

47005.

T.C
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR MODEL ÜZERİNDE HİDROLİK DEVRE
TASARIMININ SİSTEMATİK İNCELEMESİ
VE OPTİMİZASYONU**



Mak.Müh. Kubilay YEŞİLMEN
F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Muharrem E. BOĞOÇLU

İSTANBUL, Eylül 1995

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ÖNSÖZ

Hidrolik sanayide gücünden yararlanan en önemli kaynaktır.Bu güç , büyük kuvvetleri elde ettiğimiz , hızı hassas değerlerle kontrol edebildiğimiz ve enerji tüketimi diğer sistemlere göre daha ucuz olan sistemdir.Çok yaygın bir kullanım alanına sahip olan hidrolik , günümüzde büyük güç gerektiren makinaların bir çoğunda kısmen veya tamamen kullanılmaktadır.Gelişmekte olan ülkemizde de hidrolik bilgisi yeterli düzeye ulaşmış olmakla birlikte , çok yaygın kullanım alanına sahip olduğu için hidrolik sistemler konusunda büyük pratik tecrübeler kazanılmıştır.Ülkemize ithal edilen pres ve makinalardaki hidroloki uygulamaları aracılığı ile giren hidrolik sistemlerden bugün sanayimizde ;

- ▣ Preslerde ,
- ▣ Hertürlü imalat ve montaj makinalarında,
- ▣ Transport sistemlerinde ,
- ▣ Kaldırma ve iletme makinalarında ,
- ▣ Basınçlı döküm makinalarında ,
- ▣ Haddehanelerde ,
- ▣ Asansörlerde ,
- ▣ İnşaat makinalarında ,
- ▣ Kepçe mekanizmalarında ,
- ▣ Tarım makinalarında ,

kullanımı önemli uygulamalardır.

Hidrolik sistemlerde , hidrolik devrenin yapısı en açık şekilde hidrolik devre şemalarının kullanılması ile belirlenir. Ben tezimde bu sistemlerin ilk basamağı olan devre tasarımlarını incelemeye ve sistemleri yapılabirlik ve maliyet açısından karşılaştırmaya çalıştım. Devre tasarımını yaparken halen üretilmekte ve piyasada kullanılmakta olan " HİDROMODE HSP- D 400 " hidrolik derin çekme presini kendime model aldım.

Tezimin hidrolik devre örnekleri üzerine bir görüş kazandıracağını umuyorum . Tezi hazırlarken bana ana kaynak olan hocam Yrd. Dç. Muharrem Boğoçlu 'ya ve HİDROMODE 'ye teşekkür eder , bu tezin hidrolik pres denge uygulamaları konusunda çalışacak olanlara kaynak teşkil etmesini dilerim.

İstanbul - Mart 1995

Mak. Müh. Kubilay Yeşilmen

ÖZET

Çok geniş kullanım alanı olan hidrolik sistemlerden bana en iyi örnek olabileceğini düşündüğüm bir hidrolik derin çekme presini (Hidromode HSP-D 400 , Bkz. Ek 1) kendime model aldım ve uygulamalarını bu presde gerçekleştirdim. Burada amacım hidrolik güce en basit , en ekonomik , en verimli şekilde nasıl kumanda ederek presi istediğim değer ve şartlarda çalıştırabileceğimdi. Hidrolik kumanda sistemlerinde birinci şart devrede kullanılacak elemanların çalışma prensiplerinin öğrenilmesidir. Bu birikim sayesinde basitliğe , ekonomikliğe , max. verime ulaşabiliriz.

Tezde ilk bölümde devre tasarımları ile verilen bilginin ardından model olarak seçilen ve halen imalatı piyasada devam etmekte olan presin genel tarihçesi verilerek fiziksel modeli çıkartıldı. Diğer bölümde esas alınan fiziksel model üzerinde beş farklı devre tasarlandı bunların pompa gücü , motor gücü , verimleri hesaplanarak ve bir önceki devre ile karşılaştırıldı . Bu bilgiler ışığında maliyet ve uygulanabilirlik açısından en mümkün olan dördüncü aşamadaki variable pompa ve ön doldurma tanklı tasarlanan devre olduğu görüldü. Bu tasarımda teorik verim % 100 bulundu. Ayrıca beşinci aşamada daha ileri teknoloji olan logic valflerle gerçekleştirilen devrenin uygulanabilirliği tartışıldı. Bütün bu çalışmaların neticesi , teklif ve tavsiyeler sonuç bölümünde ele alındı.

KULLANILAN SEMBOLLER

D : Ana silindir piston çapı (mm)

d_k : Koç silindirleri piston çapı (mm)

d_p : Pot silindirleri piston çapı (mm)

S : İlerleme , Alınan yol (mm)

S_1 :Boşta ilerleme (mm)

S_2 :Presleme Anında İlerleme (mm)

W :Yapılan İş (Nm)

W_1 :Boşta ilerlemede yapılan iş (Nm)

W_2 :Baskı anında yapılan iş (Nm)

E : Harcanan Enerji (Nm)

E_1 :Boşta ilerlemede harcanan enerji (Nm)

E_2 :Baskı anında yapılan iş (Nm)

h :Strok (mm)

F : Kuvvet (daN)

F_1 :Boşta ilerlemede gereken güç (N)

F_2 :Baskı anında gereken güç (N)

A : Alan (cm^2)

Q : Debi (lt/dak)

Q_1 :Boşta ilerlemede gereken güç (lt /dak)

Q_2 :Baskı anında gereken debi (lt/dak)

Q_T :Çevreye yayılan ısı miktarı (kcal /saat)

K :Isı iletim katsayısı ($\text{kcal} / \text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)

P_k :Güç kaybı (Kw)

t : Zaman (s)

t_b : Boşta ilerleme zamanı (s)

t_p :Presleme zamanı (s)

t_u :Ütölleme zamanı (s)
 t_g :Geri dönüş zamanı (s)
 t_y : Yükleme zamanı (s)
 t_f :Toplam çevrim zamanı (s)
 V : Hız (mm / sn)
 V_g : Geri kalkış hızı (mm/sn)
 V_b : Boşta ilerleme hızı (mm/sn)
 V_p :Presleme anındaki hız (mm/sn)
 P : Basınç (Bar , kg / cm^2)
 N_e :Motor gücü (kw)
 η : Verim (%)
 Y :Solenoid
 B :Başlama butonu
 E :Elektrik şalteri
 D_1 :Şok alma
 G : Ağırlık (kg)
 h_p :Pot silindiri stroğu (mm)

İÇİNDEKİLER

Kullanılan semboller

1.GİRİŞ

1.1 Hidrolik Sistemler ve Devre Tasarımı.....	1
1.2 Hidrolik Presler.....	4
1.2.1. Tarihsel Gelişim ve Çeşitleri.....	5
1.2.2. Derin Çekme.....	11

2. MODEL

2.1 Senaryolar.....	14
2.2 Fiziksel Model Oluşumu.....	17

3.MODEL PRES İÇİN OPTİMUM HİDROLİK DEVRENİN ARAŞTIRILMASI

3.1 Sabit Debili Pompa İle Tasarlanan Devre

3.1.1 Hidrolik Devrenin Çalışması.....	19
3.1.2 Devre İle İlgili Formüller ve Hesaplamalar.....	19
3.1.3 Hidrolik Devrenin Şeması.....	21

3.2 Çift Pompa İle Tasarlanan Devre

3.2.1 Hidrolik Devrenin Çalışması.....	22
3.2.2 Devre İle İlgili Formüller ve Hesaplamalar.....	23
3.2.3 Hidrolik Devrenin Şeması.....	24

3.3 Akümülatörü ve Sabit Debili Pompa İle Tasarlanan Devre

3.3.1 Hidrolik Devrenin Çalışması.....	25
3.3.2 Devre İle İlgili Formüller ve Hesaplamalar.....	26
3.3.2.1 Yüksek Basıncılı Akümülatör İle.....	26
3.3.2.2 Düşük Basıncılı Pompa İle.....	27
3.3.3 Hidrolik Devrenin Şeması.....	29

3.4 Variable Pompa İle Tasarlanan Devre	
3.4.1 Hidrolik Devrenin Çalışması.....	30
3.4.2 Devre İle İlgili Formüller ve Hesaplamalar.....	33
3.4.3 Soğutma Hesabı.....	35
3.4.4 Salt Diyagramı.....	37
3.4.5 Maliyet Hesabı.....	38
3.4.6 Hidrolik Devrenin Şeması	39
3.5 Logic Elemanlarla Oluşturulan Devre	
3.5.1 Logic Elemanların Tanıtımı	40
3.5.2 Hidrolik Devrenin Çalışması.....	41
3.5.3 Maliyet Hesabı.....	45
3.5.4 Hidrolik Devrenin Şeması.....	46
4.SONUÇ.....	47

EKLER

KAYNAKLAR

ÖZGEÇMİŞ

1.GİRİŞ

1.1 HİDROLİK SİSTEMLER

Hidrolik sistemler bir yerden diğerine güç iletirler.Bir makinayı çalıştırmak için gerekli güç ve enerji genellikle bir elektrik motoru ya da içten yanmalı bir motor tarafından sağlanır.Fakat bu güç kaynakları güç çıkışlarını her zaman doğrudan kullanılabilir bir biçimde vermedikleri için hidrolik sistemler , bu elde edilen gücü gerekli olan yerde kullanılabilir güce dönüştürür.Bütün hidrolik sistemler altı temel elemanı veya eleman grubunu içerirler.

- Pompalar ve tahrik üniteleri
- Hareketlendiriciler
- Kontrol valfleri
- Taşıyıcılar ve bağlantı elemanları
- Hidrolik akışkan
- Akışkan depolama ve şartlandırma teçhizatı

Pompanın tahrik ünitesi ya bir elektrik motoru ya da içten yanmalı bir motordur.Tahrik ünitesi ne tip bir motor olursa olsun , pompaya döndürme torku ve dönme hareketi verir.Pompa mekanik enerji girdisini hidrolik enerji çıktısına çevirir.

Hidrolik sistemin çıkışında yer alan hareketlendiriciler ,hidrolik enerjiyi makineyi çalıştırmak için gerekli olan mekanik enerjiye çevirirler.Hareketlendiriciler ya silindir ya da akışkan motorlardır.Silindirlerin hareketi cismin itilmesi ya da çekilmesinde kullanılır.Akışkan motorlarına gelince , hidrolik motorun hızı , elektrik motoru sabit hızla döndüğü zaman dahi , değişken tork veya dönme gücü sağlayacak şekilde değiştirilebilir.Hidrolik motorlu sistemler aynen vites kutusu olan iletim sistemleri gibi çalışırlarsa da bu sistemlerde vites değiştirmeye ihtiyaç yoktur.

Üç ana tip kontrol valfi vardır. Yön kontrolleri , akış kontrolleri ve basınç kontrolleri.

Yön kontrol valfleri sistemdeki akışkanın akış yolunu yönlendirir. Akışkanın akışı da hareketlendiricinin hareket yönünü kontrol eder. Örneğin yön kontrol valfi bir silindiri itmek , çekmek yada durdurmak için kullanılabilir.

Akış kontrol valfleri hareketlendirici hızını hızlı , yavaş , normal kontrol etmek için kullanılır. Bunu akışkanın debisini sınırlandırarak yaparlar.

Basınç kontrol valfleri ise hidrolik basıncı sınırlamak için kullanılır. Bir yönlendiriciye uygulanan kuvveti kontrol eder. Bu bir silindiri iten ya da çeken kuvvet veya akışkan motorunun tork değeri olabilir.

Taşıyıcılar hidrolik gücü ileten akışkanı taşıyan boru ve tüp tipi borulara denir. Bağlantı elemanları , boru veya tüp tipi boru parçalarını birbirine bağlamada ya da bu parçaları pompa , valf, hareketlendirici gibi aksamalara bağlamakta kullanılan bağlantı elemanlarıdır. Çok önemli olmalarına rağmen , taşıyıcılara çoğu zaman gerektiği kadar dikkat edilmez. Çok dar olan bir boru ya da tübe akışkanın geçişini kısıtlayabilir ve sistemin hidrolik gücünü kaybetmesine yol açabilir. Kötü bağlanmış sistemlerde bakım ve emniyet sorunları yaratan kaçaqlar meydana gelir. Kaçaqlar ayrıca gücün düşmesine neden olur.

Hidrolik akışkanların çoğu özenle seçilmiş yağ ve katkı maddelerinin karışımından oluşur. Güvenlik nedenlerinden dolayı birçok hidrolik akışkan kullanıldıkları yere bağlı olarak ateşe dayanıklı yapılmıştır. Pek çok ateşe dayanıklı hidrolik akışkan , glikol ya da karışımı çok iyi ayarlanmış su içerir. Diğer ateşe dayanıklı akışkanlar genellikle fosfat -ester akışkanları olarak bilinen klorlu hidrokarbonlardan oluşur.

Akışkan sistemde hidrolik gücü iletmekle kalmaz , aynı zamanda hidrolik teçhizatın yağlamasını da yapar.

Akışkanın depolandığı kaba depo denir. Bazen hidrolik tank ismi kullanılır. İyi bir depo aslında tanktan daha fazla işleve sahiptir , çünkü sistemin çalışması sırasında akışkanı temizler ve soğutur.

Akışkanın şartlandırma teçhizatı , sistemi çalışma sırasında temizleyen filitreleri , aşırı yanmadan koruyan soğutucuları ve soğuk yol verme koşullarında sistemin zarar görmesine engel olan ısıtıcıları içeren genel bir gruptur.

DEVRE TASARIM KRİTERLERİ

Her bir sistem için gerekli ana kriterler

1-Basitlik

2-Emniyet

3-Verim

4-Maliyet

5-Onarılabilirlik

Bütün kriterlerin dizayna büyük etkisi olduğu gibi "Basitlik" bir sistem için diğer kriterlerin üzerinde zorunlu olmalıdır.Basit bir dizaynda tamamlayıcı eleman sayısı en az olacaktır ve bununla beraber bazı sistemler komplike elemanlarla ve daha fazla eleman sayısı ile gerçekleşeceği için 2. kriter olan emniyet sağlanmalıdır. Bir devredeki elemanların yağ kaçaqları sonucu basınç düşümü olacaktır.Devre en az sayıda elemanla oluşturulunca en az kaçak olacaktır. ve verim yükselecektir.Genelde eleman sayısının azlığı maliyetide düşüreceğinden ekonomik olacaktır.Dizaynın basitliği bakım maliyetini de azaltır ama zorunlu olan bakım yapılmalıdır. Bakım kolaylığını tesisatın döşeme şeklini , elemanların konumunu gösteren hidrolik şema sağlar.

Dizayncı mevcut tüm hidrolik elemanların karakteristik değerlerini tamamen bilmelidir.Ayrıca tasarladığı sistemin tüm fonksiyonlarını tamamen bilmeli ve yeni ürünleri gününbirlik takip etmelidir.Sistemin çalışması için çevre şartlarını hesaba katmalıdır.Bazen bir makina test edildiği zaman mükemmel çalışıp , işletme şartlarında verimli çalışamaz.Bunun sebebi makinanın çalışmasında makinanın performansındaki çok hassas anlaşılması güç farklardan olabilir.Örneğin bir hidrolik makina test şartları altında mükemmel çalışabilir ama o zaman çevre sıcaklığı 20 derecedir.

Bu makina kışın çalıştırıldığında aynı performansı sergileyemez çünkü çevre sıcaklığı 20 derecenin çok altındadır.Bu yağın viskozitesinin hesaba katılmamasının bir sonucudur.

Diğer bir problem ise tasarımcının değişen ihtiyaçları farkedememesi veya müşterinin hidrolik makinayı farklı bir amaç için kullanmak istemesidir.Örneğin bir bükme presi 10 mm'lik bir levha için yapılmıştır ama müşteri bunu 15 mm'lik bir levhada deniyebilir.Dizayncı bunları düşünerek aşırı yüklemelere karşılık sisteme uygun bir tolerans vermelidir.

Emniyet de çok önemlidir.Tüm ünite arızaya karşı emniyetli olmalıdır.Mesela selonoid kumandalı yay dönüşlü valflerde pompa yüklendiğinde selonoidleri çektirmeli pompa durduğunda yükleme kesilmelidir.Eğer elektrik voltajında değişme olursa pompa otomatik olarak yüklenmelidir.

Basınç şalterinden gelen sinyal ile sistem kilitlemeli veya otomatik olarak hareket geri alınmalıdır.Stratejik noktalama acil stop switch'i yerleştirilmelidir.Her hareketin emniyeti için bir stop switch 'i olmalıdır.Bu ana silindiri geriye almalı , motorlarda kilitlemeli , kontrol valflerini sabit haldeki pozisyonuna getirmelidir ve aküyü boşaltmalıdır.

Tüm hareketli pompalar emniyetli olmalı ve gerekli kilitleme switchleri konmalıdır.Tüm koruma tertibatı sistemle tamamen emniyetli , orantılı tanzim edilmelidir.

1.2 HİDROLİK PRESLER

Hidrolik preslerde büyük pistonlu bir silindir vardır.Piston ,doğrudan presin hareketli başına bağlıdır.Hidrolik pompa yardımıyla silindir içerisine gönderilen basınçlı yağ,piston ve pistonu bağlı vurucu başlığı hareket ettirir.Hidrolik silindir çift etkili olarak çalışır.Düşey konumlu preslerde vurucu başlık aşağı ve yukarı ,yatay konumlu preslerde vurucu başlık illeri ve geriye doğru hareket ettirilir.

Hidrolik presler büyük tonajlı preslerdir.İstenilen kurs boyuna ve ilerleme hızına ayarlanabilir.En çok çekme , biçimlendirme, şişirme ve benzeri kalıplama işlemleri ile hız ayarı yapılması gereken kalıplama işlemlerinde kullanılır.

Seri üretimi gerektiren kalıplama işlemlerinde , basınçlı havayla çalışan pres tezgahları kullanılır.Bu preslerde hidrolik sıvı yerine basınçlı hava kullanılır.Yine silindirik piston sistemi vardır.Silindir içerisine basınçlı hava gönderilir.Basınçlı havayla çalışan preslerin hareketi çok seridir.Bu nedenle en çok delme ,kesme , ve benzeri birleşik kalıplama işlemlerinde kullanılırlar.

Avantajları :Vurucu başlığı hareket ettiren pistonun istenilen noktada durdurulabilme ve hareket ettirilebilme özelliğinden dolayı , faydalı kurs boyunun ayarı ve kalıbın bağlanamsı çok kolaydır.Hidrolik devrede bulunan emniyet subapı sayesinde aşırı yüklemelerde pres tezgahı ve kalıp emniyete alınmıştır.Çalışma basıncına ve kalıplanacak malzemenin özelliklerine bağlı olarak çalışma hızı ayarlanabilir.Böylece derin çekme ve inceltme işlemleri kolayca yapılabilir.Kurs boyunca pistonun her noktadaki basıncı sabittir.

Dezavantajları :Mekanik presler oranla çalışma hızları düşüktür.Yine mekanik preslere oranla tamir ve bakımı zordur.Kesintili kalıplama işlemlerinde güç iletimini sağlayan boru ,rakor ,conta ve benzeri bağlantı organlarında basınç değişimi sonucu çok büyük tehlike meydana gelebilir.

1.2.a TARİHSEL GELİŞİMİ VE ÇEŞİTLERİ

Pres yapımının başlangıcı çok eskidir.Şekil 1.1'de görülen 18.yy 'da Paris 'de kullanılmış olan pres bunun bir kanıtıdır.



