

ENDÜSTRİYEL OKULLAR İÇİN

GÜÇ HİDROLİĞİ

2705

66

30.01.97
F.B

ENDÜSTRİYEL OKULLAR İÇİN

Güç Hidroliği

Michael J. Pinches
John G. Ashby

Millî Eğitim Bakanlığı Yayınları : 2705
Yardımcı ve Kaynak Kitaplar Dizisi : 66

ISBN 975 - 11 - 0879 - 9

Hükümetimiz ile Dünya Bankası arasında imzalanan Endüstriyel Okullar Projesi çerçevesinde hazırlanan "Güç Hidroliği" Millî Eğitim Bakanlığı, Talim ve Terbiye Kurulu Başkanlığının 18/05/1994 gün ve 4026 sayılı kararı ile kaynak kitap olarak uygun bulunmuş ve 40.000 adet bastırılmıştır.

Çeviri - Dizgi - Mizanpaj : Üniversal Dil Hizmetleri ve Yayıncılık A.Ş.
Çevirmen : Mak. Müh. Erol TUNA
Editör : Doç. Dr. Muammer NALBANT
Baskı Hazırlık - Baskı - Cilt : Evren Ofset Basım Sanayii ve Ticaret A.Ş.

© Yayın hakkı: Prentice-Hall, International (UK) Ltd.
Türkçe yayın hakkı Millî Eğitim Bakanlığına aittir. 1994



İSTİKLÂL MARŞI

Korkma, sönmez bu şafaklarda yüzen al sancak,
Sönmeden yurdumun üstünde tüten en son ocak.
O benim milletimin yıldızıdır, parlayacak,
O benimdir, o benim milletimindir ancak.

Çatma, kurban olayım çehreni ey nazlı hilâl!
Kahraman ırkıma bir gül! Ne bu şiddet, bu celâl?
Sana olmaz dökülen kanlarımız sonra helâl...
Hakkıdır, Hakk'a tapan, milletimin istiklâl!

Ben ezelden beridir hür yaşadım, hür yaşarım.
Hangi çılgın bana zincir vuracakmış? Şaşarım!
Kükremiş sel gibiyim, bendimi çiğner, aşarım.
Yurtarım dağları, enginlere sığmam, taşarım.

Garbın âfâkı sarmışsa çelik zırhlı duvar,
Benim iman dolu göğsüm gibi serhaddim var.
Ulusun, korkma! Nasıl böyle bir imanı boğar,
"Medeniyet!" dediğin tek dişi kalmış canavar!

Arkadaş! Yurduma alçakları uğratma, sakın.
Siper et gövdeni, dursun bu hayâsızca akın.
Doğacaktır sana va'dettiği günler Hakk'ın...
Kim bilir, belki yarın, belki yarından da yakın.

Bastığın yerleri "toprak!" diyerek geçme, tanı :
Düşün altındaki binlerce kefensiz yatanı.
Sen şehit oğlusun, incitme, yazıktır, atanı :
Verme, dünyaları alsan da, bu cennet vatanı.

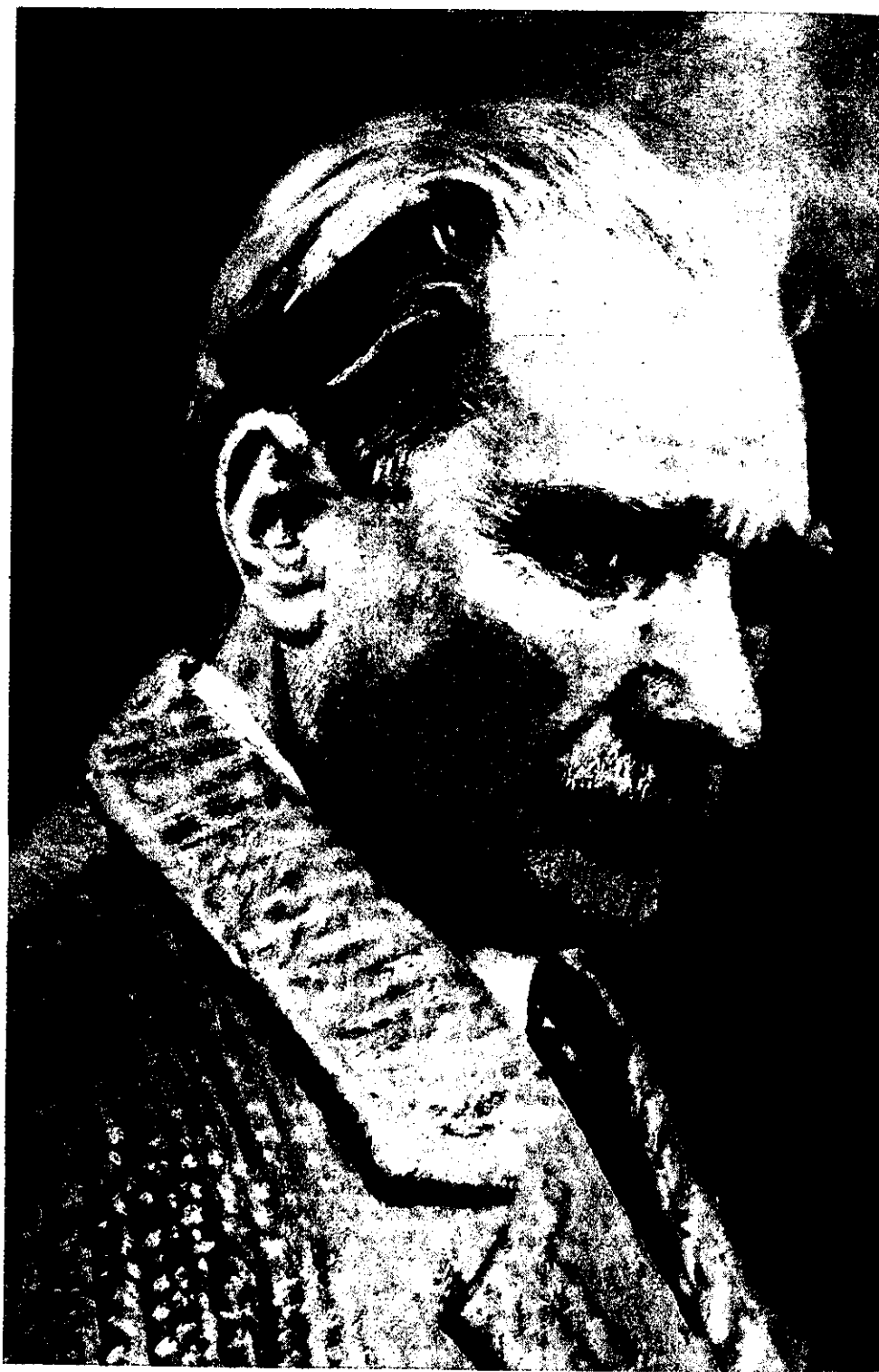
Kim bu cennet vatanın uğruna olmaz ki fedâ?
Şühedâ fişkıracak toprağı sıksan, şühedâ!
Cânı, cânânı, bütün varımı alsın da Huda,
Etmesin tek vatanımdan beni dünyada cüdâ.

Ruhumun senden, İlähi, şudur ancak emeli :
Değmesin mabedimin göğsüne nâmahrem eli.
Bu ezanlar-ki şahâdetleri dinin temeli-
Ebedî yurdumun üstünde benim inlemeli.

O zaman vecd ile bin secde eder-varsa-taşım,
Her cerîhamdan, İlähi, boşanıp kanlı yaşım,
Fışkırır ruh-ı mücerred gibi yerden nâ'sım;
O zaman yükselerek arşa değer belki başım.

Dalgalar sen de şafaklar gibi ey şanlı hilâl!
Olsun artık dökülen kanlarımın hepsi helâl.
Ebediyen sana yok, ırkıma yok izmihlâl:
Hakkıdır, hür yaşamış, bayrağımın hürriyet;
Hakkıdır, Hakk'a tapan, milletimin istiklâl!

Mehmet Âkif ERSOY



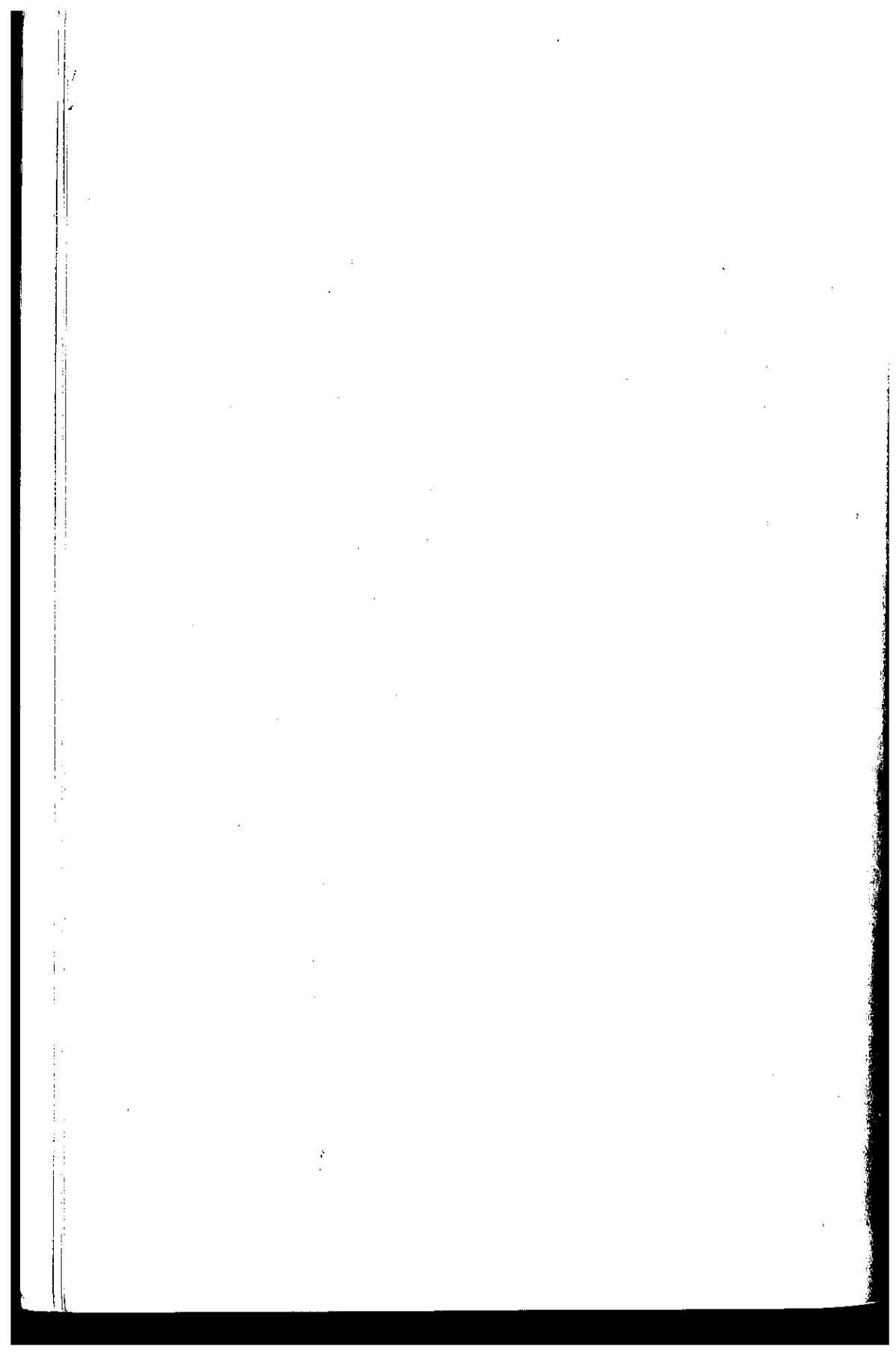
ATATÜRK'ÜN GENÇLİĞE HITABESİ

Ey Türk gençliği! Birinci vazifen, Türk istiklâlini, Türk cumhuriyetini, ilelebet, muhafaza ve müdafaa etmektir.

Mevcudiyetinin ve istikbalinin yegâne temeli budur. Bu temel, senin, en kıymetli hazinendir. İstikbalde dahi, seni, bu hazineden, mahrum etmek isteyecek, dahilî ve haricî, bedhahların olacaktır. Bir gün, istiklâl ve cumhuriyeti müdafaa mecburiyetine düşersen, vazifeye atılmak için, içinde bulunacağın vaziyetin imkân ve şeraitini düşünmeyeceksin! Bu imkân ve şerait, çok nâmüsaid bir mahiyette tezahür edebilir. İstiklâl ve cumhuriyetine kastedecek düşmanlar, bütün dünyada emsali görülmemiş bir galibiyetin mümessili olabilirler. Cebren ve hile ile aziz vatanın, bütün kaleleri zapt edilmiş, bütün tersanelerine girilmiş, bütün orduları dağıtılmış ve memleketin her köşesi bilfiil işgal edilmiş olabilir. Bütün bu şeraitten daha elîm ve daha vahim olmak üzere, memleketin danilinde, iktidara sahip olanlar gaflet ve dalâlet ve hattâ hıyanet içinde bulunabilirler. Hattâ bu iktidar sahipleri şahsî menfaatlerini, müstevlilerin siyasi emelleriyle tevhid edebilirler. Millet, fakr u zaruret içinde harap ve bîtap düşmüş olabilir.

Ey Türk istikbalinin evlâdı! İşte, bu ahval ve şerait içinde dahi, vazifen; Türk istiklâl ve cumhuriyetini kurtarmaktır! Muhtaç olduğun kudret, damarlarındaki asil kanda, mevcuttur!





Bilgi çağına girerken bütün ülkelerin üzerinde önemle durdukları ve giderek daha fazla kaynak ayırdıkları sektör eğitimidir. Bilim ve teknolojiadaki gelişmelere paralel olarak eğitimde kaliteyi yükseltmek, gençlerimize ileri sanayi toplumunun gerektirdiği bilgi, beceri ve davranışları kazandırmak Millî Eğitimimizin temel amaçlarından biridir.

Ülkemizde; ekonomik, sosyal ve kültürel alanlarda olduğu gibi, sanayi alanında da önemli gelişmeler olmaktadır. Nitelikli insangücü ihtiyacının giderek arttığı ülkemizde meslekî ve teknik eğitim büyük önem kazanmaktadır.

Bu alandaki ihtiyacı karşılayabilmek için; çağdaş bilim ve teknolojik metodları bilen, yorumlayan, kullanan, geliştiren ve alanındaki yeniliklere uyum sağlayan, üretken teknik insangücünün yetiştirilmesi gerekmektedir. Bu konuda, teknik öğretim kurumlarımıza büyük iş düşmektedir.

Bu kurumlarımızdaki öğrencilerin iyi yetişmeleri için devletimiz her türlü desteği sağlamakta ve Hükümetimiz ile Dünya Bankası arasında imzalanan İkraz Anlaşmasıyla yürütülen Endüstriyel Okullar Projesiyle bu okullarımız, çağdaş eğitim imkanlarına kavuşturulmaktadır. Bu okullarımızda çeşitli meslek alanlarında ihtiyaç duyulan 42 adet yabancı teknik ders kitabının tercüme haklarının satın alınması, basım ve dağıtımlarının yapılarak öğrenci ve öğretmenlerimizin istifadesine sunulması, bu proje kapsamında yürütülen faaliyetlerden biridir.

Eğitim ve kültür düzeyleri yüksek, gelişen teknolojiye uyum sağlayabilen toplumlar, geleceğin dünyasının şekillenmesinde önemli rol oynayacaklardır.

Bu ve benzeri çalışmaların ülkemiz için yararlı olmasını diliyorum.

Nevzat AYAZ
Millî Eğitim Bakanı

SUNUŞ

Varlıklarını sürdürmek isteyen toplumlar, kalkınmanın gerektirdiği sayıda nitelikli insangücünü yetiştirmek için eğitime değer vermek ve ona bilimsel ve teknolojik bir nitelik kazandırmak mecburiyetindedirler.

Eğitim, Cumhuriyetin kuruluşundan beri ülkemizde yenileşme aracı olarak görülmüştür. Bugün Eğitim sistemimiz, bilim çağına girilen dünyamızda, toplumumuzun büyüyen ve çeşitlenen ihtiyaçlarına cevap vermede bir takım problemlerle karşı karşıyadır.

Eğitimle ilgili problemlerin çözümünde, yeni yöntemler, teknikler ve araçlar geliştirmek için araştırmalar yapmak, ayrıca daha önce yapılmış araştırmalar sonucu geliştirilen bilgi ve teknolojiyi ülkemize getirmek zorundayız.

Eğitime ayrılacak finansman kaynaklarının sınırlı olması, ülkemizi, genel bütçe dışındaki imkanlardan faydalanmaya zorlamaktadır. Devletimiz bu imkanları araştırmış, mesleki ve teknik öğretim kurumlarımızın bilim ve teknoloji de meydana gelen gelişmelere paralel olarak modernleştirilmesi için Uluslararası İmar ve Kalkınma Bankası (Dünya Bankası - IBRD) ile yapılan ikraz Anlaşmasıyla Endüstriyel Okullar Projesi uygulamaya konulmuştur.

Bu projenin amaçları; Endüstriyel Okulların yeni teknoloji ürünü makina ve teçhizatla donatılarak yenilenmesi, çeşitli meslek alanlarında müfredat programlarının geliştirilmesi, burslar ve yurt dışından danışman temin edilmesi yoluyla öğretimlerimizin eğitilmesi ve çeşitli meslek alanlarında ders kitaplarının tercüme ve yayın haklarının satın alınarak Eğitim Sistemimize kazandırılmasıdır.

Proje ile belirlenen hedeflere büyük ölçüde ulaşılmıştır. Projenin amaçlarından biri olan çeşitli meslek alanlarında (Hidrolik - Pnömatik, Soğutma ve İklimlendirme, CNC, Döküm, Elektronik, Bilgisayar, PLC ve Metal İşleri) teknik ders kitapları, uzmanlardan kurulu komisyonlarca seçilmiş ve tercüme edilerek yayımlanmıştır.

Büyük kaynak ve emek harcayarak Eğitim Sistemimize kazandırdığımız kitapların öğretmen ve öğrencilerimize faydalı olmasını dilerim.

Salih ÇELİK
Projeler Koordinasyon
Kuruu Başkanı

ÖN SÖZ

Yazarlar, mühendis olarak endüstride ve eğitimde önemli tecrübeye sahiptirler. akışkan gücü servis uzmanlığı konusunda endüstri için eğitim ve danışmanlık hizmeti sağlayan Sheffield City Polytechnic Otomasyon Danışma Servisinde yirmi yıldan fazla çalışmışlardır.

Mevcut kitaplar arasında güç hidroligi çalışmasına uygulanabilir; akışkan mekanizmasının teorisi, hidroliğin prensipleri ve kontrol mühendisliği üzerine zirvede ve çok değerli eserler vardır. Ölçeğin diğer ucunda ise hidrolik cihaz üreticilerinin yayınladığı ve tabiatıyla kendi ürünleri üzerinde yoğunlaşmış basit devre düzenlemelerini içeren, hidrolik elemanların yapısını ve çalışmasını tanımlayan mükemmel kitaplar vardır. Bu kitap bu iki uç arasındaki boşluğu doldurma amacındadır. Basit hidrolik teorisini, birçok çok elemanın daha çok uygulamaya dönük olarak tiplerini ve çalışma prensiplerini kapsamaktadır. Sadece öğretmenler ve öğrenciler için değil fakat aynı zamanda hidrolik olarak güç verilen veya hidrolik cihazın bir bölümünü içeren makinaların ve tesislerin işletme ve bakımında, satınalmada ve tasarımı görev alan mühendisler için de çok değerlidir.

Kitap, sistem tasarımında bulunan basit hesaplamaları, devre düzenlemelerini ve eleman seçimini pratik bakış açısıyla göstermektedir. Hidrolik cihaz kullanıcıları makina ve tesisin kendi kontrolleri altında çalışmasını anlamada onu faydalı bulacaklardır. Cihaz satın alıcıları, teknik özellikleri (spesifikasyonları) daha iyi hazırlayabilecekler ve teklif edilen cihazların ve sistemlerin uygunluğuna daha sağlıklı olarak karar vereceklerdir. Bakım bölümü, arıza tesbitinde, pratik yapmada ve arızaları en aza indirme konularında rehberlik yapacaktır. Gösterim, birçok diyagramla hem tanımsal hem de nicel olarak verilmiştir. Öğretmenler ve öğrenciler için öğretmeye yardımcı faydalı bir başvuru kitabı olmasına çalışılmıştır. Üzerinde çalışılmış örnekler, öğrencilerin kendi kendilerine yapabilecekleri alıştırmalarla birlikte kitapta verilmiştir.

Teşekkürler

Yazarlar, Lynne Thornhill'e müsavvetelelerin düzenlenmesi ve daktilosunda ve çalışmalar yürütülürken aile hayatında meydana gelen karışıklıklara rağmen desteğini ve teşviklerini esirgemeyen Crystal ashby'a özellikle teşekkür ederler. Kataloglarından ve teknik el kitaplarından diyagramları ve tabloları kopyalamamıza müsaade eden muhtelif üreticilere de müteşekkirimiz.

İÇİNDEKİLER

1 GİRİŞ 1

- 1.1. Hidrolik ilkeleri 1
 - 1.1.1. Akışkanların Özellikleri 1
 - 1.1.2. Birimler 1
 - 1.1.3. Sıvıların basıncı 2
 - 1.1.4. Akışkanların Akışı 6
 - 1.1.5. Yapılan iş 9
- 1.2. Hidrolik Semboller 11

2 POMPALAR 18

- 2.1. Pompa Tipleri 18
 - 2.1.1. Döner pompalar 22
 - 2.1.2. Pistonlu Pompalar 26
 - 2.1.3. Değişken debili Pompa Kontrol Sistemleri 30
 - 2.1.4. Pompa seçimi 36
- 2.2. Pompa Devreleri 41
 - 2.2.1. Sabit debili tek pompa 42
 - 2.2.2. Akümülatörlü, sabit debili tek pompa 43
 - 2.2.3. Çok pompalı devreler 46
 - 2.2.4. Değişken çıkışlı pompalar 49
- 2.3. Pompanın Çalıştırılması 50
- 2.4. Pompa Devresi Tasarımı 52

3 HİDROLİK VALFLER 70

- 3.1. Basınç Kontrol Valfleri 71
 - 3.1.1. Emniyet valfleri 71
 - 3.1.2. Basınç dengeleme valfleri 79
 - 3.1.3. Basınç sıralama valfleri 82
 - 3.1.4. Basınç düşürücü valfler 85
- 3.2. Akış Kontrol Valfleri 86
 - 3.2.1. Silindirlerde hız kontrolü 92
 - 3.2.2. Üç yollu veya bypass geçişli akış kontrol valfler 102
 - 3.2.3. Öncelikli akış kontrolü 104

- 3.2.4. Köprü şebekesi 106
- 3.2.5. Akış Kontrol valflerinin kullanıldığı çok hızlı sistemler 108
- 3.2.6. Akış Bölütçileri 109
- 3.3. Yön Kontrol Valfleri 114
 - 3.3.1. Çek valfler 114
 - 3.3.2. Oturmali valfler 120
 - 3.3.3. Kayar sürgülü yön kontrol valfleri 122
 - 3.3.4. İki kademeli yön kontrol valfleri 132
 - 3.3.5. Valf ebatları ve tabirler 135
- 3.4. Mobil Hidrolik Valfler 137
 - 3.4.1. Popet (sürgülü) tipi kartuşlu valfler 138
 - 3.4.2. Pistonlu tip kartuşlu valfler 149
- 3.5. Mobil Hidrolik Valfler 151
 - 3.5.1. Valf tertibatları 152

4 HAREKETLENDİRİCİLER (ALICILAR) 155

- 4.1 Hidrolik Silindirler 155
 - 4.1.1 Dalma Silindirleri 156
 - 4.1.2 Tek etkili silindirler 162
 - 4.1.3 Çift etkili silindirler 163
 - 4.1.4 Silindir yüklerinin hızlanması ve yavaşlaması 171
 - 4.1.5 Silindir montajı ve mukavemet hesapları 179
- 4.2 Açısal Motorlar 186
 - 4.2.1 Kanatlı tip açısal motorlar 186
 - 4.2.2 Piston tipi döner silindirler 187
 - 4.2.3 Helisel vidalı açısal motor 189
 - 4.2.4 Açısal motorların kontrolü 190
- 4.3 Hidrolik Motorlar 190
 - 4.3.1 Jeneratif tipte hidrolik motorlar 190
 - 4.3.2 Piston tipi motorlar 195
- 4.4 Hidrolik Motor Devreleri 199
 - 4.4.1 Açık devre iletimi 199
 - 4.4.2 Kapalı döngü iletimi 205
 - 4.4.3 Çok motorlu devreler 209
- 4.5 Motor Devresi Tasarım Örnekleri 210

5 HİDROLİK SİSTEM AKIŞKANLARI 220

- 5.1 Hidrolik Akışkanlar 220
 - 5.1.1 Ana hatları ile hidrolik akışkanların gelişimi 220
 - 5.1.2 Hidrolik akışkanların özellikleri 221
 - 5.1.3 Hidrolik akışkanlara genel bir bakış 226

- 5.1.4 Gelecek gelişmeler 229
- 5.2 Akışkanda Kirlilik Kontrolü 229
 - 5.2.1 Enerji kirlenmesi 231
 - 5.2.2 Gaz kirlenmesi 233
 - 5.2.3 Sıvı kirlenmesi 235
 - 5.2.4 Mikrobiyolojik kirlenme 237
 - 5.2.5 Partikül kirlenmesi (pislik) 238
- 5.3 Filtrenin Yapısı ve Filtreleme Teknolojisi 244
 - 5.3.1 Filtrenin yapısı 244
 - 5.3.2 Filtreleme teknolojisi 247
 - 5.3.3 Filtrenin yerleşimi 252
 - 5.3.4 Filtre ebadı 258
- 5.4 Sızıntı Kontrolü 260
 - 5.4.1 Hidrolik Borular 261
 - 5.4.2 Yüksek basınç boru bağlantıları 264
 - 5.4.3 Hidrolik hortumlar 275
 - 5.4.4 Destekler ve kelepçeler 280
 - 5.4.5 Devre aksesuarları 281
 - 5.4.6 Boru işlerinin azaltılması ve basitleştirilmesi 282
 - 5.4.7 Keçe korunması 284

6 HİDROLİK SİSTEM TASARIMI 286

- 6.1 Tasarım Kriterleri 286
 - 6.1.1 Gerekli tasarım bilgileri 287
- 6.2 Temel Formüllerin ve Kuralların Özeti 289
 - 6.2.1 Akışkan debisi 289
 - 6.2.2 basınç kayıpları 292
 - 6.2.3 Silindir formülleri 293
 - 6.2.4 Pompa formülleri 295
 - 6.2.5 Hidrolik motor formülleri 297
- 6.3 Güç Paketi Tasarımı 298
 - 6.3.1 Plan 298
 - 6.3.2 Tank 300
 - 6.3.3 Merkezi hidrolik sistemler 308
- 6.4 Hidrolik Akümülatörler 310
 - 6.4.1 Akümülatör türleri 310
 - 6.4.2 Akümülatör uygulamaları 315
 - 6.4.3 İşletme ve emniyet önlemleri 323
- 6.5 Hidrolik Basınç Arttırıcıları 326
- 6.6 Tasarım Çalışması-Basit bir Hidrolik Pres 327
- 6.7 Tasarım Çalışması Konveyör (Taşıyıcı) Besleme Sistemi 352

7 HİDROLİK SİSTEMLERİN BAKIMI 364

- 7.1 Donanımların ve Faydalı Bakım Uygulamaları 364
 - 7.1.1 Sistemin Korunması 364
 - 7.1.2 Akışkanların depolanması ve kullanılması 368
 - 7.1.3 Hidrolik Sistemlerin tesis edilmesi ve hizmete sokulması 370

- 7.1.4 Mutad Bakım 372
- 7.2 Hidrolik Sistemlerde Arıza Arama 374
 - 7.2.1 Test donanımı 374
 - 7.2.2 Hidrolik sistem bakım mühendislerinin uyması gereken genel kurallar 375
 - 7.2.3 Mantıki arıza bulma kavramı 375
- 7.3 Arıza Bulma Alıştırmalarının Çözümleri 377

8 KONTROL SİSTEMLERİ 402

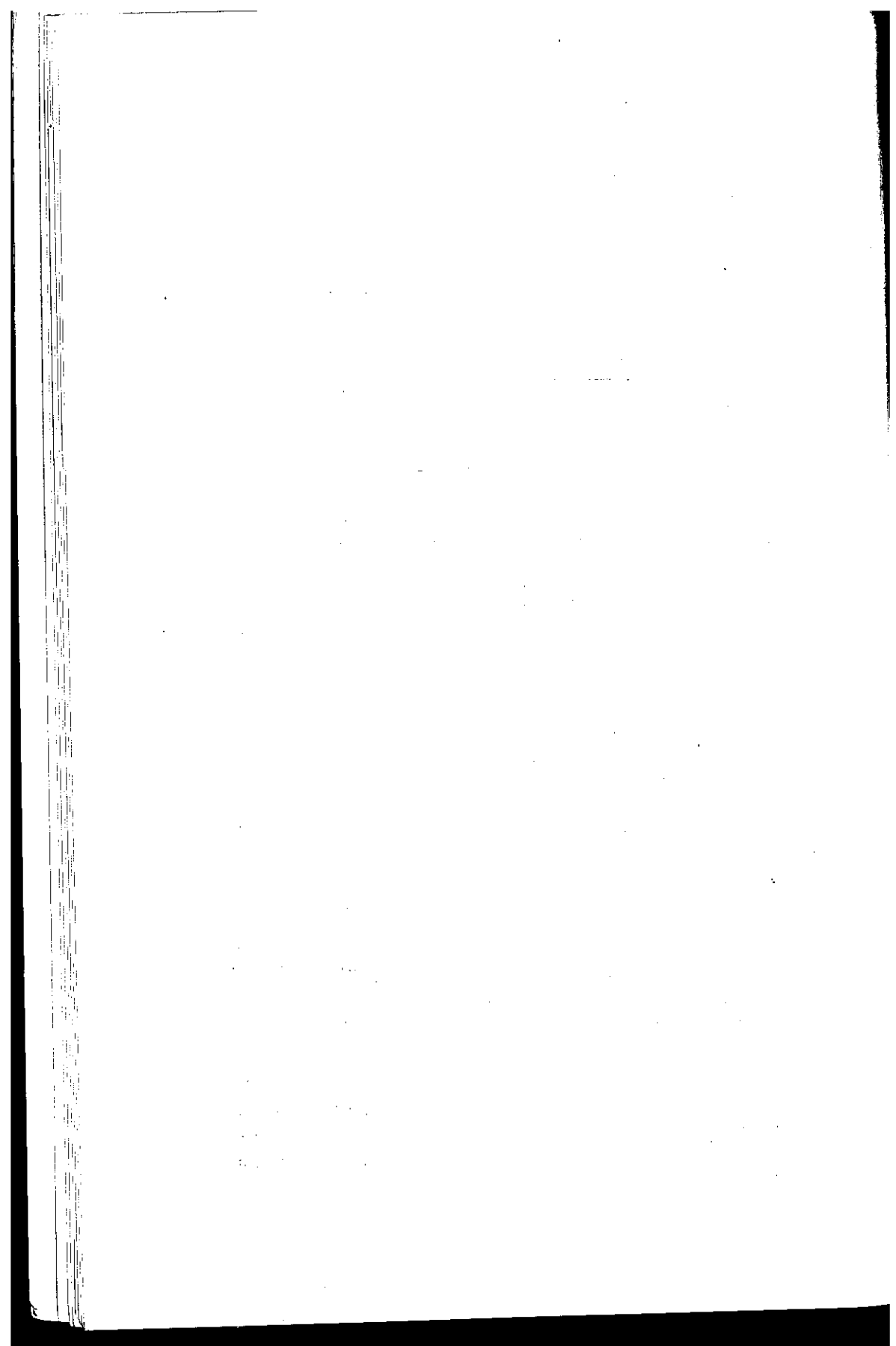
- 8.1 Servo Kontrol 403
- 8.2 Valf servo sistemleri 405
 - 8.2.1 Valf bindirmesi 405
 - 8.2.2 Mekanik geri besleme 407
 - 8.2.3 Sistemin tepkisi 409
 - 8.2.4 Elektrohidrolik servo valfler 415
 - 8.2.5 Sistemin tepkisi ve kararları 417
- 8.3 Pompa Kumandalı Servo Sistemler 417
 - 8.3.1 Sızıntının etkisi 419
 - 8.3.2 Sıkıştırılabilirliğin etkisi 420
 - 8.3.3 Doğal frekans 422
 - 8.3.4 Hidrolik sıklık 422
 - 8.3.5 Sönümleme oranı 423
- 8.4 Oransal Valfler 430
 - 8.4.1 Kuvvet Kontrolü 430
 - 8.4.2 Kuvvet konumu kontrolü 431
 - 8.4.3 Sürgü konumunun kontrolü 433
 - 8.4.4 Oransal basınç kontrolü 434
 - 8.4.5 İki kademeli oransal valfler 438
 - 8.4.6 Orantılı akış kontrol 440
 - 8.4.7 Oransal valflerin elektriksel kontrolü 442
- 8.5 Oransal Valflerle ve Servo Valflerin karşılaştırılması 442
 - 8.5.1 Tepki hızı ve dinamik karakteristikler 442
 - 8.5.2 Histerezis (yanıt gecikmesi) etkisi 443
 - 8.5.3 Sıfır konumu 443
- 8.6 Oransal Kontrol Valflerin Bazı Uygulamaları 444
 - 8.6.1 Hareketlendiricilerin (Alıcıların) kontrolü 444
 - 8.6.2 Pompa kontrol sistemleri 445

EK 448

ALİŞTIRMALAR VE ÇÖZÜMLER 448

İNDEKS 481

TERİMLER SÖZLÜĞÜ 491



1. BÖLÜM

GİRİŞ

Basıncı bir akışkan vasıtası ile sağlanan güç iletimi ve kontrolü endüstrinin her da-
lında giderek yaygınlaşıyor. Pnömatik, basınçlı havanın, hidrolik güç ise yağların ve
diğer sıvıların akışkan olarak kullanıldığı durumları inceler.

Pnömatik genellikle, yüksek dönüş hızlarının ve 10 kN (1 ton)'a kadar olan
küçük kuvvetlerin gerektiği durumlarda kullanılır. Büyük kuvvetlere, hassas hız
kontrolüne ve yüksek güç-ağırlık oranlarına ihtiyaç duyulan durumlarda ise hid-
rolik sistemler kullanılır. "Akışkan gücü" hem pnömatik hemde hidrolik gücü kap-
sayan bir terimdir.

Hidrolik güç, araba krikolarından hastane yataklarına, binlerce ton kuv-
vetindeki preslerden hassasiyeti mikrometre derecesine varan robotlara kadar
geniş bir uygulama alanına sahiptir.

1.1 HİDROLİK İLKELERİ

1.1.1 Akışkanların Özellikleri

Akışkan kavramı, hem gazları hem de sıvıları kapsar. Akışkanlar içinde moleküllerin
serbestçe hareket edebildiği maddelerdir. Gazlar mevcut boşluğu tamamen dolduracak
şekilde genleşen akışkanlardır. Gazların yoğunluğu sıcaklığa ve basınca bağlı olarak
önemli ölçüde değişim gösterir. Sıvılar ise, yerçekimi etkisi altında potansiyel enerji
en az olacak şekilde (akış gösterip) içinde buldukları kabın şeklini alan akış-
kanlardır. Sıvıların yoğunluğu sıcaklık ve basınç değişimlerinden çok az etkilenir.

1.1.2 Birimler

Şu anda kullanılmakta olan birçok birim sistemi vardır. En sık kullanılanları ise (1)
metre, kilogram ve saniyeye dayalı metrik sistemi, (2) foot pound ve saniyeyi kul-
lanan emperyal sistemi ve (3) metre, newton ve saniyeyi temel alan SI sistemidir.
Tablo 1.1'de bu üç birim sisteminde en sık kullanılan niceliklerden bazılarının kar-
şılaştırması yapılmıştır.

1.1.3 Sıvıların basıncı

Basınc, birim alandaki kuvvettir yani;

$$\text{Basınc} = \text{Kuvvet}/\text{Alan}$$

Paskal'ın akışkanların basıncına ilişkin yasaları şöyledir:

1. Akışkanın ağırlık etkisi ihmal edildiği takdirde, durgun haldeki akışkanlarda basınc her yerde aynıdır.
2. Statik basınc aynı anda her yöne eşit olarak etki eder.
3. Bu basınc, akışkan ile temas halindeki yüzeylere her zaman dik olarak etki eder.

Şekil 1.1'de gösterilen basit hidrolik sistemde, büyük bir W yükü, pompa pistonuna uygulanan küçük bir F kuvveti ile dengelenmiştir. W yükünün oluşturduğu basınc;

$$\text{Basınc} = \text{Yük}/\text{Alan} = W/A$$

F kuvvetinin oluşturduğu basınc;

$$\text{Basınc} = \text{Yük}/\text{Alan} = F/a$$

Sistemin dengede kalabilmesi için büyük ve küçük pistonu etki eden basınçlar eşit olmalıdır, yani;

$$W/A = F/a \text{ veya } W/F = A/a$$

Bu nedenle denge konumunda yüklerin oranı, alanların oranına eşittir. Bu bir kaldıraç sistemi ile karşılaştırılabilir, mile göre moment alındığında;

$$W_a = F_A$$

veya

$$W/F = A/a$$

W yükünü hidrolik sistem yardımı ile kaldırabilmek için büyük silindirden küçüğüne doğru bir sıvı akışı olmalıdır. Bu akışın olabilmesi için iki silindiri bağlayan boru boyunca bir basınc farkı olmalıdır. Bu da W yükünün kaldırılabilmesi için F kuvvetinin ΔF kadar az bir miktarda artmasını gerektirir.

Tablo 1.1 Yaygın olarak kullanılan birim sistemleri

Miktar	Sembol	Sistem	Imperial Sistemi	Metrik Sistem
Uzunluk	l	metre	inç	santimetre
		1 m = 39.37 in	1 in = 0.0254	1 cm = 10 ⁻² m
		1 m = 3.281 ft	fit	milimetre
Alan	A	mikron	1 ft = 0.3048	1 mm = 10 ⁻³ m
		1 µm = 10 ⁻⁶ m	inçkare	cm ²
		metrekare	1 in ² = 0.645 x 10 ⁻³ cm ²	santimetrekare
Hacim	V	1 m ² = 1550 in ²	1 in ² = 6.45 cm ²	1 cm ² = 10 ⁻⁴ m ²
		metreküp	inçküp	cm ³
		1 m ³ = 220 galon	1 in ³ = 16.39 x 10 ⁻⁶ m ³	santimetreküp
Zaman	t	1 m ³ = 10 ³ litre	Galon	1 cm ³ = 10 ⁻⁶ m ³
		saniye	1 gal = 277.4 in ³	Litre
		sn.denmetreküp	= 0.00454 m ³	1 l = 10 ⁻³ m ³
Hacimsel debi	q	1 m ³ /s = 13.3 x 10 ³ galon/dak	fit küp	dakika
		1 m ³ /s = 13.3 x 10 ³ galon/dak	1 ft ³ = 6.24 gal	dak
			saniye	Dk'da litre
			dk'da inç küp	l/dak
			dk'da galon	

Hız	v	sn'de metre	m/s	sn'de fit	ft/s	dk'da metre	m/dak
Hızlanma	a	sn ² 'de metre	m/s ²	sn ² 'de fit	ft/s ²	sn ² 'de metre	m/s ²
Kütle	M	kilogram 1 kg = 2.2 lb	kg	kütle pound 1 lb = 0.4536 kg	1b	kg.s ² /m = 9.807 kg	kg.s ² /m
Kuvvet veya ağırlık	F, P	newton		Pound kuvvet 1 lbf = 1.356 Nm		kilogram kuvvet 1 kp = 1 kgf = 9.81 N	kp kgf
Tork	M, T	m ² 'de newton	N/m ²	fit pound kuvvet	ft lbf	kilogram kuvvet metre 1 kpm = 1 kgfm = 9.81 Nm	kpm kg fm
Basınç	P	1 bar = 10 ⁵ N/m ² 1 Pa (paskal) = 1 N/m ²		inç ² 'de pound kuvvet 1 lbf/in ² = 6897 N/m ²	1bf/in ²	kilogram kuvvet metre 1 kgfm = 9.81 J	kgfm kpm
İş	A, W	Jul 1 J = 1 Nm		fit pound kuvvet 1ft lbf = 1.3456 J		metrik beygir gücü 1 PS = 1 ch = 75 kpm/s = 735.5 W	
Güç	P, N	Watt 1 W = 1 Nm/s		sn'de fit pound kuvvet 1 ft lbf/s = 1.356 W beygir gücü 1 hp = 745.7 W	ft lbf/s		

W yükünü S yüksekliği kadar kaldırmak için akışkan küçük silindirden büyüğüne doğru yer değiştirmelidir.

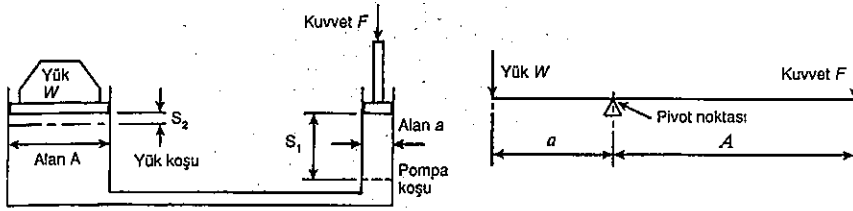
Yerdeğiştiren sıvının hacmi $V = A \times S = a \times S$

Yapılan iş kuvvet değerinin hareket edilen mesafe değeri ile çarpımına eşittir. Bu durumda ise yükün kaldırıldığı yükseklik değeri ile yük değerinin çarpımına eşittir.

Yük tarafında yapılan iş $= W \times S$, ancak

Basınç $= P = W/A$ $W = P \times A$, bu yüzden de

Yük tarafında yapılan iş $P \times A \times S$ çarpımına eşit olur. Dikkat edilirse bu değer aynı zamanda basınç ile yerdeğiştiren sıvı hacminin çarpımına eşittir.



Şekil 1.1 Hidrolik güç iletimi

Sıvıların basınç yüksekliği

Bir sıvı sütunu kendi ağırlığından dolayı tabanında bir basınç oluşturur ve bu sıvı sütununun yüksekliği arttıkça bu basıncın değeri de artar. Yüksekliği h ; kesit alanı A olan bir sıvı sütununun tabanında oluşan basıncı ele alalım. Birim hacmin ağırlığı w olsun.

Sütunun ağırlığı = Hacim X Birim hacmin ağırlığı
 $= A \cdot h \times w$

Basınç $=$ Ağırlık/Alan $= Ahw/A = wh$

ÖRNEK 1.1

Bir hidrolik pompasının girişi yağ deposunun üst (serbest) yüzeyinden 0,6 m aşağıdadır. Kullanılan yağın özgül ağırlığı 0,86 ise pompa girişindeki statik basınç nedir?

Basınç = wh

Suyun yoğunluğu 1 g/cm³ veya 1000 kg/m³ olduğuna göre

Yağın yoğunluğu = 0,86 x 1 g/cm³ veya 860 kg/m³'tür.

Pompa girişindeki basınç = 860 x 0,6 kg/m²

= 516 kg/m²

= 0,0516 kg/cm²

= 0,0516 x 0,981 bar

= 0,0506 bar

Not 1 kg/cm²'nin 0,981 bar'a eşit olduğuna dikkat ediniz.

1.1.4 Akışkanların Akışı

Tüm sistemlerde sürtünme harekete karşıdır. Bir cismin hareket edebilmesi için sürtünmeyi yenecek bir kuvvetin o cisme uygulanması gerekir. Bu durum akışkanların akışı içinde aynıdır. İçinde akışkan bir madde bulunan bir boruda akış olabilmesi için borunun iki ucu arasında basınç farkı bulunması gerekir. Böyle bir durumda akış yüksek basınçtan alçak basınca doğrudur.

Basınç farkı ne kadar fazla olursa akış hızı da o denli yüksek olur. Borularda akış basınç düşmesine bağlı olduğu gibi basınç düşmesi de akış oluşumunu gerektirir. Düşük hızlarda akışkanın tüm molekülleri aynı yönde hareket eder ve laminar (düzgün) akış gözlenir. Akış hızı belli bir değeri aştığında akışkanın molekülleri aynı yönde hareket edemez ve turbulanslı akış (çalkantılı akış) gözlenir.

Laminar akımda borulardaki basınç düşmesi veya sürtünme direnci;

- (a) borunun uzunluğu ve çapı ile orantılıdır.
- (b) borunun içinde hareket halinde akışkanın niceliği ile orantılıdır.
- (c) sistem basıncından bağımsızdır.
- (d) Borunun yüzey pürüzlülüğünden bağımsızdır.
- (e) Sıcaklığın bir fonksiyonu olan viskoziteye bağlıdır.

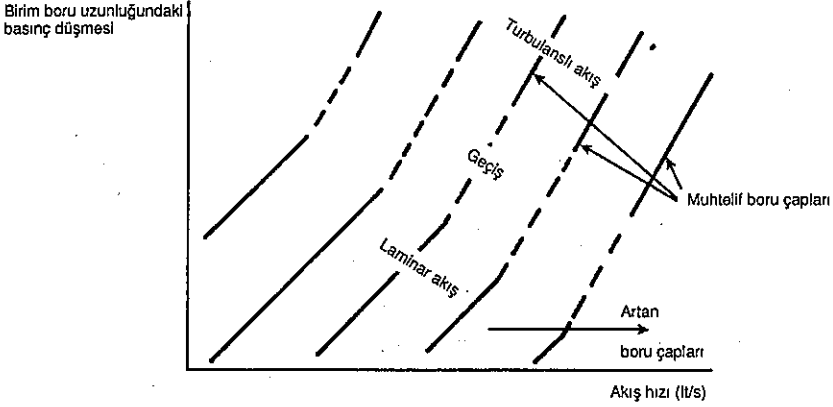
Türbülanslı akış durumunda borudaki basınç düşmesi;

- (a) Borunun uzunluğu ve çapı ile orantılıdır.
- (b) Borunun içinde hareket halindeki akışkan miktarının karesi ile orantılıdır.
- (c) Sistem basıncından bağımsızdır.
- (d) Borunun yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır.
- (e) Akışkanın viskozitesinden bağımsızdır.

Bir hidrolik sistemden maksimum verim elde edebilmek için boru boyutları laminar akışa imkân verecek şekilde seçilmelidir. Borulardaki akışkanların akış durumları ile ilgili tüm bilgiler herhangi standart bir hidrolik kitabında bulunabilir.

Şekil 1.2'de farklı boru çapları için basınç düşmesini akış hızına bağlayan tipik eğriler gösterilmiştir. Farklı viskozite ve özgül ağırlık değerleri için basınç düşmesini akış hızına bağlayan tüm eğriler referans kitaplarda detaylı bir biçimde bulunabilir (bu kitabın sonundaki Ek Bilgiler kısmına bakınız).

Kısaca belirtmek gerekirse bir pompanın emme hattında akış hızı 0,6 ile 1,2 m/s (2 ile 4 ft/s) basınç ve dönüş hatlarında ise 2,1 ile 4,6 m/s (7 ile 15 ft/s) arasında olmalıdır. Valfler ve orifisler içinde akış hızı bu değerleri hayli geçebilir.



Şekil 1.2 Farklı çapta muhtelif borulardaki basınç düşmesi ile debi arasındaki ilişki.

ÖRNEK 1.2

Akış hızı emme hattında en fazla 1,2 m/s, basınç hattında ise en fazla 3,5 m/s olacak şekilde debisi 40 l/dakika olan bir pompanın emme ve basınç hatlarının çapları ne olmalıdır?

Emme hattını ele alalım

$$\text{Debi} = \text{Ortalama hız} \times \text{Akışın kesit alanı}$$

$$\text{Boru kesit alanı} = \frac{\text{Debi}}{\text{Akış hızı}}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi} &= 40 \text{ lt/min} \\ &= 40/60 \text{ lt/s} \\ &= 40/60 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Boru kesit alanı} &= \frac{40 \times 10^{-3}}{60 \times 1.2} \text{ m}^2 \\ &= 0.555 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Borunun çapına D diyelim.

$$\text{Boru kesit alanı} = \pi D^2/4 = 0,555 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

buradan,

$$\begin{aligned} D &= (4/\pi \times 0,555 \times 100^{-3})^{1/2} \\ &= 0,0266 \text{ m elde edilir.} \end{aligned}$$

Emme hattı için en küçük çap= 0,0266 m= 26,6 mm.

Not: Birimlerde hata yapılmaması için tüm işlemlerde çok dikkatli olunmalıdır

Akış hızı 1 m/s olduğunda emme hattı çapının 29 mm olması gerektiği gösterilebilir. Basınç hattı için uygun çap akış hızı 3.5 m/s alınarak benzer şekilde hesaplanabilir. Buradan basınç hattı için gerekli en küçük çap 15.6 mm bulunur.

Elinizde her zaman uygun çapta bir boru bulunmayabilir, böyle bir durumda daha büyük çapta standart bir boru seçmek doğru olur. Aslında daha küçük çapta bir boru da seçilebilir ama akış hızının tavsiye edilen değerlere uygunluğunu kontrol etmek için tüm işlemleri yeniden gözden geçirmek gerekir. Elimizde dış çapı 20 mm ve duvar kalınlığı 2.5 mm olan bir boru olduğunu varsayalım. İç çap 15 mm olur.

Akış hızı = Debi/Boru kesit alanı

$$\begin{aligned} \text{Boru kesit alanı} &= \frac{\pi}{4} 15^2 \text{ mm}^2 = 177 \text{ mm}^2 \\ &= 177 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Akış hızı} &= \frac{40 \times 10^{-3}}{60 \times 177 \times 10^{-6}} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s m}^2} \right) \\ &= 3.77 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dikkat edilirse bu değer basınç hatları için tavsiye edilen akış hızı değerlerine uygundur. Ayrıca boru et kalınlığının, akışkanın çalışma basıncına dayanacak sağlamlıkta olması gerektiği unutulmamalıdır.

1.1.5 Yapılan iş

Bir kuvvet tarafından yapılan iş şöyle tanımlanır:

$$\text{Yapılan iş} = \text{Kuvvet} \times \text{Alınan yol}$$

Bir hidrolik silindiri ele alalım. Pistonun alanı A , piston üzerindeki etkili basınç P , pistonun hareket ettiği mesafe ise S olsun.

$$\text{Pistona uygulanan kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = P \times A$$

Yapılan iş = $P \times A \times S$ çarpımına eşit olur.

$A \times S$ pistonu ileri hareket ettirmek için silindiri dolduran akışkanın hacmidir.

Dolayısıyla,

$$\begin{aligned} \text{Yapılan iş} &= P \times V \\ &= \text{Basınç} \times \text{Hacim} \end{aligned}$$

Basınç paskal (N/m^2) hacim ise metreküp (m^3) cinsinden alınırsa yapılan iş Newton metre (Nm) cinsinden olur.

$$\begin{aligned} \text{Yapılan iş} &= P \times V \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^3 \right) \\ &= P \times V (\text{Nm}) \end{aligned}$$

Güç, iş yapma hızıdır, başka bir deyişle birim zamanda yapılan iş veya birim za-

mandaki $P \times V$ çarpımının değeridir. Birim zamanda belirli bir kesit alandan geçen hacim miktarı, debi (Q) olarak tanımlanır. Bu yüzden

$$\text{Hidrolik güç} = \text{Basınç} \times \text{Debi}$$

Basınç paskal N/m^2 , debi (m^3/s) olarak alındığında hidrolik gücün birimi watt olur.

$$\begin{aligned} \text{Hidrolik güç} &= P \times Q \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \\ &= P \times Q \text{ (Nm/s)} \\ &= P \times Q \text{ (Watt)} \end{aligned}$$

Not: 1 Nm/s 1 watt'a eşittir.

Debi genellikle litre/dakika, basınç ise bar olarak belirtilir. Bu birimlerin kullanıldığı hidrolik güç hesaplamalarında birimlerin çevrilmesi gereklidir.

$$\begin{aligned} Q \text{ (l/dak)} &= Q/60 \text{ (l/s)} \\ &= \frac{Q}{60 \times 10^3} \text{ (m}^3/\text{s)} \\ P \text{ (bar)} &= P \times 10^5 \text{ (N/m}^2\text{)} \end{aligned}$$

Bu durumda hidrolik güç:

$$\begin{aligned} Q \text{ (l/dak)} \times P \text{ (bar)} &\times \frac{1 \times 10^5}{60 \times 10^3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \\ &= Q \times P \times \frac{10^3}{600} \left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right) \\ &= Q \times P \times \frac{10^3}{600} \text{ (Watt)} \\ &= \frac{Q \times P}{600} \text{ (kW)} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Sonuç olarak, hidrolik güç (kW),

$$\frac{\text{Debi (l/dak.)} \times \text{Basınç (bar)}}{600}$$

olarak bulunur.

ÖRNEK 1.3

Bir hidrolik pompanın debisi 12 litre/dakika'dır. Basınç 200 bar olduğuna göre;

1. Hidrolik gücü hesaplayınız.
2. Pompanın toplam verimi % 60 olacak şekilde pompayı çalıştırmak için nasıl bir elektrik motoru gereklidir?

$$\begin{aligned} \text{Hidrolik güç (kW)} &= \frac{12 \text{ (litre/dak.)} \times 200 \text{ (bar)}}{600} \\ &= 4 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Pompa toplam verimi} = \frac{\text{Pompanın çıkış gücü}}{\text{Güç girişi}}$$

$$\text{Motor gücü (güç girişi)} = \frac{\text{Güç çıkışı}}{\text{Toplam verim}}$$

$$\begin{aligned} \text{Elektrik motor gücü} &= 4/0.6 \\ &= 6.67 \text{ kW} \end{aligned}$$

Hidrolik güç ile ilgili formüllerin özeti 6. bölümün 2. kısmında verilmiştir.

1.2 HİDROLİK SEMBOLLERİ

Hidrolik devrelerin çizimini kolaylaştırmak için hidrolik aksamaları semboller ile gösterilir. Bu kitapta kullanılan semboller İngiliz BS 2917 1977 (ISO 1219: 1976) standardı baz alınarak hazırlanmıştır. TS 1306 Akışkanla güç iletiminde kullanılan hidrolik ve pnömatik donanımlar ve yardımcı cihazları (aksesuar) için sembol şekilleri hakkındadır. Semboller hidrolik aksamın, bağlantılarının ve de akış hatlarının tip ve fonksiyonlarının gösterilmesinde kullanılır. Bileşik bir sembol elde etmek için bazı semboller birleştirilebilir. Semboller boyut hakkında bir fikir vermediği gibi belirli bir yönüde göstermezler.

Bir eleman üzerindeki ok  işareti ayar veya değişkenliği gösterir.

Hidrolik aksamaların genelde çalışmıyor durumda gösterilmesi mümkündür.

Bütün bir çizgi boru hattını göstermesine rağmen hattaki basınç hakkında bir fikir vermez.

Bu akış hattı, emme, basınç veya dönüş hattı olabilir.

————— Akış hattı (çalışma hattı)

Sistemdeki herhangi bir hidrolik aksamdan sızan akışkanı hazneye geri ileten sızıntı hattı, kısa kesik çizgiler ile gösterilir.

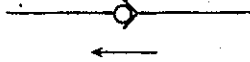
----- Sızıntı hattı

Basınç sinyalini en az akış ile bir noktadan diğerine ileten ön uyarı (pilot) hattı uzun kesik çizgilerle gösterilir.

----- Ön uyarı hattı (Pilot hattı)

Bu kitaptaki hidrolik devreler dahil olmak üzere tüm hidrolik devrelerde ön uyarı hattı ile sızıntı hattı aynı şekilde çizilir. Bunun sebebi sızıntı hattının her zaman haznede son bulmasından dolayı ön uyarı hatından kolayca ayırt edilebilmesindedir.

Çek valf, bir yaya bağlı bilya veya oturağı oluşturur ve aşağıdaki gibi gösterilir.

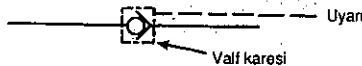


Serbest akış

Eğer çek valfin açıldığı basınç değeri devre fonksiyonuna göre kritik değerde ise oturağı yatağında tutan yay aşağıdaki gibi gösterilir.

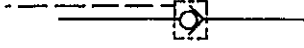


Çek valfe ön uyarı hattı bağlanabilir.



durumda ön uyarı (kılavuz), normal olarak akışın engellendiği yönde serbest akış sağlamak amacıyla oturma yuvasından oynatmak için kullanılır. Bu ön uyarılı çek valf, çek valf olarak da bilinir.

Yeni şekilde ön uyarı hattı valfin açılmasını önlemek için de kullanılabilir.



Yön kontrol valfleri kareler ile gösterilir. İki karenin olduğu durumda valf için iki durum veya konum söz konusudur.



İki konumlu valf



Üç konumlu valf

Bonlu bağlantıları sadece tek bir kare ile gösterilir. Bu genelde valfin çalışmaz halidir. İki yollu valflerde iki bağlantı vardır ve bağlantılar açık veya kapalı olabilir. Böyle bir durumda iki durum şunlardır:



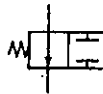
İki yol'da açık



İki yol'da kapalı

Bu ikisi birleştirilip normal olarak valfi açık tutan bir yay eklendiğinde;

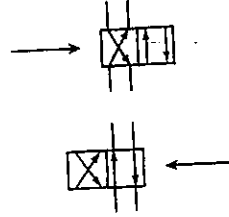
İki yollu, iki konumlu, normalde açık valf. Yay kaçık konumdadır.



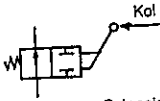
En çok kullanılan yön kontrol valfi dört yollu valftir.



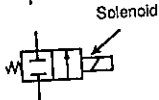
Yollar harflerle belirtilir: P besleme veya basınç; T dönüş veya tank; A ve B ise servis veya çıkış yollarıdır. Soldaki karede P, A'ya B'de T'ye bağlanmıştır. Buna: Paralel konum veya demiryolu hattı bağlantısı denir. Sağdaki karede ise P, B'ye A'da T'ye bağlanmıştır. Burada bağlantı ters yapılmıştır ve buna çapraz konum denir. Yön kontrol valflerinin işleyişini anlayabilmek için bunların valfa göre sabit durumda olduklarını, dikdörtgenlerin ise hareketli olduğunu düşününüz.



Yön kontrol valfleri manuel, mekanik, elektrikli pnömatik veya hidrolik olarak çalıştırılabilir. Çalıştırma şekli, valfi çalıştıran dikdörtgenin kenarında gösterilir ama bu gerçek fiziksel konum olamayabilir.



Normalde açık iki yollu valf. Kapatma işlemi manivela kumandalıdır.

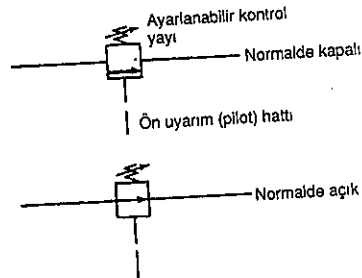


Normalde kapalı 2 yollu valf. Açma işlemi solenoid kumandalıdır.

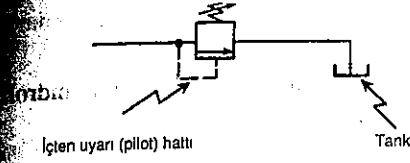


Dört yollu, üç konumlu, yay ile merkezlenmiş solenoid kumandalı, hidrolik uyarı kumandalı valf. Basınç girişi kapalı, A, B ve T girişleri merkezde birbirine bağlanmıştır.

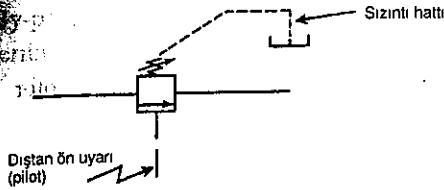
Basınç kontrol valfleri tam açık ile tam kapalı konum arasında herhangi bir konumda bulunabilir. Basınç kontrol valfi içinde bir yol veya geçiş bulunan tek bir kare ile gösterilir. Kontrol valfi, valfin görevine bağlı olarak bekleme durumunda normalde açık veya normalde kapalı olabilir.



Ayarlanabilir yay, valfi normal konumunda tutar. Ön uyarı basıncı kontrol yayının meydana getirdiği basınç değerini aştığında pilot sinyali durumunu değiştirecek şekilde yayı karşı etki eder. Ön uyarı hattı valf içinden veya uzak bir kaynaktan alınabilir.



Uzaktan ön uyarılı, sızıntı hatlı basınç kontrol valfi.



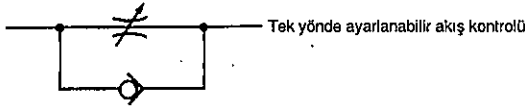
Akış kontrol valfi akış hattı üzerinde kesit daralması ile gösterilir;



Eğer akış kontrolü ayarlanabilir ise bu eğik bir ok ile gösterilir.



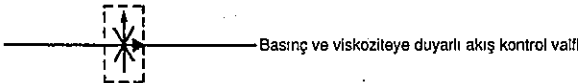
Ayarlanabilir dış kendrole



Tek yönde ayarlanabilir akış kontrolü

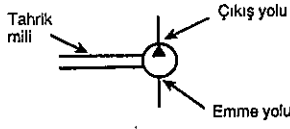
→ Kontrollü akış

← Serbest akış

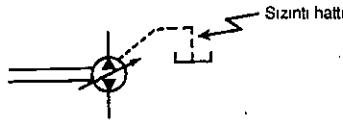


Basınç ve viskoziteye duyarlı akış kontrol valfi

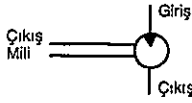
Daireye dayalı semboller hidrolik pompası veya motoru gibi döner birimleri temsil eder. Daire içindeki üçgen akış yönünü gösterir ki bu pompalarda döner birimin dışına, motorlarda ise içine doğrudur.



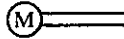
Tek yönlü, sabit debili hidrolik pompa



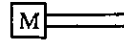
Çift yönlü değişken debili hidrolik pompa



Tek yönlü, sabit debili hidrolik motor

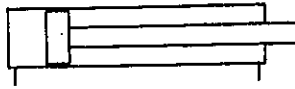


Elektrik motoru

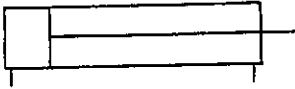


İçten yanmalı motor

Hidrolik silindir şematik olarak silindir gövdesi, piston ve piston kolundan ibaret olarak gösterilir.

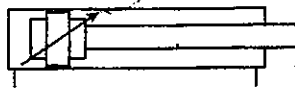


Yastıklamasız, çift etkili silindir

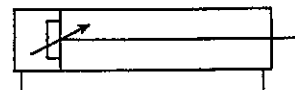


Basitleştirilmiş sembol. Piston ve piston kolu için tek bir çizgi kullanılır.

Pistonu strokunun uç noktalarına doğru yavaşlatmak için yastıklama uygulanır. Yastıklar, piston üzerinde dikdörtgenler ile gösterilir.



Her iki yönde ayarlanabilir yastıklı çift etkili silindir



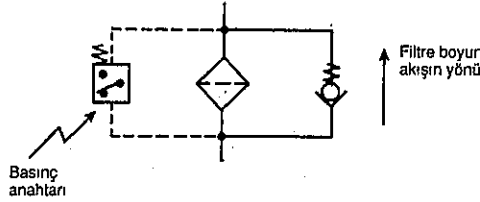
Çift etkili silindir (Basitleştirilmiş sembol). Sadece geri çekiş tarafında ayarlanabilir yastıklı, tip silindir.

Filtre ve soğutucu gibi şartlandırma elemanları baklava dilimi şeklindeki dörtgenler ile gösterilir.



Filtre veya süzgeç (bypass türü olmayan)

By-pass valfli (Kısa devre sübaplı) ve elektrik göstergeli filtre aşağıdaki gibi gösterilir.



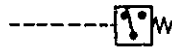
Soğutucu. Oklar ısı çıkışını gösterir



Isıtıcı. Oklar ısı girişini gösterir



Debi ölçer



Basınç anahtarı

Bunlar genel kullanımdaki sembollerden sadece bir kaçıdır. Kitaptaki gösterimlerde birçok farklılıklar ve değişik kombinasyonlar bulunmaktadır. Ana prensipler iyice anlaşıldığında sembollerin temsil ettiği aksamaların işleyişi, özellikle özel devreler ile ilgili kısımlar incelendiğinde açık ve seçik olarak belirlenmiş olacaktır. Hidrolik teçhizat üreticileri ürünlerinin çalışmasını en iyi biçimde izah edebilmek için standart sembolleri değiştirir ve birleştirirler.

2. BÖLÜM

POMPALAR

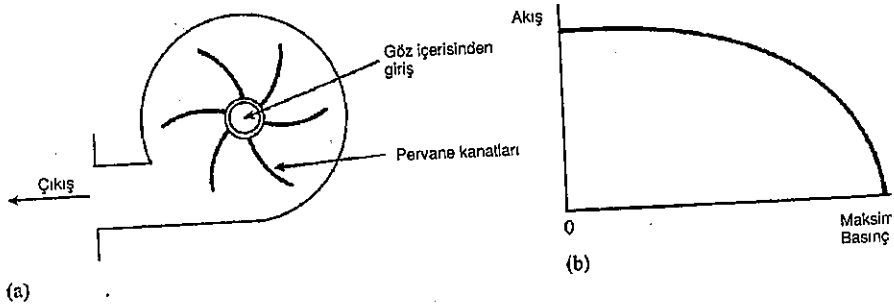
2.1 POMPA TIPLERİ

Pompalar, tüm hidrolik sistemlerde akışkan akışı meydana getirir. Pompalar basınç yaratmaz ancak devredeki akışa karşı olan direnci yenmelidir. Temel olarak pozitif iletimli ve pozitif iletimli olmayan pompalar olmak üzere iki grup pompa vardır.

Pozitif iletimli olmayan pompalar

Tipik pozitif iletimli olmayan pompa birimi, çalışma basıncının artması ile iletimin azaldığı santrifüj pompasıdır. Santrifüj pompasının çıkış tarafı tamamı ile kapatılırsa pompa stop eder ve de basınç sıfır olur. Şekil 2.1'de işleyiş özellikleri ile birlikte bir santrifüj pompa gösterilmiştir. Dönen çark, akışkanın giriş yolundan emilip merkezkaç kuvveti etkisi ile çıkış yoluna iletimini sağlar.

Pozitif iletimli olmayan pompaların güç hidroliği devrelerinde kullanımı, ana pozitif iletimli pompaların, akışkan transfer sistemleri ile soğutma ve şartlandırma sistemlerini takviye etmekle sınırlıdır.

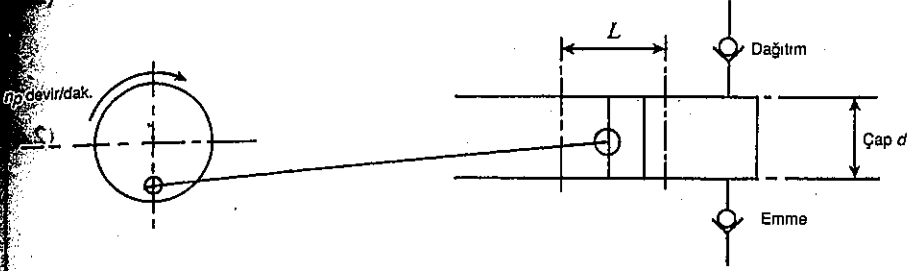


Şekil 2.1 Santrifüj pompa. (a) Kesitin şeması. (b) Debi/Basınç eğrisi.

Pozitif iletimli pompalar:

Şekil 2.2'de basit, sabit bir pozitif iletimli pompa gösterilmektedir.

Pompanın stroku L hızı ise n_p (devir/dakika) olsun. Birim devirdeki yer değiştirme $D_p = \pi d^2/4 \times L$ olur.



Şekil 2.2 Sabit pozitif iletimli pompa

Pompanın dakikadaki gerçek debisi (Q_p), pompa şaftındaki ortalama giriş momenti T_p ve pompadaki basınç yükselmesi ise P_p olsun.

$$\begin{aligned} \text{Teorik (Kuramsal) pompa debisi} &= \text{Birim devirdeki yerdeğiştirme (iletim)} \\ &\quad \times \text{dakikadaki devir sayısı} \\ &= D_p \times n_p \end{aligned}$$

İç kaçaklar, kayma kaybı nedeni ile gerçek debi teorik debiden küçük olur.

$$\begin{aligned} \frac{\text{Gerçek pompa debisi}}{\text{Teorik pompa debisi}} &= \text{hacimsel pompa verimi} \\ &= p\eta_v \end{aligned}$$

$$p\eta_v = \frac{Q_p}{D_p \times n_p} \quad (2.1)$$

Pompadaki basınç yükseldikçe ve hız arttıkça hacimsel verim azalır.

Bir pompanın momenti veya mekanik verimi şaftın birim dönüşündeki çıkış işinin giriş işine oranıdır. İşi ele aldığımızda;

$$\begin{aligned} \text{Birim devirdeki iş girişi} &= 2\pi T_p \\ \text{Pompanın iş çıkışı} &= D_p P_p \end{aligned}$$

$$\text{Moment veya mekanik verim} = p\eta_t = \frac{D_p P_p}{2\pi T_p} \quad (2.2)$$

Toplam pompa verimi $p\eta_o$, güç çıkışının, pompanın güç girişine oranıdır.

$$p\eta_o = \frac{Q_p \times P_p}{2\pi T_p \times n_p} \quad (2.3)$$

2.3 bağıntısında pay ve payda D_p ile çarpılırsa

$$p\eta_o = \frac{Q_p}{n_p \times D_p} \times \frac{D_p \times P_p}{2\pi T_p} \quad (2.4)$$

2.1, 2.2 ve 2.4 eşitliklerinden

$$p\eta_o = (p\eta_v) \times (p\eta_t) \quad \text{eşitliği elde edilir.}$$

ÖRNEK 2.1

Yerdeğiştirme miktarı (iletimi) 14 cm³/devir, hızı 1440 devir/dakika ve çalışma basıncı 150 bar olan pompanın hacimsel verimi 0.90 toplam verimi 0.80 olduğuna göre;

- (i) litre/dakika cinsinden pompanın debisini
- (ii) kilowatt cinsinden pompa milinde gerekli güç girişini
- (iii) pompa milindeki tahrik momentini hesaplayınız?

Pompa debisi $Q_p = \text{Hacimsel verim} \times \text{birim dönmedeki (bir devirdeki) yerdeğiştirme (iletim)} \times \text{Pompa hızı}$

$$= 0.9 \times 14 \times 10^{-3} \times 1440 \text{ (cm}^3 \times \text{litre/cm}^3 \times \text{devir/dakika)}$$

$$= 18.14 \text{ litre/dakika}$$

$$\text{Toplam verim} = \frac{\text{Hidrolik güç}}{\text{Giriş gücü}}$$

Q Debisi litre/dakika cinsinden yazıldığı zaman basınç birimi bar olur.

$$\text{Hidrolik güç} = \frac{Q \times P}{600} \text{ (kW)}$$

$$\begin{aligned} \text{Giriş gücü} &= \frac{1}{0.8} \times \frac{18.14 \times 150P}{600} \\ &= 5.67 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam verim} &= \frac{\text{Moment verimi}}{\text{Hacimsel verim}} \\ &= \frac{0.8}{0.9} \\ &= 0.89 \end{aligned}$$

$$p^{\eta_t} = \frac{D_p P_p}{2\pi T_p}$$

Pompa milindeki moment,

$$\begin{aligned} T_p &= \frac{D_p \times P_p}{2\pi T_p} \\ &= \frac{14 \times 10^{-6} \times 150 \times 105}{2 \times 0.89} \text{ (m}^3 \times \text{N/m)} \\ &= 37.6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Pozitif iletimli pompalar, pompa içinde, iletim kontrolü olmadığı takdirde kuramsal olarak bir devirde sabit hacimde akışkan iletir. Pozitif iletimli pompaların çıkış tarafı kapatıldığında basınç pompanın mekanik olarak arızalanacağı değere çok çabuk yükselir.

ÖRNEK 2.2

Toplam hacmi 1 litre olan bir boruyu besleyen pozitif iletimli bir pompanın çıkış debisi 1 litre/dakika'dır. Eğer borunun ucu aniden kapatılırsa 1 saniye sonundaki basınç yükselmesi nedir? (Pompalanan akışkanın kübik elastiklik modülü 2000 MPa (20.000 bar) alınabilir; borunun hacmindeki değişim ihmal edilecektir.)

Not: Paskal (Pa), basınç birimi N/m²'nin diğer bir adıdır. Mega paskal = 1.000.000 N/m² = 10 bar.

Kübik elastiklik modülü:

$$B = \frac{\text{Hacimsel gerilme}}{\text{Hacimsel şekil değiştirme}}$$

$$B = \frac{\Delta P}{\Delta V/V}$$

ΔP basınçtaki, ΔV hacimdeki değişimdir. V ise ilk hacimdir.

$$\Delta V = 1 \text{ saniyedeki pompa akışı}$$

$$= 1/60 \text{ litre}$$

$$\Delta P = B \Delta V/V$$

$$= 2000 \times \frac{1/60}{1} \text{ (MPa)}$$

$$= 33.3 \text{ MPa}$$

$$= 333 \text{ bar.}$$

Basınçtaki bu ani yükselme, sistemde basınç yükselmesini denetleyebilmek için bir kontrol mekanizması gerektirir. Bu kontrol mekanizması pompa içine monte edilmiş olabilir veya basınç tahliye valfi gibi basınç sınırlayıcı pompa dışı bir cihaz olabilir.

Pozitif iletimli pompalar hidrolik devrelerde değişmez ana pompalar olarak kullanılır. Pompalar döner ve pistonlu pompalar olmak üzere iki kategoriye ayrılır. Biri iki grup çok sayıda farklı tasarımları içerir.

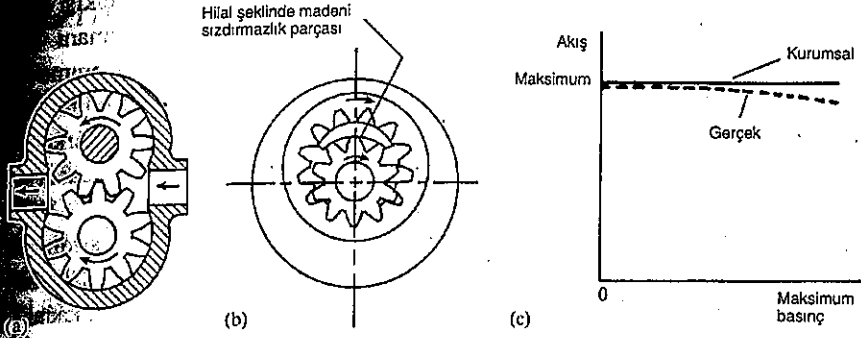
2.1.1 Döner Pompalar

Türetilmiş şekilli tipler

Bu pompalar farklı yerdeğiştirme (iletim) değerleri verecek şekilde çeşitli gnişliklerde kesilmiş iki boyutlu türetilmiş şekillerde pompalama aksamına sahiptir.

DIşTAN DIşLİ POMPALAR

Bu pompalar ile gövdenin iç duvarı arasındaki boşluklar çok küçük olacak şekilde çalışan bir veya birkaç çift, dıştan birbirine geçmiş dişliden oluşur. Basınç veya yükü taşıyan uç levhalar, dişli yüzeylerindeki sızdırmazlığı sağlar.



Şekil 2.3 (a) Dıştan dişli pompa (b) İçten dişli pompa (c) Akış/basınç özellikleri:

Düz dişliler 210 bar'a kadar olan basınçlarda kullanılabilir ama çok gürültülüdürler. Gürültü seviyesi helisel dişliler kullanılarak azaltılabilir ama sızdırmazlık güçlüğünden dolayı hacimsel verim azalır ve sonuçta birimlerin maksimum çalışma basıncı daha düşük olur. Şekil 2.3'te akış/basınç karakteristik eğrileri ile beraber içten ve dıştan dişli pompaların kesitleri gösterilmiştir. Belirli boyutlardaki dişliler için, farklı genişlikte gövde ve çalışma elemanları kullanılarak muhtelif yerdeğiştirme hacimli akımları elde edilebilir. Her bir pompa kategorisinde uç tapaları, yatak/rulman, keçe v.s gibi birtakım parçalar müşterek olacaktır. Günümüzde kullanılan dıştan, dişli pompaların yerdeğiştirme hacimleri 0.2 ile 400 cm³/devir, hızları ise genelde 500 ile 600 devir/dakika arasındadır. Özel olarak tasarlanmış çok daha hızlı pompalar da mevcuttur. Toplam verim, üretim toleranslarına ve de, tasarım detaylarına bağlı olarak önemli ölçüde değişim gösterir. Ama bazı modellerde toplam verim % 90'ı aşar ve çalışma basıncı da 300 bar'a kadar yükselebilir.

Dıştan dişli pompanın teorik yerdeğiştirme hacmi (bir devirde süpürülen hacim) D_p ise;

$$D_p = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_d^2) b$$

Burada d_a , diş üstü dairesinin d_d ise çark diş dibi dairesinin çapıdır. b dişlilerin genişliğidir.

Dişlilerdeki sızıntılara ve de diş diplerinde sıkışıp kalan sıvı hacmine bağlı olarak gerçek yerdeğiştirme hacmi teorik değerden daha küçük olacaktır.

HİLAL ŞEKLİNDE SIZDIRMAZLIK ELEMANINA SAHİP İÇTEN DİŞLİ POMPALAR

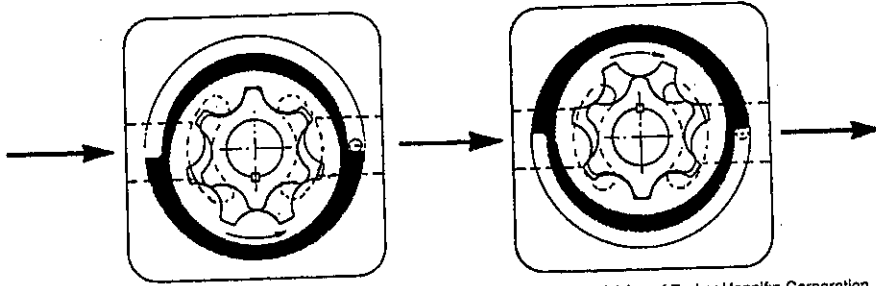
Bu pompalarda içten dişli, dıştan dişli ile çalıştırılır. İki dişlinin merkezleri ça-

kışmamaktadır yani, eksenleri kaçık durumundadır. Pompanın giriş ve çıkışı arasına yerleştirilmiş hilal şeklindeki metal ayırma parçası sızdırmazlık elemanı olarak görev yapar. Birbirine geçmiş çark dişlileri birbirinden ayrılırken bir emme alan meydana getirir. Bu alan birçok dişliyi kapsadığından akış hızı ve gürültü düzeyi dıştan dişli pompalara nazaran daha düşüktür. Çark dişlileri birbirine geçerken oluşan baskı alanı da birçok dişliyi kapsar. İçten dişli pompaların emme ve baskı alanlarının uzunluğu dıştan dişli pompalarinkine göre üç kat daha büyüktür.

