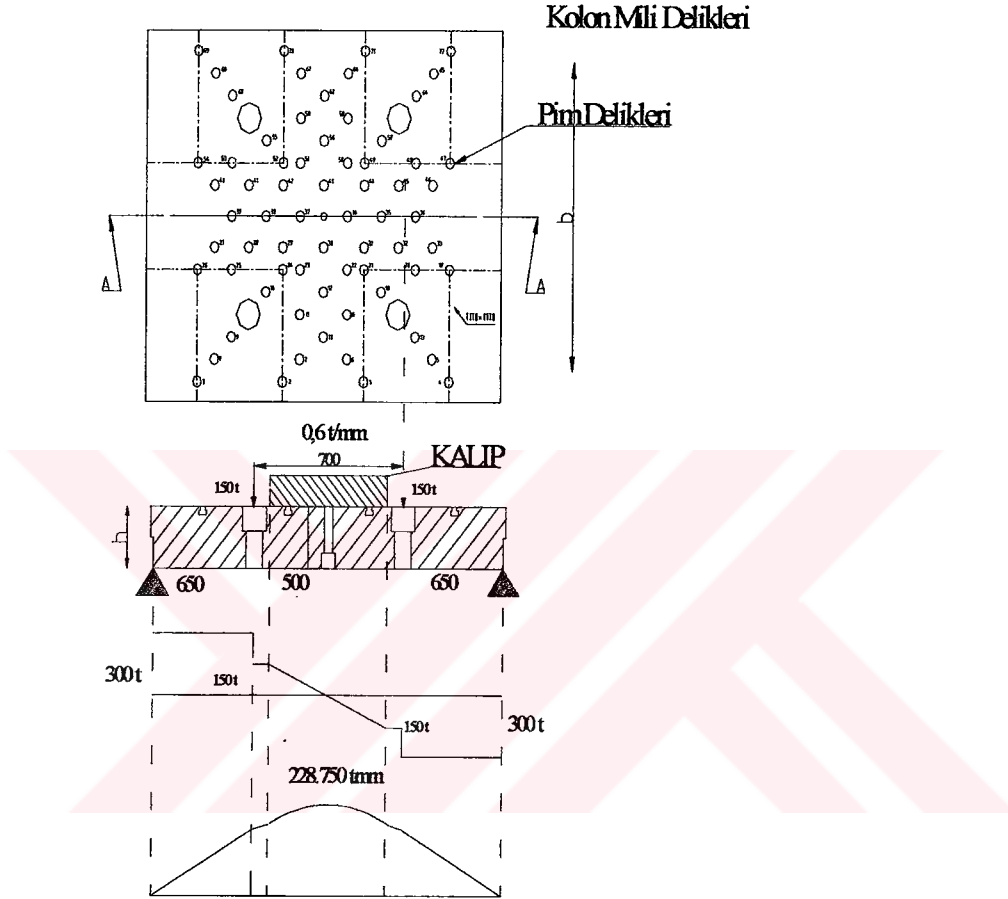
şekil 6.7 Kompakt keçenin ve piston boğazının montajı

keçeler kullanılacaktır. CS<sub>3</sub> 100 olan kompact keçeler seçildi.

Fakat yine boğazlara takım keçeler kullanılabilir. Bu yüzden boğazlar için 70\*90\*22.5 takım keçeler kullanılacaktır.