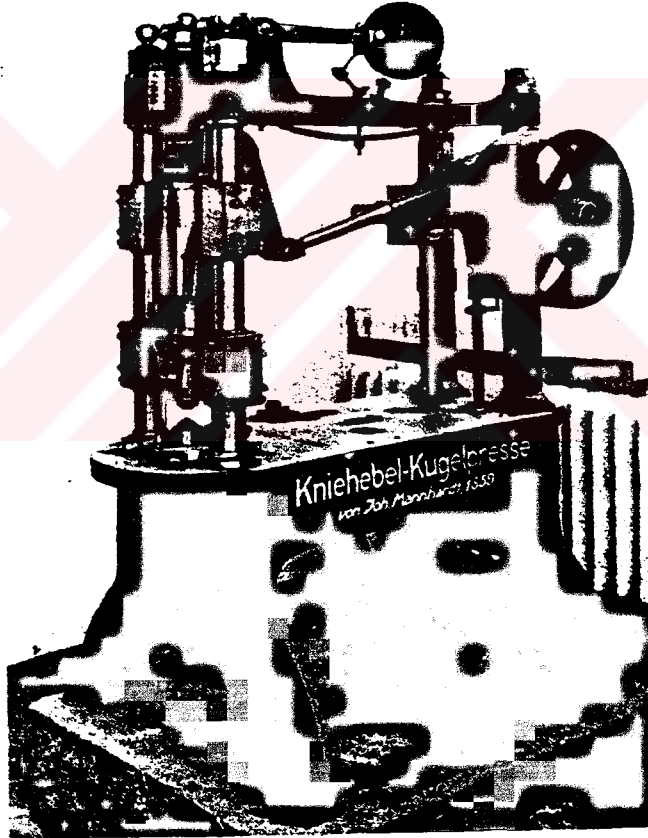
Sekil 1.1

Bununla birlikte 1771 yılında bu örnekten başka meyva presleri çok daha önceleri kullanılmakta ve bilinmekteydi. Kullanılan ilk malzeme tahtaydı. Bu tür konstrüksiyonlar şarap preslerinde çok uzun bir zaman kullanıldı .

Bu vidalı tip presler , preslerin temeli için iyi bir örnekler çünkü bugün hala uygulanmaktadır. Ama kullanılan malzemeler bugün tamamıyla değişmiştir.

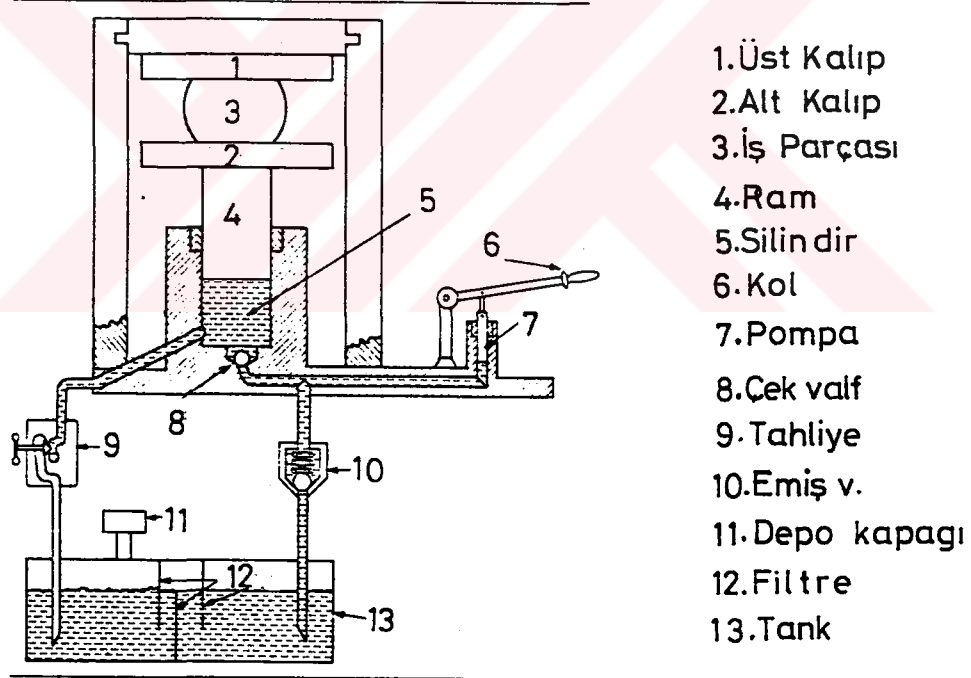
Presler konstrüksiyonlarında kullanılan malzemelerin geliştirilmesine bağlı olarak gelişme göstermektedirler. Aynı şey kullanılan aletler için de geçerlidir. Endüstriyel gelişmelere ve yöntemlere bağlı olarak presler o zamana kadar geleneksel olarak kullanıldıkları bazı uygulamaları yerlerini kaybetmişlerdir , ama başka yerlerde kazanımlar bulmuşlardır. Örneğin basım preslerini kaybetmişler ama bunun yerine cam ve taş presini kazanmışlardır.

Sekil 1.2



Vidalı tip presler bugün hidrolik sürücüdürler ve çoğunlukla vidalı milli presler olarak bilinirler. Daha geniş ve kesin uygulamalar volanların yapılması ile olmuştur. Bu da hızlı çalışan kavrama ve buna uygun hızda çalışan elektroniklerle başarılmıştır.

İlk hidrolik pres 1795 yılında Joseph Bramah tarafından Pascal kanunlarına göre , tek etkili bir silindir ve bir el pompasından ibaret olmak üzere imal edildi.Bu sistem günümüzde bile ufak portable çözümler için kullanılmaktadır.Örneğin hidrolik araba krikoları ,forkliftler ve portable kaldırma ekipmanlarında vs.Bu temel devre el pompası beslemeli ağırlık dönüşlü bir silindir ve silindirle tank arasını manuel kapatabilen bir valften oluşmaktadır.Hemekadar el pompası birçok portable işlem için kullanılsada endüstriyel uygulamalarda çok yavaş ve yetersiz kalmaktadır.Modern pres komponentlerinin ve elemanları presin yüklenme durumlarına göre belirlenir..Bu da strok 'un hangi kısmında kuvvet uygulanacağı , hangi kısmında uygulanmayacağıdır.Preslerde toplam çevrim zamanını azaltmak için kalıba yanaşana kadar hızlı ilerleme , iş anında yüksek kuvvet ve yavaş ilerleme istenir.Bizde ilerki bölümlerde hidrolik hareketlerin tipini ve çeşitli sistemleri ve bunların getirdiği problemleri birkaç metotla inceleyeceğiz.



Şekil 1.3

Şekil 1.2 'de görülen 1859 tarihli dirseklı kollu pres malzemelerdeki , aletlerdeki ve güç ünitelerindeki , mühendislikteki gelişmelere bağılı olarak dizayn edilmiş presler için bir örnektir.

19 yy. sonlarına doğru hidrolik preslerde endüstrideki uygulamalarda yerlerini bulmuşlardır. Bunlarda hidrolik sıvı olarak su kullanılmıştır.Önceleri karşılaşılan hidrolik bileşenlerdeki sorunlar daha sonraları aşılmıştır.Bu da malzemelerin ve dizaynların geliştirilmesi ile mümkün olmuştur.

İlk adım , madeni yağların gözönüne alınmasıyla olmuştur.Ancak bundan sonra makaralarda (slot) ve slot kontrolünde değişken debili pompaların kullanılması mümkün olmuştur.

Madeni yağlar , uzun bir süreden sonra , standart olarak kullanılmaya ve geniş bir uygulama alanı bulmaya başlamıştır.Daha sonraki tarihlerde kullanıcılar yağların bazı negatif özelliklerinden kurtulmak istemişlerdir.Örneğin daha iyi suyla karıştırmışlardır.Bununla şu ümit edilmiştir,geniş şebekelerde , çelik sanayinde olduğu gibi şebeke sonundaki yüksek su oranına bağlı olarak meydana gelen problemlerin elimine edilebilmesi.Bu bugün başarmıştır.Bununla beraber bu , bazı dezavantajları da getirmiştir.Örneğin bugün suyun hidrolik yağdan çıkartılması mümkün değildir.Genellikle bu tarihten beri(1975-1976) hidrolik akışkanlar nispeten bir değişim geçirmişlerdir.Üreticiler ve kullanıcılar hidrolik sürücülerdeki bütün bu gelişmelerden memnun değildirler.Bu da suyun zayıf su ayrışması ile beraber absorbe olduğunun bir göstergesidir.Daha kompleks aletler , daha çok hidrolik kontrol gerektirmektedir.Makinanın tamamıyla uyumlu kompleks bir şekle gelmesi aynı zamanda daha kolay kullanımına olanak sağlamaktadır.

Hidrolikteki ve elektronikteki gelişmeler , yüksek hızlarda çalışma olanağı , daha büyük kesinlik ve daha çok fleksibilite vermektedir.Bu yüzden presler için yeni uygulama alanları araştırılmaktadır.

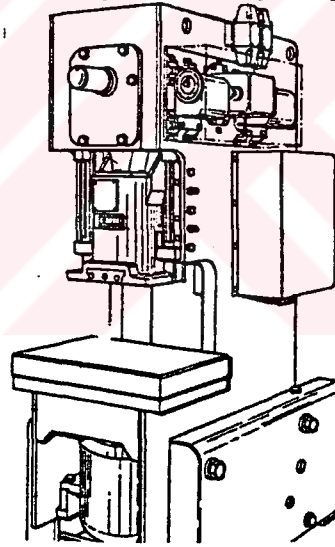
PRES ÇEŞİTLERİ

Preslerdeki en önemli özelliklerden biri gövde biçimi , gövdenin yapıldığı malzemenin cinsi ve konstrüksiyon şeklidir.Küçük tonajlı preslerin gövdesi döküm , büyük tonajlı preslerin gövde konstrüksiyonu döküm ve çelik plakalı kaynak birleştirmedir.

Küçük tonajlı presler genellikle "C" gövde tipi preslerdir.Şekil 1.4'de görülen kaynak konstrüksiyonlu "C" gövde tipi pres , arkaya 30 derece eğilebilmektedir.En çok kullanılan bu tip presler 1 tondan 250 ton kapasiteye kadar yapılmaktadır.Bunların küçük tonajlı tipine sehpalı ,büyük tonajlı olanlarına da zemin tipli presler denir.

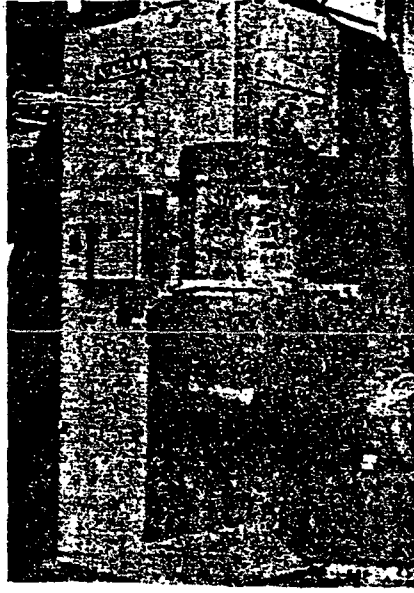
Kalıplanan parçanın kolayca kalıbı terkedebilmesi için küçük tonajlı işlemlerde ,eğilebilen "C" gövde tipi presler tercih edilir.Bu perslerde kesme , biçimlendirme ,küçük boyutlu silindirik çekme kalıplama işlemleri yapılır.Eğilebilen "C" gövde tipi preslerin minimum kurs boyu 25 mm ve dakikadaki vuruş sayısı da yaklaşık 1000 civarındadır.

Arkası açık eğilebilen "C" gövde tipi hidrolik pres



Şekil 1.4

Boru persleri :Boru preslerine , kısa bacaklı "C" gövde tipi preslerde denir.Bu tip preslerle boru ve tüp biçimindeki parçaların delme , biçimlendirme , oluklama ve benzeri kalıplama işlemleri yapılmaktadır.Kullanma özelliği az olan bu presler özel amaçlar için yapılmıştır.Kapasiteleri 100 tonun altında olan bu tip preslerin boru malafaları farklı ölçülerde ve değişebilir şekilde yapılmıştır.Şekil 1.5 'de boru pres tezgahı görülmektedir.

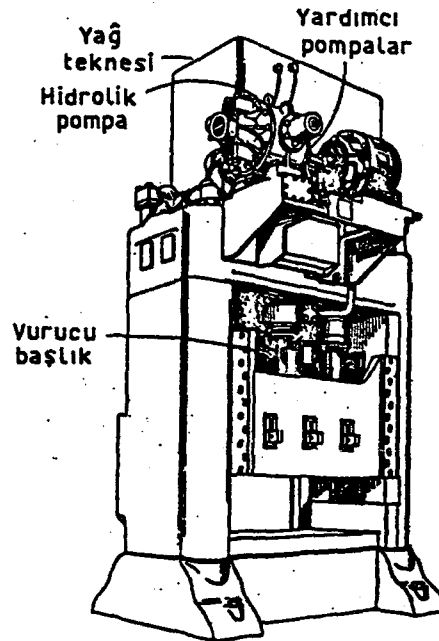


Şekil 1.5

Boru tipi pres

Düz Sütun Gövdeli Presler :Düz sütun gövdeli presler daha büyük tonajlı kalıplama işlemlerinde kullanılırlar.Tabla ölçüsü 5000 mm ye kadar olabilen bu tip preslerin kalıplama kapasiteleri 4000 ton civarındadır.

Bu preste , iki düz sütun gövde , alt tabla ve üst başlık vardır.Gövdesi sökülüp takılamayan presler , taşıma kolaylığı bakımından küçük tonajlı ve küçük boyutlu yapılırlar.Büyük tonajlı ve büyük boyutlu düz sütun gövdeli preslerin ana parçaları sökülüp takılabilir şekilde yapılır.Bu da pres tezgahının taşınmasında büyük kolaylık sağlar.Şekil 1.6 'de sökülüp takılabilen düz sütun gövdeli pres tezgahı görülmektedir.



Şekil 1.6 Düz sütun gövdeli pres tezgahı

Etki sayısı :Pres tezgahlarının diğerk bir özelliği de etki sayısıdır.Etki sayısıyla ,hareketli başlık veya vurucu başlık sayısı belirtilmektedir.Bunlar sırasıyla ;

a)Tek etkili :Üst başlığa veya alt tablaya tek hareketli başlık yerleştirilmiş perslerdir.Bu tip preslere , tek etkili presler denir.

b)Çift etkili :Üst başlığa veya alt tablaya iç içe yerleştirilmiş iki hareketli başlığı bulunan preslerdir.Bu tip preslere çift etkili presler denir.

c)Tripil (üç)etkili :Çift etkili preslere ilaveten alt tablasında üçüncü hareketli başlık bulunan preslerdir.Bu tip preslerdeki üst başlığa bağlı iki hareketli başlık aşığı inerken hemen ardından , alt tablaya bağlı üçüncü başlık da yukarı hareket eder.

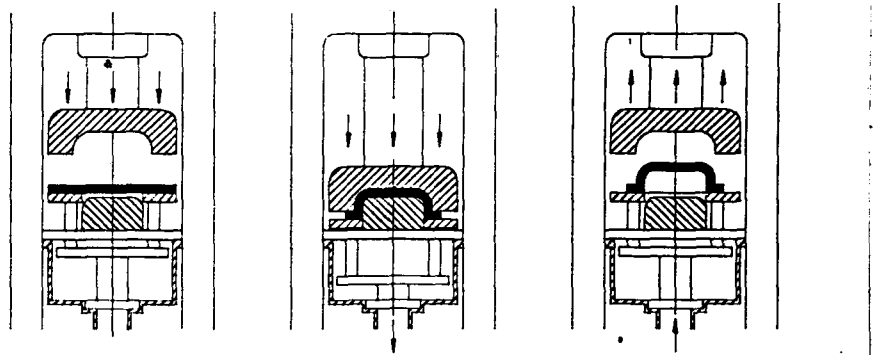
Çift etkili preslerdeki iç hareketli başlığa , dış hareketli başlık yataklık yapmaktadır.Dış hareketli başlığa da üst başlık yataklık yapar.

Çift ve üç etkili presler genellikle çekme kalıplama işlemlerinde kullanılırlar.Bu nedenle , çift veya üç etkili preslere çekme presleri denir.Etki sayısı birden fazla olan presler hidrolik sistemle çalışır.2000 ton kapasiteye kadar olan bu tip preslerin dakikadaki vuruş sayısı 20 civarında ayarlanabilir şekildedir.

1.2.b DERİN ÇEKME

ϕ D çaplı bir pulun çekme kalıpları dediğimiz düzenlerde ϕ d'da , h yüksekliğinde kovan şekline sokulmasına prescilikte "çekme" adı verilir.Pratik olarak ise bir sacın bir istampa yardımıyla dişı kalıp yüzeyine sıvanması olarak da tarif edilmektedir.

Şekil 1.7



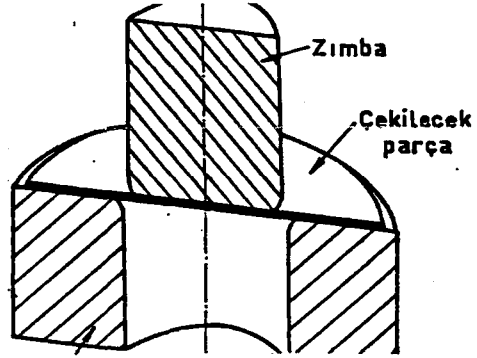
Silindirik çekme kalıplarıyla üretilecek biçim ; kabın kaç kademedede çekilebileceğini gösterir.İlk çekme işleminde , çekilecek biçim kap boyutlarına uygun şerit malzeme veya

yuvarlak saç malzeme hazırlanır.Hazırlanan yuvarlak saç malzeme kalıp içerisine yerleştirilir.

Şekil 1.8

Çekilecek parçanın kalıp içerisine yerleşimi

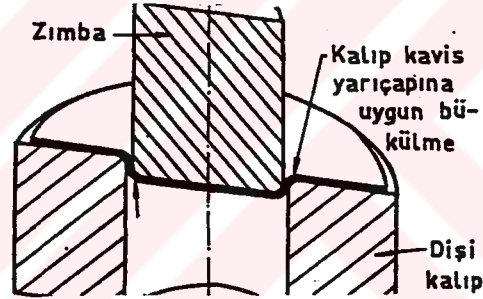
Dişi kalıp



Zimba ,saç malzeme ve dişi kalıp temas haline gelinceye kadar saç malzeme her hangi bir değişme olmaz.Zimba dişi kalıp içerisine doğru ilerlemeğe başladığı anda , zimba ucu kavis yarıçapına uygun olarak saç malzeme eğilir.

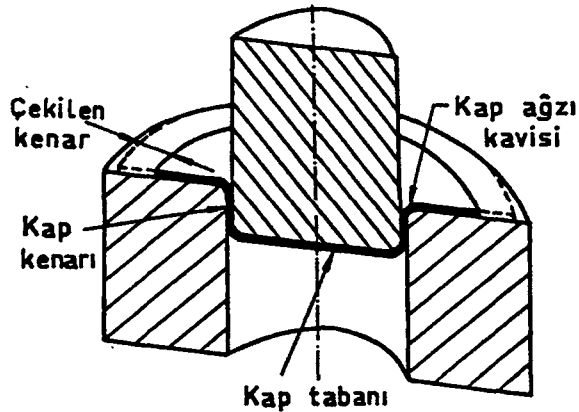
Çekme kalıbında bükme başlangıcı

Zimba ucu kavis yarıçapına uygun bükülme



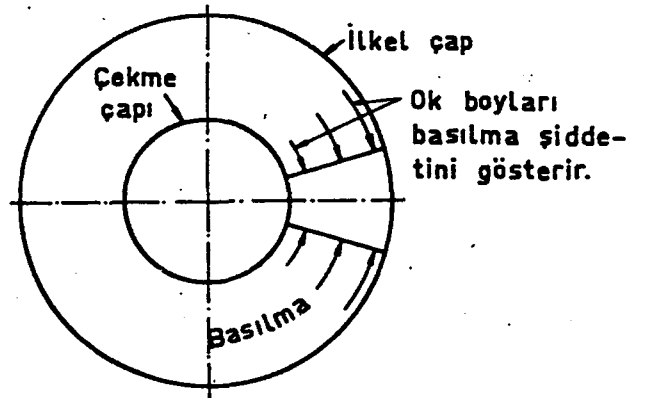
Şekil 1.9

Zimba ilerlemeye devam ettiğinde ,çekilen kabın tabanında şekil değişimi olmaz.Ancak zimba ucu ve dişi kalıp ağız kavis yarıçapına göre eğilen parçada düzelleme başlar.Çekme işlemi süresince , yuvarlak saç malzeme çapında da azalma meydana gelir.