Çalışma basıncı 100 bar ve debisi 200 l/dakika'ya varan hilal şeklinde sızdırmazlık elemanı olan içten dişli pompalar vardır. İçten dişli pompalar seri bağlanarak daha büyük çalışma basıncı elde edilebilir (Mevcut modelleri 300 bar ve 125 l/dakika'ya kadar kullanılabilir). Çok kademeli içten dişli pompalar en sessiz pompalardandır.

İÇTEN DİŞLİ POMPALAR - GEROTOR TİPİ

Bu pompaların da pompalama odası birbirine geçmiş dişlilerden oluşur. İç ve dış dişlinin iç dişliye göre bir dişi eksiktir. Dişlilerin merkezi yaklaşık olarak diş derinliğinin yarısı kadar kaçık durumundadır. Bu pompalarda da emme ve basma alanları birçok dişliyi içine aldığından dıştan dişli pompalardan çok daha sessizdir. Ayrıca gerotor pompalarının kirlilik toleransı da çok fazladır. Diğer türetilmiş şekil pompalarda olduğu gibi farklı genişlikte çalışma elemanları kullanılarak herbir boyut aralığı için muhtelif kapasiteler elde edilir. Bunlar eksantrik bir ring üzerinde oturtulabilir. Bu, pompa gövdesinin işlenmesini kolaylaştırır. Eksantrik ring, dönmeye engellemenin için, normalde gövdeye tutturulmuştur. Şekil 2.4'te gösterilen tasarım üzerindeki değişiklik yüzüğün eksantrikliğini yönünü değiştirerek 180° dönmeye imkân verir. Sonuç olarak hem saat dönüş yönü hem de aksi istikam için akış yönü hep aynıdır.



Nichols Portland Division of Parker Hannifin Corporation

Şekil 2.4 Gerotor pompası

Kanatlı Pompalar

BASİT KANATLI POMPALAR

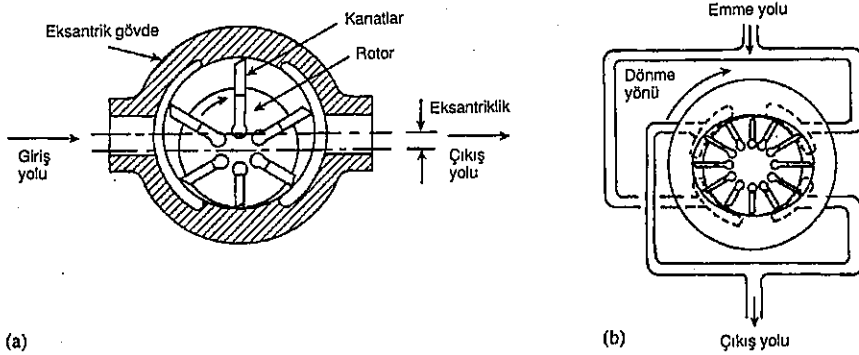
Sabit debili basit bir kanatlı pompa şekil 2.5(a)'da gösterilmiştir. Oluklu rotor, radyal olarak iç ve dış hareket edebilen kanatları taşır. Rotor takımı, daire şeklindeki gövdeye eksantrik olarak monte edilmiştir. Uç yüzeylerin sızdırmazlığı levhalarla sağlanmıştır. Rotorun dönmesi esnasında komşu kanatlar ile daire şeklindeki yüzey arasına sıkışan akışkan hacimi değişim gösterir ve sonuçta pompalama etkisi meydana getirir. Merkezkaç kuvvetinin etkisi ile kanatlar yuvalarından çıkıp dairesel gövdeye doğru hareket eder. Bu kuvvet kanat altlarına basınçlı yağ uygulaması ile artırılır. Bu aynı zamanda sızdırmazlık özelliklerini de iyileştirir. Kanatlı pompaların minimum devir sayısı 600 devir/dakika civarındadır. Bunun nedeni kanatların dairesel yüzeyde etkin bir sızdırmazlık sağlayabilmesi açısından yeterli merkezkaç kuvvetinin oluşturulması içindir.

Kanatların kalınlığı dikkate alınmadığında, kanatlı pompanın bir devirdeki iletimi yaklaşık olarak değerine eşittir. D gövdenin iç çapı, e rotorun gövdeye göre eksantrikliği b ise kanatların genişliğidir.

$$2\pi Db$$

DENGELİ KANATLI POMPA

Kanatlı pompanın iç yüzeyi oval şeklinde olduğu takdirde, rotorun bir devirinde kanatlar iki kez gidip gelme hareketi yapar ve bunun sonucunda bir devirde çifte pompalama etkisi (hareketi) görülür. Bu çift etki, rotor üzerindeki basınç kuvvetlerini dengeleme üstünlüğüne sahiptir. Dengeli kanatlı pompa olarak bilinen bu pompa şekil 2.5 (b) de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 (a) Basit kanatlı pompa. (b) Dengeli kanatlı pompa.

Daha iyi ıslah edilmiş dengeli kanatlı pompa, 'kanat içi' prensiplidir. 'Kanat içi' prensibi, kanatların, en yüksek basınçta sızdırmazlığı sağlaması gerektiği durumda kanatlar üzerinde en büyük kuvvet oluşacak şekilde basınçlı yağın kanat altlarına verilmesidir. Diğer durumlarda daha düşük kuvvetler uygulanır. Bu aşınmayı azaltı pompanın ömrünü uzatır.

Dengeli kanatlı pompalar, pompalama kovanının (kartuşunun) direk olarak değiştirilmesi ile yerinde tamir edilebilir. Pompalama kovani kartuşu normalde aşınmaya maruz durumda olan rotoru, kanatları ve eksantrik ring kapsar.

DEĞİŞKEN DEBİLİ KANATLI POMPALAR

Şayet dengesiz kanatlı bir pompada, ring rotora göre hareket ettirilirse eksantriklik değişir ancak pompalama boşlukları içindeki basınç, rotorun ve çeperin merkezileşmesi eğilimindedir. 'Basınç dengelemesi' olarak bilinen genel kontrol metod bu hareketin bir yay ile karşılanmasıdır. Basınç arttığında yay sıkışır: eksantriklik dolayısıyla debide buna göre azalır. Eksantrikliğin azalması ile debi de gereğince azalır. En büyük ve bazı durumlarda en küçük debi (akış miktarı), eksantrikliğin sınırlayan ayarlanabilir vidalı tamponlarla kontrol edilebilir. Normalde bu tipteki değişken kanatlı pompaların çalışma basıncı en fazla 70 bar, debileri ise en fazla 350 dak ile sınırlıdır.

Bazı basınç dengeli değişken kanatlı pompalarda yay yerine piston ve basınç kontrol valfi kullanılır. Sistem basıncı, kontrol valfinin devreye gireceği değere eriştiğinde pistonu etki eder. Sonuçta ring ve rotor merkezileşerek pompanın debisi sifir düşer. Basınca ve akışa hassas, içten ve dıştan ön uyarımlı, muhtelif çeşitte kontrol hazırları mevcuttur. Bunlara orantılı ve kademe tepkili olanları da dahildir. Enerji tasarru sağlayan bu kontrol yöntemleri bu bölümde ve sekizinci bölümde incelenecektir.

2.1.2 Pistonlu pompalar

Pistonlu pompalar esas olarak çalışma basıncının 140 bar veya daha fazla olduğu sistemlerde kullanılır. Pistonlu pompaların en büyük özelliği yüksek basınçlarda yüksek verimli olmalarıdır. Basınç değişimlerinden bağımsız, sabit bir akımın gerektirildiği durumda bu çok önemlidir.

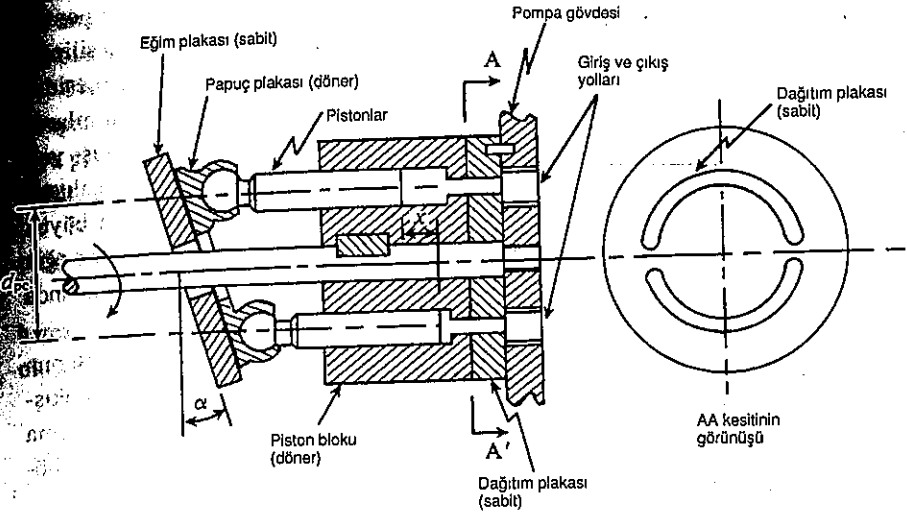
Çok pistonlu hidrolik pompalar üç tiptedir. Eksenel pistonlu pompalar, radyal pistonlu pompalar ve plançer pompalar.

Eksenel pistonlu pompalar

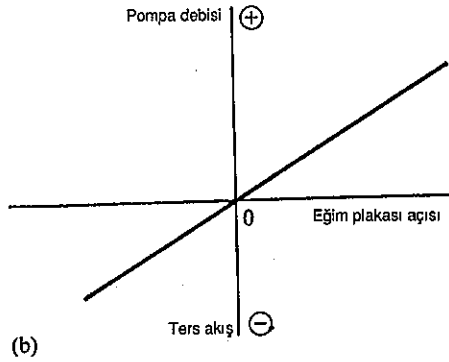
Bu pompalar, eğik bir plakanın bağıl dönmesi sonucu veya piston blokunun tahribatı ile açığı yapması sonucu gidip gelme hareketi yapan pistonlardan oluşur. Farklı tipte valfler, uygun valflerin veya bir dağıtım plaka takımının kullanımı ile akışkanın emilmesini sağlar.

ağızından basma deliğine pompalar hale getirilebilir.

Şekil 2.6 da akışkanı basmak için oluklu dağıtım plakalı eksenel pistonlu pompaların çalışma elemanları gösterilmiştir. Pistonların ileri geri hareketini sağlayan



(a)



(b)

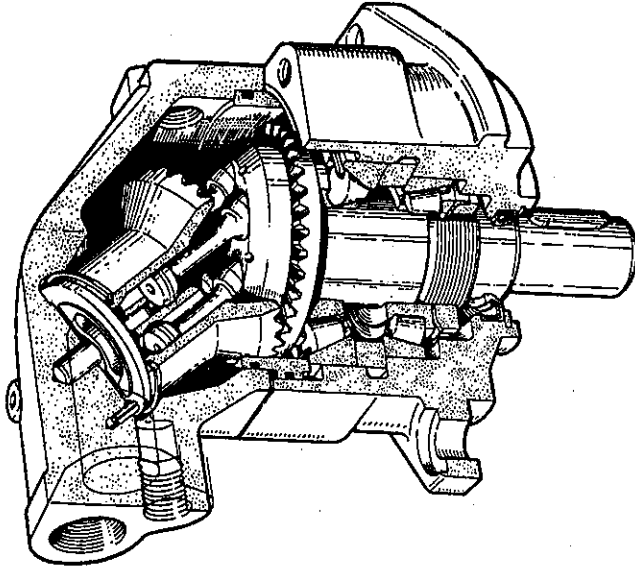
Şekil 2.6 Eksenel pistonlu pompa prensibi a) Kesit b) Özellikler.

eğik kam-plakası döner değildir ve eğim plakası olarak adlandırılır. Bazı tertiplerde silindir bloku sabit olup kam-plakası tahrik mili ile döner. Bu durumlarda ise yalpalı plaka (wobble plate) olarak adlandırılır.

Eğim plakasının eğimi değiştirildiğinde pistonun hareket ettiği mesafe değişir. Sonuçta pompalanan akışkan miktarı da değişir. Bu, değişken çıkışlı eksenel pistonlu pompaların bir özelliğidir. Eğim plakası açısı sıfırı geçerse tahrik milinin dönme yönü değişmemesine rağmen akış yönünü ters yöne çevirir.

Yerleşik valfları olan aksel pistonlu pompalar giriş-çıkış plakaları olan pompalara göre daha yüksek basınçlarda çalışabilir ancak iki yönlü değildir. Mevcut modeller 700 bar'a kadar olan basınçlara, diğerleri ise 640 l/dak kadar olan debi değerleri için uygundur. Port (Giriş-çıkış) plakalı modellerin debileri 1400 l/dak. basınçları ise 350 bar'a kadar olabilir. Sabit debili eğik aksel pompa şekil 2.7'de gösterilmiştir. Bunların çalışma prensibi piston hareketinin, silindir bloğunun tahrik miline açı yapacak şekilde yerleştirilmesiyle gerçekleşmesidir. Pistonların ve silindir bloğunun hareketini konik dişli sağlar. Diğer tasarımlarda bu görevi krank kolu görür. Pompalama birimlerine akışkan giriş ve çıkışı valf port valf plakası sağlar. Port plakalı eğik aksel pompaların en büyük çalışma basıncı, yerleşik valfli pompalarınkine göre daha düşük olup genelde (en büyük 350 bar civarında) daha sessiz çalışırlar. Debisi 3500 l/dak ya kadar varabilen eğik aksel pistonlu pompalar mevcuttur. Şekil 2.7'de gösterilen pompa aynı zamanda bir motor görevi de görebilir.

Bazı tasarımlarda akseller arasındaki açıyı değiştirmek mümkündür. Bunun sonucunda pistonun hareket ettiği mesafe değişerek bir devirde pompalanan akışkanın miktarını da değiştirir. Esas değişken debili pompalarda, farklı pompalama özellikleri sağlayan çeşitli kontrol cihazları olabilir. Bunlar daha sonra 2.1.3 bölümünde ele alınacaktır.



Şekil 2.7 Sabit debili eğik aksel pistonlu pompa/motor.

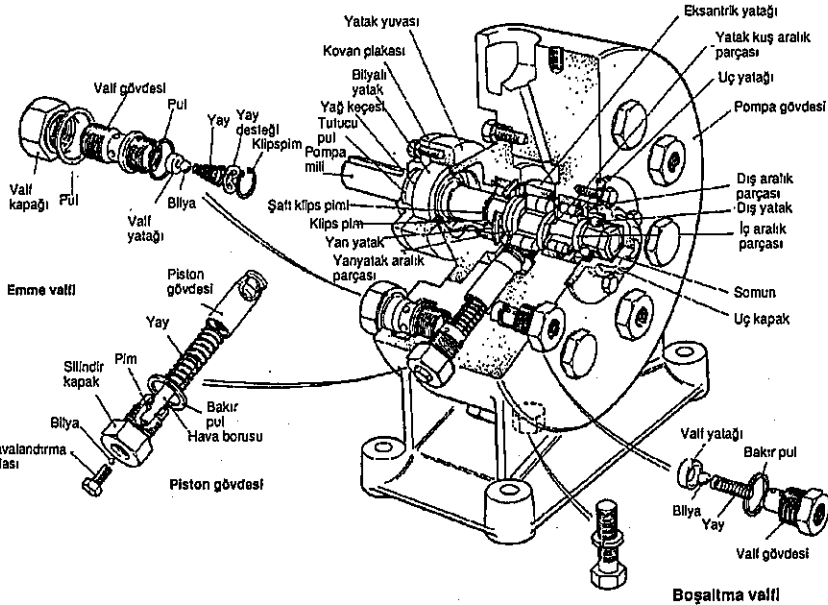
Radyal pistonlu pompalar

Şekil 2.8'de gösterilen pompa pistonlar ana gövdeye radyal olarak yerleştirilmiş olup tahrik mili üzerindeki eksantrik yatağa yay basıncı altındadırlar. Akışkan çek valf aracılığı ile piston girer ve çıkar. Bu özel tasarımda her bir pistonun çıkışından ayrı olarak yararlanılabilir.

Pistonların, eksantrik bir ring içinde dönen bir blok içine yerleştirilmiş olduğu pompalar radyal pistonlu pompaların başka bir çeşididir. Akışkan merkezi milden veya pimden emilir ve ring eksantrikliğinin değiştirilmesi ile değişken debi elde edilebilir.

Belirli modeller 1700 bara kadar olan basınçlarda çalışır. Debi eksantrik ise 1000 l/dak'ya kadar artabilir.

Çift basınçlı radyal pistonlu pompalar, aynı eksantrik çark tarafından ileri geri hareket ettirilen, düşük basınçlı geniş pistonlar ile büyük basınçlı küçük pistonlardan oluşmuştur. Bu pompalar özellikle yüksek-hız düşük-basınç ilerlemesini takiben

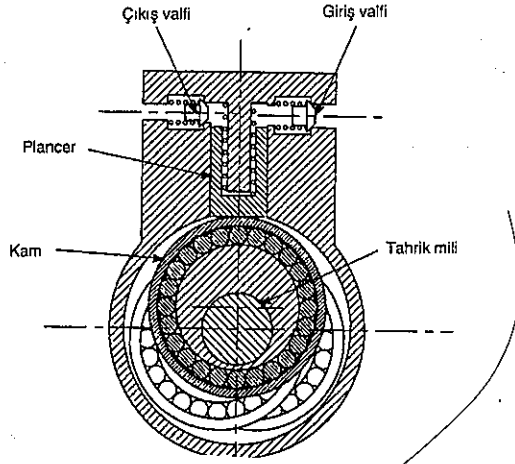


Şekil 2.8 Radyal pistonlu pompa.

düşük-hız yüksek-basınç çalışması sağlayan pres uygulamaları için geliştirilmiştir. Bu tip devreler 2.2.3 kısmında detaylı bir biçimde ele alınacaktır.

Plancer Pompalar

Bu tip pompalarda pistonlar, eksantrik masura rulman taşıyan bir mile sahip özel eksantrik mili üzerine sıra ile yerleştirilmişlerdir. Akışkanın silindire giriş ve çıkışını



Şekil 2.9 Plancer pompa.

yaylı popet valfler sağlar. Plancer pompalarda akışın yönü değiştirilemez. En çok kullanılan plancer pompalar sabit debili olanlardır. Bunların hacimsel verimi daha yüksek olup bazı tipleri 1000 barı geçen basınçlarda dahi çalışır.

2.1.3 Değişken debili pompa kontrol sistemleri

Değişken bir pompanın çıkış hacmi, pompanın debisi değiştirilerek ayarlanabilir. Bu ayarlama kanatlı ve radyal pistonlu pompalarda rotor ve stator arasındaki eksantrikliğin değiştirilmesi ile gerçekleştirilebilir. Eksenel pistonlu pompaların debisi silindir ekseninin tahrik miline göre bükülmesi (eğik eksenli pompalar) veya eğim açısının ayarlanması ile (Eğik plakalı pompalar) değiştirilebilir.

Burada sadece eğik plakalı eksenel pistonlu pompaların kontrolü ele alınacaktır. Ama benzer kontrol yöntemlere diğer değişken debili pompalara uygulanabilir.

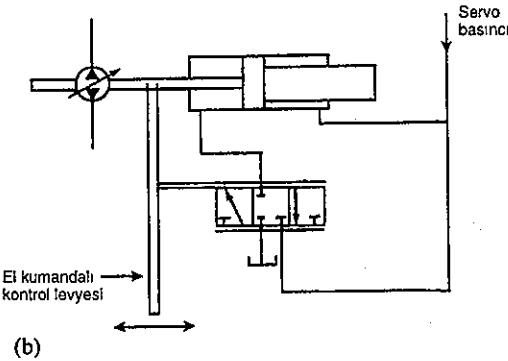
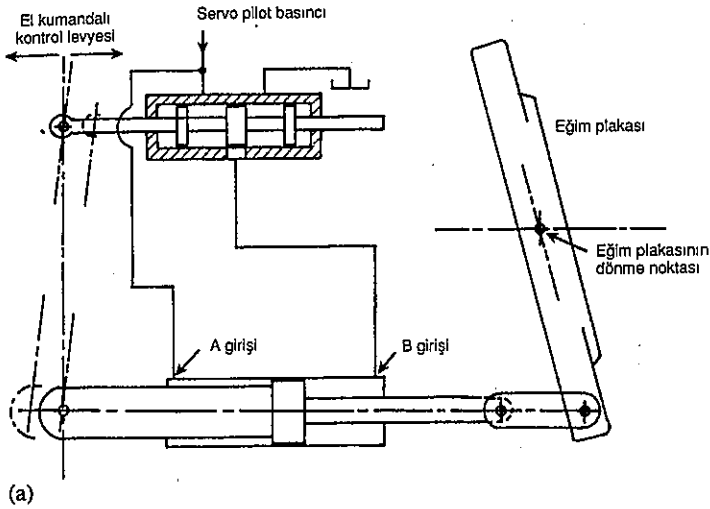
Şekil 2.6'da gösterilen pompa pistonun yer değiştirmesi eğim plakası açısı ve

pistonun stroku $x = d_{pc} \tan \alpha$ değerlerine bağlıdır. Burada d_{pc} pistonların hat ve daire çapı, α ise eğim açısıdır.

Bir dönmeye pompanın teorik debi değeri $nAd_{pc} \tan \alpha$ çarpımına eşittir. Burada n piston sayısını A ise pistonun alanını ifade etmektedir. Eğim plakası açısı sıfır derecede geçtiğinde akışın yönü değişir. Pompanın çalışma basıncının çok yüksek olmasından dolayı eğim plakasının ayarlanabilmesi için nispeten büyük bir kuvvete ihtiyaç vardır ve genelde bu iş için servo sistemler kullanılır.

El kumandalı servo kontrol

Şekil 2.10'da gösterilen kontrol sisteminde ön uyarım basıncı (pilot) sürekli olarak A girişine uygulanmaktadır. Piston koluna etkileyen el kumandalı manivela sağa hareket

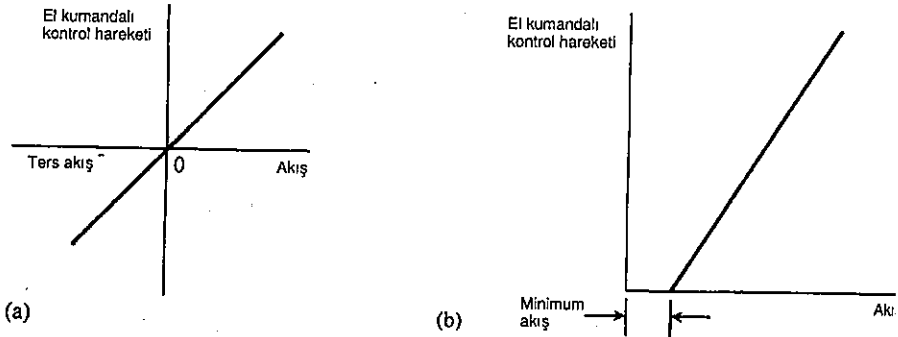


Şekil 2.10 El kumandalı servo kontrol a) Kesit şekli b) Sembolik gösterim.

ettirildiğinde hidrolik valf pistonu da sağa hareket eder. Bu, servo uyarım kontrol basıncını B silindir girişine iletir ve pistonu sola hareket ettirir. Bu piston el kumandalı kontrol lövyesini sola hareket ettirir ve hidrolik valf pistonunu tekrar kapalı hale getirir. Bu yüzden eğim plakasının hareketi, kontrol manivelasının hareketi ile orantılıdır.

Eğer manivela sola hareket ettirilirse hidrolik valf pistonu, B silindir girişini tank hattına açar (bağlar). Sürekli olarak silindirin A girişine uygulanan basınçlı akışkan, kontrol manivelasına bağlı pistonu sağa doğru hareket ettirerek (hidrolik) valf pistonununun merkez konuma gelmesini sağlar.

Mekanizma içine eğim açısını sınırlayacak şekilde fiziksel tıkaçlar yerleştirilmiştir. Bu kontrol metodu tek ve çift yönlü pompalarda kullanılabilir. El kumandalı servonun özelliği akışın kontrol manivelasına hareketine orantılı olmasıdır. (Şekil, 2.11) Tek yönlü değişken debili pompalarda, yağlama ve soğutma için genellikle en küçük bir akış vardır. (yani eğim plakası açısı hiçbir zaman sıfır değildir). Kapalı devreli (döngülü) hidrostatik aktarımın (aktarım devrelerinin) bir bölümünü oluşturan çift yönlü pompaların, ana pompanın eğim açısı sıfır derece olduğu durumlarda dahi yağlama ve soğutma akışını sağlayacak ayrı birer ikmal ya da yükseltici pompaları vardır.

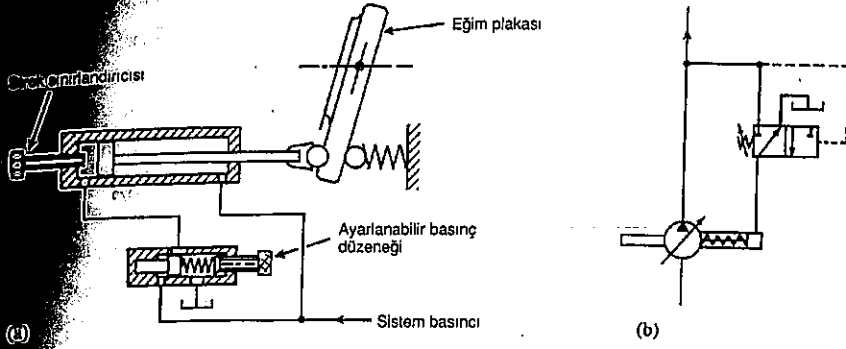


Şekil 2.11 El kumandalı servo özelliklerini gösteren eğriler. a) çift yönlü pompa b) tek yönlü pompa.

Basınç dengeli Kontrol

Tespit edilmiş basınçta pompanın iletimini belirlemek için eğim plakası açısı otomatik olarak ayarlanabilir. Basınç dengeli pompa şematik ve sembolik olarak şekil 2.12 de gösterilmiştir.

Sistem basıncının, kontrol valfinin yaylı ayar kısmına ulaşması ile birlikte valf açılır ve basınçlı sıvı silindirin arka kısmına iletilmiş olur. Piston yüzeylerinin



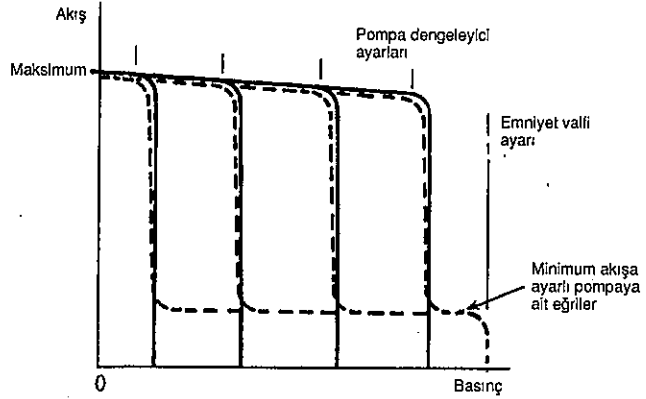
Şekil 2.12 Basınç dengeli pompa kontrolü

Kesit alanı arasındaki farktan dolayı piston kolu, eğim plakası açısı azalacak şekilde ileri hareket eder. Basınç düşerse kontrol yayı valf pistonunu sola hareket ettirir. Sonuçta silindirin arka kısmı depoya bağlanır ve geri çekilerek eğim plakası açısını artırır. Belirli bir dönme hızında, en büyük eğim plakası açısının ve en büyük pompa iletiminin ayarlanabilirliğini sağlamak için bazı pompalara strok sınırlayıcıları yerleştirilir.

Pompa çıkış basıncının en büyük değere ulaşması ile eğim açısının azaltılması arasında bir gecikme olması halinde, çabuk tepki veren basınç tahliye valflerinin kullanılması tavsiye edilir. Bunların, pompanın olduğu durumlarda muhtemel basınç şoklarının önlenmesi açısından uygun basınca ayarlanıp pompa ile birlikte çalışması sağlanmalıdır. Gövde içerisinde yağlama akımının sağlanabilmesi için bazı pompalar eğim plakası açısı hiç sıfır olmayacak şekilde tasarlanmıştır. Bu durumda basınç tahliye valfi şarttır. Şekil 2.13'de basınç dengeli pompaları için karakteristik eğriler gösterilmiştir.

Eğim plakası açısı ile pompa çıkışı, sistem basıncı dengeleyici yay ile belirlenen değerde sabit kalacak şekilde, otomatik olarak ayarlanır. Basınç, belirlenen değer altına düştüğü takdirde eğim plakası açısı ile birlikte pompanın çıkışı da artar.

Basınç dengeli kontrol mekanizmaları sadece tek yönlü pompalarda kullanılabilir.

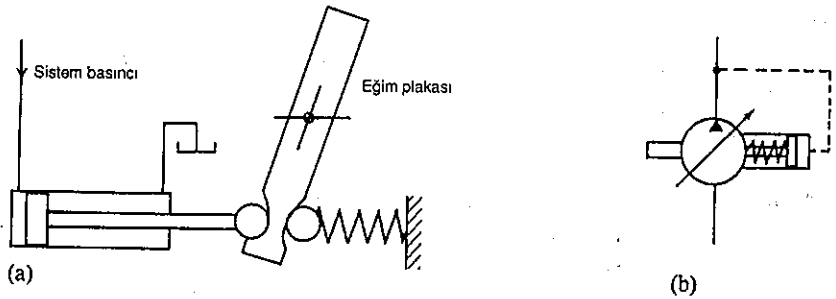


Şekil : 2.13 Basınç dengeli bir pompanın eğrileri

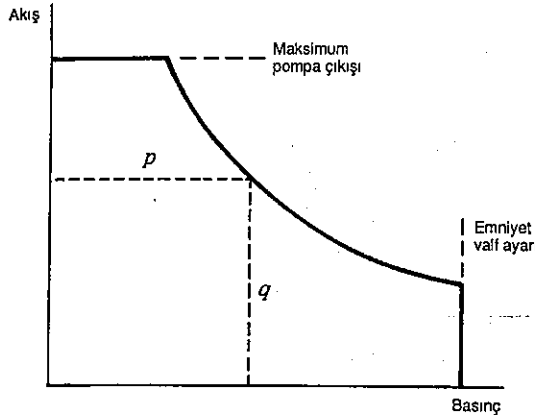
Sabit güç kontrolü

Sabit güç kontrolü pompaya en büyük güç girişini sınırlar. Pompa iletimi ve sistem basıncı değerlerinin çarpımı sabit kalacak şekilde pompa iletim basıncı artarken eğim plakası açısı da azalır. Şekil 2.14'te bu kontrol mekanizması hem şekilsel hem de sembolik olarak gösterilmiştir. Sistem basıncı artarken piston kolu yayı sıkıştırarak şekilde ileri hareket eder. Şekil 2.15'te de görüldüğü gibi ilk hareket ettirici sabit hızda çalıştığı sürece güç çıkışı da belirli sınırlar içinde sabit kalacaktır.

Sabit güç kontrollü mekanizmalarda basınç artarken, akış, emniyet valfi devreye girene kadar azalmaya devam eder. Valfin devreye girmesiyle birlikte tüm akış valf üzerinden geçmeye başlar. Bu noktada emniyet valfinde sarfedilen enerji, pompanın tüm giriş gücüne eşittir. Bunu önlemek için basınç dengeli kontrol sabit güç

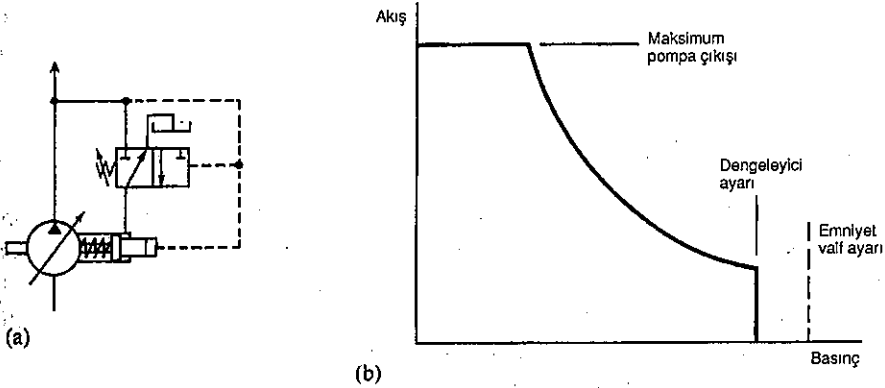


Şekil 2.14 Sabit güç kontrolü a) Şematik b) Sembolik gösterim.



Şekil 2.15 Sabit güç kontrolünde akım basınç bağıntısı. Kontrol eğrisi üzerindeki herhangi bir noktada, güç = $pq = \text{sabit}$

kontrolü ile beraber kullanılabilir. Bu mekanizma şekil 2.16'da karakteristik eğrileri ile beraber sembolik olarak gösterilmiştir.

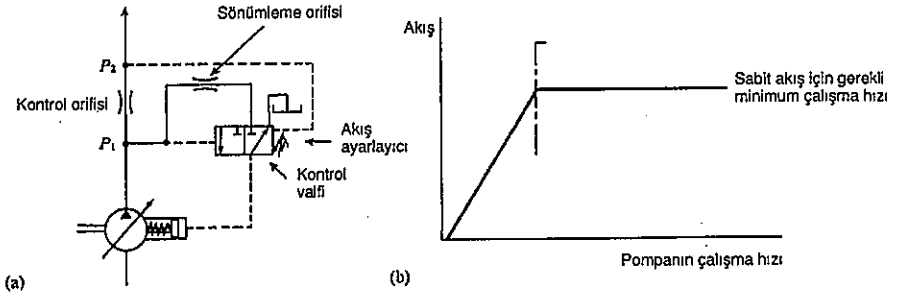


Şekil 2.16 Basınç dengeli sabit güç kontrolü a) Sembol b) Akım/basınç özellikleri

Sistem basıncı basınç dengeleyicinin devreye girdiği ana kadar artarken pompa akışı kademeli olarak azalır. Bu basınca ulaşıldığında dengeleyici, basıncı aynı değerde tutabilecek kadar pompa çıkış debisini otomatik olarak azaltır. Bu durumda emniyet valfinden bir akış geçmez.

Sabit debi kontrolü

Sabit debi (akış) kontrolü, hacimsel verimdeki ve pompa çalışma hızındaki değişimlerine bağlı kalmaksızın pompa çıkışının sabit kalmasını sağlar. Bu kontrol yöntemi, içten yanmalı motor tertibatlı pompalarda motor hızı değişim gösterdikçe sabit bir çıkış akımı sağlamak için kullanılır. Şekil 2.17'de bu kontrol yöntemi karakteristik eğrileri ile beraber sembolik olarak gösterilmiştir. Pompa tahliye hattındaki kontrol orifisi, sistem basıncına bağımlı olmayıp akım gösteren akışkan miktarına bağlı bir basınç düşüşü meydana getirir. Kontrol orifisinin her tarafındaki basınç yaylı kontrol valfinin aksi yönünde etki eder. Valf pistonu, tanka ve basınca tamamen açık konumlar arasındaki herhangi bir konumda da olabilir.



Şekil 2.17 Sabit akım kontrolü.

Akış değeri gerekli (istenilen) değeri aştığında P₁ basıncı, P₂ ile yay basıncının toplamından daha büyüktür. Bu anda, valf pistonu sağa hareket eder ve silindir pistonunun arka kısmına basınçlı sıvı iletilmiş olur. Bu, pompa çıkışını azaltır. Bu azalma sonucunda da kontrol orifisindeki basınç düşmesi azaltılmış olur. Kontrol valfi pistonu sürekli hareket halinde olup, pompa çıkışını devamlı ayarlamaktadır.

Pistona giden hat üzerindeki sönümlenme ağzı, eğim plakasının hareket hızını azaltmaktadır. Kontrol valfi üzerindeki yayın ayarlanması ile pompanın akış ayarı değiştirilmiş olur.

2.1.4 Pompa seçimi

Belirli tipte bir pompanın seçimini etkileyen temel parametreler şöyledir :

- Maksimum çalışma basıncı
- Maksimum iletim (debi, çıkış hacmi)
- Kontrol (mekanizmasının) tipi
- Pompa çalışma (tahrik, işleme) hızı
- Akışkanın tipi
- Pompanın kirliliğe müsamahası
- Pompanın gürültüsü
- Pompanın büyüklüğü ve ağırlığı
- Pompanın verimi
- Maliyet
- Bulunabilirlik ve değiştirilebilirlik
- Bakım ve yedek parça

Maksimum çalışma basıncı

Maksimum çalışma basıncı devre şartları, özel (istisnai) uygulamalar, aksamın bulunabilirliği, akışkanın tipi ve bir dereceye kadar ortam ile ekipmanı kullanıp bakımını yapan iş gücü düzeyi tarafından belirlenir.

Genelde çalışma basıncı ne kadar yüksek olursa aksamın maliyeti de o derecede yüksek olup parçaların seçiminde kısıtlamalar ortaya çıkar. Yüksek çalışma basıncının üstünlüğü belirli bir sistem gücü için akışkan akımının azaltılmış olmasıdır. Bunun sonucunda daha küçük elemanlardan oluşan daha küçük boru çaplı pompalar kullanılabilir.

Mahzurlar ise, yüksek çalışma basınçlarında kullanılan akışkanın sıkıştırılabilirliği geniş bir yük yelpazesinde hassas kontrolün gerektiği durumlarda önemli ölçüde ters etkiler yaratabilir.

Ama yine de genel eğilim çalışma basıncının yüksek olması yönündedir. Çeşitli uygulama alanları için tipik maksimum çalışma basınçları Tablo 2.1'de verilmiştir. Pompaların çalışma basıncı bir dereceye kadar kullanılan akışkana bağlıdır. Mesela ateşe dayanıklı bir akışkan, mineral yağ kadar iyi bir yağlayıcı değildir.

Bu yüzden ateşe dayanıklı akışkan kullanılması halinde pompanın ömrünün uzun olması için en büyük çalışma basıncı azaltılmalıdır. Ayrıca pompa üreticilerine de bu konuda danışılmalıdır.

Farklı tipte mevcut hidrolik pompalar için en büyük çalışma basınçları ve debi değerleri tablo 2.2'de verilmiştir. Verilen rakamlar belirli bir değer aralığında bulunan ebatları ve yapımları kapsar. En büyük debi ve basınç değerleri sadece bir pompa için değildir. Örneğin debisi 740 l/dak olan çok kademeli içten dişli pompalar vardır. Diğer pompalar 300 bar basınçta çalışabilir. Ancak bu kategori içerisinde çalışma basıncı 300 bar, debisi ise 740 l/dak olan bir pompa yoktur.

Tablo 2.1 Uygulama ile ilgili en büyük sistem basıncı.

Uygulama	Basıncı	
	bar	psi
Mekanik kullanım	250	3700
Takım tezgahları	200	3000
Mobil kullanım	300	4500
Pres işi	800	12 000

Tablo 2.2 Hidrolik pompa türlerinin çalışma basınçları ve boyutları

Pompa türü	Çalışma basıncı (sürekli çalışma) (bar)		Maksimum debi oranı (litre/dakika)	
	Maksimum	Normal	Den	e'kadar
Hassas dişli	300	170	0.25	760
İçten dişli tek kademeli çok kademeli	210	100	0.6	740
	300	200		
Dengelenmiş-kanatlı	175	100	2	620
Basıncı dengeli kanatlı	175	100	6	360
Kam rotorlu	175	120	1	400
Eksenel pistonlu eğim plakalı	350	200	0.7	600
			1	760
			1	1450
			1	1450
Eksenel pistonlu eğik eksenli	350	350	7.5	3500
			17	3500
Radyal pistonlu değişken iletimli	1720	300	0.3	1000
			350	175
Hat tipi plancer	1000	400	0.1	600

Maksimum debi

Seçilen pompa devrenin gerektirdiği en büyük debi iletimini sağlamak zorundadır. Eğer sabit iletim gerekli ise sabit debili pompalar seçilmelidir. Bir dizi sabit seviyeler istendiğinde çok pompalı sistemler kullanılmalıdır. Küçük bir değer ara-

İçerisinde değişim gösteren iletim söz konusu olduğu takdirde değişken debili pompalar kullanılmalıdır. Sistem gereği büyük farklılıklar olduğunda akümülatör (biriktirici) devreleri bu işi en iyi şekilde görecektir.

Farklı tiplerdeki pompalama devreleri 2.2 kısmında detaylı olarak ele alınmıştır. Belirli bir çalışma basıncı ve sıcaklığında özel sıvılar için pompalama kapasiteleri üreticiler tarafından belirtilir. Sıcaklıktaki bir artış sonucu viskozite azalacak çalışma basıncı artacak ve bu pompada daha çok sızıntıya sebep olup pompanın iletimini azaltacaktır. Pompanın yıpranması ile birlikte sızıntılarda artar. Özel bir uygulama için gerekli olan pompa iletim değeri belirlenirken tüm bu noktalar gözönünde bulundurulmalıdır. Genellikle gerekli olandan %10 daha fazla pompalama kapasitesine sahip bir pompa seçmek en uygunu olur. Böylelikle yıpranmaya bağlı hacimsel verim azalmasına karşı tedbir alınmış olur.

Debisi 1 l/dak dan daha küçük pompalar ile debisi 1,000 l/dak ya varan pompalar mevcuttur.

Kontrol tipi

Daha önce çeşitli pompa kontrol tipleri incelemiş olup kontrol mekanizmasının seçimi devrenin şartlarına bağlıdır.

Pompa çalışma hızı

Pompaların bir çoğu ilk hareket ettirici elektrik motoru veya içten yanmalı motor ile çalıştırılır. Bu yüzden çalışma hızı bilinir. Pompaların çıkış hacmi dönme hızı ile orantılıdır. Her bir tasarım için en büyük ve en küçük çalışma hızı vardır. Pompa ne kadar hızlı çalıştırılırsa ömrü o denli kısa olur.

Akışkanın tipi

Pompalar belirli viskozite değerleri sınırları içinde çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Mineral yağlar temiz oldukları sürece ve viskoziteleri uygun olduğu takdirde birçok pompada etkin bir şekilde görevlerini yerine getirir.

Sentetik veya su esaslı akışkanlarla çalıştırılan pompaların ömrü kısalmış olur. Çünkü bu pompalarda hareket eden parçaların ve yatakların yağlanması bu hidrolik akışkanlar ile yapılmaktadır. Eğer mineral yağdan farklı bir akışkan kullanılacak ise pompa üreticisinin önerilerine başvurulmalıdır.

Akışkanın kirliliği

Akışkandaki en ufak kirlilik pompaya hasar verecektir. Parçalarındaki toleransların

çok hassas olduğu pompalar bu hasara daha dayanıksızdır. Eğer temizleme dönüsünde olduğu gibi kirli akışkanın pompalanması söz konusu ise pompa seçiminde çok dikkatli olunmalıdır.

Hassas olmayan dişli pompaları, paletli pompalar ve gerotor pompaları kirliliğe en fazla toleranslı olanlardır. Hangi tip kullanılırsa kullanılsın emiş hattında bir süzgeç olması gerekir.

Hassas pompalarda, üreticinin filtreleme hususundaki tavsiyelerine dikkatle uyulmalıdır aksi takdirde pompanın ömrü önemli ölçüde azalır ve üretici firmanın garantisi de geçerliliğini yitirir.

Pompa gürültüsü

Gürültü çevresel olarak her geçen gün biraz daha önemli olmaktadır. Farklı yapım ama aynı tip pompaların çalışma seviyeleri önemli ölçüde farklılık göstermektedir. Şimdilerde üreticiler, pompaların emişini en çok etkileyen özellikler üzerinde çalışmaktadır. Bunlardan bazıları port plakası tasarımı, parçaların yatakları, akış yolları, basınç kontrolü, malzeme ve montaj teknikleridir. Genelde ortaya çıkan gürültü hız ve basınç ile birlikte artar. Ama bazı pompaların, özellikle içten dişli pompaların gürültü düzeyi daha düşüktür. Çok kademeli içten dişli pompalar 'Q Pompa' adı altında bir imalatçı tarafından yapılmaktadır. Buradaki Q pompanın sessiz olduğunu belirtir.

Pompa ebadı ve ağırlığı

Genelde hidrolik sistemin ağırlık ve ebadı sadece hareketli tesisatlarda önem taşır. Pompanın ebat ve ağırlığı tüm sistemin sadece bir bölümüdür. Asıl önemli olan bütün sistemdir. Mobil hidrolik alanında genel eğilim hidrolik sistemin ağırlığının azaltılması yönündedir. Bu çalışma basıncının artırılması ve depo ebatlarının küçültülüp etkin soğutucuların kullanılması ile gerçekleştirilir.

En iyi güç : ağırlık oranları genelde 200-300 bar çalışma basıncı aralığında elde edilebilir.

Pompanın gerçek ebatları ve ağırlığı üreticinin özel tasarımına bağlıdır. Havacılık endüstrisinde kullanılmak üzere oldukça hafif ve karmaşık birimler geliştirilmiştir ancak bunlar son derece pahalıdır.

Verim

Pistonlu pompaların verimi döner pompalara göre daha yüksektir. Gerçek verim tasarımı, çalışma basıncına, hıza ve akışkanın viskozitesine bağlıdır. Tablo 2.3 çeşitli tipteki pompaların verimi hakkında bir fikir vermektedir.

Tablo 2.3. Pompaların verim aralıkları

Pompanın tipi	Hacimsel verim (%)	Toplam verim (%)
Plaçer pistonlu	≤ 99%	≤ 95%
Radyal pistonlu	> 95%	> 90%
Eksele pistonlu	> 95%	> 90%
Dişli pompalar	≤ 95 %	≤ 90%
Kanatlı pompalar	≤ 90 %	≤ 80%

Maliyet

Bir pompanın satın alma maliyeti, çalıştırma ve bakım maliyetleri yanında ikinci de-
recede önemlidir.

Dişli ve kanatlı pompaların maliyeti düşüktür. Pistonlu pompalar ise daha pa-
haldır. Yuvalı valfli düz plaçer pompalar ise en pahalı olan pompalardır.

Buharlılık ve değiştirilebilirlik

Bazı pompa üreticileri dış boyutların önemli olduğu CETOP ve SAE standartlarına
uygun olarak çeşitli birimler üretmektedir. Bu pompalar farklı olarak üretilmiş dişli
pompalar arasında doğrudan değiştirilebilirliği sağlar. Diğer birçok tipin milleri,
filanşları ve giriş-çıkış bağlantıları uluslararası standarda uygun olup bir dereceye
kadar değiştirilebilirler.

Bakım ve yedek parça

Tüm pompalarda pompalama görevi yapan elemanlar bir süre sonra yıpranır ve de-
ğiştirilmesi gerekir. Dişli pompalar bu zaman sonunda tamamen değiştirilir. Bazı ka-
natlı pompalarda aşınmaya maruz tüm parçalar bir kovan (kartuş) içine yer-
leştirilmiştir. Böylelikle pompanın sökülmesine gerek kalmadan bu kovan (kartuş)
kolaylıkla değiştirilebilir.

Pistonlu pompaların kullanıldığı durumlarda üretici firmanın hızlı servis veren
özellikte olmasına dikkat edilmeli ve kritik uygulamalar için yedek bir piston bu-
lundurulmalıdır.

2.2. POMPA DEVRELERİ

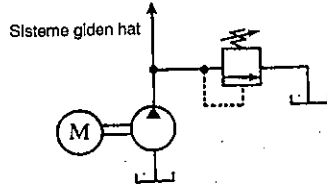
Birçok hidrolik sistemin esasını oluşturan birkaç temel pompa devresi vardır.

Sabit debili tek pompa	}	Açık hidrolik sistem
Akümülatörlü, sabit debili tek pompa		
Çok pompalı devre		
Değişken debili pompa}		Kapalı hidrolik sistem
Hidrostatik iletim		

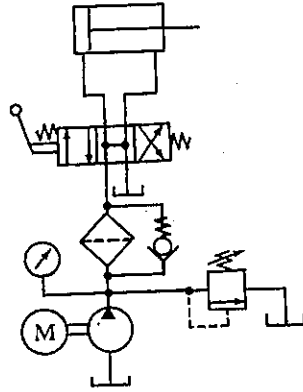
Açık döngülü bir sistemde, akışkan depodan bir pompa veya pompalar ile alınır, alıcıları çalıştırmak için kullanılır ve daha sonra depoya iletilir. Hidrostatik iletimde bulunan özel amaçlı devreleri alıcıdan gelen akışkanın doğrudan pompanın emme ağzına verilmesi prensip kullanılır. Böylelikle kapalı hidrolik sistem elde edilmiş olur. Bu devreler hakkında ayrıntılı bir açıklama 4. bölümde yer almaktadır.

2.2.1 Sabit debili tek pompa

Bir elektrik motoru tarafından çalıştırılan sabit debili tek pompalar basit hidrolik



Şekil 2.18 Sabit debili tek pompa devresi.



Şekil 2.19 Dört yollu, üç konumlu, yay merkezli, el ile kumanda edilen yön ko-rol valfi kumandalı, çift etkili silindir.

Devrenin bir çoğunda kullanılır (Şekil 2-18). Motor çalıştığı sürece debi sabittir. Sistem basıncı emniyet valfi ile sınırlandırılmıştır. Devredeki akış gereken değeri altında akım fazlası sistem basıncında emniyet valfinden boşalacaktır. Bu boşalma sırasında ısı ortaya çıkacak ve akışkanın sıcaklığı artar ve akışkan özelliğini yitirir.

Sisteme giden hat:

- (i) Her durumda pompa debisinin tamamı gerekiyorsa
- (ii) Geremediğinde pompa çıkışı depoya aktarılabiliriyorsa
- (iii) Emniyet valfindaki güç kaybı küçük ve meydana gelen ısı kolaylıkla dağılıyorsa
- (iv) Geremediğinde, tahrik motorunun kapalı olması hallerinde kısa ama çok sık olmayan çalışma söz konusu ise

Şekil 2-18'de gösterilen devrenin kullanılması en uygunudur.

Yukarıdakilerden ikinci maddeyi sağlayan tipik bir uygulama şekil 2.19 da gösterilmiştir. Bu çift etkili silindirin dört yollu, üç konumlu, yay merkezli, el kumandalı bir yön kontrol valfi ile kumanda edildiği basit bir devredir. Manivelanın kullanılması ile silindirin hareket etmesi sağlanır. Manivela serbest bırakıldığında yay ile merkezlenmiş cihaz devreye girerek pompa çıkışının kolay bir yoldan depoya iletimini sağlar. Akışa karşı olan direnç düşük olduğu takdirde meydana gelen ısı da fazla olmayacaktır.

2.2.2 Akümülatörlü, sabit debili tek pompa

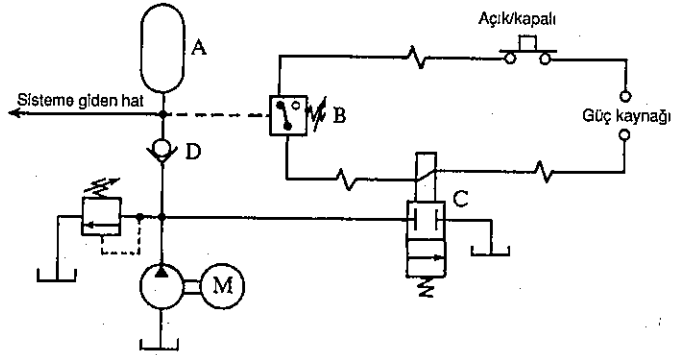
Hidrolik akümülatörler enerjinin hidrolik akışkan şeklinde basınç altında depolanmasına imkan veren cihazlardır ve çok kısa bir süre içerisinde yüksek bir akış hızı sağlayabilirler.

Değişik tipteki akümülatörlerin detayları ve uygulamaları 6. bölümde 6.4 kısmında yer almaktadır.

En çok kullanılan akümülatör içinde basınçlı nitrojen ile doldurulmuş esnek bir torba bulunan dövme çelik şişeden oluşur. Pompa akışkanı akümülatör için pompalayarak gazın daha da sıkışmasına neden olur. Giriş basıncında meydana gelen gazı genişletirerek akışkanın devreye geri dönmesini sağlar.

Şekil 2.20 de gösterilen tipik devrede pompanın meydana getirdiği akış, Akümülatörünü boşaltmak için kullanılır. Daha önce belirlenmiş basınç değerine erişildiğinde B basınç anahtarı devreye girerek elektromıknatis kumandalı C valfi üzerinden geçen devreyi açık hale getirir. C valfi pompa akımını depoya aktaracak şekilde konum değiştirir. Böylece basınç altındaki akışkan çek valfi aracılığı ile devrenin üst kısmında sıkıştırılmış olur.

Şekil 2.20'de gösterilen elektrikli kontrol devresinin arızaya karşı emniyetli konumunda olduğu, Solenoid kumandalı C valfine giden akım kesildiğinde pompa akımının depoya boşaltılması suretiyle bu emniyet sağlanmış olur. Şekil 2.20'de görülen devre basitleştirilmiş ve daha kolay anlaşılır hali ile gösterilmiştir. Basınçlı bir cihaz olan ve potansiyel tehlike oluşturan akümülatörlerin emniyetli çalışabilmesi ve bakımlarının daha iyi şekilde yapılabilmesine yardımcı olmak için ilave bir valf kullanılması tavsiye edilmektedir. Bazı ülkelerde kanunlar akümülatörlerde emniyet valfi bloklarının kullanımını zorunlu kılmaktadır.



Şekil 2.20 Elektrik kontrollü pompa ve akümülatör devresi.

Akümülatör devreleri hareketlendiricinin (silindir), çalışma zamanının büyük bir bölümünde hareketsiz olduğu özellikle hareketlendirici (silindir) basıncının sabit bir değerde olması gerektiği sistemler için yararlıdır.

ÖRNEK 2.3

Bir silindirin aşağıda belirtilen zaman döngüsü içinde çalışması gerekir. Piston ileri hareketini 25 bar basınçta 25 saniyede yapar. Debi 12 l/dak.dır. Piston bu halde 200 bar basınçta 25 saniye kalır. Bu durumda akış yoktur, yani Debi sıfırdır. Bundan sonra piston geri hareketini 35 bar basınçta 4 saniyede yapar. debi yine 12 l/dak.dır. Piston son konumunda 200 bar basınçta 26 saniye kalır. Debi sıfırdır.

Şekil 2.21'de basınç/akım şartları gösterilmiştir. Akış, çevrimin sadece % 15'lik zamanında gereklidir. Sabit debili tek pompa devresinin kullanılmasıyla (Şekil 2.22) 12 l/dk.lık pompa çıkışı, 200 bar basınçta ve çevrim zamanının % 85'lik kısmında emniyet valfindan tanka/depoya boşalacaktır.

2.1 Pompa tipleri

Teorik güç girişi ;

$$2 \cdot \frac{\text{Debi} \times \text{Basınç}}{60} = \frac{12 \times 10^{-3} \times 200 \times 10^5}{60} \quad (\text{m}^3/\text{s} \times \text{N}/\text{m}^2)$$

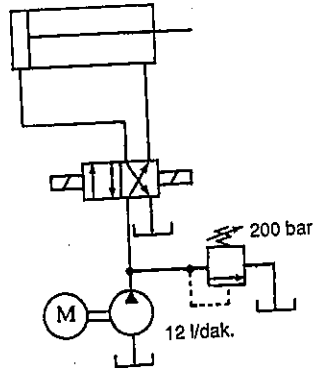
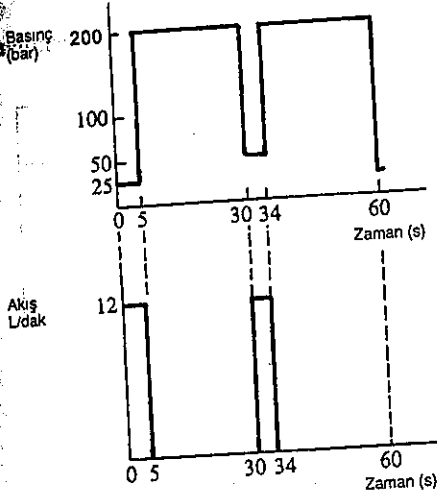
$$= 4000 \text{ Nm/s}$$

$$= 4 \text{ kW}$$

Bu değerin büyük bir bölümü emniyet valfinda ısı enerjisi olarak kayba uğratılır.

Şekil 2.21'deki debi ihtiyacı eğrisini kullanarak bir dakikalık çevrim esnasındaki gerekli akışı hesaplıyalım.

Pistonu ileri hareket ettirmek için sıvı miktarı = $12 \times 5/60$ = 1 litre
 Pistonu geri hareket ettirmek için sıvı miktarı = $12 \times 4/60$ = 0,8 litre
 Bir dakikada yer değiştiren sıvının hacmi = 1.8 litre



Şekil 2.21 Basınç ve akış ihtiyacıları.

Şekil 2.22

Bu yüzden silindir pistonunun hareketsiz olduğu anlarda pompa gelen akışın bir akümülatörde depolanması ile (Şekil 2.20) debisi 1.8 l/dak olan bir pompa yeterli olacaktır. Ama silindir pistonunun hareketsiz olduğu sürelerde en küçük 200 bar çalışma basıncı gerekli olduğundan çalışma basıncının bu değerden daha fazla olması gerekecektir örneğin devre basıncındaki değişimler bazı (şekil 2.23'e bkz.) mahzurları da beraberinde getirecektir. En büyük devre basıncına ulaşılan kadar pompa devamlı olarak akümülatörü besler. Akümülatör

devreye akış sağladığında basınç düşer. Akümülatör/boşalmasını sınırlamak için devrede akış kontrolü kullanılmalıdır.

Pompanın ortalama çıkışının, devrenin ortalama ihtiyacını tam olarak karşılaması zordur. Bu yüzden düşünüldenden daha büyük bir pompa seçilmeli akış fazlası da emniyet valfi aracılığı ile tahliye edilmelidir.

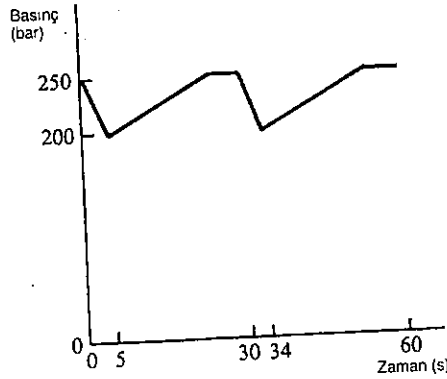
Pompa debisi devrenin ihtiyacını fazlası ile aşıyorsa pompanın gerekli durumlarda boşaltılmasını sağlayacak mekanizmalar kullanılmalıdır. Aksi takdirde akümülatör basıncı çalışma süresinin büyük bir kısmında en büyük değerinde kalır. (basınç tahliye/boşaltma valfları 3 bölümde 3.1 kısmında ele alınacaktır).

Debinin 2 l/dak, akış fazlasının da 250 bar basınç altında emniyet valfindan tahliye edildiğini varsayalım. Teorik güç :

$$\frac{2 \times 10^{-3}}{60} \times 250 \times 10^5 \times 10^{-3}$$

$$= 0.83 \text{ kW}$$

Akümlatör hesaplamaları ile ilgili örneklere 6. Bölümün 6.4 ve 6.6 kısımlarında ayrıntılı olarak yer verilmiştir.



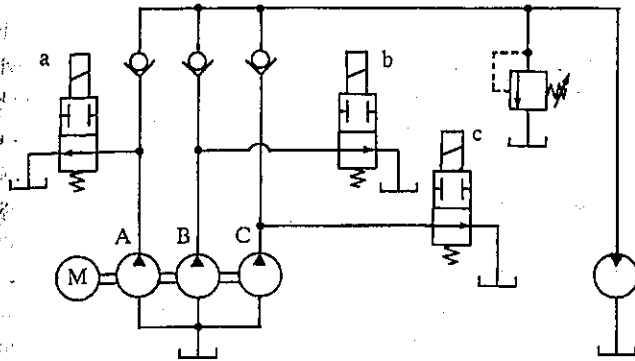
Şekil 2.23

2.2.3 Çok Pompalı devreler

Farklı durumlarda farklı debi ve basınç değerleri gerektiren sistemler yük durumuna göre açılıp kapatılabilen birden fazla pompanın birleşimi ile çözümlenebilir.

ÖRNEK 2.4

Şekil 2.24'teki konveyör, hidrolik motor tarafından çalıştırılmaktadır. Çıkış hacimleri farklı üç ayrı pompanın kullanılması ile sıfıra ilaveten yedi kademeli hıza ulaşılabilir.



Pompa	Debi
A	40 l/dak
B	20 l/dak
C	10 l/dak

Solenoid			Motora giden akış debi (l/dak)
a	b	c	
0	0	0	0
0	0	1	10
0	1	0	20
0	1	1	30
1	0	0	40
1	0	1	50
1	1	0	60
1	1	1	70

Solenoid durumu

Enerjilenmemiş = 0

Enerjilenmiş = 1

Şekil 2.24

Çok kullanılan standart çift motorlu bir devre şekil 2.25'te gösterilmiştir. Sistemin basınç ihtiyacına göre pompa debileri otomatik olarak devreye ya da devre dışına iletilmektedir. A pompası en büyük devre basıncını belirleyen C emniyet valfine bağlı olarak çalışmaktadır. B pompasının debisi A pompasınınkinden daha büyük olup devre basıncı D tahliye valfinin belirlediği en büyük değeri geçtiğinde Pompasındaki basınç fazlası fazla bir direnç ile karşısından depoya / tanka iletilecektir. Devre basıncı D valfinin belirlediği basınç değerinden düşük olduğu sürece her iki pompa da sis-

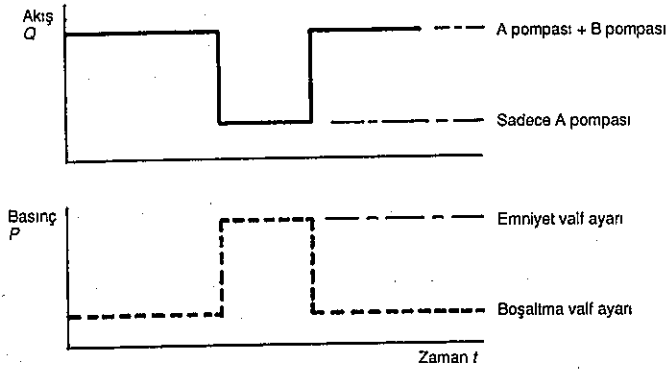
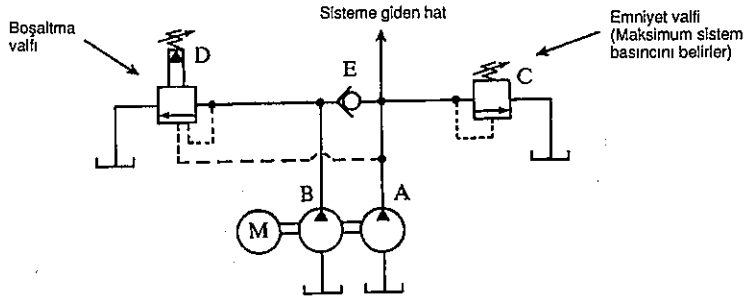
teme akış sağlamaktadır. E çek valfi A pompası çıkışının D valfi üzerinden tahliyesini önlemektedir.

Bu devrelerin iki karakteristik özelliği yüksek basınçta düşük hacim, düşük basınçta ise yüksek hacim oluşturmalarıdır.

Aynı devre, her iki pompanın debilerinin eşit olduğu veya yüksek basınçlı pompanın iletiminin, düşük basınçlı pompaninkinden daha fazla olduğu durumlarda da çalışacaktır.

Ancak tahliye valfinin doğru çalışabilmesi için iki pompanın çalışma basınçları yeterince farklı olmalıdır (Tahliye valfleri 3. bölümde 3.1 kısımda detaylı olarak incelenecektir). Çift pompalı sistemlerin basınç ve debi özellikleri şekil 2.25'te belirtilmiştir.

Çok pompalı veya çift pompalı devrelerin tipik bir uygulama alanı uzun stroklu olan hidrolik preslerdir. Yüksek debili düşük basınçlı bir pompa ile düşük debili yüksek basınçlı bir pompanın oluşturduğu çıkışlar, pres tezgahında işlenen parçanın seri bir şekilde sıkıştırılmasını sağlamak için birleşik olarak kullanılır. Bu noktada yük direnci aniden artar. Bunun sonucu olarak yükselen devre basıncı tahliye valfini devreye sokarak yüksek debili pompanın akımının boşaltılmasını sağlar. Düşük debili yüksek basınçlı pompanın akımı pres strokunu düşük bir hızda ama



Şekil 2.25 Çift pompalı devre ve özellikleri.

liye valfinin çalışma basıncına yakın bir basınçta tamamlar. Her iki pompada pres planını yüksek hızda ve düşük basınçta açmaya yarar.

Bu devre akümülatör devresine kıyasla daha sabit bir basınç sağlar, sabit debili tek pompa devresine göre de önemli ölçüde güçten tasarruf sağlar. Uygun pompa lama kapasitelerinin ve çalışma basınçlarının belirlenmesiyle pompaları çalıştıran debinin hem düşük hem de yüksek basınç şartlarında aynı olması sağlanabilir.

ÖRNEK 2.5

Pres kalıplarının en büyük 30 bar'lık bir basınçta yüksek hızla açılıp kapanması için 200 l/dak'lık bir debiye ihtiyaç vardır. Çalışma stroku için en büyük 400 bar'lık bir basınç gerekli olmasına rağmen 12 ile 20 l/dak arasındaki bir debi yeterli olacaktır.

Pres kalıplarını açmak veya kapamak için gerekli olan teorik güç;

$$\begin{aligned} & \frac{200 \times 10^{-3}}{60} \times 30 \times 10^5 \text{ (Nm/s)} \\ & = 10\,000 \text{ Nm/s} \\ & = 10 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bu gücü pres işlemi için kullanmak için aşağıdaki işlem yapılır. 400 bar basınçta ki mevcut debi q ile gösterilirse

$$q \times 400 = 200 \times 30$$

$$\text{ve } q = 151/\text{min}$$

Görüldüğü gibi pres işlemi için kabul edilebilir debi, $q = 15 \text{ lt/dak}$

Gerekli pompa debileri ise;

$$\text{Yüksek basınçlı düşük hacimli pompa için} = 15 \text{ l/dak}$$

$$\text{Yüksek hacimli, düşük basınçlı pompa için } (200-15) = 185 \text{ l/dak olmalıdır.}$$

400 bar basınçta çalışan, debisi 200 l/dak olan, buna eşdeğer sabit debili tek pompa, teorik değeri 133.3 kW olan bir güç girişi gerektirir.

2.2.4 Değişken çıkışlı pompalar

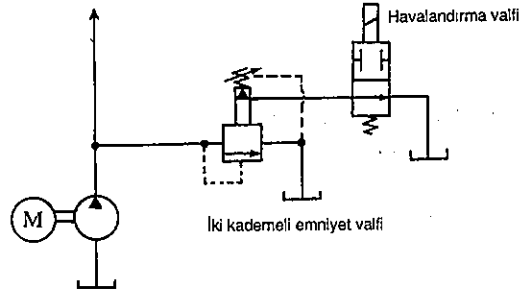
Değişken debili pompalar daha önce incelenmişti. Bu pompalar sabit debili birimlere

göre daha karmaşık olup daha pahalıdır. Ama bu pompaların kullanımı en etkin pompalamayı sağlar. Benimsenen kontrol metoduna göre akım ve basınç sistem ihtiyacına uyacak şekilde değiştirilebilir.

2.3 POMPALARIN ÇALIŞTIRILMASI

Pompalar, elektrik motoru, dizel motoru gibi içten yanmalı motor pnömatik motoru hatta hidrolik motoru ile çalıştırılabilir.

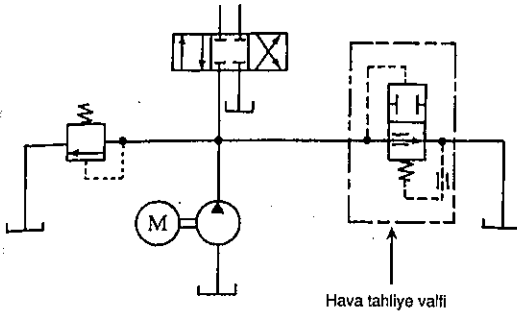
Düşük hızlarda elektrik motoru ile dizel motorun sağladığı moment çok düşüktür. Bu yüzden pompanın ilk çalıştırılması sırasında boşta olmasına dikkat edilmelidir. Bu emniyet valfi kullanılarak yapılabilir (şekil 2.26) (iki kademeli emniyet valfinin çalışma prensibi Bölüm 3, Kısım 3.1 de açıklanacaktır).



Şekil 2.26 Emniyet valfinin havalandırılması ile pompanın boşaltılması.

Çalıştırma anında sisteme iletim sağlamayan, bloke edilmiş bir devreye bağlı pompanın çalıştırılması için gerekli güç girişinin azaltılmasının bir diğer metodu havalandırma valflerinin veya yol verme valflerinin kullanılmasıdır (Şekil 2.27).

Böylelikle hem pompanın sıvı ile dolup çalışmaya hazır hale gelmesi hem de sistemdeki havanın boşaltılması kolaylaşmış olur. Bu da pompanın fazla bir güç harcama olmadan hızlanmasını sağlar. Pompalama işlemi kapanmadan ve sistem basıncının oluşturulana kadar doğrudan depoya yapılmaktadır. Başlangıçta valf üzerinden depoya kolay bir akış yolu vardır, ancak daha sonra akış kuvvetlerinin meydana getireceği basınç bu valfin yavaşça kapanmasına sebep olacaktır.

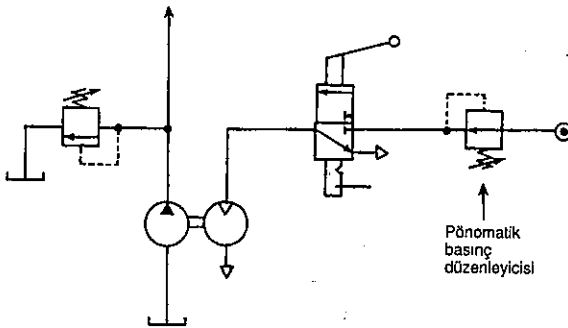


Şekil 2.27 Hava tahliye valflü pompa devresi.

Pompanın çalıştırılması için hava motorunun kullanıldığı durumlarda şekil 2.28 boşaltım işlemine gerek yoktur, çünkü hava motorları nispeten yüksek bir başlangıç momentine sahiptirler. Hava motoru yük momentinin çok fazla olduğu durumlarda durdurulacaktır. Bu yüzden belirlenmiş bir sistem basıncına erişildiğinde hava besleme basıncının ayarlanması ile pompa yavaşlatılabilir. Emniyet valfi yaklaşık olarak sistem basıncından % 15 daha yüksek bir basınç değerinde devreye girmelidir, aksi takdirde hava motoru stop edecektir.

Hava motorlu sistemlerin uygulama alanı kısıtlıdır. Motor gücünün gerektirdiği bazı zorunluluklardan dolayı bu sistemler daha çok düşük güçlü uygulamalar için elverişlidir. Basıncın düşük, debinin yüksek olduğu su pompalama sistemleri ile debisi çok çok düşük olup çalışma basıncı 700 bara kadar çıkan pompalar bu uygulamalara örnek teşkil eder.

Hava motorlu pompaların en önemli üstünlüğü hava basıncının ayarlanması ile hidrolik akışkan basıncının pompanın stop edeceği değere ayarlanmasıdır. Bu da devrenin hava motorunun uzun süre durmasıyla hiç enerji kaybı olmadan basınç altında tutulması ve bu yüzden akışkanda ısı meydana gelmesi demektir.



Şekil 2.28 Hava motorlu pompa devresi.

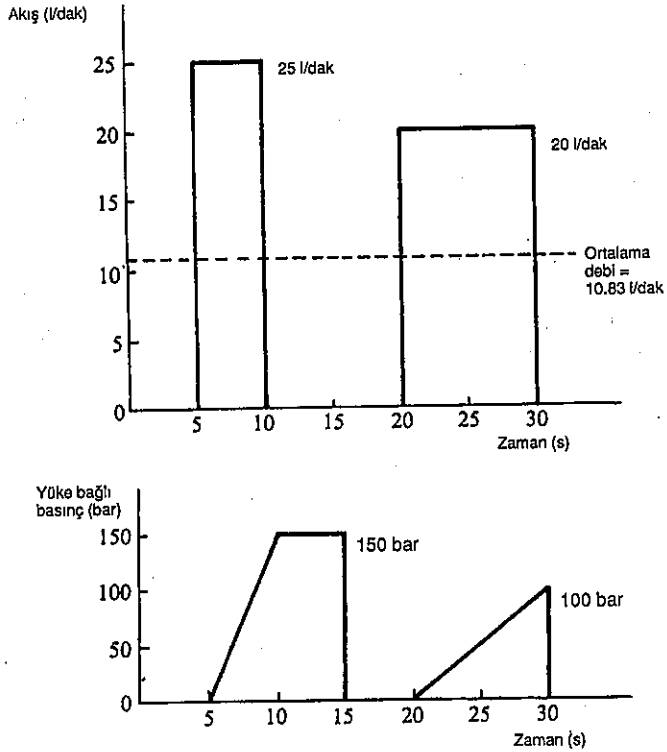
2.4 POMPA DEVRESİ TASARIMI

Belirli bir uygulama için uygun olan pompalama devresini seçerken basınç/debi ihtiyaçları analiz edilmelidir. Pratikte, en uygun çözüm direkt olarak verilerden belli olabilir ya da en azından bazı ihtimaller hesaplamalara gerek kalmadan elenebilir. Örnek 2.6 da bir tasarım çalışması yapılmıştır. Burada konu bütünlüğünün sağlanması için birçok temel pompalama devresi incelenecek ve de çözümlerin nispi etkinlikleri gösterilecektir.

ÖRNEK 2.6

Tasarım verileri

Pompa bir hidrolik sistemin basınç ve debi özellikleri Şekil 2.29'da gösterilmiştir. Toplam çevrim süresi 30 saniyedir. Sistem, çevrim zamanının



Şekil 2.29 Bir pompa devresinin tasarımı için gerekli veriler.

sadece yarısı için akışkan gerektirir fakat çevrimin üçte ikisinde basınç altına alınmalıdır. Akışkan hızının belirli değerlerde tutulabilmesi için çeşitli kontrol metodlarının kullanılması zorunlu olabilir. Kullanılan akışkan madeni esaslı yağdır. Bunların dışında başka özel şartlar yoktur. Burada dört farklı tasarım incelenecektir ;

1. Sabit debili tek pompa kullanımı
2. Sabit debili çift pompa kullanımı
3. Akümülatör sisteminin kullanımı
4. Basınç dengeli pompanın kullanımı.

1. Sabit debili tek pompa devresi

Şekil 2.19'da gösterilen sabit debili tek pompa devresini ele alalım.

Teorik pompa iletimi = 25 l/dak (buna 10 % ek tolerans sağlanmalıdır)

Bu yüzden, gerekli pompa iletimi = 27.5 l/dak

En büyük sistem basıncı = 150 bar (Emniyet valfi bu değer % 10 daha fazlasına ayarlanmalıdır)

Bu yüzden emniyet valfi 165 bar basınçta devreye girecektir.

Bu basınç ve debi değerleri dişli pompalar için mevcut olan değer aralığındadır. (Tek Dowty dişli birimlerinin detaylarını gösteren tablo 2.4'e bakınız).

Pompayı doğrudan 1140 devir/dakikalık bir motorun çalıştırdığını varsayalım. 1500 dev/dak hızda bu varsayıma denk gelen pompa iletimini hesaplayalım. 1500 dev/dak hızda gerekli pompa debisi =

$$27.5 \times \frac{1500}{1440} = 28.7 \text{ l/dak}$$

Tablo 2.4'te belirtilen standart dişli pompalardan bu değerlere en yakın olanları aşağıda açıklanmıştır.

- a) Nominal iletimi 1500 dev/dak hızda 28.1 l/dak olan 1 PL 60 (Bu 1400 dev/dak hızda 27.0 l/dak ya denktir). Maksimum çalışma basıncı = 250 bar. Bu pompa sistem şartlarına tam olarak uymaktadır.
- b) 1500 dev/dak hızda nominal iletimi 33.6 l/dak (Bu 1440 dev/dak hızda 33.2 lt/dak ya denktir) olan 1 PL 072. En büyük çalışma basıncı = 210 bar.
- c) 1500 dev/dak hızda nominal iletimi 41.5 lt/dak (Bu 960 dev/dak hızda 26.6 lt/dak ya denktir) olan 2 PL 090. Bu (a) seçeneği ile hemen hemen

aynıdır.. Ancak daha büyük bir pompa ve hızı 960 dev/dak olan bir elektrik motoru kullanıldığından daha pahalıdır. Şayet ateşe dayanıklı bir akışkan kullanılsaydı pompaya bir üstünlük sağlayabilirdi. Ancak bu durumda kullanılması önerilen madeni esaslı bir yağdır.

Devirin başlangıcından 10 saniye sonra sistemin gerektirdiği hidrolik enerji;

$$\frac{25 \times 150}{600} \text{ kW}$$

$$= 6.25 \text{ kW}$$

Devirin başlangıcından 30 saniye sonra (bir devir sonunda) sistemin gerektirdiği hidrolik enerji;

$$\frac{20 \times 100}{600} \text{ kW}$$

$$= 3.3 \text{ kW}$$

Gerçek pompa iletiminin sağladığı toplam teorik hidrolik güç; (a veya c pompası için)

$$\frac{27 \times 165}{600} \text{ kW}$$

$$= 7.4 \text{ kW}$$

Şekil 2.30'daki taralı alan sistem içinde ısı şeklinde sarfedilen enerjiyi gösterir. 30 saniyelik periyodun 20 saniyesinde elektrik motorunun sisteme sağladığı teorik enerji 7.4 kW'tır. Her bir devirde yararlı olarak harcanan toplam enerji 5-10 ile 20-30 saniyeler arasında kullanılan enerjidir. Bu yüzden ;

$$\text{Sağlanan toplam teorik enerji}$$

$$= 7.4 \times 20 \text{ kW (jul} \times 10^3)$$

$$= 140 \text{ kJ}$$

Yararlı olarak kullanılan

$$\text{Toplam enerji} = (6.25 \times 5/2) + (3.3 \times 10/2) \text{ kJ}$$

$$= 32.12 \text{ kJ}$$

Sistemin toplam verimi yararlı olarak kullanılan toplam enerjinin teorik enerjiye olan oranıdır.