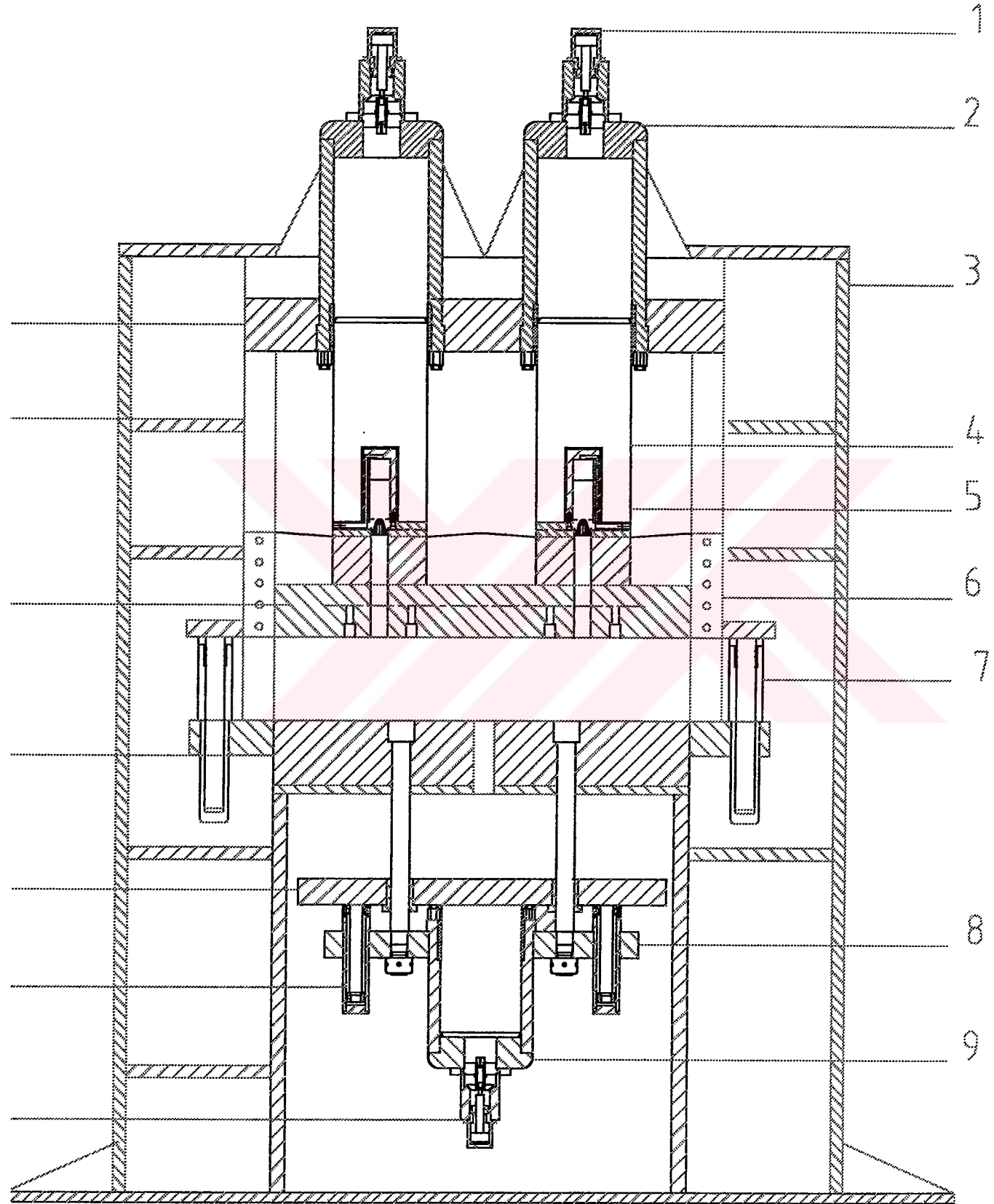


### 6.9.20. Mekanik Hesaplar



Şekil 6.8 Alt plakaya gelen kuvvetler ve kuvvet moment diyagramı

Hesapları yapılan bu pres büyük bir pres olduğundan “H” tipi bir prestir. Bu yüzden kolon milleri yoktur. Tamamen kaynak konstrüksiyonlu olarak monoblok olacaktır.