Şekil 1.10

Çekme başlangıcı

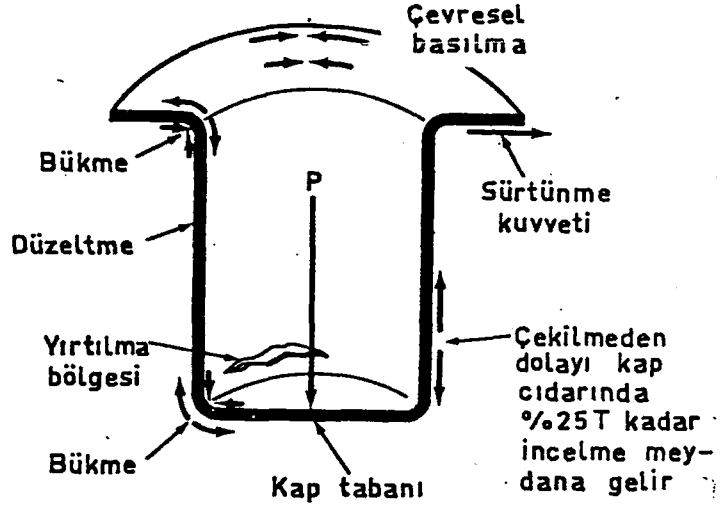


Şekil 1.11

Çekme boyunca dış çevrede meydana gelen basılma

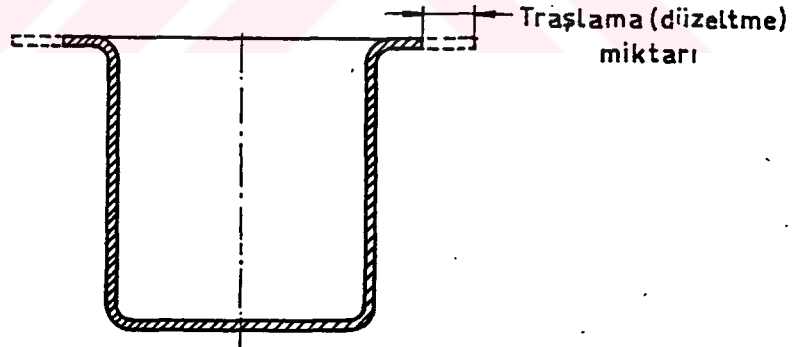
Kalıp içersine akan yuvarlak saç malzemenin dış çevresinde basılma gerilimi meydana gelir.Bu basılma gerilimi ,çekilen kabın ağızına yakın flanş kısmında malzeme yığılmasını meydana getirir.Bu şekildeki malzeme yığılmasına buruşma adı verilir.

Şekil 1.14
Çekilen kap ve taban çevresinde meydana gelen yırtılma bölgesi



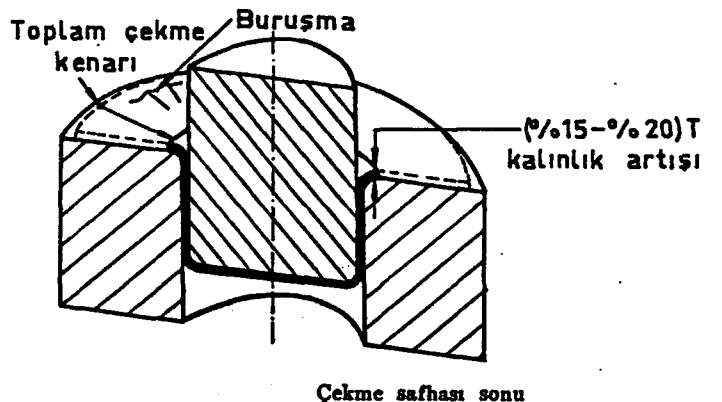
Çekilen kabın ağız kısmında buruşma ve (% 15 - % 20)T kadar kalınlık artışı meydana gelir.Ayrıca , çekme işlemi biten kabın ağız ve taban kavis yüzeylerinde eğilme ve basılma gerilimleri , tabana yakın kısımlarda maksimum çekme gerilimi meydana gelir.Çekme geriliminin maksimum olduğu bu kısımlarda çekilen kabın et kalınlığı azalır ve parça aşırı çekmeye zorlandığında taban çevresinde yırtılma bölgeleri oluşur.

Şekil 1.13
Traşlama (düzeltme) miktarı



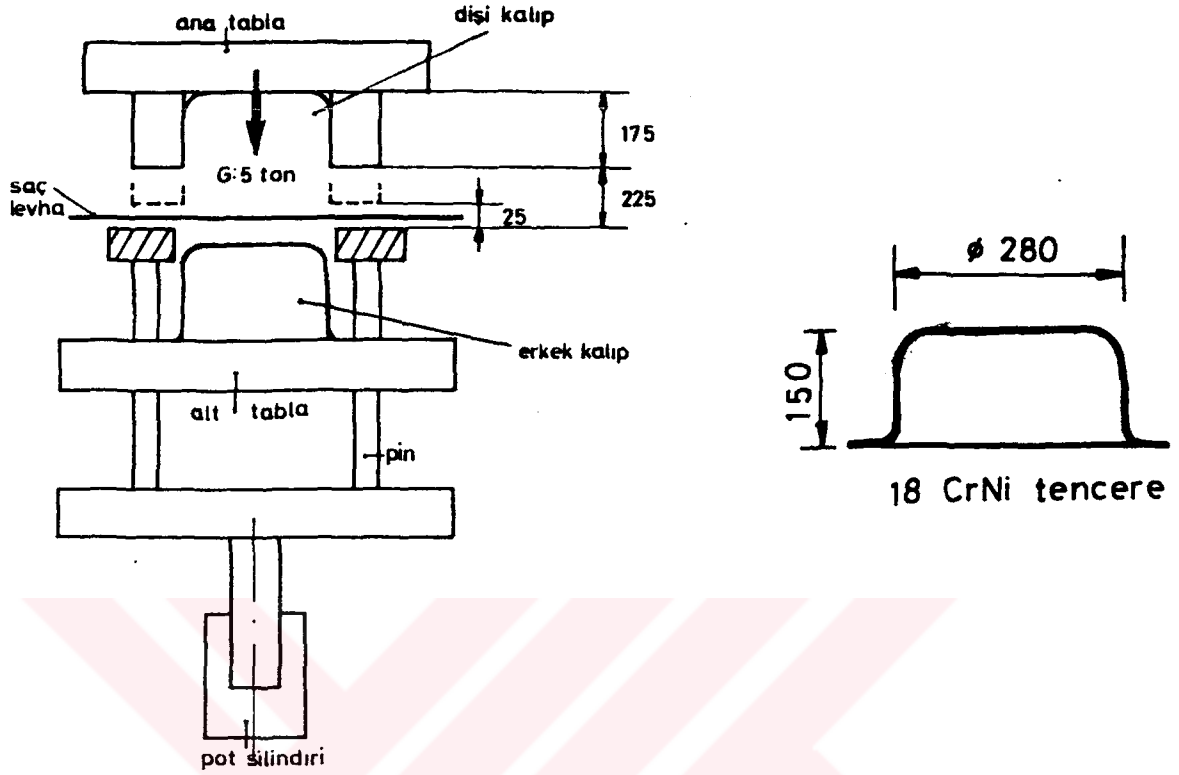
Bütün çekme kalıplama işlemlerinde traşlama veya düzeltme miktarı , hesaplanan değerden daha fazla alınır.Aksi halde , traşlama toleransı verilmeden çekilen parçanın ağız kısmındaki flanşın elde edilmesi mümkün olmayabilir.Şekil 1.13'de çekilen kap ve traşlama miktarı gösterilmektedir.

Şekil 1.12



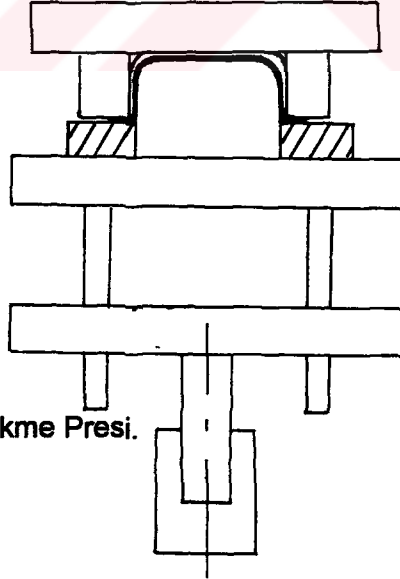
2. MODEL

2.1 SENARYOLAR



Şekil 2.1. Model Derin Çekme Presi

a. Parça kalıba yerleştirilmiş



Şekil 2.1. Model Derin Çekme Presi.

a. Baskı durumu

Model presin özellikleri:

Baskı kuvveti (F): 400 ton

Boşta ilerleme hızı ($V_{boşta}$): 200 mm./sn

Baskı hızı ($V_{baskı}$): 15 mm./sn

Geri kalkış hızı (V_{geri}): 15 mm./sn

Toplam operasyon zaman (t_{top}): 40 sn

Boşta ilerleme zamanı (t_b): 1 sn

Baskı zamanı (t_p): 11,5 sn

Baskıda kalma zamanı (ütüleme zamanı) (t_u): 5 sn

Geri dönüş zamanı (t_g): 2,5 sn

Yeniden yükleme zamanı (t_y): 20 sn

Malzeme: 18 CrNi

Levha kalınlığı: 1mm

Hidrolik devre tasarımlarımızı uygulamak için Ek 2-3'de görünen derin çekme presini ele aldık.

Amacımız presi belli hız ve zaman aralıklarında çalıştırmak olduğu için gerçek bir örnek olarak malzemesi 18 CrNi olan 1 mm. kalınlığındaki saç levhayı 280 mm. çapında 150 mm. yüksekliğinde derin çekilmiş bir tencere haline getirelim.

Bu işlemi gerçekleştirmek için 400 tonluk bir prese ihtiyacımız vardır. Yüksekliği 150 mm. olan tencereyi basabilmek için 375 mm. strok lazımdır. Şekil 2.1'de görüldüğü üzere pres ana tablası alt kalıba yaklaşıncaya kadar, 200 mm. mesafeyi hızla ilerlemeli, derin çekme işleminin yapıldığı 175 mm. mesafeyi ise malzemenin şekil değiştirme kabiliyetine göre yavaş ilerlemelidir.

Derin çekme işleminde ilk aşama saç levhanın pot çemberi ve alt kalıbın üzerine konarak baskıya hazır hale getirilmesidir ki bu süre yaklaşık 20 saniyedir. Prese start verilmesiyle birlikte harekete geçen ana tabla kendi ağırlığıyla (g:5 ton) birlikte 200 mm./sn. 'lik hızla 1 sn. içerisinde 200 mm.'lik mesafeyi serbest düşerek alır. Kalıba 25 mm. kala frenlenen ana tabla baskıya geçer ve bu mesafe ile saç levhaya 150 mm. yükseklik verecek

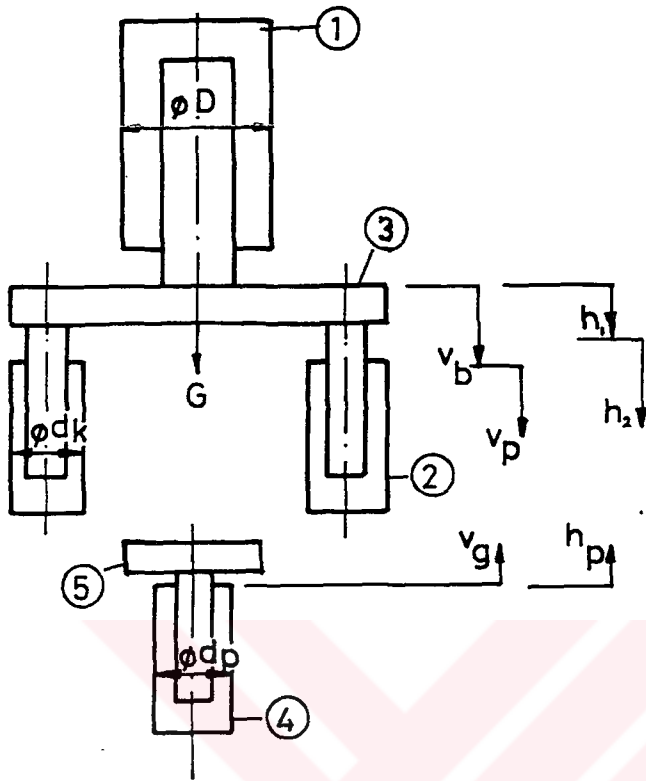
derin çekme işlemini malzemenin şekil değıştirme kabiliyetine göre 7.5 mm./sn. ile 15 mm./sn. arasında değışen hızla 11.5 sn. süresinde preslemeyi gerçekleştirir.

Üst kalıp ile alt kalıp birleşip aralarındaki saç levhaya kendi şekillerini vermişlerdir. Ancak büzülen kısımların ütülenmesi için iki kalıp 5 sn. süreyle 400 tonluk bir kuvvetle hareketsiz baskıda kalır.

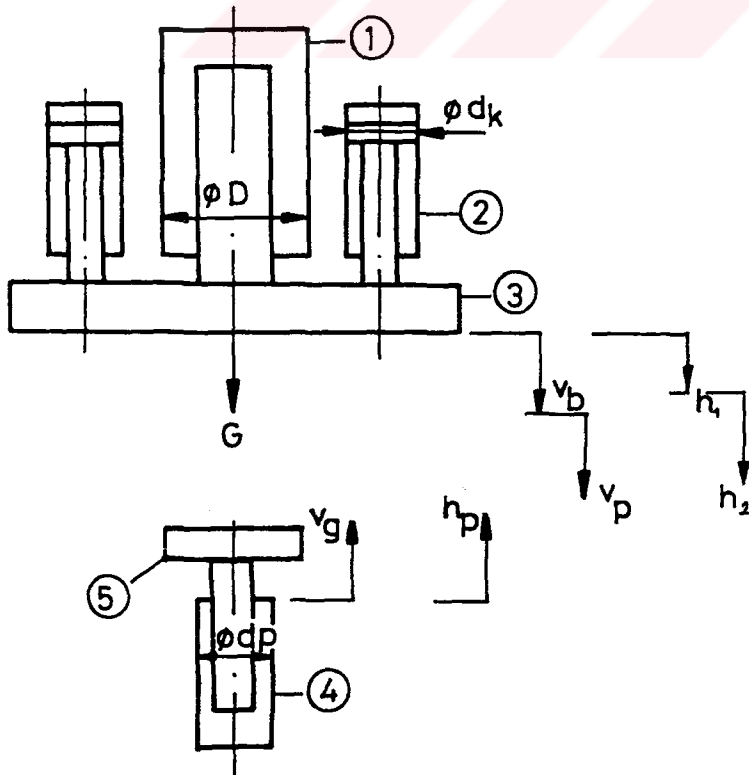
Sonunda Derin Çekme İşlemi tamamlanmış halde üst kalıp 15 mm./sn'lik geri kalkış hızı ile 2.5 sn.'de eski konumuna gelir. Pres yeniden yüklenmeye hazırdır. Bu çevrim yaklaşık 40 sn. içerisinde gerçekleşir.



2.2. FİZİKSEL MODEL OLUŞUMU



Şekil 2.2 a-Model I



Şekil 2.2.b-Model II

1. Ana Silindir
2. Yardımcı Silindirler
3. Ana Tabla
4. Pot Silindiri
5. Alt Tabla

1. Ana Silindir
2. Çift Etkili Yardımcı Silindirler
3. Ana Tabla
4. Piston Silindiri
5. Alt Tabla

Ana Silindir Çapı	ØD : 450 mm.
Yardımcı Silindir Çapı	Ød : 100 mm.
Pot Silindiri Çapı	Ødp : 350 mm.

Hızlar(v);

Boşta ilerleme hızı	Vb : 200 mm./sn.
Baskı hızı	Vp : 7.5 - 15 mm./sn.
Geri kalkış hızı	Vg : 15 mm./sn.

Strok (h);

Serbest Düşme mesafesi	h1 : 200 mm.
Basınçta ilerleme mesafesi	h2 : 175 mm.
Pot Silindiri hareket mesafesi	h3 : 400 mm.

Ana Tabla ağırlığı g: 5.000 kg.

Model presimizin ilk 4 tasarım için şekil 2.2.a'da (Model I) görüldüğü gibi; 5. tasarım içinde şekil 2.2.b'da (Model II) gibi alınmıştır. Model ayrıntı bilgi için bkz. EK 2-3

Minimum çalışma basıncı,

$$P = F/A = (5000/160) = 31.2 \text{ kp/cm}^2 \cong 30 \text{ bar.}$$

3.MODEL PRES İÇİN OPTİMUM HİDROLİK DEVRENİN ARAŞTIRILMASI

3.1. SABİT DEBİLİ POMPA İLE TASARLANAN DEVRE,

3.1.1 HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞMASI

Bu tasarımda sistem sabit bir debiye sahip olan pompa ile tahrik edilmekte ve istenilen zaman aralığında ana silindirin arka boşluğunu doldurmaktadır.

İlk konumda yönetim valfi (3) pompadan (1) gelen yağı G merkez olması sebebi ile tanka gönderir.Sistem basınca geçmez.Daha sonra start düğmesine basılınca Y1 selenoidi çekilir ve silindirin arka kısmına yağ dolmaya başlar.Üst kalıbın bağlı olduğu koç , alt kalıba değdiği anda basınca geçmeye başlar.Malzeme derin çekilip istenilen formu aldığı anda çarptığı switch tarafından Y2 selenoid 'i çekilerek akışkan bu sefer alt silindire dolmaya başlar.Ana silindirin arkasındaki yağ da tanka tahliye edilir.Tamamen boşalıp ,ana tablada yukarı çıktıktan sonra çarptığı switch ile beraber yön denetim valfi selenoidi çekmeyi bırakarak orta konuma gelir ve sistem tekrar basınçsız hale geçer.