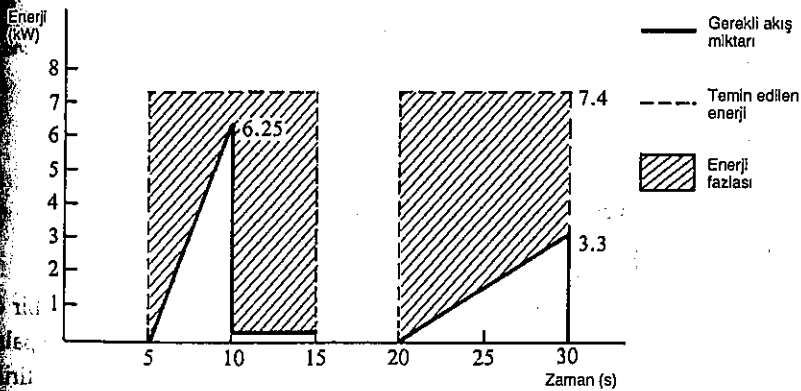
$$= \frac{32.12 \times 100}{148}$$

$$= 21.7\%$$

Tablo 2.4 Dowty Powerline dişli pompa/dişli serisi

Pompa tipi	Motor tipi	Teorik debi (cm ³ /dev)	Maks. daimi basınç PI (bar)	PI basıncında hız				1500 dev/dak (1/dak)'da tipik pompa çıkışı
				Min. pompa (dev/lak)	Maks. pompa (dev/dak)	Min. motor (dev/dak)	Maks. motor (dev/dak)	
OPL 003		1.22	280	500	4000			1.50
OPL 004		1.63	280	500	4000			1.95
OPL 006		2.18	280	500	4000			2.91
OPL 008		2.87	280	500	4000			3.95
OPL 011	OML 011	3.81	280	500	4000	500	4000	5.32
OPL 013	OML 013	4.46	280	500	4000	500	4000	6.27
OPL 015	OML 015	5.14	280	500	4000	500	4000	7.27
OPL 019	OML 019	6.26	280	500	4000	500	4000	8.95
OPL 025	OML 025	8.08	225	500	4000	500	4000	11.73
IML 020	1ML 020	7.02	250	500	3000	500	3000	10.13
IML 028	1ML 028	9.46	250	500	3000	500	3000	13.72
IML 036	1ML 036	11.89	250	500	3000	500	3000	17.32
IML 044	1ML 044	14.33	250	500	3000	500	3000	20.95
IML 052	1ML 052	16.76	250	500	3000	500	3000	24.50
IML 060	1ML 060	19.20	250	500	3000	500	3000	28.10
IML 072	1ML 072	22.84	210	500	3000	500	3000	33.60
IML 090	1ML 090	28.12	175	500	2500	500	3000	41.50
2PL 050	2ML 050	16.66	250	500	2500	500	3000	24.36
2PL 070	2ML 070	22.71	250	500	2500	500	3000	33.45
2PL 090	2ML 090	28.77	250	500	2500	500	3000	42.45
2PL 105	2ML 105	33.23	250	500	2500	500	3000	49.10
2PL 120	2ML 120	37.85	250	500	2500	500	3000	55.91
2PL 146	2ML 146	45.50	210	500	2500	500	3000	67.32
2PL 158	2ML 158	49.35	210	500	2500	500	3000	73.05
3PL 150		47.08	250	500	2500			68.9
3PL 180		56.20	250	500	2500			82.5
3PL 210		65.26	250	500	2500			96.1
3PL 250		77.19	210	500	2500			114.1
3PL 300		92.08	175	500	2250			136.6
3PL 330		101.77	160	500	2250			150.9
3PL 380		116.85	140	500	2150			173.5

Dowty Hydraulic Units Ltd



Şekil 2.30

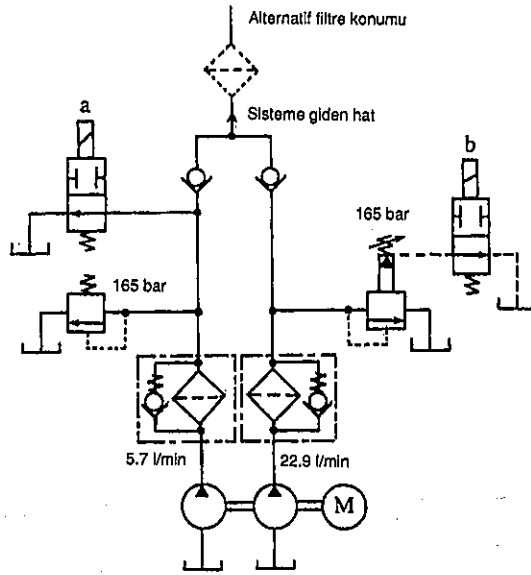
2. Sabit debili çift pompa devresi

Şekil 2.31 deki devrede gösterildiği gibi sabit debili pompanın kullanıldığı durumlarda yüksek debinin sağlanması için her iki pompa kullanılırken düşük debinin sağlanması için pompalardan sadece bir tanesi kullanılır. Bu yüzden gerekli teorik pompa iletimleri 20 lt/dak ve 5 lt/dakkadır. Daha öncede olduğu gibi bu teorik değerler % 10 ek toleranslı olmalıdır. Sonuçta 22 lt/dak ve 5.5 l/dak elde edilir.

Tandem veya çift pompalar bazı dişi pompa üreticileri tarafından imal edilmektedir. Ama bunların kullanımı oldukça sınırlıdır. Tablo 2.5 farklı birleşimlerden oluşan birimlerden bazılarını göstermektedir.

Sistem zamana bağlı olarak düzenlenmiştir, bu yüzden pompaların açılıp kapatılması için bir kontrol zamanlayıcısı kullanılabilir.

Tablo 2.5 te de görüldüğü gibi 1440 dev/dak hız ve 175 bar basınçta gerçek debi değerleri sırası ile 22.9 lt/dak ve 5.7 lt/dak'dır. Bu debi değerleri 165 bar basınçta da hemen hemen aynı olacaktır. (Sistem basıncındaki düşme sızıntıyı



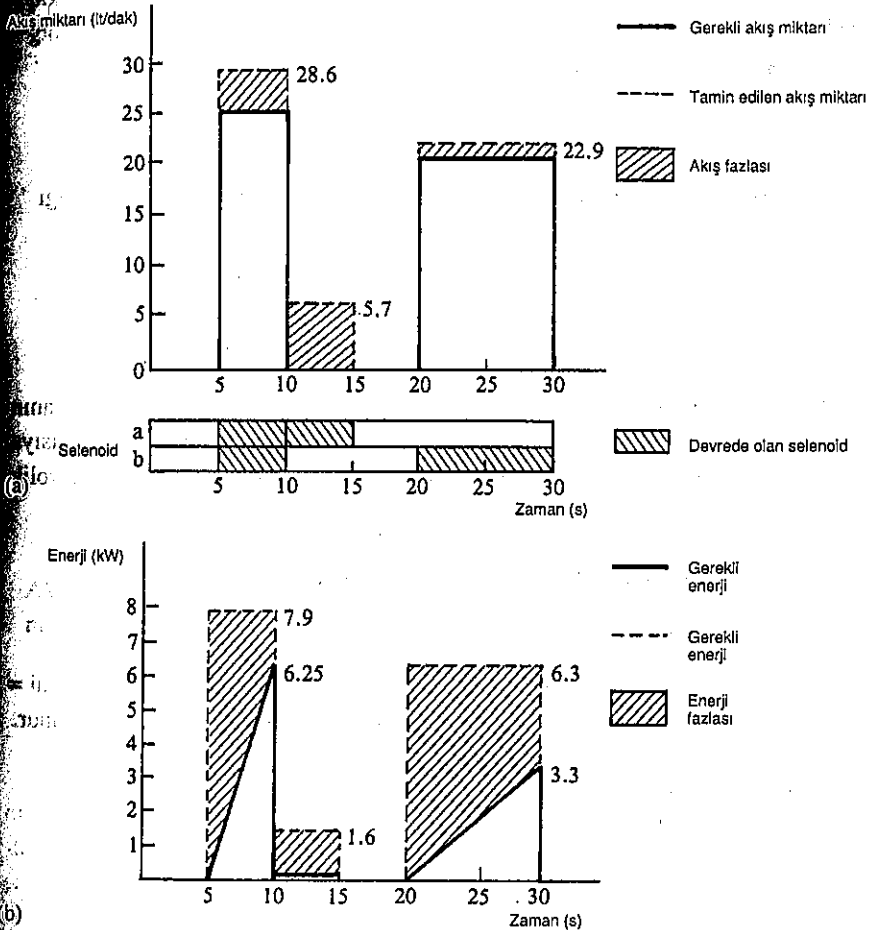
Şekil 2.31 ikili pompa devresi.

azaltarak pompa iletimini daha iyi hale getirir.

Şekil 2.31 de gösterilen konumdaki filtrelerle, her bir filtreden sabit bir debi geçer ve de yağın tamamı filtre edilir. Bu debi sistemin açık ya da kapalı olmasına bağlı değildir. Eğer alternatif konuma tek bir filtre yerleştirilirse

Tablo 2.5 Çift pompalı sistemleri için kullanılacak pompa birimleri. Bu birimlerden herhangi ikisi birleştirilerek çiftli bir pompa birimi elde edilebilir.

Pompa boyutu	Teorik deplasman (cm ³ /devir)	1440 dev./dak. Nominal verim (L/dak.)	Maksimum basınç (bar)	Maksimum hız (dev./dak.)	175 bar'da hacimsel etkinlik (%)	Fiili verim (L/dak.)
4	4.4	6.34	250	3000	90	5.7
8	8.5	12.24	250	3000	91	11.1
12	11.9	17.14	240	2500	92	15.8
16	17.3	24.9	220	2000	92	22.9



Şekil 2.32 (a) Pompa akış diyagramı. (b) enerji kullanımı ve enerji beslemesi.

sadece sistemin kullanıldığı yağ filtre edilir ve a ile b solenoidleri devreye girerken filtre elemanı çok akışlara maruz kalır. Devreye giden akış bir zamanlayıcıya bağlı olarak çalışan bu ve b solenoidleri ile kontrol edilir. Bu solenoidler bir zamanlayıcıya bağlı olarak çalışırlar.

(Solenoid valflar 3. Bölümde ele alınacaktır.) İki solenoid valfin da kapalı olduğu durumda her iki pompanın akımı düşük basınçta (dolayısı ile enerji kaybı en az olacak şekilde) depoya tahliye edilir. Solenoidlerden biri devreye girdiğinde depoya giden hat kesilip uygun pompa devreye akım sağlar.

Şekil 2.32 (a) periyoda bağlı olarak pompa devresi tarafından sağlanan yağ miktarı (ilgili solenoidler açık veya kapalı iken) ile sisteme gerekli olan yağ miktarı gösterilmiştir. Taralı alanlar emniyet valfları ile boşaltılacak olan pompa debisinin fazlasını gösterir. Bu hareketlendirici (alıcı) hızlarının düzenlenmesi için devrede akış kontrol valflarının kullanımını varsayar.

165 bar basınçta 22.9 lt/dak debili pompanın sisteme sağladığı hidrolik enerji :

$$\begin{aligned} & 22.9 \times 165 \times 1/600 \\ & = 6.3 \text{ kW} \end{aligned}$$

Aynı şekilde 165 bar basınçta 5.7 lt/dak debili pompanın sisteme sağladığı hidrolik enerji,

$$\begin{aligned} & 5.7 \times 165 \times 1/600 \\ & = 1.6 \text{ kW} \end{aligned}$$

Şekil 2.32 (b) bir devirlik zamanda sistemde harcanan enerji ile pompanın sağladığı enerjinin bir analizini göstermektedir. Taralı alan, sistem içinde ısıya dönüşen enerji miktarını göstermektedir. Sisteme sağlanan toplam hidrolik enerji;

$$\begin{aligned} & [(1.6 + 6.3) \times 5] + (1.6 + 5) + (6.3 \times 10) \\ & = 110.5 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Daha önce olduğu gibi sistemde harcanan enerji 32.12 kJ.dur. Sistem verimi = Sistemde harcanan enerjinin, Pompanın sağladığı enerjiye bölünmesiyle bulunur.

$$\frac{32.12}{110.5} \times 100 = 29.1\%$$

3. Akümülatör Sisteminin kullanılması

Bir akümülatör devresinde pompanın sağladığı akışkan sistem gerek duyana kadar akümülatörde basınç altında saklanır. Akümülatör büyüklüğünün hesaplanabilmesi için aşağıdakiler bilinmeli, belirlenmeli ya da varsayılmalıdır :

- (a) En büyük akümülatör akışı
- (b) En büyük çalışma basıncı
- (c) Sistemin en küçük çalışma basıncı
- (d) Akümülatör önyükleme basıncı

En büyük akümülatör akışının hesaplanması için zamana bağlı ortalama pompa akış miktarı ile 2.29'daki akış diyagramında gösterildiği gibi sisteme giden akış miktarları bulunmaktadır.

$$\begin{aligned} \text{Sisteme giden akış} &= 5 \text{ saniye için } 25 \text{ l/dak} + 10 \text{ saniye için } 20 \text{ l/dak} \\ &= (25/60 \times 5) + (20/60 \times 10) \\ &= 5.42 \text{ litre} \end{aligned}$$

Ortalama devir debisi

Bir devirdeki akış
Bir devir zamanı

$$= \frac{5.42}{0.5} \text{ lt/dak}$$

$$= 10.84 \text{ lt/dak}$$

$$= 0.18 \text{ lt/s}$$

Akümlatöre giden veya akümülatörden çıkan akış miktarı akış hızının akış zamanı ile çarpımıdır.

(i) 0 ile 5. saniyeler arasındaki akış hızı,

$$\text{Pompa iletimi} = 0.18 \text{ lt/s}$$

$$\text{Sistem ihtiyacı} = 0$$

$$\text{Akümülatöre giden akış hızı} = 0.18 \text{ lt/s}$$

0 ile 5 saniyeler arasında akümülatöre gelen

$$\text{akışkan miktarı} = 0.18 \times 5 = 0.9 \text{ litre}$$

(ii) Benzer şekilde 10. ve 20. saniyeler arasında pompa çıkışı akümülatöre gitmektedir.
10 ile 20. saniyeler arasında akümülatöre giden Akışkan miktarı =
 $0.18 \times 10 = 1.8 \text{ lt}$

(iii) 5 ile 10. saniyeler sırasında,
Pompanın iletimi = 0,18 lt/s
Devrenin ihtiyacı = 25 lt/dak
= 0.417 l/s
Akümülatörden gelen akışkan hızı = 0,417 - 0,18
= 0,237 lt/s

5 ile 10. saniyeler arasında akümülatörden gelen akış miktarı =
 $0,237 \times 5 \text{ lt} = 1.185 \text{ litre}$

(iv) 20. ile 30. saniyeler sırasında
Pompa iletimi = 0.18 lt/s
Devre ihtiyacı = 20 lt/dak
= 0,333 lt/s
Akümülatörden gelen akış hızı = 0,333 - 0,18
= 0,153 lt/s

20 ile 30. saniyeler arasında akümülatörden gelen akış miktarı =
 $0,153 \times 10 = 1.53 \text{ litre}$

Akümlatörden gelen eve akümülatöre giden yağ akışı şekil 2.33'de gösterilmektedir. Akümülatörde depolanacak yağ miktarı (hacmi) şekil 2.33'ün en büyük genliğidir. Yani $1.53 + 0.285 = 1.815 \text{ litre}$.

Sistemin en büyük çalışma basıncı, çalışma basıncı en küçük olan elemanın en büyük emniyetli çalışma basıncıdır. Bu durumda en büyük çalışma basıncı 207 bar ve fasıllı basıncı bunun üstünde olan dişli bir pompanın olduğunu varsayalım En küçük sistem basıncı tasarım kriterlerine göre belirlenir. Örneğin, 150 bar'dır. Akümülatörün önyüklemeye gaz basıncı genelde en küçük sistem basıncının % 90'ına eşittir. Yani $0.9 \times 150 = 135 \text{ bar}$.

Akümlatörün gerçek büyüklüğünü hesaplayabilmek için akümülatördeki gaz yükünün farklı şartlardaki birçok durumu incelenecektir. Bunlar şekil 2.34'te gösterilmiştir. Tüm gaz hesaplamalarında basınç ve sıcaklık değerleri mutlak birimlerde olmalıdır.

Önyüklemeye basıncı, $P_1 = 135 \text{ bar}$ (gösterge basıncı)
= 136 bar (mutlak basınç)

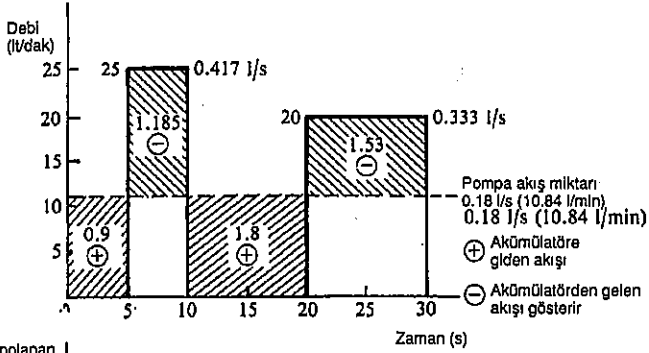
En büyük sistem basıncı, $P_2 = 207 \text{ bar}$ (gösterge basıncı)
= 208 bar (mutlak basınç)

En küçük sistem basıncı, $P_3 = 150 \text{ bar}$ (gösterge basıncı)
= 151 bar (mutlak basınç)

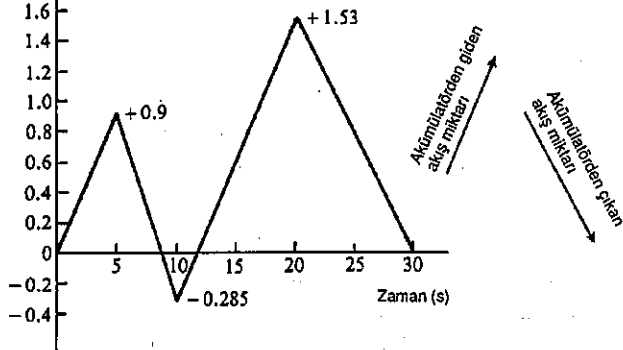
Akümülatörde depolanacak en küçük yağ miktarı (hacmi) $V_3 - V_2 = 1.815$ l'dir. Akümülatörün yüklenmesi esnasında (a ve b durumları arasında) izotermal (eş sıcaklıkta) sıkıştırma olduğunu varsayalım, akümülatörü doldurma süresi,

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

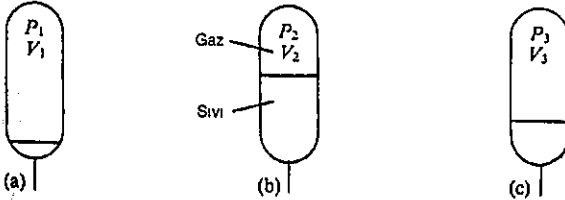
$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} = 208/136 = 1.529$$



Akümülatörde depolanmış yağ miktarı (l)



Şekil 2.33 Akümülatöre giren ve çıkan akım.



Şekil 2.34 Akümülatördeki gaz yükü. (a) Gazlı ön-doldurma. (b) Akışkanla tam doldurma. (c) Kullanılabilir akışkanın tam boşaltımı.

(b) ve (c) durumları arasında izentropik (eş entropi'de) boşaltım olduğunu varsayalım,

$$P_2 V_2^\gamma = P_3 V_3^\gamma \quad \text{burada } \gamma \text{ adyabatik katsayı olup 1,4 alınabilir.}$$

$$(V_3/V_2)^\gamma = P_2/P_3 = 208/151$$

$$V_3/V_2 = (208/151)^{1/\gamma} = 1.257$$

böylece:

$$V_3 - V_2 = 1.815 \quad (2.5)$$

$$V_1 = 1.529 V_2 \quad (2.6)$$

$$V_3 = 1.257 V_2 \quad (2.7)$$

$$0.257 V_2 = 1.815$$

$$V_2 = 7.062$$

2.6 eşitlikten:

$$V_1 = 1.529 \times 7.062$$

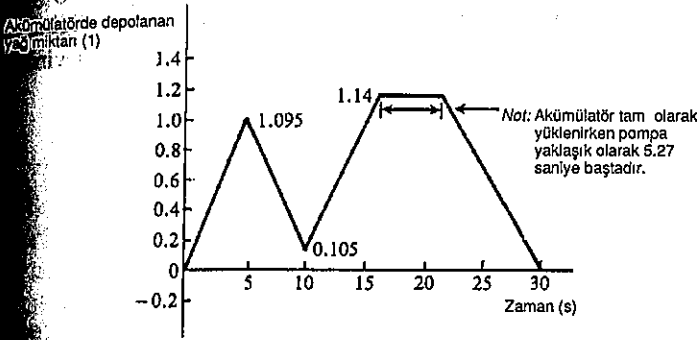
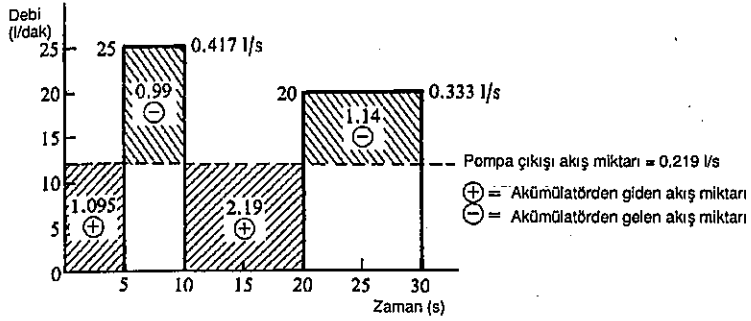
$$= 10.8 \text{ litre}$$

En küçük kapasitesi 10.8 litre ve ön yükleme basıncı 135 bar olan bir akümülatörün en büyük çalışma basıncı 207 bar olmalıdır. Akümülatör üreticilerinin verilerine göre 10 veya 20 litrelik nominal kapasite birim seçenekleri vardır. 10 litrelik akümülatör kullanılırsa, devir zaman biraz daha uzun olur. Bu biraz daha büyük bir dağıtım pompasının kullanımı ile telafi edilebilir. 20 litre kapasiteli akümülatör kullanılırsa en büyük çalışma basıncı azaltılabilir ve böylece daha etkin bir sistem elde edilir.

En büyük 207 bar basınçta pompanın debisi 10,84 lt/dak olmalıdır. Tablo 2.4'deki pompa verilerine göre OPL 025 pompasının nominal çıkışı 250 bar çalışma basıncında ve 1500 dev/dak hızda 13.72 lt/dak'dır. Daha yüksek çalışma basıncından dolayı 1440 dev/dak hızda debisi 13.17 lt/dak olan 1PL 028 pompasının seçilmesi daha uygun olur. 13.17 lt/dak (0.219 lts) lık pompa çıkışını kullanarak sistem ve akümülatör diyagramlarını yeniden çiziniz. (Şekil 2.35'e bakınız)

(i) 0 dan 5. saniyeye kadar akümülatöre giden akımın hacim değeri,
 $0.219 \times 5 = 1.095 \text{ litre}$

(ii) 5 ten 10. saniyeye kadar
 Pompadan gelen akımın hacmi = $0,219 \times 5$
 $= 1.095 \text{ litre}$



Şekil 2.35 Akümülatöre giden ve gelen yağ akışı.

Devre ihtiyacı = $0,417 \times 5 = 2.085$ litre

Bu yüzden akümülatörden gelen akımın net hacmi = $2.085 - 1.095 = 0,99$ litre

(iii) 10 den 20. saniyeye kadar; akümülatöre giden akışın hacmi = $0,219 \times 10 = 2.19$ litre

(iv) 20 den 30. saniyeye kadar;
Pompadan gelen akışın hacmi = $0,219 \times 10 = 2.19$ litre

Devre ihtiyacı = $0,333 \times 10 = 3.33$ litre

$$\begin{aligned} \text{Akümülatörden gelen akışın net hacmi} &= 3.33 - 2.19 \\ &= 1.14 \text{ litre} \end{aligned}$$

Bu değerler kullanılarak,

$$\begin{aligned} \text{Bir devirde akümülatöre giden akışın toplam hacmi;} \\ 1.095 + 2.19 &= 3.285 \text{ litredir.} \end{aligned}$$

Ayrıca,

$$\begin{aligned} \text{Bir devirde akümülatörden gelen akışın toplam hacmi;} \\ 0.99 + 1.14 &= 2.13 \text{ litredir.} \end{aligned}$$

Eğer sistem tüm devir boyunca sisteme akışkan sağlıyorsa, akümülatöre gelen 1.555 litre/devir kadar akış vardır. Ancak akümülatör tam olarak yüklendiğinde basınç yükselecek ve pompanın devir başına sağlayacaktır. Pompanın bir devirde boşta olduğu süre 1.555 litrelik akış fazlasının iletimini sağladığı süredir.

$$\begin{aligned} \text{Bir devirde pompanın boşta olduğu süre} &= \frac{1.155}{0.219} \text{ (ikinci)} \\ &= 5.27 \text{ s} \end{aligned}$$

Akümlörde depolanan yağın toplam hacmi 1.14 litredir.

Önceki işlemleri tekrarlayarak aşağıdaki işlemi yapınız.

$$V_3 - V_2 = 1.14 \text{ litre} \quad (2.8)$$

Kullanılan basınçların aynı olduğunu varsayarsak,

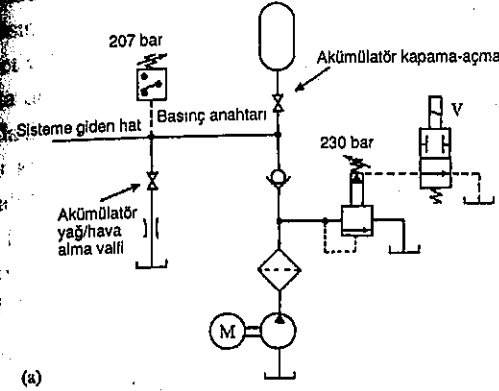
$$\begin{aligned} V_1 &= 1.529 V_2 \\ V_3 &= 1.257 V_2 \end{aligned} \quad (2.9)$$

(2.8) ve (2.9) denklemlerinden

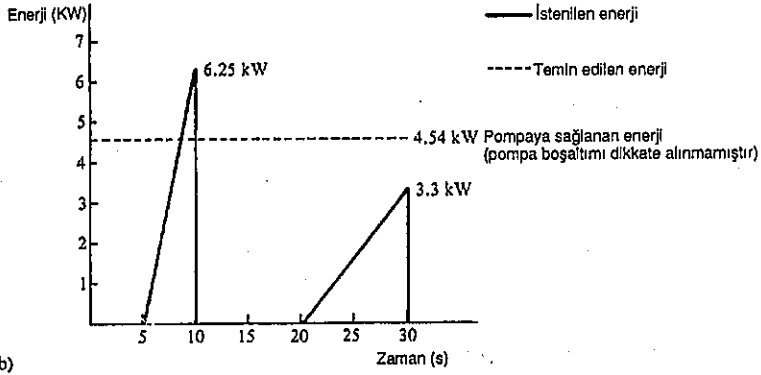
$$0.257 V_2 = 1.14$$

$$V_2 = 4.436$$

$$\begin{aligned} V_1 &= 1.529 V_2 \\ &= 6.78 \text{ litre} \end{aligned}$$



(a)



(b)

Şekil 2.36 (a) Akümülatör devresi.(b) Enerji analizi.

Debisi 1.317 lt/dak olan IPL 028 pompası kullanıldığında 10 litre kapasiteli bir akümülatörün kullanılması daha uygun olacaktır. Şekil 2.36 (a)'da akümülatör güç paketi devresi gösterilmektedir. En yüksek sistem basıncı olan 207 bar basınçta devreye girecek şekilde uyarlanmış bir basınç anahtarı (PS) solenoid havalandırma valfini (V) açarak pompanın boşaltımını sağlar. Solenoid valf elektrik motoru çalıştırma şalterinin kontaklarına bağlı olmalıdır. Bunun amacı pompanın yüksüz durumlarda da çalıştırılabilmesidir.

$$\begin{aligned} \text{Pompaya verilen hidrolik enerji} &= 13.17 \text{ l/min} \times 207 \text{ bar} \times \frac{10^2}{60 \times 10^3} \text{ (kW)} \\ &= 4.54 \text{ kW} \end{aligned}$$

Şekil 2.36 (b) boşaltma zamanı dikkate alınmaksızın sistemin harcadığı enerji ile sisteme sağlanan enerjinin bir analizini göstermektedir.

$$\begin{aligned} \text{Sistemin verimi} &= \frac{\text{Sistem harcanan enerji}}{\text{Sisteme sağlanan enerji}} \times 100 \\ &= \frac{(5 \times 6.25 \times 0.5)}{30 \times 4.54} \times 100 \\ &= 23.5\% \end{aligned}$$

Şekil 2.35'te de gösterildiği gibi pompanın yaklaşık olarak 5 saniye boşta olduğu süreyi de gözönüne alırsak ;

$$\begin{aligned} \text{Sistemin verimi} &= \frac{(5 \times 6.25 \times 0.5) + (10 \times 3.3 \times 0.5)}{25 \times 4.54} \times 100 \\ &= 28.3\% \end{aligned}$$

Bu özel uygulamada akümülatör sistemi tek pompalı sisteme göre daha verimli olmasına karşın iki pompalı sistem kadar verimli değildir. Bunun nedeni 207 barlık çalışma basıncının artırılmak zorunda kalınmasıdır. Basıncıdaki herhangi bir artış devreye basınç azaltıcı bir valfin eklenmesini gerekli kılabilir. Akümülatör devresinin maliyeti tek pompalı sisteme göre önemli ölçüde fazladır. Ayrıca çift pompalı sisteme göre de muhtemelen daha fazladır.

4. Basınç dengeli pompanın kullanımı

Sistem çalışma basıncı (150 bar) değişken debili kanatlı pompaların kullanımı için uygun değildir. Bu pompaların en yüksek çalışma basıncı genellikle 70-100 bar ile sınırlıdır. Çalışma basıncı 300 bara kadar çıkan basınç dengeleyici kontrollü eksenel pistonlu pompalar mevcuttur.

En yüksek 150 bar basınçta en yüksek pompa çıkışı 25 lt/dak olmalıdır. Tablo 2.6 da gösterilen pistonlu pompa verilerine göre bir PVB10 pompasının 1000 dev/dak hızda teorik çıkışı 21.1 lt/dak olup 210 bar basınçta madeni esaslı hidrolik yağ kullanılması halinde pompa, en yüksek çalışma basıncındadır. (Bu 1440 dev/dak hızda 30.4 lt/dak lık teorik pompa çıkışına denktir). Bu tür pompalarda ayarlanabilir en yüksek debi stopları vardır. Bu stopların ayarı

Basınçının %25 i ile % 100 arasında değiştirilebilir. Bu yüzden pompanın gerçek en yüksek çıkışı sistem gereklerine göre ayarlanabilir. Burada hız 1440 dev/dak debi ise 25 lt/dak olacak şekilde ayarlanmıştır. Ayrıca hareketlendirici (alıcı) hızının düzenlenmesi için akım kontrol valflarının kullanıldığı varsayılmıştır. Şekil 2.37'de basınç dengeli bir pompanın kullanıldığı güç paketi devresi gösterilmektedir.

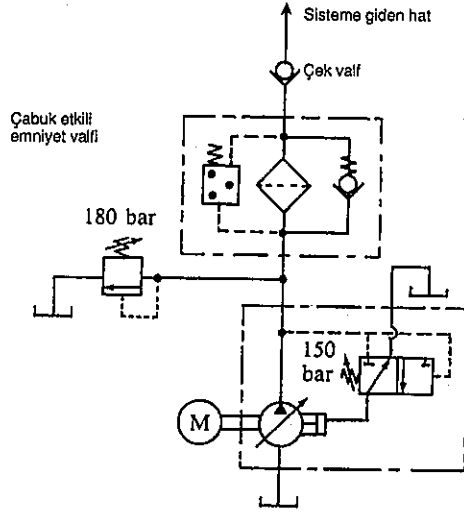
Basınç dengeleyici gerekli en yüksek sistem basıncına (150 bar) ayarlanmıştır. Emniyet valfi dengeleyici ayar basıncının (180 bar) yaklaşık %20 üstündeki bir basınçta devreye girecek şekilde ayarlanmıştır. Basınç dengeli pompanın devri sırasındaki basınç ve akış değişimleri şekil 2.29 da gösterilmiştir. Akış kontrol valfları kullanılarak pompa çıkışının sistemi ihtiyacını tam olarak karşılaması sağlanabilir. Sistem basıncı basınç dengeleyici ile 150 bara ayarlanmış olup basınç fazlası akım kontrol valflarında ısı enerjisi olarak açığa çıkacaktır. Şekil 2.38 pompanın sağladığı enerji ile sistemde harcanan enerjiyi göstermektedir.

$$\text{Sistemin verimi} = \frac{\text{Sisteme gereken enerji}}{\text{Sisteme sağlanan enerji}}$$

Pompa çıkışı sistem ihtiyacına eşit olacaktır ama pompa çıkış ağzındaki basınç, dengeleyicinin ayarlandığı değere eşit olacaktır.

Tablo 2.6 Eksenel Pistonlu pompalar

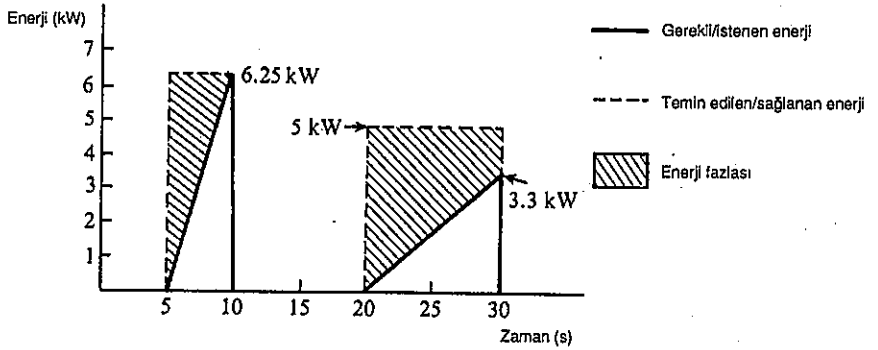
Temel model gösterim	Geometrik desplasman veya geometrik debi (litre/1000 devir/dak)	Maksimum mil dönme hızı			Maksimum çıkış basıncı (bar)		
		Aşınma önleyici hidrolik akışkan	Sulu glikol	Yağda su çözeltisi (%40/%60)	Aşınma önleyici hidrolik akışkan	Sulu glikol çözeltisi (%40/%60)	Yağda su çözeltisi (%40/%60)
PFB5	10.55	3600			210		
PFB10	21.10	3200	1800	1800	210	175	175
PFB20	42.80	2400			175		
PVB5	10.55				210	140	140
PVB6	13.81				140	105	105
PVB10	21.10				210	140	140
PVB15	33.00	1800	1800	1800	140	105	105
PVB20	42.80				210	140	140
PVB29	61.60				140	105	105
PVB45	94.50				210	140	140
PVB90	197.50	1800	1200	1200	210	140	140



Şekil 2.37 Basınç telafili pompa kullanan bir güç paketi devresi.

$$\begin{aligned} \text{5 ila 10. saniyeler arasında sağlanan hidrolik enerji} &= \frac{25 \times 150}{600} \text{ (kW)} \\ &= 6.25 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{20 ila 30. saniyeler arasında sağlanan hidrolik enerji} &= \frac{20 \times 150}{600} \text{ (kW)} \\ &= 5 \text{ kW} \end{aligned}$$



Şekil 2.38 Basınç telafili pompa devresinde beslenen ve kullanılan enerji.

$$\begin{aligned} \text{Sistemin verimi} &= \left(\frac{6.25 \times 5}{2} + \frac{3.3 \times 10}{2} \right) / ((6.25 \times 5) + (5 \times 10)) \\ &= \frac{32.125}{81.25} \times 100 \\ &= 39.5\% \end{aligned}$$

Sistemde açığa çıkan zamana bağlı

$$\begin{aligned} \text{Ortalama ısı enerjisi} &= \frac{81.25 - 32.125}{30} \left(\frac{\text{kW}}{\text{s}} \right) \\ &= 1.64 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pompa çıkışı sistem ihtiyacına tam olarak denk gelmesine rağmen pompanın çalışma basıncı sabittir. Eğer pompa çıkış basıncı tam olarak sistem basıncına denk gelseydi o zaman hidrolik verim % 100 olurdu. Ancak, basınçlara uyması/ denk gelmesi için sistem hareketlendirici hızlarını ayarlayan akım kontrol valflerinin saf dışı bırakılması gerekir. Bu bir servo kontrol pompası kullanılarak ve eğim plakası ile kontrol edilen pompa pistonunun, profili sistem ihtiyacına uyacak şekilde kesilen bir profil kamı ile çalıştırılması sonucu gerçekleştirilebilir. Çalışma basıncı yüke bağlı olacaktır. Fakat bu sistem esnek değildir. Çünkü hızdaki en ufak bir değişiklik yeni bir profil kamının yapımını gerektirir. Ancak devamlı olarak veya uzun süre çalışan otomatik makineler için ideal bir çözümdür. Buna alternatif olarak, tam olarak sistem ihtiyacına uyacak oransal valfler sayesinde bir mikroişlemci tarafından kontrol edilen bir pompa kullanılarak daha esnek bir tasarım elde edilebilir (8. Bölüme bakınız).

3. BÖLÜM

HİDROLİK VALFLER

Hidrolik valfler hidrolik akışkan, kontrol sinyali ve hidrolik hareketlendiriciler (cılar) arasındaki sınırı belirler. Debi, akış yönü ve akışkan basıncının kontrol mesisi için kullanılırlar. Kontrol sinyalleri mekanik, el kumandalı, hidrolik pnör veya elektriki olabilir. Kontrol valfinin çalışması dijital (valf ayarlı bir konumda diğerine hareket eder) veya analog (valf kontrol elemanının hareketi kontrol yalinin gücüne veya değerine bağlıdır.) olabilir. İki veya üç konumlu manivela mandalı yön kontrol valfi dijital valflere bir örnektir. Emniyet valfleri ise ar kontrol valflerine bir örnektir.

Genelde valfler aşağıda fonksiyonlardan sadece bir tanesini etkiler;

1. Emniyet valfleri bir devrede ya da devrenin bir kısmındaki en yüksek basıncı düzenlemek için kullanılır.
2. Dört yollu hidrolik valfler hidrolik motorların dönme yönünü değiştirmek için kullanılır.
3. Akış kontrol valfleri hareketlendiriciye (alıcıya) giden ya da hareketlendiriciden (alıcıdan) gelen akımın debisini değiştirmek sureti ile hareketlendiricinin hızını değiştirebilir.

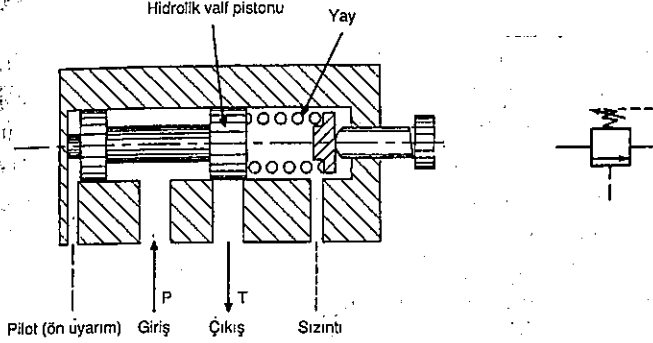
Pratikte birden fazla valf aynı gövde içinde birleştirilerek birden fazla fonksiyonu gerçekleştirebilecek bileşik bir valf elde edilebilir. Bunun tipik bir örneği akış kontrol valfi ile çek valfin birleştirilmesinden elde edilen tek yönlü hız kontrol valfidir. Bu valfte ters yönde akış da mümkündür.

Bir devrenin belirli bir parametresinin değiştirilmesi başka bir parametreyi etkileyebilir. Devreye, akışı sınırlamak için iğneli bir valfin yerleştirilmesi kontrol elemanındaki basınç farkında bir değişiklik meydana getirecektir. Benzer şekilde eğer emniyet valfinin açma basıncı hareketlendiricideki (alıcıdaki) yüke bağlı basınçla yakın olursa valf basıncı ayarı hareketlendiricinin (alıcının) hızını etkiler. Akışın kısmı emniyet valfinden sızar ve hareketlendiriciye (silindire) besleme sağlayamaz.

Bu tür noktalar muhtelif valf çeşitleri ve uygulamalarını içeren bu bölümün valflerin ana özellikleri başlığı altında daha sonraki kısımlarda ele alınacaktır.

BASINÇ-KONTROL VALFLERİ

Basınç kontrol valfleri en yüksek basıncı belirlemek (emniyet valfi), basınç belli bir sınıra ulaştığında bir sinyal göndermek (sıralama valfleri) ya da karşı basınç meydana getirmek (karşı basınçlı valfler) için kullanılabilir. Basınç kontrol birimlerinin temel özelliği hidrolik kuvvetlerine karşı bir yayın bulunmasıdır. Şekil 3.1 de basit bir basınç kontrol valfinin çalışması gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Basınç kontrol valfi.

Ön uyarım basıncının meydana getirdiği kuvvet yay kuvvetinden daha büyükse hidrolik valf pistonu denge sağlanana kadar yayı sıkıştırır. Denge anında ön uyarım basıncı yay kuvveti ile dengelenmiştir ve bu ikisi aynı değerdedir. Ön uyarım basıncının değişmesi ile hidrolik valf pistonu kuvvet dengesini sağlayacak şekilde hareket eder. Hidrolik valf pistonu şekilde olduğu gibi normalde kapalı tipte olabilir gibi normalde açıkta olabilir. Eğer açık tip ise ön uyarım basıncının artması ile valf kapanır.

3.1.1 Emniyet valfleri

Emniyet valflerinin işlevi hidrolik sistemin azami basıncını belirlemektir. Birçok çeşit ve tasarım olmasına karşın tüm emniyet valfleri genel olarak Şekil 3.2 (a) daki sembol ile gösterilir. Normalde kapalı olan bu valf giriş ağzındaki basıncın yay kuvvetini karşılayacak kadar artması ile kısmen açılarak depo çıkışına akış sağlar. Ancak a sembolü doğrudan etkili valfler için daha doğru bir gösterimdir. Eğer yay üzerinde bir ok işareti yok ise bunun anlamı valfin ayarlanabilir olmamasıdır. Şekil 3.2 (b) iki kademeli emniyet valfinin sembolünü göstermektedir. Bu daha ziyade valfin, daha sonra detaylı olarak izah edilecek olan çalışma şeklini göstermektedir.

Şekil 31 de gösterilen basınç kontrol valfi kapatıldığında giriş ve çıkış ağzları valf pistonu tarafından kapatılır. Valf pistonu ile gövde arasındaki boşluğun çok az

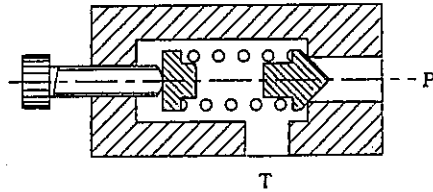


Şekil 3.2 Emniyet valf sembolleri. (a) doğrudan etkili. (b) iki kademeli.

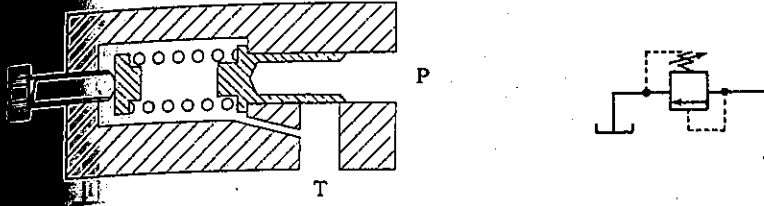
olmasından dolayı yeterli düzeyde bir hidrolik sızdırmazlık elde edilir. Ancak, çalışma basıncının artması ile sızdırmazlık yetersiz duruma gelecektir. Doğrudan etkili emniyet valflerinin bir çoğunda bir popet veya bilya kullanılarak bunlara uygun gelen valf yuvasında sızdırmazlık sağlanır. Sıkı temas sonucu sağlanan bu sızdırmazlık yüksek basınçlarda daha etkindir. Popet tipi emniyet valflerinde (Şekil 3.3) P ağzındaki basınç popet üzerine etkiyerek yay kuvveti tarafından karşılanan bilya kuvveti meydana getirir. P ağzındaki basınç yay kuvvetini tamamen karşılayacak seviyeye geldiğinde popet yuvasında yukarı kalkarak akışkanın T (depo) ağzına ilerlemesini sağlar böylece sistemdeki basıncı düşürür.

Bilyalı ve popetli emniyet valfleri basınç şoklarına çabuk tepki gösterirler (genellikle 25 ms) ancak basınçlı akış karakteristiği sabit değildir. Popet veya bilyalı emniyet valflerinde emniyet valfinde birtakım sorunlar ortaya çıkabilir. Mesela bilya veya popet yatağı zamanla hasar görüp sızıntıya neden olabilir. Bu yüzden bu valfler, basınç değişimlerinin çok sık ve fazla olduğu durumlarda kullanılmamalıdır. Bu durumlarda sürekli akış durumu için doğrudan etkili popet tipi valf üstünlüğüne sahip güdümlü popet tipi emniyet valflerinin kullanılması daha uygundur.

Güdümlü bir pistonla sahip şekil 3.4 emniyet valfleri diğerlerine göre çok daha sessiz çalışır ve sabit akış koşullarında, 100 bar'a kadar olan düşük basınç uygulamaları için gayet uygundur. Tepki süresi doğrudan etkili popet tipi emniyet valfinden daha yavaş olmasına rağmen yine de hızlı sayılır. Bu valflerin doğrudan etkili emniyet valfleri ile ortak özelliği yüksek basıncı aşmasıdır.



Şekil 3.3 Popet tipi doğrudan etkili emniyet valfi.

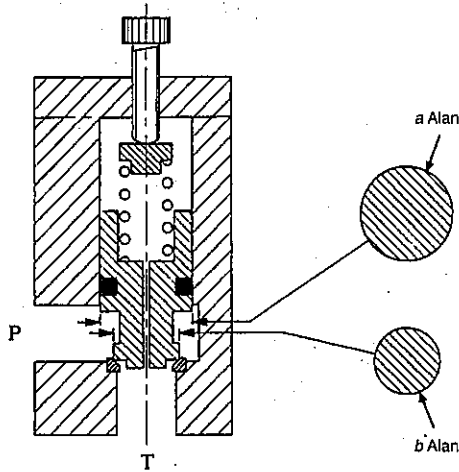


Şekil 3.4 Güdümlü pistonlu emniyet valfi.

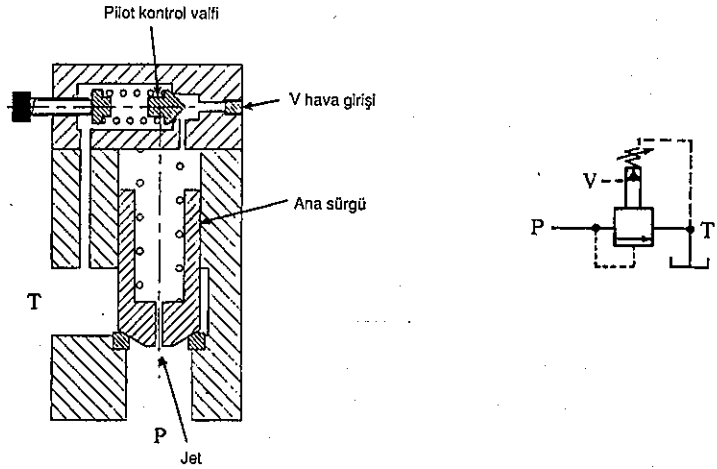
bu basınç, açma basıncı ile aynı valf ayarında (valfteki) akış en yüksek seviyeye ulaşırken, valfteki basınç düşmesi arasındaki farktır.

Çift kesitli piston/oturak tipi emniyet valfleri (şekil 3.5) 350 bara kadar olan basınç değerleri için uygundur. Basınç popet ile yuva arasındaki diferansiyel alanlara sahiptir. Valf devreye girdiğinde popetin hareketi çok küçük olmasına karşın akışın geçtiği alan nispeten büyüktür. Alanın büyük olması düşük basınç fazlalığına sebep olur. Valfin sıfırlanma basıncı ise açma basıncına göre önemli ölçüde düşük olabilir.

Ön uyarımlı emniyet valfleri (şekil 3.6) farklı akış değerlerinde iyi bir basınç düzeni sağlayan iki kademeli valflerdir. Bu valf gövde içine yerleştirilmiş doğrudan etkili küçük bir emniyet valfi ile kumanda edilen ana valf pistonundan oluşur. Basınç, ön uyarımlı emniyet valfinde küçük bir delik veya pistondaki ya da gövdedeki bir jet yolu ile algılanır. Kontrol valfi kapalı olduğunda ana valf pistonu hidrolik dengededir. (Bu piston fazla sert olmayan bir yay ile yerinde tutulmaktadır).



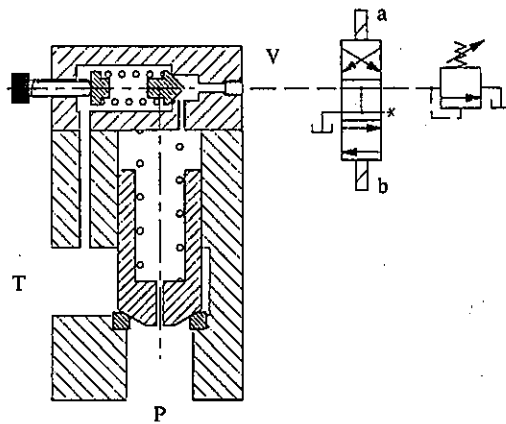
Şekil 3.5 Diferansiyel popet tahliye valfi: Yayı yenen pilot kontrol valfi kuvvet = basınç \times (a - b).



Şekil 3.6 Pilot kumandalı tahliye valfi.

Kontrol valfini açacak kadar bir basınç artışı jetteki basınç düşmesine bağlı olarak ana piston dengesinin bozulup yayın sıkıştırılmasına neden olur. Böylelikle ana akış basınç çıkışından tanka aktarılır. Kontrol kesitinden geçen az miktardaki akış da tank (depo) çıkışına aktarılır (yani içten tahliye). Buna alternatif olarak tank hatındaki geri basıncın etkisini önlemek için kontrol kesitinin dıştan tahliye bağlantısı olabilir.

Valfin uzaktan kumanda edilebilmesi için düzeneğe sistemin Normal çalışması için tapalanmış ayrı bir pilot veya havalandırma çıkışına takılıdır. Bu çıkış ana pistonun kontrol tarafında olup depoya olan bağlantı ana pistonun dengesinin çok



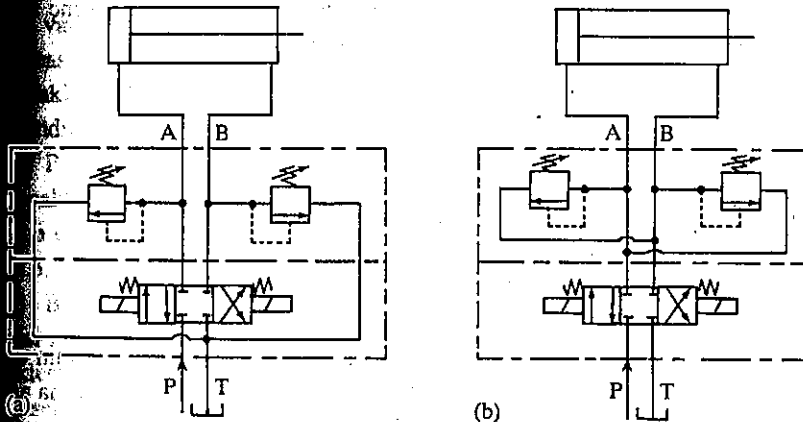
Şekil 3.7 Solenoid kumandalı tahliye valfi.

yük basınçta bozulmasına sebep olur. Bu havalandırma özelliği pompanın veya emniyet valfinin boşaltılması açısından kullanışlı bir metoddur. Buna alternatif olarak V havalandırma çıkışına başka bir emniyet valfi bağlanarak ana valf uzaktan kumanda edilebilir. Böylece basınç, en düşük değeri ile ana valfin ön uyarım kesiti tarafından belirlenen üst sınır değeri arasında düzenlenir. Her iki özellik de şekil 3.7 de gösterilmiştir. Burada üç konumlu solenoid kumandalı yön kontrol valfi emniyet valfinin bir elektrik sinyali ile uzaktan çalıştırılmasını sağlar. Sonuçta üç farklı basınç ayarları söz konusudur. Bu ayarlardan bir tanesi nominal olarak sıfır olup bu durumda emniyet valfi havalandırılmaktadır. A solenoidi devrede olduğunda iç basınç kontrolü vardır; b solenoidi devrede olduğunda uzaktan basınç kontrolü vardır; her iki solenoidin de devre dışı kaldığında valf havalandırılmış olur. Yön kontrol valfi emniyet valfi ile entegre durumda olabilir veya ayrı bir valf havalandırma çıkışına bağlanmış olabilir.

İkili emniyet valfleri

Hareketlendiricilerin (alıcıların) herhangi bir tarafındaki basıncın tahliyesi için sık sık ikili emniyet valflerine ihtiyaç vardır. Şekil 3.8 de sembolik olarak gösterildiği gibi bu valfler bir valf gurubu içine monte edilebilen sandviç bloku formundadır. Servis hatlarındaki (A ve B) basınç doğrudan T tank hattına (çıkış tahliyesi) veya karşı servis hattına (çapraz geçiş hattı tahliyesi) tahliye edilebilir.

İkili emniyet valflerinin diğer bir uygulama alanı hidrostatik iletimdir. Fakat bu durumda bu valfler çapraz geçiş hatlı emniyet valfleri olarak adlandırılır.



Şekil 3.8 İkili valfler (a) çıkış tahliyesi (b) çapraz geçiş hattı tahliyesi.

Emniyet valflerinin seçimi ve basınç ayarı

Belirli bir uygulama için ne tür bir emniyet valfinin kullanılacağına karar verilirken ve valfin devreye gireceği basınç değeri seçilirken çok dikkatli olunmalıdır. Genelde doğrudan etkili valfler akışın geniş ölçüde farklılıklar gösterdiği sistemler için kendilerini uygunsuz yapan aşırı yüksek basınç karakteristiklerine sahiptir. Açık valfin kapanma basıncı da hesaba katılmalıdır. Bu basınç değeri açılma basıncının % 50's kadar düşük olabilir. Basıncın düşük olması akış kuvvetleri tasarım ve de valfin yapısından kaynaklanmaktadır. Belirli bir uygulamada tepki zamanı en önemli kriterdir.

İki kademeli valfler genelde farklı akışlarda basıncın iyi bir şekilde düzenlenmesini sağlar. Ayrıca valf düşük basınçta devre dışı kalırken açılma ve kapanma basınçları arasındaki toleransta fazla değildir. Doğrudan etkili valflerin tepkisi çok kısa bir süre içerisinde gerçekleşir. Popet tipi olanlar, kirlilik toleransı en fazla olanlardır. Popetli valflerin sızdırmazlığı pistonlu valflerinkine göre daha iyidir. Çünkü iç sızıntılar, daha azdır. Bu yüzden oturma valfler yüksek basınç uygulamaları için daha kullanışlıdır.

Bir devredeki ana emniyet valfi genelde gerekli olan en yüksek çalışma basıncının % 10 fazlasına ayarlanır. Bu ayar yapılırken valfin tipi, valfin hareketlendiriciye (alıcıya) göre konumu ve de sistemdeki basınç kayıpları gözönünde bulundurulmalıdır. Bir devrede birden fazla basınç kontrol valfi olduğu durumlarda veya basınç kontrol valflerinin basınç dengeli pompalarla birlikte kullanıldığı durumlarda kontrol birimlerinin basınç ayarları birbirine yakın olmamalıdır. Aksi takdirde karşılıklı etkileşim sözkonusu olabilir. Port tahliye valfleri ve çapraz geçi hatlı emniyet valfleri ikincil emniyet valfleri konumunda olup bunların basınç ayarının ana emniyet valfi basınç ayarından daha fazla olması uygundur.

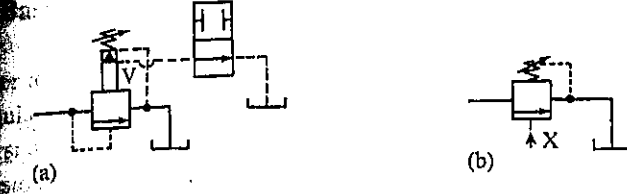
Boşaltma valfleri

Emniyet valfleri iki şekilde boşaltılabilir.

1. Basınç tahliyesi ile (yani havalandırma yolu ile)
2. Ön (pilot) uyarım basıncı ile

BASINÇ TAHLİYESİ (HAVALANDIRMA)

Şekil 3.6 da gösterilen iki kademeli emniyet valfinin, V havalandırma çıkışının de poya bağlanması ile boşaltılabileceği gösterilmektedir (şekil 3.7). Havalandırma ana valf pistonunun dengesini bozarak çok düşük basınçta açılmasını sağlar. Sonuçta pompa akışı P den T ye iletilmiş olur. Ana akış çok fazla olabilir ancak havalandırma çıkışından geçen akış çok küçük olacaktır.



Şekil 3.9 (a) Havalandırma yolu ile (b) Basınç sinyali ile emniyet valflerinin boşaltılması.

ÖN UYARIM BASINCI (PİLOT BASINÇLI BOŞALTMA)

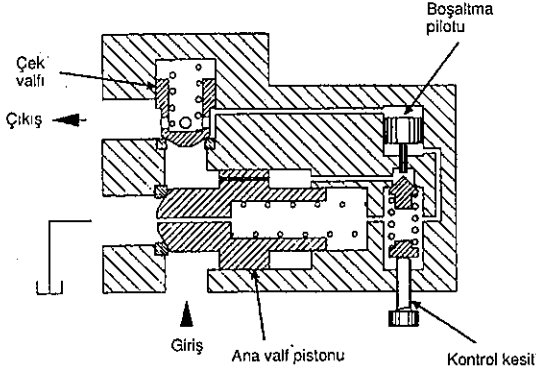
Şekil 3.1 de görülen valf uzaktan kumandalı ön uyarı (pilot) basıncına maruz kaldığında doğrudan etkili boşaltıcı valf olarak yapacaktır. Ön uyarı basıncının meydana getirdiği kuvvet kontrol yay kuvvetinden büyük olduğu sürece emniyet valfi tam olarak açılacak ana akışın düşük basınçta depoya gitmesini sağlayacaktır.

HAVALANDIRMA İLE PİLOT BASINÇLI BOŞALTMA ARASINDAKİ FARK

Şekil 3.9 (a) da görüldüğü gibi V havalandırma ağzının açılması ile basınç tahliye edilmiş olur ve ana hidrolik valf pistonu açılır. Bu kontrol yayının ayarından bağımsızdır. Şekil 3.9 (b) de uzak bir kaynaktan gelen X noktasındaki basınç sinyali valfin yay ayarına bağlı olarak açılmasını sağlar.

İki kademeli bir boşaltma valfinde uzak bir kaynağa bağlı pilot basıncı bir piston aracılığı ile emniyet valfi kontrol popetinin yuvasında hareket etmesini sağlar. Ana valf pistonunun dengesi bozulur ve piston açılarak ana pompa akışı çok düşük bir basınçta P den T ye iletilmiş olur. Valfin boşaltılmasını sağlayan sinyal yolundaki pistonu etki eden yüksek basınç olmasına rağmen, ana valf pistonunun havalandırılması kontrol popetinin yuvasından itilip yolun açılması ile olur. Genelde, valf P yolundaki basınca tepki gösterecek ve normal bir emniyet valfi gibi çalışacaktır. Yüksek basınçta düşük hacim veya düşük basınçta yüksek hacim oluşturan çift pompalı devreler bunun tipik bir uygulamasıdır. Bu devreler 2. bölümde 2.2.9. kısımda açıklanmıştır.

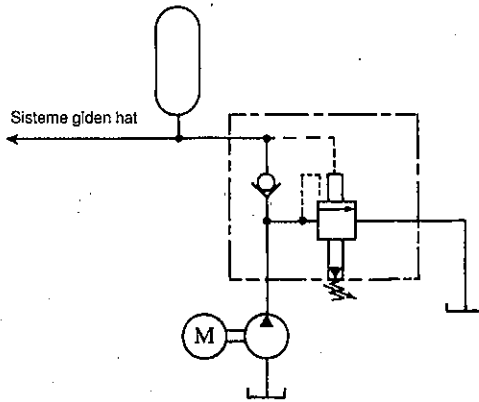
Bu çok sık olarak preslerde kullanılır. Burada her iki pompa da pres hareket etmesi için akış sağlamaktadır. Pres işlemleri ise sadece küçük pompa aracılığı ile gerçekleştirilmektedir. Giriş gücünde önemli ölçüde tasarruf sağlanabilir. Bu devrelerde yüksek ve düşük basınçların yalıtımı için bir çek valfi bulunmaktadır. Bazen çek valfi boşaltma valfi içine yerleştirilmiş durumda olabilir. (Şekil 3.10) Başka bir yerleşik uygulama ise Şekil 3.11 de gösterilen akümülatör devresidir. Bu devrede Şekil 3.10 da da gösterilen valfte yer almaktadır.



Şekil 3.10 Entegre çek valfli iki kademeli boşaltma valfi.

Dikkat edilirse doğrudan etkili valfler (şekil 3.1) sadece sinyal yolundaki basınç ile açılabilirken iki kademeli valfler (şekil 3.10) iç basınçlara tepki vererek normal emniyet valfleri gibi çalışabilir. Ancak sinyal pistonunun alanı kontrol valfi oturağının alanından biraz daha fazla olmasından dolayı valfi açmak için gerekli dış pilot basıncı direkt emniyet valfi yayının basınç ayarından daha düşüktür.

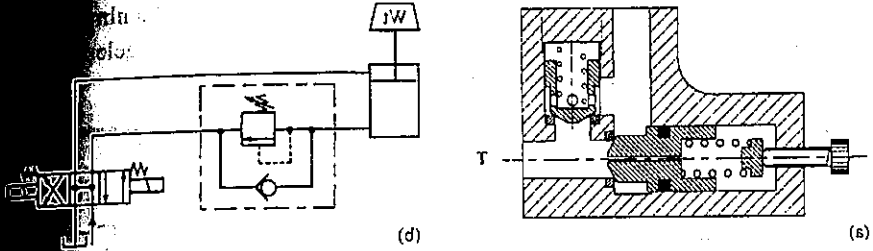
Özellikle ikili pompa sistemlerinde kullanılan doğrudan etkili özel bir boşaltma valfi tipi mevcuttur. (Burada şekli verilmemiştir). Bu valfin işlevi, ana pompa devresi emniyet valfi basınç ayarının altında ayar yapılamıyan önceden belirlenmiş bir basınç değerine eriştiğinde ikincil pompanın boşaltımını sağlamaktır.



Şekil 3.11 Şekil 3.10 da gösterilen valfin kullanıldığı akümülatör devresi.

1.2 Basınç Dengeleme valfleri

Valfler temel olarak emniyet valfleri olup devre içinde geri basınç yaratmak için uygulamalarda kullanılır. Şekil 3.12 deki devrede gösterildiği gibi bu valfler bir karşı dengeyi sağlamak için kullanılır. Burada, valf bir geri basınç yaratarak silindirin pistonunun geri çekildiği sırada yükün kaçmasını (boşanmasını) önler. Geri basınç ayarı yüke bağlı basıncın 1.3 katıdır.



Şekil 3.12 Basınç dengeleme valfi; (a) kesiti, (b) devresi.

ÖRNEK 3.1

Yük 10 kN ve silindir kesit iç alanı 0,002 m² (50 mm çaplı kesite eşit) olduğu takdirde

$$\begin{aligned} \text{Yüke bağlı basınç} &= \frac{10 \times 10^3}{0.02} \text{ (N/m}^2\text{)} \\ &= \frac{10 \times 10^3}{0.002 \times 10^5} \text{ (bar)} \\ &= 50 \text{ bar} \end{aligned}$$

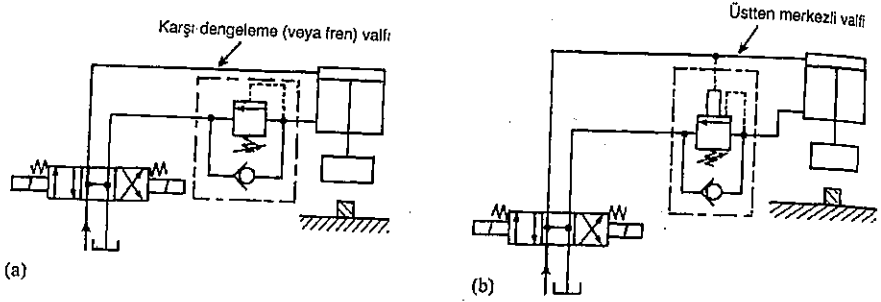
Basınç dengeleme valfinin basınç ayarı $50 \times 1.3 = 65$ bar olmalıdır.

Ters yönde akış olabilmesi için şekil 3.12 deki devreye bir çek valf eklenmiştir. Bunun bir diğer amacı yükün kaldırılması esnasında basınç dengeleme valflerini devre dışı bırakmaktır. Bu uygulama için normal bir emniyet valfi kullanılması halinde çok dikkatli olunmalıdır, çünkü çalışmanın bir kademesinde depo tank yolu en yüksek devre basıncına maruz kalacaktır. Birçok emniyet valfi için bu sakıncalı bir

durum teşkil eder. Gösterilen basınç dengeleme valfinin entegre bir çek valfi vardır. Yay bölmesinden ayrı bir boşaltım bağlantısına gerek yoktur, çünkü T çıkışı basınçlı iken valfin basınç kısmı çalışmaz durumdadır. (Akım çek valfinden geçmektedir). Dengeleme durumunda, T'deki karşı basınç en düşüğe tutulmalıdır.

Üstten merkezli valfler

Basınç dengeleme valflerinin bir mahzuru mevcut kuvveti azaltmalarıdır. Şekil 3.13 (a)'da gösterilen pres devresini ele alalım. Valf burada pres kalıplarının kapanması esnasında kalıpların mevcut ağırlığını karşılamak için kullanılmıştır. Şekil 3.13 (b) killendirme işlemi sırasında olası pres kuvvetinin bir kısmı karşı dengeleme (veya fren) valfinin yarattığı geri basıncı yenmek için harcanacaktır.



Şekil 3.13 Pres devresi. (a) Basınç dengeleme valfinin kullanıldığı devre, (b) Üstten merkezli valfin kullanıldığı devre.

ÖRNEK 3.2

Pres kalıplarının ağırlığı 5 kN olan 100 kN'luk bir presi ele alalım :

Piston çapı = 80 mm

Piston kolu = 60 mm

Piston kesit alanı = $0.08^2 \pi/4 = 0.005 \text{ m}^2$

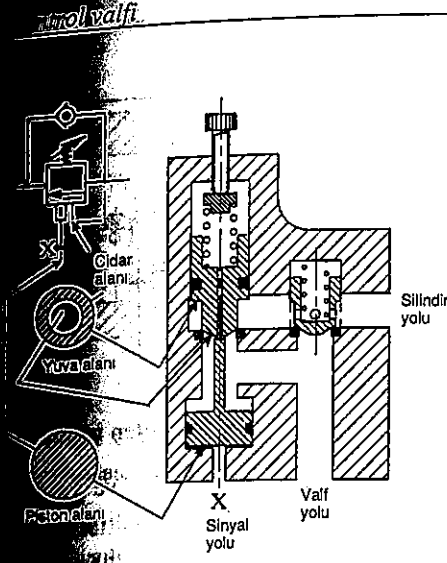
Piston kolu tarafı kesit alanı = $(0.08^2 - 0.06^2) \pi/4 = 0.0028 \text{ m}^2$

Bu alandaki presleri dengeleyen basınç = $\frac{5 \times 10^3}{0.0028} \times 10^{-5} = 17.8 \text{ bar}$

Tavsiye dengeleme ağırlıklı valfin ayarı = $23 \times 0.0028/0.005 = 13 \text{ bar}$

Dengeleme ağırlığını karşılayan silindir kesit iç alanındaki basınç
= $17.8 \times 1.3 = 23 \text{ bar}$

100 kN'luk pres kuvveti için gerekli olan basınç = $\frac{100 \times 10^3 \times 10^{-5}}{0.005} + 13$
= 213 bar.



merkezli valf (Pilot kontrollü Basınç dengeleme valfi veya fren valfi).

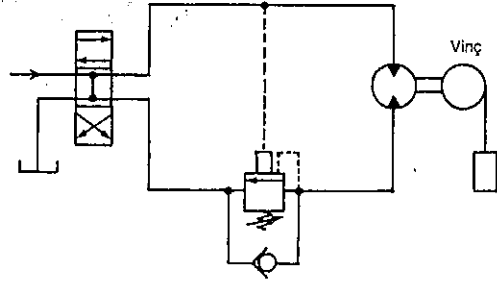
(veya fren) valflerinin mahzuru Şekil 3.13 (b)'de gösterildiği uyarı kontrollü devrenin kullanılması ile ortadan kaldırılabilir. Bu nedenle bu uzaktan uyarı kumandalı basınç dengeleme (veya fren) valfi olarak da bilinir. Uyarı bölmesindeki nispeten düşük basınç valfitaçar ve böylelikle geri basınç cidar alanı üzerinden kal-

uygulamayı tekrar ele alalım. Fakat karşı dengeleme (veya fren) için giriş oranı 2:1 olan ve kalıpların dengelenmesi için 23 bar basınç üstten merkezli bir valf kullanılmış olsun. Bu durumda için uyarı üzerindeki gerekli basınç = $23/2 = 11.5$ bar (Bu basınç için silindirin iç kesit alanındaki tüm basınçtır) Bu basınç pres kuvveti elde etmek için gerekli basınç :

$$\frac{0.005 \times 10^3 \times 10^{-5}}{0.005} = 190 \text{ bar}$$

Bu basınç üstten merkezli valfi uyarı devresi ile açmak için gerekir. Uyarı basınç fazladır. Bu yüzden pres işlemi esnasında silindirin toplam cidar alanındaki basınç oluşmayacaktır.

Bu nedenle normal bir karşı dengeleme (veya fren) valfi kullanılarak aynı basınç sağlanması için gerekli basıncın 213 bar olduğunu görmüştür. Bu nedenle valf yön kontrol valfi merkez konumuna hareket ettirildiğinde aynı zamanda bir fren valfi işlevi de görür.



Şekil 3.15 Bir vinç devresinde üstten merkezli valfin kullanımı.

dırılır. Piston boşandığında uyarı basıncı kaybolur ve sonuçta dengeleme ağırlık kısmı tekrar devreye girer. Pres işleminin şekillendirme aşamasında valf pilot basıncı ile açılır. Böylelikle geri basınç giderilmiş olur. Sonuçta silindirin iç kesim alanındaki tüm basınç pres işlemi için mevcut kullanılır duruma gelir.

Üstten merkezli valfler motor devrelerinde (hidrostatik iletim) genelde fren valfi olarak kullanılır. Şekil 3.15 hidrolik bir motor ile çalıştırılan basit bir vinç devresini göstermektedir. Buradaki üstten merkezli valfin işlevleri aşağıda sıralanmıştır.

- Yükü nötr konumunda tutmak
- Yükün alçaltılması esnasında yükün boşanmasını önlemek
- Alçaltma işleminin sonunda motoru yavaşça frenleyip durdurmak

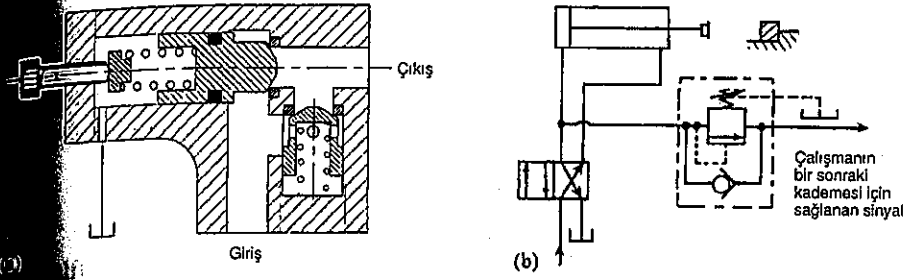
Uyarı basıncının, valfi açmak için gerekli direkt basınca oranı uygulamaya bağlı olarak 2:1 ile 10:1 arasında değişir.

Motorların her iki dönme yönünde de kontrolü için ikili birimler mevcuttur. Özel bir çeşit olan hareket kontrol ve kilit valfi bir seri çek valften oluşmuştur. Kapalı devre iletimi için yağ besleme çıkışına sahip bu valfler motorun yavaşlaması halinde çapraz geçiş hatlı emniyet valfi gibi çalışır. Bu valfin bir hidrostatik iletim devresinde kullanımı 4. Bölüm 4.4.2 kısım'daki şekil 4.38 de gösterilmiştir (4. bölüm 4.4.2.kısım).

3.1.3 Basınç sıralama valfleri

Sıralama valfleri sistem basıncındaki bir değişikliği algılayarak belirli bir basınç değerine erişildiğinde gerekli hidrolik sinyalin iletimini sağlar. Sistem basıncı belirlenen değere ulaştığında konum değiştiren valf normalde açık veya kapalı olabilir. Bu valfler diğer bir sistem devreye girmeden evvel bir sistemdeki öncelikli hidrolik basıncı temin etmek için kullanılabilir.

Bütün sıralama valflerinin özelliği yay bölmesinden ayrı bir boşaltma bağlantısının olmasıdır. Bunun sebebi bu valflerin çalışması sırasında, normal emniyet valflerinin

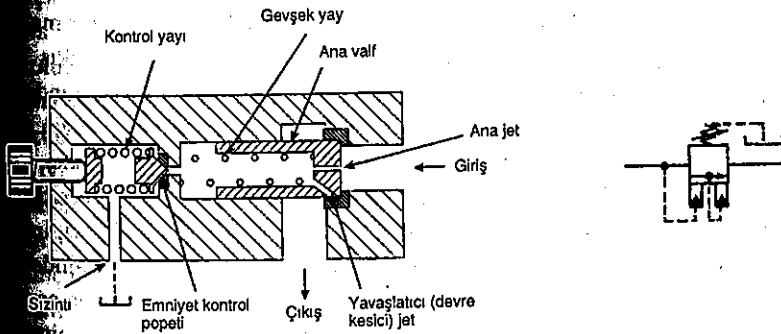


Şekil 3.16 (a) Geri-akışlı entegral çek valfine sahip normalde kapalı sıralama valfi. (b) Bağlama uygulaması.

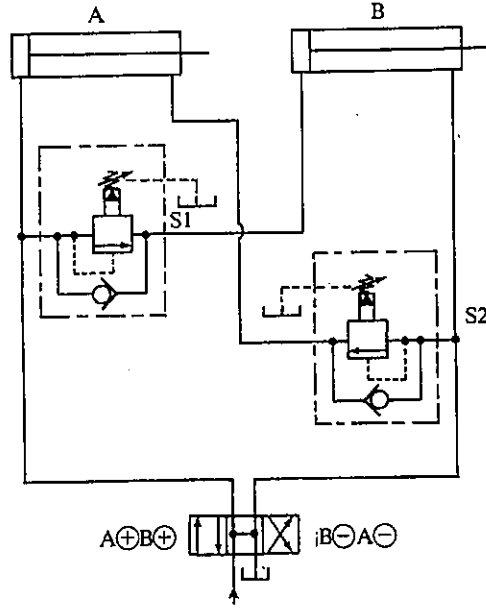
aksine, çıkış ağzında yüksek basınç oluşabilmesidir. Dahili olarak tahliye edilmesi durumunda, çıkış ağzındaki basınç yay bölgesine geri yansıtılacak ve arızaya neden olacaktır. Aslında sıralama valfleri dönüş hattında çok fazla geri basınç oluşan tüm devrelerde emniyet valfi gibi kullanılabilir.

Şekil 3.16 da normalde kapalı olan geri akım çek valfli entegre bir sıralama valfi genel bir uygulama ile birlikte gösterilmiştir. Bu uygulamanın işlevi sıralı işlemlerden oluşan bir çalışma düzeni esnasında bir sonraki kademenin başlatılmasından önce bir parçanın kenetlendiğini algılamaktır. Parça kenetlenmiş durumda değilse basınç düşer ve sıralama valfi kapanır. Çek valf sinyalin sıkışıp kalmasını önleyerek sıralama valf oturağı üzerinden geçip sönmülmesini sağlar.

Yüksek debi değerleri için uygun olan iki kademeli sıralama valfleri mevcut olup, "Devre Kesici" veya "Yavaşlatıcı" sıralama valfi olarak bilinen özel bir formu Şekil 3.17'de gösterilmektedir. Ana piston akışa çok küçük bir direnç göstererek tamamen açıldığında, valfi kontrol bölümünün ayarlandığı basınç değerine ulaşılan kadar Normal'de kapalıdır. Ve akış aşağı devre şartları devre basıncının kontrol ayarının altına düşmesine neden olsa bile açık kalır.



Şekil 3.17 Devre kesici sıralama valfi.



Şekil 3.18 Silindir sıralama devresi.

Bu valfin görevi şekil 3.6 da gösterilen iki kademeli emniyet valfininkine benzer. Aradaki fark, sıralama valfinin ana pistonu açıldığında "Yavaşlatıcı" (Devre kesici) setin çıkış ağzına açılmasıdır. Bu durumda valfi tamamen açık tutmak için gerekli basınç girişi sadece ikincil devre basıncı ile ana pistonun arkasında bulunan fazla sert olmayan yayın oluşturduğu basıncı karşılamalıdır. İkincil devre basıncı valfin ayarlandığı basınç değerinden daha az bile olsa valf açık kalacaktır. Ancak ikincil devre basıncı çok düşük olduğunda valf yenmelidir.

Doğrudan etkili sıralama valfleri akımın düşük olduğu durumlarda kullanılır. Örneğin yön kontrol valflerini çalıştırmak için sinyal sağlamak ya da bir makina çalışmadan önce frenleri yavaşça bırakmak gibi. İki kademeli valfler çıkış akışını doğrudan silindirleri çalıştırmak için kullanıldığı durumlar için daha uygundur. İsminden de anlaşıldığı gibi silindir hareketlerinin sıralanması yaygın bir uygulamadır. Şekil 3.18 deki yön kontrol valfi geçiş konumuna getirildiğinde A silindiri pistonunun ileri hareketini takiben B silindir pistonu da ileri hareket edecektir.