Şekil 6.9 "H" tip presin mekanik konstrüksiyonu

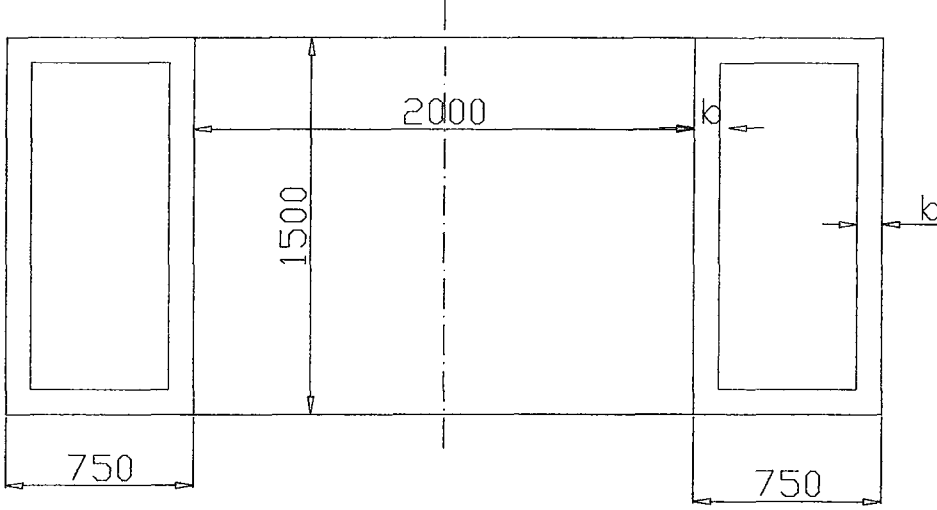
Şekil 6.9 da görülen presin elemanları

1. Öndolum valfi
2. Ana silindir
3. Gövde
4. Ana piston
5. Çıkartıcı
6. Yataklar
7. Kaldırıcı silindirler
8. Pot tespit plaka
9. Pot silindir
10. Pot öndolum valfi
11. Pot kaldırıcı silindirler
12. Pot hareketli plaka
13. Alt plaka
14. Destek
15. Ana silindir plakası
16. Hareketli plaka

$$\sigma_{eğ} = \frac{M \cdot \frac{h}{2}}{(a - n \cdot d_2) \cdot h^3} \cdot \frac{1}{12} \text{ idi.} \quad \sigma_{em} = 15 \text{ kg/mm}^2 \text{ idi.}$$

$$\sigma_{eğ} = \frac{228750 \cdot 10^6 \cdot \frac{h}{2}}{(2000 - 15 \cdot 40) \cdot h^3} \cdot \frac{1}{12} \leq 15 \text{ kg/mm}^2 \quad h=255 \text{ mm bulunur.}$$

Ana gövdeye kullanılacak plakalar ise tamamen yapılacak konstrüksiyona göre değişir.



Şekil 6.10 Ana gövdenin üstten görünümü

$$\sigma_{\xi} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{em} \text{ idi.} \quad \sigma_{em} = 10 \text{ kg/mm}^2 \text{ (St 37 için)}$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{800 \cdot 10^3}{A} \leq 10 \text{ idi.} \quad \sigma_{em} = 10 \text{ kg/mm}^2 \text{ (St 37 için)}$$

Buradan  $A = 80.000 \text{ mm}^2$      $b = 60 \text{ mm}$  seçilirse

$$A = \Sigma l \cdot b \text{ olur. } \Sigma l = 4.1500 + 4.750 = 9.000 \text{ mm}$$

$$A = 9000 \cdot 60 = 540.000 \text{ mm}^2 \text{ çıkar.}$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{800 \cdot 10^3}{54.0000} \leq 10 \quad 1,48 < 10 \text{ olduğundan seçilen } 60 \text{ mm kalınlık uygundur.}$$

## 7. SONUÇ

Hidrolik presler endüstrinin imalat sektöründe vazgeçilmez bir konumdadır. Özellikle çok zahmetli bir şekilde imal edilen parçalar bugün hidrolik presler vasıtasıyla kolaylıkla üretilmektedir. Bizim ilgilendiğimiz “Hidrolik Derin Çekme Presleri” ise otomotiv yedek parça ve mutfak eşyası sektöründe çok önemli bir yere sahiptir.

Günümüzde “Hidrolik Derin Çekme Presleri” nin tercih edilen en önemli özelliklerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- I. Sessiz çalışma
- II. Üretim Kapasitesi
- III. Uzun Ömürlü Çalışma

“Hidrolik Derin Çekme Presleri” pahalı bir yatırımdır. Bu saydığımız özellikler bu yüzden imalatçılar için büyük önem taşımaktadır. Çünkü çalışmayan veya verimsiz çalışan bir presin kullanıcı açısından değeri çok azdır.

Presi tasarlayan mühendis bunları dikkate almak zorundadır.

Bu yüzden “Hidrolik Derin Çekme Presi” tasarımında aşağıdaki noktalara dikkat edilmelidir.

Bu durumda ortaya verimli bir sonuç çıkar.