Hidrolik devrenin elemanları ,

1-Sabit debili pompa ve tahrik motoru

2-Basınç emniyet valfi

3-4 yollu ,3 konumlu G merkez yön denetim valfi

Hidrolik devre ise (Bkn.Böl. 3.1.3. sf.21)

3.1.2 DEVRE İLE İLGİLİ FORMÜLLER VE HESAPLAMALAR

Motor gücü ,

$$N = \frac{QP}{600 \eta_g} = \frac{1920 * 250}{600 * 1} = 800kw$$

Boşta ilerleme , $F_1 = PA = 0.16 * 30 * 10^5 = 480 * 10^3 N$

Baskı anı , $F_2 = PA = 0.16 * 250 * 10^5 = 4 * 10^6 N$

POMPA

Boşta ilerlemede , $Q = AV = 0.16m^2 * 0.2 = 0.032m^3 / sn = 1920lt / dak$

Baskı anı , $Q = AV = 0.16m^2 * 0.015 = 2.4 * 10^{-3} m^3 / sn = 140lt / dak$

MOTOR GÜCÜ,

$$N = \frac{QP}{600 \eta_g} = \frac{1920 * 250}{600 * 1} = 800kw$$

İŞ,

Boşta ilerlemede , $W_1 = F_1 S_1 = 480 * 10^3 N * 0.2m = 96 * 10^3 Nm$

Baskı anı , $W_2 = F_2 S_2 = 4 * 10^6 N * 0.175m = 700 * 10^3 Nm$

$$\Delta W = W_1 + W_2 = 796 * 10^3 Nm$$

ENERJİ

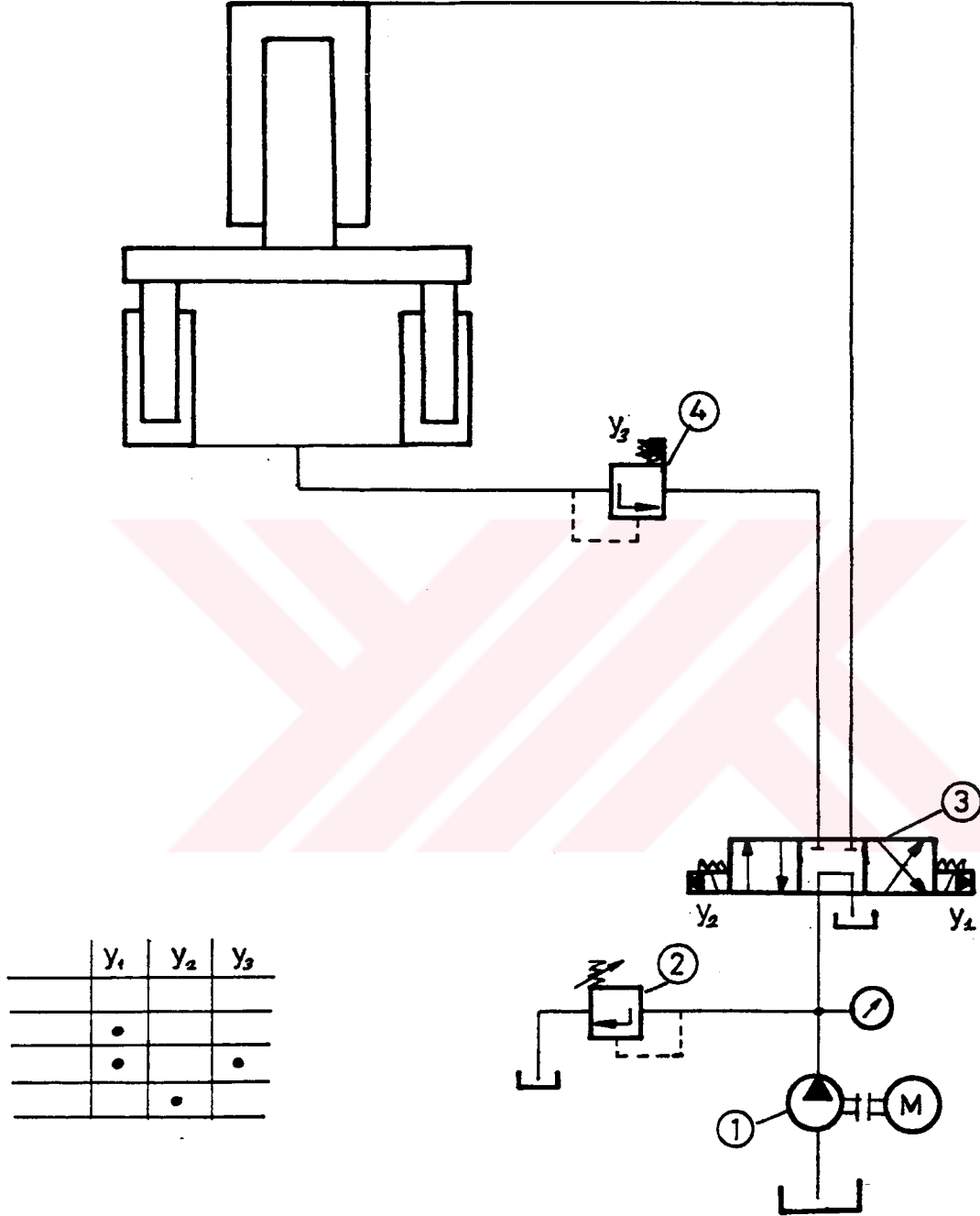
Boşta ilerlemede , $E = QPt = \frac{1920 * 10^{-3} * 30 * 10^5 * 1}{60} = 96 * 10^3 Nm$

Baskı anı ütüleme , $E = QPt = \frac{1920 * 10^{-3}}{60} * 250 * 10^5 (16.5) = 13200 * 10^3 Nm$

VERİM ,

$$\eta = \frac{\Delta w}{\Delta E} = \frac{96 * 10^3 + 700 * 10^3}{96 * 10^3 + 19200 * 10^3} = \%6$$

Tasarımı çok basit olan ve minimum sayıda eleman kullanılan bu devre verimi çok düşük olmasıyla beraber gerçekleşmesi hem mühendislik , hem de ekonomiklik açısından mümkün değildir.



Çizen	Kubilay Yesilmen	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ Mak.Müh.Fak.Kons.Böl.
Kontrol	Yrd.Dç. M.E. Boğoçlu	
HİDROLİK SEMA Sabit Debili Pompalı		

3.2. ÇİFT POMPA İLE TASARLANAN DEVRE

3.2.1 HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞMASI

Bu tasarımda sistem çift pompa ile tahrik edilmektedir. Amaç daha az tüketimi olduğu için boşta ilerleme anı boyunca yüksek debili alçak basınç pompası + düşük debili yüksek basınç pompası ile presleme anında ise sadece yüksek basınç pompası ile çalıştırmaktadır. Serbest konumda pompalardan gelen akışkanı tanka gönderen sistem start'la birlikte Y1 selenoid'i (4) ile ana silindire yağ dolmaya , alt silindirlerdeki yağ tanka tahliye olmaya başlar. Burada her iki pompa birden (1-2) devreyi beslemektedir. Ne zaman ana tabla alt kalıba değer , o zaman sistem basınca geçmeye başlar. Basınç yükseldikçe alçak basınç pompası (1) devreye akışkan gönderemez ve yüksek basınç pompası tarafından gelen bir pilot hattının , (3) no 'lu basınç emniyet valfini açması sonucu alçak basınç pompasının (1) basdığı akışkan tanka tahliye olur. Yükselen basınç değerleri ile derin çekme işlemini tamamlayan silindir tablasının switch'e çarpması ile Y2 selenoid'i (4) ikaz alır ve alt silindirlere yağ dolmaya başlayarak tabla ve üst kalıp grubu yukarı çıkar. Üst konumuna gelen tabla switchi'ne çarparak yön denetim valfini (4) tekrar orta konumana getirir. Sistem basınçsız , hareketsiz kalır.

Hidrolik Devre Elemanları ,

1-Yüksek debili alçak basınç pompası

2-Düşük debili yüksek basınç pompası

3-Basınç emniyet valfi (Alçak basınç pompası için)

4-4 yollu ,3 konumlu G merkez yön denetim valfi

5-Basınç emniyet valfi (Yüksek basınç pompası ve sistem için)

Hidrolik devre ise (Bkn. Böl. 3.2.3 sf.24)

3.2.2 DEVRE İLE İLGİLİ FORMÜLLER VE HESAPLAMALAR

MOTOR GÜCÜ

Y.B.P. için,

$$N = \frac{PQ}{600\eta_g} = \frac{250 \cdot 140}{600 \cdot 1} = 60 \text{ kw}$$

A.B.P. için,

$$Q = 1920 - 140 = 1780 \text{ lt / dak}$$

$$N = \frac{PQ}{600\eta_g} = \frac{30 \cdot 1920}{600} = 96 \text{ kw}$$

ENERJİ

Boşta ilerlemede

$$E_1 = Nt = 96 \cdot 10^3 \cdot 1 = 96 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

Baskı anında + Ütüleme

$$E_1 = Nt = 60 \cdot 10^3 \cdot 16.5 = 990 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

VERİM

$$\eta = \frac{\Delta W}{\Delta E} = \frac{796 \cdot 10^3}{1086 \cdot 10^3} = \%73$$

Bu devre 3.1 'de ki devreden daha iyi olmakla beraber o büyüklüklerde bir eleman bulunamayacağı ve tasarım mantıksız olduğu için gerçekleşemez.

3.3 AKÜMÜLATÖRLÜ VE SABİT DEBİLİ POMPA İLE TASARLANAN DEVRE

3.3.1 HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞMASI

Bu tasarıda kullanılan akümülatör (7) bir nevi yüksek basınç pompası olarak düşünölmüş ve baskı anında gereken basıncın burada karşılanabileceği tasarlanmıştır. Bir başka düşünüş ise boşta ilerleme anında büyük hacimli ana silindir kovanı için gerekli olan yağ büyüklüğünün bu biriktirici (7) tarafından karşılanmasıdır. Burada sadece ilk tasarımın devresi açıklanacaktır.

Sabit haldeki sistem start 'a geçtiğinde akışkan gidecek yer bulamayarak (11) akümülatörü doldurmaya başlayacaktır. Akümülatör dolduktan sonra artan basınç (6) no'lu basınç şalterinden 4 no'lu yön denetim valfinin ve 11 no'lu yön denetim valfinin ikaz almasını sağlayacaktır ve önü açılan kanaldan (9) yağ ana silindir haznesine dolmaya başlar. Ana tabla hızlı bir şekilde aşağı iner. Alt tabla ile buluştuğunda devrede basınç yükselir ve 13 no 'lu basınç şalteri açılarak Y4 selenoidini çektirir. Bu sefer akışkan bir öncekinden daha kısılmış olan 10 no'lu hız ayar valfinden geçerek preslemeyi gerçekleştirir. Bu bize boşta ilerlemede hızlı ilerlemeyi , baskı anında yavaş ilerlemeyi sağlar. Presleme anında gerekli yüksek basınç akümülatörden sağlanmıştır. Preslemeyi tamamlayarak alt switch'e çarpan sistem Y2 selenoidinin çekilmesiyle 12 no'lu basınç emniyet valfinden yavaş yavaş geçer ve 11 no'lu valften tanka dönüş yapar.

Üst konumda ise stop switch 'i vasıtasıyla sistem sabit hale gelir.

Hidrolik Devre Elemanları ;

- 1-Sabit debili pompa ve tahrik motoru
- 2-Emiş filtresi
- 3-Hidrolik ikazlı basınç emniyet valfi
- 4-Basınç emniyet valfine yol veren 2 yollu ,2 konumlu yön denetim valfi
- 5-4 yollu ,3 konumlu -G merkez yön denetim valfi
- 6-Basınç şalteri
- 7-Hidrolik akümülatör (Biriktirici)

8-4 yollu , 2 konumlu yön denetim valfi

9 , 10 - Hız ayar valfleri

11-4 yollu , 2 konumlu yön denetim valfi

12- Yukarı konuma yavaş kalkış için basınç emniyet valfi

13-Basınç şalteri

Hidrolik devre ise (Bkn. Böl. 3.3.3 sf.29)

3.3.2 DEVRE İLE İLGİLİ FORMÜLLER VE HESAPLAMALAR

3.3.2.1 YÜKSEK BASINÇLI AKÜMÜLATÖR İLE

Min . Basınç=30Bar =P

Max. Basınç=250 Bar=P

Her devirdeki toplam ihtiyaç olunan miktar bulunur.

$Q=(\text{Silindir hacmi}) / (\text{Toplam devir zamanı}) =$

$$(\text{Alan} \cdot \text{Strok}) / (\text{Toplam devir zamanı}) = (0.16 \cdot 375) / (40) =$$

$$1.5 \cdot 10 \text{ m/sn} = 90 \text{ lt /dak}$$

$$P = \text{Min. basıncın } \%90 = 250 \cdot 0.9 = 225 \text{ Bar}$$

Akümülatörün deşarj edeceği toplam yağ miktarı,

$$\text{Boşta ilerlemede , } Q = (1920 - 90) \cdot 1 / (60) = 30.5 \text{ lt}$$

$$\text{Baskı + Ütölleme, } Q = 30.5 + \frac{(140 - 90)}{60} \cdot 11.5 = 40 \text{ lt}$$

Geri kalan 27.5 sn 'de akümülatör şarj olacaktır.

$$(90 \cdot 27.5) / 60 = 41.2 \text{ lt yaklaşık eşittir.}$$

$$P = 225 \text{ Bar ayarlanır} = 226 \text{ Bar mutlak değer} = 0.9 \cdot 250 \text{ 'den}$$

$$V = ? ,$$

$$P = 300 \text{ Bar (Kabul)} = 301 \text{ Bar mutlak değer}$$

$$V = ?$$

$$P = 250 \text{ Bar ayarlanan} = 251 \text{ Bar mutlak değer}$$

V=?

V -V =41.2 litre ,

$$P V = P V \Rightarrow 226 * V = 301 * V , V = (301 * V) / 226$$

Adyabatik Genişleme

$$\frac{V_3}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{1/1.4} = (301/251)^{1/1.4} = 1.140 \text{ Böylece ,}$$

$$V = 1.14 V , V - V = 41.2 \Leftrightarrow V = 295 \text{ litre}$$

$$V = (301 * V) / (226) = 393 \text{ lt , } V = 336.2 \text{ litre}$$

Akümülatörün ihtiyacı 393 litredir.

MOTOR GÜCÜ

$$N = \frac{QP}{\eta} = \frac{90 * 10^{-3}}{60} 300 * 10^5 = 45 \text{ kw}$$

ENERJİ

Her 40 sn'de bir yüklemeyle teorik enerji ;

$$E = Nt \Rightarrow E = 45 * 40 * 10^3 = 1800 * 10^3 \text{ Nm}$$

VERİM

$$\eta = \frac{\Delta W}{\Delta E} = \frac{796 * 10^3}{1800 * 10^3} = \% 44$$

3.3.2.2 DÜŞÜK BASINÇLI AKÜMÜLATÖR İLE ,

$$Q = 0.16 * 0.200 = 0.032 \text{ m}^3 = 32 \text{ lt}$$

$$(9 * 11.5 / 60) + (5 * 9 / 60) = 0.3 * 9 = 32 \Rightarrow Q = 106 \text{ lt / dak}$$

MOTOR GÜCÜ

$$N = QP = \frac{106 * 10^{-3}}{60} 40 * 10^5 = 7 \text{ kw} \text{ Min . basınç 40 seçildi.}$$

$$\text{Dakika başına ortalama güç } (7 * 16.5 / 40) + (60 * 11.5 / 40) = 20.14 \text{ kw}$$

Böylece her çevrim başına

ENERJİ ise

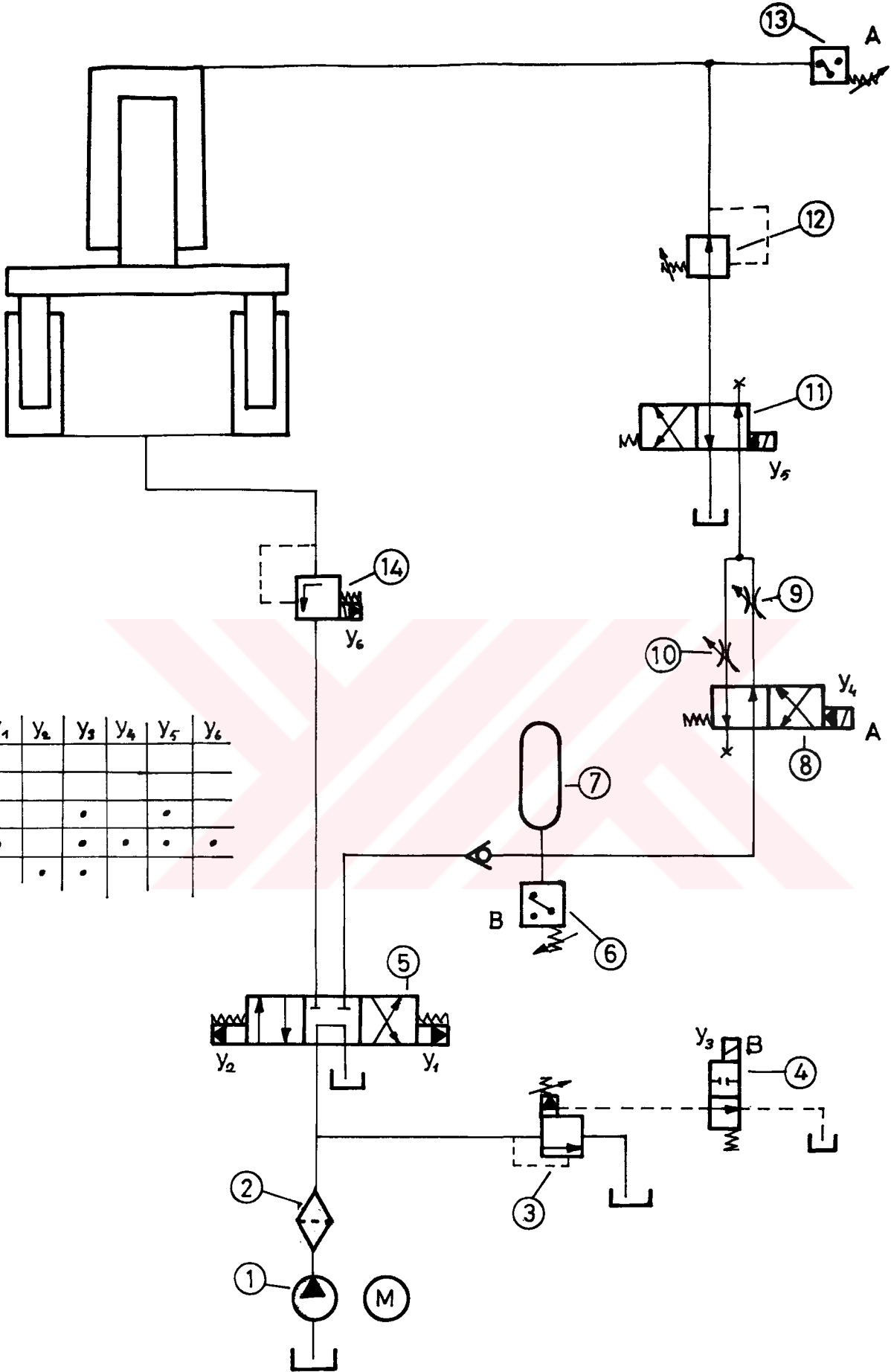
$$13.42 * 10^3 * 40 = 806 * 10^3 \text{ Nm}$$

VERİM

$$\eta = \frac{\Delta W}{E} = \frac{796 * 10^3}{806 * 10^3} = \% 98$$

Görüldüğü üzere bu devrede iki düşünüş gerçekleştirdik.2. düşünüş uygulamaya çok yakın ve uygulanabilir.Fakat sistem için randımanlı olmayacağı ve de maliyeti çok yüksek olacağı için bu sistemde uygulanmaz.İdeali aramaya devam edeceğiz





Çizen	Kubilay Yeşilmen
Kontrol	Yrd. Dç. M. E. Boğoçlu
3.3.3. HİDROLİK ŞEMA P. Sabit Debili ve Akümülatörlü	

YILDIZ TEKNİK
ÜNİVERSİTESİ
Mak.Müh.Fak. Kons.Böl.

Resim No 3.3.3

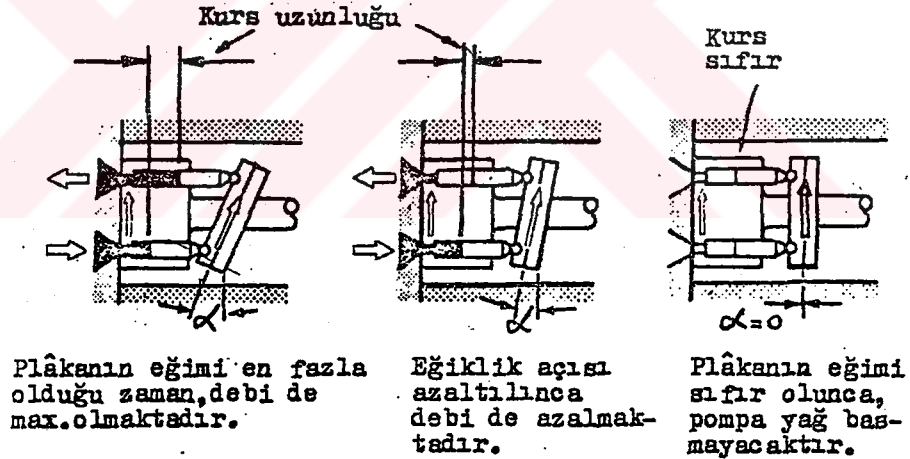
3.4 VARIABLE POMPA İLE TASARLANAN DEVRE

3.4.1 DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALI BİR HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞMASI

Halen uygulanmakta olan bu tasarım ile aşağıdaki fonksiyonlar ayrı ayrı anlatılacaktır.

▣ **Sabit halde** ; ana tabla ve üst kalıp başlangıç pozisyonundadır ve pompa akışkanı yön denetim valfinden (3) tanka by-pass etmektedir. Geri dönen akışkan hem soğutulmakta, hem de filitrizasyon yapılmaktadır. Değişken debili pompa** kullanıldığı için de klape minimum açıklıkta bulunmakta ve basınç 0'dır.

Sabit debili bir pompanın kullanıldığı devrede basınç ayarlanan üst değere ulaştığında pompa yağ basmaktadır ve yağ emniyet valfi üzerinden basınçlı olarak boşalırken ısı oluşmaktadır.