Akış, B silindirine S1 sıralama valfinden gelir. S1 valfi A silindirinin pistonu dıştan bir nesne ile engellendiğinde veya bu pistonun stroku son haddindeyken silindir pistonu üzerindeki basıncın belirli bir değere ulaşması durumunda açılacaktır. Kontrol valfi çapraz geçiş konumundayken B silindir pistonu A silindir pistonundan önce geri çekilir.

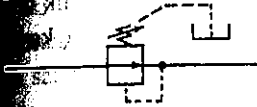
hizmet hareketlerini kontrol etmek için basınç algılama yöntemlerinin kullanıldığı devrelerde sıralama valflerinin belirli bir basınç değerine erişilmesi ile devreye girdiğini ve valflerin pistonun hareketini tamamlaması ya da strokunda belirli bir noktada bulunması ile ilgili hiçbir garanti vermediği unutulmamalıdır.

Basınç Düşürücü Valfler

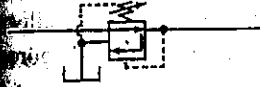
Basınç düşürücü valfler, devrenin bir bölümündeki basıncı, devrenin diğer kısmının basıncından daha düşük bir değerde tutmak için kullanılır. Basınç düşürücü-valfler normalde açık konumda olup ilgili hat üzerindeki basıncın sabit tutulması için kapanır ya da kısılır. 10 bar basınca ve 45 lt/dak ya kadar olan debi değerlerine uygun doğrudan etkili basınç düşürücü valfleri mevcuttur. Bu valfler geri akım çek valfleri ile birlikte veya geri akımsız da kullanılabilir.

Basınç düşürücü valfler iki tipte olabilir.

- (a) Tahliyesiz valfler, dış bir kuvvet tarafından ayarlanan valfin basınç yükselmesine bir sınırlama getirmez.



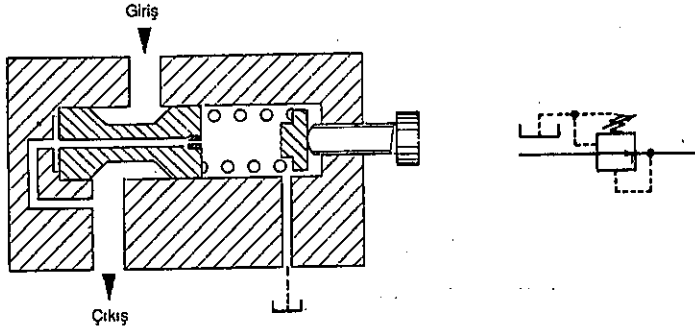
- (b) Tahliyelili tip olanlar ise valfin aşağı tarafındaki basınç dış bir kuvvet tarafından arttırılsa bile bir sınırlama getirir.



Şekil 3.19 doğrudan etkili basınç düşürücü bir valfi göstermektedir. Valf bir yay ile normalde kapalı tutulmaktadır. Basınç çıkış ağzında algılanır ve yay yüklü pistonun arka tarafına etkilir. İkincil devredeki basınç artarken valf yay basıncına karşı kapanmak ister. Piston içindeki kanaldan yay bölmesine sağlanan akış ve bu bölmeden çıkan sızıntı boşaltma sayesinde valf tamamen kapanarak aşağı devredeki basınç artışı önlenmiş olur.

Daha yüksek debi değerleri için uyarı kontrollü (iki kademeli) basınç düşürücü valfler kullanılır. Bu tür valfler akış ve basıncın kontrol altında tutulması açısından bu daha iyi sonuçlar verir.

Kısma etkisinden dolayı basınç düşürücü valfler ısı enerjisi meydana getirir. Uygulamalarda bu ısı oluşumu hesaba katılmalıdır. Bir devrede sürekli olarak iki ayrı basınç değerinin gerekliliği söz konusu olduğu takdirde basınç düşürücü valfler yerine ikili pompaların kullanımı çok daha iyi sonuçlar verebilir. Bu istenilen akış ve basınca bağlıdır.



Şekil 3.19 Doğrudan etkili basınç düşürücü valfler.

ÖRNEK 3.4

Bir devrenin birinci kısmı 180 bar basınçta çalışmaktadır. Basınç düşürücü bir valf ile ikincil devreyi besleyen birinci devrenin 100 bar'da 30lt/dak'lık bir debi gereksinimi içinde olduğunu düşünelim. Basınç düşürücü valftaki güç kaybı :

$$\frac{180 - 100 \text{ (bar)} \times 30 \text{ (l/min)}}{600} \text{ (kW)} = 4 \text{ kW}$$

Bu değer doğal soğutma ile atılabilecek ısı miktarından fazla da olabilir. Pratikte sisteme bir ısı eşanjörü takılmasının ve çalıştırılmasının maliyeti ile ikili pompa sistemi gibi alternatif bir devrenin maliyeti karşılaştırılmalı ve ona göre karar verilmelidir.

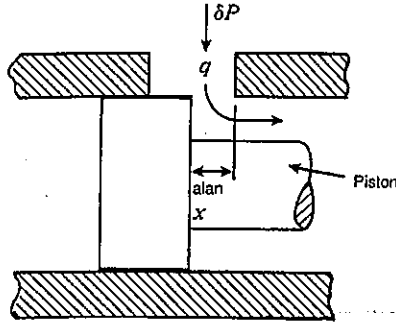
3.2 AKIŞ KONTROL VALFLERİ

Bu valfler hareketlendiricilere (alıcılara) giden sıvı miktarının ayarlanıp hız kontrolünün sağlanması için kullanılır. Bu öncelikle orifis alanının değiştirilmesi ile gerçekleştirir. Çünkü orifislerin akış özellikleri hidrolik kontrol cihazlarının tasarımında önemli bir rol oynar.

Kontrol orifisinden geçen akışın genelde türbülanslı olduğu varsayılır ve akan akışkanın miktarı

$$q = K \times (\delta P)^{1/2}$$

kadardır. Burada q akan sıvı miktarını, x orifisin alanını p orifisteki basınç düşmesini, K ise bir sabiti göstermektedir. K sabiti orifisin özelliklerine, akışkanın vis



Şekil 3.20 Kontrol orifisinde (ağzında) akış.

Basınç ve de Reynold sayısına bağlıdır.

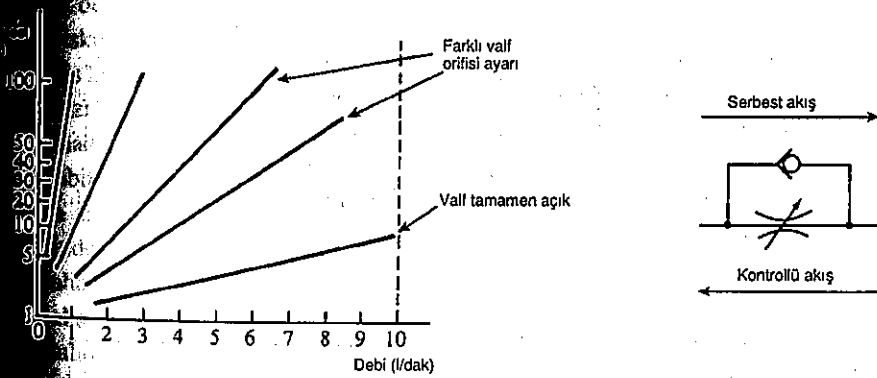
Orifisler akış yolunda ani bir sınırlama teşkil eder. Orifisler genelde sabit olup akış hızı değişken de olabilir. İdeal orifislerin uzunluğu sıfırdır ve kenarlar keskindir. Gerçekte bir durumda orifisler akıştaki sıcaklık değişimlerine dolayısı ile de akışkanın viskozitesine duyarlıdır.

Şekil 3.20 de görülen orifisten geçen akış, basınç düşmesinin karekökü ile akış hızı orantılıdır ve viskozite değişimlerine duyarlıdır. Basınç düşmesi ve akışkan sıcaklığı sabit olduğu sürece ve debinin gösterdiği küçük değişimler kabul edilebilir düzeyde olduğu debi kontrolü için bu tipte orifisler kullanılabilir.

Değişken yük koşullarında hassas hız kontrolü gerektiğinde orifisteki basınç düşmesini sabit tutmak gereklidir.

Akım ile ayarlama cihazının konumu arasındaki bağıntı lineer, logaritmik veya parabolik bir eğriyi izleyecek şekilde olabilir.

Şekil 3.21 de iğneli bir valfin özellikleri gösterilmiştir. Genelde, bir yönde kontrollü akım geri yönde ise serbest akım olması için devreye bir de çek valf eklenmiştir.



Şekil 3.21 Basit bir iğneli valfin karakteristikleri.

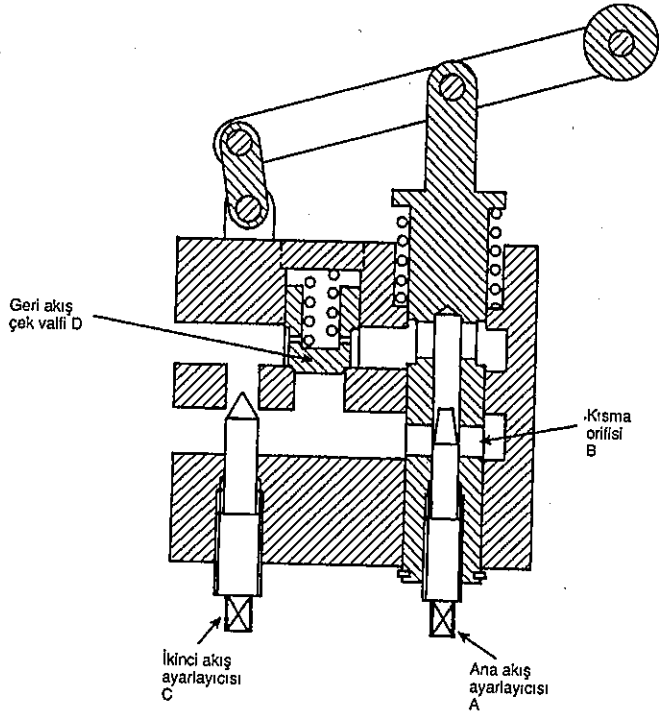
Akış kontrol valflerinin üç özel çeşidi vardır :

- Yavaşlatma valfleri
- Viskozite veya sıcaklık dengeli valfler
- Basınç dengeli valfler

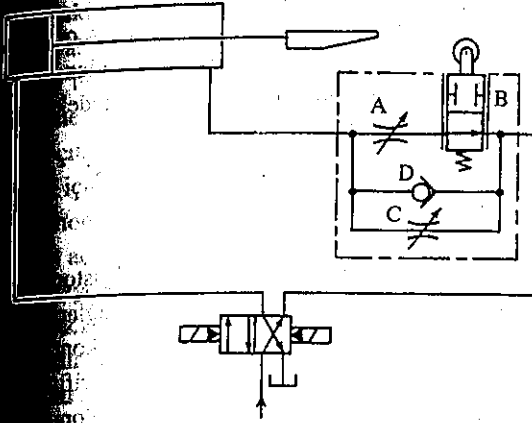
Yavaşlatma valfleri

Bir çeşit kısma valfi olan bu valflerin kısma açıklığı rulmanlı bir manivela ile kontrol edilir. Akışın kontrol edilebilmesi için valf normalde ya açık ya da kapalıdır. Sistemde bir çek valf ile ikinci bir kısma valfi eklenebilir. Çek valf serbest geri akış için ikinci kısma valfi ise ana kısma valfi kapalı olduğunda ayarlanabilir en küçük akış sağlamak içindir. Yavaşlatma valfinin kesit görüntüsü Şekil 3.22 de gösterilmiştir.

Şekil 3.23 teki devrede, silindirin, strokunun sonuna doğru yavaşlatılması için bir yavaşlatma valfi kullanılmıştır. Silindir pistonu sağa doğru harekete başladığında



Şekil 3.22 Yavaşlatma valfi.



Şekil 3.23 Yavaşlatma valfi devresi.

Bkz. şekil 3.23) akışın büyük bir kısmı A sınırlayıcısından ve çok küçük bir kısmında C sınırlayıcısından geçmektedir. Bu yüzden akış hız daha çok A sınırlayıcısı tarafından kontrol edilir. Kam, çalıştırma makarasını aşağı doğru hareket ettirdiğinde ana pistonu ana akış hattını kapatmaya başlar. Silindir hareketinin son aşamasında kontrolü C sınırlayıcısı sağlamaktadır. Silindir pistonu sola hareket ederken (geri çekilirken) D çek valfinden geçen akış, yavaşlatma valfini devre dışı bırakır.

Yavaşlatma valfleri debinin yüksek olduğu uygulamalar için uygun olup, debinin 15 lt/dak dan daha az olduğu uygulamalar için tavsiye edilmez.

Viskozite veya sıcaklık dengeli valfler

Hidrolik yağların viskozitesi yağ sıcaklığına bağlıdır. Bu yüzden bazı valf üreticileri sıcaklık dengelemesine bazıları ise viskozite dengelemesine başvurur.

Viskozite etkisini ortadan kaldırmanın en basit yolu uygulamada keskin kenarlı bir orifis kullanmaktır. Çünkü bu durumda akım viskoziteye bağlı değildir.

Bazı tasarımlarda viskozite/sıcaklık dengeli kısma valflerinin orifis açıklığı düz levhadan oluşmuştur. Bunlardan biri oynar diğeri ise sabittir. Levhalardan oynar olan sabit olana göre döndürülerek V şeklinde bir geçiş yeri oluşturulur. Bu kısma valfinin tasarımı keskin kenarlı orifis şeklinde olursa özellikle yüksek debi debilerinde akış viskoziteye dolayısı ile de sıcaklığa bağlı değildir. Debinin 0.5 lt/dak dan daha az olması halinde bazı problemler ortaya çıkabilir bu yüzden valfin daha iyi çalışması açısından bu tür uygulamalarda viskozitesi düşük yağlar kullanılmalıdır. Bu valflerde akış yüküne bağlıdır ama basınç dengeli bir pistonun sisteme bağlanması ile bunun önüne geçilebilir. Genelde bu tür devrelerde çek valfler de mev-

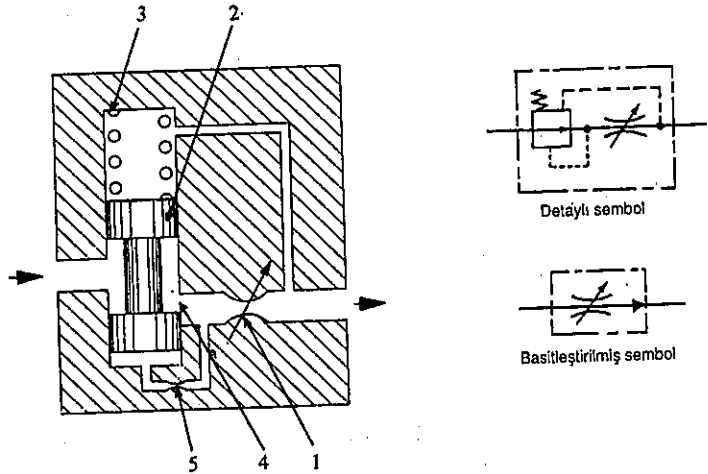
cuttur. Geri yönde nispeten sınırlı bir akış imkan vermektedir.

Bazı üreticileri tercih ettiği bir diğer sıcaklık dengeleme metodu ise orifis ayarını yapan mekanizmanın bir kısmının ısıl genişleme katsayısı yüksek olan bir malzemeden yapılmasıdır. Akışkanın sıcaklığı arttığında mekanizma içerisindeki bir malzeme genişler ve böylece kontrol orifisinin açıklığı azalmış olur.

Basınç dengeli akış kontrol valfleri

Akış kontrol valfi içine monte edilmiş basınç-dengeli bir hidrolik valf pistonu, dozaj orifinde besleme ve yük basıncından bağımsız sabit bir basınç düşüşü sağlar.

Şekil 3.24 te sembolleri ile birlikte, iki yönlü basınç dengeli akış kontrol valfi gösterilmiştir. Debi, viskozite dengeli de olabilen, ayarlanabilir dozaj orifisi (1) ile ayarlanmaktadır. Valf çalışmaz durumdayken dengeleyici valf (2) açık konumdadır. Akışın görülmesi ile birlikte valfta bir basınç düşüşü meydana gelir. Dozaj orifisinin aşağı tarafındaki akış basıncı valfi kapatmak ister ancak dengeleyici yay (3) dozaj orifisinin aşağısında oluşan basınç ile birlikte basıncı buna karşıdır. Dengeleyici valf pistonu dengelendiğinde, valf pistonunun kısmen kapanması ile dengeleyici orifisteki bir basınç düşmesi meydana gelir. Besleme basıncındaki bir artış valf pistonunu kapatmak ister ve dengeleyici orifisteki basınç düşmesinde meydana gelen artış, besleme basıncındaki artışı dengeler. Yük basıncı arttığı takdirde dengeleme orifisi açılır ve dozaj orifisindeki basınç düşmesi belirli bir değerde tutulmuş olur. Bu basınç düşmesi, dozaj orifisinin büyüklüğüne bağlı olarak 3 ile 6 bar arasında değişir. Va



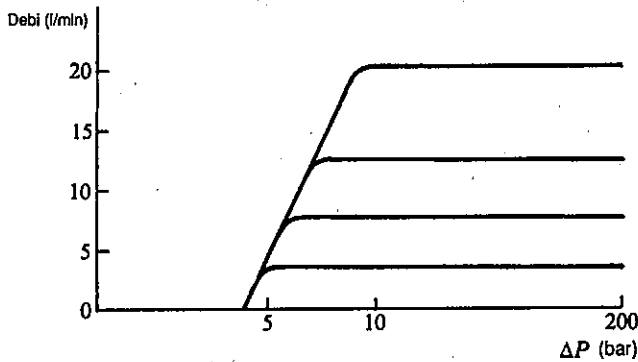
Şekil 3.24 İki yönlü, basınç dengeli akış kontrol valfi ve sembolleri (Açıklama için metne bakınız)

üzerindeki toplam basınç düşüşü besleme ve yük basınçları arasındaki farka bağlıdır, ancak valfin tam ve doğru olarak çalışabilmesi için valfteki en düşük toplam basınç kaybı 5 ile 12 bar arasında olmalıdır. (Şekil 3.25 te tipik eğriler gösterilmiştir.) Sönümlenme orifisi dengeleyiciyi stabilize eder ve basınç dalgalanmalarına bağlı olarak ortaya çıkan atlamayı önler. Devre çalıştırılırken görülen akım şoklarını ortadan kaldırmak için dengeleyici valf pistonuna bazen bir strok sınırlayıcı veya darbe önleyici cihaz monte edilir. Dozaj orifisinde akış yokken basınç dengeleyici valf pistonu tamamen açık konumdadır. Akışın başlaması ile birlikte valf üzerinde bir basınç düşmesi meydana gelir. Bu dengeleyicinin ani bir hareket yapmasına sebep olur. Strok sınırlayıcısı, dengeleyici valf pistonunun hareketini sınırlayan oynar bir durdurma düzenidir. Akış kontrol valfi ayarının her değiştirilişinde yeniden ayarlanması gereken bu cihaz, dengeleyici valf pistonunu beklenen son yerine yakın bir konuma getirmek için kullanılır. Ancak, bundan sonra, basınçtaki büyük değişimler düzeltilemez.

Değişken besleme veya yük basıncı altında hassas hız kontrolu gerekiyorsa basınç dengeli akış kontrol birimleri kullanılmalıdır. Kaliteli bir akış kontrol valfinin sağladığı kararlı en düşük sabit akım 0.1 lt/dak civarında olmalıdır. Etkin bir kontrol sağlanması ve valf ömrünün uzatılması açısından bütün hassas akış-kontrol valfi uygulamalarında akışkanın çok iyi filtre edilmiş olması gereklidir. (Kesin olarak 10 μ m den dah iyi filtreleme gereklidir.) Akış ne denli küçük olursa filtreleme o denli iyi olmalıdır.

Farklı çeşitlerinde valf ayarlama mekanizmaları mevcuttur. (manivelalı, DC motor kontrollu vs.)

Ayrıca bir sistemde ne zaman bir akış kontrol valfi kullanıldığında daima bir basınç düşmesi olacağı ve buna bağlı olarakta ısı meydana geleceği unutulmamalıdır.



Şekil 3.25 İki yönlü basınç dengeli akış kontrol eğrileri.

3.2.1 Silindirlerde hız kontrolü

Basit bir silindir devresinde akış kontrol valfinin silindire göre bulunabileceği iki ayrı durum söz konusudur. Bu yüzden hız kontrolü üç ayrı şekilde olabilir.

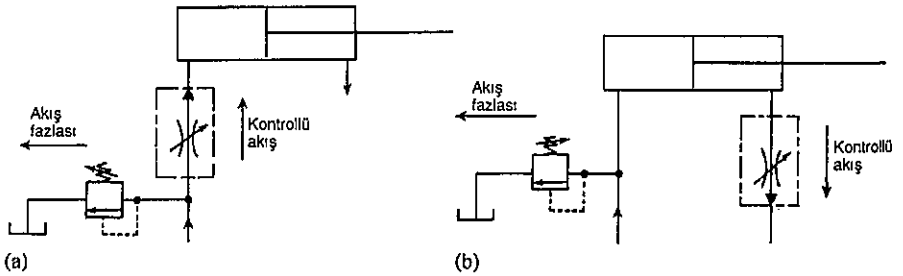
Akış kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu hidrolik devre

Silindire giren yağ miktarı Şekil 3.26 (a) daki gibi kontrol edilmektedir. Burada yön kontrol valfinin gösterilmemiş olduğuna dikkat ediniz. Silindirin istenilen hızda çalışabilmesi için, pompanın, yağ fazlası emniyet valfinden tahliye edilecek şekilde gerekenden daha fazla yağ pompalaması gerekmektedir. Daha öncede açıklandığı gibi akış kontrol valfinde yaklaşık 10 barlık bir basınç kaybı söz konusu olduğundan devre basıncı, yükü kaldırmak için gereken değerden daha fazla olmalıdır.

Devre ilk çalıştırıldığında basınç dengeleyici sürgü açık konumdadır ve bu anda dengeleyicinin kontrolü sağlamasından önce bir akış şoku meydana gelir. Şekillendirmeye yönelik uygulamalarda böylesine bir akış şoku sonucunda makina kalıbı ani bir hamle ile işlenen parçaya hasar verebilir. Böyle durumlarda akış kontrol valfleri ile birlikte darbe önleyici cihazlar kullanılmalıdır. Başka bir alternatif ise devre tasarımını akış kontrol valfinden daima akış geçecek şekilde düzenlemektir. Böylelikle dengeleyici sürgü her an aktif halde kalır ve akışta meydana gelebilecek şok ve darbeleri önler.

Piston harekete başlamadan önce silindir içindeki akışkan basınçlandırılmalıdır. Burada sıkıştırma için bir akım gereklidir. Silindir hareketini başlatmak için gerekli olan kuvvet ya da basınç, hareketi devam ettirmek için gerekli olan basınçtan daha fazladır. Bunun sebebi statik sürtünme ve atalet kuvvetidir. Yük hareket etmeye başladığında harekete karşı olan direnç ve de pistonu etkileyen basınç azalır. Sonuçta ani bir hızlanma etkisi görülür. Aynı zamanda akışkan da genleşir. Başlangıçta akış kontrol valfindeki basınç dengeleyiciye bağlı olarak meydana gelen bir kararsızlık vardır.

Yükün yönü ters yönde değişme eğiliminde olabilir (yani yükün hareket yönünde etkimesi). Bu durumda sistem kontrolü kaybedebilir. Bu problemi ortadan kaldırmak



Şekil 3.26 Akım kontrolü; (a) Akım kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu hidrolik devre; (b) Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devre.

po hatında karşı dengeli bir valf ya da üstten merkezli bir valf kullanılarak bir geri yarattırılmalıdır. Bu da sistem basıncının artırılması demektir.

Bu devre hassas kontrol sağlar. Aynı zamanda yükün daima piston hareketine karşı emniyet valfi de sağlar. Farklı piston hızlarına karşılık sabit debili bir pompa kullanıldığında emniyet valfinin büyük bir kısmı emniyet valfinden geçer. Bu da çok fazla ısı meydana getirir.

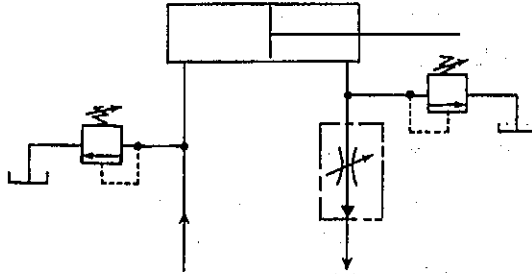
Emniyet valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devre

Şekil 3.26 (b) de görüldüğü gibi akış kontrol valfi dönüş hattına yerleştirilmiş olup devreye edilen akışkan bu valf üzerinden geçmektedir. Bir önceki devrede olduğu gibi bu devrede de pompa, silindirin gerektirdiği yağ miktarından daha fazlasını emebilir. Devre basıncı silindir yükü direncini ve de akış kontrol valfindeki direnci düşmesini yenmelidir.

Ancak, akış kontrol valfi piston çevresinde bulunduğundan akış kontrol valfinin emilmesini düşürmek için (farklı olanlardan dolayı) tam açık uçta düşük basınç gereklidir. Bu da akışın, pistonun uzama strokunda daha etkili olmasını sağlar.

Başlangıçta dengeleyici valf pistonu tamamen açıktır. Piston ileri hareket edip emilmesini kontrol valfindeki basıncı yükseltene kadar bütün pompa akışı silindire iletilmektedir. Bu noktada dengeleyici valf pistonu devreye girerek akışı doğru değerine düşürür. Bir önceki devrede olduğu gibi dengeleyici valf pistonu duruma uyum sağlanmadan önce başlangıçta bir şok akışı meydana gelir.

Bu tür bir sistem kullanıldığında silindir cidar alanındaki basınç dikkatle incelenmelidir; örneğin piston alanının piston kolu kesit alanına oranı 2:1 ise sistem basıncı 150 bar ise piston üzerinde harici bir yük olmadığında silindir cidar alanı üzerindeki basınç 300 bar olacaktır. Böyle bir durum söz konusu olduğunda aşırı emilme önlenmesi için Şekil 3.27 de görülen biçimde silindir çevresine emniyet valfi bir emniyet valfi bağlanabilir. Not: İkinci tahliye valfi arızalandığında hız kontrolü kaybedilecektir.



Şekil 3.27 Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devrede aşırı emilme önlenmeye karşı emniyet valfi kullanımı.

Hız kontrolünün akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devre i akış yapıldığı durumda silindirden çıkan yağ miktarı kontrol edilmektedir. Silind pistonu ileri hareket ettiğinde silindirden çıkan akış şekil 3.26 (b) de görüldüğü gi orifisten geçmektedir ve bu akım silindire gelen akış değerinden daha küçüktü. Sonuç olarak silindirin ileri hareket ettiği durumlarda ikinci devredeki akış kontro birinci devredeki akım kontrolü kadar hassas değildir. Silindir pistonunun geri h reket ettiği durumlarda ise bunun tersi doğrudur.

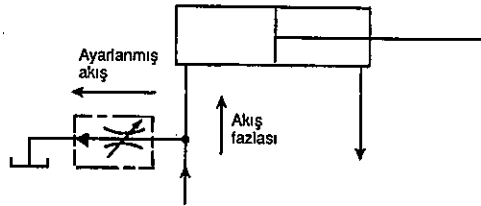
Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devre ters yükler bile hassas hız kontrolü sağlar. Ancak akış kontrol valfinin silindir girişinde b lunduğu hidrolik devreli sistemlerde olduğu gibi sabit debili pompalar ve ayrıca d geniş piston hızlarında kullanıldığında çok fazla ısı meydana gelecektir.

Boşaltma kapalı

Şekil 3.28'de görüldüğü gibi akım kontrol valfi pompa çıkışının bir kısmını doğ rudan yağ tankına iletecek şekilde düzenlenmiştir. Sistem basıncı, emniyet val ararına, ancak ve ancak piston hareketsizken erişir. Bu yüzden, akış kontrol val üzerinde boşaltmaya kapalı aşırı yağ basıncı, silindir yükü tarafından gösterilen b sınıçtır. Bu, soğutucu gerektirir ve sistem daha etkin faaliyet gösterir.

Bu metodun hassaslığı pompa çıkışına bağlıdır. Çünkü pompa çıkışı basınc bağılı olarak değişmektedir. Bu metod basıncın sabit olduğu ya da hassas hız kont rolünün çok önemli olmadığı durumlarda kullanılır. Bu metodla istenmeyen aki tam olarak kontrol edilmektedir.

Genelde bu tip hız kontrolü, pompa çıkış hacminin çok büyük bir kısmının si lindir tarafından kullanılıp sadece çok küçük bir kısmının depoya aktarıldığı durumla için uygundur.



Şekil 3.28 Boşaltma kapalı akış kontrolü.

ÖRNEK 3.5: AKIŞ KONTROL VALFİNİN SİLİNDİR ÇIKIŞINDA VE GİRİŞİNDE BULUNDUĞU HİDROLİK DEVRELERİN BAĞIL VERİMİ

Bir silindirin uygulaması gereken ileri itme kuvveti 100 kN, geri itme kuvveti ise 10 kN olmalıdır. Bu soruda pistonun ileri hareket hızını düzenlemek için

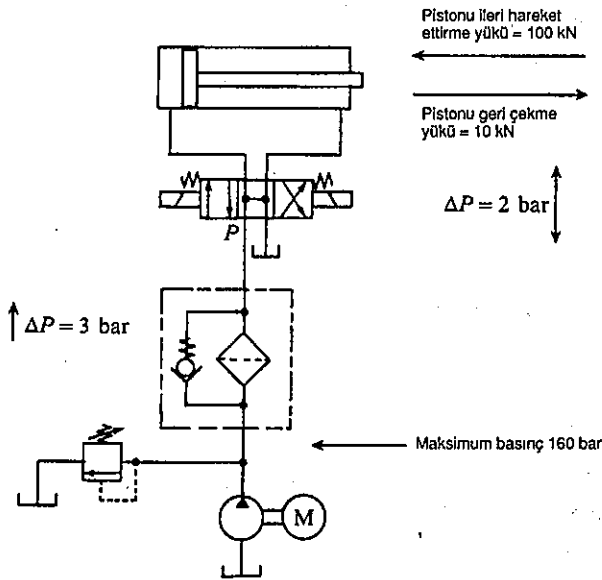
3.2 Basınç kontrol valfi

Her iki yöntemde de, bu yöntemlerin kullanılmasının etkileri incelenecektir. Bütün durumlarda geri akış hızı, pompa akımının tamamının kullanılması sonucunda yaklaşık olarak 0,5 m/dak olmalıdır. En büyük pompa basıncının 160 bar, ve aşağıda sıralanan durumlardaki basınç düşmesinin belirtildiği gibi olduğunu varsayalım.

Filtre	= 3 bar
Yön valfi (her bir akım yolu için)	= 2 bar
Akış kontrol valfi (kontrollü akış)	= 10 bar
Akış kontrol valfi (çek valfi)	= 3 bar

- (a) Silindir büyüklüğünü (piston alanı/piston kolu alanı = 2/1)
 (b) Pompa büyüklüğünü
 (c) Devrenin verimini

1. Durum : Akış kontrolünün olmadığı bir devre için (şekil 3.29) (uzama hızını hesaplayınız)
 2. Durum : Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu ve ileri hareket hızının 0,5 m/dak olduğu bir devre için
 3. Durum: Akış kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu ve piston ileri hareket uzama hızının 0,05 m/dak olduğu bir devre için aşağıdakileri hesaplayınız.



Şekil 3.29 Akış kontrolünün olmadığı Örnek 3,5 ile ilgili devre.

1. Durum : Akış kontrolunun olmadığı devre (Şekil 3.29)

(a) Silindirin tam açık ucunda iç kesit alanında en büyük basınç;

$$\begin{aligned} 160 - 3 - 2 &= 155 \text{ bar} \\ &= 155 \text{ bar} \end{aligned}$$

Silindir cidar alanındaki geri basınç = 2 bar. Bu basınç 2:1 oranından dolayı silindirin toplam iç kesit alanında 1 bar basınca denktir. Bu yüzden yükü yenmek için gerekli en büyük basınç;

$$\begin{aligned} 155 - 1 &= 154 \text{ bar} \\ &= 154 \text{ bar} \end{aligned}$$

İç kesit alanı = Yük/Basınç

$$= \frac{100 \times 10^3}{154 \times 10^5} (\text{Nm}^2/\text{N}) = 0.00649 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Piston çapı} &= \left(\frac{4}{\pi} \times 0.00649 \right)^{1/2} = 0.0909 \text{ m} \\ &= 90.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Piston çapı 100 mm, piston kolu çapı 70 mm olan standart bir pompa seçelim (bkz. Tablo 4.1).

Silindirin tam açık ucundaki iç kesit alanı = $7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Halka alanı = $4.00 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Bu da yaklaşık olarak 2:1 oranına eşittir.

(b) 5 m/dak geri çekme hızı için gerekli debi ;

$$\begin{aligned} \text{Alan} \times \text{Hız} & \\ &= 4.00 \times 10^{-3} \times 5 \text{ m}^3/\text{dak} \\ &= 20 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pistonun ileri hareket hızı} &= \frac{20 \times 10^{-3}}{7.85 \times 10^{-3}} \\ &= 2.55 \text{ m/dak} \end{aligned}$$

Pistonun ileri hareketinde yükü yenmek için gerekli basınç;

$$= \frac{100 \times 10^3}{7.85 \times 10^{-3}}$$

$$= 12.7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$= 127 \text{ bar}$$

Pistonun geri hareketinde yükü yenmek için gerekli basınç

$$= \frac{10 \times 10^3}{4.00 \times 10^{-3}}$$

$$= 2.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$= 25 \text{ bar}$$

100) Pistonun ileri hareketinde pompadaki basıncı hesaplamak için yön kontrol valfi deposunun çıkışından başlayıp geri hareketle hat üzerindeki basınç değerlerini inceleyelim.

Yön kontrol valfinin B ve T çıkışları arasındaki basınç düşüşü ; $2 \text{ bar} \times 1/2$

(piston alan oranı) = 1

Yükü bağlı basınç = 127

Yön kontrol valfi P'den ve A'ya basınç düşüşü = 2

Filtredeki basınç düşüşü = 3

İleri harekette pompada gerekli basınç = 133 bar

Emniyet valfi ayarı = $133 + \% 10 = 146 \text{ bar}$

Geri harekette pompada olması gerekli basınçta aynı şekilde hesaplanır.

(2.2) $25 + 2 + 3 = 34 \text{ bar}$

Not 8 Emniyet valfi, silindir strokunun en alt ve en üst noktaları dışındaki durumlarda devreye girmez.

Yine piston hareket etmediğinde pompa akışı, yön kontrol valfinin merkez çukuru aracılığı ile düşük basınçta depoya tahliye edilebilir.

(c) Sistemin verimi

$$\begin{aligned} \text{Sistemin verimi} &= \frac{\text{Silindir üzerindeki yükü yenmek için gerekli enerji}}{\text{Akışkana verilen enerji}} \\ &= \frac{\text{Silindire gelen akış miktarı} \times \text{yükte bağlı basınç}}{\text{Pompadan çıkan akış miktarı} \times \text{pompadaki basınç}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pistonun ileri hareketindeki sistem verimi} &= \frac{20 \times 127}{20 \times 133} \times 100 \\ &= \% 95.5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pistonun geri hareketindeki sistem verimi} &= \frac{20 \times 25}{20 \times 34} \times 100 \\ &= \% 73.5 \end{aligned}$$

2. Durum : Akış kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu ve piston ileri hareket hızının 0,5 m/dak olduğu devre (şekil 3.30)

1. Durum

100 mm Piston iç çapı \times 70 mm Piston kol çapı

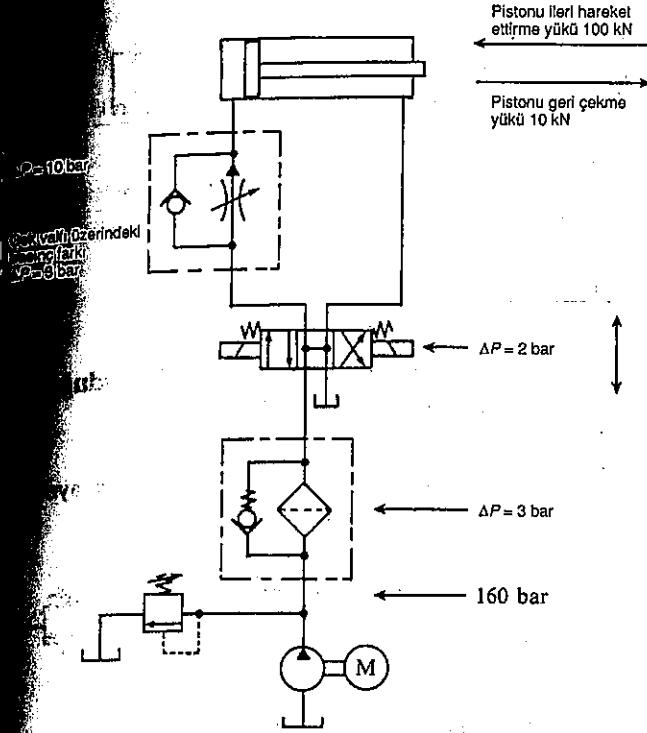
Silindirin tam açık ucundaki kesit alanı	= $7.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Halka alanı	= $4.00 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Pistonun ileri hareketinde yükte bağlı basınç	= 127 bar
Pistonun geri hareketinde yükte bağlı basınç	= 25 bar
Pompa debisi	= 20 lt/dak

$$\begin{aligned} \text{0.5 m/dak olan ileri hareket hızı için gerekli debi;} \\ &= 7.85 \times 10^{-3} \times 0.5 \\ &= 3.93 \times 10^{-3} \times \text{m}^3/\text{dak} \\ &= 3.93 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

İşlemleri bir önceki durumda olduğu gibi yön kontrol valfi deposunun çıkışından başlayarak yaparsak

Pistonun geri hareketinde pompada gerekli basınç;

$$\begin{aligned} &(2 \times 2) + (2 \times 3) + 25 + 2 + 3 \\ &= 40 \text{ bar} \end{aligned}$$



Şekil 3.30 Akış kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu devre.

Pistonun ileri hareketinde pompada olması gerekli basınç

$$(2 \times \frac{1}{2}) + 127 + 10 + 2 + 3 \\ = 143 \text{ bar}$$

Emniyet valfi ayarı

$$143 + 10\% \\ = 157 \text{ bar}$$

Bu değer pompanın en büyük çalışma basıncına yakındır (160 bar). Pratikte ya çalışma basıncı daha yüksek olan bir pompanın seçilmesi (210 bar) ya da bir boy daha büyük kullanılması tavsiye edilir. Bir boy daha büyük silindir büyüklüğü kullanıldığında çalışma basıncı daha düşük olacak ve hız kontrolü için daha yüksek debili bir pompa gerekecektir. Bu devrede bir akış kontrol valfi bulunduğundan silindirin ileri hareket ederken fazla gelen akışkan emniyet valfinden tahliye edilecektir.

Pistonu ileri hareketindeki sistemin verimi

$$\frac{3.93 \times 127}{20 \times 157} \times 100$$

$$= \%15.9$$

Pistonun geri hareketindeki sistem verimi

$$\frac{20 \times 25}{20 \times 40} \times 100$$

$$= \%62.5$$

3. Durum : Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu ve ileri hareket hızının 0.05 m/dak olduğu devre (Şekil 3.31)

Silindir, yük, debi ve pompa verileri önceki gibidir. İşlemleri aynı şekilde yürüttüğümüzde :

Pistonun geri hareketinde pompada olması gerekli basınç

$$(2 \times 2) + 25 + 3 + 2$$

$$= 37 \text{ bar}$$

Pistonun ileri hareketinde pompada gerekli basınç

$$(2 \times 1/2) + (10 \times 1/2) + 127 + 2 + 3$$

$$= 138 \text{ bar}$$

Emniyet valfi ayarı

$$138 + \%10$$

$$= 152 \text{ bar}$$

Pistonun ileri hareketindeki sistem verimi

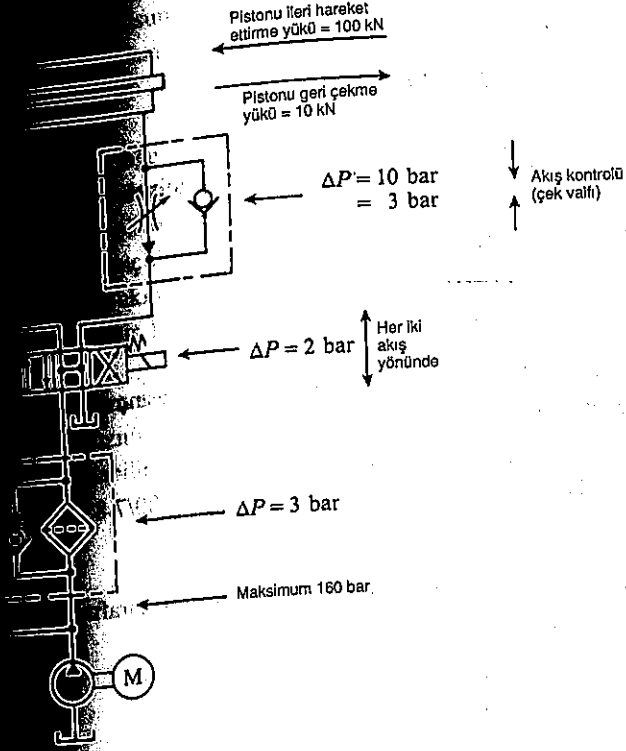
$$\frac{3.93 \times 127}{20 \times 152} \times 100$$

$$= \%16.4$$

Pistonun geri hareketindeki sistem verimi

$$\frac{20 \times 25}{20 \times 37} \times 100$$

$$= \%67.6$$



Şekil 3.31 Akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu devre.

Piston alanının, piston kolunun kesit alanına olan oranına bağlı olarak, aynı durumdaki devreye göre daha verimlidir. Ancak hidrolik devrelerde her iki devrenin verimi de aynı olacaktır. Bu tür devrelerin, yükün boşalmasını (kaçmasını) önlediği de unutulmamalıdır. Eğer yükün az bir yüke karşı koyması halinde, her iki devrede de meydana gelen ısıya ek olarak akış kontrol birimlerinde meydana gelecektir. Sonuçta sistemin verimi azalacaktır. Ayrıca, akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu devrede, silindirin halka tarafında ve silindir ile akış kontrol valfi arasında bir yerde yoğunlaşacaktır.

Bu hesaplarla açıklayalım. Yukardaki Şekil 3.31'de incelenen devrede, devredeki yük emniyet valf ayarlarında yüke bağlı bir düşme olacaktır. Eğer emniyet valfi ayarlanmış olsun.

Silindire giren akış = 3.93 lt/dak

O halde, pompadan gelen akış fazlası;

$$\begin{aligned} & 20 - 3.93 \\ & = 16.07 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

olur ve bu fazlalık 152 bar basınç altında emniyet valfinden tahliye edilir.

Silindirin tam açık ucundaki basınç

$$\begin{aligned} & 152 - 3 - 2 \\ & = 147 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bu yük ile birlikte silindir cidarındaki karşı basınç tarafından karşı koyulan bir kuvvet üretir.

$$147 - \left(\frac{5 \times 10^3}{7.85 \times 10^{-3} \times 10^5} \right) = (2 + 10 + P) \times 4.00/7.85$$

Burada P , silindir cidarı içindeki silindirin ön tarafındaki ve silindir ile akış kontrol valfi arasındaki basınca eşittir.

$$\begin{aligned} P &= [(147 - 6.4) \times 7.85/4.00] - 12 \\ &= 264 \text{ bar} \end{aligned}$$

Pistonun ileri hareketindeki sistem verimi

$$\begin{aligned} & \frac{3.93 \times 6.4}{20 \times 152} \times 100 \\ & = \%0.83 \end{aligned}$$

Görüldüğü gibi verim çok düşüktür. Giriş gücünün hemen hemen tamamı harcanarak emniyet ve akış kontrol valflerinde ısı enerjisine dönüşmektedir.

3.2.2 Üç yollu veya bypass geçişli akış kontrol valfleri

Bu valfler temel olarak içinde emniyet valfi bulunan basınç dengeli akış kontrol valfleridir. Böylelikle devrede bulunan fazla akım, yük basıncının biraz üstünde depoya iletilir. Bu valfler, sadece, akış kontrol valfinin silindir girişinde bulunduğu hidrolik devre olarak kullanılabilir. Bu valf Şekil 3.32'de sembolik olarak gösterilmiştir.

çift valfinin yay ayarı olsun (Bu aynı zamanda kontrol orifisindeki basınç P_L ise yük basıncı olsun. Bu durumda sistem basıncı;

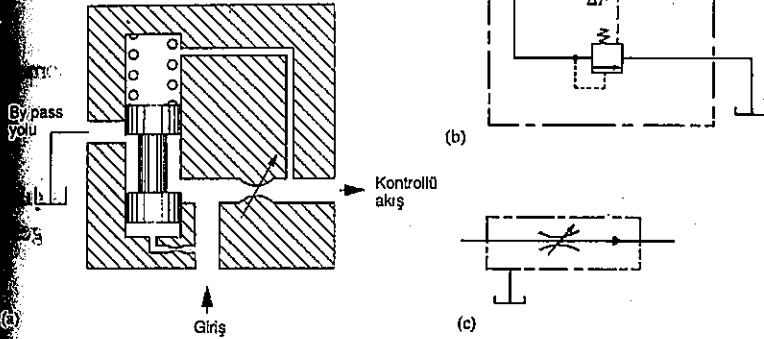
$$P_S = P_L + \Delta P$$

kabul edilmiş basınç değeri 7 bardır. Bu yüzden P_S sistem basıncı, yüke P_L basıncından 7 bar daha fazla olacaktır.

tarafından itilen valf pistonu yük veya besleme basıncından bağımsız olan orifisinde sabit bir basınç düşüşü meydana getirir. Kontrollü akış devresine bağlandığında fazla olan akım depoya tahliye edilir. Bu tasarımda, depo hattı kaldırılması muhtemel bir hatta değil, doğrudan depoya (veya tanka) bağlanmıştır.

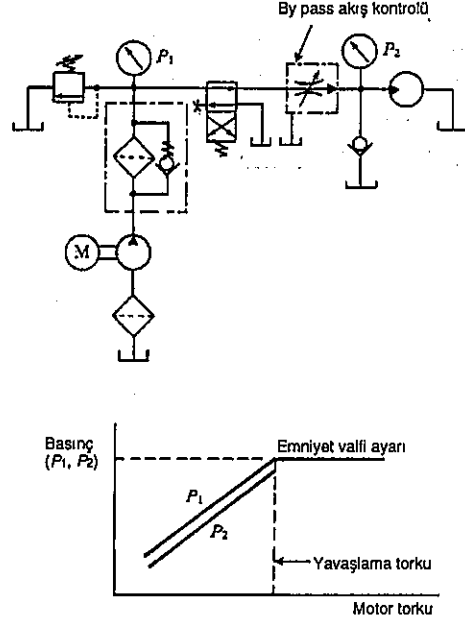
Bypass geçişli akış kontrolü, farklı yük koşullarında çalışabilen bir hidrostatik devrenin (alıcının) hızını hassas bir şekilde ayarlayabilir ve devrede meydana gelen ısı miktarını azaltabilir.

akış



Şekil 3.32 Bypass geçişli basınç dengeli akış kontrol valfi; a) valf kesiti, b) detaylı sembol, c) basitleştirilmiş sembol.

Şekil 3.33'te basınç/moment özellikleriyle birlikte gösterilen devreyi ele alalım. Burada fazla akış yüküne bağlı P2 basıncından biraz daha fazla olan P1 basıncında depoya tahliye edilecektir. Motorun yavaşlaması halinde olduğu gibi



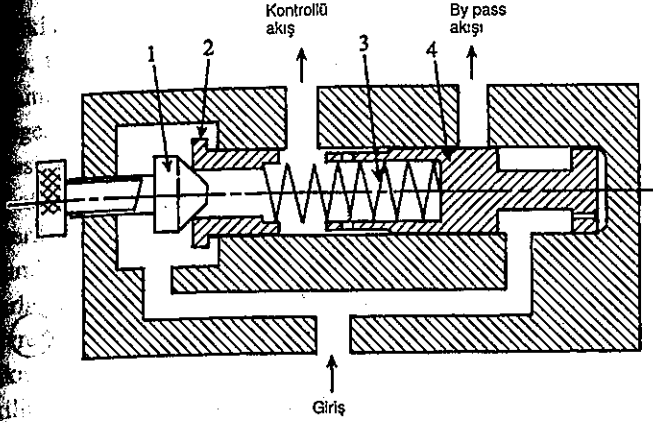
Şekil 3.33 Bypass akım kontrollü motor devresi ve devrenin basınç/moment özellikleri.

devre akışın tamamını kaldıramazsa, iç emniyet valfi kapanarak bypass çıkışını engelleyecektir. Bu yüzden devrede daima ayrı bir emniyet valfi bulunması gerekir.

3.2.3 Öncelikli akış kontrolü

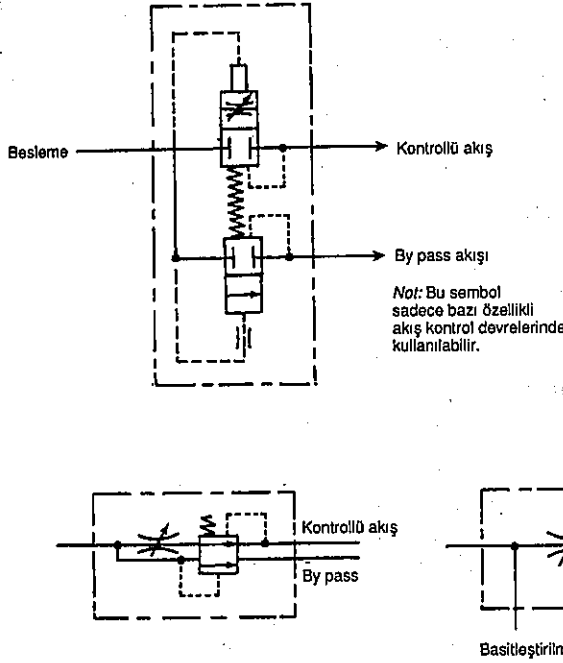
Öncelikli akış kontrolü bypass akış kontrolüne benzemesine rağmen valf yapısı, akı fazlası ikinci bir devreyi beslemesine imkan verecek şekilde değiştirilmiştir. Şek 3.34'te bu valfin şekli gösterilmiştir.

Bu valfte öncelikli akış iğne valf (1) ile ayarlanmaktadır. Bu akış basınç deng olup bu dengeyi valf pistonu (2) ile sağlanmaktadır. Valf pistonu (2) iğneyle temas halinde olup gevşek bir yay (3) ile yerinde tutulmaktadır. Kontrollü akış sağlandığında giriş akışının geriye kalan kısmı bypass pistonu aracılığı ile ikinci devreye aktarılır. Valf pistonları herhangi bir devredeki veya besleme basıncındaki

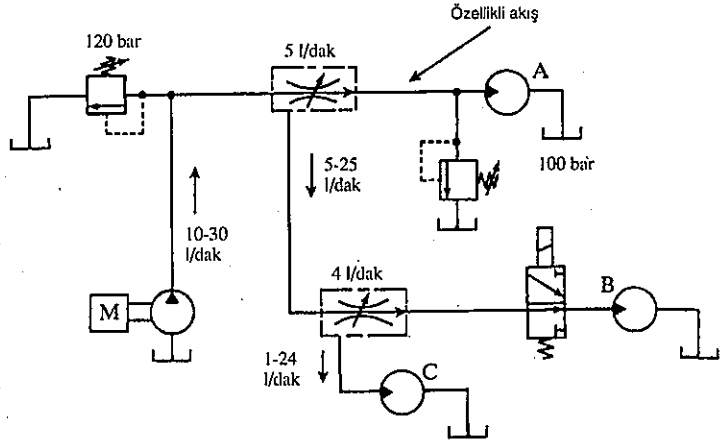


Şekil 3.34 Öncelikli akış kontrolü.

Başlıklarından bağımsız olarak birinci devrenin akış şartları tam anlamıyla sağlanacak ayarları otomatik olarak Bypass akışı, valfin en yüksek çalışma basıncına kadar olan herhangi bir basınç değerinde kullanılabilir. Şekil 3.35'te bu valfin farklı sembolik gösterimleri yer almaktadır.



Şekil 3.35 Öncelikli akış kontrolünün sembollerle gösterimi.

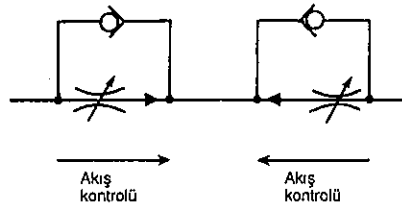


Şekil 3.36 İki ayrı özellikli akış kontrol valfinin kullanıldığı ve giriş akışının değişken olduğu bir uygulama.

Bir pompanın iki veya daha fazla devreye akış sağlamak için kullanıldığı sistemlerde öncelikli akış kontrol valflerinin genel bir uygulama alanıdır. Bu sistemlerde birinci devre dışındaki devrelere akış gönderilmeden önce, birinci devredeki şartların tam olarak yerine getirilmiş olması gereklidir. Bu birinci devre bir soğutucu pompa motoru, fren sistemi, direksiyon devresi veya bir çeşit emniyet devresi olabilir. Şekil 3.36 da pompa çalıştırıldığı sürece yeterli akış miktarının A ve B motorlarına sürekli sağlanabilmesi için iki adet öncelikli akış kontrol valfinin kullanıldığı uygulama şeklini göstermektedir. Pompanın çalışma hızı arttıkça ortaya çıkan akış fazlası C motoruna gitmektedir.

3.2.4 Köprü şebekesi

Dengeli bir akış kontrol valfi tek yönlüdür, yani sadece bir yönde akım söz konusudur. Ters yöndeki akışlar karşısında valf tam olarak çalışmayacaktır. Bir hat üzerinde akışı her iki yönde de kontrol edebilmenin bir metodu şekil 3.37 de gösterilmiştir.



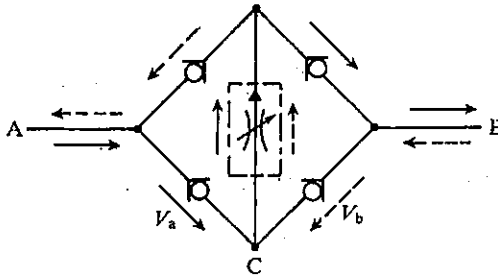
Şekil 3.37 İki akış kontrol valfinin kullanılması ile her iki yönde yapılan hassas akış kontrolü.

gibi iki akış kontrol valfi ile birlikte iki çek valfin kullanılmasıdır. Bu sistem yönde farklı akışların gerekli olduğu durumlar için idealdir. Ancak her iki de akımın aynı olması halinde akış kontrol valfleri için gerekli olan ayarın dengelenmesi oldukça güç olacaktır.

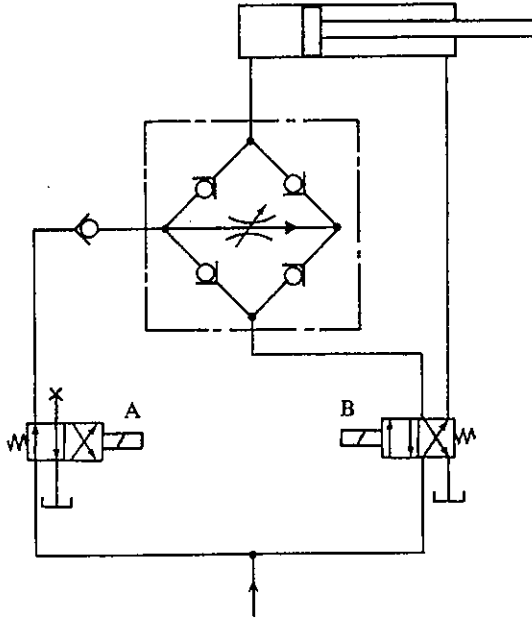
Daha basit bir alternatif şekil 3.38 de görüldüğü gibi bir köprü şebekesi ile bir tek bir akış kontrol valfinin kullanılmasıdır. Çek valflerinden geçen akımların gösterildiği gibidir. Akım kontrol valfindan geçen akım ana hattaki akışın bağımlı olmayıp tek yönlüdür. Her iki akış yönünde de aynı olan debi kontrol ayarlanıp akış kontrol valfinin silindir çıkışında veya girişinde bulunduğu devre için kullanılabilir.

Bir takım değişikliklerle ve sızdırmazlık çek valfler kullanılarak köprü şebekesinin kilit valfi görevi görmesi sağlanabilir. Bu akış çek valfi aracılığı ile C noktasında bir pilot basınç sinyali uygulanarak gerçekleştirilebilir. A ve B deki basınçtan daha fazla bir basınç köprüdeki V_a ve V_b çek valflerini kapatarak A dan B'ye akışı önleyecektir. Akışkan akış kontrol valfi üzerinden devam ettikçe basınç regülasyon pistonu aktif kalarak hareketlendirici (alıcı) tekrar harekete başladığında kilitlenme olasılığını azaltır (Not : Kitleme sinyali kaynağından gelen akım) akış kontrol valfinin öngördüğü akıştan daha fazla olmalıdır.)

Bu devre şekil 3.39 da görülmektedir. Solenoidlere gelen akış kesildiğinde piston yerine kilitlenir. A solenoidine akış verildiğinde, kitleme basıncının boşaltılmasıyla, akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devrenin kontrolünde piston geriye hareket eder. B solenoidi pistonun ileri yönde hareket etmesini sağlar. Bu durumda etkili akış kontrol valfi silindir girişindedir. İleri hareketi esnasında yük boşalmadığı (kaçmadığı) sürece her iki yönde de hız aynı olacaktır. Her iki solenoid de devreye girdiğinde yani akış verildiğinde silindir/ piston



Şekil 3.38 Köprü şebekesi ve tek bir akış kontrol valfinin kullanılması ile her bir yöndeki hassas akış kontrolü.



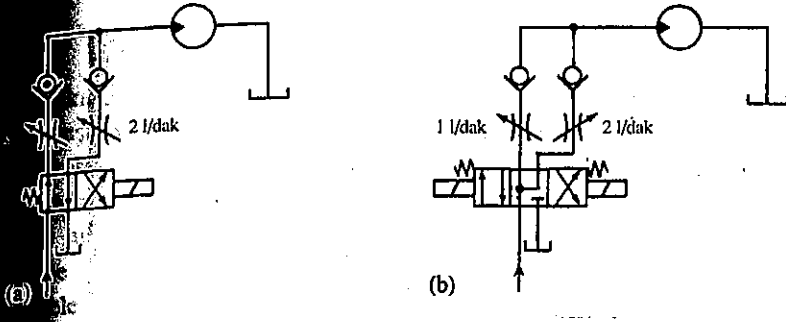
Şekil 3.39 Köprü şebekesinin kilit valfi olarak uygulaması.

ileri hareket eder. Piston, hareketsiz iken basınç altındadır ve bu, aktif dengeleyici piston ile birlikte akış kontrol valfinin silindir çıkışında bulunduğu hidrolik devrenin geri hareketi için muhtemel en iyi başlatma görevi sağlar.

3.2.5 Akış kontrol valflerinin kullanıldığı çok hızlı sistemler

Bir silindirin farklı durumlarda farklı hızlarda çalışması gerekir. Bunu gerçekleştirmenin bir yöntemi birden fazla akış kontrol valfinin kullanılıp gerekli olanların seçilmesidir.

Şekil 3.40(a) da gösterilen durumda motora giden akış miktarı 1 lt/dak dır. Solenoid devreye girdiğinde ikinci akış kontrol valfi devreye girer ve akış 2 lt/dak olur. Sonuçta motor hızı için iki alternatif vardır. Şekil 3.40 (b) de olduğu gibi üç konumda bir valf kullanıldığında üç farklı debi değeri elde etmek mümkündür. Sonuçta akış kontrol valfinin konumuna bağlı olarak motor hızı için üç alternatif vardır. Valf merkez konumunda olduğunda akış 3 l/dak, valfin sağındaki veya solundaki solenoid devrede olup olmamasına bağlı olarak akış ya 1 ya da 2 lt/dak olur.

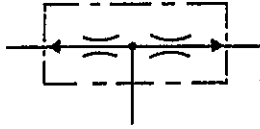


3.40. Seçilebilir motor hızları. (a) 2 farklı hız (b) 3 farklı hız.

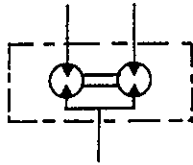
2.6 Akış Bölücülere

akış bölücülere iki farklı tiptedir :

1. Valf tipi



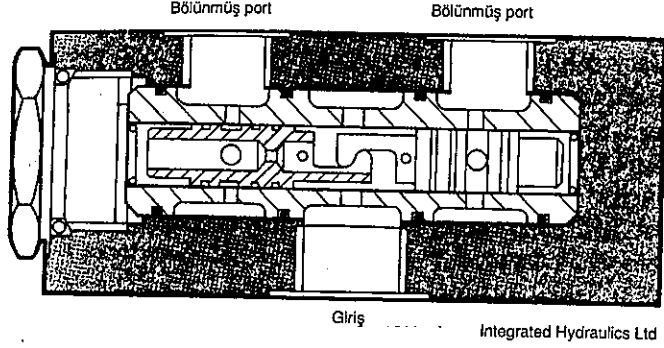
2. Motor tipi



Valf tipi

Valf tipi akış bölücü bir çift orifis ile içten birbirine kilitlenmiş pistondan oluşur. Genelde akış çıkışta eşit olarak ikiye ayrılır ancak özel bir tertip ile akımlar farklı oranlarda da bölünebilir. Şekil 3.41 de valf tipi bir akış bölücü gösterilmiştir.

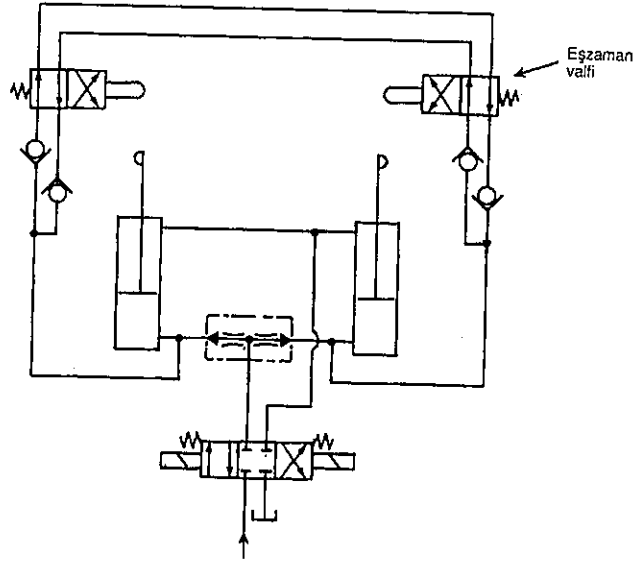
Orifislerden birinde akış arttığında, orifisteki basınç düşmesi artar. sonuçta valf pistonu orifis açıklığını azaltarak akımların eşitlenmesini sağlar. Çıkış ağzlarından biri kapatıldığında basınç düşüşü sıfır olur ve piston hareket ederek diğer portu da tamamen kapatır. Akış yönünün ters çevrilmesi halinde ise bu birim bir akış birleştirici



Şekil 3.41 Valf tipi akım bölücü.

hale gelerek valfe eşit akışlar sağlar. Bu yüzden iki silindirin her iki yönde eş zamanlama yapılması için tek bir valf kullanılabilir.

Şekil 3.42'de silindirlerden biri strokunun sonuna diğerinden önce eriştiğinde zamanlama valfi devreye girerek silindirlerin arka kısımları birleştirilmiş olur. Böylece ikinci silindirin de strokunu tamamlamasına imkan verilir. Buna alternatif olarak el kumandalı eş zamanlama valfleri veya elektrikli şalterler kullanılabilir.



Şekil 3.42 Eş zamanlamanın strok sonunda olduğu akış bölücü devre.

Dişli motor tipi akış bölücülerini, bir mil üzerine monte edilmiş bir kaç tane, hassas dişli motor oluşturur. Bu dişli motorların eş zamanlama olmasını sağlar. Bu dişli motor hacimsel yer değiştirmeleri aynı olup sonuçta akış eşit olarak ikiye bölünmüş olabilir. Bu hacimsel yer değiştirmeleri farklı olup akış istenilen oranda bölünmüş olabilir. Ancak şu da bir gerçektir ki bu akış bölücüler ne kadar hassas olursa olsun tam bölünme sağlamaları zordur. Bunun nedeni her motor bölmesinde, dişlilerde meydana gelen sızıntıların her iki bölme için de aynı olmamasıdır.

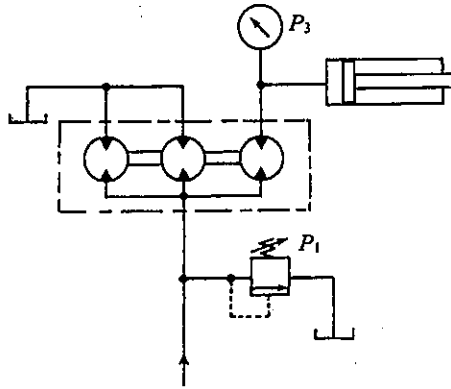
Akış devreleri arasında büyük bir basınç farkı olduğunda hassasiyet önemli ölçüde azalır çünkü yüksek basınçlı tarafta sızıntılar daha fazladır.

Bu ayrı pistonlu motorun birleştirilmesi ile hassasiyet artırılabilir. Ancak bu yapı bir çözümdür. Motor tipi akış bölücüler akım yoğunlaştırıcı işlevi de görebilir.

Şekil 3.43'te görülen akış bölücü, üç kısımdan meydana gelmiştir. Bu kısımlardan iki tanesi doğrudan depoya diğeri ise silindire bağlanmıştır. Bu akış bölücünün ilk iki bölümü, üçüncü bölümü bir pompa gibi çalıştıran hidrolik motor görevi göreceklerdir. Bu teorik olarak P_3 teki maksimum mevcut basıncı, ana emniyet basıncı ayarı olan P_1 değerinin üç katına çıkaracaktır. Gerçek güçlendirme katı hacimsel oranlara, verimlere ve de kısım sayısına bağlıdır. Basınç güçlendirme, bir akış bölücünün bir kısmındaki çıkışının tanka iletildiğinde veya düşük devre direncine sahip olduğunda meydana gelir.

Bir devrede motor tipi akış bölücü kullanıldığında basınç güçlendirme olanağına karşı çok itina göstermek gerekir.

Bazı sistemlerde bu özelliğin üstünlüğü kullanılır. Dişli bir akış bölücü kullanılarak devrenin bir kısmının emniyet valfince belirlenen basınçtan daha fazla bir güçte çalışması sağlanır.



Şekil 3.43 Motor tipi akış bölücü.

ÖRNEK 3.6

Şekil 3.44 de bir pres devresi gösterilmiştir. Aşağıda belirtilen durumlarda hızları ve maksimum itme kuvvetlerini hesaplayınız.

1. Çabuk kapanma anında
2. Presleme anında
3. Son şekillendirme anında.

Devredeki basınç düşmeleri dikkate alınmayacaktır. Motor bölümlerinin kapasiteleri gösterildiği gibi sırası ile 20,5 ve 5 cm³/devir dir.

(i) Çabuk kapanma anını (solenoid akım verilmesini) düşünersek

Silindire giden akış miktarı = 10 lt/dak

$$\text{Çabuk kapanma hızı} = \frac{10 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3/\text{dak}}{\text{m}^2} \right)}{0.04}$$

$$= 0.25 \text{ m/dak}$$

Maksimum çabuk kapanma itme kuvveti

$$70 \text{ (bar)} \times 0.04 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$= 70 \times 10^2 \text{ (N/m}^2\text{)} \times 0.04 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$= 280 \text{ kN}$$

(ii) Presleme anını (A ve C solenoidlerine akım verildiğini düşünersek)

$$\text{Silindire giden akış miktarı} = \frac{(5 + 5)}{(20 + 5 + 5)} \times 10 \text{ lt/dak}$$

$$= 3.3 \text{ lt/dak}$$

Presleme hızı

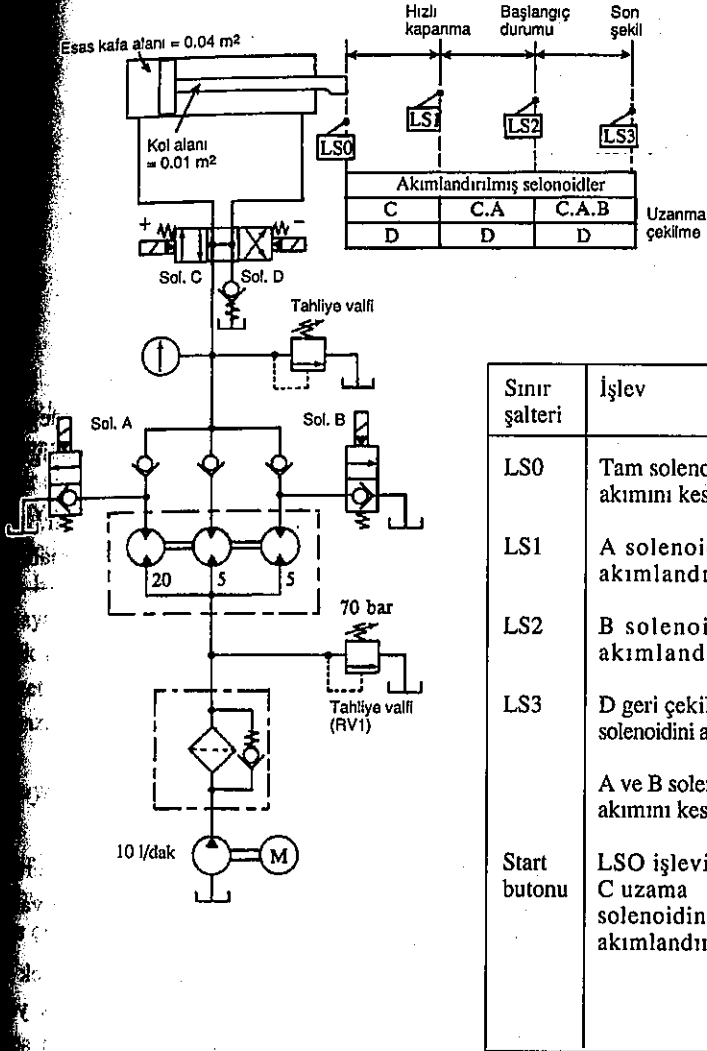
$$\frac{3.3 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3/\text{min}}{\text{m}^2} \right)}{0.04}$$

$$= 0.083 \text{ m/mjn}$$

Presleme anında en büyük teorik basınç

$$70 \times \frac{(20 + 5 + 5)}{5 + 5} \text{ (bar)}$$

$$= 210 \text{ bar}$$



Şekil 3.44'de bir pres devresi gösterilmiştir. Aşağıda belirtilen durumlarda hızları ve en büyük itme kuvvetlerini hesaplayınız.

Presleme anında maksimum teorik itme kuvveti

$$F = 210 \text{ (bar)} \times 0.04 \text{ (m}^2\text{)} \\ = 840 \text{ kN}$$

(iii) Son şekillendirme (A, B ve C Solenoidlerine akış verildiğini) düşünürsek

$$\begin{aligned} \text{Silindire giden akış miktarı} &= 5/(20 + 5 + 5) \times 10 \text{ lt/dak} \\ &= 1.67 \text{ lt/dak} \end{aligned}$$

$$\text{Son şekillendirme hızı} = 0,0416 \text{ m/dak}$$

Son şekillendirme anında en büyük teorik basınç

$$\begin{aligned} 70 \times \frac{(20 + 5 + 5)}{5} (\text{bar}) \\ = 420 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bu yüzden en büyük teorik itme kuvveti

$$\begin{aligned} 420 \times 10^5 \times 0.04 \times 10^{-3} \\ = 1680 \text{ kN} \end{aligned}$$

Güçlendirilmiş basınç değerleri, buna bağlı olarak itme kuvveti değerleri teorik değerlerdir. Pratikte bu rakamlar akış bölücülerin verimsizliğinden dolayı daha düşük olacaktır.

İlgili parçaların/kısımların basınç sınırları üzerine çıkılmamalıdır. RV2 emniyet valfi devresindeki en büyük basıncı sınırlayarak şekilde ayarlanmalıdır.

3.3 YÖN KONTROL VALFLARI

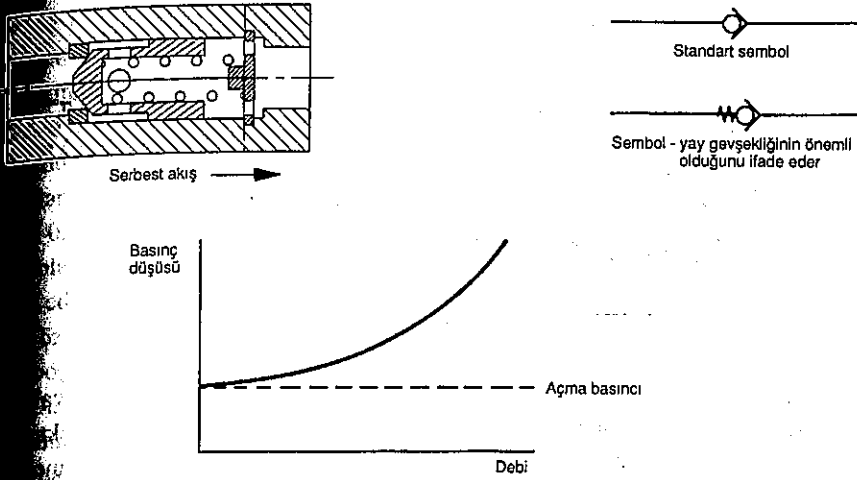
Bu valfler akımı istenilen hatta yönlendirmek için kullanılır.

3.3.1 Çek valfler

En basit yön kontrol valfleri, sadece tek yönde akımın geçişine izin veren, tek yönde akımın geçmesini önleyen çek valfler veya dönüşsüz valflerdir. Bu valf Şekil 3.45'de sembolleri ve karakteristik eğrileri ile beraber gösterilmiştir.

Açma basıncını belirleyerek farklı gevşeklikteki yaylardan yapılmış çek valfleri mevcuttur. Açma basıncı çek valfin tam açıldığı basınçtır. Devrenin görev yapması için açma basıncının belirli bir değerde olması gerekiyorsa çek valfinin sembolü üzerinde bir yay gösterilir. Çek valfindeki basınç düşmesi debi değerine bağlıdır. Debi ne kadar artarsa oturak da o derecede yuvasında yukarı hareket eder, yay kuvveti de o derece büyük olur.

Bilya tipi çek valfler, imalatı en ucuz olanlardır. Ancak bilya yönlendirilemediğinden bir takım sızıntılar söz konusu olabilir. Üreticiler her ne kadar



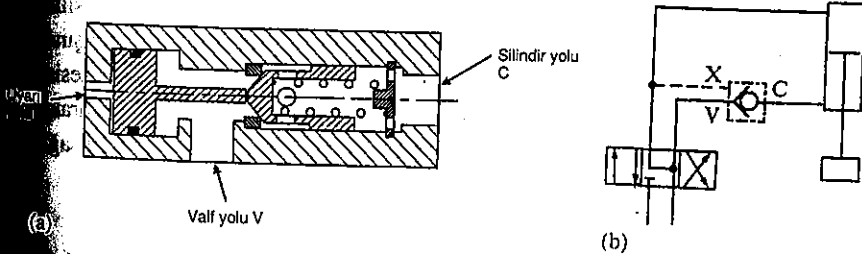
Şekil 3.45 Bilya tipi çek valf, sembolleri ve eğrileri.

Özellikleri valflerin tek yönlü akışta sızdırmaz ters yönde akışa izin verdiğini söyleyebiliriz. Bu tür valfler de oturma yuvası üzerindeki en ufak çizik, aşınma veya bu benzer kusurların sızıntılara neden olacaktır.

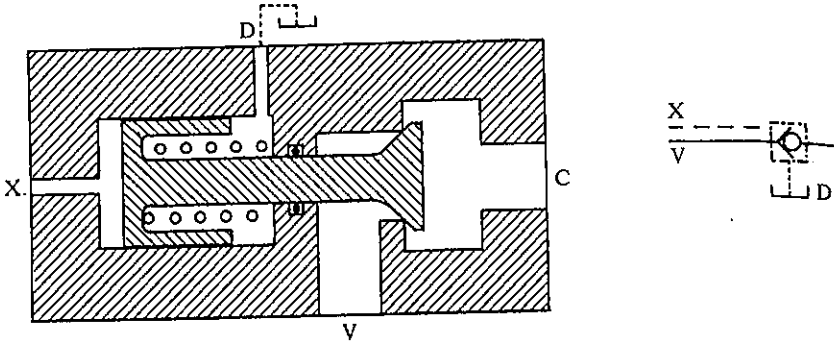
Yumuşak yuvalı çek valflerin yuvaları Delrin veya buna benzer başka bir polimer maddeden yapılır. Böylelikle % 100 sızdırmazlık sağlanabilir ancak valfün ömrü kısalmıştır. Bu tip valfler 200 barın üzerindeki basınçlardaki 35 °C'den daha sıcak ortamda çalışmaya uygun değildir. Yüksek basınçta sızdırmazlığı yeterli derecede sağlayan valfler düşük basınçta aynı etkinliği göstermeyebilir. Yüksek basınçta oturma yuvasında tutan kuvvetin büyük olup sızıntılar önemli ölçüde önlenir, ancak düşük basınçlarda sızdırmazlığı sağlayan bu kuvvet küçük olduğundan valfta sızıntılar meydana gelebilir.

Ön uyarımlı çek valfler

Bu valfler normalde kapalı olup bir uyarı sinyali ile açılabilen valflerdir. Ender olarak bu valflerin bir uyarı sinyali ile kapalı tutulduğu tipleri de vardır. Yük basıncına karşı çalışan çek valfi açmak için gerekli uyarı basıncı, çek valf ve uyarı pistonunun



Şekil 3.46 Ön uyarımlı çek valfi. (a) Valf kesiti (b) Uygulama durumu.