1. Eğer büyük debiler gerekiyorsa “lojik valfler” tercih edilmelidir.
2. Çok hassas derin çekmelerde “oransal basınç ve hız kontrol” kullanılmalıdır.
3. Hidrolik sistem özellikle yağ çok temiz tutulmalıdır.
4. Çok uzun çekmelerin yapılacağı preslerde mümkünse “değişken debili pistonlu pompa” kullanılmalıdır.
5. Standart işler yapılacaksa pres “PLC” veya “CNC” kontrollü olmalıdır.
6. “Hidrolik Derin Çekme Presleri” çok önemli preslerdir. Bu yüzden kullanılan hidrolik ekipmanlar (keçeler, valfler, vs.) çok kaliteli olmalıdır.
7. Büyük kapasiteli preslerde “H” tipi konstrüksiyon tercih edilmelidir.
8. Özellikle “H” tipi preslerin gövdesi kaynak işleminden sonra tavlanmalıdır.
9. Eğer pres sıcak bir ortam veya ülkede çalışacaksa bir soğutucu eklenmelidir.
10. Eğer pres soğuk bir ortam veya ülkede çalışacaksa bir ısıtıcı eklenmelidir.

**KAYNAKLAR**

Atos, (1996), Electrohydraulics, spa villa alla piana 57-I – 21018 Sesto Calende-İtaly

Casappa, (1995), “Fluid Power Design” spa Parma- İtaly

Cayak, (1996), “Sızdırmazlık Elemanları Kataloğu” Ömerli Hududu Mevkii  
Hadımköy-İstanbul

Çapan L. (1984), “Plastik Şekil Verme Teori ve Uygulama” Birsen Kitabevi –İstanbul

Erdoğan T. (1992), “Mühendisler için çelik seçimi” MMO Yayın no: 119 İstanbul

Gediktaş M. (1989), “Makine Elemanları Problemleri” Çağlayan Kitabevi İstanbul

Güneş T. (1989), “Pres İşleri Tekniği II” MMO Yayın No: 130 Ankara

GUIX, (1991), “Hydraulic Presses” Guix S.A. P.O. Box. , 6132 08080 Barcelona-Spain

Have , (1996), “Hydraulic Product Overview”Fabrik für Oelhydraulik GmbH&Co. KG.  
Streitfeldstraße 25 81673 München-Germany

Özcan F, (1990) “Hidrolik Akışkan Gücü”, Mert Teknik Yayınları İstanbul

Parker, (1993), “Hydraulic Master Katalogue Directional Control Valves”

Parker Hannifin GmbH Hydraulic Controls Division Gutenbergstraße 38

D-4044 Kaarst 2 Germany

Rexroth, (1996) “Hydraulic Valves For Stationary Applications”. RE 00150 D-97813

Lohram-Main Germany

Rexroth, (1996) “Conference Hydraulic and Electronics”. D-97813

Lohram-Main Germany

Rexroth, (1984) "Hydraulic Pressen Modultechnik" Lohram-Main Germany

Samhydraulik, (1994) "Axial-Piston Pumps For Open and Closed Circuit"  
S.A.M. HYDRAULIK spa Via Moscova , 10-42100 Emilia-Italy

Sauer Sundstrand, (1995) "Sales Program Products Worldwide"  
Sauer Sundstrand GmbH & Co. Krokamp 35-Postfach 2460 D-24531  
Neumünster- Germany

Schmitt. A, (1981) Çev. Aykün H., "End. Hidrolik Eğitimi" Mannesmann Rexroth, İstanbul

SMG, (1997), "Hydraulic Pressen" SMG Süddeutsche Maschinenbau GmbH & Co.  
Louis-Schuler-Straße 1 D-68753 Waghäusel-Germany

SPC, (1997), "Hydraulic Presses" Dees Hydraulic Industrial Co. Ltd.  
Fenliao Rd., Industrial Zone-2 Linkou Hsiang, Taiwan.

Yuken Kogyo, (1991/1992), "Hydraulic Products" Engineering Information Catalogue  
Hamamatsucho Seiwa Bldg. 4-8 1-Chome, Shiba-Daimon Minato-ku  
Tokyo 105, Japan

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum Tarihi	20.03.1970
Doğum Yeri	KONYA
Lise	1983-1987 Maçka Teknik Lisesi
Lisans	1991-1996 İ.T.Ü. Sakarya Müh. Fak. Mak. Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans	1996-1999 Y.T.Ü. Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon Programı
Çalıştığı Kurumlar	1995-1998 Yücel Makine Ltd. Şti 1998- ADA Makina Ltd. Şti.