Şekil 3.1 Eğik plâkalı pistonlu pompalarda debinin ayarlanması. (S.Vickers)

* **Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompa:** Pompa mili döndürüldüğünde buna bağlı olan silindir bloku ve içindeki pistonlar da döner. Pistonlar hareketsiz olan eğim plakası üzerinde kayarlar. Eğim plakasının mil eksenini bir α açısı yapması sonucu her piston değişik konumda bulunacaktır. Eğim plakasının açısı değiştirildiğinde debide değişecektir. Mil ile plaka eksenleri birbirine tam dik olduğunda pistonların hareket stroku sıfır olacağı için pompa dönmeye devam etsede yağ basmayacaktır.

(Şekil 3.1)

Basınç duyarlı değişken debili pompada ise basınç sınır değerine ulaştığında eğim plakası dik duruma geldiği için devreye yağ basılmayacak sonuç olarak da yağın ısınmasının ve gereksiz güç kaybının önüne geçilmiş olacaktır.

≡ **Boşta ilerleme** ; işlemleri presin hızla aşağı inmesini sağlar ve güç yalnızca pistonun , mafsalların ve diğer pres elemanlarının ağırlığından sağlanır.bizim pres ana tablasının ağırlığı şekil 'de görüldüğü gibi 5 ton 'dur.

Boşta ilerlemenin başlangıcında pompa (1) akışkanı silindir boşluğuna doğru y1 ve y3 selenoidi tarafından yönlendirilir.pot silindiri pompasında da (8) devreye yağ basılır. Bu pompada sistem basınca geçinceye kadar bir alçak basınç pompası vazifesi görür. Piston kolunun ve diğerlerinin ağırlığı presin aşağı düşmesine ve yağın silindirin halka tarafından çekilen y5 selenoidi ile hızlı bir biçimde tanka doğru süzülmesine neden olur. Pres hızla aşağı düşerken pompa akışkanı silindir boşluğunu doldurmak için yetersiz kalır.

Pres pistonunu hızlı hareket ettirmek için daha önceki örneklerde görüldüğü üzere debili pahalı pompalar yerine ön doldurma ventilleri (15) tercih edilir. Bu ventiller büyük boyutlu ön uyarılı çek valflerdir.Silindir boşluğunda yaratılan negatif basınç (vakum) sonucu gerekli akışkan bu ventil (15) vasıtasıyla tanktan emilir.

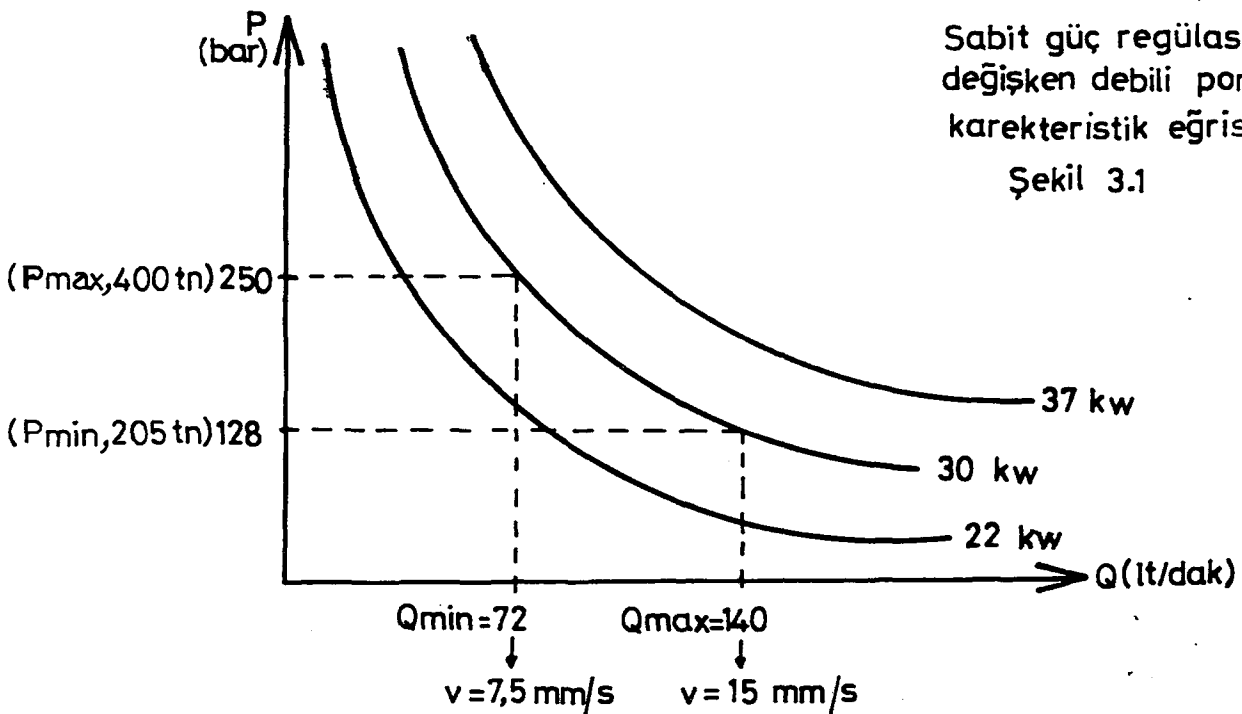
≡ **Presleme** ; çevrimi boyunca yalnız Y1 selenoidi açık kalır.Alt kalıp üst kalıp birbirini temas ettiğinde basınç artarken , malzemenin şekil verme özelliklerine göre güç gerekmektedir. Gerekli basınç ve güç değişken debili pompanın kendisini ayarlamasıyla elde edilir.* Hızla inen kütle bir anda frenlemeye geçmiştir.Basıncı ayarlanan 4 no'lu basınç emniyet valfinden yalnızca basma hızındaki yağın geçişine izin verilir.

* Pompayı çalıştırmak için gerekli güç belirli bir verimin dikkate alınması şartıyla debi ve basınç ile orantılıdır. Şekil 3.1'deki grafikte görüleceği üzere sabit kalan $Q_{max}(140 \text{ lt/dak})$ değerinde $P_{min}(128 \text{ bar})$ 'dir. Basınç ayarlanan değere ulaştığında debi değiştirme mekanizması debiyi öyle bir değere kadar küçültür ki; debi $Q_{min}(72 \text{ lt/dak})$ değerini alır. Güç regülatörü sabit devir sayısında önceden belirlenmiş çalışma gücünün aşılmasını önler. Bunu artan basınçta debiyi azaltarak, başka bir deyişle debi ile basınç farkı çarpımını (bu da güce eşittir) sabit tutarak yapar.

Bu arada pot silindiride artan baskı ile silindirin alt kısmındaki yağı 11 no'lu basınç emniyet valfinden tanka tahliye yapmaktadır.4 ve 11 no'lu valfler aynı zamanda çalıştırılma yanlışlığından doğacak bir tehlikeden kaçınmak için sistemi korur.

≡ **Dekompresyon** ; Basma işlemi bitirildiği zaman silindir içindeki yağ sıkıştırılır.Bu sıkışma %5 kadardır.Pres geri sinyalinden önce sistemdeki dekompresyon şoklarına bağlı olarak (özellikle tank hattındaki) valflerde ve borularda gereksiz yüklemeleri önlemek için az bir miktar basınçlı akışkan yavaş bir şekilde 6 no 'lu şok alma valfinden tanka boşaltılmalıdır.Basma işlemi bittiğinde alt switch'e çarpan tabla zaman rölesinde ayarlanmış bir ütüleme zamanı kadar basınçta bekledikten sonra Y6 selenoidini çeker ve sıkışan akışkanın şok alması yapılır.Şok alma süresi 1-2 sn. kadardır.

≡ **Dönüş** ; bölümünde Y2 ve Y4 selenoidleri çekilirken diğer selenoidler serbest konumlarına dönerler.Pompalar (1-8) hem pot silindirini yukarı kaldırırken hem de alt silindirlere yağ doldurarak ana tablayı yukarı kaldırır.Ana silindirin arkasındaki büyük hacimli yağ bir anda borulardan boşalamayacağı için hatta bir basınç oluşturur.Bu basınç ana silindirin arkasındaki ön doldurma ventilini (15) bir pilot hattı ile uyararak açar ve bu büyük hacimli yağın tanka dönmesini sağlarlar.Pot silindiri ve ana silindir üst konumuna geldiğinde switch'e çarparak sabit konuma geçerler.



Hidrolik Devre Elemanları ;

- 1-Variable (Değişken debili) pompa
- 2-Basınç emniyet valfi
- 3-4 yollu ,3 konumlu , G merkez yön denetim valfi
- 4-Hızlı - yavaş frenleme valfi gibi çalışan basınç emniyet valfi
- 5-Çek valf
- 6-Şok alma valfi (Dekompresyon)
- 7-Su soğutmalı eşanjör
- 8-Sabit debili dişli pompa
- 9-Basınç emniyet valfi
- 10-4 yollu , 3 konumlu , G merkez yön denetim valfi
- 11- Basınç emniyet valfi
- 12,13 -Pompa basınç göstergesi (Manometre)
- 14-Pot silindiri basınç göstergesi (Manometre)
- 15-Ön doldurma valfi (Full ventili)
- 16 ,17 -Motor
- 18 , 19 -Çek valf

Hidrolik devre ise (Bkn.Böl. 3.4.6. sf 39)

3.4.2 DEVRE İLE İLGİLİ FORMÜLLER VE HESAPLAMALAR**DEBİ**

Bu sistemde boşta ilerlemedeki gerekli debi

$Q=2400 \text{ lt / dak}$ vakumla depodan emilmekte ve kendi ağırlığı (5 ton) ile aşağı düştüğünden $F = 0$ 'dır.Baskı anında akış kontrol valfinden tanka dönen akışkan miktarı

$$Q=VA=0.015 \cdot 0.16=4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn} =140 \text{ lt / dak}$$

İŞ

Boşta ilerlemede , $W=FS=0 \cdot 200=0$

Baskı anı $W=FS=4 \cdot 10^6 \cdot 0.175 = 700 \cdot 10^3 \text{ Nm}$

ENERJİ

Boşta ilerlemede kendi ağırlığı ile düştüğünden $E=0$ 'dır.

$$\text{Baskı anı , } E=QPt=\frac{140*10^{-3}}{60} 250*10^5 (7+5) = 700*10^3 Nm$$

VERİM

$$\eta = \frac{W}{E} = \frac{700*10^3}{700*10^3} = \% 100 \text{ olur.}$$

MOTOR GÜCÜ

$$Q=140 \text{ lt / dak}$$

$$P = 250 \text{ Bar , Sabit debili olursa } N = \frac{PQ}{600\eta_g} = \frac{140*250}{600} = 58kw$$

Ama variable (Enerji Sabit Sistemi) pompa seçildiği için debi ve basınç arasında denge kurar.

$$N=30 \text{ kw}$$

$$Q_{\min} = \frac{30*600}{250} = 72 \text{ lt / dak}$$

$$P_{\min} = \frac{30*600}{140} = 128 \text{ Bar}$$

Variable kullanıldığı için pahalı olan enerjiden % 50 tasarruf var.

3.4.3 SOĞUTMA HESABI

SOĞUTUCUYA GEREKLİLİK

Hidrolik sistemlerde ventiller , pompalar , valfler ve borularda gücün belli bir bölümü ısıya dönüşerek akışkanı ısıtmaktadır.Depodan çevreye olan ısı geçişi çok düşük ise sistemde oluşan ısı ile çevreye verilen ısı miktarları arasındaki oranın artması nedeniyle akışkanın ısı giderek artacaktır. Isıya dönüşen bu enerji küçümsenmeyecek değerdedir.Bu ısı enerjisi akışkanın sıcaklığını yükseltip ,

- ≡ viskozitesini düşürmekte ,
- ≡ kaçak kayıplarını artırmakta
- ≡ akışkanın yağlama ve taşıma kabiliyetini azaltmaktadır.

Yüksek sıcaklıklar hidrolik yağın zamanından önce yaşlanmasına ve sızdırmazlık elemanlarının ömürlerinin kılmasına neden olur.

Tüm bunlar sistemin verimine etki etmektedir.Bu durumda yağın soğutulması gerekir.Devreye konulacak bir soğutucu yağ sıcaklığının belirli bir değerden yukarı çıkmasını önler.

SOĞUTUCU HESABI

Hidrolik sistemde toplam giriş gücünün %20 ,25 kadar ısıya dönüşmekte olduğu kabul edilir.Bu sonuca çabuk yaklaşımdır veya bu enerji , tüm elemanların ve borulardaki ısı kaybının hesabı yapılarak tesbit edilmektedir.Bu şekliyle ;

1-Sistemde oluşan ısı ,

$$P_{\text{kayıp}} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

P_1 :Hidrolik komponentlerin verimlerinden kaynaklanan kayıplar

P_2 :İç kaçaklardan kaynaklanan kayıplar

P_3 :Kısıcılardaki kayıplar

P_4 :Akış dirençlerinden kaynaklanan kayıplar hesap edilir.

2-Sistemden dışarı verilen ısı (Tank'tan yayılan ısı)

$$Q_T = KA \Delta T$$

K :Isı iletim katsayısı ($kcal / m^2 h^{\circ}C$)

ΔT :Kararlı hal sıcaklığı - oda sıcaklığı ($^{\circ}C$)

A :Toplam tank yüzeyi (m^2) hesap edilir.

Sonuçta verilen ısı =Çıkan ısı 1 kwh =860kcal

$$P_k * 860 = Q_T + Q_K$$

Q_K :ilave ısı eşanjörü ile kaybolan ısı

$$Q_K = (P_k * 860) - Q_T \quad (kcal / h)$$

ile ısı eşanjörü soğutma kapasitesi bulunur.

4.tasarlanmış devreyi çabuk yaklaşım metodu ile hesaplayacak olursak;

$$P_{kayıp} = (0.2 / 0.25) \Sigma P_{motor} \Rightarrow \Sigma P_{motor} = 11 + 30 = 41kw$$

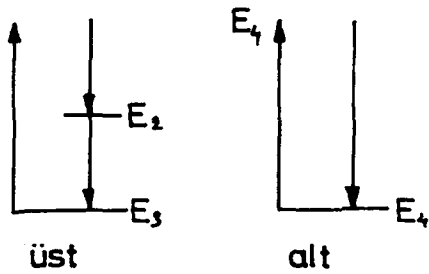
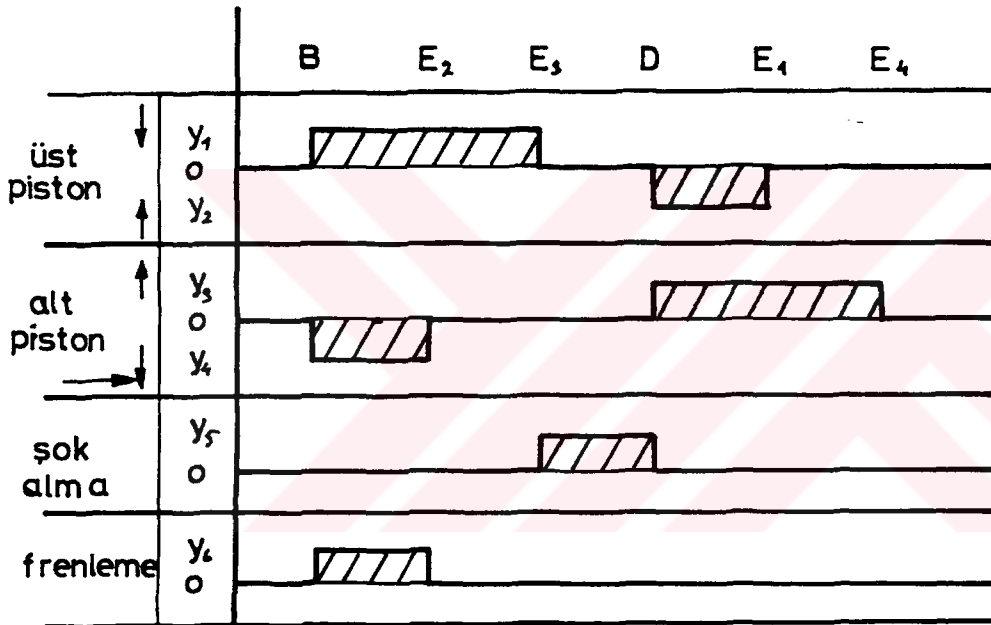
$$P_k = 0.25 * 41 \cong 10.25kw$$

$$P_k = 10.25 * 860 = 8845.7 \quad (kcal / h)$$

$P_k \cong 10000(kcal / h)$ ' lik ısı eşanjörü seçilmeli

3.4.4 SALT DİYAGRAMI

Hidrolik pres imalatında presdeki gerekli konumlar telemekanik switchler ile sağlanmaktadır. Bu konumları, imalatçı ihtiyaca göre belirlediği için presin salt diyagramı denen telemekaniklerin elektriksel konumlarını gösteren şemayı da hazırlamak zorundadır. Bizde 4. tasarımın uygulanabilirliği açısından bu diyagramı (3.2) 'da görüldüğü üzere çizdik.



Fonks.	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	Y_6
Sabit						
Bş.lerl.	.		.		.	
Preslm.	.					
Dekmp.						.
Dönüş		.		.		

SALT DİYAGRAMI

Şekil 3.2

3.4.5 MALİYET HESABI

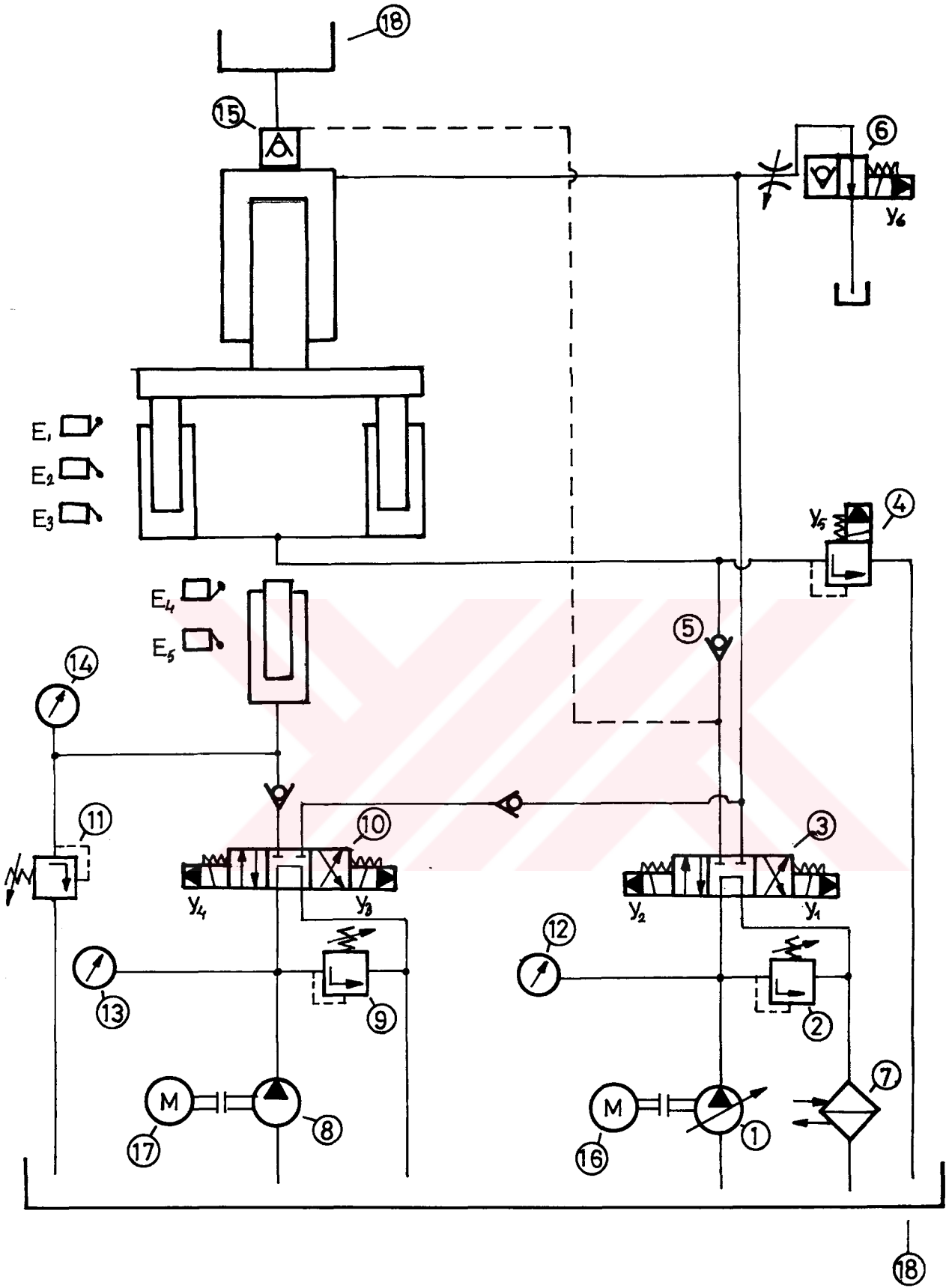
Bu kısımda presin sadece hidrolik hattının maliyeti hesaplanmıştır.Hidrolik elemanların tümü (imalattada aynı marka tercih edildiği için) Rexroth olarak alınmıştır.Fiatlar DM olarak verilmiştir.