Şekil 3.47 Havalandırmalı ön uyarımlı çek valf.

alanlarının oranına bağlıdır. Şekil 3.46(a)'da ön uyarımlı bir çek valf gösterilmiştir. Bir çok imalatçı firma pilot oranları farklı olan valfler önermektedirler. Örneğin pilot oranı 4:1 ise valfi açmak için gerekli olan basınç yük basıncının % 25 iştir. tipik bir uygulama Şekil 3.46 (b) deki devrede gösterilmiştir. Buradaki ön uyarımlı çek valf, silindirin ön tarafındaki basıncın tahliye edilmesini önleyerek yükün düşmesini önler. Stroku uzun olan bir silindir kullanıldığında yükün aşağı hareketi sarsıntılı olabilir. Yük aşağı doğru ani bir hareket yaptığı takdirde silindirin arka kısmında basınç düşer, çek valfi kapanır ve silindir sarsıntılı bir biçimde durur. Sonuçta silindirin arka kısmındaki basınç ani olarak artar. Bu seferde çek valf açılır ve silindir tekrar ani bir hareketle yükü aşağı doğru bırakır. Bu döngü de böyle devam eder. Bu problem aşağıda belirtilen uygulamalarla ortadan kaldırılabılır.

- silindir hızının kontrol edilmesi için silindir çıkışında akış kontrol valfi kullanımı
- yükün kaçmasını önlemek için kullanılan basınç dengeleme veya fren valfi
- üstten merkezli valf

Yön kontrol valfi merkez konumundayken ve yük yukarı kaldırılırken şayet yük az ise ön uyarımlı çek valfte sızıntılar görülebilir. Bunun sebebi çek valfin oturağı üzerindeki hidrolik sızdırmazlık kuvvetinin de azalmış olmasıdır. % 100 sızdırmazlık ancak yumuşak (yuvalı) yataklı valf çeşitleri ile sağlanabilir.

Şekil 3.46 daki ön uyarımlı çek valfin, x pilot yolundaki basınç C silindir çıkışındaki kapanma basıncını yenmelidir. Ayrıca bu basınç, V valf çıkışında oluşabilecek geri basınca da duyarlıdır. Şekil 3.47 de görüldüğü gibi pilot gövdesine geçerek ve yay bölmesine ayrı bir havalandırma (veya tahliye) hattı bağlayarak bunun önüne geçilebilir. V çıkışındaki geri basınç pilot aracılığı ile valfin açılmasını sağlar.

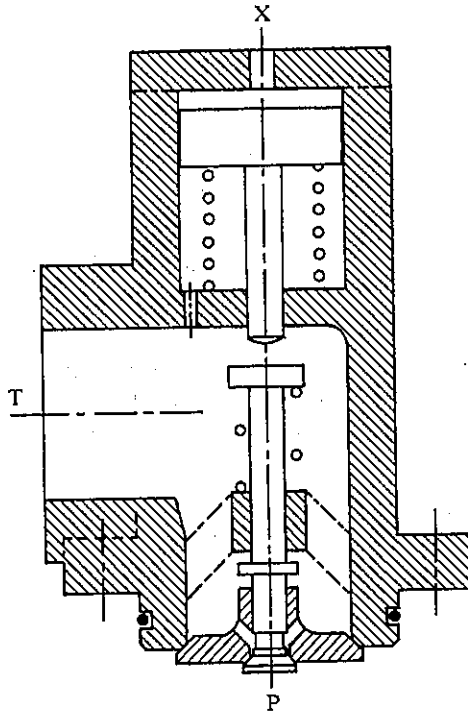
Ön doldurma valfleri

Ön doldurma valfleri temel olarak ön uyarımlı büyük çek valflerdir. Bu valfler

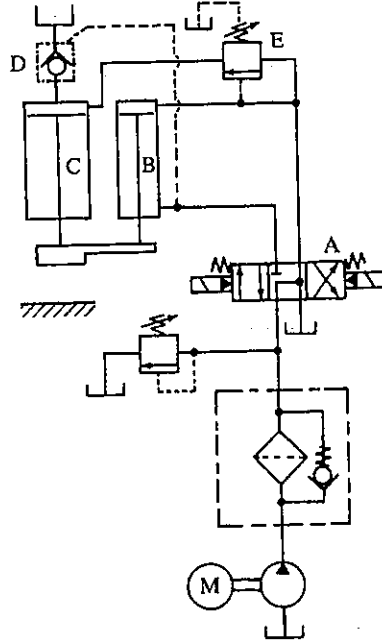
Ön dolgu pres devrelerinde pres kalıplarının kapanması esnasında ana silindirin akış-
 ı doldurulması için kullanılır. Şekil 3.48 de şekli gösterilen valf hem yapı hem
 kumundan büyük bir ön uyarımlı çek valfe benzemektedir. Ancak bu yapıya bir
 baskı azaltma mekanizması eklenmiştir.

Hidrolik akışkanlar farklı derecelere kadar sıkıştırılabilir ve silindir içine sı-
 rılan serbest akışkanın hacmi silindir iç kapasitesinden daha fazladır. Örneğin iç
 hacmi 0.9 m^3 olan bir silindir içine 400 bar basınç altında, atmosfer basıncında yak-
 laşık olarak 0.31 m^3 gelen mineral yağ sıkıştırılabilir. (Yağ asit karbonik ile mu-
 hale geldiğinde bu miktar daha fazla olacaktır) Büyük silindirlerin baskısını azalt-
 mada özel valfler kullanılmalıdır çünkü, fazla gelen akışkan (Bu durumda 10 lt) aynı
 anda boşalmaya çalışacak ve bu durum çok yüksek şok kuvvetleri yaratacaktır.

Ön doldurma valflerinin baskı azaltma tertibatı ana olarak içerisine yer-
 leştirilmiş küçük bir oturdaktan meydana gelir. Valf, x çıkışındaki basınca bağlı ön ki-
 tme basıncı ile açıldığında, silindir içindeki basınç ana oturağı sıkıca yuvasında tut-
 turmaktadır. Bu hareketin ilk bölümü pilot oturağı çalıştırır ve kontrollü baskı
 azaltma sağlayan küçük bir akım yolu açılmış olur. Hareketin sonraki saf-



Şekil 3.48 Baskı azaltma mekanizmasına sahip bir ön doldurma valfi.



Şekil 3.49 Ön doldurma valfli bir pres devresi

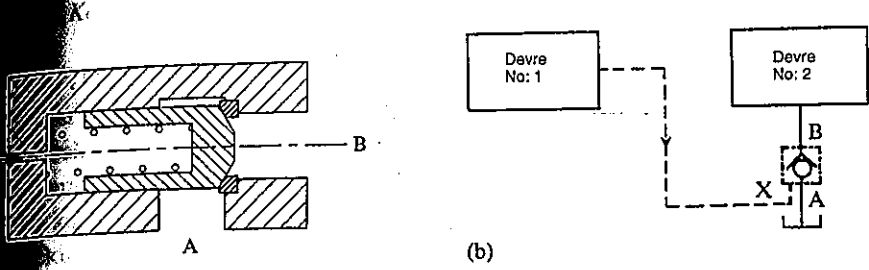
hasında ana olarak tamamen açılır ve valf normal bir ön uyarımlı çek valfi gibi çalışır.

Şekil 3.49, içinde ön doldurma valfi bulunan bir pres devresini göstermektedir. A yön kontrol valfinin çapraz geçiş konumuna getirilmesi ile pres kalıpları kapanmaya başlar. B silindiri (C ana silindir pistonunu aşağı doğru hareket ettirir. Böylece pres üzerinde bulunan depodan, D öndoldurma valfi ile emilen akışkan silindirini yükler. Kalıplar malzemenin üzerine inerken artan basınçla birlikte E sıralama valfi devreye girer ve pompadan gelen akış ana silindirin arka kısmının basınçlandırılmasını sağlar. Presleme esnasında öndoldurma valfi silindir ile rezerv arasındaki bağlantıyı keser. Silindirin geri çekilme hareketi esnasında (A valfi düz geçiş konumundadır) ön doldurma valfi açılır ve yan silindir ana piston kolunu geri çekerek ana silindirdeki akışkan depoya gönderilir. Ön doldurma valfinin bu şekilde kullanımı, kesit alanı büyük olan silindirin küçük debili bir devreden gelen akışla hızlı hareket etmesini sağlar.

Çek valflerinin kapatılması için uyarı basıncı kullanımı

Şekil 3.50 (a) görülen valfin x çıkışına yeterli derecede basınç uygulandığında her iki yönde de akış önlenmiş olur. Diğer durumlarda valf normal bir çek valf gibi çalışır.

Bu durumda bir yönde (B'den A'ya) akış olup diğer yönde ise (A'dan B'ye) akış olmaz. Emniyet valfi bu durum için örnek bir uygulamadır. Şekil 3.50 (b)'de olduğu gibi birinci devredeki basınç kaybolduğunda ikinci devrenin basıncı da düşer.



Şekil 3.50 Çek valflerinin kapatılması için pilot basıncı kullanımı
(a) Valf kesiti, (b) Uygulama.

Sandviç Plakaları:

Mem çek valfler hem de ön uyarımlı çek valfler, yön kontrol valfi ile taban plakası arasındaki valf grubuna monte edilmek üzere sandviç plakaları içine tekli veya çiftli üniteler şeklinde imal edilmektedir.

Kısıtlayıcı kontrolü

Normalde kapalı olan yönde sızıntıların kontrol edilebilmesi açısından içinde ufak bir delik bulunan veya oturağın baypass edilmiş durumda olduğu çek valfler mevcuttur. Bu tür valfler pilot kumandalı olabilir ve bazı devrelerde emniyet birimi olarak kullanılabilir. Bu valfler ayrıca, valf kapalı durumda olduğunda devrenin valfe giren kısmına ön uyarım basıncı sağlamak için kullanılabilir.

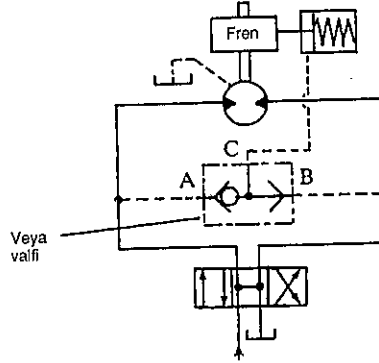
Mekik (veya) valfleri

Bu valfler tek bilyalı çek valfler olup iki girişe (A ve B) karşılık tek bir çıkışa (c) sahiptir. Bu valfler, yükün algılanması için kullanılır ve iki basınç girişinden yüksek olanı algılar.

Bunun örnek bir uygulaması iki yönlü fren motoru devresidir. Bu devredeki mekik (veya) valfi motor herhangi bir yönde çalıştırıldığında frenleri serbest bı-

rakmak için kullanılmaktadır.

İki bilyalı mekik (veya) valfleri veya arka-arkaya monte edilmiş ikili çekme valfleri farklı girişlerden gelen sinyalleri algılayabilir, ancak basıncın geri besleme yapmasını ve diğer devrelerle karşılıklı etkileşimi önler. Herhangi bir basınç sinyali çıkışta tahribata kalabileceğinden bu valfler özenle kullanılmalıdır.



Şekil 3.51 İki yönlü motor devresinde kullanılan mekik (veya) valfi.

3.3.2 Oturmali (poppet) valfler

Oturmalı valflerde sızdırmazlığı aynen çek valflerde olduğu gibi bir oturmali veya keçe sağlar. Ancak bu valflerin çalışması mekanik veya elektrik yolu ile olabilir. Bu valflerin bildiğimiz pistonlu tip yön kontrol valflere göre bazı üstünlükleri vardır. Bunlar :

1. Kapalı konumda % 100 sızdırmazlık
2. Oturak elemanları uzun süre basınç altında kalsa dahi yapışmazlar
3. Çabuk, uygun tepki zamanı (15 ms'ye varan tepki zamanı)

Mahzurları ise:

1. Aksinel basınç dengesi pek mümkün değildir ve yüksek basınçlı akış karşısında oturağı açmak için büyük bir kuvvet gerekebilir. Bu düşük basınçlı akış şartlarında doğrudan mekanik olarak devreye giren valflere bazı sınırlamalar getirir.
2. Genelde her bir akış yolu için ayrı bir oturağı ihtiyaç vardır ve bu da çok çıkışlı valflerin karmaşıklığını önemli ölçüde artırır.

Çek valflerin çalışma prensibi

Çek valfleri mekanik olarak çalıştırılan valfler ağırlıklı olarak preslerde ve uygulamalarında kullanılır. Bu valfler bu devrelerde kontrol mekanizmasının bir bölümünü oluşturur.

İki Yönlü Kontrol

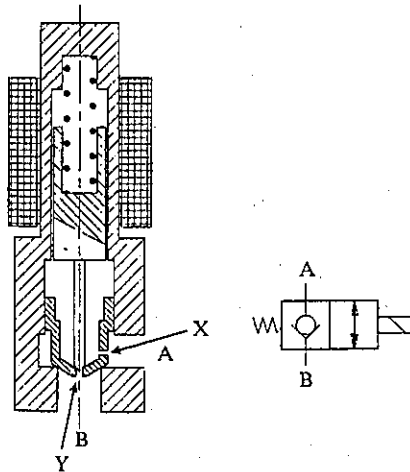
YOLLU SOLENOİD (BOBİN) KUMANDALI OTURMALI VALFLER

Çek valfleri normalde kapalı veya açık cihazlar olarak mevcuttur. Öncelikle uyarı valfleri olarak kullanılmaya yönelik belirli bazı küçük modellerde oturak doğrudan solenoid tarafından çalıştırılmaktadır. Bu valfler temel olarak ön uyarımlı çek valfler olarak iki kademeli valflerin kontrol bölmesi olarak kullanılır.

Şekil 3.52'deki normalde kapalı olan iki yönlü, solenoid kumandalı oturmalı valfin A girişindeki basınç yan çeperdeki ufak bir delik (X orifisi ile oturma elemanının arka kısmına iletilir. Basınç, oturağı kapalı tutar. Solenoidin devreye girince solenoidin silindiri ile sürgü yukarı kalkar ve oturak merkezindeki bir delik (Y) açılmış olur. X orifisindeki basınç farkından dengesizlik meydana gelir ve oturak kalkarak akışın A'dan B'ye geçmesini sağlar. Solenoid armatürünün (sürgünün) her zaman hidrolik basınç altında olduğuna ve de dengede olduğuna dikkat ediniz.

Solenoid devre dışı olduğunda kısmen de olsa B'den A'ya geri akış mümkündür. Çünkü bu durumda valf normal bir çek valfi gibidir ve yay kuvvetini yenmek için küçük bir basınç farkına gerek vardır. Solenoid devreye girdiğinde valf yapısına göre geri akış özellikleri görülebilir.

Kartuş yapısında olanlar genelde benimsenmiş durumdadır. Şekil 3.68'de gö-



Şekil 3.52 İki yönlü solenoid (bobin) kumandalı oturmalı valfler.

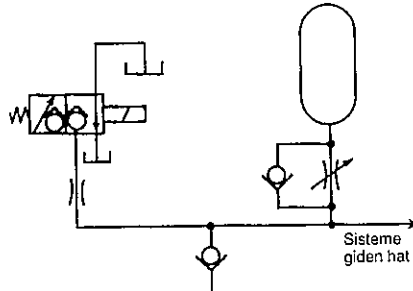
rüldüğü gibi bu tasarımlarda valf bir boşluk içine oturtulmuştur.

Bu uygulamaları (silindirin kilitlenmesi gibi) ön uyarımlı çek valf uygulamalarına benzerdir. Çabuk tepkili, yüksek debili, pompa boşaltma valfleri gibi kullanılabilmeye uygun bir çeşitleme, bu bölümün 3.4. Kısımında detaylı olarak açıklanan kumandalı mantık elemanıdır.

ÜÇ VE DÖRT YOLLU SOLENOİD (BOBİN) KUMANDALI VALFLER

Üç yollu bir valf tasarımında, solenoid içten ön uyarımlı bir piston ile birlikte çukurlu kafalı bir oturağın iki yuva arasında gidip gelmesini sağlamaktadır. Buna benzer çukurlu kafalı ikinci bir oturağın kullanıldığı dört yollu valf gibi farklı tasarımlar mevcuttur.

Üç yollu solenoidli oturma valflerin yaygın bir uygulama alanı bu valflerin emniyet valfi gibi kullanıldığı akümülatör devreleridir. (Şekil 3.53) Şekildeki şekilde emniyet bolde solenoid aktif durumda gösterilmiştir. Bu normal çalışma durumu olduğu devre emniyeti yoktur. Solenoid devre dışı bırakıldığında akümülatör içindeki akünün basıncı sabit kısıtlayıcı aracılığı ile yavaşça azalır. Solenoid akümülatör emniyet bloku içinde de yerleştirilebilir. Bu durumda pistonlu bir valf sürekli olarak sisteme giden hatlara neden olacaktır.



Şekil 3.53 Üç yollu oturma valfin emniyet valfi gibi kullanıldığı akümülatör devresi

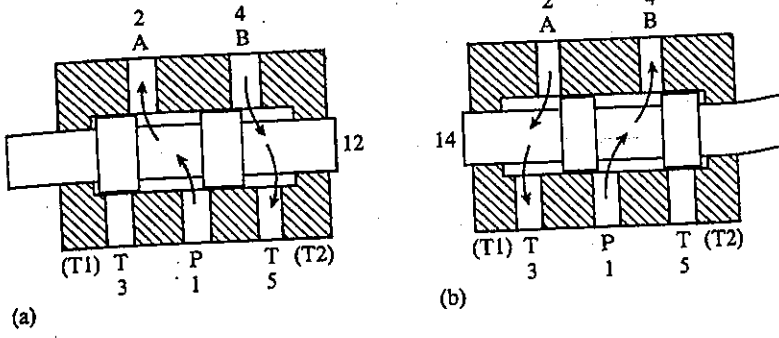
3.3.3 Kayar Sürgülü Yön Kontrol Valfleri

Yön kontrol valflerinin büyük bir bölümü bu kategoriye girer. Bu valflerin yapısı, valf gövdesi ile bu gövde içinde bulunan kayar sürgüden meydana gelir. Sürgü, valf gövdesi içindeki bir mekanizma ile hareket ettirildiğinde valf gövdesi içindeki çıkışları ve geçiş yollarını birbirine bağlar.

Şekil 3.54'de, piston uç konumlarında olduğunda, beş yollu bir valfte geçiş yollarının nasıl bağlandığı gösterilmiştir. Normalde valf çıkışları şu şekilde birleştirilmiştir:

Bölüm 3.3 Yön kontrol valfleri

P Basınç yolundaki (1) besleme
T Dönüş yolu veya depo yolu ve yolları (3 ve 5 nolu yollar) T1 ve T2 olarak
tanımlanabilir.
A, B silindir veya servis yolları (2 ve 4)



Şekil 3.54 Beş yollu bir valftek geçiş yolları: Piston uç konumlarında iken geçiş yolu bağlantıları: (a) Piston sol konuma hareket ettiğinde P(1)'den A(2)'ye, B(2)'den T(5)'e bağlanmıştır. (b) Piston sağ konumda P(1)'den B(4)'e A(2)'den T(3)'e bağlanmış durumdadır.

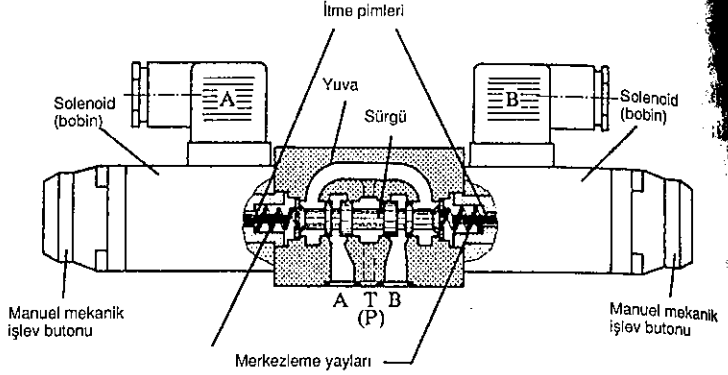
Listede parantez içinde yer alan numaralar CETOP yol tanımlama numaralarıdır. Piston sağ uç konumda iken P'den B'ye ve A'dan T1'e bağlantı vardır. Piston sol uç konuma getirildiğinde P, A'ya, B ise T2'ye bağlanır.

Yön kontrol valflerinin büyük bir çoğunluğunun T1 ve T2 depo yolları valf gövdesi veya taban plakası içinde sabit olarak birbiri ile bağlanmış durumdadır. Böylece tek bir ortak T depo yolu olan dört yollu bir valf meydana gelir.

Valf aksamı, parçaların birbirlerine göre olan toleransları en az düzeyde yüklenmiş ve pürüzsüz olacak şekilde işlenmiştir sızdırmazlık, valfin iç kesit alan çapı ile piston çapı arasındaki farkın az olmasına bağlıdır. Sentetik kauçuk keçeler ve metal aralıklar, meydana gelen yüksek akış kuvvetlerinden ve basınçlarından dolayı bu amaçla kullanılmaz. Bazen valf pistonları, gerekli boşlukları hassas olarak verecek şekilde seçilerek yerleştirilir.

Sürtünmeyi yenmek için gerekli yağlamanın olabilmesi için valf pistonu üzerinde bir miktar sızıntı gereklidir.

Valfin çalıştırılması çeşitli şekillerde olabilir. El lövyesi, mekanik bir düzenek, solenoidli ön uyarım basıncı veya pnömatik basınç. Bunlardan bazıları daha sonra detaylı olarak ele alınacaktır.



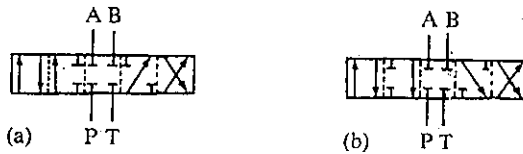
Şekil 3.55 Dört yollu çift solenoid kumandalı pistonlu valf.

Şekil 3.55'de dört yollu, çift solenoid kumandalı, pistonlu valfin kesiti gösterilmiştir. Doğrudan etkili bu valfin pistonu, itme pinleri ile aktarılan solenoid kuvveti ile hareket ettirilir. Solenoid devre dışı bırakıldığında, piston, merkezleştirici yaylar ile ilk konumuna getirilir.

Hidrolik valf pistonu geçiş hali

Şekil 3.54'te iki konumlu bir valfte pistonun yaptığı normal bağlantıların bir konumda P'den A'ya ve B'den T'ye diğer konumda ise P'den B'ye ve A'dan T'ye olduğu görülmüştü. Ancak düz geçiş ile çapraz geçiş konumları arasında bir geçiş hali vardır. Bu geçiş hali, noktalı çizgiler kullanılarak sembol içinde gösterilebilir.

Üç konumlu bir valf temel olarak bu valf ile aynıdır ancak orta durum sabit çalışma konumu olarak seçilebilir. Burada da uç ve merkez konumları arasında geçiş hali koşulları vardır. Şekil 3.55'te gösterilen valfin pistonu yaylar ile merkezleştirilmiştir ve piston orta konumda iken yollar arasında bir bağlantı yoktur. Bu kapalı merkez olarak bilinir ve buna benzer iki valf pistonu Şekil 3.56'da ser-



Şekil 3.56 Merkez konumdan uç konuma geçme esnasında hidrolik valf pistonunun geçiş halleri (a) Basınç yolunun açılması (b) Depo yolunun açılması.

gösterilmiştir. Piston, merkez konumun kapalı olduğu halden uç konumuna geçerken, önce açılan akış yoluna bağlı bir geçiş halinde geçer.

ÜÇ YOLLU VALFİN AÇILMASI (ŞEKİL 3.56a)

Üç yollu valf servis yolu depoya açılmadan önce uygun servis yoluna bağlanır.

ÜÇ YOLLU VALFİN AÇILMASI (ŞEKİL 3.56b)

Üç yollu valf ve diğer servis yolları birbiri ile bağlanmadan önce servis yollarından depoya açılır. Üç yollu valf değişimleri devre performansı açısından son derece kritiktir.

Üç Yollu Valf Durumunun Seçimi

Çeşitli merkezi durumlar mevcut olup bunlar geçiş özelliklerinden dolayı veya bir uygulamaya uymak için seçilir. En çok karşılaşılan durumlar şekil 3.57'de gösterilmiştir.

Çentikli ve konik hidrolik valf pistonları geçiş hareketinin yumuşak olması, yerleştirme sırasında basınç şoklarının azaltılması ve dekompresyonun kolaylaştırılması için kullanılır.

İki konumlu bazı valflerde merkezi durum ile birlikte uç konumlardan biri kul- lanılır veya yine bir ara durum söz konusudur.

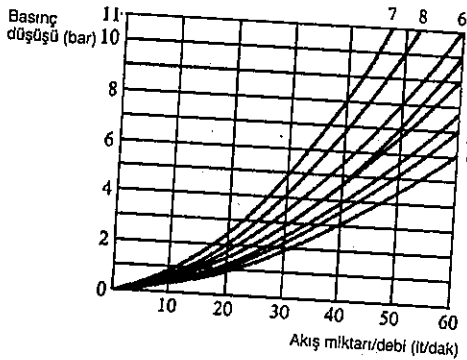
Valf piston tipleri ve konumları her boydaki valf için farklı kombinasyonlar kullanılabilir. Bazı üreticiler iki ve üç konumlu valflerle on dört değişik piston kullanarak kırk ile elli arasında farklı çeşitler üretebilmektedir. Ayrıca iki konumlu valflerden herhangi bir tanesi özel bir uç durumuna göre eksenleri farklı bir konuma getirilebilir. İki ve üç yollu çeşitler de dahildir.

Eğer üç yollu bir valf gerekiyorsa bu, yollardan biri dört yollu bir valfe bağlanarak bu gerçekleştirilebilir. Ancak birçok tasarımda T depo yolu valf üzerindeki diğer yollara nazaran daha düşük bir basınçla sınırlıdır. Bu nedenle sistem basıncı depo yolu ayarının üzerine çıkabiliyorsa depo yolunun kapatılmamasına dikkat edilmelidir.

Valfteki basınç düşmesi debiye, pistonun tipine, akış yoluna, akışkanın viskozitesine ve sıcaklığa bağlıdır. Şekil 3.58'de, Şekil 5.57'de gösterilen piston tiplerinin kullanıldığı ve akışkanın viskozitesinin $V = 36cSt$ olduğu durumda, belirli büyüklükteki bir valfin çeşitli akış yollarındaki basınç düşüşünü veren tipik performans eğrileri gösterilmiştir.

Valf piston referansı	Merkez konumu	Anahtarlama özelliği veya tipik uygulaması
a		Değişme sırasında basıncın düşmesini önler. (başoklarına neden olabilir).
b		Pompanın boşalması. (Değişme sırasında, iki konumlu valfteki basınç geçerek düşer).
c		Pompa devresini boşaltmasına rağmen A ve B yollarını kapatarak belli bir dereceye kadar kilitleme sağlar. (NOT: Bu piston, diğer birçok pistonu nazaran valf daha yüksek basınç düşüşüne neden olur).
d		Pilot kumandalı çek valf devreleri Hidrostatik iletim serbest dönüş etkisi sağlar ve ayrıca basınç şokları azaltır. İkinci bir yön kontrol valfine akışkan gönderildiğinde kullanılır.
e		Tek etkili silindir devreleri.
f		Bir konumdan diğer konuma, yani orta konuma geçerken servis hatlarındaki basıncı yavaşça tahliye eder.
g		Orta konumda her iki servis yolundaki basıncı muhafaza eder, örneğin sabitleme. Orta konumda yeri besleme (yeniden akış sağlanması).

Şekil 3.57 Pistonlu valfin merkez konumları.



Piston tipi	Akış yönü					
	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T	A-B
a	3	3	1	1	—	—
b	2	4	2	2	—	—
c	5	3	6	6	8	—
d	1	1	2	1	—	—
e	3	1	3	3	—	—
f	1	1	2	1	—	—
g	2	4	3	3	—	7

Şekil 3.58 Muhtelif piston tipleri için tipik performans eğrileri.

ileri belirli bir viskozite ve sıcaklık değerinde ölçülmüştür. Bu ne-
koşullar söz konusu olduğunda hesaplamalar uygun şekilde ayar-
ninde basınç düşüşü viskozite ile orantılıdır. Akış tortudan veya akış-
inden etkilenebilir. Bu nedenle veriler akışkanın temizliğine bağlıdır ve
filtrasyon kullanılmadığı taktirde maksimum değerler elde edilmez. Ve-
simülte olarak P'den A'ya ve B'den T'ye hareket ettiği dört yollu valf
alışma koşulları için de geçerlidir. Bu valfin A veya B portu ka-
yollu bir valf gibi kullanılması halinde akış sadece tek yöndedir. Bu du-
romans valf içinde etkiliyen akış kuvvetlerinden etkilenir ve iyi sonuçlar
eyebilir.

Her iki yolundaki basınç düşüşü hesaba katılmalıdır. Çift etkili bir silindir
ken silindire giden akışkanda P'den A'ya bir basınç düşmesi ile silindirden
ışkanda B'den T'ye bir basınç düşmesi olacak ve geri basınç meydana ge-

ların her ikisi de silindirdeki etkin kuvveti azaltacaktır. Şu da unu-
dır ki silindirlerin geri hareketi esnasında dönüş yağının debisi pistonun
iyel alanlarına bağlı olarak giriş debisinden çok daha fazla olabilir. He-
larda her bir basınç düşüşü hesaba katılmalıdır.

Valf seçiminde, üreticilerin çıkardığı performans eğrilerinin, valfi en iyi bi-
gösterecek şekilde tasarlanıldığı ve bu verilerin ancak ideal koşullar altında
ilebileceği unutulmamalıdır.

Performans eğrileri valfin kendisi ile ilgilidir ve valf alt plakasındaki veya valf göv-
deki basınç düşüşleri hesaba katılmayabilir.

En şekilleri:

li pistonlarında hidrostatik bir yatak oluşturulup pistonun hidrolik kilitlenmesinin
lenmesi için halka şeklinde yivler vardır. Bu yivlerin olmadığı pistonlar kul-
ldığında piston kilitlenebilir.

Valf pistonunun serbest hareket etmesi ve valf içindeki sıcaklık değişimlerine
arşı toleranslı olması için parçalar arasında daima boşluklar vardır. Bu boşluklar sa-
dece 5 ile 15 μ m derecesinde olmasına rağmen akışkanın viskozitesine, sıcaklığa,
erçek piston açıklığına ve yollar arasındaki basınç farkına bağlı olarak az da olsa sı-
zıntılar olacaktır.

Bu sızıntıya neden olan boşluk daha ziyade valf pistonu ile valf gövdesi ara-
ındaki radyal boşluktur. Ancak bu, aralığın uzunluğuna (yani pistonun gövdedeki
yol yarığı ile çakışan kısmı) bağlıdır. Valf pistonunun aşınması ile birlikte sızıntılar
artacaktır. Bu valf durumunun bir göstergesidir. İyi bir filtrasyon ile aşınma azaltılır

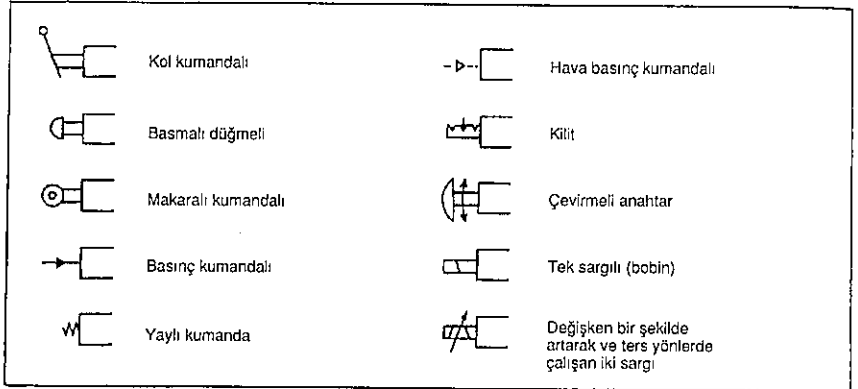
ve parçalar arasındaki boşlukların tortu ile tıkanması önlenmiş olur.

Piston gövdesi üzerine çentik atılarak, valfin bir konumdan diğerine geçmesi sırasında debinin kademeli olarak değiştirilmesi sağlanabilir. Bazı valf pistonları kesik koni biçimindedir. Bu tür bir yapı akış yolunun kademeli olarak kapatılmasını sağlar. Yavaşlatma valfleri bu tür bir uygulamanın tipik bir örneğidir.

Yüksek basınçlı valf pistonları özel olarak seçilip birleştirilmiş hatta belirli bir valf gövdesi ile eşleştirilmiş olabilir. Bu yüzden bu pistonlar değiştirilemez. Bazı üreticiler modern işleme tekniklerinden yararlanarak kalite teminatı için orta basınçlı sistemlerde yedek piston verebilirler. Valf pistonu değiştirilecekse piston yerine yerleştirilirken çok dikkatli olunmalı ve de pistonun doğru şekilde yerleştirildiğinden emin olunmalıdır. Aksi takdirde valfin işlevi önemli derecede değişebilir.

Valflerin Kumanda Şekilleri

Yön kontrol valflerinin kumandasının sayısız metodu vardır. Bazı semboller ve açıklamalar Şekil 3.59'de gösterilmiştir. Bunlardan farklı çeşitte kombinasyonlar oluşturulabilir. Akışkan basıncına bağlı çalıştırma genelde basınç uygulamasıdır. Ama bazı uygulamalarda basınç tahliyesi kullanılır, yani basınç normalde pistonun her iki tarafına da uygulanır ve bir taraftaki basınç tahliye edilerek veya azaltılarak pistonun hareket etmesi sağlanır.



Şekil 3.59 Yön kontrol valfi operatörlerinin sembolleri.

Pistonu hareket ettirmek için gerekli gerçek kuvvet çalışma koşullarına bağlı olarak değişir ve akışkanın hızlanma kuvvetlerinden ve ayrıca pis-

Valf gövde geometrisinden etkilenir. Bileşke kuvvetler bazen hareketi destekleyebileceği gibi bazen harekete karşı da olabilir.
Pistonun konumu aşağıda belirtilen mekanizmalar ile kontrol edilebilir.

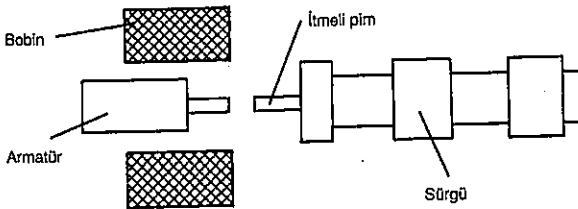
Dış çalıştırma kuvveti kaldırıldığında pistonu herhangi bir konuma geri çekecek şekilde düzenlenebilen yaylar
Dış çalıştırma kuvveti kaldırıldığında pistonun yaylı bilya veya tutucular ile istenilen konumunda tutulduğu mekanik kilit
Pistonun uygun ucuna hidrolik basınç uygulayarak pistonu istenilen konuma kaldıran hidrolik kilit.

Solenoidlerin (Bobinlerin) Çalışması

Solenoid bobinine elektrik akımı verildiğinde solenoid armatürü elektromagnetik kuvvetleri ile bobin içine itilir. Armatür itme kolunu dolayısı ile de pistonu hareket ettirerek valf içindeki akım yollarının bağlantısını sağlar. (Şekil 3.60). Solenoid bobini AC veya DC, hava aralıklı veya yağa daldırılmış olabilir. (Buna bazen ıslak bobinli solenoid de denir).

Alternatif akımlı (AC) solenoid sistemlerinin kontrol devreleri doğru akımlı (DC) sistemlere göre daha basit ve daha ucuzdur. Ancak iki zıt AC solenoidinin aynı anda çalıştırılmayacağı unutulmamalı ve bu noktaya çok dikkat edilmelidir.

Alternatif akım devrelerinde bobin devreye girdiğinde, bobin üzerinde armatürün bobin içine çekilmesiyle ivedi olarak azalma gösteren yüksek bir yığılma akımı geçer. Bundan sonra bobinin çalışır durumda kalabilmesi için gerekli elektrik akımı başlangıçtaki bu akımın sadece yedide biri kadardır. Solenoidler bu çalıştırma akımına sonsuz dayanacak şekilde tasarlanmıştır. Ancak başlangıçtaki elektrik akımı çok kısa bir süre için uygulanabilir. Yani alternatif akımlı bir solenoidte armatürün bobin içine çekilmesi engellenirse bobin yanar. Doğru akım devrelerinde ise solenoidi



Şekil 3.60 Solenoidin çalışması.

çalıştıran elektrik akımı nispeten sabit olup bu tür devrelerdeki bobinler buna dayanacak şekilde tasarlanmıştır.

Solenoid tipleri

Hava aralıklı alternatif akım solenoidlerinin özellikleri;

- Anahtarlanma zamanları çok kısadır. (30 ms)
- Basit elektrikli kontrol mekanizmalarıdır.
- Solenoid yığılma akımı yüksektir (Gerekli normal akımının 7 veya 10 katı kadardır) ve bobin yüksek yığılma akımına çok kısa bir süre dayanabilir.
- En büyük anahtarlama frekansı saatte 7000 kadardır.

Hava aralıklı doğru akım solenoidlerinin özellikleri;

- Anahtarlama zamanı yaklaşık olarak 60 ms'dir.
- Yumuşak anahtarlama.
- Ara bir konumda armatür hareketinin engellenmesi bobine zarar vermez.
- En büyük anahtarlama frekansı yüksektir (Saatte 15.000 - alternatif akım (AC) solenoidlerinin yaklaşık olarak iki katı).

Yağa daldırılmış veya ıslak pimli solenoidlerde armatür valfin düşük basınçlı portlarından arındırılmamış ve manyetik olmayan bir tüp içinde yer almaktadır. Sonuçta armatür akışkana daldırılmış durumdadır. Hareketi sağlayan bobin tüpün dışında yer almaktadır. Birçok üretici bu tür bir yapıyı benimsemektedir.

Islak pimli alternatif akım solenoidlerinin özellikleri hava aralıklı alternatif akım solenoidlerinin özelliklerine benzer. Ayrıca armatürün yağa daldırılmış olmasından dolayı bir takım avantajlara sahiptir.

- Daha az aşınma
- İyi ısı dağılımı
- Yastıklanmış armatür uç durdurucuları.

Islak pimli doğru akım solenoidlerinin özellikleri hava aralıklı doğru akım solenoidlerinin özelliklerine benzer. Ayrıca armatürün yağa daldırılmış olmasından dolayı aşağıda belirtilen avantajlara sahiptir.

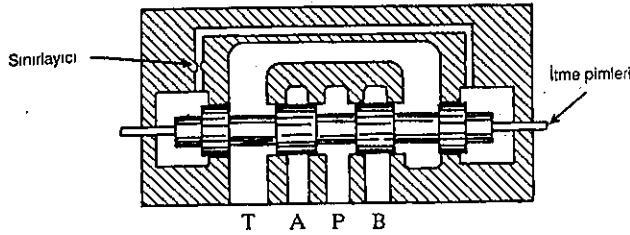
- Daha az aşınma
- Daha iyi ısı dağılımı
- Yastıklanmış armatür uç durdurucuları

Doğru akım solenoidlerinin doğrudan alternatif akım kaynağına bağlanabilmesi için

id içine bir redresör köprüsü yerleştirilebilir.

Yumuşak Anahtarlama

Solenoid kumandalı bir yön kontrol valfinin yer değiştirme zamanı şekil 3.61'de görüldüğü gibi valf pistonunun uçları arasındaki bağlantıda yer alan bir kısma iletilmektedir. Pistonun bir ucundaki bölmeden gelen akışkan diğer uçtaki bölme geçerken kısıtlayıcıdan geçer. Bazı tasarımlarda uç bölmeler arasındaki bağlantı bir nozül ya da pistonun merkez ekseninden geçen bir delik ile sağlanmıştır.



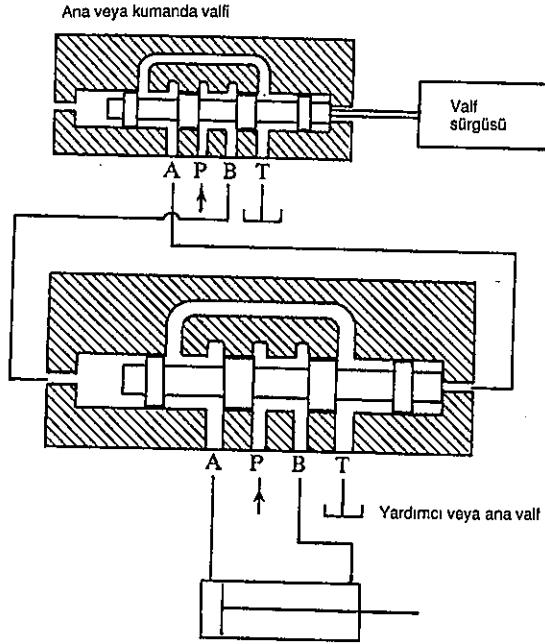
Şekil 3.61 Yumuşak anahtarlama için kullanılan kısma bağlanması.

Valf üzerindeki neon göstergeler fazladan bir opsiyon olarak düşünülebilir. Bunlar solenoida elektrik gücü verildiğini gösterir ancak bu solenoidin devreye girip girmediğini gösteren bir göstergesi değildir. Valfin anahtarlendiğinin bilinmesinin gerekli olduğu uygulamalarda kullanılmak üzere, pistonun uç konumlarında bulunduğunu gösteren göstergelerle donatılmış valfler bulunmaktadır.

Bazı oransal valfler (Bölüm 8'e bkz.) gerçek piston konumunu gösteren cihazlarla donatılmıştır. Solenoid kumandalı valflere otomatik kontrolü kaldıran mekanizmalar yerleştirilebilir. Bu mekanizmalar yeni bir sistem kurulurken ve acil durumlarda kullanışlıdır.

Yardımcı olarak çalışan yön kontrol valfleri

Bu valflerin hidrolik olarak çalıştırılabilmesi için pistonu hareket ettirecek şekilde akışı yönlendirecek başka bir valfe ya da valflere ihtiyaç vardır. (bkz. Şekil 3.62). Bu yardımcı valf kumanda mili çift etkili, kolsuz küçük bir silindir gibi düşünülebilir. Ana valf, akışı yardımcı valf pistonunun bir ucuna yönlendirirken diğer ucunda diğer uçtaki akışı tahliye eder.



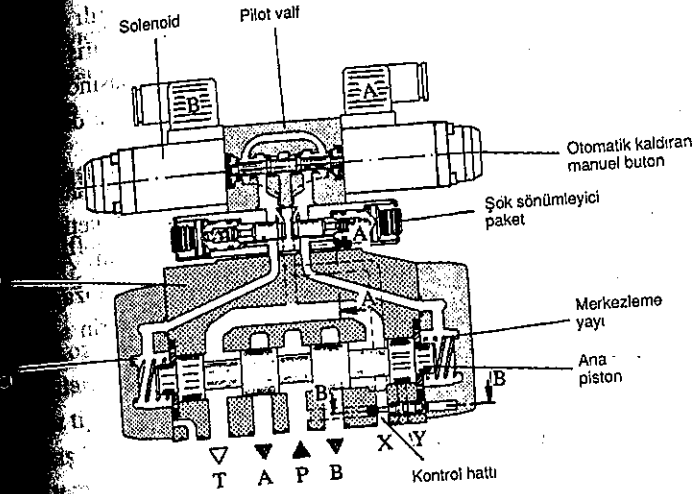
3.3.4. İki kademeli yön kontrol valfleri

CETOP 10 numaralı valflerden daha büyük valflerde valf içindeki akış kuvvetle ana pistonun solenoid aracılığı ile doğrudan çalıştırılması için genelde çok büyüktür. Bunu yenmek için sisteme bir uyarı kademesi eklenir. Uyarı kademesi solenoid kumandalı olup ana pistonun hareket ettirilmesi için basınçlı akışkanı yönlendirir.

İki kademeli bir valfte pistonun yer değiştirme hızı ara pistondan gelen uyarı akışkanının akışı kısıtlanarak kolaylıkla kontrol edilebilir. Bu kontrol şekli solenoid kumandalı uyarı valfi ile ana valf arasında şekil 3.63'de gösterildiği gibi şok süzümleyici bir paket yerleştirilerek gerçekleştirilebilir.

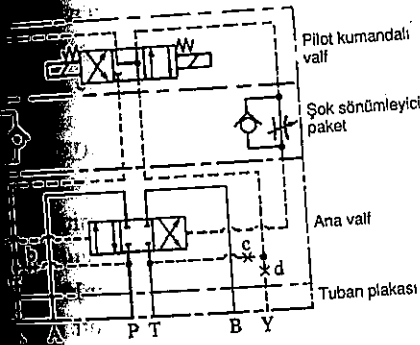
Genelde şok süzümleyici paket aynı boyutlardaki pilot (uyarı) valfinin standarta akış kontrol modülüdür. Hızlı anahtarlanmanın gerekli olduğu durumlarda şok süzümleyici paketi olmayan iki kademeli valfler sık sık kullanılmaktadır.

Solenoid kumandalı valf için gerekli pilot girişi, dahili olarak ana basınç yolundan veya ayrı bir uyarı kaynağından sağlanabilir. Eğer dahili uyarı kullanılıyorsa tabandaki X (pilot) yolu kapatılmalıdır. P yolu ile X yolu arasındaki bağlantıda bir çek valf veya sökülebilir bir tapa bulunabilir. Kontrol valfi depo hattı benzer şekilde harici olarak boşaltılabileceği gibi dahili olarak ta ana valf depo yoluna bo



3.63 Üzerinde şok sönmleyici paket bulunan ve solenoid ile çalışan pilot (ön basınçla kumanda edilen yön kontrol valfi.

Ana valfin, depo hattı yüksek basınca veya basınç şoklarına maruz kalırsa, kontrol valfi harici olarak boşaltılmalıdır. Geçiş yolları tapalarla açılıp kapatılarak dahili/harici, pilot/sızıntı kombinasyonları için bağlantı valfleri meydana getirilebilir. Farklı kombinasyonlar şekil 3.64'de devrede ve tabloda gösterilmiştir. a ve d tapaları taban plakasında bulunur.



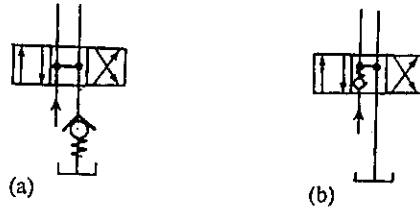
Tapa		Pilot	Drenaj	Tapa	
a	b			c	d
1	0	Dahili	Dahili	0	1
0	1	Harici	Dahili	0	1
0	1	Harici	Harici	1	0
1	0	Dahili	Harici	1	0

1 = Mevcut
0 = Yok

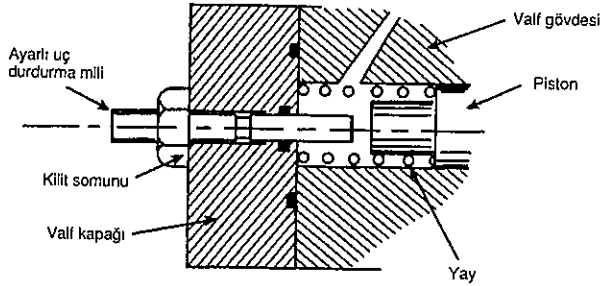
Şekil 3.64 Dahili ve harici pilot ve tahliye için tapaların konumları.

Merkez konumdaki ana pistonun P ve T yolları birbiri ile bağlantılı durumda ise, terli ön uyarım basıncının sağlanabilmesi için ya harici bir pilot girişi kullanılmalı ya da 4 bar'lık açma basıncına sahip uygun bir çek valf kılavuz basıncı çıkışına monte edilmelidir. Çek valf, basınç hattına basınç çıkışından sonra veya depo hattına bağlanabilir. Bu çek valf yön valfi ile bir bütün olabilir. (Şekil 3.65).

Bazı valflerde strok sınırlayıcıları bulunur. Strok sınırlayıcısı ana valfin uç kısmındaki başlığına yerleştirilmiş (Şekil 3.66'ya bkz.) pistonun hareketini tek veya her iki yönde sınırlamak için ayarlanabilir bir durdurucu işlevi görür. Ana piston valfi üzerinde kaba bir akış kontrol metodu sağlayacak şekilde bir dozaj orifis görevi yapar. Strok sınırlayıcıları, çalışma sıcaklığında küçük değişimlerin söz konusu ol-



Şekil 3.65 Pilot basıncı sağlamak için çek valfin eklenmesi (a) Tank hattına. (b) Basınç portuna.



Şekil 3.66 Strok sınırlayıcı.

duğu yani akışkan viskozitesinin makul derecede sabit olduğu durumlarda verimli olarak kullanılabilir. Strok sınırlayıcıları, kısaltılmış strok ana pistonu nötr konuma daha çabuk geri gelecek şekilde desteklerken, nispeten küçük bir akış tarafından hareket ettirilen yüklerin daha çabuk yavaşlatılmasının gerektiği uygulamalarda kullanılabilir.

Strok sınırlayıcıları genelde sadece iki kademeli valflerde kullanılır. Bunların yanı sıra, nadir durumlarda, doğrudan çalıştırılan solenoid kumandalı valfler içinde yer aldığı nadir durumlarda, sadece doğru akım solenoidler kullanılmalıdır.

3.3.5 Valf ebatları ve tabirler

Yön kontrol valflerinin maksimum akış kapasitesi ile ilgili birçok belirsizlik olmaktadır. Bu birçok faktöre bağlıdır.

- Akışkan viskozitesi ve sıcaklığı
- Yol bağlantıları ve taban plakaları
- Valf pistonu tipi
- Simetrik akış kuvvetleri
- Akışkanın temizlik seviyesi

Ebatlar aşağıdakiler referans alınarak belirlenebilir.

- Akış geçiş yollarının ortalama eş değer çapı
- Üretici tarafından tavsiye edilen azami akış hızı/debisi
- Standartlar enstitülerinin referans numaraları

Bunlar ayrı ayrı ele alınarak aşağıda açıklanmıştır.

AKIŞ GEÇİŞ YOLLARININ ORTALAMA ÇAPI

İngiltere'de ebatlar belirlendiğinde bazı üreticiler valf geçiş yollarının ebatlarını, bantları da tabandaki yol delik kılavuzlarını referans olarak aldılar. Yani 3/8 inç valf içindeki düzensiz geçiş yollarının eşdeğer çapı manasına gelebildiği gibi alt plakadaki 3/8 inç BSP (veya NPT) yolları anlamında da olabilir.

Metrik ebatlar genelde ortalama eşdeğer iç çapı referans olarak alır.

TAVSİYE EDİLEN EN BÜYÜK AKIŞ HIZLARI

Bu hızlar büyük ölçüde akışkanın viskozitesine, kabul edilir basınç düşüşüne ve valf pistonu seçimine bağlıdır. Suni yüksek rakamlar sık sık alt plakası olmayan bir valf referans alınarak belirlenir ve bu rakamlar gerekli donanım plakası ve manifold hesabı katıldığında önemli ölçüde azalabilir.

VALF ARABİRİMLERİ VE ULUSLARARASI REFERANS NUMARALARI

Aşağıdaki belirtilen hidrolik aksam standartlarından önemli ölçüde sorumludur.

- ISO = Uluslararası Standartlar Teşkilatı
 CETOP = Avrupa Yağ-Hidrolik & Pnömatik Komitesi
 ANSI = Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü
 NFPA = Ulusal Akışkan Gücü Teşkilatı (A.B.D)
 DIN = Deutsche-Industrie. Norm (Almanya)

Donanımdaki arabirimlerin standart hale getirilmesi farklı üreticiler tarafından üretilen valfler arasındaki geçişi kolaylaştırır. Bu standartlara uyan valfler birbirleriyle kullanılabilirliğine rağmen aynı akış kapasitesine sahip olmayabilir. Yön kontrol valflerine ait yol ve donanım düzenleri ile ilgili hassas ve doğru ölçüler aşağıdaki standartlar ile belirlenmiştir.

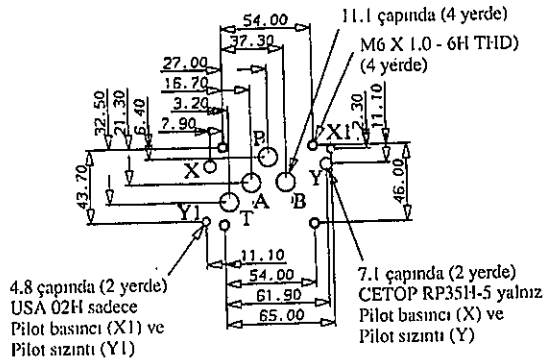
- ISO 4401
 CETOP R35H
 DIN 24340 (A Şekli)

Basınç ve akış kontrol valfleri ile çek valflerinin arabirimleri aşağıdaki standartlarla belirlenmiştir.

- ISO 6264
 CETOP R69H (P formu)
 DIN 24346 (D ve E şekli)

NG Referans numarası valf yollarının çapını milimetre cinsinden belirler. Yön kontrol valflerinin standart boyutları: NG4, 6, 8, 10, 16, 25 ve 32 (4 ve 8 boyutları ile nadiren karşılaşılır).

Basınç, akış ve çek valfi iki yönlü arabirimlerinin standart ebatları: NG8, 10, 25



Şekil 3.67 10 ölçüsünde valf arabirimi: CETOP-5, ISO-05, NFPA-DO2, NG10 Spesifikasyonlarına göre uyarısız kullanım; CETOP-RP35H-5 spesifikasyonlarına göre X ve Y uyarılarının kullanılması; US-02H Spesifikasyonlarına göre X1 ve Y1 uyarılarının kullanılması.

dir. Ancak bu tipteki valflerin kullanıldığı valf gruplarında (bkz. 5. Bölüm Kısım 3.3) tertibatı doğal olarak uygun yön kontrol alt plakasına uygun gelmelidir.

Şekil 3.67'de çok kullanılan bir ebattaki yön kontrol valfine uygulanabilir donatımların detayları gösterilmiştir.

3.3.2 Piston konumlarının tanımlanması.

devreye diyagramında valf sürgüsü örneğin, solenoid ilgili sembolün yan tarafında belirtilir. Örneğin Şekil 3.65 (a) ve (b)'de sembolün sol tarafında gösterilen solenoidin devreye sokulması valf pistonunu düz geçiş konumuna getirecektir. Pratikte sürgünün konumunun tanımlanması güçtür çünkü ortak kullanımda olan birbirini tutmayan iki sistem vardır.

US ANSI B93.9 Standardı solenoidin konumundan ve piston tipinden bağımsız olarak A solenoidini, P'nin A'ya bağlandığı durumu belirleyen solenoid olarak belirtir. İki kademeli valflerde ana kademedeki yollar referans olarak alınır.

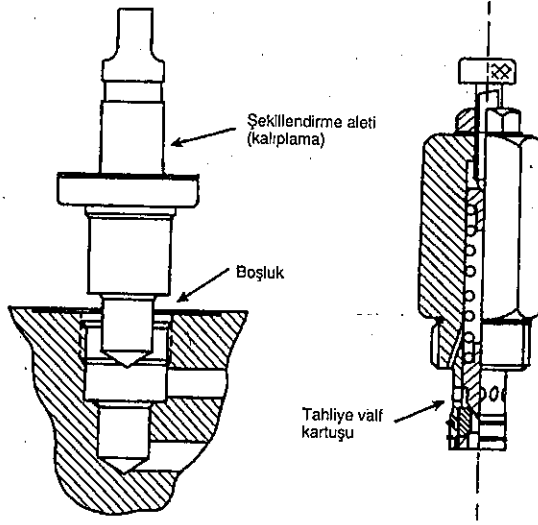
Alman DIN standardı piston tipinden bağımsız olarak A solenoidini, A yolunun en yakın valf tarafına yerleştirilmiş solenoid olarak belirler. İki kademeli valflerde pilot (uyarı) valfi referans olarak alınır ve bu referans ana kademe valfinin yol yerlerinden bağımsızdır.

Bu iki standart arasındaki herhangi bir uyuşma tamamen tesadüf sonucudur. Çoğu imalatçının adepte ettiği yapısal düzenden dolayı sistemler birçok piston için birbirini tutmamaktadır. Ancak sadece Şekil 3.57'de gösterilen C pistonu ile bu sistemler sık olarak birbirine uyum göstermektedir.

3.4 MOBİL HİDROLİK VALFLER

Bu valfler valf bloku veya manifoldu içindeki standart bir hücreye monte edilebilen bir valf kabından meydana gelir. Bu tür valf kontraksiyonu uzun yıllar özellikle basınç ve akış kontrolleri ve çek valfler için kullanılmıştır. Ancak hem süngülü tipte hem de piston tipi bobinli valfler mevcuttur. Şekillendirme matkabları ve raymalar, daha sonra kartuşları alacak şekilde dış çekilen standart boşlukları işlemek için kullanılır (Şekil 3.68). Makina üreticileri hareketli piston ve popetlerin ve ayrıca yay esnekliğinin vs. toleransları ile ilgili değildir, çünkü bunlar hidrolik valf üreticilerinin sorunudur. Sistem karma üretim açısından üstünlüktür ve modüler hale getirilmiş paketler ve entegre devreler pahalı ve sızıntı yapan boru ve bağlantı elemanlarını ortadan kaldırır.

Kartuşlu valf terimi son zamanlarda uyarı kumandalı çek valfler grubuna giren (kartuşlu mantık valfleri gibi) yön, çek, akım ve basınç işlevlerini yerine getirmek için kontrol edilen valflerin genel adı olmuştur. Bunlara bazen mantık elemanları'da denir ve bunların belirli bir özelliği fiziksel boyutlarına nazaran yüksek akış kapasitesine sahip olmalıdır. Bu valflere uygun gelen standart boşluklar DIN 23442 standardında detaylı olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.68 Kartuşlu valfler.

Valf kabı veya gövdesinin bir popet veya piston ile bağlanmış veya ayrılmış iki ar yolu vardır (A ve B) Popet tipi kartuşlu valfler temel olarak birkaç farklı şekilde uyarı kumandalı olabilen bir çek valftir. Piston tipi kartuşlu valfler ise ya normalde tam olarak açık olan ve kontrol mekanizması ile kapanan ya da bunun tersi şekilde düzenlenmiş olup değişken bir sınırlayıcı olarak kullanılır. Bu iki tip kartuşlu valfi işlevi tamamen farklı olup ayrıca ele alınacaktır.

3.4.1 Popet (sürgülü) tipi kartuşlu valfler

Bazı tasarımlarda popet boşluğa oturur ve tüm pilot bağlantılarını içeren bir kapak veya üst plaka ile yerinde tutulur. Diğer popetler ise alışılmalı kartuşlu valfler kullandığı standart boşluklarına uyacak şekilde tasarlanmıştır. (Şekil 3.68). Dengeli popetleri veya pistonları olan mantık elemanları ayarlanabilir durumda olup çoğunlukla basınç kontrol elemanları olarak kullanılır. Dengesiz popetli olanlar ise öncelikle anahtarlama işlevleri için yön kontrolü veya akış kontrolünde olduğu gibi popetin hareketinin kısıtlandığı durumlarda kullanılır.

Popet (sürgülü) tip valflerin temel avantajları şöyledir;

- Nispeten küçük fiziksel boyutlara rağmen çok yüksek debi değerleri
- Pozitif sızdırmazlık elde edilebilir.
- Son derece çabuk etkili olabilirler ancak yumuşak anahtarlama için kolaylıkla adapte edilebilirler.
- Yuvası ile birlikte popetin şekli değiştirilerek valf yapısına farklı çalışma özellikleri kazandırılabilir.

bu ile ilgili en büyük mahzur dengesiz popetler bütün yollardaki, basınç değişimlerine tepki verdiğinden basınç şokları sonucunda işlevini tam olarak yerine getiremezdir. Emniyetli bir çalışma temin edebilmek için devre tasarımlarında buna gösterilmelidir.

Kartuşlu valflerdeki popetin açılma ve kapanma hareketi basınca ve aşağıda verilen üç alan üzerindeki kuvvetlere bağlıdır.

A_A A yolundaki popetin etkin alanı

A_B B yolundaki popetin etkin alanı

A_X X yolundaki popetin etkin alanı

$$A_T = A_A + A_B$$

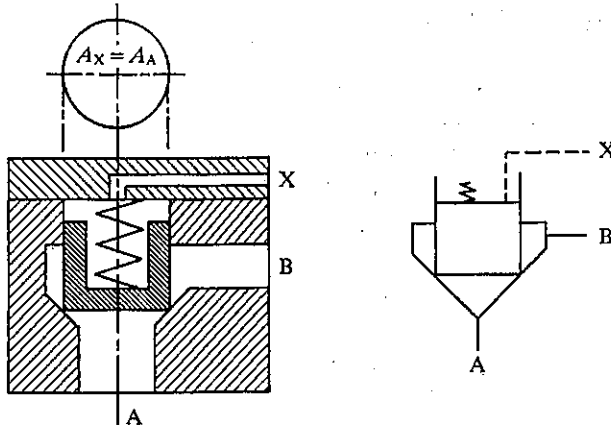
Şekil 3.69'da şekli ve sembolü görülen dengeli popet (süngülü) tipi valfte;

$$A_B = 0$$

ve

A_A ve A_X alanları eşittir.

X uyarısı valfin işlevini kontrol etmektedir. X B yoluna bağlandığı takdirde valf popeti açarak A'dan B'ye akımı sağlayarak popeti kapatarak ta B'den A'ya gelen akışı engelleyerek çek valf işlevi görür. X portu harici bir basınca bağlandığında bu valf basıncı kontrol etmek için kullanılabilir.



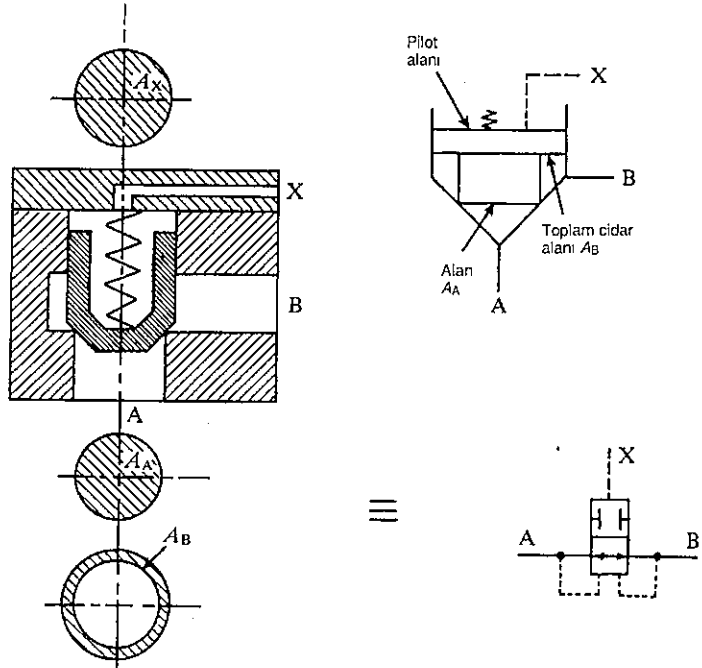
Şekil 3.69 Dengeli popet (süngülü) tipte kartuşlu valf: alan oranı: $A_X = A_A$.

Şekil 3.70'de şekli ve sembolü görülen dengesiz popet (süngülü) tip valf için farklı alan oranı elde etmek mümkündür;

$$A_A : A_X = 1:1.1 \quad A_B = 0,1 A_A$$

$$A_A : A_X = 1:1.05 \quad A_B = 0,05 A_A$$

$$A_A : A_X = 1:2 \quad A_B = A_A$$



Şekil 3.70 Dengesiz popet (süngülü) tip valf: alan oranları. $A_X = A_A + A_B$

X uyarısının havalandırılması ile herhangi bir yönde akış olabilmesi için A veya B yolundaki basınç sadece karşı yay kuvvetini yenmelidir. Valf, popet alan oranlarına bağlı uyarı yolundaki bir basınç ile kapalı tutulabilir.

ÖRNEK 3.7

$A_A = A_X$ oranının 1:1.1 olduğu şekil 3.70'de gösterilen valfi ele alalım. Kontrol yayı tarafından uygulanan kuvvetin değeri 3 bar, pilot basıncı 7 bar ise;

$$A_x = A_A + A_B$$

$$A_A: A_x = 1:1.1$$

$$A_B: A_x = (1.1-1) : 1.1 \\ = 0.1:1.1$$

Akış A'dan B'ye olduğunda A'da valfi açmak için gerekli basınç popet üzerindeki kuvvetlerin eşitlenmesi ile hesaplanır.

$$P_A \times A_A = (P_X + y_{ay}) A_x$$

$$P_A = (P_X + y_{ay}) A_x / A_A$$

$$= (7+3) (1.1/1) = 11 \text{ bar}$$

Akış B'den A'ya olduğunda B'de valfin açılması için gerekli basınç yine popet üzerindeki kuvvetlerin eşitlenmesi ile bulunur.

$$P_B \times A_B = (P_X + y_{ay}) A_x$$

$$P_B = (P_X + y_{ay}) (A_x / A_B)$$

Bu yüzden

$$P_B = (7+3) \times (1.1/0.1) = 110 \text{ bar}$$

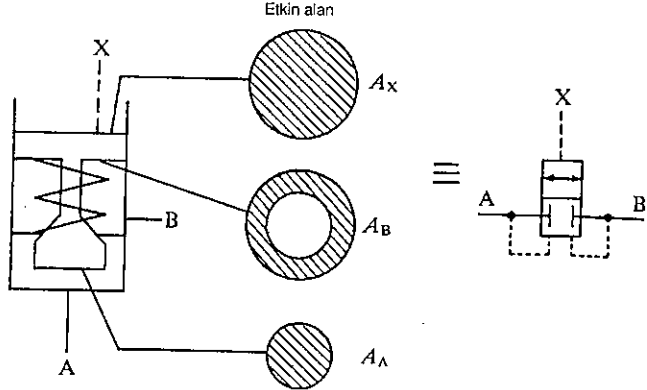
Buradan X uyarı yolundaki çok düşük basıncın B yolundaki yüksek basıncı dengeleyebildiği sonucu çıkar.

X yolunda basınç olmadığında, A veya B yolundaki basınç karşı yay kuvvetini yenmeye yeterliyse valf açılarak herhangi bir yönde akışı sağlayacaktır. Gerçek basınç aynı zamanda popet alanlarının oranında bağlıdır. Bu örnekte ($A_x : A_A = 1.1:1$) P_X sıfır olduğunda valf, $P_A=3.3$ bar veya $P_B=33$ bar olduğu taktirde açılacaktır.

Normalde kapalı kartuşlu valfler

Bir kontrol sinyalinin olmadığı durumda kapalı olan valfler devrelerin kapatılması veya hareketlendirici (alıcı) hareketinin önlenmesi açısından kullanışlıdır. (Sun Hydraulics Corporation) normalde kapalı olan dengesiz popet tipi valfler için askıda olan bir patente sahiptir.

Şekil 3.71'de görülen mantık elemanı normalde kapalı olup pilot (uyarı) hareketlendirilirken A veya B yolundaki herhangi bir basınca tepki vermeyecektir. Valfin



Şekil 3.71 Normalde kapalı kartuşlu valf.

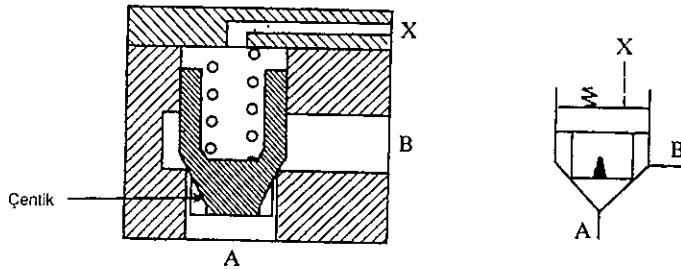
açılması için X yolundaki gerekli uyarı basıncı popetin etkin alan oranlarına, kuvvetine ayrıca A ve B yolundaki geri basınca bağlıdır.

$$A_X (P_X - y_{ay}) = (A_A \times P_A) + (A_B \times P_B)$$

Temel olarak bu valf uyarı kumandalı çek valfi gibi çalışır. A veya B yolundan çıkan bir orifisten geçen dahili uyarı kaynağına sahip farklı çeşitler mevcuttur. Bunun daha sonra bu kısımda detaylı olarak ele alınacaktır.

Kısıtlayıcı kartuş popetleri

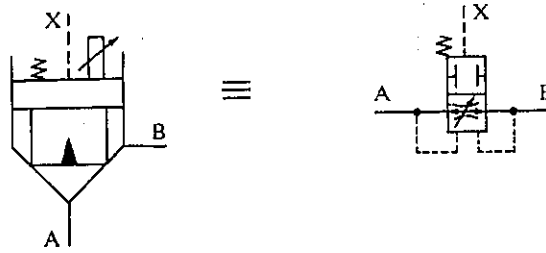
Popet valfler son derece çabuk etkilidir ve bazı durumlarda bu istenmeyebilir. Kısıtlayıcı popetler yumuşak anahtarlama olanağı sağlar, hatta akış kontrol elemanı olarak bile kullanılabilir. Temel valf içerisinde (Şekil 3.72), kısıtlayıcı popet burun üzerindeki çentikli uzantıdan oluşur. Popet hareket ettiğinde konik çentikler açılarak A ve B yolları arasındaki akış yolunu kademeli olarak açar. Yumuşak kapanma



Şekil 3.72 Kısıtlayıcı popet kartuşlu valfi.

Şekilde meydana gelir. Bu kontrollü harekete "Yumuşak anahtarlama" denir. Bu valfler akış kontrolü için kullanıldığında ayarlama popetin açılmasını sınırlayan bir cihaz ile yapılır. Akış her iki yönde de eşit olarak sınırlanmıştır ancak bu durumda valf X yolundaki bir pilot basıncı ile kapatılabilir (Şekil 3.73). Tek yönlü akış kontrolü çalışma yollarından herhangi birinden valfe ön uyarım alınarak gerçekleştirilebilir. Yani B'den alınan pilot B'den A'ya akışı engellerken A'dan B'ye kontrollü akışı sağlayacaktır.

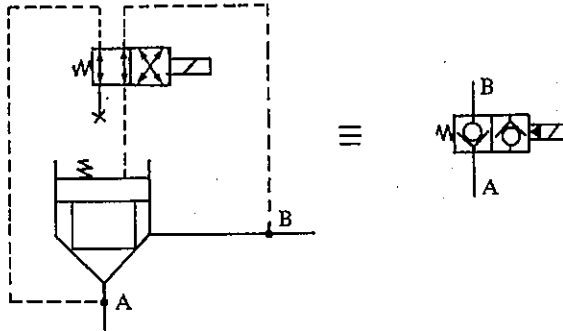
Kartuşlu valfler üzerindeki strok sınırlayıcı cihazlar donanımın bakımı için önemli kolaylıklar sağlar. Bunlar tamamen vidalanarak herhangi bir devre veya silindire devre dışı bırakılabilir. Normalde kapalı kartuşlu valf (şekil 3.71) üzerindeki strok sınırlayıcı bir devredeki basıncı tahliye etmek üzere valfi açmak için veya hızlı hareketin sağlanabilmesi için bir silindiri açmak için kullanılabilir.



Şekil 3.73 Akış-kontrolü (çift yönlü).

Solenoid kumandalı kartuşlu valfler

Mantık elemanı normal bir solenoid kumandalı yön kontrol valfi ile birleştirilerek iki konumlu, iki yönlü, dahili pilotlu solenoidli valf olarak kullanılabilir. (Şekil 3.74) Akış A'dan B'ye ise, solenoid devre dışı iken popet yay kuvvetini yenerek açılır ve

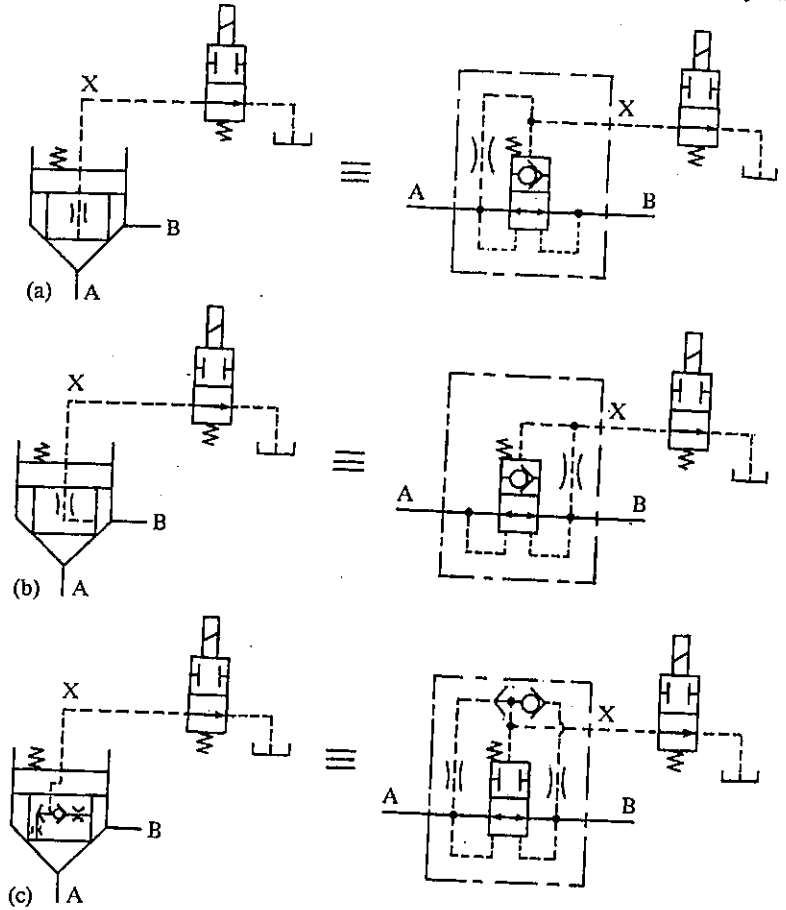


Şekil 3.74 İki konumlu, iki yönlü içten uyarılı valf.

valfte akım meydana gelir. Solenoid devreye girdiğinde uyarı üzerindeki giriş sınıcı popeti kapalı halde yerinde tutmaktadır. Solenoid devre dışı iken B'den A akış olabilmesi için valf uyarı aralığı ile kapalı tutulmaktadır. Solenoidin devre girmesi ile uyarı sinyali serbest kalır ve popet yay kuvvetini yenerek açılır.

Orifis kartuşlu valfler

Popet içindeki bir orifis çalışma yollarının birinden X yoluna bir sinyal akışı sağlanır. Valfin çalışması X yolunun kapatılması veya havalandırılması ile kontrol edilir. X yolu kapatıldığında ilgili çalışma yolundan gelen basınç tüm popet alanı üzerine uygulanır ve bu basınç valfi kapatır. Şekil 3.75'te bu sembolik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.75'teki şekiller incelendiğinde (a)devresinin A yolundan (b) devresinin B yolundan

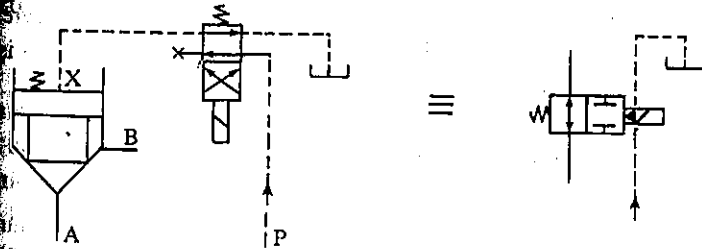


Şekil 3.75 Orifis kartuşlu valfler. Dahili pilot: (a) A yolundan; (b) B yolundan; (c) ya A yolundan ya da B yolundan alınmıştır.

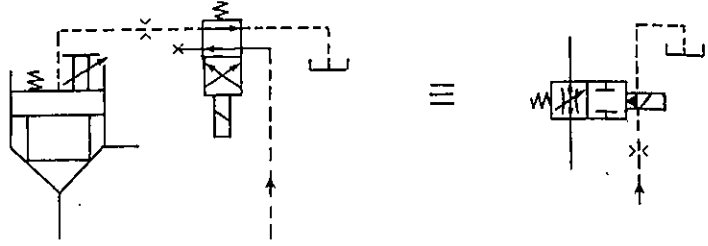
c) devresinin ise A'dan veya B'den dahili olarak uyarı akışı sağladığı görülür. Bu üç devrede de solenoid devredışı bırakıldığında ve X yolu havalandırıldığında valf herhangi bir yönde akış olacak şekilde açıktır. Bobin devreye girdiğinde Şekil 3.75 (a)'daki X yolunun kapatılması ile valf içindeki akış sadece B'den A'ya dır. Şekil 3.75 (b)'de akış A'dan B'yedir. Şekil 3.75 (c)'deki tertibatta ise akış her iki yönde de önlenmiştir.

Kartuşlu elemanların uzaktan anahtarlanması

Şekil 3.76'da iki yönlü, iki konumlu, uzak bir P basınç kaynağından harici uyarı hattı olan kartuşlu bir valf görülmektedir. Solenoid devreye girdiğinde kartuşlu valfteki akış kesilir. Solenoid devredışı bırakıldığında A'dan B'ye ve B'den A'ya serbest akış vardır. Solenoidli valf ters şekilde bağlanarak solenoid devreye girdiğinde akış yolunun kartuşlu valf içerisine açılması sağlanabilir. Şekil 3.76'daki valfler kontrol devresinin basılması halinde pompa akışını tahliye edecek şekilde emniyet valfleri olarak kullanılabilir. Valfin hareketi çok hızlı olacağından sonuçta hızlı açılma ve kapanmaya bağlı olarak basınç şokları meydana gelecektir. Bu etki akış yolunun kademeli olarak açılıp kapanmasını sağlayan sınırlayıcı tipte bir popet kullanılarak azaltılabilir. Hatta popetin hareketinin yavaşlatılması için kılavuz hattına bir sınırlayıcı (normalde sabit bir orifis) yerleştirilebilir. Bu sisteme yumuşaklık kazandırır popetin hareketini sınırlamak için ayarlanabilir mekanik bir durdurucu kullanıldığında valf uzaktan solenoid kumandalı, değişken debili kontrol valfi haline gelir. (Şekil 3.77) Solenoid debiyi değiştirmemektedir. Debi mekanik kontrol ile ayarlanmış olup her iki yönde de aynı olacaktır, ayrıca debi basınç veya viskozite dengeli değildir. Solenoid valfin istenildiği şekilde açılıp kapatılması için kullanılmaktadır.



Şekil 3.76 Dıştan uyarı kumandalı, iki yönlü, iki konumlu kartuşlu valf.



Şekil 3.77 uzaktan solenoid kumandalı değişken akış kontrol valfi.

Pilot (Uyarı) kontrol kaynakları

Kartuşlu mantık elemanları:

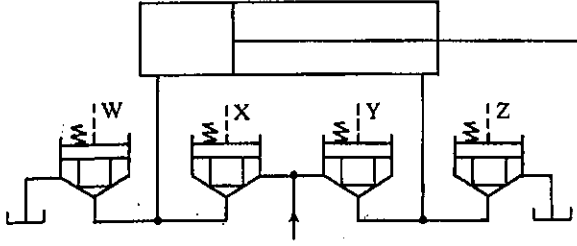
- Çalışma yollarından herhangi birini veya her ikisini kullanarak kendinden kılavuzlu olabilir. (örneğin Şekil 3.74)
- Popet içindeki bir orifis aracılığı ile bir çalışma yolundan içten kılavuzlu olabilirler. (örneğin şekil 3.75). Bu durumda kontrol uyarı yolunun kapatılması veya havalandırılması ile sağlanmaktadır.
- Uzak bir basınç kaynağından dıştan kılavuzlu olabilir. (Örneğin şekil 3.76).

Kendinden veya içten (uyarı kumandalı) önuyarımlı elemanlar pasif cihazlardır. Kılavuz basıncının varlığı çalışma yolunda basınç olmasına bağlıdır. Dıştan (uyarı kumandalı) kılavuzlu elemanlar aktif cihazlardır. Kılavuz basıncı çalışma yollarındaki koşullardan bağımsız olarak her zaman varolabilir.

Devre tasarımında doğru kılavuz metodunun seçimi oldukça önemlidir. İçten (uyarı kumandalı) kılavuzlu aksamın kullanımı devre ve manifold tasarımını basitleştirir ancak bir uyarı kaynağının olup olmadığı kontrol edilirken tüm çalışma çevrimi ele alınmalıdır. Dış (uyarı) kılavuz bazen daha karmaşık bir devrenin oluşumuna sebep olabilir. Ancak tek bir elemanın bir devredeki birçok farklı işlevi yerine getirmesi de mümkündür.

Çok kademeli elemanların anahtarlanması

Çift etkili hidrolik bir silindirin kontrolü için dört kartuşlu mantık elemanına gerektirir. Bu dört mantık elemanının bağımsız olarak açılıp kapatılması için pilot sinyallerinin kullanımı ile 12 eşdeğer dört yönlü piston-valf şartı elde edilebilir. Bu tablo şeklinde Şekil 3.78'de gösterilmiştir. Uyarı sinyallerinin her biri ayrı bir yönlü kontrol valfi ile kontrol edilmelidir.



Eşdeğer pistonlu valf durumu	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
W	0	1	1	0	1	0	0	1	1	1	0	1
X	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	1	1
Y	0	1	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1
Z	0	1	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0

Pilot port durumu 0 = havalandırılmış; 1 ön uyarımlı

Şekil 3.78 Oniki eşdeğer dörtyolu hidrolik valf pistonu valfi şartları.

Bu tür muhtelif koşullar silindire şu özellikleri kazandırır:

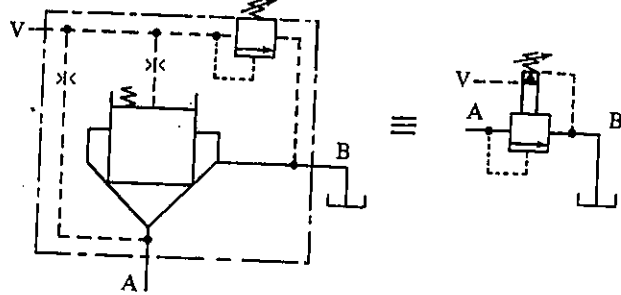
- Her iki yönde çalıştırılabilmesi
- Ara bir konumda kilitlenebilmesi
- Herhangi bir yönde boşta hareket edebilmesi
- Rejenatif (yeniden meydana getirecek) şekilde ileri hareket etme
- İleri hareketinin engellenip geri hareketinin serbest olması (veya bunun tersi)

Uyarı bağlantıları çiftler halinde birleştirilirse, yani W+Y ve X+Z iki konumlu dört yollu bir valf ile kontrol edilirse bu devre dört yollu iki konumlu valf gibi işlev görecektir (Bu valfin üçüncü ve dördüncü eşdeğer pistonlu valf durumları şekil 3.78'de tablo halinde verilmiştir). Silindir sadece strok sonlarında duracak ayrıca kontrol valfi tek solenoidli yay dönüşlü tip olduğu takdirde silindir daima tek bir strokun uç konumuna dönecektir. Üç konumlu uyarı valf kullanımı, seçilen valfin merkez konumuna bağlı olarak ya birinci ya da ikinci eşdeğer pistonlu valf durumunun elde edilmesini sağlar.

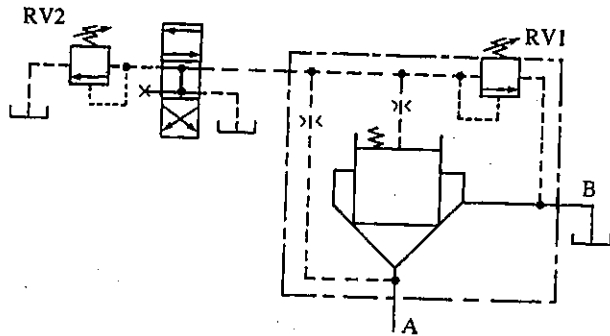
Kartuşlu basınç kontrol valfleri

Bu valfler dengeli bir popetten meydana gelir (yani 1:1 oranı). Kılavuz hattı ise kartuş valf ile bir bütün veya ayrı olan basınç kontrol valfine bağlıdır. Şekil 3.79'da yolu kontrol edilen (kontrollü) basınç kaynağına, B yolu ise depoya bağlanmıştır. Kılavuz hattındaki orifisler basınç şoklarını yok eder ve valfin sarsılmasını önler. V yolu, valfden uzaktan havalandırmak için kullanılan veya valfin, ana uyarı tahliye valfinin ayarında daha düşük bir basınçta çalışmasını sağlayan bir havalandırma yoludur.

Bunun şeması şekil 3.80'de gösterilmiştir. Bu devrede havalandırma hattındaki yön kontrol valfinin durumu valf uyarısı üzerindeki kontrol kaynağını belirler. Mevcut durumda hat havalandırılmaktadır ve A yolundaki basınç sadece kartuşlu valf yayının uyguladığı kuvvetti yenmelidir. Valf düz geçiş durumunda iken: Kontrol hattından uzaktan tahliye ile, gerçekleştirilmekte çapraz geçiş durumunda ise içten tahliye çalışması basıncını ayarlamaktadır. Şekil 3.80'deki PV2 harici tahliye valfi için gerekli olan basınç bir oransal basınç kontrol valfi yerleştirilerek elektrikli olarak ayarlanabilir. Bu tür kontrolün adapte edilmesi halinde oransal valfi besleyen elektrik devresinin arızalanması durumunda, (en büyük devre basıncına ayarlanmış içten elle kumandalı uyarı basınçlı tahliye valfinin, RV1 kullanılması önerilir (Oransal valfler 8. Bölümde detaylı olarak anlatılmaktadır).



Şekil 3.79 Kartuşlu basınç kontrol valfi.



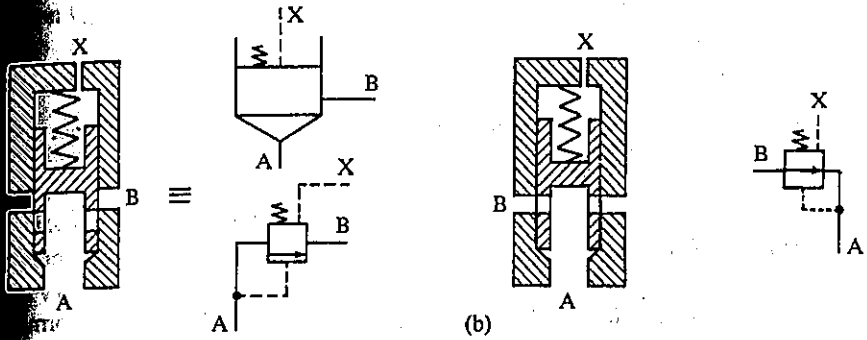
Şekil 3.80 Uzaktan basınç kontrolü.

2 Pistonlu tip kartuşlu valfler

Pistonlu tip kartuşlu valfler basınç ayarı ve dengelemesi için kullanılır. Bu valflerde gövdesi içinde, normalde açık veya kapalı olabilen valf tertibatına göre akış yolu iki kademeli olarak açma veya kapama işlevi gören dengeli pistonlar (1:1 alan oranı) vardır. (Şekil 3.81) valfin işlevi pistonun kontrol edilme şekli ile belirlenir. Çok basınç düzenleme işlevi kartuşlu valfler ile gerçekleştirilir.

Normalde, kapalı pistonlar basınç tahliyesi, sıralama, boşaltma, karşı dengeleme ve bypass tipi akış regülatörlerinde dengeleyici eleman olarak kullanılır.

Normalde açık pistonlar basınç düşürme valflerinde ve ayrıca sınırlayıcı tip kontrol sistemlerinde basınç dengeleyici olarak kullanılırlar.



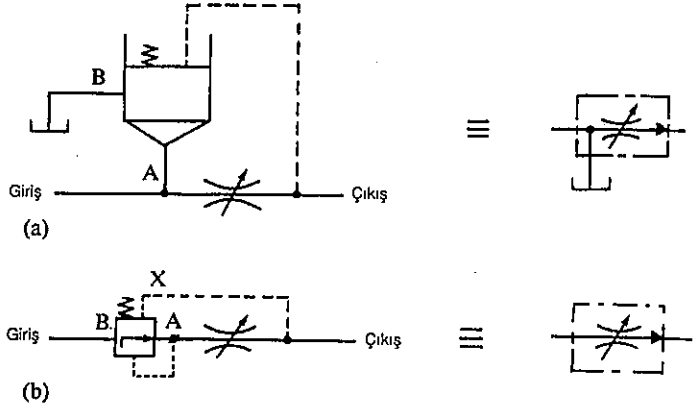
Şekil 3.81 Piston tipi kartuşlu valf. (a) Normalde kapalı. (b) Normalde açık.

Dahili orifisi olan dengeli pistonlu kartuşlar 3.1.1. kısımdaki açıklamalara benzer şekilde iki kademeli tahliye veya sıralama valflerine çoğu zaman ana kademe olarak monte edilir. Bu valflerin kontrol tertibatı ve bu kontrol tertibatındaki değişimler popet tipi tahliye gibidir. (Şekil 3.79) (Sıralı bir valfteki kontrol kısmının B üzerinden ziyade harici olarak boşaltılması gerektiğine dikkat ediniz).

Basınç dengeleyiciler

Kartuşlar, basınç dengeleme uygulamalarında, genelde ayarlanabilir harici bir orifis birliğinde görev yapar.

Normalde kapalı dengeli piston elemanı bypass tipi akış kontrol tertibatında kullanılır. (Şekil 3.82 (a)) Akış fazlası çıkış yolundaki basınçtan biraz daha fazla bir basınç altında depoya boşaltılır. Sınırlayıcı tipte basınç dengeli akış kontrol tertibatının dozaj orifisinin giriş ve çıkışındaki basınç değişimlerinden bağımsız olarak dozaj orifisinde sabit bir basınç düşüşü sağlar.

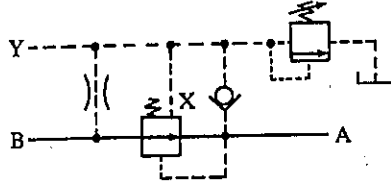


Şekil 3.82 Basınç dengeli akım kontrolü. (a) By-pass tipi. (b) sınırlayıcı tipte.

Basınç düşürme valfleri

X uzaktan uyarı bağlantısının basınç tahliye valfine bağlanması ile normalde açılmayan piston tipi valf basınç düşürme valfi işlevi görecektir. (Şekil 3.83) Pilot tahliye valfine giden besleme hattı üzerinde bulunan sınırlayıcı damper (titreşim sönümleyici) işlevi görür ve kartuş içindeki pistonun titreşmesini önler. X yoluna etki eden büyük basıncı emniyet valfi belirler. A yolunun girişindeki basınç X yolundaki basınçtan büyük ise piston valfi kapanarak A'daki basınç emniyet valfinin ayarladığı basınç değerine eşit oluncaya bir basınç düşüşü meydana getirir.

Uyarı hattındaki çek valf, A hattı üzerinde yükün meydana getirdiği basınç emniyet valfine iletimini sağlayarak A hattının aşağı tarafındaki basıncın hiçbir zaman valfin ayarlanmış olduğu basınç değerini aşmamasını sağlar. Kartuşlu basınç düşürme valfi, (Şekil 3.83'te Y yoluna bağlanmış) bir oransal valf ile kontrol edilebilir. Bu oransal valf arıza halinde emniyet valfi işlevi gören bir tahliye valfi işlevi görür. Bu emniyet valfi izin verilen en büyük çıkış basıncına ayarlanmalıdır. Y yolu ikinci bir basit tahliye valfi arasına solenoid kumandalı yön kontrol valfi yerleştirilerek basınç düşürme valfinin daha yüksek veya daha düşük bir basınçta çalışması sağlanabilir. Üç konumlu bir valfin kullanılması halinde akış aşağısındaki basıncı çok küçük bir değerde tutan solenoidli valfin orta konumunda basınç düşürme valfi havalandırılabilir. Bu tertibat, solenoid kumandalı, iki kademeli tahliye valfinin çalışmasını açıklayan 3.1.1 kısımdaki Şekil 3.7'ye benzerdir.



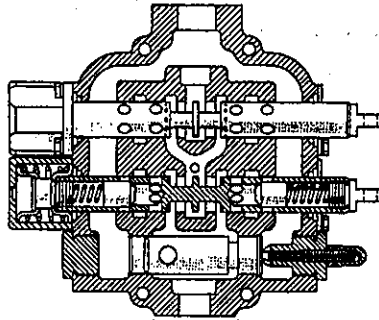
Şekil 3.83 Basınç düşürme valfi.

Kartuşlu mantık elemanları hidrolik endüstrisinde son yıllardaki en önemli gelişmelerdir. Bunların çok yönlü kullanış özellikleri devre tasarımcısına birçok yeni ve ilginç olanaklar sunmaktadır. Kartuşlu yapılar tasarruf sağlayıcı özelliğin yanında daha iyi sızıntı kontrolü sağladığından daha emniyetli entegre devrelerin, manifoldların ve ek modüler paketlerin kullanımını teşvik etmektedir.

3.5 MOBİL HİDROLİK VALFLER

Özel bir takım hidrolik valfler ekskavatör, vinç, forklift araçları vs. gibi mobil hidrolik uygulamalarında kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Yön kontrol valfleri genelde içine monte edilmiş tahliye ve çek kartuşları ihtiva eden gruplar şeklinde birbirine monte edilmiş altı yollu pistonlu valflerdir.

Bu valflerin yapısı toplu olarak cıvatalanmış valf birimlerinden oluşabileceği gibi



Şekil 3.84 Yekpare (monoblok) valf.

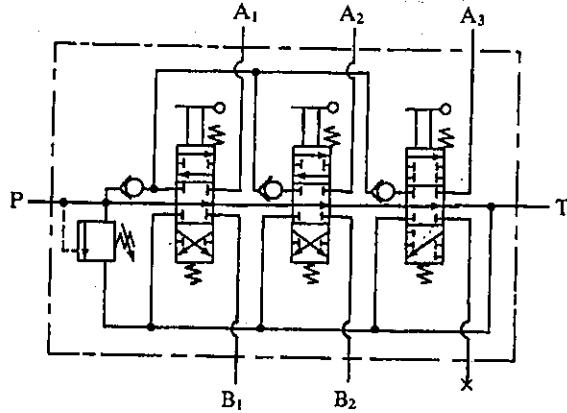
birçok piston içeren yekpare gövdeden de oluşabilir. (Şekil 3.84). Bu yapılardan birincisi stoklanan birimlerin sayısını azaltması ve tasarımda değişiklik yapılması durumunda sağladığı kolaylık açısından daha kullanışlıdır. Ancak bunun yanında yekpare valfler daha derli toplu, belirli bir debi değeri için daha küçük bir yapıya sahip olup sızıntılara da daha az meyillidir.

3.5.1 Valf tertibatları

Valf grupları arasındaki bağlantılar temel olarak üç şekildedir. Bunlar gerekli i rimine bağlı olarak paralel, seri ve tandem bağlantılardır. Genelde, bütün sürgü nör konumda iken pompa akışı, ana tahliye valfinin havalandırılması veya sürgü açık merkez konumu ile depoya boşaltılır. Mobil valflerin oldukça uzun piston reketi vardır böylelikle valfin sadece kısmen çalıştırılması ile dozaj işlemi b receye kadar metering gerçekleştirilebilir.

Paralel Bağlantı

Şekil 3.85'te görülen düzenekte aynı anda bütün pistonlara giden ortak bir basınç vardır. İki veya daha çok sürgü aynı anda çalıştırılabilir ancak en düşük basınç rekteren devre önce çalışacaktır. Birçok devrenin beraber çalıştığı bir ortamda akış devreler tarafından paylaşılacak ve hız, bu devrelerin bağımsız olarak çalıştığı rumdakinden daha düşük olacaktır. Simültane çalışma bir pistonun kısmen hareketilmesi ile gerçekleştirilebilir. Dozaj işlemi de yükleri etkin bir şekilde dengeler.

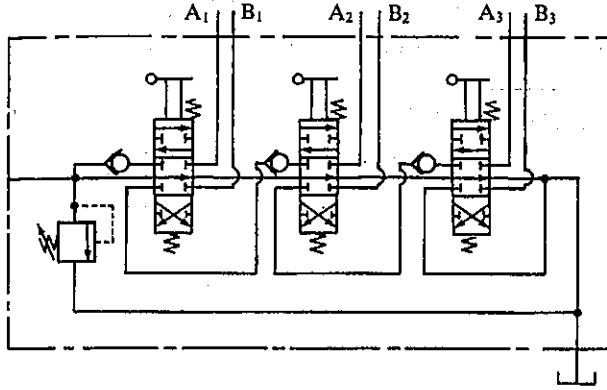


Şekil 3.85 Paralel bağlantı.

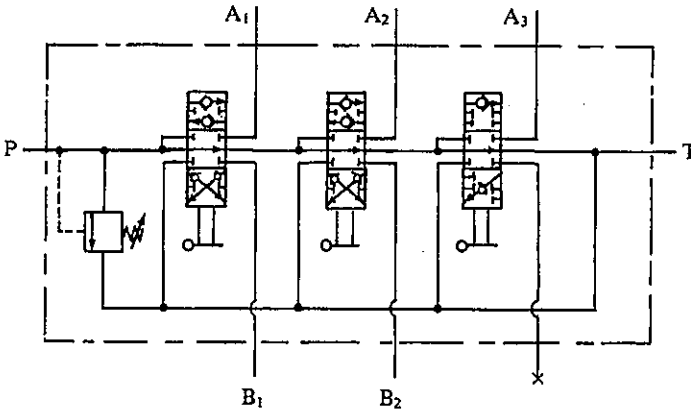
Seri Bağlantı

Şekil 3.86'daki düzenekte bir silindirden gelen dönüş yağı bir sonraki pistonu lyecek şekilde aynı anda birden fazla servisin çalışması sağlanmaktadır. Bu yüksek hız elde etmek mümkündür ancak mevcut basınç servisler arasında

İngilizce olarak yazılmıştır. Bir sonraki birimin çalışma basıncı bir önceki birim için geri basınç oluşturur. Seri devrelerde silindirler kullanılırken dikkatli olunmalıdır çünkü bir önceki silindirin hareketini tamamen önleyebileceği gibi bir sonraki silindir için gerekli mevcut akışkan miktarını da sınırlayabilir. Bu yüzden seri bağlı devreler özellikle hidrolik motor uygulamalarında kullanılmaktadır.



Şekil 3.86 Seri Bağlantı



Şekil 3.87 Tandem Bağlantı.

Tandem Bağlantı

Şekil 3.87'deki düzenekte aynı anda birden fazla servisin çalıştırılması mümkün değildir. İki birim beraber çalıştırıldığında öncelik girişe yakın olan birimdir.

Gösterilen düzeneklerden farklı kombinasyonlar elde edilebilir. Tahliye rimine ek olarak içine monte edilmiş yol tahliye valfleri, çapraz geçiş hatlı tahliye valfleri, kavitasyon önleyici çek valfler, silindir kilit valfleri, karşı denge valfleri, geri beslemeli ve özel pistonlar, vs. monte edilebilir. Şekil 3.87'deki 3. piston yeri çekimi etkisi altında geri hareket eden tek etkili bir silindirin kontrolü için uygundur.

Elektrikli mikroanahtarlar piston konumunun belirlenebilmesi açısından piston silindirlerine emniyet araklı olarak monte edilir. Elektrik ile çalışan fork-liftler için valf çalıştırıldığında pompanın devreye girmesi bu tertibata bir örnek teşkil eder. Elektrik kontrollü oransal valflerin (8. Bölüme bkz.) mobil uygulamalardaki kullanımını gittikçe yaygınlaştırmaktadır çünkü bu valfler kullanımda bir takım üstünlükler sağlamaktadır. Bu valfler daha hassas kontrol sağlar, ergonomik tasarımlara kolayca getirir ve araç üzerindeki diğer hidrolik valfleri kaldırarak bölme içerisindeki gürültü seviyesini azaltır.

ÖLÜM

HAREKETLENDİRİCİLER (ALICILAR)

Hidrolik sistemler güç kontrolü ve iletimi için kullanılmaktadır. Elektrikli motor gibi ilk hareket ettirici ile çalıştırılan bir pompa, bir akışkan akışı meydana getirir. Bu akışkanın basıncı, yönü ve debisi valflerle kontrol edilir. Hareketlendiriciler akışkan gücünü mekanik güce çevirmek için kullanılır. Meydana gelen çıkış gücünün değeri debiye, hareketlendiricideki basınç düşüşüne ve de toplam verime bağlıdır. Üç temel tip hidrolik hareketlendirici (alıcı) vardır.

- (a) Hidrolik silindirler
- (b) Hidrolik motorlar
- (c) Açısız motorlar

Hidrolik silindirler düz bir çizgi üzerinde hareket sağlar. Silindirin hareketi birimin yapısına bağlıdır.

Açısız motorlar birkaç tam devir yapabilirlerse de genellikle 360°'lik ve çoğunlukla daha küçük açısız hareketle sınırlanırlar.

Bunlar genelde silindir, piston veya kriko olarak adlandırılır. Tüm bu terimler genelde eşanlamlıdır, ancak piston bazen tek etkili silindir anlamından ve kriko da çoğu zaman kaldırma amacıyla kullanılan silindiri ifade etmek için kullanılır.

Devamlı açısız hareket daha çok hidrolik motor olarak bilinen döner hareketlendiriciler ile gerçekleştirilebilir. Bunların temel yapısı hidrolik pompalara benzer. Ancak pompa mili akış meydana getirmek için döndürülürken motor mili tahrik hücreleri içine basılan akışkan tarafından döndürülmektedir. Tahrik hücreleri veya bir dizi pistondan oluşabilir ve sabit veya değişken debili olabilir.

4.1 HİDROLİK SİLİNDİRLER

Hidrolik silindirler üç ana gruba ayrılabilir.

- 1- Dalma silindirler
- 2- Tek etkili
- 3- Çift etkili

Bunlar akışkanın basınç enerjisini lineer harekete dönüştürmek için kullanılır.

4.1.1 Dalma silindirleri

Şekil 4.1'de gösterilen deplasman tipi hidrolik silindir, tüp içerisine hidrolik akışkan pompalayarak tüp içinde yerdeğiştiren bir kol ihtiva eder. Kolun tüp içerisine çıkan kısmının hacmi tüp içerisine giren akışkanın hacmine eşittir. Bu nedenle bu silindirlere dalma silindirleri adı verilir.

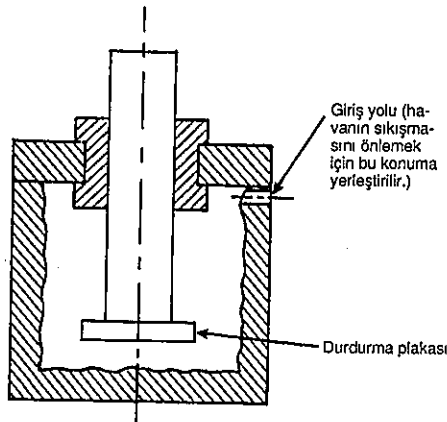
Dalma silindirinin kolu silindir burnundaki veya boğazındaki yatak ile yönlendirilmiştir. Kolun ucundaki durdurma plakası kolun dışarı atmasını önlemektedir. Silindir strokunu sınırlamaktadır. Silindir boğazındaki sentetik kauçuk keçeler kolun dış kenarlarında meydana gelen sızıntıları önlemektedir. Bu tasarımdaki silindirler etkili itme (veya ileri hareket) silindiri olup geri hareket yerçekimi, yay veya herhangi bir dış kuvvet aracılığı ile olmalıdır. Bu silindirlerde boğaz yataklaması ve de giriş dışında iç kesitin silindir deliğinin makinada işlenmesi gerekmez. Bu yüzden üretim maliyeti diğer hidrolik silindirlere nazaran daha düşüktür.

Şekil 4.1'deki dalma silindirinin uyguladığı maksimum itme;

$$\begin{aligned} \text{Maksimum itme} &= \text{basınç} \times \text{kolun alanı} \\ &= P \frac{\pi d^2}{4} \end{aligned}$$

Burada d kolu çapıdır. Kolun ileri hareket hızı;

$$\text{Kol hızı} = \frac{\text{Silindire giren akışkanın debisi}}{\text{Silindir kolunun alanı}}$$



Şekil 4.1 Dalma silindiri.

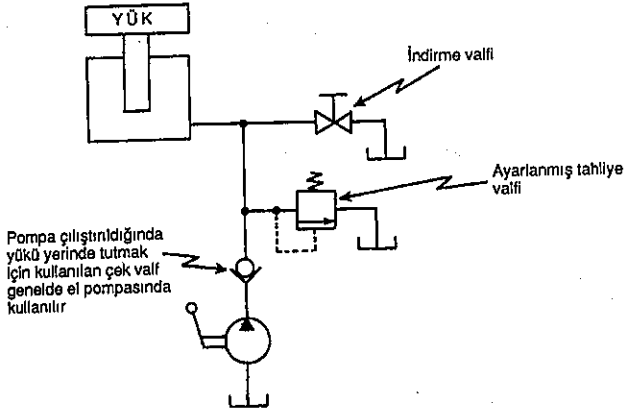
ÖRNEK 4.1

Örnek 4.1'de gösterilen hidrolik kaldırma silindir kol 65 mm çapta olup, çift strokta debisi 5 ml olan bir el pompasından güç almaktadır. Sistemin Maksimum çalışma basıncı 350 bar ile sınırlıdır.

- Silindiri, pompayı ve gerekli ek valfleri gösteren uygun devre şemasını çizin.
- Silindir kolunu 50 mm ileri yönde hareket ettirmek için gerekli çift pompa strok sayısını bulunuz.
- Bu sistemin kaldırabileceği maksimum yükü hesaplayınız.

Çözüm:

(a)



Şekil 4.2 Kriko devresi.

- Kolun yerdeğiştiren kısmının hacmi, silindire giren akışkanın hacmine eşittir. Kolun çapı d , silindirin ileri hareket ettiği mesafe S , pompanın her çift strokta yerdeğiştirmesi V ve çift pompa stroklarının sayısı N olsun.

Kolun yerdeğiştiren kısmının hacmi = silindire giren akışkanın hacmi .

$$\frac{\pi d^2}{4} \times S = V \times N$$

Problemde verilen değerler yerine konulduğunda ve her değer birimi gösterildiğinde

$$\frac{\pi \times 65^2}{4} (\text{mm}^2) \times 50 (\text{mm}) = 5 (\text{ml}) \times N$$

$$\frac{\pi \times 65^2}{4} \times 50 (\text{mm}^3) = 5N (\text{ml})$$

Denklemin her iki yanındaki birimler aynı olmalıdır.

Not:

$$1 \text{ ml} = 1 \times 10^{-3} \text{ litre}$$

$$1 \text{ litre} = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ ml} = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ mm}^3 = 1 \times 10^{-9} \text{ m}^3$$

Birimlerin birbirini tutması için

$$\frac{\pi \times 65^2}{4} \times 50 \times 10^{-9} (\text{m}^3) = 5 \times 10^{-6} (\text{m}^3) \times N$$

veya

$$\frac{\pi \times 65^2}{4} \times 50 \times (\text{m}^3) = 5 \times 10^{-3} (\text{m}^3) \times N$$

Bu nedenle

$$N = \frac{\pi \times 65^2 \times 50}{4 \times 5 \times 10^3}$$

$$= 33.17$$

(c) Maksimum itme = basınç x kolun alanı

Problemde verilen değerler yerleştirildiğinde ve birimler gösterildiğinde

$$\text{Maksimum itme} = 350 (\text{bar}) \times \frac{\pi \times 65^2}{4} (\text{mm}^2)$$

Not: 1 bar = $1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ve $1 \text{ mm}^2 = 10^{-6} \text{ m}^2$

$$\text{Maksimum itme} = 350 \times 10^5 \times \frac{\pi \times 65^2}{4} \times 10^{-6} (\text{N/m}^2 \times \text{m}^2)$$

$$= 35 \times \frac{\pi \times 65^2}{4} (\text{N})$$

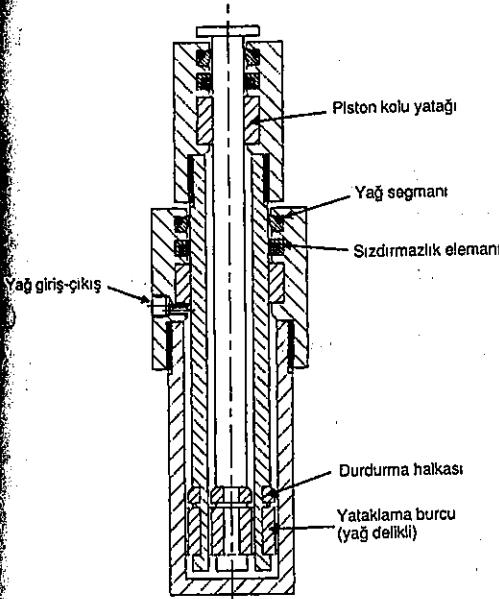
$$= 116\,080 \text{ N}$$

$$= 116.08 \text{ kN}$$

Teleskopik silindirler

Teleskopik silindirler uzun bir strokun gerekli olduğu hallerde kullanılır ve montajın gerekli uzunluk sınırlıdır. Bunun tipik bir uygulaması bir kamyonun damper kaldırma silindiridir. Bu silindirler şekil 4.3'te de görüldüğü gibi iç içe geçmiş tüplerden oluşmaktadır ve dalma prensibine göre çalışmaktadır. Tüpler yataklama halkaları ile tutturulmuştur. En içteki (arka) tüpte akışkanın akışını sağlayan yivler ve kanalları vardır. Her bölmedeki ön yataklama grubu sızdırmazlık elemanları ve yağ segmanları içerir. Durdurma halkaları her bölümün hareketini sınırlayarak ayrılmayı sağlar. Silindir ileri hareket ettiğinde bütün bölümler, en dıştaki bölüm kendi durdurma halkası ile durdurulana kadar hep birlikte hareket eder. Bundan sonra dıştan ikinci bölme durdurulana kadar, kalan bölümler harekete devam eder. Bu, bütün bölümlerin ileri hareketi tamamlanana kadar devam eder. (En içteki bölümün hareketi en son tamamlanacaktır.)

Belirli bir giriş debisi için, çalışma hızı, her bir bölüm strokunun sonuna doğru kademeli olarak artacaktır. Benzer şekilde belirli bir basınç değeri için her bir bölümün yük kaldırma kapasitesi azalacaktır.



Şekil 4.3 Dalma tipi teleskopik silindir (iki kademeli).

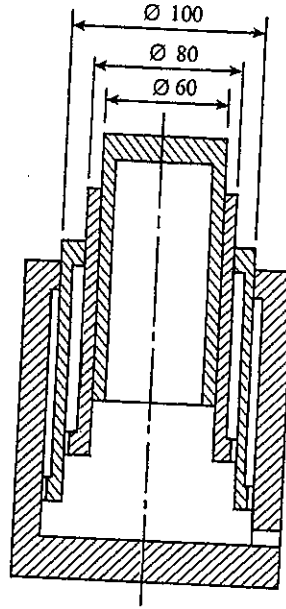
ÖRNEK 4.2

Üç kademeli dalma tipi teleskopik bir silindir (Şekil 4.4) bir kamyon damperinin kaldırılması için kullanılmaktadır. Kamyon tamamen dolu iken silindir, strokunun her anında 4000 kg'a eşdeğer bir kuvvet uygulamalıdır. Üç kademeyi oluşturan tüplerin dış çapları 60,80 ve 100 mm'dir. Silindire güç veren pompanın, debisi dakikada 10 litre ise, silindirin ileri hareketinin hızını ve tamamen yüklü damperin (kasanın kaldırılması sırasında) her bir kademe için gerekli basıncı hesaplayınız.

(2) Birinci kademe

Birinci kademe çapı = 100 mm

Birinci kademe hızı = $\frac{\text{Akış miktarı (debi)}}{\text{Alan}}$



Şekil 4.4

$$\begin{aligned}
 &= \frac{10 \times 10^{-3}}{(\pi/4) \times 0,1^2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{dak} \times \text{m}^2} \right) \\
 &= 4/\pi \\
 &= 1,27 \text{ m/dak}
 \end{aligned}$$

$$\text{İkinci kademe basıncı} = \frac{\text{Yük}}{\text{Alan}}$$

$$= \frac{4000 \times 9,81}{(\pi/4) \times 0,1^2} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$= 5 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$= 50 \text{ bar}$$

(ii) İkinci kademe

$$\text{İkinci kademe çapı} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{İkinci kademe hızı} = \frac{\text{Akış miktarı}}{\text{Alan}}$$

$$= \frac{10 \times 10^{-3}}{(\pi/4) \times 0,08^2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{dak} \times \text{m}^2} \right)$$

$$= 1,99 \text{ m/dak}$$

$$\text{İkinci kademe basıncı} = \frac{\text{Yük}}{\text{Alan}}$$

$$= \frac{400 \times 9,81}{(\pi/4) \times 0,08^2} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$= 7,81 \times 10^6$$

$$= 78,1 \text{ bar}$$

(iii) Üçüncü kademe

$$\text{Üçüncü kademe çapı} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Üçüncü kademe hızı} = \frac{\text{Akış miktarı}}{\text{Alan}}$$

$$= \frac{10 \times 10^{-3}}{(\pi/4) \times 0,06^2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{dak} \times \text{m}^2} \right)$$

$$= 3,54 \text{ m/dak}$$

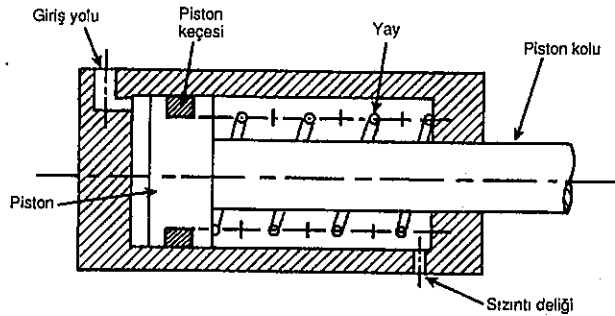
$$\begin{aligned}
 \text{Üçüncü kademe basıncı} &= \frac{\text{Yük}}{\text{Alan}} \\
 &= \frac{400 \times 9,81}{(\pi/4) \times 0,6^2} \text{ (N/m}^2\text{)} \\
 &= 13,9 \times 10^6 \\
 &= 139 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Teleskopik silindirler araçlardaki uygulamalarına göre standart büyüklüklerde üretilir. Standart olmayan silindirler piyasada bulunabilmesine rağmen bunlar tek olarak ısmarlandığında çok pahalıdır.

4.1.2 Tek etkili silindirler

Bunlar, hidrolik kuvvetler ile sadece tek yönde (ileri veya geriye) hareket ettirilebilir. Dönüş hareketi silindir içine yerleştirilmiş bir yay ile ya da dış bir kuvvet ile gerçekleştirilir. (Şekil 4.5)

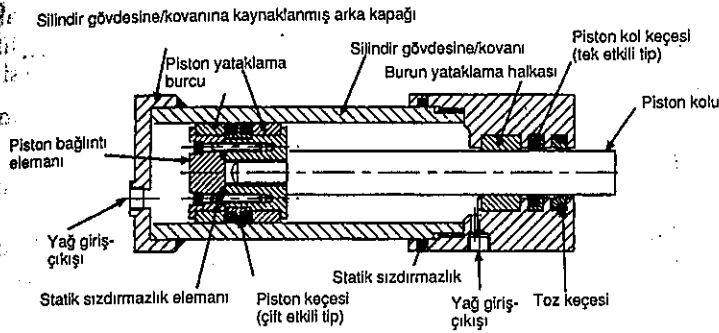
Piston üzerinde iyi bir sızdırmazlık sağlayabilmek için silindir gövdesinin iç yüzeyi çok iyi işlenerek (genelde honlama yolu ile) pistonu sentetik kauçuk keçeler veya metal halkalar takılmalıdır. Pistonun akışkan basıncına maruz olmayan kısmı, sızdırmazlık elemanından sızan akışkanın buralarda birikmesinin önlenmesi için dışarıya veya depoya akıtılmalıdır (boşaltılmalıdır). Boşaltma çıkışı kapatıldığında akışkanın azar azar yay bölmesine sızması sonucunda silindir strokunun uzunluğu azalabilir.



Şekil 4.5 Tek etkili silindir.

3 Çift etkili silindirler

Bunun uygun tarafına basınçlı akışkan uygulanarak bu silindirler hidrolik olarak ileri yönde de hareket ettirilebilir. Bu tipte bir silindir iç yüzeyi honlanmış ve her tarafında birer kapak bulunan bir gövdeden veya tüpten oluşur. Buradaki uç kapakları yapıya kaynaklı veya vidalanmış olabileceği gibi bağlantı çubukları ile sağlamış olabilir. Bu uç kapaklarından biri, piston koluna uyacak bir yataklama elemanı ile sızdırmazlık elemanı ve ayrıca bir yağ segmanı ihtiva etmektedir. Çift etkili bir silindir şekil 4.6'da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.6 Çift etkili silindir.

Çift etkili bir silindirin hızı

Şekil 4.7'yi ele alalım.

D = piston çapı

d = piston kolu çapı

A = toplam silindir iç kesit alanı

a = piston kolu alanı

Q_F = ileri hareket esnasında silindirin piston tarafına giren akışkan

Q_B = İleri hareket esnasında silindirin piston kolu tarafından çıkan akışkan

V = silindirin ileri hareket hızı

v = silindirin geri hareket hızı

P_1 = piston tarafındaki basınç

P_2 = piston kolu tarafındaki basınç

Pistonun ön tarafındaki silindir iç kesit alanı $A = \pi D^2/4$

Piston kolunun bulunduğu taraftaki silindir iç kesit alanı $= (A - a) = (\pi/4)(D^2 - d^2)$

(i) Piston kolu ileri hareket ederken (şekil 4.7(a):

$$\text{Piston hızı, } V = Q_E/A = q_E/(A - a)$$

ve bu yüzden

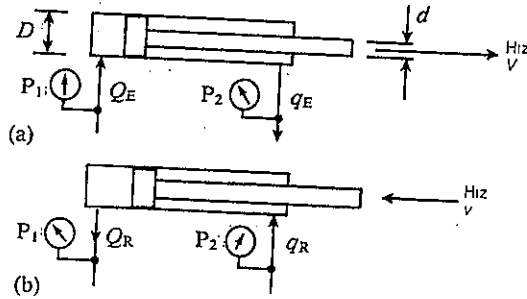
$$q_E = Q_E(A - a)/A$$

Nitekim piston kolu ileri hareket ederken silindirden çıkan akışkan debisi silindire giren akışkan debisinden daha azdır.

(ii) Piston kolu geri çekilirken (Şekil 4.7(b))

q_R silindirin piston kolu tarafına giren akım, Q_R ise silindirin piston tarafından çıkan akış olsun .

$$\begin{aligned} \text{Piston hızı, } V &= q_R/(A - a) \\ &= \frac{Q_R}{A} \end{aligned}$$



Şekil 4.7 Silindir (a) ileri hareket esnasında (b) geri hareket esnasında.

veya

$$Q_R = q_R \times A/(A - a)$$

Sonuç olarak piston kolu geriye hareket ederken silindirden çıkan akışkanın debisi giriş debisinden daha büyüktür.

ÖRNEK 4.3

Bir hidrolik silindirin iç kesit çapı 200 mm, piston kolunun çapı ise 140 mm'dir. 5 m/dakika'lık bir ileri hareket hızı için aşağıdakileri hesaplayınız.

- Giriş debisi (Q_E)
- İleri hareket esnasında silindirin piston kolunun bulunduğu yani pistonun arka tarafından çıkan akış debisi
- Q_E 'yi kullanarak geri hareket hızını, ve
- Silindirin geri hareketi esnasında piston tarafından gelen akış debisi.

Çözümler

- (a) Silindirin 5 m/dak hızda ileri hareket etmesi için gerekli debi

$$\begin{aligned}
 Q_E &= \text{Pistonun alanı} \times \text{hız} \\
 &= (\pi/4) \times (200/1000)^2 (m^2) \times 5/60 (m/s) \\
 &= 0.00262 m^3/s \\
 &= 0.00262 \times 60 \times 1000 (l/dak) \\
 &= 157 l/dak
 \end{aligned}$$

- (b) silindirden çıkan akış debisi

$$\begin{aligned}
 q_E &= \text{Pistonun arka tarafındaki veya piston kolunun bulunduğu silindir iç kesit alanı} \times \text{hız} \\
 &= (\pi/4) \times [(200/1000)^2 - (140/1000)^2] \times (5/60) (m^3/s) \\
 &= 0.00134 m^3/s \\
 &= 80 l/dak
 \end{aligned}$$

- (c) silindiri geri hareket ettirmek için kullanılan debi ileri hareket ettirmek için kullanılan debi değerinin aynıdır. Silindirin geri hareket hızı;

$$V = \frac{Q_E}{(A - a)}$$

Burada:

$$\begin{aligned}
 (A - a) &= \text{Piston kolunun bulunduğu tarafta silindir iç kesit alanı} \\
 &= (\pi/4) [(200/1000)^2 - (140/1000)^2] \\
 &= 0.01602 m^2
 \end{aligned}$$

ve

$$\begin{aligned}
 Q_E &= 157 \text{ l/dak} \\
 &= 0,00262 \text{ m}^3/\text{s} \\
 V &= \frac{0,00262 \left(\frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^2} \right)}{0,01602} \\
 &= 0,164 \text{ m/s} \\
 &= 9,8 \text{ m/dak}
 \end{aligned}$$

(d) Silindirin piston tarafından çıkan akış debisi Q_R ;

$$\begin{aligned}
 Q_R &= A \times V \text{ burada } A \text{ silindirin iç kesit alanıdır} = 0,03142 \text{ m}^2 \\
 &= 0,03142 \times 0,164 \left(\text{m}^2 \times \text{m/s} \right) \\
 &= 0,00515 \left(\text{m}^3/\text{s} \right) \\
 &= 309 \text{ l/dak}
 \end{aligned}$$

Not: Buradaki debi, silindirin ileri hareket sırasındaki debinin neredeyse iki katı kadardır ve silindir aksamının ebatları belirlenirken bu göz önünde bulundurulmalıdır. Hareketi çok hızlı olan silindirlerin çıkışları bazen normalden daha büyük olmalıdır.

Silindirlerin itme kuvveti

STATİK

Hidrolik silindirlerin meydana getirdiği statik itme kuvveti basınç ile alanın çarpımına eşittir. Şekil 4.7'deki silindiri ele alalım.

$$\begin{aligned}
 \text{Net ileri itme kuvveti} &= P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - P_2 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \\
 &= \left(\frac{\pi}{4} \right) \times [P_1 D^2 - P_2 (D^2 - d^2)]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Net geri itme kuvveti} &= P_2 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) - P_1 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \\
 &= \frac{\pi}{4} \times [P_2 (D^2 - d^2) - P_1 D^2]
 \end{aligned}$$

DİNAMİK

Dinamik uygulamalarda dinamik itme kuvveti hesaplanırken yük ataleti, sızdırmazlık elemanlarının yarattığı sürtünme kuvveti, yükün sürtünme kuvveti, vs. hesaba katılmalıdır.

Takribi olarak dinamik itme kuvveti statik itme kuvvetinin 0,9 katı olarak alınır. (Ancak bunun sadece bir tahmin olduğu, yük şartlarına ve ilgili devreye bağlı olarak önemli hatalara yol açabileceği unutulmamalıdır).

Silindir sızdırmazlık elemanının sürtünme kuvveti, bu elemanın tipine ve silindir tasarımına göre değişir. Silindir üreticilerinin çoğu bu sürtünme kuvvetinin yerini için gerekli basınç değerini vermezler. Hesaplamalarda bu sürtünme kuvvetini yenmek için gerekli basınç 5 bar olarak alınabilir. Bu değer pistonun çalışmaya başlaması ile azalacaktır. Silindir iç kesit alanı ne kadar büyük olursa, bu sürtünme kuvvetini yenmek için gerekli basınç da o denli küçük olup sızdırmazlık elemanının tasarımına bağlı olarak değişir.

ÖRNEK 4.4

Örnek 4.3'teki silindire uygulanan maksimum basınç 100 bar ise;

- (a) İleri hareket ve
(b) geri hareket esnasındaki dinamik itme kuvvetini hesaplayınız.

Dinamik itme kuvveti = 0,9 × statik itme kuvveti
olarak kabul edilmesi durumunda

- (a) Silindir iç kesit alanı

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi \times 0,2^2}{4} \\ &= 0,0314 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{İleri harekette dinamik itme kuvveti} &= 0,9 \times \text{Basınç} \times \text{Silindir iç kesit alanı} \\ &= 0,9 \times 100 \times 10^5 \times 0,0314 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^2 \right) \\ &= 283 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(b) Piston kolu tarafındaki alan:} &= (\pi/4) (0,2^2 - 0,14^2) \\ &= 0,016 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Geri harekette dinamik itme kuvveti} &= 0,9 \times 100 \times 10^5 \times 0,016 \text{ (N/m} \times \text{m)} \\ &= 0,9 \times 100 \times 10^5 \times 0,016 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^2 \right) \\ &= 144 \text{ kN} \end{aligned}$$

Hızlandırılmış (Rejeneratif) devreler

Silindir şekil 4.8'de gösterildiği gibi bağlandığında pistonun her iki tarafındaki basınç aynı olacaktır. Ancak pistonun ön tarafındaki (D çaplı) alanın pistonun arka tarafındaki (yani piston kolunun bulunduğu kısımdaki d) alandan daha büyük olmasından dolayı net bir kuvvet piston kolunu ileri hareket ettirecektir.

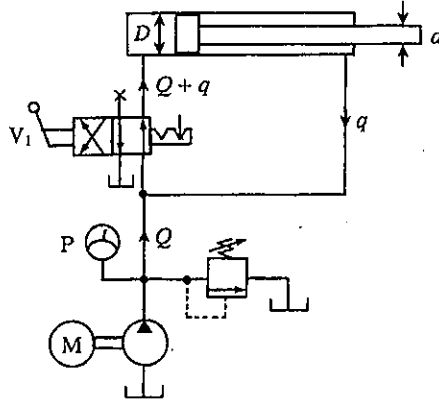
Silindirin piston kolu tarafından gelen q akımı Q pompa çıkışı ile birleşerek silindirin ön tarafına giriş sağlar. Piston kolunun ileri hareket hızı V ise;

Silindirin piston kolu tarafı ele alındığında;

$$q = \left(\frac{\pi}{4}\right) (D^2 - d^2) V \quad (4.1)$$

Silindirin piston tarafı için

$$Q + q = \left(\frac{\pi}{4}\right) D^2 V \quad (4.2)$$



Şekil 4.8 Hızlandırılmış (Rejeneratif) devre.

(4.1) ve (4.2) eşitliklerinden,

$$Q = \pi \frac{d^2}{4} V$$

Buradan;

$$\begin{aligned} V &= \frac{4Q}{\pi d^2} \\ &= \frac{Q}{a} \end{aligned}$$

Arada πa = piston kol alanı
 Silindir hızlandırılmış (rejeneratif) olarak ileri hareket ettirildiğinde pompa çıkışının boşalttığı hacmi etkin bir biçimde doldurmaktadır. Burada silindir dalma benzer şekilde çalışmaktadır. (Şekil 4.9). Net ileri itme kuvveti pistonun önündeki (yani ön ve arka taraflarındaki) kuvvetlerin farkına eşittir.

$$\begin{aligned} \text{İleri itme kuvveti} &= P \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - (P\pi/4) (D^2 - d^2) \\ &= P (\pi/4) d^2 \end{aligned}$$

İleri itme kuvveti basınç ile piston alanının çarpımına eşittir. Bu bir dalma devresinin ileri itme kuvvetine benzer.

İleri harekette yön kontrol valfidaki akış ($Q + q$) olup valf işlevini tam olarak yerine getirebilmesi için piston kolunun bulunduğu tarafa akış sağlarken valf bu akımı kalite edebilmelidir.

Şekil 4.8'deki V_1 yön kontrol valfi çapraz geçiş konumuna getirildiğinde, pompa çıkışına (ön tarafa) akım sağlar, silindirin piston tarafı ise depoya bağlanır ve böylece silindir normal olarak geri hareket eder.

Piston kolunun geri hareket hızı;

Pompa çıkış debisi

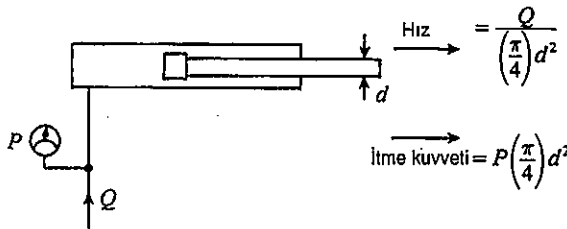
Silindir ön (piston kolu) tarafındaki kesit alanı

$$= \frac{Q}{(\pi/4) (D^2 - d^2)}$$

Geri harekette itme kuvveti ise

$$P (\pi/4) (D^2 - d^2)$$

olur:



Şekil 4.9 Eşdeğer dalma silindiri devresi

ÖRNEK 4.5

İç kesit çapı 200 mm, piston kolu çapı 140 mm olan örnek 4.3 ve 4.4'teki hidrolik silindir şekil 4.8'deki gibi hızlandırılmış (rejeneratif) olarak bağlıdır.

(2) 157 l/dak'lık aynı debi değerinin kullanılması halinde ileri hareket hızını (ii) maksimum sistem basıncı 100 bar olması halinde ileri hareketteki dinamik itme kuvvetini hesaplayınız.

(i)

$$\text{Piston kolu alanı} = \frac{\pi \times 0,14^2}{4} = 0,0154 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{İleri hareket hızı} &= \frac{\text{Debi}}{\text{Piston kolu alanı}} \\ &= \frac{157 \times 10^{-3}}{0,0154} \left(\frac{\text{litre}}{\text{dak}} \times \frac{\text{m}^3}{\text{litre m}^2} \right) \\ &= 10,2 \text{ m/dak} \end{aligned}$$

Bu değer normal bağlantı durumundaki 5 m/dak'lık debi değeri ile kıyaslanabilir (örnek 4.3)

(ii) Hızlandırılmış (Rejeneratif) bir sistem için

İleri hareketteki dinamik itme kuvveti = 0,9 basınç × Piston kolu alanı

$$\begin{aligned} &= 0,9 \times 100 \times 10^5 \times 0,0154 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^2 \right) \\ &= 138,6 \text{ kN} \end{aligned}$$

Bu değer örnek 4.4'te hesaplanan 283 kN'luk ileri dinamik itme kuvveti ile kıyaslanabilir. Silindirin arka tarafındaki (piston kolunun bulunduğu kısımdaki), alanın hemen hemen piston kolu alanına eşit olmasından dolayı hızlandırılmış (rejeneratif) ileri itme kuvveti, normal geri itme kuvveti ve bunlara ait hız değerleri hemen hemen aynıdır.

Çift kollu silindirler

Bu silindirler yapı olarak standart çift etkili silindirlere benzer ancak bu silindirlerde silindir kolu her iki uçtan da dışarı çıkmaktadır. Genelde her iki taraftaki kolların

Ancak bu kolların çaplarının farklı olduğu durumlarda olabilir. Her iki ucunda aynı hızın gerekli olduğu, silindir kolunun her iki ucunun da iş yapmak için kullanılabilmesi veya iş yapmayan ucun yükün konumunu belirlemek için kullanılabilmesi bu tip silindirlerin ana uygulama alanıdır. Bazı uygulamalarda pistonun her iki ucu sabit olup yükü taşıyan silindir gövdesi kol üzerinde hareket eder. Bu silindirlerin imalatındaki en büyük zorluk silindir iç kesiti, pistonu, uç kolları ve kolları arasındaki dizilişi ve konsantrikliğin doğru ve tam olarak gerçekleştirilmesidir. Diziliş sırasında meydana gelen en ufak bir aksaklık sızdırmazlık elemanlarının aşırı derecede yıpranmasına ve silindirin çok çabuk aşınmasına yol açacaktır.

Standart Metrik silindirler

ISO 5735 1980 metrik silindirler için tercih edilen silindir iç kesit çap değerleri ile piston kolu çap değerlerini vermektedir. Birçok silindir üreticisi metrik silindirle ilgili kendi standart ölçülerini bu öneriler üzerine kurarak her bir silindir çapı için iki farklı kol ebadı önerir. (Tablo 4.1).

Tablo 4.1 Tavsiye edilen silindir ve piston kolu çapları

Silindir iç kesit çapı (mm)	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	220	250	280	320
Piston kolu Küçük Çapı (mm)	20	28	36	45	56	70	90	100	110	125	140	160	180	200
Piston kolu Büyük Çapı (mm)	28	36	45	56	70	90	100	110	125	140	160	180	200	220

Bazı birleşimlerde piston kolunun piston çapına oranı 0,7 civarındadır. Bu durumda silindir ön tarafındaki alan arka tarafındaki alanın yaklaşık yarısı kadardır. Bu alan oranı hızlandırılmış (rejeneratif) devrelerde hem ileri hem geri harekette birbirine benzer hız ve itme kuvveti değerleri elde etmek için kullanılır.

4.1.4 Silindir yüklerinin hızlanması ve yavaşlaması

Hızlanma

Silindir yüklerinin hız ivmesinin hesaplanabilmesi için hareket denklemleri anlaşılmalıdır

u = ilk hız

$v = t$ süresi sonundaki hız

$s = t$ süresince alınan yol

$a = t$ süresi sırasında ivme

olsun

Standart hareket denklemleri;

$$v = u + at$$

$$v^2 = u^2 + 2as$$

$$s = ut + \frac{1}{2}at^2$$

ve

$$s = \frac{1}{2}(u + v)t$$

W ağırlığını a ivmesi ile yatay olarak hızlandıran F kuvveti;

$$\text{Kuvvet} = \text{Kütle} \times \text{ivme}$$

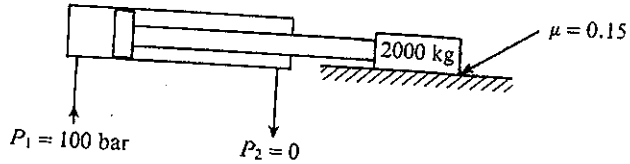
veya;

$$F = (W/g) a$$

Bu denklemde g yerçekimi ivmesi olup, $9,81 \text{ m/s}^2$ 'dir. Sürtünmeyi yenmek için gerekli P kuvveti $P = \mu W$ 'dir. Burada μ , sürtünme katsayısıdır.

ÖRNEK 4.6

2000 kg'lık bir yük 50 mm'lik bir mesafe üzerinde yatay olarak hareketsiz konumdan 1m/s 'lik bir hıza kadar hızlandırılacaktır. Yük ile mesned arasındaki sürtünme katsayısı $0,15$ 'dir. Silindirin arka kısmındaki basınç en fazla 100 bar olacak şekilde bu yükün hızlandırılması için gerekli silindir çapını hesaplayınız. (Sızdırmazlık elemanının sürtünmesini 5 barlık bir basınç düşüşüne denk gelecek şekilde alınız. Silindirin ön kısmında geri basınç oluşmadığını varsayınız).



Şekil 4 10

Ortamda $u = 0$, $v = 1$ m/s, $s = 0,05$ m, a -ise bilinmemektedir.

$v^2 = u^2 + 2as$ denklemi kullanılarak

$$1^2 = 0^2 + 2a \times 0,05$$

$$1 = 0,1a$$

$$a = 10 \text{ m/s}^2$$

Yükü hızlandıran kuvvet

$$F = (W/g) a$$

Burada,

$$W = 2000 \times 9,81 \text{ N}$$

sonuçla

$$F = \frac{2000 \times 9,81 \times 10}{9,81} = 20 \text{ 000 N.}$$

Yükü sürtünmesini yenmek için gerekli P kuvveti

$$P = \mu W$$

$$= 0,15 \times 2000 \times 9,81 = 2943 \text{ N.}$$

Yükü hızlandırmak ve sürtünmeyi yenmek için gerekli toplam kuvvet;

$(F + P) = (20000 + 2943) = 22 \text{ 943 N.}$ Belirli bir itme kuvveti için gerekli silindir alanı aşağıdaki denklemden bulunur.

İtme kuvveti = Alan x Basınç

Mevcut basınç, silindirin arka tarafındaki basınçtan sızdırmazlık elemanının sürtünmesinin yenilmesi için gerekli basınç çıkarılarak elde edilir.

$$\text{Mevcut basınç} = (100 - 5) = 95 \text{ bar} = 95 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Alan} &= \frac{22 \text{ 943}}{95 \times 10^5} \left(\frac{\text{N}}{\text{N/m}^2} \right) \\ &= 0,002415 \text{ (m}^2\text{)} \\ &= 2415 \text{ mm}^2 \\ &= \frac{\pi D^2}{4} \end{aligned}$$

Burada,

D silindirin iç kesit çapıdır.

Dolayısıyla

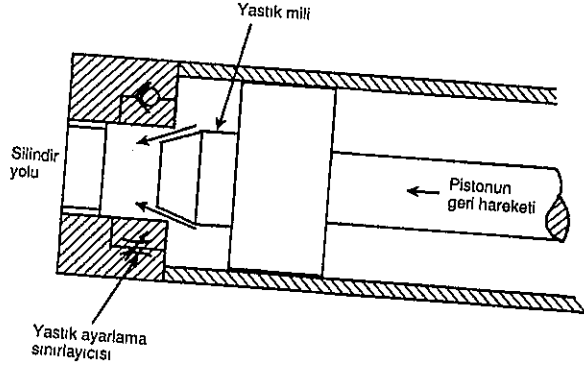
$$D = \left[(4/\pi) \times 2415 \right]^{1/2} = 55,4 \text{ mm elde edilir.}$$

Silindirin iç kesit çapı 55,4 mm'dir. Ancak burada geri basınç ihmal edilmiştir. Bu değer üzerindeki değere en yakın standart silindirin çapı 57 mm'dir.

Yavaşlatma silindirlerinin yastıklanması

Yükün kinetik enerjisinin silindir aksamı içerisinde emilmesi gerektiği durumda silindirler yastıklanır. Şekil 4.11'de tipik bir yastıklama tertibatı gösterilmiştir.

Piston kolu üzerindeki bir kovan veya piston üzerindeki bilezik silindire çıkan ana akış yolunu keser. Akım, piston strokunun son aşamasında alternatif olarak sınırlayıcıdan geçmektedir. Dönüş strokunda yastıklama sınırlayıcısı devre dışı bırakılabilmesi için sisteme bir çek valf eklenmiştir.

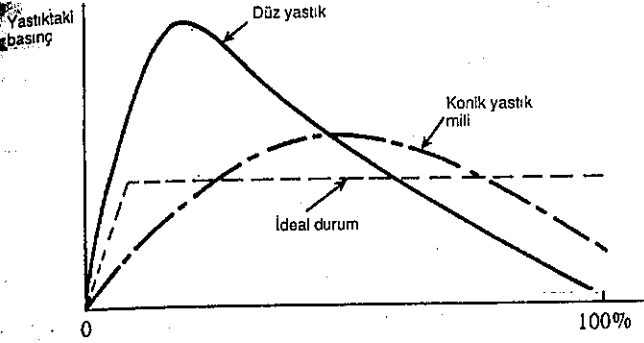


Şekil 4.11 Silindir Yastıkları

YASTIKLAMA BASINCI

Yavaşlama anında silindir yastığı içinde son derece yüksek bir basınç meydana gelebilir.

Yastıklama tertibatının görevi yükü yavaşlatmak için bir geri basınç yaratmaktır. İdeal koşullarda yükün kademeli olarak yavaşlatılabilmesi için gerekli geri basınç tüm yastıklama mesafesi boyunca sabit olacaktır. Pratikte piston kolu yastığa girdiğinde yastık basıncı en yüksek değerindedir.

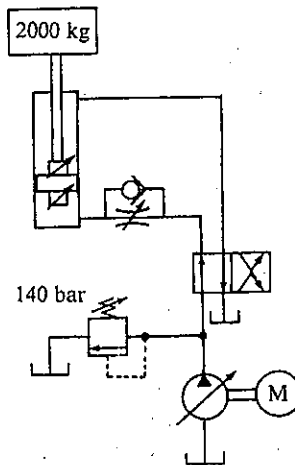


Şekil 4.12 Yastık içindeki basınç dağılımı

Bazı üreticiler kademeli veya konik yastıklama milleri kullanarak yastıklama hazırlarının performansını daha iyi hale getirmişlerdir.

ÖRNEK 4.7

Bir silindirin iç kesitinin çapı 125 mm, kolunun çapı ise 70 mm'dir. Bu silindir, 2000 kg'lık bir yükü maksimum 3 m/s hızda düşey olarak aşağı ve yukarı hareket ettirmektedir. Kaldırma hızı pompa debisi kolun geri hareket hızı ise, bir akış-kontrol valfi ile ayarlanmaktadır. Yük 50 mm'lik bir yastıklama mesafesinde



Şekil 4.13

yavaşlatılıp durdurulmaktadır. Tahliye valfi 140 bar basınca ayarlı ise, ileri ve geri hareket esnasında yastıklardaki ortalama basıncı bulunuz. (Boru ve valflerdeki basınç düşüşleri dikkate alınmayacaktır).

$$\text{Kinetik enerji} = \frac{1}{2} \text{ Kütlev} \times \text{hız}$$

$$\begin{aligned} \text{Yükün kinetik enerjisi} &= \frac{1}{2} M V^2 \\ &= \frac{1}{2} (2000) \times 3^2 = 9000 \text{ Nm} \end{aligned}$$

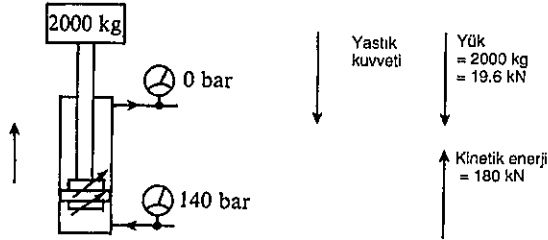
Yükün 50 mm'lik mesafede yavaşlatan ortalama kuvvet;

$$\begin{aligned} \frac{\text{Kinetik enerji}}{\text{Mesafe}} \\ &= \frac{9000 \times 10^3}{50} = 180 \text{ kN} \end{aligned}$$

Yüke etkiyen kuvvetler şekil 4.14'te gösterildiği gibi olacaktır.

$$\text{Yük} = 2000 \text{ kg} \times 9,81 = 19,6 \text{ kN}$$

$$\text{Silindirin ön tarafındaki alan} = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0,125^2 - 0,07^2) = 0,0084 \text{ m}^2 = 8,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$



Şekil 4.14

(Silindirin arka tarafındaki) İç kesit alanı

$$= \left(\frac{\pi}{4}\right) (0,125^2) = 0,0123 \text{ m}^2 = 12,3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Yük üzerindeki yastıklama kuvveti ve yerçekimi etkisi yükün kinetik enerjisine karşıdır. (bkz. Şekil 4.14)

İnert hareketinde yükün kinetik enerjisini emen yastıklama basıncı;
 harekette yükün kinetik enerjisini absorbe eden yastık basıncı

$$\frac{(1180 \times 10^3) - (19,6 \times 10^3)}{(8,4 \times 10^3)}$$

$$= 19,1 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$\approx 191 \text{ bar}$$

Yükün yastığa girdiğinde piston kolu tarafındaki basınç, tahliye valfinin basıncına yükselecektir. Silindirin piston tarafındaki bu basınç, pistonu yastığa doğru hareket ettirecek ve dolayısıyla yükün yavaşlatılması için gerekli yastık basıncını arttıracaktır. Silindirin arka tarafındaki hidrolik basıncı yenmek için gerekli yastık basıncı;

$$\text{Basınç} \times \frac{\text{İç kesit alanı}}{\text{Silindirin piston kolu tarafındaki alan}} = 140 \times \frac{12,3 \times 10^{-3}}{8,4 \times 10^{-3}}$$

$$\approx 205 \text{ bar}$$

İnert hareket strokunda yastıktaki ortalama basınç; $(190 + 205) = 395 \text{ bar}$.

Yastıklama esnasında, yastıklama kovana yastığa girerken silindirin piston kolu tarafında etkin olan alan azalır. Hesaplamalarda bu ihmal edilmiştir ve pratikte yastık basıncı daha büyük olacaktır.

Yük geri çekilirken yüke etkiyen kuvvetler şekil 4.15'te gösterildiği gibidir. Devredaki akış kontrol valfinin meydana getirdiği geri basınç, pistonun yastığa girmesi için minimum düzeyde olacaktır ve bu hesaplamada dikkate alınmayacaktır.

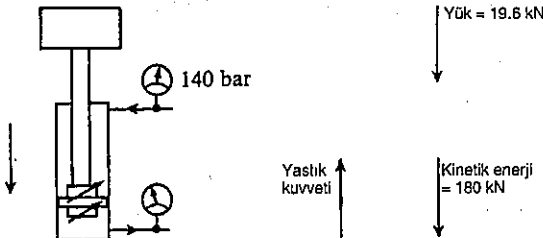
Yastık içerisindeki kuvvet yükün kinetik enerjisini yükün ağırlığını ve de hidrolik basınca bağlı kuvveti yenmelidir.

Hidrolik basıncın etkisiyle meydana gelen kuvvet =

$$\text{Basınç} \times \text{silindirin piston kolu tarafındaki alan}$$

$$= (140 \times 10^5) \times (8,4 \times 10^{-3}) \text{ (N)}$$

$$= 117,6 \text{ kN}$$



Şekil 4.15

$$\begin{aligned} \text{Yastık kuvveti} &= (180 + 19,6 + 117,6) \\ &= 317,2 \text{ kN.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Yastık Basıncı} &= \text{Kuvvet/Alan} \\ &= \frac{317,2}{0,0123} \text{ (kN/m}^2\text{)} \\ &= 25\,800 \text{ (kN/m}^2\text{)} \\ &= 258 \text{ bar} \end{aligned}$$

Geride hareket durumunda yastıktaki ortalama basınç 258 bar olacaktır. Burada sivri yastık ucun kullanılan yastık alanını azaltacağından bu değer daha yüksek olacaktır.

Yüksek atalet yükleri ile karşılaşıldığında silindir içindeki yastıklar yetersiz gelebilir ancak yükün yavaşlatılması, harici akış kontrol elemanlarının devreye alınması ile de mümkün olabilir (kısım 3.2'ye bakınız) Böylece, yavaşlama, hareketlendirici strokunun büyük bir bölümünde gerçekleşebilir.

En yüksek silindir hızları

Piston kolunun maksimum hızı silindire giren ve silindirden çıkan akışın debisine ve ayrıca silindirin, piston hareketinin kapaklar ile durdurulması sonucu oluşan çarpma kuvvetlerine dayanma gücüne bağlıdır.

Yastıklanmasız bir silindirde maksimum piston hızını 8 m/dak ile sınırlamak normaldir. Yastıklanmış bir silindir için bu değer 12 m/dak olup harici olarak yastıklanmış veya yüksek hız silindirlerinde bu değer 30 m/dak'ya kadar çıkabilir. Yüksek hız uygulamalarında kullanılan silindirlerde normalden daha büyük yollar gereklidir.

Bütün durumlarda maksimum hız yükün ebadına ve tipine bağlı olup ve 12 m/dak'lık bir hızdan daha büyük bir hız düşünüyorsanız üreticiye danışmak gereklidir.

Silindir strokunun ancak bir kısmı kullanılıyorsa yükün yavaşlatılması için yastık kullanılamaz. Böyle durumlarda, özellikle büyük yükler ve hassas konumlama söz konusu ise bir çeşit harici yastıklamaya gerek duyulabilir.

Çalışma sıcaklığı

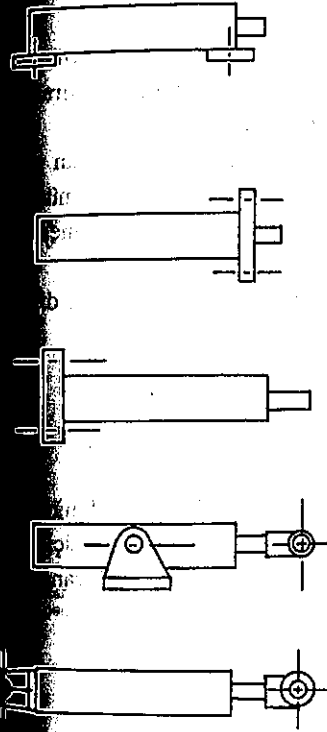
Maksimum çalışma sıcaklığı 80°C fazla olmamalıdır. Aksi takdirde sentetik kauçuk keçeler çok çabuk aşınacaktır. Bazı uygulamalarda silindirlerin harici ısı kaynaklarından (fırınlar, vs.) korunması için yalıtım gerekebilir. 50°C'den fazla sı-

hidrolik silindirlerde mineral yağ bozulabilir. Bunun yanında düşük sıcaklık uygulamalarında problemlerle karşılaşılabilir.

Sentetik kauçuk keçeler yerine madeni piston segmanları kullanılarak çalışma sıcaklığının alt ve üst sınırları genişletilebilir.

4.1.5 Silindir montajı ve mukavemet hesaplamaları

Silindir montajı



Silindirler, ısınma veya yük genişmesinin karşılanması için sadece tek bir ayak üzerinde sınırlı harekete izin verecek şekilde tasarlanmalıdır. Yani, silindir sadece tek tarafından sabitlenmeli veya tesbit edilmelidir.

Kol tarafındaki flanştan veya önden flanşlı montaj. İleri hareket strokunda hidrolik akışkan içerisindeki basınç silindir uç tarafındaki kepek/kapak üzerine etki eder ve bu etki sonucunda meydana gelen kuvvet silindir gövdesi içinden ön bağlantı montaj flanşına iletilmektedir.

Arkadan flanşlı veya piston tarafındaki flanştan montaj. İleri harekette silindir içinde yükten dolayı bir gerilme kuvveti yoktur. Yük akışkan içerisinden arka flanşa etkimektedir.

Mafsallı montaj açısız hareket sağlamaktadır. Bu montaj şekli kayma yükleri için uygundur. Mesnedler veya yataklamalar mümkün olduğunca silindir gövdesine yakın olmalıdır.

Çatalı veya delikle montaj. Silindirin yük altında kaldırılması ile ilgili bir eğilim vardır. Yataklamaların yan yükleme durumlarına çok dikkat edilmelidir.

Şekil 4.16 Silindirlerin montajı.

Piston kolu uçları

Piston kolu uçları üreticinin belirttiği şekilde vidalanabilir küresel yataklı piston kolu uçları da mevcuttur.

Koruyucu örtüler

Pistonun aşındırıcı maddelerin fazla olduğu bir ortamda kullanıldığı veya silindiri uzun zaman aralıklarında kullanılmadığı ve bunun sonucunda kol üzerinde önemli ölçüde tıraş birikebileceği durumlarda piston kolunun korunması için kullanılır. Bu koruyucular teleskopik veya körüklü tipte olup silindir hareketinin her anında kolu tamamı ile kaplar.

Körüklü tipte olan koruyucular kalıplanabileceği gibi imalatı da yapılabilir. Kalıplanan koruyucular kauçuktan veya plastikten imal edilebilir. Bunların birleşim yüzölçümü oranı yapılarından dolayı 4:1 ile sınırlıdır.

İleriye doğru hareket etmiş / dışarıya çıkmış piston kolu körüklü örtünün kapalı haldeki uzunluğuna denk gelmelidir. Bu, tüm silindir uzunluğunu arttırarak, birleşim yüzölçümlerinin stroku nispeten kısa olan silindirlerde kullanımını kısıtlar.

Plastikten, deriden, özel bir sıvıya daldırılmış bezden veya kanvastan yapılan örtülerin büzüşme katsayısı 15:1'den daha büyük olabilir. Bu tür bir örtünün yataklı bir silindir üzerinde kullanılması halinde silindir kolunun örtüye sürtünmesini önlemek için örtü harici olarak desteklenmelidir.

Teleskopik örtüler normalde metal gibi sert bir maddeden yapılır ve diğer örtülerin yetersiz kaldığı durumlarda kullanılır.

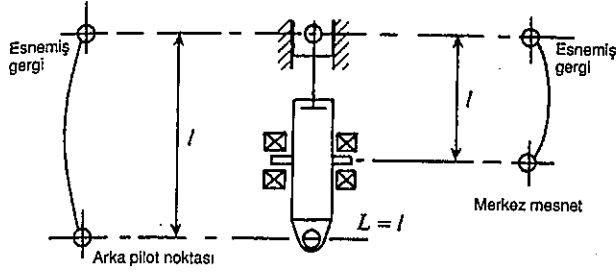
Piston kolunun bel vermesi

Hidrolik silindir içindeki piston kolu sıkıştırma kuvveti etkisi altında olduğunda bir miktar eğilim gösterir. Sıkıştırma sırasında kolun bel vermesini önlemek için kolun çapı yeterli büyüklükte olmalıdır. Euler'in strut teorisi bel vermeye dayanabilecek uygun piston kolu çapını verir. Bu formül;

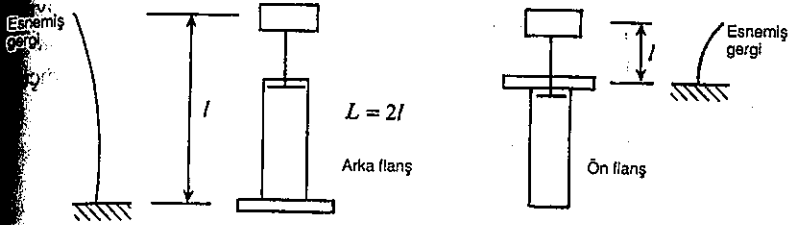
$$K = \frac{\pi^2 E J}{L^2}$$

Burada;

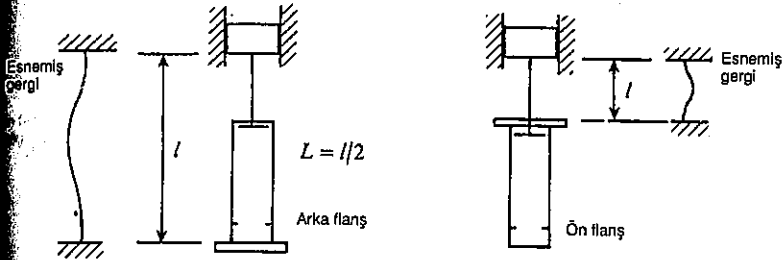
K = belverme yükü (kg), E = elastiklik modülü (kg/cm) (çelik için $2,1 \times 10^6$ kg/cm), J = Piston kolu alanının ikinci momenti (cm⁴) (çapı d cm olan katı bir kol için bu değer $\pi d^4 / 64$), L = Şekil 4.17'de verilen, silindirin ve pistonun sabitlenme metoduna bağlı serbest (eşdeğer) bel verme uzunluğu (cm).



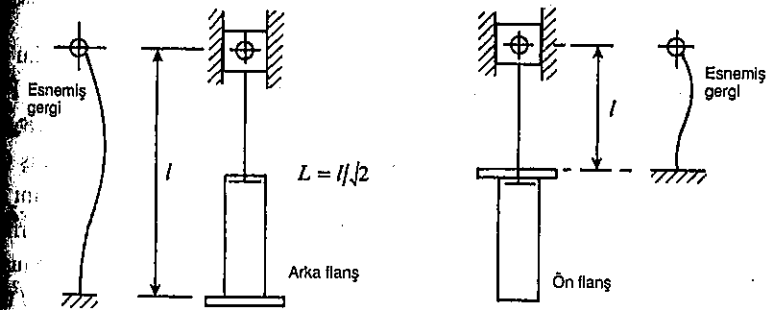
(a) Arka pilot ve merkezi mesnetin takılmış halî döner yatak içinde hareket eden pivotlu yük



(b) Silindirin bir tarafı sabitlenmiş. Serbest yük



(c) Silindirin bir tarafı sabitlenmiş. Hareket eden yük



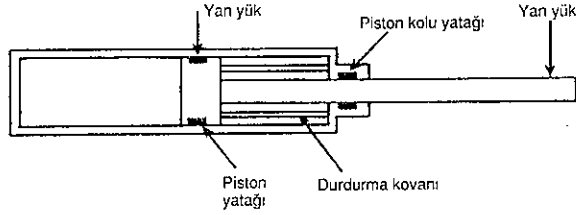
(d) Silindirin bir tarafı sabitlenmiş. Döner yatak içinde hareket eden pivotlu yük

Şekil 4.17 Piston kolu serbest bel verme uzunluğu ve tesbit/montaj metodu arasındaki ilişki.