<u>SIRA NO</u>	<u>KOD NO</u>	<u>PARÇA ADI</u>	<u>FİATI</u>
1	A10V100	Değişken debili pompa	5106 DM
2	DB20	Basınç emniyet valfi	471 DM
3	N622	Yön denetim valfi	965 DM
4	DBW20	Basınç emniyet valfi	630 DM
5	R1 1/2 "	Çek valf	166DM
6	M3SE10c+DV16	Şok alma valfi	650DM
7	RFBN/HC 500 G20	A1-1 Dönüş valfi	510DM
8	50Litre/dak	Dişli Pompa	415DM
9	DB20	Basınç emniyet valfi	471DM
10	N622	Yön denetim valfi	965DM
11	DBDh10K	Basınç emniyet valfi	197DM
12	63-400Bar	Gliserinli Manometre	18DM
13	63-250 Bar	Gliserinli Manometre	16DM
14	63-250 Bar	Gliserinli Manometre	16DM
15	NW125	Full Ventil	1400DM
16	30Kw 1450 d/dak	Elektrik Motoru	1165DM
17	11Kw 1450d/dak	Elektrik Motoru	520 DM
18	R1 Kw	Çek valf	116DM
19	R1 Kw	Çek valf	116 DM
TOPLAM			13913 DM

Diğer tüm hidrolik boru , bağlama, elemanları , vs. , toplam maliyetin %15'i kadar alınmaktadır.Bu halde toplam maliyet ;

$$14513 * \%15 = 2177 \Rightarrow \text{Toplam maliyet} = 16690 \text{ DM çıkar.}$$

Bu rant bugünkü değerlerle mantıklıdır.Uygulanabilirliği ve sürekliliği vardır ,bu şekliyle HİDROMODE 'de imal edilmektedir.



Çizen	Kubilay Yeşilmen
Kontrol	Yrd.Dç. M. E. Boğoçlu

3.4.6. HİDROLİK ŞEMA
Değişken Debili Pompalı

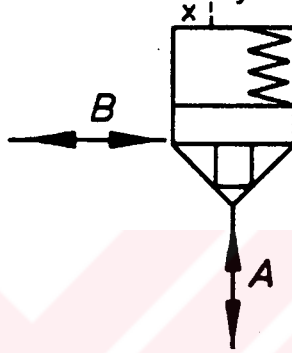
YILDIZ TEKNİK
ÜNİVERSİTESİ
Mak. Fak. Kons. Böl.

Resim No 3.4.6

3.5 LOGİC ELEMANLARLA OLUŞTURULAN DEVRE

3.5.1 LOGİC ELEMANLARIN TANITIMI

Logic elemanlar son yıllarda yaygın kullanımına başlanmış hidrolik devre elemanıdır. Logic elemanlar yüksek debi geçirebilen bir tür açma kapama elemanlarıdır. Şekil 3.3 'de görüldüğü üzere B'den A'ya veya A'dan B'ye geçiş mümkündür. X hattının basıncına bağlı olarak A'dan B'ye giden veya gelen akışkanın miktarı ayarlanabilir. Yüksek debi geçiren logic elemanların kovan grubunun üzerine , fonksiyona bağlı olarak seçilen pilot valfler küçük boyutlu olacağı için sistem daha kolay kontrol edilebilir. Daha az yer kaplar.



Şekil 3.3

Logic valfler sağladıkları avantajlar nedeniyle gittikçe yaygınlaşarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu avantajlar sıralanırsa;

- İmalat kolaylığı
- Büyük debileri küçük hacimlerde geçirebilmeleri
- Yüksek basınçlarda çalışma olanağı
- Sızdırmaz bir kapanma sağlamaları
- Operasyon zamanlarının çok kısa olması min. aşınma , uzun ömür sağlar.
- Kire karşı düşük hassasiyet gösterir
- Operasyon zamanları ayarlanabilir
- Boyutlarının ufaklığı
- Farklı amaçlar için kullanılabilmesi ve değişik denetim olanakları sağlamaları

Logic valfler basınç valfleri olarak kullanılmaları halinde toplam debi logic valften geçirilir. Logic elemanın kumandası (uyarısı) ise küçük boyutlu bir pilot valfle gerçekleşir.

Görüldüğü üzere Logic elemanlar bize zaman bakımından , ekonomik bakımdan oldukça yarar sağlamaktadır.

3.5.2 HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞMASI

Logic elemanlar preslerde daha çok ve sık olarak genellikle kovan + valf halinde ikili grup olarak kontrol modüllerinde kullanılmaktadır.Tam bir hidrolik kontrol bir kaç tane kovanın bir araya getirilmesiyle oluşturulabilir.

Bu devrenin logic elemanlı tasarımında modelimin yardımcı silindirlerin konumu değiştirilerek Rexroth'un "IH04MK100D2X/.../M..." hidrolik devresinden yararlanarak kendi modeline uygulandı.Ortaya çıkan şemayı bir önceki bölümde anlatıldığı gibi operasyonlar halinde değinilecektir.

≡ **Sabit halde** , herhangi bir selenoid çekili olmadığı için sistem basınçsız haldedir.Normal konumu açık olan 2 no'lu emniyet valfinden akışkan tanka dönmektedir.Sistem en üst konumda hazır beklemektedir.

≡ **Boşta ilerlemede** , start'a basıldığında Y1,Y2,Y3 selenoidleri çekilir.İlkönce Y3 selenoidli emniyet valfi (2) kapanarak akışkanı sisteme gönderir.Akışkan 10 no'lu yön denetim valfinden 17 no'lu kovan valfin arkasına dolanarak onu kapatırken 9 no'lu kovan valfin arkasındaki yağ da tanka döner ve 9 no'lu valf açılır.Akışkan direkt olarak yardımcı silindirlerin arkasına dolarak onu aşağı indirirler.Y2 selenoidinin çekilmesi ile kapanan 8 no'lu kovan valf akışkana geçiş vermezken , arkası tanka açılan 16 no'lu kovan valf silindirlerin alt kısmından gelen yağları tanka gönderir.Tanka dönen yağ aynı zamanda soğutma ve filtre etme (5) işlemine tabii tutulur.Bu işlem presin hızla aşağı inmesini sağlar ve güç yalnızca piston mafsallarının ve diğer pres elemanlarının ağırlığından sağlanır.Yan silindirler vasıtası ile büyük hacimli ana silindir aşağı doğru dönerken gerekli olan debiyi oluşturduğu vakumla ön doldurma ventili (30) sayesinde tanktan emer.Bu vasıta ile 5 tonluk kütle 1 sn. gibi bir zamanda 225mm.'lik stroğu alır.

≡ **Preslemede** , Y2 selenoidi çekmeyi bırakır ve 8 no'lu kovan vafte açılarak akışkanın ana silindire ulaşmasına izin verilir.Kalıpların malzemeyi öptüğü bu anda silindir

variable pompa ile baskıya geçmeye başlar.7 no'lu valf konum değiştirdiği için16 no'lu kovan valf kapanmıştır.Pres aşağı inmeye devam ederken silindirlerin altındaki yağ 13 no'lu emniyet valfinden istenilen yavaşlıkta tanka dönmeye başlar.Bu arada pot silindiride aşağıya 23 no'lu emniyet valfinden yavaşça kaymaktadır.Derin çekme işlemi gerçekleştirildikten sonra parça için gerekli ütüleme süresi , zaman rölesinden ayarlanır ve bu süre sonunda switch Y3 selenoidinide bırakır.

⇒ **Dekompresyon** , derin çekme işlemi bitmiştir.Ama silindir içindeki yağ %0.5 oranında sıkışmıştır.Pres geri dönüş sinyalinde önce sistemdeki dekompresyon şokuna bağlı olarak yüklemeleri önlemek için çok yavaş bir şekilde tanka tahliye edilir.Bu konumda sadece Y1 selenoidi çekilmiş durumdadır.Ana silindir arkasından kaçan basınçlı yağ sadece 9 no'lu kovan valften geçer ve 3 no'lu akış ayar valfinden geçerek 2 no'lu basınç emniyet valfinden tahliye olur.Burdaki 3 no'lu hız ayar dekompresyon süresini ayarlamamızı sağlar.Bu süre genelde 1-2 sn. arasındadır.Böylece sistemin sıkışmış basıncı alınmış durumdadır.

⇒ **Dönüş** , sistemde Y3 selenoidi pot silindirinin sistemde Y4 ve Y5 no'lu selenoidler çekilmiştir.Pompanın bastığı akışkan 10 no'lu yön denetim valfinden geçerek 1 - 9 no'lu valfi kapatır ,2. ön doldurma ventilini pilot hattı ile uyrarak açar.17 no'lu kovan valfin arkasıda 10 no'lu yön denetim valfi ile açıktır.Akışkan 17 no'lu kovan yardımcı silindir alt kısımlarına dolar.Silindirler yukarı kalkmaya başlar.Ana silindir arkası açık olduğu için ön doldurma ve3ntilinden (30) tanka giderken yardımcı silindirlerin arkasındaki yağ da açık olan 8 no'lu kovan valften geçerek arka silindir arkasına oradan da ön dodurma ventilini (30) üzerinden tanka döner.Bu arada pot silindirinin açık olan 21 ve 22 no'lu kovan valflerinden geçen akışkan da pot silindirini yukarı kaldırır.Üst switchlere değen sistem stoplanarak sabit konuma geçer.Böylece bir çevrim tamamlanmış olur.

Hidrolik devre elemanları,

1-Variable (Değişken debili) pompa

2-Basınç emniyet ve boşaltma valfi

3-Debi denetim valfi

4-Manometre

5-Filtre ve soğutucu

6-Manometre

7-Yön denetim valfi

8,9-Kovan valf

10-Yön denetim valfi

11-Çek valf

12-Çek valf

13,14,15-Basınç emniyet valfi

16-Kovan valf

17-Yön denetim kovan valfi

18,19,20-Manometre

21-Yön denetim kovan valfi

22-Basınç emniyet ve boşaltma kovan valfi

23-Basınç emniyet valfi

24-Vana

25-Sabit debili dişli pompa

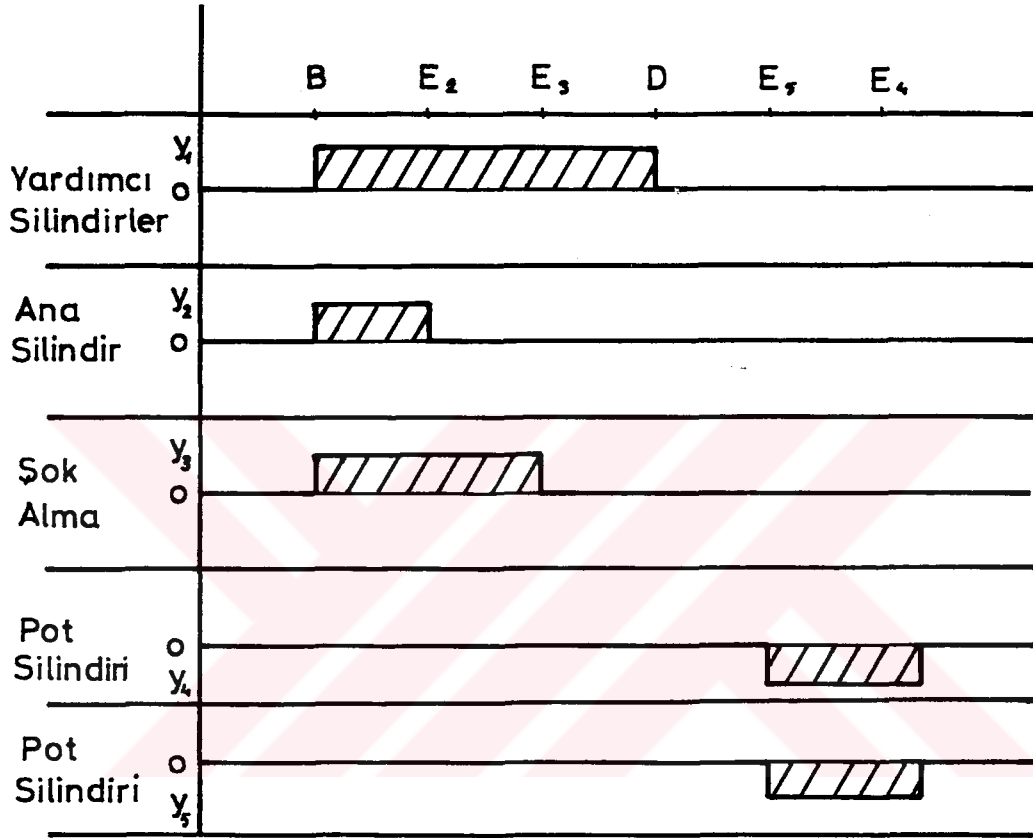
26-Manometre

27,29-Motor

28-Çek valf

30-Full ventil

Hidrolik şema için bkn. böl. 3.5.4 ,sf 46



SALT DİYAGRAMI

Şekil 3.4

3.5.3. MALİYET HESABI

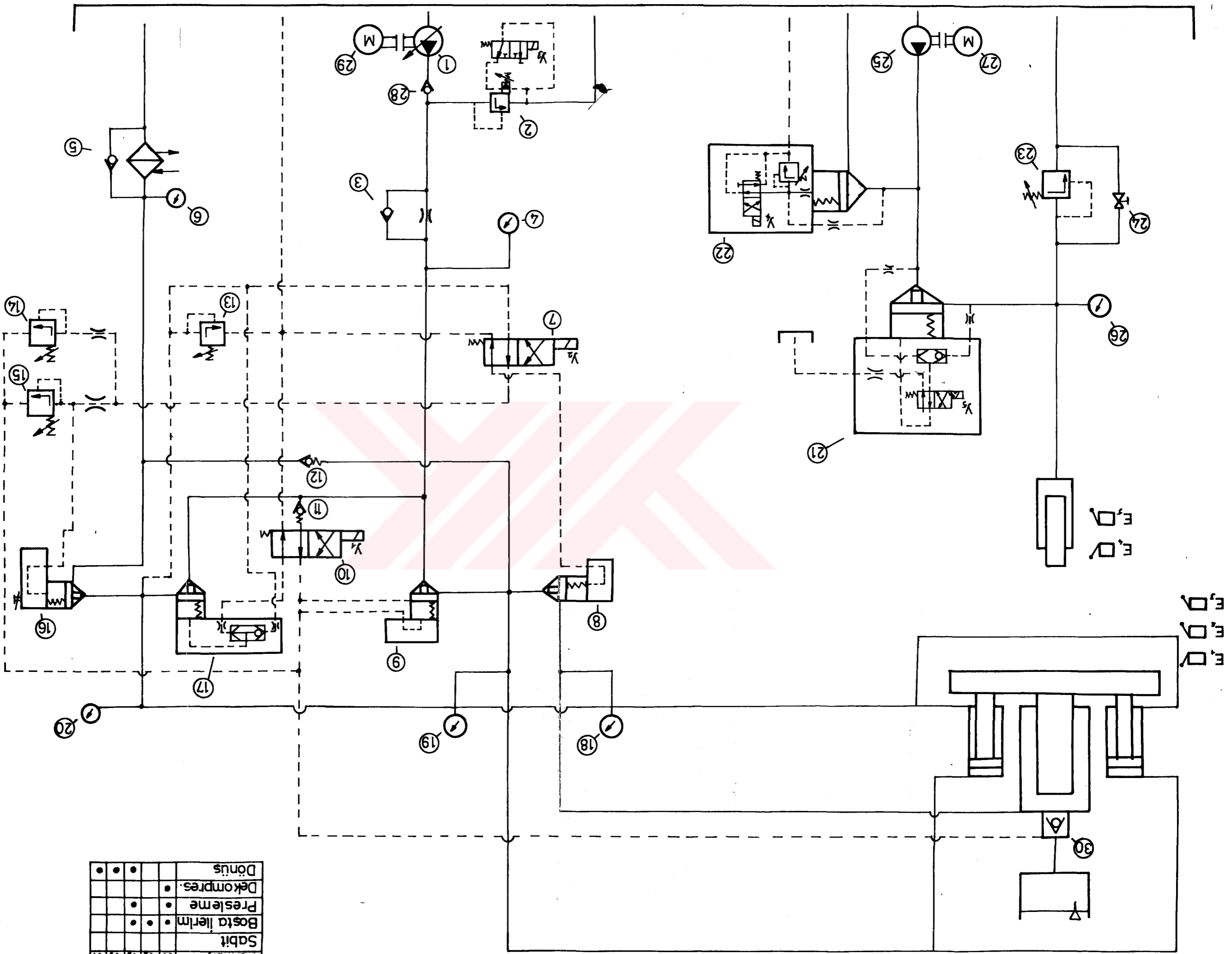
Bu kısımda logic uygulama presin hidrolik tesisatının maliyeti hesaplanmıştır. Elemanlar Rexroth olarak seçilmiştir. Fiyatlar DM olarak verilmiştir.

<u>SIRA NO</u>	<u>KOD NO</u>	<u>PARÇA ADI</u>	<u>FİYATI</u>
1	A2F0107 /61R-PP805	Pistonlu pompa	4233 DM
2	DBW30-1-5X/315+3WE6B9-5X/AG24NZ4	Emniyet valfi	653DM
3	DRV301-1/OPG11/2"	Hız ayar valfi	434DM
4	O63/400 bar	manometre	16DM
5	RFBN/HC 500 G20 Al-1	Dönüş filtresi	510DM
6	O40/2 bar	Kirlilik göstergesi	6DM
7	4WE6D-5X/AG24NZ4	Yön Denetim valfi	155DM
8	LC25B10E-6XX/LFA25d-6;	Logic eleman ve ka	298DM
9	LC25B10E-6XX/LFA25d-6;	Logic eleman ve ka	298DM
10	4WE10D-5X/CG24N9Z4	Yön denetim valfi	374DM
11	MSR15 KE05-1X/	Çek valf kartriç	85DM
12	MSR20KE05-1x/	Çek valf kartriç	109DM
13	DBDh 10 K-1X/200	Basınç emniyet valfi	197DM
14	DBDh 6K-1X/200	Basınç emniyet valfi	163 DM
15	DBDh 6K-1X/200	Basınç emniyet valfi	163 DM
16	LC16B10D-6X/LFA16H2-6;	Lojik eleman ve ka	374DM
17	LC25b10E-6X/LFA25G-6X;	Lojik eleman ve ka	532DM
18	O63/400	Manometre	16DM
19	O63/400	Manometre	16DM
20	O63/400	Manometre	16DM
21	LC16B10E-6X/LFA16GWA	Lojik eleman ve ka	641DM
22	LC16DB20E6X/LFA16DBV-6X/315	Lojik basınç emniyet kapak	716DM
TOPLAM			13.836

Sistem'de lojik elemanları takılabilecek bloklar ise pot silindiri grubu için 300 DM , ana piston grubu için 1400 DM 'lik blok lazımdır. Üretici bu blokları kendi de imal edebilir.

Diğer tüm hidrolik boru , bağlama elemanları vs.. toplam maliyetin %15 'i kadar alınmaktadır. Bu halde toplam maliyet ; $13836 * \%15 = 2074$

Toplam Maliyet = 15910 DM çıkar.



Fonksiyon	Y	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
Sabit					
Bosta İlerim	•	•	•	•	•
Presleme	•	•	•	•	•
Dekompres.	•	•	•	•	•
Dönüş	•	•	•	•	•

Cizen	KUBILAY YEŞİLMEN	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ MAK. FAK. KONS. BÖL. Resim No 3.5.4
Kontrol	Yrd. Dç. M. E. BOĞOÇLU	
3.5.4. HİDROLİK DEVRE LOGIC Valtii, Değişken Debiili Pomp.		