Piston üzerindeki maksimum emniyetli çalışma itme kuvveti veya yükü;

$$F = \frac{K}{S}$$

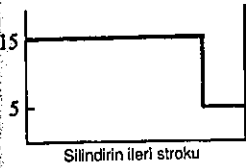
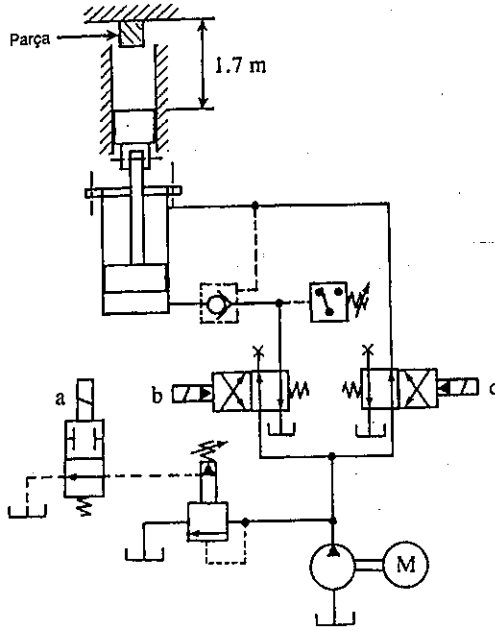
Burada, S genelde 3,5 olarak alınan emniyet faktörüdür. Serbest (eşdeğer) bel verme uzunluğu L piston kolu ucunun ve silindirin sabitleme metoduna ve ayrıca sabitleme noktaları arasındaki yani silindir tamamen ileri hareket ettiği maksimum mesafeye bağlıdır. Silindirin her iki ucundan da sabitlendiği durumda aşırı derecede yana yüklenme görülebilir. Yana yükleme etkisi, piston kolu yatağı ile piston yatakları arasındaki minimum mesafeyi azaltmak için silindir içerisinde bir durdurma kovanı kullanılarak azaltılabilir. (Şekil 4.18) Durdurma kovanı ne kadar uzun olursa verilen yana yük değerine bağlı olarak piston üzerindeki tepki kuvveti de o denli küçük olacaktır. Durdurma kovanının etkin silindir strokunu azalttığı görülmektedir.



Şekil 4.18 Yana yüklenmeyi azaltmak için durdurma tüpü kullanımı.

ÖRNEK 4.8

Şekil 4.19'da gerekli yük hızı özellikleri ve montaj detayları ile birlikte stroku yukarı doğru olan pres için bir hızlandırılmış (rejeneratif) devre gösterilmiştir. Pres silindiri çapraz piston kafasını ve kalıbı kaldırmak için 7 tonluk bir kuvvet uygulamalıdır. Pres kapandığında sistem basıncı artıp, devreyi hızlandırılmış (rejeneratif) halden normal çalışma düzenine getirmek üzere basınç anahtarını çalıştıracaktır. Basınç anahtarı çapraz piston kafasını ve kalıbı hareket ettirmek için gerekli basınçtan 1,20 daha fazla bir basınçta çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Presin 1,7 m'lik strok değerinde sağlaması gereken maksimum itme kuvveti 20 tondur. Bu şartlar altında bu işleme uygun bir standart silindir belirleyerek pompa çıkışı ile basınç anahtarı ayarını hesaplayınız. Sistemin çalışma basıncı 250 bardan fazla olmamalıdır.



Çalışma durumu	Solenoid			Basınç anahtar/ şalter
	a	b	c	
Pompa boşaltılmış	0	0	0	0
Hızlandırılmış ileri hareket	1	1	0	0
Standart ileri hareket	1	1	1	1
Gerçekme/hareket	1	0	0	0

1 = Akım verildi
0 = Akım kesildi

Şekil 4.19 Stroku yukarı doğru olan pres için hızlandırılmış (rejeneratif) devre.

Çözüm

Piston kolu çapı

Çözümün ilk aşamasında bel verme mukavemeti için minimum piston kolu çapı belirlenir.

$$\text{Bel verme yükü, } K = \frac{\pi^2 E J}{L^2} \quad (4)$$

Burada; K: 20 ton (20 000) kg),

$E = 2,1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ve $J = (\pi d^4/64)$; d = kol çapı (cm) ve L = serbe bel verme boyu.

Silindir öndeki flanşla sabitlenmiş olup, yük ekselenmiş (mihverlenmiş) ve tamamen yatak içinde hareket etmiştir.

$$\begin{aligned} L &= \frac{\text{Silindir stroku}}{\sqrt{2}} \text{ (bkz. şekil 4 17)} \\ &= \frac{1,7}{\sqrt{2}} \\ &= 1,2 \text{ m} \\ &= 120 \text{ cm} \end{aligned}$$

E kg/cm cinsinden verilmiştir. Bu nedenle Newton ve metre birimleri kullanılmak yerine kg ve cm birimleri ile çalışmak daha kolay olacaktır. (4.3) denkleminde

$$\begin{aligned} d^4 &= \frac{64 \times L^2 \times K}{\pi^3 \times E} \\ &= \frac{64 \times 120^2 \times 20\,000}{\pi^3 \times 2,1 \times 10^6} \\ &= 283 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

Buradan

$$\begin{aligned} d &= 4,1 \text{ cm} \\ &= 41 \text{ mm elde edilir.} \end{aligned}$$

Bu değer genelde 3 ve 4 olarak alınan emniyet faktörünü içermemektedir. Emniyet faktörü $K/3,5$ olarak alınarak hesaplamalar yeniden yapıldığında; Maksimum emniyetli çalışma yükü; $K/3,5 = 20$ ton olarak bulunur.

Buradan

$$\begin{aligned} d^4 &= \frac{64 \times 120^2 \times 20\,000 \times 3,5}{\pi^3 \times 2,1 \times 10^6} \\ &= 283 \times 3,5 \\ &= 991 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

Böylece,

$$d = 56 \text{ mm elde edilir.}$$

Bu, BS5785'e göre standart bir ebattır. 1980(Tablo 4.1'e bakınız).

Silindir çapı

Maksimum gerekli itme kuvveti = 20 ton
 Kabul edilebilir maksimum basınç = 250 bar
 Dinamik itme kuvveti = 0,9 basınç × alan

Piston alanı (A)

$$\frac{20 \times 10^3 \times 9,81}{250 \times 10^5 \times 0,9} \left(\frac{\text{Nm}^2}{\text{N}} \right)$$

$$= 0,00872 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = 0,00872 \text{ m}^2$$

Buradan,

$$d = [0,00872 \times (4/\pi)]^{1/2} \text{ elde edilir.}$$

Minimum piston çapı = 0,105 m = 105 mm.

Tablo 4.1'de bu değere uygun gelen en küçük piston çapının 125 mm ve buna tekabül eden piston kolu çapının 70 mm olduğu görülür. 20 tonluk dinamik itme kuvveti veren sistem basıncı;

$$\text{Basınç} = \frac{\text{İtme kuvveti}}{\text{Alan}} \times \left(\frac{1}{0,9} \right)$$

$$= \frac{20\,000 \times 9,81}{(\pi/4) \times 0,125^2} \times \left(\frac{1}{0,9} \right) (\text{N/m}^2)$$

$$= 177,7 \text{ bar}$$

Hızlandırılmış (rejeneratif) koşullarda 7 tonluk ileri itme kuvveti maksimum basınç x piston kolu alanı değerine eşittir. Dinamik itme kuvveti = (0,9 x statik itme kuvveti) olarak alınırsa gerekli basınç;

$$(\text{Yük/Piston kolu alanı}) \times 1/0,9$$

$$= \frac{7000 \times 9,81}{(\pi/4) \times 0,07^2} \times 1/0,9$$

$$= 198,4 \text{ bar}$$

Basınç anahtarları şalteri 7 tonluk bir itme kuvveti için gerekli sistem basıncından %20 daha fazla olan basınç değerinde devreye girecek şekilde ayarlanmıştır. Basınç anahtarları ayarı = 198,4 × 1,2 = 238 bar. Dikkat edilirse bu değer presleme anındaki basınçtan daha büyüktür bu nedenle bu basınç elektrikli kontrol devresi

ile denetlenmelidir.

Hızlandırılmış (rejeneratif) ileri hareket için gerekli debi = Piston kol alanı \times hız

$$\begin{aligned} \text{Debi} &= \frac{\pi \times 0,07^2}{4} \times \frac{15}{60} \text{ (m}^3/\text{s)} \\ &= \frac{\pi \times 0,07^2}{4} \times \frac{15}{60} \times 60 \times 1000 \text{ (l/dak)} \\ &= 57,7 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

Normal ileri hareket için gerekli debi = piston alanı \times piston hızı

$$\begin{aligned} \text{Debi} &= \pi \times \frac{0,125^2}{4} \times \frac{15}{60} \text{ (m}^3/\text{s)} \\ &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \times 0,125^2 \times \left(\frac{5}{60}\right) \times 60 \times 1000 \text{ (l/dak)} \\ &= 61,3 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

Çıkış hacmi 61,3 l/dak'dan büyük olan bir pompa gerekli piston hızlarını sağlayacaktır.

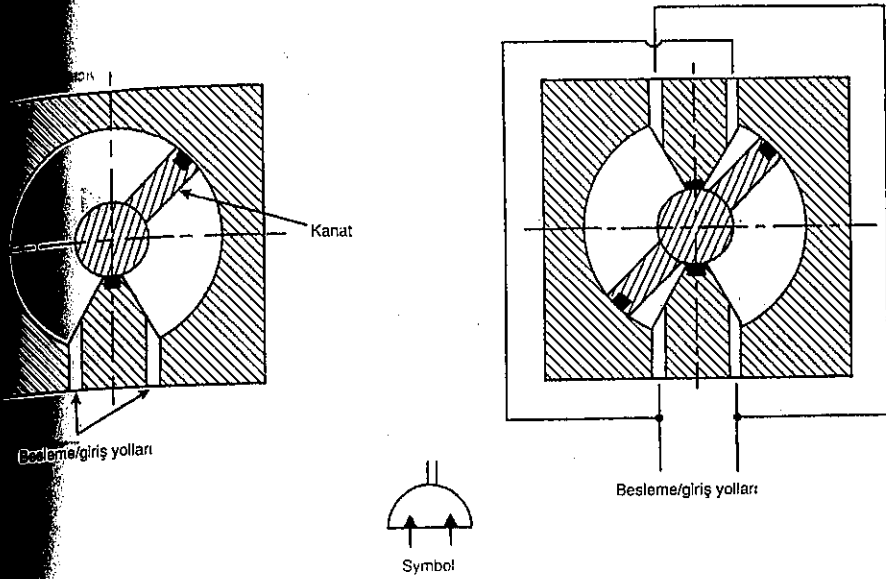
4.2 AÇISAL MOTORLAR

Bu açısall motorlar akışkanın basınç enerjisini, açısall motor tasarımının sınırladığı bir açıda dönen momente çevirmek için kullanılan cihazlardır. Birçok tasarımda dönme açısı 360° ile sınırlıdır ancak piston kumandalı açısall motorlarda bu değer önemli ölçüde aşılabılır.

4.2.1 Kanatlı tip açısall motorlar

Kanatlı tip açısall motorlar, kanatların bir tarafına hidrolik basınç uygulanmasıyla dönen bir çıkış miline bağlı bir veya iki kanattan oluşur. Tek kanatlı birimler yaklaşık 320°, çift kanatlı birimler ise yaklaşık 150°'lik dönme açısı ile sınırlıdır.

Kanatlarda mutlaka dahili sızıntılar olacaktır. Bu sızıntılar çalışma basıncının artması ile ve ayrıca akışkanın viskozitesinin azalması ile artacaktır. Döner hareket hız kontrolünün yumuşak olması gerektiği durumlarda bu sızıntılar problemlere yol açabilir. Bütün kanatlı tip silindir uygulamalarında üreticinin çalışma basıncına ve ayrıca akışkan tipi ile ilgili tavsiyelerine uyulmalıdır. Mevcut tek kanatlı birimlerde elde edilebilecek maksimum moment yaklaşık olarak 40×10^3 Nm, çift kanatlı birimler için ise bu değer 80×10^3 Nm'dir.



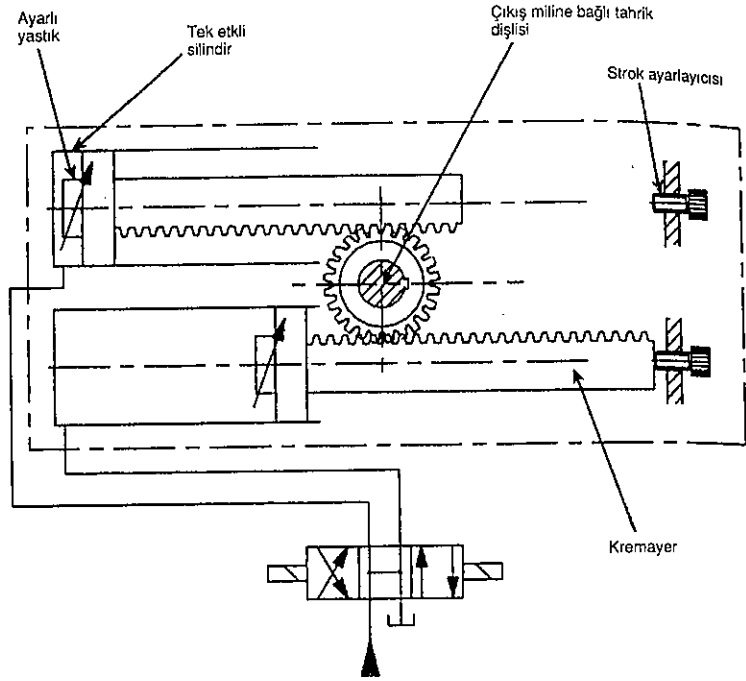
Şekil 4.20 Tek (sol) ve çift kanatlı (sağ) açısal motorlar

Şekil 4.20'de tek ve çift kanatlı açısal motorların kesiti verilmiştir. Bazı çift kanatlı motorlarda şaft içinden geçen delikler kanatların zıt taraflarını birbirine bağlamakta dolayısıyla Şekil 4.20'deki harici boru bağlantılarına gerek kalmamaktadır.

2.2 Piston tipi döner silindirler

Piston tipi döner silindir, daha sonra ayrı bir mekanizma ile açısal harekete dönüştürülen döner hareket sağlamak için kullanılır. Birçok ticari tasarımda silindir kremayer dişli düzenini çalıştırmaktadır. Genelde kremayer düzeni piston kolu ile birleştirilir. (Şekil 4.21) Dönme açısı silindir kremayer ve çapına bağlıdır. Bu düzenlerde birçok tam dönüş elde etmek mümkündür ancak ticari birimlerin çoğunluğunun açısal hareketi 360 dereceliktir. Normalde dahili durdurma elemanları strokun başlangıç ve bitişi az da olsa hassas olarak ayarlanabilir. Hareket sonunda kontrollü yavaşlama için yastıklar kullanılabilir.

Birçok dönmenin gerektiği durumlarda, çift etkili bir silindir, dıştan bir kremayer dişli düzeneğine bağlanabilir. Yüksek hızda, yüksek ataletli yüklerin açısal hareketi hassasiyetle yapılması gerekiyorsa, şok yüklenmenin önlenmesi açısından yastık kullanımı ayarlanabilir harici durdurma elemanlarının ve bir çeşit yastıklama devresinin



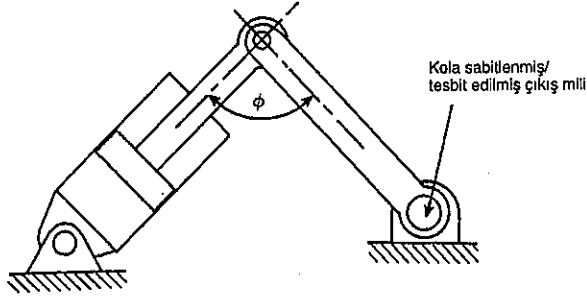
Şekil 4.21 Kremayerli açısız motorlar.

kullanımı tavsiye edilmektedir.

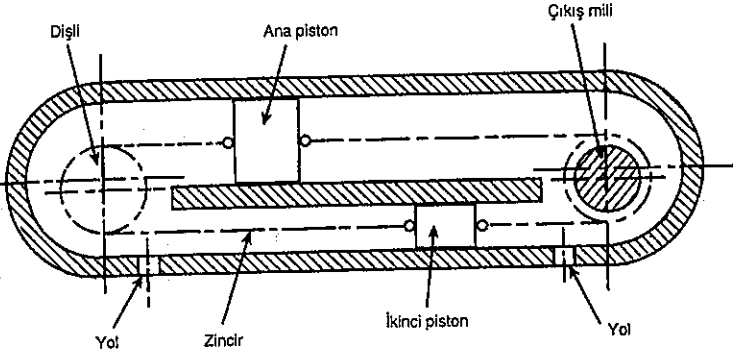
Bu tasarımda hidrolik akışkan piston boyunca sızıntı yapmamalıdır, aksi takdirde piston herhangi bir konumda hidrolik olarak kilitlenebilir ve silindirin çok düşük hızlarda çalışabilir. Kremayer ve dişli düzeneğinin çıkış momenti 210 bar basınç altında $800 \times 10^3 \text{ Nm}$ 'den daha fazladır.

Farklı mekanizmalardan oluşan sayısız açısız motorlar mevcut olmasına rağmen en çok kullanılan silindirler kremayer ve çubuk dişli veya kanatlı tiptir. Bir levye kolu kullanılarak çift etkili bir silindirin döner hareket meydana getirmesi sağlanabilir. (Şekil 4.22) Dönme açısı 180° 'den daha az olacaktır. Çıkış momenti = Pistonun itme kuvveti \times silindirin levye kolunun uzunluğu. Piston koluna bağlı oluklu bağlantıları olan ticari birimler de mevcuttur. Bu tiplerde aynı prensiple çalışır ve açısız dönme genelde 90° ile sınırlıdır.

Sonsuz zincir ve zincir dişlisi kremayer ve dişli düzenine benzer şekilde kullanılabilir ve ayrıca çok dönüşlü uygulamalar için uygundur. Özel bir tasarım şekil 4.23'de gösterilmektedir. Zincir, konumlarına göre üniteyi ikiye ayıran biri küçük ve biri büyük iki pistonla bağlıdır. Bu tasarımda piston alanlarının farklı olmasından dolayı hareketlendiricinin portlarından birine basınç uygulandığında hareket meydana gelir.



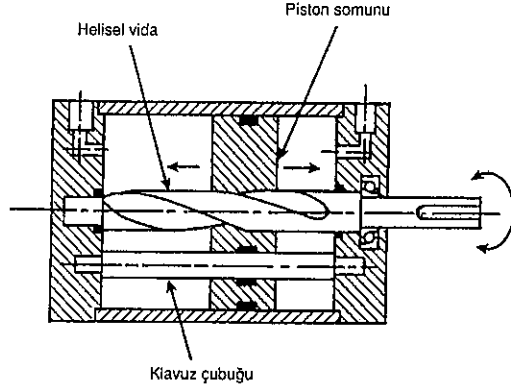
Şekil 4.22 Levye kolu.



Şekil 4.23 Kendinden yüklemeli Zincir ve dişli hareketlendirici.

4.2.3 Helisel vidalı açısal motor

Bu tip (Şekil 4.24) silindirlere pistonun dönme hareketi klavuz çubuklarda önlenir. Piston kolu ve piston üzerinde helisel yivler olup bu ikisi vida ve somun gibi birbirine uymaktadır. Pistonun silindir gövdesi içinde hareket ettirilmesi piston kolunun dönüş yapmasına neden olur. Piston ile kol arasındaki sızdırmazlığın sağlanması güç olduğundan bu tip tasarımlar düşük basınçlı uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu silindirlerin önemli bir özelliği pistonun her iki tarafındaki akışkan boşaltıldığında, harici momentlerle dönüş yapmaya zorlansa bile silindir pistonunun sabit bir konumda kalmasıdır. Bu silindirlerle 360°'den büyük açısız dönme elde etmek mümkündür.



Şekil 4.24 Helisel vidalı açısız motorlar.

4.2.4 Açısız motorların kontrolü

Açısız motorlar, nesnelere kontrollü bir açıda döndürmek için kullanılır. Mesela boru şebekesinde büyük kelekli valflerin açılması, ve boruların bükülüp şekillendirilmesi gibi. Moment, hız ve dönme yönü ele alındığında, bu motorların, silindirelerin kontrolüne benzer şekilde valfler ile kontrol edildiği görülür. Hareket arka gerektiğinde yastıklı harici veya dahili mekanik durdurma elemanları ile sınırlanabilir.

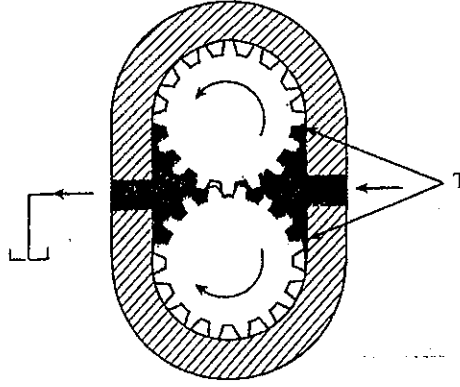
4.3 HİDROLİK MOTORLAR

Hidrolik motorlar, tasarımda hidrolik pompalara benzer ve iki ana sınıfa ayrılır.

- Çalıştırma elemanı olarak jeneratif bir birimin (dişli, kanatlı, gerotor, etc) kullanıldığı sınıf
- Çalıştırma elemanı olarak (eksenel ve radyal piston gibi) bir pistonun veya dizi pistonun kullanıldığı sınıf

4.3.1 Jeneratif tipte hidrolik motorlar

Bu motorlar farklı yer değiştirme değerleri elde etmek için çeşitli genişlikte kesilebilen iki boyutlu jeneratif yapılardan oluşur. Şekil 4.25'te kesiti verilen hidrolik motorda çalışma elemanı dıştan dişli, birbirine geçmiş durumda olan iki dişliden



Şekil 4.25 Üreten hidrolik motor biçimi-dıştan dişli tip moment (I) bir dişli üzerinde basınç değişim gösteren (dişliler arasında değişen) basıncın fonksiyonudur.

Yanıya gelir. Çalışma elemanı için belirli bir büyüklük tasarlandığında, motordan elde edilen kapasite de ve güçte çıkışlar elde edilebilir. Bunun için uygun genişlikte olan motor gövdesi ve çalışma elemanı ile ortak uç plakaları kullanılmalıdır. Bu tip motorlarda çalışma elemanı ile uç plakalarındaki temas yüzeyleri ve gövde arasında etkin bir sızdırmazlık sağlamak güçtür. Hızlandırılmış (rejeneratif) motorlarda sızıntılar her zaman vardır, ancak birimlerin düşük basınçlarda çalıştırılması ile bu sızıntılar etkin bir biçimde azaltılabilir. (Genelde 200 bar'dan daha düşük basınçlarda) Bu basınçlarda bile sızdırmazlığın sağlanması sonucunda parçalar arasında yüksek sürtünme kuvvetleri meydana gelir. Bu nedenle jeneratif motorların hacimsel ve mekanik verimi nispeten düşüktür. Ancak modern işleme teknikleri ile hassas birimlerin hacimsel verimi % 95'i geçebilir.

Dişli Motorlar

Büyük pompalar, basınçlı yan plakalara sahip dişli pompa tasarımı esas alınarak tasarlanırlar. Bunların iç sürtünmesi yüksek olmasına karşılık hacimsel verimi nispeten düşüktür. Daha küçük birimlerde dişliler ile yan plaka arasındaki boşluklar daha azdır. Bazı tasarımlardaki dişliler, yan plakalar ile dişliler arasında oluşan hidrodinamik basınçla merkezlenir.

Dişli motorlarda meydana gelen moment, birbiri içine geçen dişliler üzerine etkiyen akışkan basıncı sonucunda oluşur. Moment dişlilerin konumuna bağlı olarak değişim gösterecektir. Dişli üzerindeki dişlerin sayısı ne kadar fazla olursa momentteki değişimler de o denli az olacaktır, ancak hacimsel yerdeğiştirme daha az olacaktır dolayısıyla da belirli ölçüler için çıkış gücü daha az olacaktır. Momentteki değişime diş sayısına bağlı olarak %20 düzeyine kadar artış gösterebilir. Bu dönüş

halindeki elamanın düşük ataleti ile birlikte sarsıntısız çalışma için gerekli minimum hızı sınırlamaktadır.

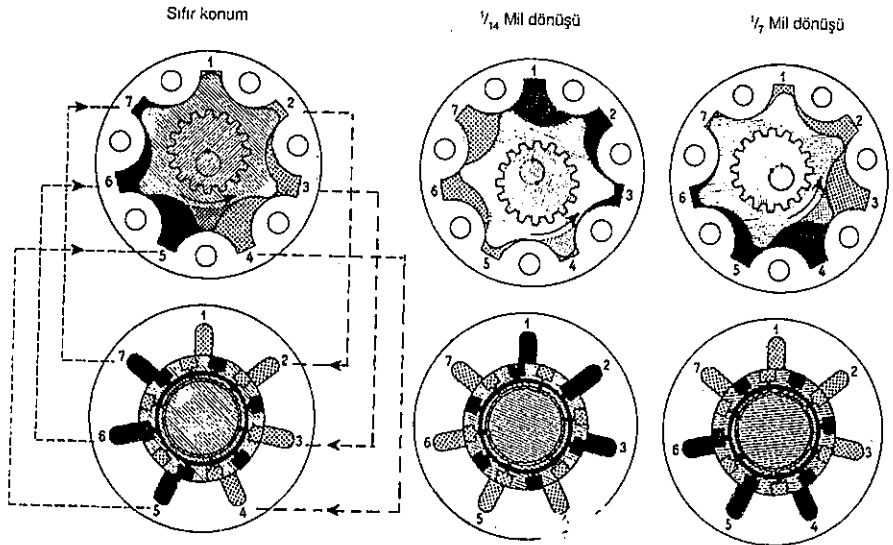
Düzgün ve sarsıntısız çalışma için tavsiye edilen minimum dişli motor hızı, birimin tasarımına ve ölçüsüne göre, 400 ile 1000 devir/dakika arasında değişmektedir. Dişli motorları redüksiyon dişlisiyle birleştirilerek düşük hızlar elde edilebilir ancak bu bile sarsıntısız başlama momenti sağlamayacaktır.

Dıştan dişli motorlar tek yönlü veya çift yönlü olabilir. Tek yönlü bir motor ters olarak kullanıldığında şaft keçesi ile uç plakaları üzerindeki iç sızdırmazlık elemanları hasar görebilir.

Dişli motorlar nispeten (tipik olarak 4000 dev/dak'ya kadar olan) yüksek hızların ve düşük başlangıç momentinin gerekli olduğu durumlarda ve toplam verimin kritik bir faktör olmaması halinde kullanılır. Bunların uygulama alanı 10 kW'lık çıkış gücü ile sınırlıdır ama daha güçlü birimler de mevcuttur.

İçten dişli gerotor tipi motorların çıkış momentindeki değişimler daha azdır bu yüzden bunlar düşük hız uygulamaları için daha uygundur.

Greotor tipi motorlar içiçe geçmiş biri içten diğeri dıştan dişli iki dişliden meydana gelir. Yörünge (Orbit) motoru olarak bilinen tipte dıştaki ring (halka) sabit olup rotor bu sabit ring (halka) içinde yörüngesel hareket yapar. Bu şekil 4.26'da gösterilmiştir. Bu şekil ayrıca basınçlı kısım dönen rotor ile birlikte dönecek şekilde akış-



Danfoss

Şekil 4.26 Yörünge motoru.

tan döner valfi göstermektedir. Rotorun hareketi çıkış miline çift dişli bir mekanizma ile iletilmektedir.

Başınçlı akışkan yerdeğiştirme odalarına dönüşümlü olarak verildiğinde dişler ilgili yuvalara kavrama yapar. Rotor üzerindeki bir diş stator üzerindeki bir boşluğa gelene kadar bütün dişler birer kez kavrama yapar. Bu sırada rotorun yörüngesinin 6/7'sini, çıkış mili ise tam dönüş hareketinin 1/7'sini tamamlamış olacaktır. Bu nedenle bir milin tam bir dönüş yapmasıyla 42 giriş, çıkış işlemi (güç stroku) oluşacaktır. Bu normal dişli motora kıyasla daha yüksek moment çıkışı ve daha düşük sarsıntısız hız durumu sağlar. Sarsıntıya neden olan yüksek hız sınırları kullanılan pompanın büyüklüğüne göre 10 ile 2000 dev/dak arasında olup çıkış torku 300 Nm kadardır. Entegre hız azaltma düzenine sahip genleşen motorları mevcuttur. Bu birimler 1 devir/dak'dan daha küçük hızlarda 4000 Nm'ye kadar büyük torklar ile çalıştırılabilir.

Dağıtım valfinin iki grup yolu vardır. Bir grup uygun yerdeğiştirme bölmesine giden akışkanın kontrolünü sağlar. Diğer yollar taştaki bölmelerden gelen akışkana akım yolu açmaktadır.

Bütün dişli motorlar sabit kapasiteli birimlerdir. Bunların çıkış hızı ancak motorun giden akış debisinin kontrolü ile değiştirilebilir.

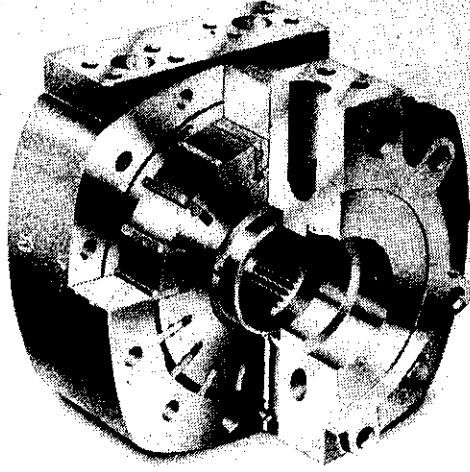
Kanatlı motorlar

Kanatlı motorlar yapı olarak 2. Bölümde açıklanan dengeli kanatlı pompalara benzerdir. Bunların ikisi arasındaki fark, motorlarda kanatlar ile eliptik kam ringi arasındaki temasın bir yaprak şeklinde bir yay veya bobin ile sağlanmasıdır. Kanatlı bir pompa basınçlı yağ verilemez ve motor gibi çalıştırılmaz. Ancak bazı kanatlı motorlar pompa olarak çalıştırılabilir. Kanat yüzeyi üzerine etkiyen akışkan basıncı kam yüzeyine meydana getirir. Kanatlı motorlar düşük-orta tork birimleri olup (maksimum 1000 Nm en iyi 100 devir/dakika'dan büyük hızlarda çalışırlar.

Şekil 4.27'deki özel tasarım yüksek bir tork değeri verir, (maksimum 13000 Nm) ve 10-150 dev/dak arasında değişen sarsıntısız hız sınırlarına sahiptir. Daha düşük torka sahip modellerin hızı 300 devir/dakika'ya kadar çıkabilmektedir. Bu tasarımda kam ringinin dört yükselişi vardır ve her dönüşte kanatlar dört kez gidip gelme hareketi yapar. Bu modellerde kanatlı motorlardan farklı olarak basınç sadece kanatlar tamamen açık (uzanmış) halde iken uygulanmaktadır. Mil hidrostatik olarak dengelenmiştir.

Akışkanın düşük hız modunda maksimum tork verecek şekilde artış yoluna yönlendirildiği çift rotorlu birimler olduğu gibi çok kademeli deplasmanlı modeller de bulunmaktadır. Daha az yerdeğiştirme silindiri kullanılarak aynı debideğerinde aşırı hız arttırılabilir ancak bu momenti azaltacaktır.

Küçük ebatlarına karşın yüksek momenti olan bu motor, tünel ve maden ocağı uygulamalarında kullanılır.

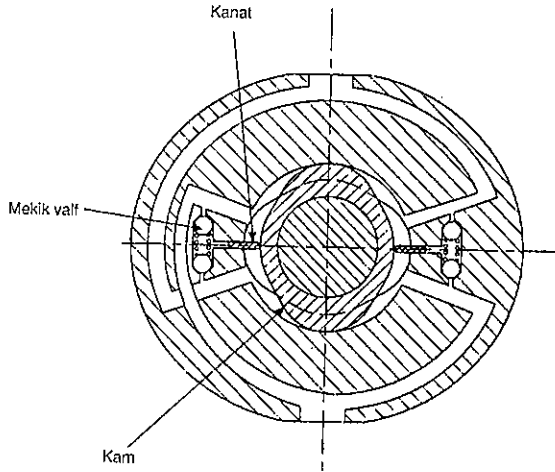


Dynex/Rivett

Şekil 4.27 Yüksek torklu kanatlı motor.

Kam rotorlu motorlar

Şekil 4.28'dende görülebileceği gibi bu motorun temel ilkesi kanatlı motora benzer. Burada kanatlar stator içinde olup eliptik rotorun dönüşüne göre hareket eder. Bu



Şekil 4.28 Kam rotorlu motor.

Her eliptik kam birbiri ile 90° yapmakta ve silindir bir gövde içinde döner. Her bir gövdede her kam için iki kanat vardır. Bu durumda düşük debili dört ayrı pompalama odası oluşur. Mil hidrostatik dengelidir. Kanatlar ilk sağlamak için yaylı olup, fasıllı arkasındaki basınçlı yağ kanatları kam ile içinde tutar. Bu tip motorlar sessizdir, fazla titreşmez ve bunların başlangıç hızı yüksektir. Maksimum devamlı basınç 175 bar, fasıllı basınç ise 210 bardır. 3000 dev/dak. arasında değişir.

Piston tipi motorlar

Silindiri içinde çalışan daire pistonu çok yüksek hassaslık derecesinde basit olarak üretilir. Bu nedenle piston ile silindir gövdesi arasındaki boşluklar çok küçük olup, sızdırmazlık düşük düzeyde bir ve hacimsel verim yüksektir. Pistonun ve silindirin sızdırmazlık etkinliği bu ikisi arasındaki radyal boşluğa, sızıntı akış yollarının uzunluğuna, L (piston uzunluğu, çalışma basıncına P ve akışkanın viskozitesine) bağlıdır (v).

$$\text{Sızıntı} \propto \frac{R_e P}{L v}$$

Bu nedenle piston tipi motorlar nispeten yüksek basınçlarda çalışacak şekilde tasarlanabilir. Yüksek basınca bağlı sızıntılar piston boyu veya yağın viskozitesi artırılarak azaltılabilir.

Teoride bütün piston tipi motorlar, piston stroku kontrol altına alınarak veya bir bölüme stoku sayısı değiştirilerek değişken debili hale getirilebilir. Piston strokunun kontrol altına alınması kademeli hız değişimine neden olabilir. Bir devirdeki stoku sayısının değiştirilmesi kademeli hız değişimine neden olur bu yüzden çok sık kullanılmaz.

Eksenel pistonlu motorlar

Bu motorlar eksenel pistonlu pompalara benzer. Birçok üretici hem pompa hem de motor görevi gören yol plakalı birimler arz etmektedir. Hem hat pistonlu hem de eğik eksenli tipler mevcuttur. Dikkat edilmelidir ki yerleşik valfli birimlerin işlevi valf düzeni değiştirilmeden ters çevrilemez.

2. Bölümde Şekil 2.6'da gösterilen eksenel pistonlu pompa, girişlerden birine basınçlı akışkan verilip, bu akışkanın valf plakası (böbrek şeklinde dağıtım plakası) ile uygun pistonla kanallara edilmesi halinde motor işlevi görür. Akışkan, pistonları dışarı doğru iter ve eğim plakasında oluşan tepki kuvveti piston blokunu ve çıkış mi-

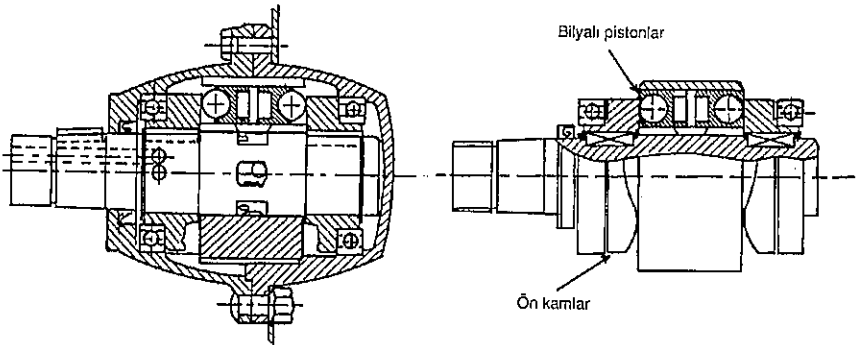
lini döndüren teğet kuvveti meydana getirir. Piston ileri hareketini tamamen tamamladığı anda böbrek şeklindeki dağıtma plakası akış yolunu çıkış yoluna aktarır ve bundan sonra piston eğim plakasının tepkisi ile geri hareket ederken akışkan silindir dışına basılır.

Eğik eksenli pistonlu pompalar alternatif bir tasarımıdır. Silindir bloku ve çıkış mili universal bir bağlantı veya birbirine geçen dişliler ile hizalanmıştır. Buna benzer bir pompa/motor tasarımına 2. Bölümde şekil 2.7'de yer verilmiştir. Bu pompaların çalışma ilkesi hat pistonlu pompalarınkine benzer.

Bilyalı motorlar

Bu motorlar aksenal pistonlu kam motorları gibi düşünülebilir. Şekil 4.29'da çark motoru şeklinde çift kam düzeneği gösterilmiştir. Çarkın göbeğinde bir piston bloku vardır. Bu blok her birinin içinde birbirine karşı hareket eden bir çift bilyalı piston bulunan bir çok silindir ihtiva etmektedir. Pistonlar, ham plakaları ile temas halindedir. Yarım dingil içindeki dağıtma yolları silindirlere basınçlı akışkan sağlar. Böylelikle pistonlar dışa itilir. Tepki kuvvetinin teğet kısmı silindir blokunun (böylelikle de çarkın) dönmesini sağlar. Pistonlar tamamen uzamış halde iken başka bir dağıtım port grubu devreye girer ve kam plakaları pistonları geri ittiğinden kullanılan akışkan bunlardan geçer.

Dokuz silindirli özel bir tasarımda, kam plakalarının bir dönüşte 27 çalışma stroku sağlayan üç loblu yumuşak bir tork karakteristiği verir. Bu tür motorlar 160-174 cm³/devir kapasitesine sahip olup, maksimum hızları 5000 dev/dak'dır.



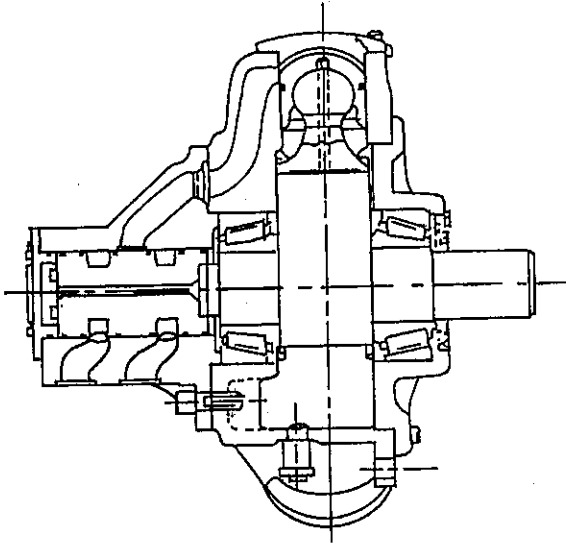
Şekil. 4.29 Bilyalı motor.

Pistonlu motorlar

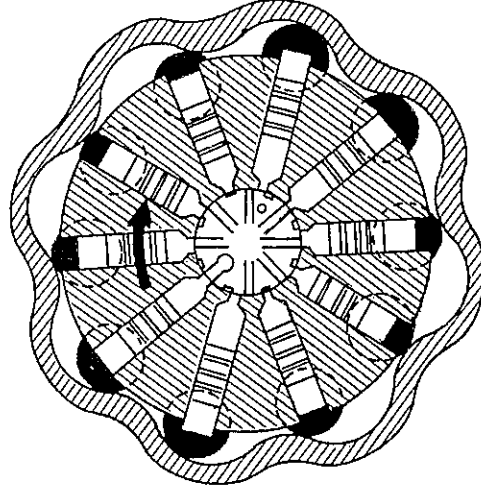
Pistonlu motorlar düşük hızda yüksek tork üretme ve sarsıntısız çalışma için uygundur. Bir çok tasarımları bulunmaktadır. Şekil 4.30 birçok büyük çaplı motorun radyal pistonlu motor tipini göstermektedir. Bu tasarımda, pistonlar, yüksek torkta eksantrik bir kama sahip mili içeren bir gövdeye radyal biçimde yerleştirilmiştir. Pistonlar basınçlı akışkan ile eksantrik (kam) üzerine itirilerek çalıştırılır. Pistona takılan yataklama yastığı veya kayar yastık eksantrikle temas sağlayabilmek için küçük bir açı ile hareket etmelidir. Bu, titreşen bir mil grubu içinde mafsalı bir kol kullanarak gerçekleştirilebilir. Eksantrik mil ile yataklama yastığı arasında hidrostatik bir yatak oluşturmak için her bir pistondan basınçlı akışkan alınır. Motor şaftına eklenmiş bir valf bloku pistonları sıra ile basınç ve depo akışkanını sağlar. Motor yedi silindiri vardır, ancak 10 silindirli tipler de mevcuttur. Bu motorlarla 100 Nm'lik tork ve 450 dev/dak'lık hız değerleri elde etmek mümkündür.

Dengesiz uygulamalarda, yatak yükleri ve motor ömrü çalışma basıncına bağlıdır. Bazı uygulamalarda bu sınırlayıcı faktör olabilir.

Şekil 4.31'de gösterilen radyal pistonlu çok loblu kam motoru, merkezi piston grubu ile sekiz loblu sabit harici kam ringinden oluşan dengeli bir düzenektir. Merkezi bir valf, basınçlı akışkanı kam üzerindeki dışa doğru itilen silindirlere iletir.



Şekil 4.30 Radyal pistonlu motor.



Şekil 4 31 Radyal pistonlu çok loblu kam motoru.

Tablo 4 .2. Motor Özellikleri.

Motor tipi	Tipik maksimum çalışma basıncı (bar)	Çalışma hızları (devir/dak)	Tipik maksimum tork değeri (Nm)
Dişli	200 ila maksimum 300	Minimum sarsıntısız hız, 400	500 Nm
Kanatlı	140 - 200	Maksimum 600 Minimum 100	100-16 000
Gerotor	100 - 200	Minimum 10 Maksimum 5000	2400 Nm
Kam rotorlu	175	Minimum 50 Maksimum 4000	2500
Eksenel pistonlu (eğik plakalı)	400	Minimum 50 Maksimum 4000	2500
Sabit debili Değişken debili	400	Minimum 50 Maksimum 4000	2500
Eksenel pistonlu (eğik eksneli)	350	Minimum 50 Maksimum 8500	10 000
Sabit debili Değişken debili	350	Minimum 50 Maksimum 8500	10 000
Radyal pistonlu	450	Minimum 1 veya daha az Maksimum 2000	150 000
Çarklı motorlar	450	180-1500 (genelde 200-400 arası)	1000-32 000

Not: Değişken debili radyal pistonlu motorlar imal edilmektedir.

ler kam üzerinde hareket ederken çıkış milini çalıştıran piston blokunu döndürür. Bu kam üzerinde yapılacak değişimler ile bir grup piston devre dışı bırakılarak kam hızı artırılabilir ancak sonuçta tork azalacaktır. Gövde hafifçe basınçlandırılarak pistonlar rotor içine çekilerek motor atıl hale getirilebilir. Bu özellik seyir arazi uygulamalarında kullanışlıdır. Bu tür tasarımlarda tekerlere hareket veren (döndüren) motorlar "serbest dönüş" konumuna alınarak büyük çekme hızları elde edilebilir. Çeşitli tipteki hidrolik motorlarla ilgili bilgiler özet halinde tablo 4.2'de verilmiştir. Buradaki değerler farklı ebatlar ve yapıya bağlıdır. Moment, hız ve çalışma basıncı ile ilgili maksimum değerler özel tip bir motordan elde edilemez.

HİDROLİK MOTOR DEVRELERİ

Hidrolik motor devreleri veya hidrostatik iletimler (transmisyonlar) açık veya kapalı döngü olarak iki sınıfa ayrılır: Açık devre iletiminde motordan çıkan akışkanın tümü bir haznesine geri döner. Kapalı devre iletiminde ise motordan çıkan akışkanın büyük bir kısmı pompa girişine geri döner. Soğutma ve filtreleme için döngüden bir miktar akışkan alınabilir. Döngü özel bir telafi devresi ile tekrar doldurulur.

4.1. Açık devre iletimi

Şekil 4.32'de sabit hızlı tek yönlü açık devre iletimi görülmektedir. Pompa kapatıldığında motor çalışmaya devam ederse motorun kaviteye yapmasının önlenmesi için motora akışkan sağlayan kaviteye önleyici bir çek valf düzeneğe dahil edilmiştir. (Kaviteye tanımı için 5. Bölümde 5.2.2. Kısıma bakınız).

Eğer,

n_p Pompa hızı (dev/dak)

D_p pompanın bir devrinde süprülen hacmi

n_m motor hızı (dev/dak)

D_m motorun bir devrinde süprülen hacmi

ise, pompanın sağladığı akışkanın teorik hacmi

$$n_p D_p$$

motor için gerekli akışkanın teorik hacmi

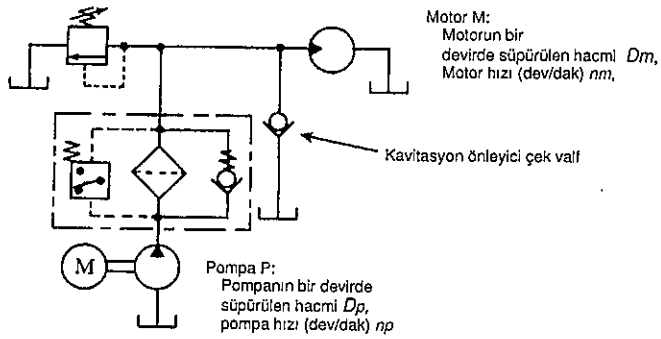
$$n_m D_m$$

Sızıntı olmadığı varsayılırsa,

$$n_p D_p = n_m D_m$$

Bu nedenle motor hızı

$$n_m D_m = n_p D_p / D_m \text{ olur.} \quad (4.4)$$



Şekil 4.32 Sabit hızlı, tek yönlü, açık devre iletimi.

Şekil 4.32'deki sabit debili birim yerine değişken debili bir pompa kullanılması halinde değişken hızlı çalıştırma elde edilir.

Pompa çalışma hızı sabit kabul edilirse (4.4) denklemi gereğince hidrolik motor hızı:

$$n_m = n_p D_m / D_p = \text{Sabit} \times D_p \text{ olur.}$$

Kayıplar dikkate alınmadığında hidrolik motorun bir devirinde yapılan işi ele alalım

$$\begin{aligned} \text{Yapılan iş} &= \text{Moment} \times \text{Dönülen açı} \\ &= \text{Yerdeğiştiren akışkan hacmi} \times \text{Basınç} \end{aligned}$$

Bir devirde yapılan iş;

$$\begin{aligned} &T_m \times 2\pi \\ &= D_m \times P_m \end{aligned}$$

Motor torku T_m ise motordaki basınç düşüştür. Buradan

$$T_m = D_m P_m / 2\pi$$

Motorun meydana getirdiği teorik çıkış gücü

$$\begin{aligned} T_m n_m \\ = \frac{D_m P_m n_m}{2\pi} \text{ olur.} \end{aligned}$$

Şeklin karakteristik eğrileri şekil 4.33'te verilmiştir. Değişken debili bir pompa ve sabit debili bir motorun kullanıldığı bu özel düzenek bazen "sabit tork iletim" olarak ta adlandırılır ve hem açık hem de kapalı döngü devresi olabilir.

Şekil 4.32'deki sabit debili motorun değişken debili bir ünite ile değiştirildiğini, fakat sabit debili pompanın yerinde kaldığını varsayalım. Bu durumda kayıplar dikkate alınmadığında motor hızı;

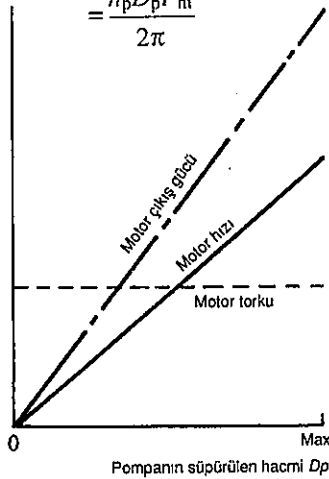
$$n_m = \frac{n_p D_p}{D_m}$$

Motor torku ise;

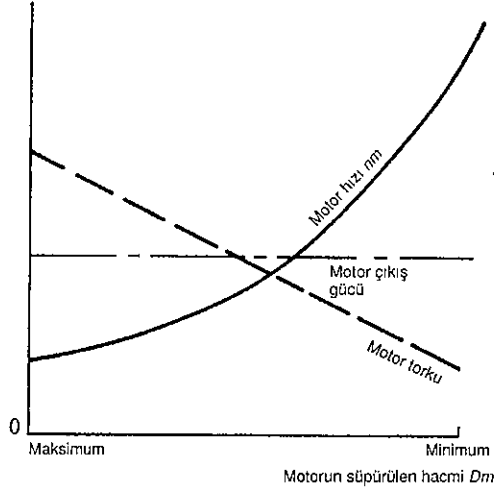
$$T_m = D_m P_m / 2\pi$$

Nitekim motorun çıkış gücü;

$$\begin{aligned} T_m n_m &= \left(\frac{D_m P_m}{2\pi} \right) \times \left(\frac{n_p D_p}{D_m} \right) \\ &= \frac{n_p D_p P_m}{2\pi} \end{aligned}$$



Şekil 4.33 Değişken debili pompa ve sabit debili motor ile elde edilen iletim (sabit moment iletimi) karakteristik eğrileri.



Şekil 4.34 Sabit debili pompa ve değişken debili motor ile elde edilen iletim karakteristik eğrileri. (Sabit güç iletimi).

Motor çıkış gücü motorun süpürülen hacminden bağımsız olup motor içindeki belirli bir basınç düşüşü için sabittir. Sabit debili bir pompa ve değişken debili bir motordan oluşan bu çalıştırma düzeni sabit güç iletimi olarak bilinir. Bu düzeneğin karakteristik eğrileri Şekil 4.34'te gösterilmiştir. Maksimum motor hızı belirtilen maksimum değeri aşmayacak düzeyde tutulmalıdır.

Hidrolik motorların verimi:

Bir motorun meydana getirdiği teorik çıkış gücü akan akışkan miktarının basınç düşüşü ile çarpımına eşittir.

Eğer,

D_m = Bir devirde motorun sağladığı akışkan (süpürülen) hacmi

P_m = Motordaki basınç farkı

n_m = Motor hızı (dev/dak)

Q_m = motora giren akışkan miktarı, olsun.

Pompaya giren akışkan miktarının teorik değeri $D_m n_m$ 'dir. Ancak gerçek değer, sızıntılardan dolayı bu değerden daha büyüktür.

$$Q_m = \frac{D_m n_m}{m \eta_v}$$

burada $m \eta_v$ = hacimsel verimdir. Teorik çıkış torku ise

$$\frac{D_m P_m}{2\pi}$$

Gerçek çıkış torku,

$$\frac{m \eta_t D_m P_m}{2\pi}$$

burada $m \eta_t$ = mekanik (veya tork) verimdir.

Teorik çıkış gücü;

$$Q_m P_m$$

Gerçek çıkış gücü;

$$Q_m P_m m \eta_o$$

burada $m \eta_o$ motorun toplam verimidir yani;

$$m \eta_o = m \eta_t \times m \eta_v$$

ÖRNEK 4.9

Bir motorun bir devirdeki süpürülen hacmi 300 cm^3 ($300 \times 10^{-6} \text{ m}^3$), hızı 200 dev/dak, motordaki basınç düşüğü ise 200 bar ($200 \times 10^5 \text{ N/m}^2$)'dir. Hacimsel verim %90 mekanik verim ise 0,95'dir.

$m \eta_o = 0,9 \times 0,95 = 0,855$ Bir dakikada motora giren akışkan hacminin teorik değeri;

$$\begin{aligned} & \frac{300}{1000} \times 200 \text{ (l/dak)} \\ & = 60 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

Motora giren akışkanın gerçek hacmi (Q_m) ise;

$$\begin{aligned}
 & 60/m\eta v \\
 & = 60/0,9 \\
 & = 66,7 \text{ l/dak}
 \end{aligned}$$

Teorik tork;

$$\begin{aligned}
 & \frac{D_m P_m}{2\pi} \\
 & = \frac{300 \times 10^{-6} \times 200 \times 10^5}{2\pi} \text{ (m}^3 \times \text{N/m}^2\text{)} \\
 & = 955 \text{ NM}
 \end{aligned}$$

Gerçek tork $T = m\eta_t \times 955 = 0,95 \times 955 = 907 \text{ Nm}$

Gerçek çıkış gücü

$$\begin{aligned}
 & 2\pi n_m T \\
 & = 2\pi \left(\frac{200}{60} \right) \times 907 \left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right) \\
 & = 18\,996 \text{ Nm/s} \\
 & = 19 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Gerçek çıkış gücü aşağıdaki gibi de hesaplanabilir;

$$\begin{aligned}
 \text{Teorik çıkış gücü} & = \frac{Q \text{ (l/dak)} \times P \text{ (bar)}}{600} \text{ (kW)} \\
 & = \frac{66,7 \times 200}{600} \\
 & = 22,23 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

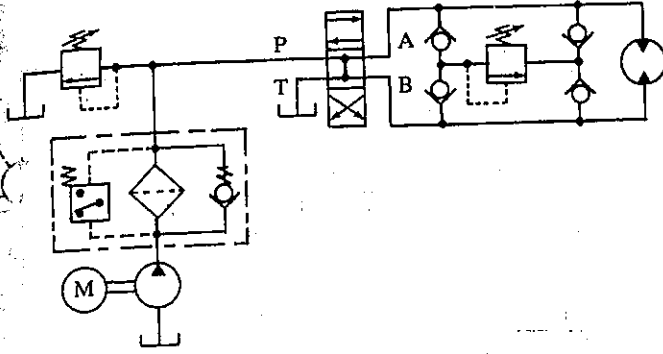
Gerçek çıkış gücü;

Teorik çıkış gücü x toplam verim

$$\begin{aligned}
 & = 22,23 \times 0,855 \\
 & = 19 \text{ kW (daha önce de bulduğumuz gibi)}.
 \end{aligned}$$

İki Yönlü Açık Döngü İletimi

Şekil 4.35'teki hidrolik motorun dönme yönü yön kontrol valfi ile belirlenir. Motorun çalışma yönünün değiştirilmesi için yön kontrol valfi hızlı olarak değiştirildiğinde oluşacak basınç şoklarının önlenmesi için bu devreye çapraz geçişli emniyet valfi şebekesi eklenmiştir.



Şekil 4.35 İki yönlü açık döngü iletimi.

İki yönlü debili pompa motorunun kullanıldığı herhangi bir sistemde hız kontrolü için basınç kontrol valfi kullanılabilir. Ancak akış fazlasını emniyet valfinden atılması gerektiğinden bu sistemin sıcaklığını yükseltecektir.

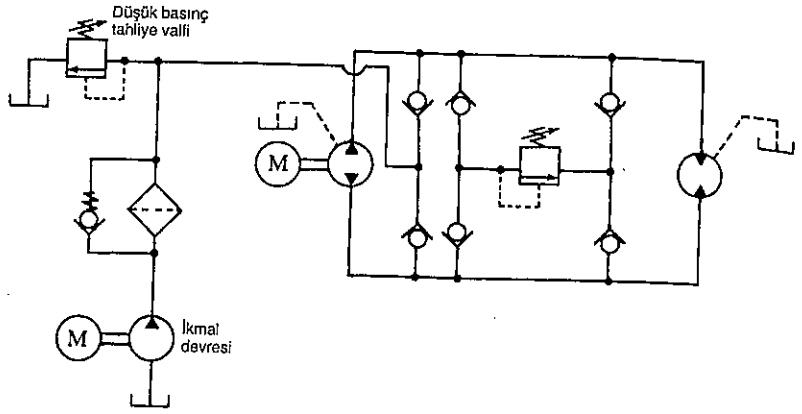
Yön kontrol valfinin merkez konumunun seçimi, bu devrelerde önem taşır. A ve B servis yolları merkez veya geçiş halinde kapalı durumda olduğu taktirde geçiş sırasında çok yüksek basınç şokları meydana gelecektir. Bu durum özellikle motorun harici bir tahliye bağlantısı olmaması halinde zarar verici olabilir. Şekil 3.15'teki açık merkezli yön kontrol valfi merkez konuma getirildiğinde motor boşta çalışacaktır. Bu istenmeyen bir özellik olabilir ve 3. Bölümde şekil 3.15'teki gibi, motor devresine bir fren valfi veya uzaktan ön uyarımlı bir geri basınçlı valf eklenerek bu durumun önüne geçilebilir.

İki yönlü bir çalışma düzeninde motorun her iki yanına da fren valfi yerleştirilmelidir. Şekil 3.15'teki devrede bu valflardan sadece bir tane kullanılmıştır. Motor üst çizgisine basınç uygulandığında fren valfi ön uyarımlı basınç ile açılarak motorun serbest geri dönüş akışı sağlar. Yön kontrol valfi merkez konumuna getirildiğinde ön uyarım basıncı düşerken fren valfi kapanır. Bu fren valfi yayı ayarına göre bir geri basınç meydana getirerek motoru yavaşlatır. Fren valfi hidrolik şok meydana gelmeden motoru mümkün olduğu kadar çabuk yavaşlatacak şekilde ayarlanmalıdır. Çek valf motorun ters yönde çalıştırılabilmesini sağlar.

3.1.2 Fren valfi, 3. Bölümde 3.1.2. kısımda üstten merkezli valfler başlığı altında açıklanan basınç kontrol valfinin bir diğer adıdır.

4.2 Kapalı döngü iletimi

Hidrostatik iletimde kullanılan pompa ve motor ünitelerinde önceden tasarlanmış bir sızma vardır. Bu ünitelerin kapalı döngü düzeneğinde kullanılması halinde

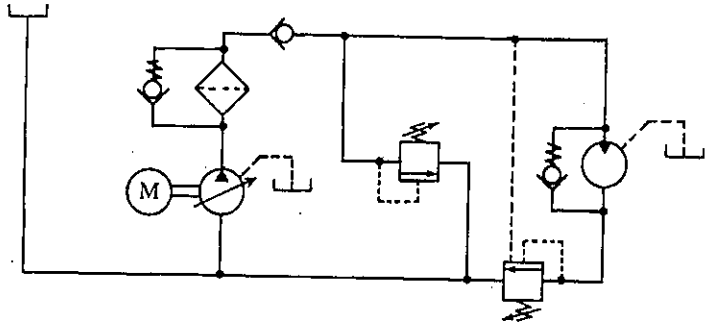


Şekil 4.36 İkmal pompalı kapalı döngü hidrostatik iletim.

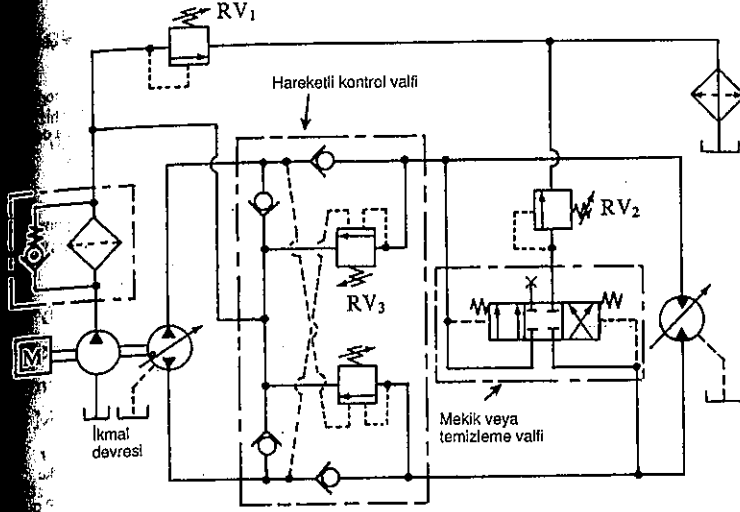
(Şekil 4.36) sızıntının dengelenmesi için ayrı bir akışkan kaynağına ihtiyaç vardır. Döngünün düşük basınçlı tarafını besleyen bir ikmal pompası kullanılarak bu dengeleme sağlanabilir.

İkmal pompası emniyet valfinin belirlediği düşük bir basınç değerinde çek valfi devresine filtre edilmiş akış sağlamaktadır. Bu devre, ikmal akışkanının ana pompanın dönüş tarafına iletimini sağlarken yüksek basınçlı tarafı da yalıtılmaktadır. İkmal devresi tahliye valfinin basınç ayarı ana pompanın gerektirdiği düzeyde olmalıdır: Bu basınç değeri çok düşük (yaklaşık olarak 1 bar) olabileceği gibi bazı tasarımlarda 20 barlık geri basınç değerlerine dahi gerek duyulabilir. Tek yönlü kapalı döngü iletim düzeneklerinde ikmal yağının sağlanması için yükseğe kaldırılmış bir haznenin kullanımı mümkündür. Böylelikle ayrı bir ikmal pompasına ve devresine gerek kalmaz.

Şekil 4.37'de gösterilen devrede, akım tek yönde olduğundan standart bir basınçlı hat filtresi kullanılabilir. Filtreden sonra yerleştirilecek bir çek valfi, motorun



Şekil 4.37 Kapalı döngü hidrostatik iletim.



Şekil 4.38 Temizleme devreli iki yönlü, kapalı devreli iletim.

Ölçüleceği bir geri akışı önler. Bu devrede, yükün kademeli olarak yapılması için bir fren valfi kullanılmıştır, ayrıca devreye bir de kavitasyon önleyici valf yerleştirilmiştir.

Bu iletim devresi sürekli çalıştırıldığında veya hidrostatik frenleme için kullanıldığında aşırı düzeyde ısı ortaya çıkabilir ve şartlandırma için bir miktar akışkanın alınması gerekir. Bu akışkanın iletim devresinin alçak basınç tarafından alınmalıdır. Aksi takdirde daha çok ısı meydana gelecektir. Akışkanın soğutulması ve filtrasyonu bir şartlandırma döngüsü ile veya ikmal devresinin bir bölümü ile yapılabilir.

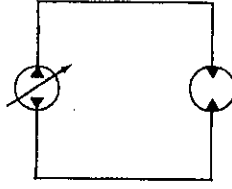
Şekil 4.38'de görülen devrede RV_1 , RV_2 'den biraz daha büyük bir basınca ayarlanmıştır (yaklaşık olarak 1,5 bar). Hidrolik motor çalıştırılırken mekik valf devresinin alçak basınç tarafını RV_2 'ye bağlar. Böylece pompada yükseltme basıncı meydana gelir ve yağ fazlası devreden bir soğutucu aracılığı ile alınır (Bu bazen temizleme işlevi olarak anılır). Pompa nötr konuma getirildiğinde ikmal devresi RV_1 üzerinden çalıştırılır. Bazı devrelerde temizleme devresi akışkanı pompa ve motor gövdeleri üzerinden geçirerek bu ünitelerin soğutulmasını kolaylaştırır. Sistemler tasarlanırken temizleme devresinin doğru ebatlarda alınması son derece önemlidir. RV_3 hem çapraz geçişli tahliye valfi hem de fren valfi işlevi gören hareket kontrol valfidir.

Kapalı devre iletim özellikleri

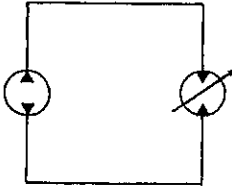
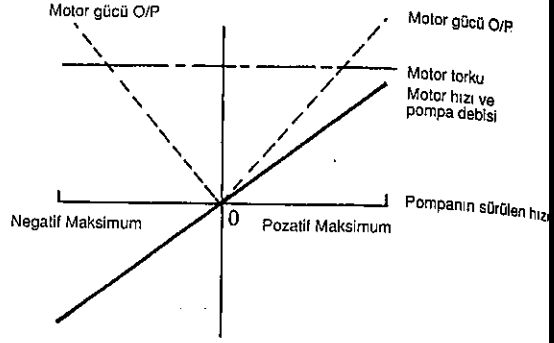
İki yönlü kapalı devre iletimin özellikleri açık devre iletimin özelliklerine benzer. İki yönlü kapalı devre iletim özellikleri tek yönlü iletim özelliklerinin aynısı olup özellikleri Şekil 4.39'da verilmiştir.

Devre ana hatları

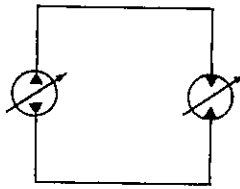
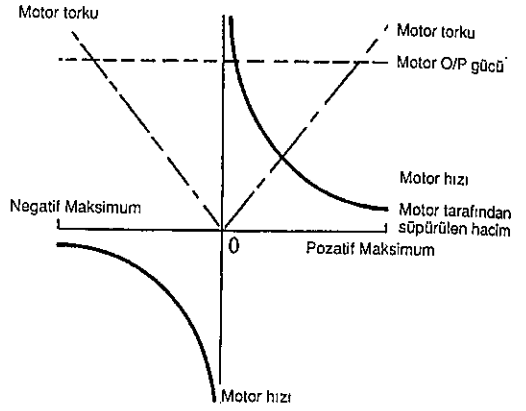
Devre karakteristlikleri



(a) Değişken pompa, sabit motor



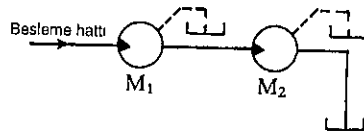
(a) Sabit pompa, değişken motor



(a) Değişken pompa, değişken motor

Hem pompa hem de motor debileni değişken olabileceğinden bu grubun karakteristiği önceki iki grubun kombinasyonudur. Özel bir uygulama için arzu edilen herhangi bir karakteristlik elde edilebilir.

Şekil 4.39 İki yönlü kapalı devre iletim özellikleri.



Şekil 4.40 Seri bağlı hidrolik motorlar.

3 Çok motorlu devreler

Motorların seri, paralel veya ikisinin birlikte olduğu bir birleşimde bağlanarak bir pompa ile birden çok motorun çalıştırılması mümkündür.

Paralel bağlama

Motorlar dikkate alınmadığında şekil 4.40'daki motorların herbirinden ayrı miktarda akışkan geçecektir. Sızıntılardan dolayı M_2 'den geçen akışkan miktarı M_1 'den geçen akışkan miktardan daha azdır. Bu nedenle M_1 ve M_2 aynı kapasiteye sahip olsa bile M_2 , M_1 'den biraz daha düşük bir hızda çalışacaktır.

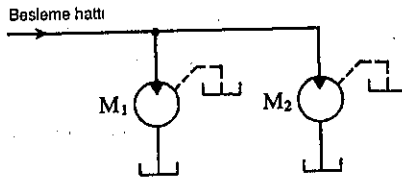
M_1 ve M_2 üzerindeki basınç düşüşünün toplamı emniyet valfi ayarını geçmemelidir aksi takdirde motorlar stop eder. Motorlardan biri stop ettiğinde akış olmadığından diğer motorda stop edecektir.

Değişken debili bir pompa kullanımı her iki motorun hızını orantılı olarak değiştirecektir. Değişken debili motorların kullanıldığı durumlarda motorlardan birinin hızı diğerinin hızına etkisi olmaksızın belirli sınırlar dahilinde ayarlanabilir.

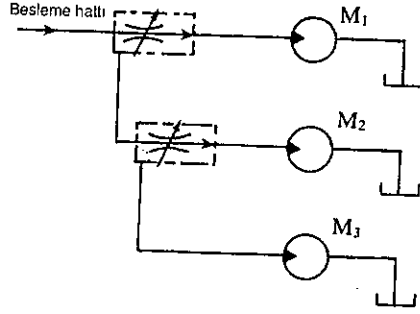
Paralel Bağlama

Şekil 4.41'deki düzenekte akım direncine bağlı olarak pompa akımı motorlar arasında paylaşılmıştır. Motorlardan biri üzerindeki yük azaldığında motor, akışkana daha az dirençli bir akış yolu sağladığından motorun hızı artacaktır. Motorlar mekanik olarak birleştirilmiş ise hızları eş zamanlıdır.

Akış kontrol valfleri veya akış bölücülerinin akışın bölünmesi ve motorların çalışmasının eş zamanlı olması için kullanılabilir. Şekil 4.42'deki devrede hız kontrolü için üç yönlü tercihli akış valfleri kullanılmıştır. Pompa çıkışı ilk önce M_1 'e gider, akış fazlası ise M_2 ve M_3 'e gider. M_1 ve M_2 'nin gerek duymadığı akışın tamamını M_3 alır. Bu nedenle M_3 'ün hızı diğer iki motorun hızına bağlıdır. Eğer M_3 için bağımsız



Şekil 4.41 Paralel bağlı hidrolik motorlar.



Şekil 4.42 Tercihli akış kontrollü paralel bağlı hidrolik motorlar.

hız kontrolü gerekiyorsa ayrı bir bypass tipi akış kontrol valfi kullanılmalıdır an diğer motorların giriş akışına getirdiği sınırlamalar unutulmamalıdır.

4.5 MOTOR DEVRESİ TASARIM ÖRNEKLERİ

Örnek 4.10: BETON KARIŞTIRMA KAMYONUNUN KAZAN TAHRİK ÜNİTESİNİN TASARIMI

Beton karıştırma kazanının içerisinde spiral kanatlar vardır. Malzeme saat dönüş yönünün ters yönünde bir hareketi ile kazan içine doğru çekilerek karıştırılır. Yüksek hızda saat yönünde dönme ile karıştırılmış beton kazandan boşaltılır. Bu tasarımdaki pompalar kamyon motorundan gelen güç ile çalıştırılacaktır. Hız 600 ile 2000 dev/dak arasında değişir. Normal çalışma esnasında karıştırma işlemi için kazanın hızı yaklaşık 5 dev/dak olmalıdır. Boşaltma işlemi için kazan hızı 20 dev/dak olmalıdır. Bu araç hareket etmeyeceğinden motorun maksimum devrinde (hızında) gerçekleşir ve sadece kısa bir süre için gereklidir. Hidrolik motor ile kazan arasında 20:1 oranındaki hız azaltma dişlisi yerleştirilmiştir. (Dişli verimi 0,9 olsun) kazanı çalıştırmak için gerekli tork 12000 Nm'dir ve maksimum devre basıncı 207 bar (3000 psi)'dir.

20:1 oranındaki hız azaltma dişlisi ile hidrolik motorun çıkış torku T_m ;

$$T_m = \frac{12\,000}{20 \times 0,9} = 667 \text{ Nm}$$

tasarım esnasında gerekli hidrolik motor hızı n_m ;

$$\begin{aligned} n_m &= 20 \times 20 \\ &= 400 \text{ dev/dak} \end{aligned}$$

Tablo 4.43'te, bir grup radyal pistonlu pompanın performans eğrileri verilmiştir. Tablo 4.43'te verilen bilgilerden 207 bar basınç altında 400 dev/dak'lık bir pompa için moment = 850 Nm, 207 bar basınçta 100 dev/dak hızda, moment = 900 Nm olacaktır. M_3 tarafından süpürülen hacim $280 \text{ cm}^3/\text{dev}$ 'dir. 400 dev/dak hızda ve 170 bar basınçta hacimsel verim % 98.5'dir. 100 dev/dak hızda ve 170 bar basınçta hacimsel verim 1.98'dir.

400 dev/dak hızda motor için gerekli akış miktarı,

$$\begin{aligned} &\frac{280 \times 400 \times 10^{-3}}{0,985} \\ &= 144 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

100 dev/dak hızda motor için gerekli akış miktarı.

$$\begin{aligned} &\frac{280 \times 100 \times 10^{-3}}{0,98} \\ &= 29 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

Araç hareket halinde iken sabit karıştırma hızı elde etmek için sabit-hacim kontrollü, değişken debili bir pompa kullanılabilir (yani karıştırma hızı araç motorunun hızından bağımsız olacaktır). Yükün boşaltılması için gerekli ek akış miktarı gerekli olduğunda sabit debili bir pompa ile sağlanabilir.

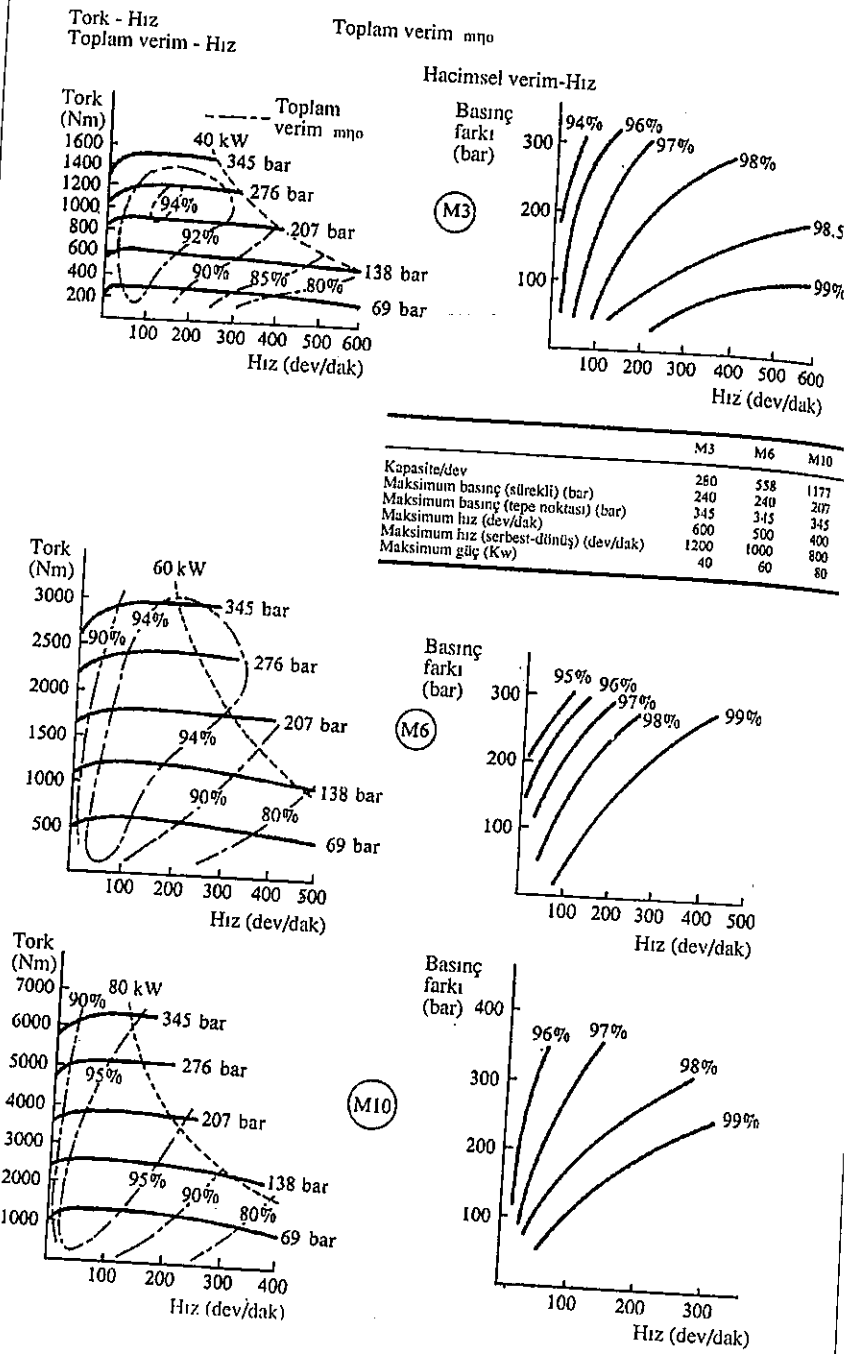
Volvo V30B-35 eksenel pistonlu pompa bu çalışma basıncına uygun olup maksimum süpürülen hacim $35,4 \text{ cm}^3/\text{dev}$ 'dir. Sabit hacim kontrolü ile 828 dev/dak'ı geçen motor hızlarında 29 l/dak'lık debi elde edilebilir.

Volvo V30B serisinin özellikleri tablo 4.3'te verilmiştir.

Sabit debili pompa için basit bir dişli tipi kullanılabilir. Gerekli akış miktarı $114 - 29 = 85 \text{ l/dak}$.

Pompanın maksimum hızı 2000 dev/dak'dır. Dowty dişli pompaları ile ilgili detaylar 2.Bölümde (2.3. kısım, Tablo 2.4'te) gösterilmiştir. Maksimum çalışma basıncı 210 bar ve 1500 dev/dak'da 67,3 l/dak'lık nominal bir debi sağlayan 2PL 146 pompası bu tasarım için uygun bir pompadır. Bu da 2000 dev/dak'da 89 l/dak'lık debiye eşit olup, pompa için yeterlidir.

Gerekli torku sağlayan motor üzerindeki basınç düşüşü 170 bardır. Devre elemanlarındaki toplam basınç düşüşününün 30 bar olduğunu varsayalım. Bu nedenle pompalar maksimum 200 bar basınca karşı çalışmak zorunda kalacaktır.



Şekil 4.43 Tipik motor performans eğrileri ve şekilleri.

Dizel motorun sağlaması gereken giriş gücü;

- (a) Dişli pompa için (Toplam verim % 80 kabul edilirse)

$$\text{Güç} = \frac{200 \text{ (bar)} \times 89 \text{ (l/dak)}}{600 \times 0,8} = 37 \text{ kW dir.}$$

- (b) Pistonlu pompa (Toplam verim % 90 kabul edilirse)

$$\text{Güç} = \frac{200 \times 29}{600 \times 0,9} = 10,75 \text{ kW dir.}$$

Bu nedenle gerekli toplam güç (a) + (b) = 47,75 kW

Şekil 4.44'teki devrede kilit mekanizmalı dört yollu, üç konumlu el kumanda valf ana kontrol valfi olarak kullanılmıştır. Merkez konumda her iki pompa d depoya boşaltılır. Saat dönüş yönünün ters istikametindeki bir dönüş hareketi (karıştırma) için valf P'yi B'ye, A'yı T'ye bağlamaktadır. Dişli pompa depoyı boşaltılırken pistonlu pompadan gelen akış motoru çalıştırmaktadır. Valf, P'nin A'ya B'nin T'ye bağlandığı çapraz geçiş konumunda iken her iki pompa da motoru beslemekte ve karışımın boşaltılması için saat dönüş yönünde yüksek hızda dönme sağlamaktadır. Her pompanın kendi tahliye valfi ve ters yönde akış halinde pompanın motor işlevi görmesini engelleyen bir çek valfi vardır. Motorun korunması için, emniyet valfi ve çek valfi devresi içeren bir hidrokapsül kullanılmaktadır. Burada dönüş hattında filtreleme yapılmakta ve bu hattaki debi değeri nispeten sabit olmaktadır.

Devrenin daha iyi hale getirilmesi için devreye hidrolik bir motor tarafından çalıştırılan bir su pompası eklenmiştir. (Bu yüksek-hızlı, düşük-torklu küçük bir üniteler) Bu pompaya her zaman gerek olmadığından normalde iki konumlu el kumandalı bir valf ile devre dışı bırakılabilir. Su pompası tahrikli bu motorun maksimum çalışma basıncı tahliye valf ile 80 bar ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca, hız, bypass tipi akım kontrol birimi ile belirlenmektedir.