4.SONUÇ

Bu çalışmamda devre tasarım kriterlerini önem sırasına göre göz önünde tutarak bir prese uyguladım. Tüm çalışmam firmayla beraber geçtiği için pratik imkanında oldu. Teori olarak oluşturduğum ilk devre çok basit, min. eleman sayısındaydı. Bu tasan ilk uygulanan(18 yy'da) basit denemelere bir örnekti. Ozamanlar portable çözümlerde kullanılan bu devreyi bugünün şartlarında bir prese aktarılamayacağı yapılan hesaplamalar sonucunda ortaya çıktı. Çünkü basit devre ile presten istenen değerleri sağlayacak bu büyüklükte elemanlar yoktur.

İkinci tasarım ise gene basit olmakla beraber ilk devrenin bir üst kademesiydi.Burada mantık daha iyiydi ama o büyüklükteki silindire yağ basabilecek pompa , motor, hidrolik eleman grubu çok büyük değerlerle çıktığı için bu tasarım da uygulamaya konamazdı.

Üçüncü tasarımda bugün çok yoğun kullanılan akümülatörlerden yararlanmak istedim.Ve gördüm ki hızlı ilerleme anında gerekli akışkan miktarı akümülatörden sağlanırsa tüm sorunlar çözülecek , baskı anında gerekli değerler için düşük kapasiteli pompa ve motor kullanabilecektim.Yaptığım hesaplar sonucunda da verim yüksek bulundu.Bu tasarım gerçekleştirilirdi.Piyasada imal edilen presleri inceledim , bu tasarım daha düşük tonajlı preslerde en ideal çözümdü.Aynı zamanda presin performansını da düşürecekti.Böylece daha ideal tasarımlara gittim.

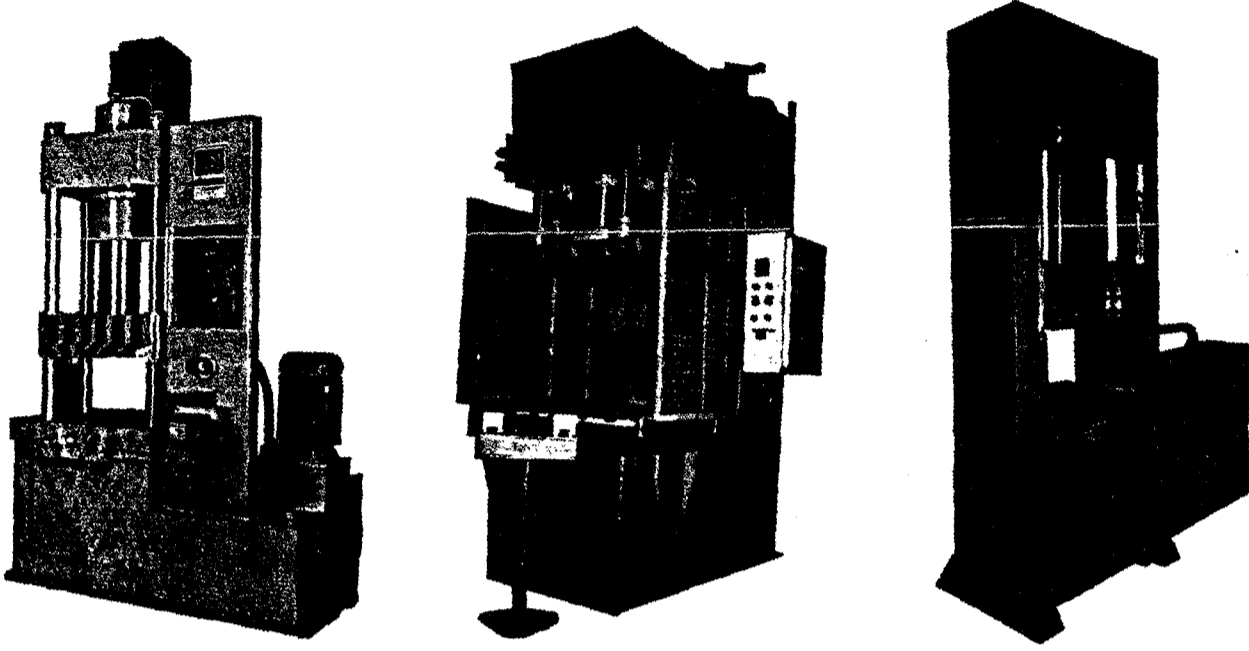
Dördüncü tasarımda model aldığım presi hala üretilmekte olduğu için ,iyice inceleme şansım oldu .Bu tasarımda hem değişken debili pompa kullanıldığı için , hem de ön doldurma tankı kullanıldığı için verimden % 100 , enerjiden de %50 tasarruf edebiliyoruz.İstenilen hızlara ve zamanlara ulaşabiliyoruz.Bu sonuçlara ulaşıldığı için bir çok imalatçı da bu tasarımı çok sık kullanmaktadır.Son yıllarda ortaya çıkan bir ürün olan logic vaflerin avantajları çok büyüktür.Çok ufak olan ,çok yüksek debilere hassas oranlarda geçirebildikleri için , avrupa da tamamen ülkemizde ise yeni yeni kullanılmaktadır.

En son tasarımı bu elemanlar üzerine yaptığım da hesapların dördüncü tasarımla aynı sonuçları verdiğini gördüm. Verim gene %100 ve gene enerji tasarrufu vardır. Ayrıca logic vafflerin getirdiği tüm avantajlardan yararlanabiliyoruz. Maliyet hesapları çıkartıldığında da görülüyor ki son teknoloji olan bu elemanlarla oluşturulan devrenin maliyeti daha düşük , güvenilirliği daha fazladır.

Bu sonuçları fabrika yöneticilerine gösterdiğimde incelediler .Zaten son dört beş aydır yavaş yavaş kullanmaya başlamış oldukları bu elemanların kağıt üzerinde de üstün bir sistem olduğunu görerek bundan sonra imal edilecek tüm preslerde logic elemanların kullanılacağı belirtildi.

Sonuç olarak yaptığım bu çalışmanın bana verdiği yararların yanısıra , fabrikaya da imalatlarında bir ön fikir verdiğini gördüm. Diğer hidrolik ile ilgili tasarlanacak tüm devrelerin bu elemanlarla dizayn edilmesi gerektiği kanaatindeyim.

HİDROLİK DERİN ÇEKME PRESLERİ-Hydraulic deep drawing presses
HİDROLİK KESME PRESLERİ-Hydraulic cutting presses



Hidrolik Derin Çekme presleri HSP
Hydraulic metal drawing presses

HSP-C Hidrolik Derin Çekme Presleri
Hydraulic upright metal drawing presses

HSP-D

TEKNİK ÖZELLİKLERİ-TECHNICAL DATA

MODELLER Models	Faydah plaka ebadı Platen dimensions (mm)	En büyük açıklık max. daylight (mm)	Pres plaka hareketi Ramstroke (mm)	Kapama kuvveti Clamping force (MP)	Hızlı iniş hızı Approach speed (mm/sec)	Presleme hızı Working speed Working speed	Pot pistonu kuvveti Force of blank holder (MP)	Pot pistonu stroku Stroke of blank holder piston (MP)	İşleme basıncı operating prassure (kp/cm ²)	Motor gücü Motor pover (KP)	Presin kapladığı saha Bose dimensions (mm)	Presin yüksekliği Total hight above floor (mm)
HSP	KOLONLU PRESLER-Rod Construction presses											
HSP 80/30	450x 515	550	300	80	100	13	30	200	250	15	700x 1100	3000
HSP 120/140	635x 800	800	400	120	150	10	40	200	300	20	1000x 1200	3250
HSP 150/50	635 800	800	400	150	150	11	50	200	300	25	1000x 1200	4000
HSP 250/80	800x 800	1000	550	250	100	12,5	80	200	300	40	1200x 1400	4200
HSP 300/100	800x 800	1000	600	300	100	15	100	250	300	50	1200x 1400	4500
HSP-D	SÜTUNLU PRESLER (Kapalı kutu gövde presler) Steel Construction Presses											
HSP-D 80/30	600x 800	600	350	80	150	25	30	200	250	30	750x 1400	3000
HSP-D 150/150	800x 1000	800	400	150	150	25	50-80	200	300	50	950x 1500	3250
HSP-D 250/80	1000x 1000	1000	600	250	150	25	80-120	250	300	75	1200x 1500	4000
HSP-D 300/100	1000x 1250	1000	600	300	150	22	100-120	250	300	75	1200x 2000	4200
HSP-D 400/160	1200x 1500-2100	1000	600	400	150	25	160	300	300	90	1300x 2250	4500

EKLER 2-3

I. ve II. MODEL HSP-D 400 PRESİ PARÇALARI

1-Ana silindir

2-Yardımcı silindirler

3-Kolonlar

4-Pot silindiri

5-Koç

6-Ana tabla (Üst kalıp bağlama yüzeyi)

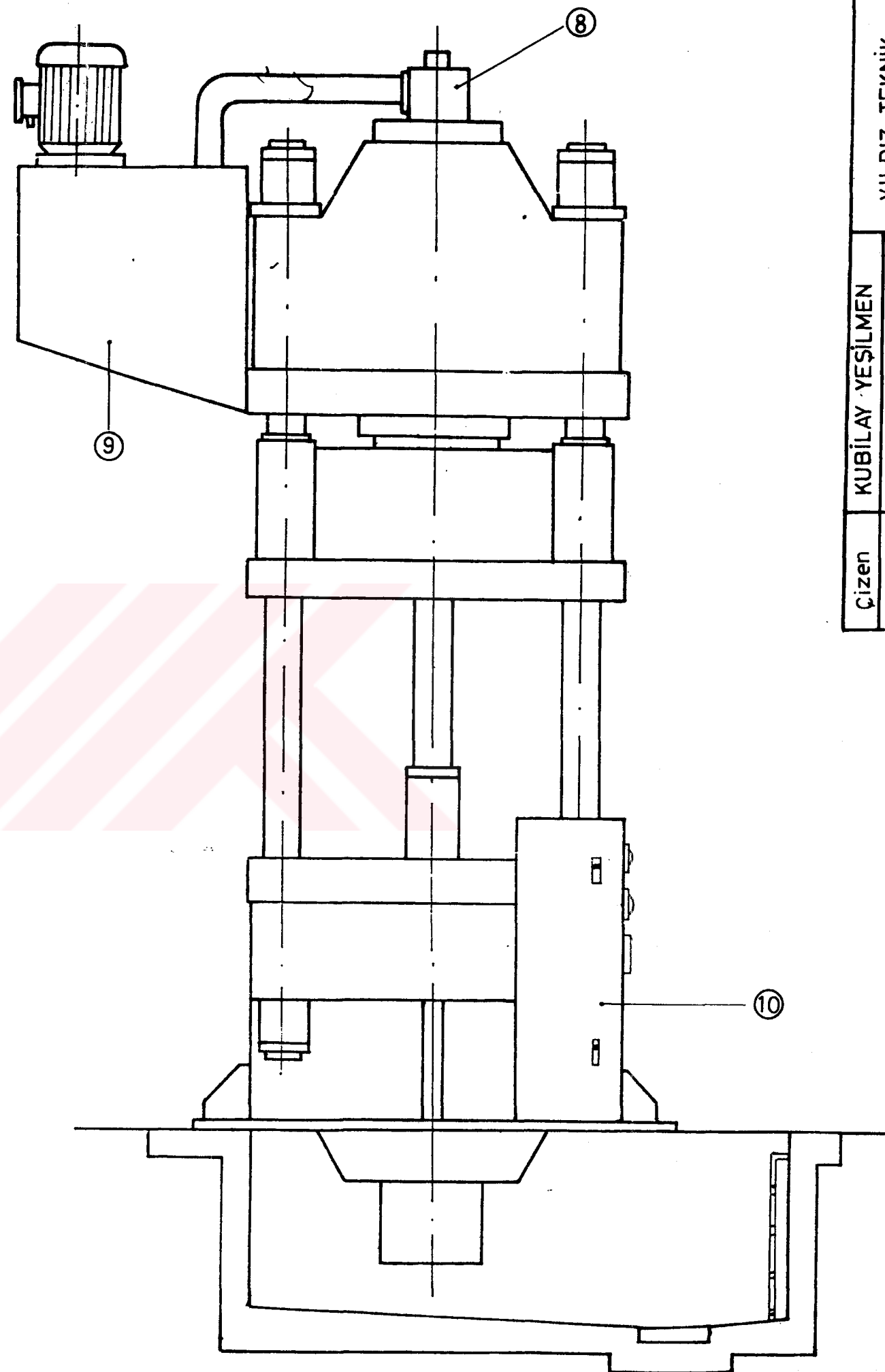
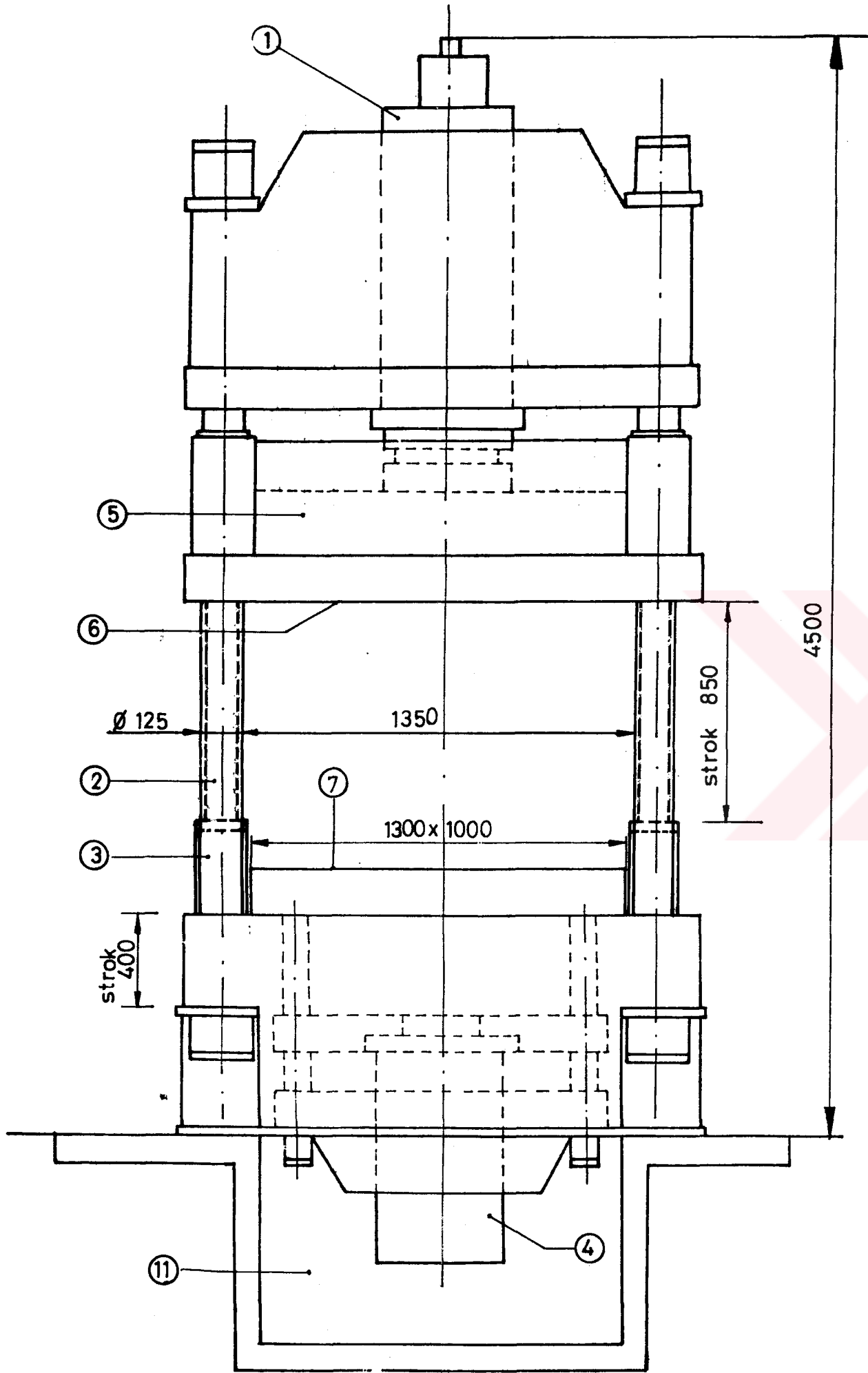
7-Alt tabla (Alt kalıp bağlama yüzeyi)

8-Ön doldurma valfi (Full ventil)

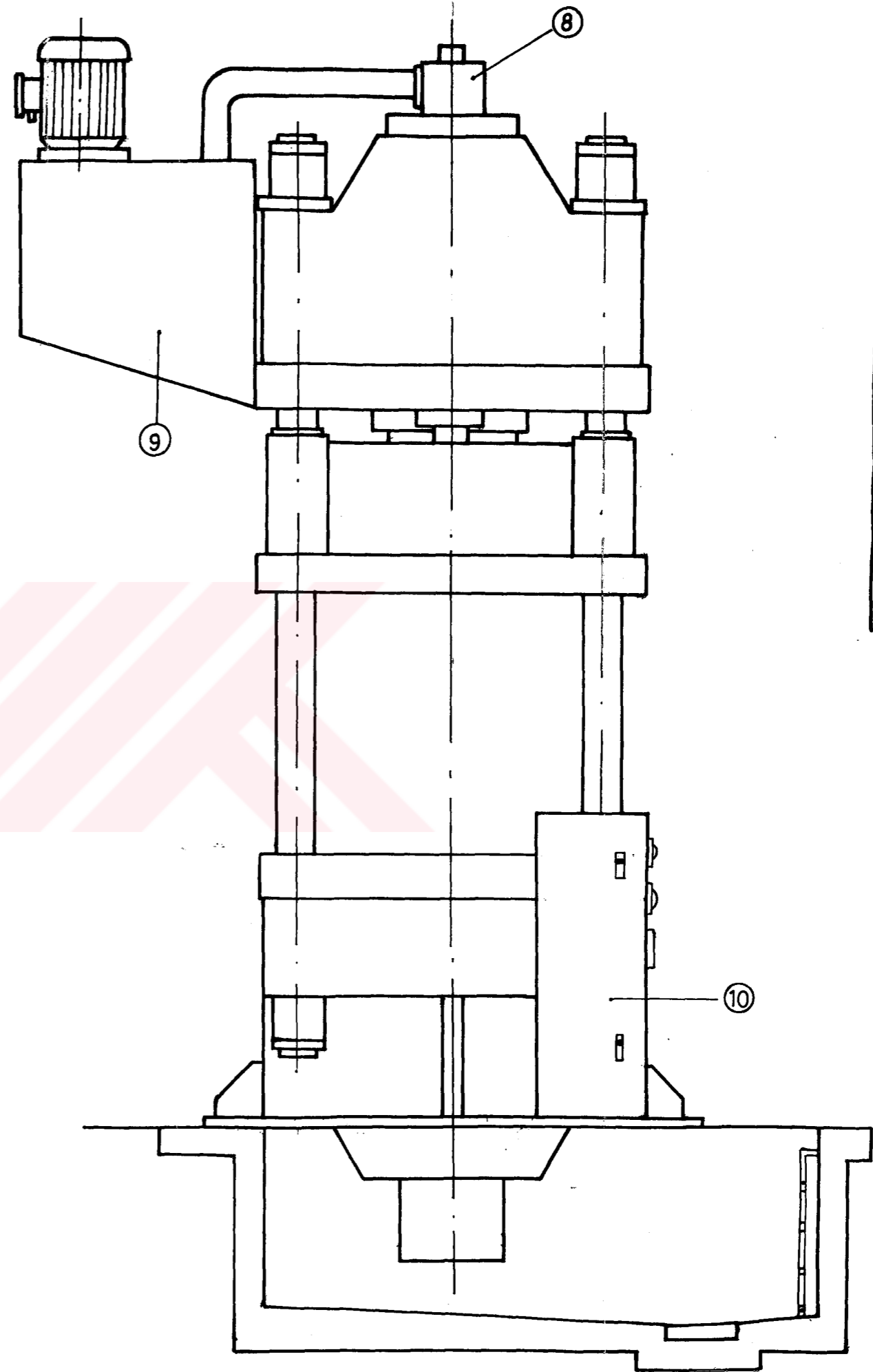
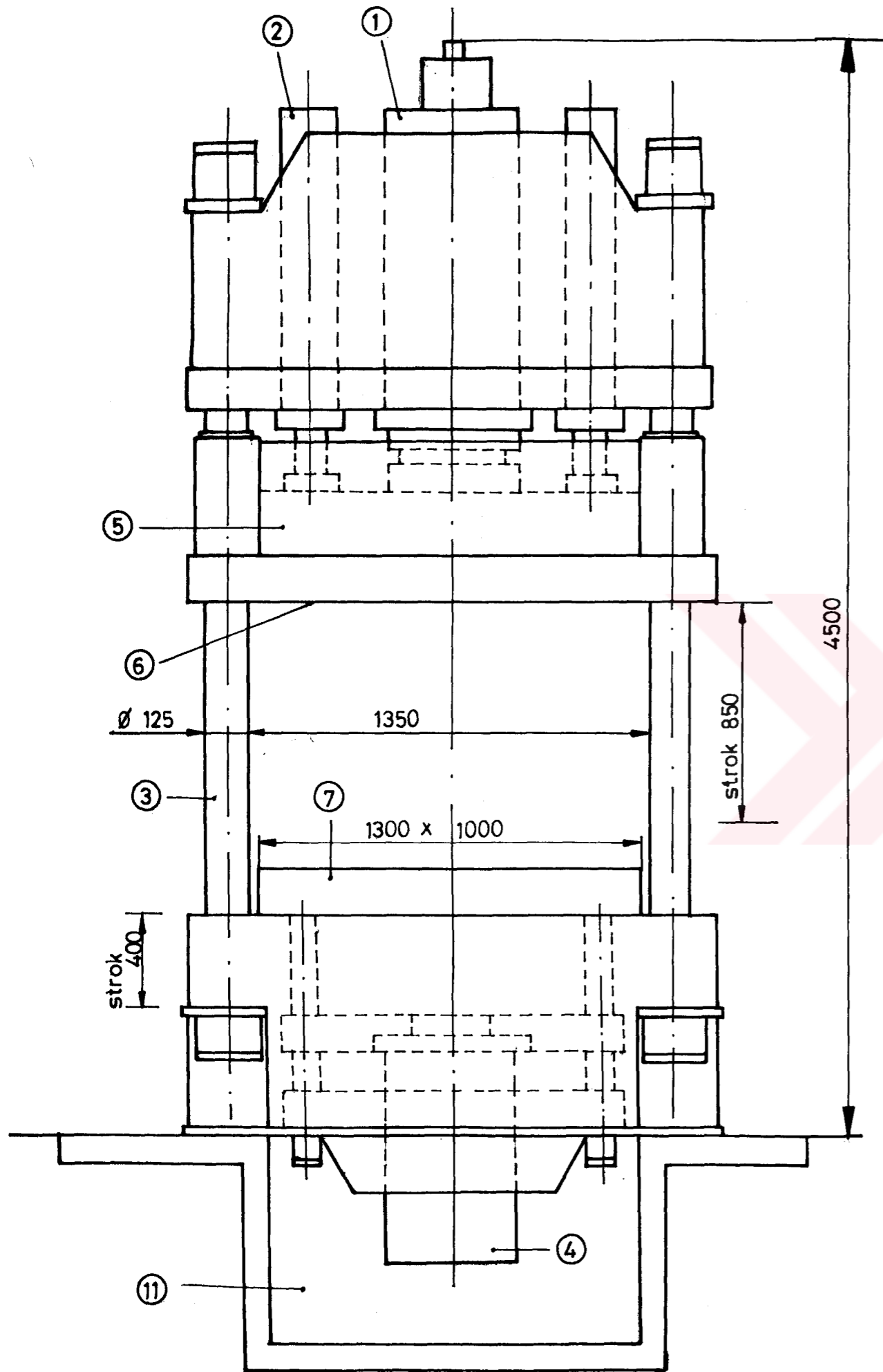
9-Yağ tankı ve hidrolik ünite merkezi

10-Elektrik dolabı

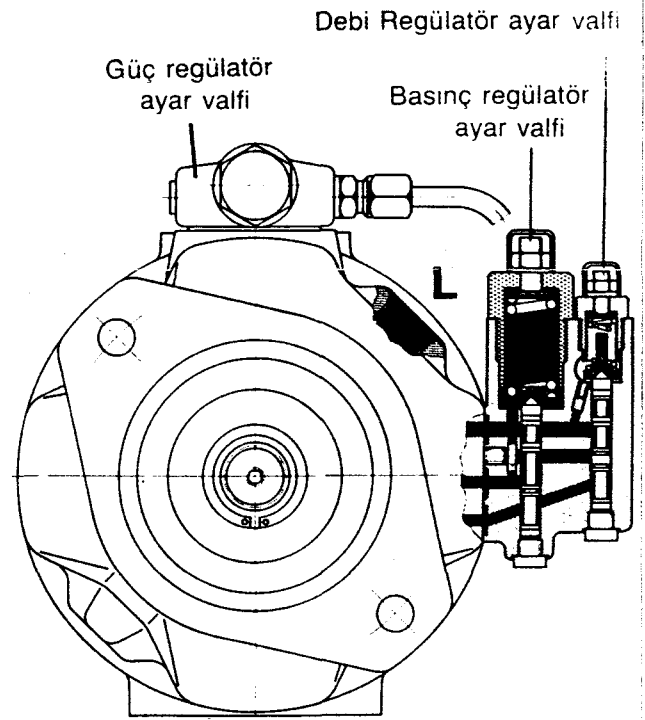
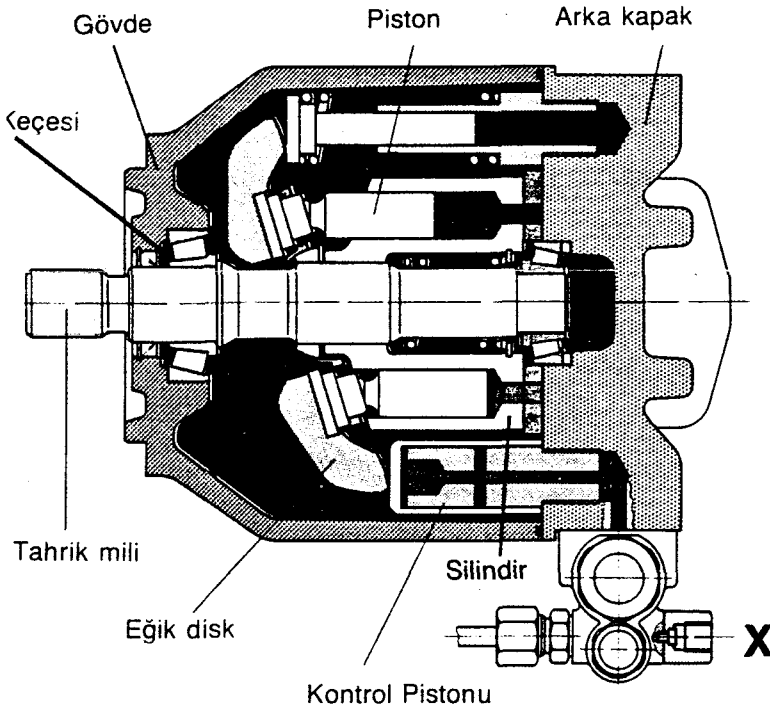
11-Pres bakım çukuru



Çizen	KUBILAY YEŞİLMEN	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	Resim No	2.3
Kontrol	Yrd. Dç. M. E. BOĞOÇLU	MAK. FAK. KONS. BÖL.		
	HSP / D : 400			
	HİDROLİK DERİN ÇEKME PRESİ			
	"Model I"			



Çizen	KUBILAY YEŞİLMEN	YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ MAK. FAK. KONS. BÖL.
Kontrol	Yrd. Dç. M. E. BOĞOÇLU	
HSP/D 400 " Model II		Resim No 2.4



- B Basınç hattı
- S Emiş hattı
- Disk kumanda basıncı
- X Pilot basıncı
- L Sızıntı hattı

A10V Pompasının Teknik Değerleri

Anma Ölçüsü [Cm ³ /Devir]	V_g	:	16	28	45	71	100	140
Devir Sayısı (Max) [D/dak]		:	3500	3000	2600	2200	2000	1800
Debi (1450 D/dak.) [L/dak.]	n, Q	:	22	39	63	100	141	203
Sürekli Çalışma Basıncı [bar]		:	210	250	250	250	250	250
Yağ Dolu Miktarı [L]		:	0,4	0,7	1,0	1,6	2,2	3,0
Ağırlık [kg]		:	12	15	21	33	45	60

İşletmeye alırken pompa içine bu miktarda yağ doldurulmalıdır.

Pompa Hesaplama Formülleri:

$$\text{Debi } Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad [\text{L/dak}]$$

$$\text{Motor gücü } P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad [\text{kw}]$$

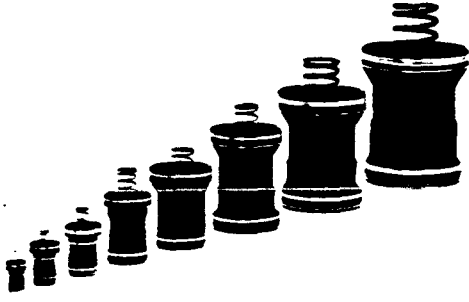
- V_g : Anma Ölçüsü Cm³/Devir
- n : Devir Sayısı D/dak
- Q : Debi L/dak
- Δp : Çalışma Basıncı bar
- η_v : Volumetrik Verim % (yaklaşık % 95)
- η_t : Toplam Verim % (yaklaşık % 88)

Boru / Hortum Bağlantı Ağızları Ölçüleri :

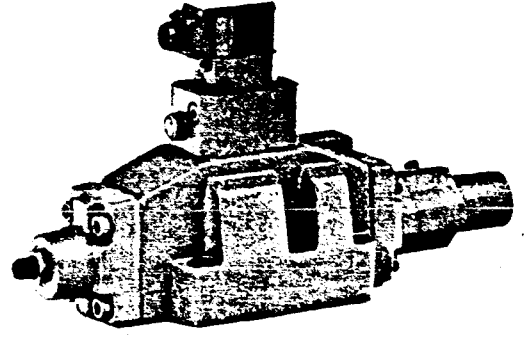
Anma Ölçüsü (Cm ³ /Devir)		16	28	45	71	100	140
Basınç Bağlantısı: B	SAE-Flanş	3/4"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"
Emiş Bağlantısı: S	SAE-Flanş	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	2 1/2"
Lekaj Bağlantıları: L, L ₁	Dişli	G3/8	3/4-16UNF-2B	7/8-14UNF-2B	1 1/6"-12 UNF-2B		
Pilot Uyarı Balantısı: X	Dişli	7/16-20UNF-2B					

Bağlantı rakor ve flanşları ile pompaları elektrik motorlarına akuple edebilmek için gerekli kampana ve kaplinler mamamızdan standart olarak temin edilebilir.

Presler ve püskürtme döküm makinalarında hidrolik



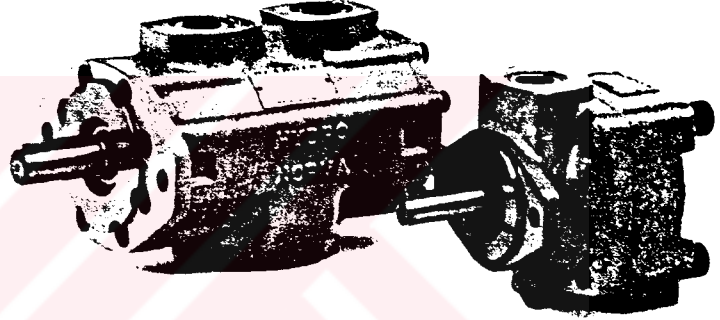
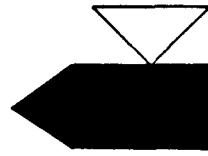
2/2 Kartriç ventiller



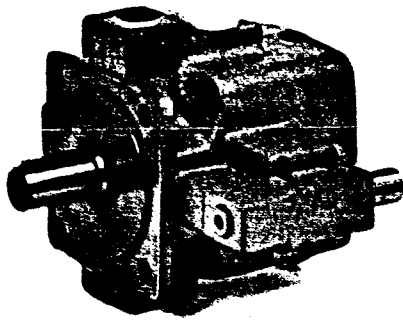
3 Kademeli, elektrik geri beslemeli oransal yön ventili



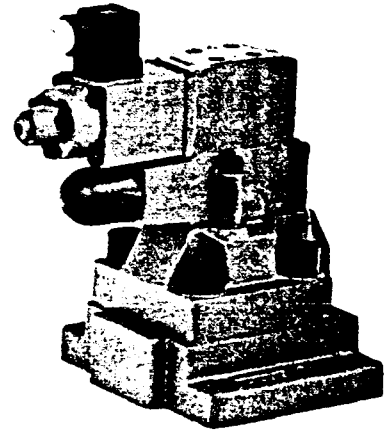
Elektrik uyarılı oransal akış denetim ventili (NG 10-16)



Sabit debili paletli pompa tip V2

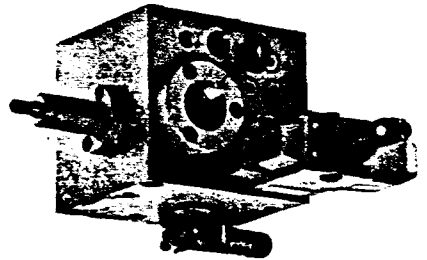


Değişken debili paletli pompa tip V4

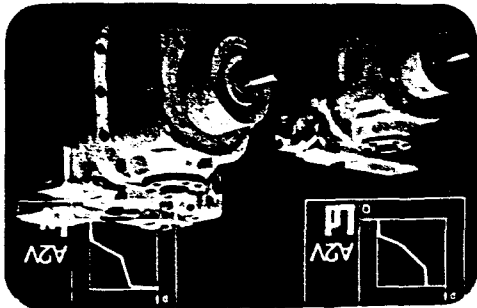


Basınç emniyetli, basınç düşürücülü oransal basınç ventili (NG 10-32)

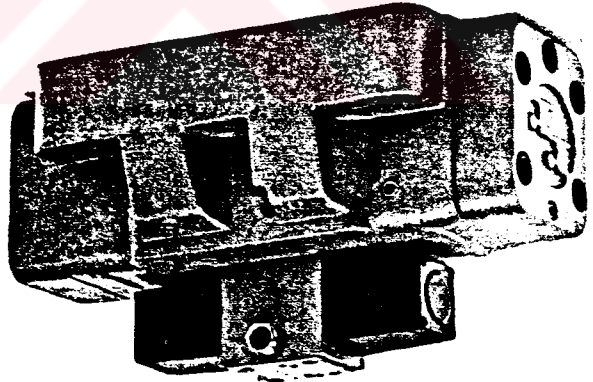
Preslerde hidrolik



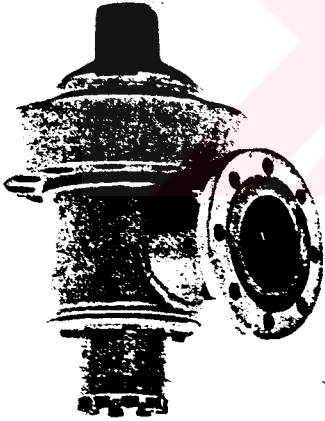
Emniyet devreli küçük pres
denetim modülü



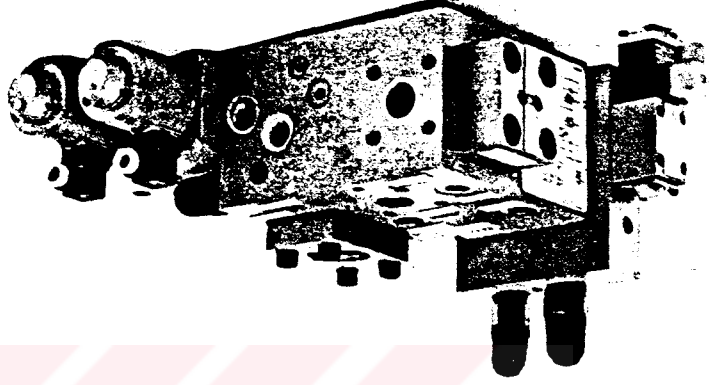
On uyarılı
güç regülatörü
değişken debili
pompa A2V
Doğrudan uyarılı güç regülatörü
değişken debili pompa A2V



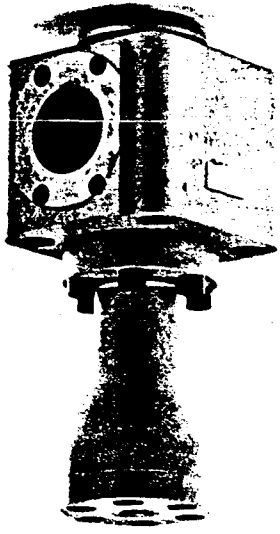
Alt plakalı sürgülü yön denetim ventili
(NG 82 ye kadar)
Tans bağlantılı (NG 102 ye kadar)



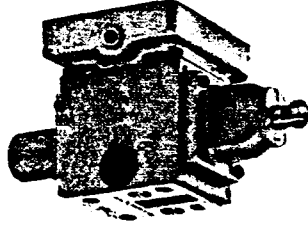
On uyarılı ön doldurma ventili
NG 100-350



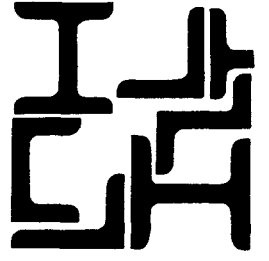
aslatma modülleri NG 25-100



On uyarılı ön doldurma ventili
NG 40-80
Mekanik uyarılı
3-yollu ayar ventili



EK-6



KAYNAKLAR

- 1-Yrd. Doç. Dr. Muharrem Boğoçlu , Ders Notları
- 2-Rexroth & Hidropar Endüstriyel Hidrolik Eğitimi
- 3-Mert Özcan F. Hidrolik Akışkan Gücü , İstanbul 1982
- 4-Makina Mühendisliği El Kitabı
- 5-Rexroth Components and Systems For Presses
- 6-Minches J. Michael , Ashlay G. John ,Power Hydrolics Automation
Advisory Service Faculty Of Techonology Sheffield City Polytechnic
U.K. 1988
- 7-Sullivan A. James , Fluid Power Theory and Applications Southern
Illionis University Carbondale Illionis 1979
- 8- Wolansky D. Wiliam , Nagohosian John , Henke W. Russell , Iowa
State University and Technology ,Henry Ford Community Colloge
,Fundementals Of Fluid Power -1975
- 9-Bosch Hydraulic İnformation and Data
- 10-Festo Hydraulic Course For Vocational Training Cext Book
W.Germany.1975
- 11-Vickers Industrial Hydraulics Manual U.S.A 1970
- 12-Mehmet E. Zorkun ,Hidrolik Kumanda Sistemleri ,M.E.B. Yayınıarı,
İstanbul 1974

13-J.R. Fawcett ,Hydraulic Circuits and Control Systems Trade and Technical Press Ltd. U.K

14-G.R.Keller Hydraulic Systems Analysis ,Trade and Technical Press Ltd. ,UK

15-R.Henke Introduction to Fluid Power and Systems .Womack Educational Publications .U.S.A

16-E.Möller ,Hydraulic Forming Presses. Springer Verlag -Germany

17-İsmail Karacan , Endüstriyel Hidrolik , G.Ü.T.E.F. Matbası 1988

18-D.Clay -H.Marlin , Control Of Fluid Power Longman ,U.K.



TEKNOLOJİ VE
MÜHÜR
KARABAYRAK

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 1 Ocak 1970

Doğum Yeri : İskenderun

Öğrenim Durumu;

İlk ve Orta Öğrenim : Bozkurt İlkokulu, H. Güllüođlu Ortaokulu, Kalaba Lisesi,
1977/1986

Yüksek Öğrenim : 9 Eylül Üniversitesi Makina Bölümü, 1986/1987

Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Bölümü, 1987/1991

Yüksek Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,

Makina Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Bölümü, 1992/1995