ÖRNEK 4.11 TRAKTÖR TAHRİK ÜNİTESİNİN TASARIMI

Kaba bir arazi üzerinde kullanılan bir traktörün arka tekerleklerinden her biri bir hidrolik motor ile çalıştırılacaktır. Traktörün ve tasarımın genel hatları şöyledir; Güç çıkışına sağladığı kolaylık açısından kapalı devreli iletim kullanılacaktır. Tam yüklü aracın ağırlığı 2000 kg'dır ve yük dağılımının % 70'i arka tekerlekler

dedir. Maksimum meyil derecesi 1'e 4'tür ve yuvarlanma direnci kat-
 1,2 m maksimum değeri 0,3'tür. Tekerlek ile toprak (yumuşak toprak) ara-
 0,85'tir. Aracı hareket ettiren tekerleklerin
 2000 dev/dak (maksimum), maksimum ta-
 20 km/saat, araç 1'e 4 eğimindeki yokuşu inerken kabul edi-
 10 km/saat'dir.

Motorlar

Aracı (traktörü) hareket ettirmek için gerekli tork değerinin hesaplanması

$$\begin{aligned} \text{(i) Yuvarlanma direnci} &= 0,3 \times 2000 = 600 \text{ kg} \\ &= 600 \times 9,81 \text{ (N)} \\ &= 5886 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Eğimi yenmek için gerekli kuvvet} &= 200/4 = 500 \text{ kg yani} \\ &500 \times 9,81 = 4905 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Aracın yokuşu tırmanması için gerekli toplam kuvvet} \\ &= 5886 + 4905 = 10791 \text{ N} \end{aligned}$$

$$0,85 \times 2000 \times (70/100) = 1190 \text{ kg} = 11674 \text{ N}$$

Bu şartlar altında araç 1'e 4 eğimindeki yokuşu kaymadan çıkacaktır.

Aracı hareket ettiren tekerleklerdeki gerekli tork

$$\begin{aligned} \text{Kuvvet} \times \text{yarıçap} \\ &= 10791 \times 1,2/2 \\ &= 6475 \text{ Nm} \end{aligned}$$

İki tekerlek olduğuna göre tekerlek başına 3237 Nm'lik tork düşer. Şekil 4.43'teki eğrilere göre buna uygun bir motor seçilmek istendiğinde M10 ölçüsündeki bir motor uygun olur.

(ii) Gerekli araç hızı 20 km/saat'tir. Tekerlek çapı 1,2 m'dir, Bu nedenle tekerlek hızı

$$\begin{aligned} \left(\frac{20 \times 10^3}{60} \right) \times \left(\frac{1}{\pi \times 1,2} \right) \\ &= 88,4 \text{ dev/dak} \end{aligned}$$

- (iii) Her bir motor için gerekli akış için hacimsel verim (M10 için tablodan 88 dev/dak hızda ve 100 barlık basınç farkı altında) ya olarak %99'dur. Gerekli akış miktarı;

$$\frac{\text{Motor kapasitesi} \times \text{hız}}{\text{hacimsel verim}} = \frac{1,177 \times 88,4}{0,99} = 105 \text{ l/dak}$$

Maksimum dizayn hızı için her iki motora sağlanması gereken toplam miktarı 210 l/dak'dır.

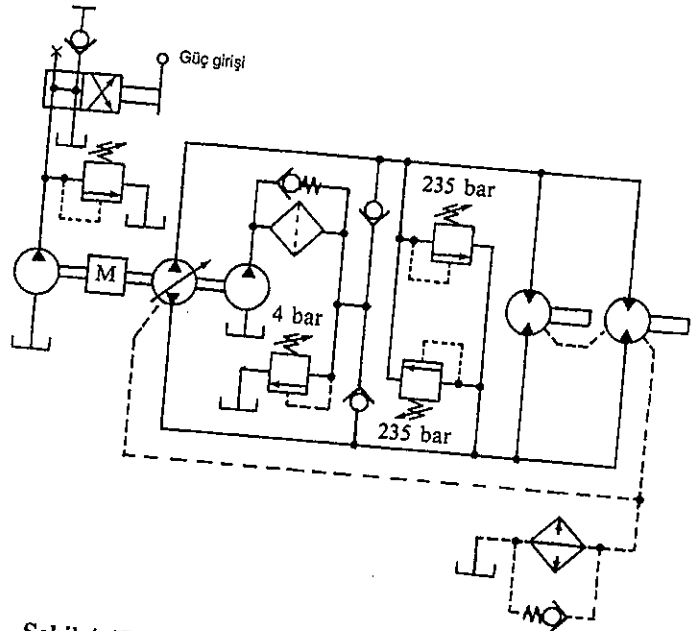
- (iv) Araç düz yolda giderken sadece yuvarlanma direnci ele alınmalıdır.

Gerekli toplam kuvvet = 5886 N

Araç hareket ettiren tekerleklerdeki tork = $5886 \times ((1,2)/2) = 3532 \text{ Nm}$

Tekerlek başına düşen tork = 1766 Nm

M10 motoru kullanılması halinde 103 barlık bir basınç farkına gerek vardır.



Şekil 4.45 Traktör tahrik biriminin hidrolik devresi.

Araç yokuş aşağı inerken eğim, inişi desteklemektedir.

$$\begin{aligned} \text{Gerekli kuvvet} &= (\text{Yuvarlanma direnci}) - (\text{Eğim kuvveti}) \\ &= (5886 - 4905) \\ &= 981 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Çalıştırma tekerlerindeki tork} &= 981 \times (1,2/2) = 588 \text{ Nm} \\ \text{Tekerlek başına düşen tork} &= 294 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Yuvarlanma direnci, eğim kuvvetinden az olduğu takdirde araç kontrolden çıkacaktır ancak kapalı devreli iletim ile motorun frenlenmesi sağlanır.

(v2)) Aracın yokuş yukarı hareketini başlatmak için gerekli ilk hareket torku aracın yokuş yukarı hareketini devam ettirmek için gereken torktan fazladır. Tekerlekler üzerine uygulanabilecek maksimum tork tekerleklerin kaymasına neden olacak miktardır.

Kaymanın başladığı kuvvet değeri = 11674 N. Buna denk gelen motor torku,

$$11\ 674 \times \left(\frac{1,2}{2}\right) \times \left(\frac{1}{2}\right) = 3502 \text{ Nm}$$

Hızlanma için mevcut kuvvet tekerleklerde kayma görüldüğü andaki maksimum kuvvetten aracı yokuş yukarı çıkarmak için gerekli toplam kuvvetin çıkarılması ile elde edilir. Hızlanma için gerekli kuvvet = 11674 - 10791 = 883 N

$$\text{Hızlanma } a = \frac{\text{Hızlanma kuvveti } F}{\text{Kütle}} = \frac{883}{2000} = 0,44 \text{ m/s}^2$$

Motorun 3502 Nm'lik bir tork meydana getirmesi için 207 barlık bir basınç düşüşüne gerek vardır. Şekil 4.45'te bu şartları taşıyan traktör tahrik (traktörü hareket ettiren ünitenin) hidrolik devresi gösterilmiştir.

Pompa

Pompa basıncı

(1) Araç düz yolda iken

Motordaki basınç düşüşü	= 100 bar
Motordaki geri basınç	= 4 bar
Hatlardaki takribi basınç düşüşü	= 4 bar
Maksimum torku sağlayan pompa basıncı	= 108 bar

(2) Araç yokuş yukarı çıkarken

Motordaki basınç düşüşü = 207 bar

Motordaki geri basınç ve hatlardaki takribi basınç düşüşü daha önce duğu gibi 8 bardır.

Maksimum torku sağlayan pompa basıncı = 215 bar

Çapraz hatlı emniyet valfi ayarı $215 + \% 10 = 237$ bar.

Pompa Seçimi

Araç düz yolda iken maksimum debi 210 l/dak, meyilli yolda iken maksimum basınç 215 bardır. Araç 1:4 eğim'e sahip bir rampayı çıkarken hız, maksimum t altında, 10 km/saat'e kadar düşebilir. Buna eşdeğer debi değeri ise 105 l/dak'dır.

Maksimum debi değerinde araç düz yolda gitmektedir. Gerekli basınç bardır.

Pompa ihtiyaçları

Debi; 180 bar basınçta 210 l/dak, 215 bar basınçta ise 105 l/dak'dır. Sonuçta iki koşulda da takriben aynı hidrolik güç gereklidir. 2000 dev/dak maksimum çalışma hızında çalışan sabit bir güç pompası seçiniz.

Tablo 4.3'ten Volvo V30B 128 pompasının 1450 dev/dak hızda maksimum debisinin 180 l/dak olduğu görülmüştür. Buradan bu pompanın 2000 dev/dak hızda maksimum çıkış hacminin yaklaşık olarak 240 l/dak olduğu anlaşılır. 215 bar maksimum sistem basıncı V30B pompa biriminin maksimum çalışma basıncından düşüktür. El kumandalı servo birimi seçerek strok sınırlayıcısını maksimum akış 210 l/dak olacak şekilde ayarlayalım. Ana pompa hızı 2000 dev/dak'ya yükseltilmelidir. Bu telafi, pompa devresi ile gerçekleştirilir.

Pompaya sağlanan güç girişi

Araç düz yolda giderken pompa 110 bar basınç altında çalışmakta ve tam akış (maksimum debi) sağlamaktadır. Gerekli teorik güç;

$$\begin{aligned} & \frac{\text{Akış miktarı (l/dak)} \times \text{Basınç (bar)}}{600} \text{ (kW)} \\ & = \frac{210 \times 108}{600} \\ & = 37,8 \text{ kW} \end{aligned}$$

lam verimin 0,9 olduğu varsayılırsa giriş gücü yaklaşık olarak $37,8/0,9 = 42$ kW olacaktır.

Araç yokuş yukarı giderken pompanın çıkış hacmi el kumandalı servo yarı değerine getirilecek ancak sistem basıncı iki katına çıkacaktır. Bu nedenle yine aynı güç girişine ihtiyaç olacaktır.

Şimdi telafi devresini ele alalım. Bu pompa, pompa ve motorlardaki sızıntıları telafi edecek yeterli miktarda akışkan sağlamalıdır. 88 dev/dak hızda 205 bar basınçta motorun hacimsel verimi yaklaşık olarak % 97.5'tir. (443) sonuç olarak iki motordaki toplam sızıntı miktarı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\text{Sızıntı} = (\text{Bir devirdeki kapasite}) \times (\text{Bir dakikadaki devir sayısı})$$

$$\begin{aligned} & \times (1 - \text{Hacimsel verim}) \times 2 (\text{motor sayısı}) \\ & = 1,177 \times 88 \times (1 - 0,975) \times 2 \\ & = 5,2 \text{ l/dak} \end{aligned}$$

Pompadaki sızıntı verilmediği için bunun motordaki toplam sızıntıya eşit olduğunu varsayalım. Örneğin, maksimum 4 bar basınca kadar çalışarak 12 l/dak akış sağlayan bir (akış) telafi pompası seçersek, bu pompa için gerekli teorik çalışma gücü

$$\begin{aligned} & \frac{12 \text{ (l/dak)} \times 4 \text{ (bar)}}{600} \\ & = 0,08 \text{ kW} \end{aligned}$$

5. BÖLÜM

HİDROLİK SİSTEM AKIŞKANLARI

5.1 HİDROLİK AKIŞKANLAR

5.1.1 Ana hatları ile hidrolik akışkanların gelişimi

Akışkan gücünün iletimi (transmisyonu) için kullanılan ilk akışkan su olmuştur. Birçok kentte bulunan yüksek basınç su hatları, kaldırma tertibatlarına ve makina aksamına güç aktarmak için kullanılmıştır. Zayıf akışkan özelliklerinden, sınırlı çalışma sıcaklığından ve paslanma oluşturmaya eğimli olmasından dolayı, günümüzde su sadece çok büyük sistemlerde, hidrolik akışkan olarak kullanılmaktadır. Suyun kolay bulunur olması, maliyeti düşürmesi ve yanıcı olmaması, büyük sistemlerde anılan mahzurlarını karşılamaktadır.

Yirminci yüzyılın başında, mineral akışkanlar kolaylıkla bulunabiliyordu, ancak bunların hidrolik güç sistemlerinde geniş bir kullanım alanına sahip olmaları, 1920'lerde olmuştur. 1940'larda hidrolik mineral akışkanların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin daha iyi hale getirilmesi için katkı maddeleri ilk olarak kullanılmıştır. İlk katkı maddeleri pas oluşumunu önlemek için kullanıldı. (Korozyon önleyiciler ve antioksidanlar).

Mineral akışkanlar çok çabuk alev aldığından, yüksek sıcaklıklarda kullanıldıklarında potansiyel bir yangın riskine sahiptirler. Bu durum, esas olarak su esaslı ve yanmaz nitelikli akışkanların, beraber getirdikleri işletme koşulları üzerindeki sınırlamalarla birlikte, geliştirilmelerine yol açmıştır..

Çok yüksek çalışma basınçlarına ve sıcaklıklarına duyulan gereksinim ise, sentetik ve su esaslı akışkanların geliştirilmesine neden olmuştur.

Akışkanların sınıflandırılması

Temel hidrolik akışkanların ayırd edilebilmesi için bu akışkanlar yapılarına ve özelliklerine göre sınıflandırılmıştır. Bunların harf ve sayı ile gösterilen sembolleri, Tablo 5.1'de verilmiştir.

1.2 Hidrolik akışkanların özellikleri

Bağıl yoğunluk veya özgül ağırlık

Bağıl ağırlık belirli sıcaklıkta ve belirli bir hacimdeki akışkanın ağırlığının aynı hacimdeki suyun ağırlığına oranıdır. Mineral akışkanın bağıl yoğunluğu 0,9 civarındadır. (Kesin sayı, temel akışkanın kaynağına ve kullanılan katkı maddelerine bağlıdır). Sentetik akışkanların bağıl yoğunluğu 1'den büyük olabilir. Pompa ve emme tasarımı hidrolik akışkanın bağıl yoğunluğunun bilinmesi oldukça önemlidir ve pompa girişindeki statik basınç belirlenirken hesaba katılmalıdır.

Tablo 5.1 Hidrolik akışkanların sınıflandırılması (ISO 6473 ve BS 6413 Kısım 4; 1983)

Sembol (ISO)	Terkip ve Özellikler
HM	Katkısız rafine mineral yağ
HL	Anti-pas ve anti-oksidasyon nitelikleri kazandırılmış rafine mineral yağ
HM	Aşınma önleyici nitelikler kazandırılmış HL türü yağlar
HR	Viskozite-ısı dayanım nitelikleri kazandırılmış HL türü yağlar
HM	Viskozite-ısı dayanım nitelikleri kazandırılmış HM türü yağlar
HS	Özel olmayan, ateşe dayanıklı sentetik akışkanlar
HF/AE	Yanabilir materyalin maksimum içeriği %20 olan (Su içeriği %85'den fazla olan) yüksek su-esaslı akışkan.
HF/AS	Su içeriği %80'den fazla olan, su'da kimyasal madde eriyikleri
HF/B	Yağ'da -su sürekli akışkan fazı içerisinde su zerrecikleri (%60 akışkan/ %40 su)
HF/C	Su -polimer/su- glikol (Minimum su %35, Maksimum su %80)
HF/D	Su'dan arındırılmış saf kimyasal akışkanlar
HF/DR	Fosfat esterleri
HF/DS	Klorlandırılmış hidrokarbonlar
HF/DT	HF/DR ve HF/DS karışımı

Viskozite

Bu kavram, akışkanın akışa karşı gösterdiği direnç veya akışkanın dahili sürtünmesi olarak tanımlanabilir. Viskozite, bir hidrolik akışkanın en önemli özelliklerinden bi-

ridir. Akışkan, sistemde sızdırmazlığı sağlayacak ve dış sızıntıları önleyecek zeyde viskoz olmalı, aynı zamanda da akışın kolay olması için, yeterince düşük viskozite değerine sahip olmalıdır. Viskozitesi çok fazla olan bir akışkanın lanılması halinde, iç sürtünmenin yenilmesi için daha büyük bir kuvvete ihtiyaç yulacak, sonuçta sistemde ısı oluşacaktır. Çok düşük viskoziteli bir akışkanın lanılması halinde, sızıntılar artacak ve hacimsel verim azalacaktır.

Viskozite, kinematik veya dinamik olabilir. Güç hidroliğinde kinematik viskozite lanılır ve SI birimlerinde mm^2/s cinsinden ifade edilir. Viskozite, belirli hacimdeki kanın belirli koşullar altında bir kılcal borudan geçme zamanını ölçerek hesaplanabilir.

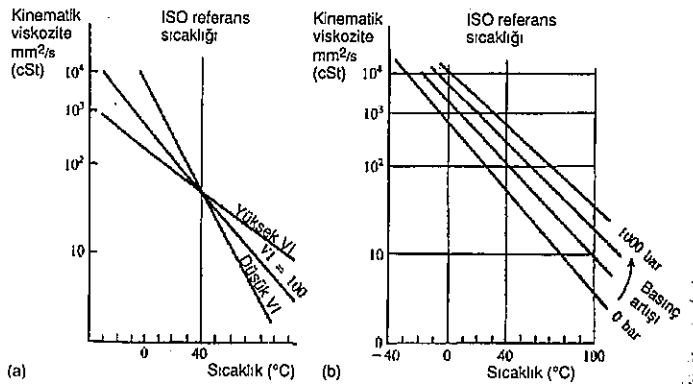
Viskozite önceleri Redwood veya Saybolt saniyesi veya Engler derecesi sinden belirtilirdi. Ancak bu birimler artık kullanılmamaktadır. Buna karşın çev tabloları sayesinde, birimlerin dönüştürülmeleri mümkündür.

Bazı akışkanların viskozitesi, sıcaklığa bağlı olarak önemli derecede değ gösterdiğinden, viskozite değerleri belirli bir sıcaklık değeri bağlamında ifade e (ISO şartnamesine göre 40°C 'dir). Böylece; HH32 sembolü ile gösterilen bir a kan, 40°C sıcaklığında, $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ düzeyinde viskozite derecesine sahip olan, kısız bir mineral yağ, hidrolik akışkanı olarak algılanmalıdır.

VİSKOZİTE ENDEKSİ

Bütün yağların viskozitesi, sıcaklığın artması ile azalır, sıcaklığın azalması ill artar. Belirli bir yağın viskozite indeksi, bu değişimin ne derecede büyük oldu gösterir. Viskozitesi sıcaklığa bağlı olarak az değişim gösteren bir yağın visko indeksi yüksektir. Viskozite indeksi 80 olan bir yağ için bu değer yüksektir. 4 arasındaki indeks değerleri orta, 40'tan küçük indeks değerleri ise düşük kabulü. Çoğu hidrolik yağların viskozite indeksi, 80'den büyüktür.

Mineral bir yağın viskozite indeksi temel yağın kaynağına bağlıdır. Bazı



Şekil 5.1 (a) Sıcaklık-viskozite ve viskozite indeksi ilişkisi, (b) Sıcaklık ve basınç ilişkisi.

hidrolik sistemlerde, normal olarak elde edilebilecek viskozite indeksi değerlerinden daha büyük değerlere gerek vardır. Bu durumlarda katkı maddeleri kullanılarak istenilen değerler elde edilebilir. Şekil 5.1(a)'da farklı viskozite indeksli, tipik hidrolik yağların değişik basınç değerleri altındaki, viskozite-sıcaklık eğrileri görülmektedir.

VISKOZİTE-BASINÇ İLİŞKİSİ

Hidrolik yağın tabii olduğu basınç arttıkça yağın viskozitesi de artar. Çalışma bantının devamlı surette arttığı hidrolik sistemler için (1000 bar ve üzerinde çalışan presler) hidrolik akışkan seçimi yapılırken son derece dikkatli olunmalıdır. Çünkü çok yüksek basınç altında akışkanın özellikleri önemli ölçüde değişebilir, hatta yağ katı hale geçebilir. Şekil 5.1 (b)'de tipik bir hidrolik yağın farklı basınçlar altındaki viskozite-viskozite eğrileri verilmiştir.

Makaslama (kayma) kararlılığı

Pratikte, bütün hidrolik sistemlerde, akışkanın çok yüksek makaslama kuvvetlerine tabii olduğu bölgeler vardır. Bu bölgeler kanatlı pompaların kanat uçlarında veya valflerdeki kontrol orifislerinin aralıklarındadır. Yüksek makaslama değerleri, katkı maddelerini iki şekilde etkiler; yüksek makaslama bölgesine giren yağın viskozitesi bir miktar azalır ancak yağın bu bölgeyi terketmesi ile birlikte bu azalma kaybolur. Viskozite indeksini değiştirmek için kullanılan katkı maddeleri, yüksek makaslama değerlerinin etkisi altında, kalıcı olarak bozuşurlar. Bu sürecin ilk saatlerinde yağın viskozitesi kademeli olarak azalır. Başlangıçtaki bozuşmanın ardından, viskozite bir süre sonra sabit bir değere ulaşır ve oluşan viskozite kaybı bir daha telafi edilemez.

Köpüklenme karakteristiği

Bütün akışkanlar, havanın miktarına, sıcaklığa ve basınca bağlı olarak çözülmüş hava içerirler. Tipik olarak, mineral bazlı bir yağ, hacminin %10'u kadar çözülmüş hava içerebilir. Akışkanın sıcaklığı arttıkça veya basınç düştükçe, çözültü içindeki çözülmüş hava, akışkandan tahliye edilir. Bu durum pompa girişinde oluşursa, kavitasyon hasarı doğacaktır.

Akışkan içerisinde, ayrı baloncuklar halinde "sürüklenmiş hava"da bulunmaktadır ve bu, akışkan içerisindeki çözülmüş hava ile karıştırılmamalıdır. Sürüklenen hava akışkanın sıkıştırılabilirlik niteliğini arttıracak ve bu durum süngerleşmeye yol açacak, aynı zamanda da, pompada kavitasyon hasarına neden olacaktır (Bölüm 5.2.2'ye bkz.). Bu durumun, sistemin verimi üzerinde önemli bir etkisi vardır. Ayrıca kavitasyon aşınmayı arttıracaktır. Eğer sistem içindeki bu hava kabarcıkları veya köpük pompanın içinden yüksek basınç bölgesine geçerse, akışkanın nispeten yüksek sıkıştırılmazlık özelliği, yüksek sıkıştırılabilirlik niteliğine sahip gazların varlığı yüzünden, kaybolacaktır. Akışkanın hava ile temas halinde olduğu her noktada, sisteme hava karışabilir. Kötü tasarlanmış akışkan hazneleri, gözenekli pompa emme hatları ve kaçak yapan silindir sızdırmazlık

elemanları, sisteme havanın karışabileceği belli başlı yerlerdir.

Sürüklenmiş hava içeren eden akışkan tanka döndüğünde, hava k yüzeye çıkarak, köpüklenmeye neden olur. Bu şekilde köpüklenme olu tirde, sistemde çok ciddi meseleler ortaya çıkabilir. Bu nedenle birço akışkan, köpük oluşumunu önleyici katkı maddeleri içermektedir. Bu k deleri kabarcıkların yüzeye çıkış hızlarını azaltmaktadır. Katkı maddeler yevi terkipleri ve kullanılma miktarları çok dikkatli bir şekilde kontrol a tulmalıdır.

Akışkanlarda havanın meydana getirdiği kirlenme ve bu kirlenmeni etkilerini önlenme yöntemleri 5.2. Kısım 5.2'de daha ayrıntılı olarak nacaktır.

Akma noktası

Bir akışkanın akma noktası, akışkan akışının kaybolduğu sıcaklığın, 3°C üstü sıcaklık derecesidir. Genel bir kural olarak, akışkanın çalıştığı minimum sıcaklık noktasının en az 10°C üstünde olmalıdır.

Sıkıştırılabilirlik

Bütün akışkanlar sıkıştırılabilirler. Basınç değerindeki her 100 barlık artışta bir neral yağın hacmi yaklaşık olarak % 0,7 oranında azalır. Akışkanların kıştırılabilirliği, sıcaklığa ve basınca bağlıdır. Akışkan içerisindeki hava l barcıkları, akışkanın sıkıştırılabilirliğini önemli ölçüde arttıracaktır.

Akışkanın hacim modülü (B), hacimsel baskının hacimsel gerilmeye oranıdır.

$$B = \frac{\text{Hacimsel baskı}}{\text{Hacimsel gerilme}}$$

$$B = \left(\frac{\Delta P}{\Delta V/V} \right)$$

Akışkan, ΔP kadar bir basınç değişimine tabi tutulduğunda akışkanın hacmi ΔV kadar değişir. B değeri, akışkana ve şartlara bağlı olarak değişme gösterir. Su için $B = 20\ 000$ bar ve mineral yağ için $B = 15\ 000$ bar'dır. Bir kap içerisindeki, büyük bir hacme sahip akışkanın basıncı ani olarak tahliye edildiğinde, şiddetli bir sıkıştırmayı kaldırma şoku görülür. Bu durum, Bölüm 3.3'de de açıklandığı gibi sıkıştırmayı kaldırma valflerinin kullanılması sureti ile önlenabilir.

Termik (Isıl) Genleşme

Akışkanın sıcaklığı değiştiğinde, buna karşılık olarak hacmi de değişir. Tipik olarak sıcaklık 10°C kadar arttığında, hidrolik akışkanın hacmi % 0,7 oranında artar. Yüksek miktarlarda akışkanın kullanıldığı durumlarda bu özellik önemlidir. Örneğin, akışkan haznesinde 15°C'de 400 litre akışkan varsa, akışkan 55°C çalışma sıcaklığına eriştiğinde, hacimde yaklaşık olarak 11 litrelik bir artış olacaktır.

Yağlama

Yağlama, aşırı yıpranmayı önlemeli ve hareketli parçalar arasında bir yağlama filmi oluşumunu sağlamalıdır. Basit hidrolik sistemlerde, (El pompası, silindirler vs.) kalınca bir yağlama filmi oluşturan bir yağ, yeterlidir. Yüksek hızlarda kanatlı pompalarda olduğu gibi aşırı yüklü birimler söz konusu olduğunda, yüke dayanma özelliklerini korumak ve sınır tabaka yağlamasının sağlanması için, akışkana katkı maddeleri eklenmelidir.

İki metal yüzey, yüksek hızlarda ve aşırı yüklenme koşulları altında birbirlerine sürttüğünde, yüksek noktadaki metal-metale sürtüşme, çok yüksek yerel sıcaklık oluşumuna ve sonuç olarak noktasal kaynaklanmalara yol açar. Bu sürekli yerel kaynaklanma ve yırtılma oluşumları, çok kısa bir zamanda aşırı aşınmaya ve kaymaya neden olurlar.

Hidrolik Akışkanlarda Kullanılan katkı Maddeleri

Bu katkı maddeleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

Alma Noktasını Düşürücü Katkı Maddeleri

Bu katkı maddeleri mineral yağlarda mum kristallerinin oluşumunu önler.

Viskozite İndeksini İyileştirici Katkı Maddeleri

Uzun zincirli polimerlerden oluşan bu katkı maddeleri, soğuk iken polimer büklümlü bir yapıya sahiptirler ve akışkanın viskozitesi üzerindeki etkileri çok küçüktür. Akışkanın sıcaklığı arttığında, polimerler çözünerek birbirine geçer ve sonuçta yağ koyulaşır. Viskozite indeksindeki iyileştirme (makaslama) kayma kararlılığının giderlerinde olabilir.

Köpüklenme Önleyiciler

Köpük oluşumu, katkı maddesine milyonda bir düzeyde az bir kısım uygun bir katkı, tipik olarak bir silikon polimeri eklenerek azaltılır.

Oksidasyon Önleyiciler

Yağın oksitlenmesi, hem viskoziteyi hem de organik asitleri artırır. Sıcaklık arttıkça oksidasyon üs'lü (eksponansiyel) olarak artar. Yağ içindeki kir veya su, katalizör et-

kisi yaratabilir. Böyle durumlarda, oksijenin çekme niteliği, yağın oksijeni çeliğinden daha yüksek olan bir katkı maddesi kullanılır. Bu katkı maddesi zütkenir.

Pas/korozyon Önleyiciler

Bu katkı maddeleri, metal yüzeylerin üzerinde bir film tabakası oluşturarak, veya organik asitlerin bu yüzeylerle reaksiyona girmesini önlerler.

Aşınma Önleyici Maddeler

Bu maddeler, sınır yağlama şartlarındaki, aşınmayı azaltmak için kullanılır. Bu maddeleri, ya metal yüzeyin tutulan uzun zincirli polimerler, ya da metal yüzey cilalanmasına neden olan yüksek yerel sıcaklıkların bulunduğu yüzeyler üzerindeki aşırı basınç katkı maddeleridir.

5.1.3 Hidrolik akışkanlara genel bir bakış

Bu bölümde, hidrolik akışkanlar, bir önceki bölümde incelenen şartlar çerçevesinde özel uygulamalardaki yararları ve sakıncaları ile birlikte incelenecektir.

Hidrolik akışkanlar

MINERAL YAĞLAR

Mineral yağlar genelde en yaygın olarak kullanılan hidrolik akışkanlardır. Bu akışkanların nispeten ucuzdur. Yaygın olarak mevcuttur ve uygun viskozite derecelerinde bulunabilirler. Bu akışkanlar yeterli yağlama sağladığı gibi aşındırıcı bir niteliğe sahip değildir. Ancak hava ve su bulunmasından dolayı bu mineral yağların korozyon önleyici bir özelliği yoktur. Çalışma sıcaklığı belirli sınırlar içerisinde olduğu sürece (Akışkan ömrünü uzatan) uzun olması için 40°C mineral akışkanlar kimyasal olarak dengelidir. Daha yüksek sıcaklıklarda bu akışkanlar kimyasal olarak bozulur ve akışkan içerisinde oluşan asit, cila, reçine ve tortular yağlama özelliğini azaltır. Birinci derece mineral hidrolik yağlar aşınma, oksidasyon ve köpük oluşumunun etkilerini azalttığı gibi mineral akışkanın viskozite indeksini ve yağlama özelliklerini daha iyi hale getiren katkı maddeleri ihtiva eder.

Ancak mineral yağların, katkı maddeleri ile çözümlenemeyen dezavantajları da vardır. Yağların yanabilirlik özelliği ile yüksek basınçlarda görülen viskozite artışı bu dezavantajların en önemlileridir. Yangın riskinden dolayı mineral yağlar enjeksiyon presleri, kömür ocakları ve ayrıca fırın çevresi gibi tehlikeli alanlarda kullanılamaz. Viskozite-basınç özelliklerinden dolayı bu yağların kullanımı 1000 bar'dan küçük basınçlarla sınırlandırılmıştır.

Mineral yağlar butil kauçuğu hariç birçok sızdırmazlık malzemesine uygundur.

YAGDA SU EMÜLSİYONU HFAE

Küçük yağ damlacıkları devamlı olarak su içerisinde yayılmış durumdadır. Normalde % 2 ile %5 oranında akışkan su içinde karışmış durumdadır ve akışkanın özellikleri yağdan çok suya benzemektedir. Bu nedenle bu akışkan ateşe son derece dayanıklıdır, sıkıştırılabilirliği hayli düşük olup soğutulma özellikleri iyidir. Başlıca sakıncaları ise zayıf yağlama özelliği (ancak bu özellik katkı maddeleri ile daha iyi hale getirilebilir) ile kaçak kayıplarına neden olan düşük viskozite değeridir. Bu akışkan en çok büyük sistemlerde kullanılır. Örneğin yüksek debili, yavaş çalışan pompaların ve suya uygun aksamın kullanıldığı madencilik alanlarında. Ancak bu akışkan, doğrudan mineral yağlar yerine kullanılamaz.

YAGDA SU EMÜLSİYONU HFB

Yağda su emülsiyonları en çok bilinen ateşe dayanıklı akışkanlardır. Bu, sürekli bir yağ fazına sahiptir ve onun içinde küçük su damlacıklarının yayılıdır. Özellikler sudan daha çok yağ özelliklerine benzer fakat yağlama özelliği önemli ölçüde azalmıştır. Bunun önlenmesi için pompalar düşük hızda çalıştırılır ancak gerekli akışın elde edilebilmesi için daha yüksek debili pompalara gerek vardır. Normal sulandırma % 60 yağ ve % 40 sudur. Pompanın uzun süre çalışması açısından çalışma sıcaklığı 25°C'yi geçmemelidir ancak bunun yanında sıcaklığın belirli aralıklarla 50°C kadar çıkmasında bir sakınca yoktur. Daha yüksek sıcaklıklarda buharlaşmadan dolayı suyun miktarı değişeceğinden emülsiyonun ateşe dayanıklılığı azalır.

Suyun akışkan içindeki emülsiyonlarının dahili buhar basıncı yaklaşık olarak suyununki kadardır. Bu nedenle bu akışkanlar kaviteasyona daha hassastır. Pompa girişindeki emme basıncı düşüşü 0,05 barı geçmemelidir ve pozitif yükseklik şartları tercih edilir.

Sistem uzun bir süre kullanılmadığında yağ ve su ayrışma eğilimi gösterir. Ancak çalışma esnasında pompanın yarattığı çalkalama etkisi ile akışkan yeniden emülsiyon haline gelecektir.

Sistemde kullanılan malzemenin akışkanla uyumluluğu kontrol edilmelidir. Magnezyum ve kadmiyum problem yaratmaktadır. Bu uygulamalarda mantar kullanılmamalıdır çünkü suyun yağ içindeki emülsiyonları mantarı yumuşatacaktır. Ayrıca bütül keçelerden kaçınılmalıdır. Mineral yağlar ile kullanılmak üzere tasarlanmış hidrolik aksamı HFB akışkanlarına uygundur. Ancak sistem yeniden değerlendirilmelidir.

SU KARIŞIMLI GLİKOL AKIŞKANLAR HFC

Bu akışkanlar, alevlenebilirlik özelliklerinin çok düşük olmasından dolayı öncelikli olarak uçak endüstrisinde kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Bu akışkanlar yüksek sı-

caklıklarda kullanılmadığından (akışkan içindeki su yüzünden) bunların uygulama alanı kısıtlıdır. Bunların yağlama özelliği mineral yağlara göre daha aşağıdadır. Bunların su karışımı olması dolayı ve akışkan içine hava karışımı önlenemeyeceğinden dolayı uygulamada dikkatli olunmalıdır. Mevcut metallere göre su-glikol sistemleri için kullanılacak korozyon ve pas önleyici katkı maddeleri dikkatle seçilmelidir. Çinko, magnezyum, kadmiyum ve alüminyum bileşimleri bu tür uygulamalarda kullanılmaz. Ayrıca bu akışkanlar birçok boya türüne zarar verir.

Su-akışkanları, kayma (makaslama) yönünden oldukça kararlıdır çünkü bunların meydana geldiği kimyasal maddelerin moleküler ağırlığı düşüktür. Don önleyici (antifriz) özelliklerinden dolayı bu akışkanlar özellikle düşük sıcaklık uygulamaları için uygundur.

FOSFAT ESTERLERİ HFDR

Bu akışkanların ateşe dayanıklılığı oldukça iyidir ve bu nedenle yangın riskinin çok fazla olduğu plastik kalıplama ve hazır kalıp dökümü gibi endüstri alanlarında kullanılır. Bunların yağlama özelliği mineral yağlarınkine benzer hatta belirli şartlar altında bu akışkanların kullanımı yağlamanın daha etkin bir biçimde yapılmasını sağlar.

Fosfat esterleri ile birlikte kullanılan kauçuklar dikkatli seçilmelidir. Bazı silikon polimerleri ve bütil kauçuğu uygundur. Ancak belirli metaller, özellikle alüminyum ve bir çok boyalar hasara maruz kalabilir.

Sentetik fosfat esterlerinin üstün performans özelliklerine karşın bu akışkanlar birçok uygulamada çevre ve insan sağlığını tehdit edici unsurlar taşır.

Akışkan seçimi

Ateşe dayanıklı bir akışkanın gerekliliğini çevresel faktörler belirler. Minimum ve maksimum çevre sıcaklıkları göz önüne alınarak çalışma sıcaklığının sınırları belirlenmelidir. Yedek akışkanın piyasada bulunabilmesi de ayrı bir unsurdur.

Genel de akışkanın viskozite değerini pompa ihtiyaçları belirler ancak hidrolik motorların ve servo valflerin kullanıldığı daha karmaşık sistemlerde ilgili parçaların getirdiği viskoziteleri de karşılamalıdır. Herhangi bir uygulamada hangi akışkanın daha uygun olacağı hususunda bir şüphe varsa parça ve akışkan üreticilerine danışılmalıdır. Birçok sentetik akışkan zehirli olduğundan veya zehirli gaz çıkardığından bunlar çok dikkatli kullanılmalıdır. Son kanunlar ile bazı akışkanların üretimi durdurulmuştur ancak bazı eski sistemlerde üretimi durdurulan akışkanlara rastlanabilir.

Sistemde kullanılan akışkan tipinin değiştirilmesi

Bir mineral yağ yerine, ateşe dayanıklı bir akışkanın sistemde kullanılma gereksinimi doğduğunda, aşağıdaki önlemlerin alınması kaydı ile, yağda-su emülsiyonları, sulu glikol veya fosfat esterleri kullanılabilir.

- Sızdırmazlık elemanlarının, metallerin ve boyaların uygunluğunu kontrol edin.
- Pompanın çalışma basıncını ve sıcaklığını düşürün (2. Bölüm Tablo 2.6'ya bkz.)
- Son olarak, akışkan değiştirilmeden önce akışkanın tüm kalıntılarını gidermek için sistem bol su ile yıkanmalıdır.

NOT: Su içeren akışkanlar sadece sınırlı sıcaklık dizisi için uygundur.

Çeşitli hidrolik akışkanlara ait özelliklerin bir özeti Tablo 5.2'de verilmiştir.

5.1.4 Gelecek gelişmeler

Hidrolik gücün geniş seri endüstriyel uygulamalarda kullanım alanı büyüdükçe, nispi olarak daha ucuz ve muhtemelen fiyatı daha da artan ateşe dayanıklı hidrolik akışkanlara olan gereksinim, iyice belirginleşmiştir.

Suda kimyasal eriyikler (HFAS akışkanları) ve suda-yağ mikroemülsiyonları (Su fazında yağın mikroskopik kürecikler halinde dağılmış bulunduğu HFAE akışkanları) konularında çok büyük gelişmeler kaydedilmiştir. Yüksek su esaslı hidrolik aksamın ve yatakların korunması amacı ile, akışkanların kullanılması için, özel paslanmaya karşı direnç kazandıran maddeler geliştirilmiştir.

5.2 AKIŞKANDA KİRLİLİK KONTROLÜ

Tüm akışkanlar kirlilik ögeleri ve yabancı maddeler bulundurmaktadırlar. Hidrolik akışkanlar da bunlardan ayrı değildir, çok temiz ve ince bir filtreleme sisteminden yararlanılsa bile, belirli bir kirlilik (kontaminasyon) daima varlığını sürdürecektir. Kontaminasyonun tanımlanması çok güçtür: en kolay yöntem, bu etmeni, bir yabancı ve istenmeyen öge veya etki olarak algılamaktır. Kontaminasyon, aşağıdaki nedenlere bağlı olabilir:

- (a) Katı, sıvı veya gaz halindeki maddeler
- (b) Enerji: gürültü, radyasyon, ısı, ışık.

Tablo 5.2 Hidrolik

Özellikler	Etken				
	Mineral yağ	Su-glikol	Ters emüsiyon	HWBF	Fosfat ester
Yoğunluk	0,85-89	1,05	0,95	1,00	1,2
Viskozite	Çok düşük ila çok yüksek			1 üst	Çok düşük ila çok yüksek
40°C (cSt)'de tipik viskozite	30-70	45	65	1	60
Viskozite endeks sınırları	50-200	140-275	180-210		< 0-200
Ortalama viskozite endeksi	100	150	160		15
Buhar basıncı	Düşük	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Düşük
Korozyon direnci sıvı fazı buhar fazı	İyi Orta	İyi Orta-kötü	İyi Orta-kötü	İyi Orta-kötü	İyi İyili (suyula kontamine olmadığı sürece) İyi
Kararlılık	Mükemmel	İyi	Kötü	Kötü	Mükemmel
Yağlayıcılık	Mükemmel	Sınırlı	Sınırlı	Sınırlı	Mükemmel
Akışkan sıcaklığı (°C)	-3...80	-30...60	-10...65	-10...65	20-150
En iyi çalışma sıcaklığı °C		25	25	25	65
Ateşe dayanıklılık	Yok	İyi	İyi	Mükemmel	Mükemmel
Keçelere uyumluluğu	Neopren, Nitril, (Buna N), Viton (bütil hariç)	Deri hariç mineral yağ için iyi	Deri hariç mineral yağ için iyi	Bütil hariç, mineral yağ için, etil propilen ve silikon için iyi	Butil, viton, teflon
Metallerle uyumluluğu		Çinko hariç, kadmiyum, magnezyum ve alüminyum	Magnezyum hariç, kadmiyum	Bakır hariç, alüminyum	Boyaların çoğuna etki eder.
Boyalarla uyumluluğu	Boyaların çoğuna etki eder				Boyaların çoğuna etki eder
Diğer malzemeler					
Özel önlemler ve meseleler	%40'a kadar düşük oranlı sistemler	%40'a kadar düşük oranlı sistemler	Maksimum 70 bar, maksimum 1500 dev/dak iyi fi-litreleme gereklidir. Yüksek derecede sızıntı pompa emiş şartları kritiktir.		%80 - 85'e kadar düşük oran zehirlidir. Düşük sıcaklıklarda viskozite çok yüksektir.

Hidrolik sistemlerde daha bir çoğunlukla akışkanı etkileyen maddeler söz konusu olmakla beraber, yüksek ısı enerjisi de akışkanın önemli ölçüde niteliğinin kaybolmasına ve bunun sonucu olarak da sistemde arızalar oluşmasına neden olur. Hidrolik sistem elektromanyetik radyasyon kirliliğine (kontaminasyonuna) bile uğrayabilir ve böyle bir durumda elektronik kontrollarda görev hataları ve arızaları oluşur. Hidrolik sistemin ürettiği gürültü, çevreyi kirleten bir etmendir ve sistem tasarımında olsun, aksamın seçilmesinde olsun, hesaba katılmalıdır.

Bu bölüm esas olarak hidrolik sistemleri kirleten maddeleri, ve özellikle kirletici katı ve sıvıları ele alacaktır, ancak kirlenmenin (kontaminasyonun) diğer bileşenlere etkileri de iyice anlaşılmış olmalıdır.

3.2.1 Enerji kirlenmesi

Isı enerjisi

Çok yüksek veya çok düşük akışkan sıcaklığı sistemin arızalanmasına sebep olabilir. Akışkan aşırı ısındığında;

- Gaz çıkarır ve pompanın kaviteye neden olur.
- Oksidasyon hızı arttığından tortular meydana gelir. Bunlar akışkanın bozulmasına neden olup parçaların ömrünü kısaltır.
- Akışkanın viskozitesi azalarak dahili ve harici sızıntıların artmasına neden olur.
- Aşırı ısınma parçalarda ısıl düzensizliğe neden olur.
- Lastik conta ve keçeler hasar görür.

Akışkanın sıcaklığı azaldıkça viskozitesi artar. Bunun sonucunda belirli bir debide boruda veya parçalarda bir basınç düşüşü gözlenir. Bunun pompanın emme tarafında oluşması halinde aşırı durumlarda kaviteye neden olabilir. Aşırı (yüksek) sıcaklık değerinin sistem elemanlarının çalışma ömrünü kısaltacağı kesindir.

Sisteme gerekenden fazla enerji sağlanması halinde parçalar üzerindeki basınç düşüşünden dolayı fazla gelen enerji ısı enerjisine dönüştürülecektir.

- Sistemlerde meydana gelen ısı, özellikle basınç ve yön kontrol valflerinden kaynaklanır. Çünkü buralarda fazla gelen güç tüketildikten sonra ısı olarak bu valfler ile akışkana verilir. Ancak bunun yanında parçaların ısınması sonucu da sistemde ısı meydana gelir.

Bunların dışında sistemlerde ısı oluşumunun diğer nedenleri

- Parçaların içindeki borularda orifislerde ve geçiş yollarındaki dirençli basınç düşüşleri

- Pompa, motor ve valflardaki sızıntılar
- Hareket eden parçalar, sızdırmazlık elemanları vs. arasındaki sürtünme
- Gaz yüklü akümülatörlerin çabuk çevrimlenmesi (Akümülatörde gaz sıcaklığı akışkan sıcaklığından fazla olacağından akışkana ısı transferi olur).
- Pompalarda sisteme karışmış havanın neden olduğu sıkıştırma sıcaklığı

Ayrıca, ilk hareketi sağlayan mekanizmalar, fırınlar v.s. gibi harici kaynaklardan da ısı emilebilir.

Hidrolik sistemler, güvenli çalışma sıcaklığında bir ısı dengesi oluşacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu ısı dengesi, oluşan fazla ısının, çevreye dağılımı sağlanarak veya fazla ısı soğutucudan geçirilerek gerçekleştirilebilir. Ancak soğuk çalışma ortamlarında akışkan sıcaklığının belirli bir düzeyde kalması için ısıtıcıların kullanılmasına gerek duyulabilir.

Mıknatıslık (manyetizma)

Hidrolik sistemlerde manyetik alanlardan kaçınılmalıdır. Bu manyetik alanlar elektrik motorları ve solenoid kumandalı valflerin civarında oluşacak ve manyetik partikülleri kendine çekecektir. Bu etkiler, sistem içindeki parçaların uygun ve doğru tasarımı en aza indirilebilir, ancak bunun dışında kullanıcı düzeyinde yapılabilecek tek şey partiküllerin filtre edilmesidir.

Elektrostatik

Yine, aynı şekilde sistem tasarımcısının, bazı parçaların oluşturduğu elektrostatik problemi konusunda yapabileceği çok şey yoktur. Farklı materyaller arasında sürtünme olduğunda bunların ayrılmasından sonra bir elektrostatik yük oluşur. Elektrostatik yüklenme sadece katı fazdaki materyaller arasında değil aynı zamanda sıvı ve gaz fazındaki materyaller arasında da görülebilir çünkü herhangi bir gaz veya sıvı ile başka bir katı, sıvı veya gaz arasındaki sürtünmeden dolayı elektrostatik yüklenme oluşması mümkündür. Statik elektrik yüklü bir elemanın elektrik yükü aniden boşalması bir kıvılcım oluşabilir ve sistemde yanabilir bir buharın mevcut olması halinde bir patlama meydana gelebilir. Hidrolik sistemlerin en büyük problemi yüklü partiküllerin birbirine yapışması sonucu orifislerde ve parçalar arasındaki boşluklarda görülen tıkanmalar ve bunların filtre edilmesi ile ilgili yapılan değişikliklerdir. Sistemde zayıf bir elektrolitik çözelti oluşumu sonucunda bazı alanlarda aşınmalar oluşur. Ateşe dayanıklı fosfat ester akışkanlarının olumsuz bir yanı ise orifislerde ve sızdırmazlık elemanlarında meydana getirdikleri aşınma ve aşınmadır.

2.2 Gaz kirlenmesi

Birçok hidrolik sistem hava ortamında çalışır. Bu nedenle hava en yaygın gaz kirlenmedir. Hava, hidrolik akışkan içinde çözünmüş halde olabilir veya küçük hava kabarcıkları hava cepleri halinde süspansiyon oluşturabilir. Hidrolik sistemde çözülmüş halde bulunan hava, çözülmüş halde kaldığı sürece problem yaratmaz. Süspansiyon içinde serbest hava, birçok probleme neden olur. Bunlar:

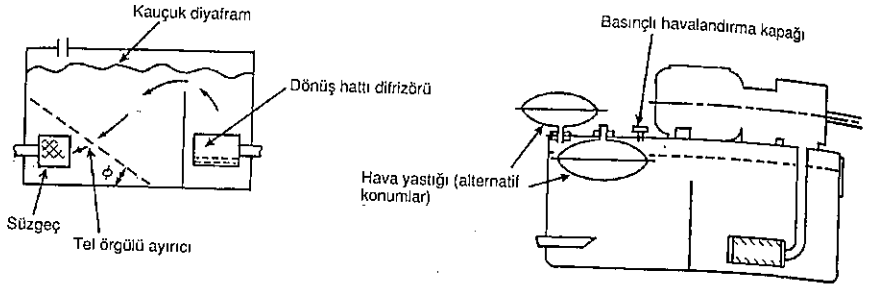
- Kavitasyon (Genelde pompa ve motorlarda)
- Sistem sıklığı kaybı (Havanın sıkıştırılabilirliğinden dolayı)
- Akışkan ömrünün kısılması (Artan oksidasyon oranından dolayı)
- Gürültülü çalışma (Hava kabarcıklarının patlamasından dolayı)
- Aşırı durumlarda ise aşırı ısınma ve güç kaybı olacak ve yağlayıcılık özelliği azalacaktır.

Kavitasyon madde içinde boşlukların oluşması olarak tanımlanabilir. Akışkanlarda bu boşlukları hava veya buhar kabarcıkları meydana getirir. Bu kabarcıkların yüksek basınç alanına girip patlaması sonucu kavitasyon hasarı meydana gelir. Bunun sonucunda metal yüzeyi çok süratle yontulduğundan sistemdeki parça, saniyeler içinde kullanılamaz hale gelebilir. Anlaşılacağı gibi kavitasyon hasarı ciddi boyutlarda olabilir. Özellikle hidrolik pompalar ve motorlar risk altındadır. Kavitasyon, birbirine bağlı olarak hareket eden bir akışkan ile bir metal yüzeyi arasında kısmi vakum oluşması sonucu da oluşabilir. Gemi peryanelerinde bu tür bir kavitasyon sonucu hasar oluşabilir.

Bütün akışkanlarda çözülmüş halde gaz vardır. Bu gazın miktarı akışkanın tipine, gaza, sıcaklığa ve sistem basıncına bağlıdır. Akışkan tam olarak hava ile doyurulmuş ise, aynı sıcaklık ve basınç değerinde akışkan içinde daha fazla hava çözünebilir. Akışkan içinde çözünebilir hava miktarı basıncın artması ile artar, sıcaklığın artması ile azalır. 20°C derecede, atmosfer basıncında bir hidrolik yağda, hava hacminin % 10'u kadarını çezecektir. Basınç iki katına çıkarıldığında, eşdeğer çözünebilir serbest hava hacmi de iki katına çıkar.

Havalanmanın kontrolü

Önceden açıklandığı gibi mevcut çözülmüş hava çözülmüş kaldığı sürece bir problem teşkil etmez. Ancak akışkanın sıcaklığı arttığında veya basınç azaldığında problemler ortaya çıkacaktır. Çözülmüş haldeki hava miktarı normalde atmosfer basıncı altında bulunan akışkan haznesince belirlenir. Basıncın deponun etkisi altında bulunduğu atmosfer basıncı değerinin altına düşmesi ile serbest hava oluşacaktır. Pompa emme hatlarında düşük basınç bulunduğundan sistem tasarımı esnasında bu noktaya dikkat edilmelidir.



Şekil 5.2 Havalanmayı azaltan depo (hazne) özellikleri.

Sıcaklığın artması ile çözelti içindeki hava, serbest hale geçer. Akım ve basınç kontrol valflerinde devredeki akışkan sıcaklığında lokal yükselmeler görülür. Ancak sistem basıncı atmosfer basıncından daha fazla olduğundan hava çözünmüş halde kalır. Hava, basınç azaldığında örneğin tanka dönüş hatlarında serbest hale geçecektir. Bu olursa hidrolik akışkanda köpüklenme görülür.

Depo içindeki akışkana veya kaçaklar sonucu pompa emiş hatlarına hava karışabilir, piston kolu keçelerinden de hava girebilir. Dönüş hattı akışkan seviyesinin altında biten tanklar ve tel gözeli hava ayırıcıları sisteme hava karışımını azaltacaktır. Akışkan yüzey alanının geniş bir kısmının hava ile temas halinde olması ve aşırı çalkalanma sonucu sisteme karışan hava miktarı artar ancak akışkanın hava ile temasını kesmek için kauçuk bir diyafram kullanılabilir. Ayrıca akışkanların kendi içinde köpüklenmeyi azaltmak için kullanılan katkı maddeleri vardır. Dönüş hatlarında sifon etkisini önleyici delikler olması halinde bu deliklerden sızan akışkan gereksiz yere sisteme hava girmesine neden olabilir. Doğru olarak yerleştirilmiş sapırtıcı bir plaka ile önemli ölçüde bu problemin önüne geçilebilir.

Şekil 5.2'deki tanklar sisteme hava girişini kontrol altına almak için kullanılan özelliklerin bazılarını taşımaktadır.

Depodaki akışkana karışmış hava kabarcıklarının etkileri aşağıda belirtilen tedbirler ile azaltılabilir.

- Akışkana köpüklenmeye karşı katkı maddeleri eklenmesi
- Dönüş hatlarına akışkan yüzeyinin altında difüzörler bağlanması
- Emme süzgeci kullanılması
- Tel gözeli ayırıcı kullanılması

Tel gözenekli ayırıcının gözenek ebadı 60 ile 200 (açıklıklar ise) $250 \mu\text{m}^2$ ile $75 \mu\text{m}^2$ arasında olmalıdır gözeneklerin eğim açısı 20° ile 40° arasında seçilmelidir. Bunun

Emme kabarcıkların birleşip daha kolay saçılmasını sağlamaktır. Gözeneğe dik gelen emme hızı 1 m/dak'dan fazla olmamalıdır. Emme süzgeci ile pompa girişine hava girişi önlenir.

Akışkanın hava ile temasının kesilmesi için keselerin, diyaframların veya pistonların kullanıldığı tanklarda emme giderilebilir. Depo üzerindeki bu yardımcı elemanlar tank içindeki akışkan hacminde meydana gelen değişiklikleri dengelemek için kullanılır. Bu tip yalıtılmış tankların bir başka özelliği ise kirliliği gidermeleridir. Bu tankların dezavantajı, oluşan herhangi bir sıvı sızıntısının tank içinde anında telafisi gerektiğinden hacim değişikliklerinin sınırlı olmasıdır.

Piston kolu keçelerinden sisteme giren hava silindir içinde toplanarak silindir hareketinin gevşemesine neden olur. Sonra hava silindir dışına sızar.

Filtre elemanlarından biri değiştirildiğinde sisteme büyük ölçüde hava girmesi mümkündür ve bunun temizlenmesi zor olabilir.

5.2.3 Sıvı kirlenmesi

Sıvıların neden olduğu kirlenme, temizleme sonrası temizlik için kullanılan maddenin sistemde kalan artıkları ile oluşabilir. Fakat kirlenmeye neden olan en yaygın sıvı sudur. Suyun sisteme girmesi soğutuculardaki kaçaklar, akışkan haznelinde yoğunlaşma yoluyla ve hatta doğrudan olabilir. (Hidrolik sistemler basınçlı su ile temizlenmeli, açıkta olan haznelere ise açık kalmalı, kapaklarla örtülmemelidir).

Su, küçük miktarlarda belirli moleküller halinde mineral yağlarda çözünür. Bu miktar, yağın tipine, viskoziteye ve basınca bağlıdır ancak bu tipik olarak milyonda 100 ile 1000 mertebesindedir. Doyma noktası aşıldığında akışkan içindeki su, serbest damlacıklar oluşturacaktır. Bazen bu damlacıklar yağ ile birleşerek hidrolik devrede çalkalandığında bir emülsiyon oluşturur. Ara tabakaların gerilmesi küçük olduğunda (25 mN/m'den küçük) oluşan emülsiyon bozulmaz. Katkı maddeleri, oksidasyon maddeleri ve kir, emülsiyona kararlı bir yapı verir. Ara tabakaların gerilmesi 35 mN/m'den fazla olması halinde emülsiyon bozulacak ve sudan arınacaktır. Depo içindeki karışım uzun süre beklediğinde serbest kalıp dibe çöken suyu boşaltmak mümkündür.

Karışımın kendini sudan arındırabilmesi yağdaki içindeki katkı maddelerine bağlıdır. Emülsiyonun bozulmaması veya muhafaza edilmesi için yağ içinde katkı maddeleri olabileceği gibi bunlar daha sonradan da eklenebilir.

Yağ içinde bulunan su, aşağıda açıklanan nedenlerden dolayı sistem için son derece zararlıdır.

- Korozyona ve paslanmaya neden olur
- Yağlama tabakası kalınlığı incelendiğinden ve aşındırıcı asitlerin sebep olduğu

- metal yüzeylerin yorulmasını hızlandırdığından aşınma hızını artırır.
- (c) Oksidasyon önleyici katkı maddeleri ile tepkimeye girerek bunların koruyucu özelliklerini azaltır ve genelde akışkanın bozulmasına neden olur.
- (d) Başta aşınma önleyici katkı maddeleri olmak üzere bazı katkı maddeleri ile tepkimeye girerek tortu oluşumuna neden olur. Sonuçta boşlukları küçük olan valflerin ve filtrelerin tıkanmasına neden olur.
- (e) Düşük sıcaklıklı sistemlerde su, birkaç dakikada buz partiküllerine dönüşerek toz kirliliği gibi rol oynayacak ve sistemin bozulmasına yol açacaktır.
- (f) Akışkanda bakteri gelişimine neden olur.

Suyun alınması

Su akışkan içinde çözüldüğünden ve akışkan oldukça kararlı olabilen emülsiyonlar oluşturduğundan dolayı suyun ayrılması son derece güçtür. Kirlenmiş olmuş akışkanın sudan arındırmaya çalışmak yerine su kirlenmesine karşı önlem almak hem daha iyi hem daha ucuzdur.

Akışkan bir süre bekletildiğinde yağ tankındaki suyun bir kısmı ayrılabilir ve daha sonra boşaltılabilir. Çözünmüş su bu şekilde ayrılmaz. Santrifüj, ayrılma hızını artıracaktır ve serbest suyun ayrılması için sıklıkla kullanılır, ancak bu metod emülsiyonlar üzerinde etkili değildir.

Sistem içindeki akışkandan suyun doğal olarak buharlaşması akışkanın sıcaklığına ve havadaki nem oranına bağlıdır. Buharlaşmanın büyük bir bölümü kapalı bir hazne içinde gerçekleştiğinden akışkan üzerindeki hava hemen doymuş olacaktır. Doğal buharlaşmanın akışkan içindeki su muhteviyatı üzerinde herhangi bir etkisi yoktur.

Yağların kurutulmasının bir metodu, yağ içinden kuru bir gaz geçirmektir. Kullanılan gazın hava olması halinde yağ oksitleneceğinden azot kullanmak en doğrusudur.

Sudan arındırma metodlarından diğer ikisi emme (absorpsiyon) ve tutunma (adsorpsiyon)dur. Tutunma temel olarak su ile (fuller'in toprağı, silikon jölesi gibi) belirli metaller arasında görülen moleküllerarası çekme kuvvetine dayalıdır. Emme veya emilme ise suyun, kurutma kağıdı veya su emici polimer ihtiva eden polipropilen gibi vasıtalarla suyun mekanik uzaklaştırılmasıdır.

Kurutma metodlarının bir çoğu yağ içindeki katkı maddelerinin tamamını veya bir kısmını uzaklaştıracaktır. Yağ, su ile kirlenmişse genelde sistem akışkanını temiz yağ ile değiştirmek daha ucuzdur. Eğer akışkanın garantisi varsa kirlenmiş yağ, yağı geri gönderecek bir firmaya yollanır. Bazı firmalar mobil arındırma cihazlarına sahiptir. Böylelikle bu cihazlar ile temizleme işleme yerinde yapılır. Ancak katkı maddeleri kayba uğrayacağından akışkan ilk günkü gibi olmayacaktır. Bu metod sadece kapasitesi 2000 litreden fazla olan çok büyük sistemler için uygundur.

miçer polimerler içeren filtreler katkı maddelerini dışarı atmaz, serbest ve emül-
a halindeki suyu tutar fakat tanecikli kirlenmeyi süzmez. Bu tür kirlenmenin
na yöntemleri bu bölüm sonunda ayrıntılı olarak incelenecektir. Her iki arıtma
berce, kirlenme kontrol sisteminin bir parçası olarak kullanılmalıdır.

2.4 Mikrobiyolojik kirlenme

Mikroorganizmalar genelde her yerde bulunur ancak bunlar besin bulabildikleri
mli ve sıcak yerlerde çoğalıp büyür. Hidrolik sistemlerde bu şartlardan en az ikisi
evuttur: İlliklik ve hidrokarbonlar şeklinde besin. Akışkan su esaslı olduğu tak-
rde bu şartlardan üçüncüsü de yerine getirilmiş olur. Akışkan "kuru" bir mineral
ğ ise bakteriyolojik büyüme olmayacaktır ancak yağ içinde milyonda bir oranında
u olması büyümeyi başlatmak için yeterli olacaktır.

Bakteriyolojik büyüme su esaslı akışkanlarda, özellikle suda yağ emül-
yonlarında başlı başına bir sorundur. Bakterilerin büyüklüğü 1 µm'den daha kü-
kten 100 µm'lik kümelere kadar değişir. Bir bakteri her bir 20 dakikada bölünerek
er. Bu büyüme hızı 48 saat sabit kalsaydı bakteriler üreme sonucunda dünya küt-
lesinin 4000 katı kadar olurdu. Ancak bu üreme hızı sabit değildir.

Farklı çeşitle mantarlar vardır: Mayalar, küfler, mildiyöler, gerçek mantarlar.
Bunların boyutları birkaç mikrometre ile bir metreden daha büyük olabilir. Tek hücreli
anllar ve yosunlar su içinde bulunur. Bunların boyutları 1 µm ile birkaç metre ara-
ında değişir.

Mikrobik kirlenme sulu çamur halinde veya tortu şeklindedir. Aşırı derecede
kirlenmiş bir akışkanın görüntüsü kahverengi veya yeşil sulu çamur gibidir. Bunun
sonucunda akışkanın ve filtrelerin ömrü kısalmış, korozyon artar ve ortaya kötü ko-
bular çıkar. Viskozite ve yağlama özellikleri de etkilenir. mikrobiyolojik kirlenmeyi
kontrol altına almak oldukça güçtür, ama yağ üreticileri uygun katkı maddeleri ge-
liştirmek için çaba göstermektedir.

Su esaslı ve ateşe dayanıklı sentetik akışkanların kullanımı yaygınlaştığından
mikrobiyolojik kirlenme da kaçınılmaz hale gelmektedir. Ancak yine de hidrolik sis-
temlerde en çok bilinen ve daha genel olan problem kir veya partikül kirlenmesidir.
Çalışmalar ve araştırmalar daha çok bu yöndedir. Ancak yine de bunun dışındaki
kirlenme çeşitlerinin daha ciddi olduğu durumlar da vardır. Genelde sistemin kir-
lenmesine neden olan partiküllerden temizlenmesi kolaydır. Fakat bunun dışındaki
kirlenme çeşitlerinde sistemin temizlenmesi o kadar kolay değildir. Hidrolikte sa-
dece filtreleme ile yetinilmemeli, adı geçen tüm kirlenme (kontaminasyon) çe-
şitlerine karşı önlem alınmaya çalışılmalıdır.

5.2.5 Partikül kirlenmesi (pislik)

Bütün hidrolik sistemler toz veya pisliklerle kirlenir. Kir, parçalar birbiri ile birleştirilmeden önce de vardır. Kirlenmeye neden olan katı maddeler veya "kir" parçaların aşınması ve kaynakların pul şeklinde dökülmesi ile oluşan metal partikülleri üretim ve dökümden gelen oksit ve silikat partikülleri ve ayrıca keçe ve hortumlardan gelen sentetik kauçuk partikülleri olabilir. Çevreden gelen toz havalandırmadan, silindirlere veya piston kolu keçelerinden sisteme girer. Sistem tamirat amacı ile söküldüğünde sisteme daha çok pislik girer. Üretimden yeni çıkmış yeni yağlar bile hidrolik olarak temiz değildir. Kirlenmeye neden olan partiküller daima vardır; önemli olan zararlı boyutta olan partiküllerin filtrelenmesidir.

Partiküllerin özellikleri

PARTİKÜLLERİN ÖLÇÜLMESİ

Partiküller mikrometre cinsinden ölçülür bazen buna kısaca mikron denir. Mikrometre μm sembolü ile gösterilir.

$$1 \text{ mikrometre} = \frac{1 \text{ metre}}{1\,000\,000} = \frac{1 \text{ milimetre}}{1.000} = \frac{1 \text{ inç}}{25\,400} = 0,000\,039 \text{ inç}$$

$$0,001 \text{ inç} = 25,4 \mu\text{m}$$

İnsanın çıplak gözle görebileceği küre şeklindeki en küçük partikülün çapı 40 μm 'dir. Bir saç telinin çapı 75 μm (0,003 inç) olup görülebilmemesinin sebebi uzunluğundandır. İnsan kanındaki alyuvarların çapı 7,5 μm , beyaz hücrelerin çapı 25 μm , ebadı 100 olan tel örgünün delik çapı 149 μm 'dir. Ayrıca bu sayfadaki noktaların çapı yaklaşık olarak 400 μm 'dir.

AKIŞKAN ÖRNEKLENMESİ VE PARTİKÜL SAYIMI

Analiz yapmadan önce; önemli olan, sistem akışkanının, elde edilen örneğin gerçeği bir göstergesi olmasıdır. 7. Bölümde, çeşitli örnekleme işlemleri görülmüştür.

Sayım ya bir mikroskopla ya da otomatik partikül sayacıyla yapılabilir. Mikroskop metodunda, akışkan örneği zardan geçirilerek filtrelenir ve zar tarafından yakalanan partiküller ölçülerek istatistiki olarak sayılabilir ve böylece kirlenmeye (kontaminasyona) yol açan madde belirlenebilir. Elle yapıldığında, bu yavaş bir işlemdir ve tecrübeli bir kişiye gerek duyulur. Partikülleri otomatik olarak tarayan ve daha doğru sonuç veren cihazlar da vardır.

Daha gelişmiş cihazlarda, camlı bir bölmeden geçen partikülleri saymak için ışıklı kesme metodu kullanılır. Sayaç kafası yüksek basınca dayanacak şekilde ta-

Tablo 5.3 NAS 1638 standardına göre kirlenme (kontaminasyon) sınıflandırılması.

100 ml'lik alıntı örneğindeki partikül sayısı için boyut büyüklüğü (µm)

Sınıf	5-15	15-25	25-50	50-100	100 +
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16 000	2850	506	90	16
7	32 000	5700	1012	180	32
8	64 000	11 400	2025	360	64
9	128 000	22 800	4050	720	128
10	256 000	45 600	8100	1440	256
11	512 000	91 200	16 200	2880	512
12	1 024 000	182 400	32 400	5760	1024

sağlanmıştır. Böylece sayaç kafası hidrolik sistem borularına doğrudan bağlanarak sistem çalışırken kirlenme (kontaminasyon) düzeyinin ekranda görülmesini sağlar. Operatör çeşitli boyutlarda bantlar seçip, bantların herbirindeki partikül sayısını belirleyebilir. Böylece partiküllerin ölçü dağılımını gösteren bir profil çıkabilir.

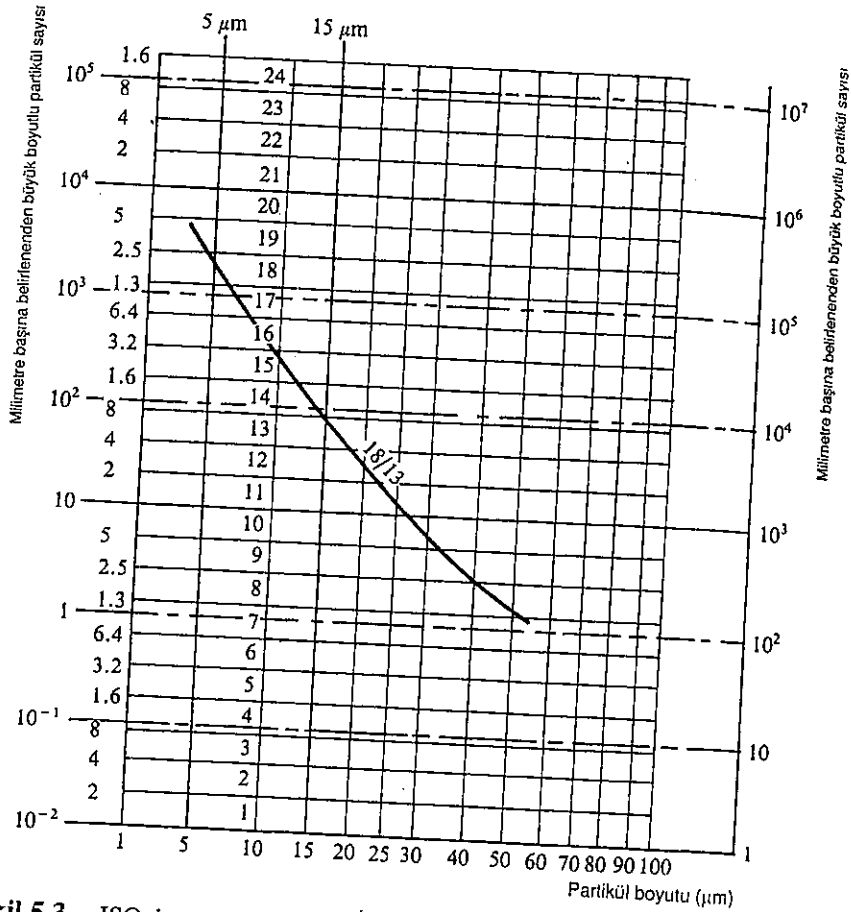
Temizlik Standartları

Savunma ve havacılık kaynaklı çeşitli kirlenme (kontaminasyon) kodları ve partikül sayımı sınıflandırmaları, günümüzde kullanılmaktadır (Def. Std 05/42, NAS 1638 ve SAE 749).

NAS 1638'e göre düzenlenen Tablo 5.3, 100 ml'lik bir akışkan örneğinde, belirli boyutlarındaki partikül sayısına göre sınıflandırma numaralarını vermektedir. Bu standart, akışkanda belirli bir partikül boyutu dağılımının olduğu varsayılarak çıkarılmıştır; bu nedenle, varsayılan bu homojenlik bozulduğunda, Tablo tam olarak istenen sonuçları vermez. Dağılım profilindeki değişimler, hızla sanayi standardı olmaya başlayan ISO/DIS 4406 (BS5540 bölüm: 4 ve CETOP RP70H eşdeğerlidir) kullanılarak yerlerine yerleştirilir. Bu standartta verilen rakamlar, pekçok bantı ve partikül sayısı değer aralığını kapsamaktadır. Bantlar, kullanılabilir ancak anlamlı düzeyde toplam dizin sayısını kapsayan "iki" kademe faktörünü kullanarak tertip edilmiştir. (Tablo 5.4).

Tablo 5.4 Katı kirlilik kodu (ISO 4406)

No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Örnek Den	1	2	4	8	16	32	64	130	250	500	1×10^3	2×10^3
Partikül sayısı/E	2	4	8	16	32	64	130	250	500	1×10^3	2×10^3	4×10^3
No	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Örnek Den	4×10^3	8×10^3	16×10^3	32×10^3	64×10^3	130×10^3	250×10^3	500×10^3	1×10^6	2×10^6	4×10^6	8×10^6
Partikül sayısı/E	8×10^3	16×10^3	32×10^3	64×10^3	130×10^3	250×10^3	500×10^3	1×10^6	2×10^6	4×10^6	8×10^6	16×10^6



Şekil 5.3 ISO, katı kirlenme kodlamasının grafiksel gösterimi.

Kirlilik (kontaminasyon) kodu iki sayıdan oluşur. Birinci sayı, 5 μm 'den, ikincisi ise 15 μm 'den daha büyük bir partiküller bandını temsil eder; yani, 200×10^3 adet 5 μm 'den büyük partikül ve $7,5 \times 10^3$ adet 15 μm 'den büyük partikül içeren, 100 ml'lik bir akışkan örneğinin kod numarası 18/13'tür.

Bir diğer ve daha sıklıkla kullanılmakta olan gösterim yöntemi de, grafik olarak, \log/\log^2 grafik kağıdından ibaret bir standart form üzerinde yapılan gösterim uygulamasıdır (Şekil 5.3'e bkz.). Akışkan örneğinin içindeki partikül sayımlarının sonuçları nokta olarak işaretlenmiştir ve hattın 5 ve 15 μm hatlarını kestiği noktalar, kod numarasını verir; yani, kod numarası grafikte de görüldüğü gibi 18/13 olarak bulunur. Herşeye karşın; standart, akışkanın özellikleri için tasarlanan profili yansıtmakta, ancak kabul edilebilirlik düzeylerini önermemekte veya açıkça belirtilmemektedir (bu konuda daha ayrıntılı bilgi, bu bölümde daha sonra verilecektir) ve

Tablo 5.5 100 ml hiç kullanılmamış akışkan örneğinin partikül analizi

Boyut (μm)	Partikül sayısı
5-10	128 000
10-25	42 000
25-50	6 500
50-100	1 000
> 100	92

Kendi özel donanımının hedef seviyelerini açıkça belirlemek için, kudu kullanılmamış hidrolik akışkanın içinde, sisteme zarar verecek boyutta pek çok partikül vardır. Hiç kullanılmamış "temiz" bir hidrolik akışkanın yapılan "kirletici partikül boyut" analizi, Tablo 5.5'de verilmiştir. Bu sonuçlar NAS Sınıf 9' standardına tekabül etmektedir (Tablo 5.3). Örnekler, yığından yığına, şirketlere ve içerisinden alındıkları kabın büyüklüğüne göre, çok büyük fark-

Tablo 5.6 Hidrolik bileşimlerdeki tipik aralıklar

Açıklama	Tipik açıklık (μm)
Dişli Pompa (Basınç yüklü)	
Dişli ve uç plaka arası	0,5-5
Dişli ucu ve gövde arası	0,5-5
Kanatlı pompa	0,5-1 (ince yağlama filmi için tahmin edilmiş)
Kanat ucu ile gövde arası	
Pistonlu pompa	0,5-13
Piston ile silindir kafası arası (radyal)	5-40
Valf plakası ile silindir arası	0,5-5
Kontrol valfleri	
Kontrol orifisleri	130-10 000
Valf pistonu-gömlek arası (radyal)	1-23
Döner disk tipi	0,5-1
Popet tipi	13-40
Servo Valfler	
Orifis	130-450
Klapeduarı	18-63
Valf pistonu ile gömlek arası (radyal)	1-4
Parketlendiriciler (Alıcılar)	50-250
Hidrostatik Yataklar	1-25

lilik sergilerler. Bu analiz için seçilen boyut bandları, ISO 1DIS 4406 standardına özel uyuşmaz, ancak Sınıf 9, hemen hemen 1815'e eşdeğerdir.

Genelde, üreticiden gelen yeni yağların çoğu, 16/11'lik kirlilik seviyesine sahiptir. Çoğunlukla büyük kapların birim hacim bazındaki kirleticiler, küçük kaplara göre daha azdır. Hiç kullanılmamış yağ, sistemdeki akışkana göre daha kirli olacaktır. Tank filtre birimleri kullanılarak doldurulmalıdır. Bazı üreticilerden önceden filtre edilmiş akışkan temin etmek mümkündür. Fakat bu yöntem hem pahalıdır, hem de akışkan taşınırken, daha sisteme ulaşmadan önce kolaylıkla kirlenebilir.

Tablo 5.5 ve 5.6'nın incelenmesinden de anlaşılacağı gibi bir hidrolik sistemde çeşitli boyutlarda pek çok partikül olduğu açıkça bellidir. Partikül boyutları parçalar arası kritik açıklığa yaklaştıkça, önemli bir arızanın oluşma riski de artar (örneğin, valf pistonunun veya pompa rotorunun kilitlenmesi.) Daha küçük partiküller akışkanın bozulmasına neden olabilir. Bunun sonucunda sistemin verimi azalır veya bir süre sonra aşınma nedeniyle sistem elemanları içindeki dahili sızıntılar artar. Doğal olarak akışkanın bozulması, sonuçta önemli bir arızanın kaynağı olur.

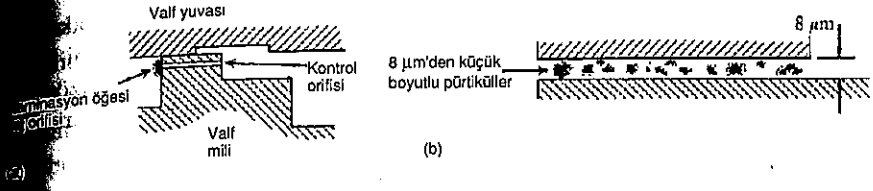
Aşınma, daha çok, boyutları 1-5 µm arasında olan partiküller yüzünden olur. Bu boyuttaki partiküllere "tortu" adı verilir. 10 µm'den büyük, partiküllere ise "talaş" veya "çökeltme boyutu" denir.

Hidrolik sistemlerdeki kirin kaynağı

Valfler, pompalar, hareketlendiriciler gibi hidrolik aksamın üretimi sırasında kalıp kumu, işleme artığı talaşlar, talaşlama macunu gibi artıklar, aksamın içinde kalır. Solenoid valf gövdesi içinde kalan torna artıkları, hidrolik valf pistonunun kilitlenmesine neden olabilir ve solenoidin yanmasına yolaçar. Montaj sırasında da sisteme pas, boya, lastik partikülleri ve keten lifi gibi pislikler girebilir. Bir dişli düzene yapıldığında, özellikle plakalı parçalardan, etrafa metal partiküller dağılır. Şu husus unutulmamalıdır ki, kumaşla silme veya hava püskürtmesi gibi temizleme teknikleri, hidrolik sistemlere zarar veren bu ufak pislikleri gideremezler.

Pislik; hidrolik sistemde, birbirine değen metal yüzeylerin bağıl hareketiyle ortaya çıkar. Sistem içinde bir yerde pislik varsa aşınma hızlanır ve zincirleme bir şekilde ve artarak devam eder. Kontrol orifisindeki yüksek akış hızı orifis yüzeyini aşındırır ve sistemin arızalanmasına yol açar.

Silindirlerin kullanıldığı bir sistemde, silindirlerin ileri/geri hareketiyle, akışkan tankındaki akışkan seviyesi, sürekli olarak değişir. Akışkan tankının atmosferik basınçta tutulması için, bir hava filtresi tankın üstüne monte edilir. Böylece tanka hava giriş-çıkışı sağlanır. Hava filtresi, içerde kirlenmeye neden olan bazı pisliklerin



Şekil 5.4 Pislik birikimi. (a) Orifisi tıkayan partiküller (b) Parçalar arası açıklıktaki

teme girmesini engellemeyecektir. Hava filtresi yerine, tankın üstüne lastik bir toru veya akışkan seviyesinin değişmesine bağlı olarak şişip sönen bir balon da kullanılabilir. (Bkz. Şekil 5.2) Lastik zar, tankı tamamen kapatır ve içinde pislik taşıyan havanın girişini önler. Pompanın giriş yolunda, pozitif yüksekliğin gerektiği uygulamalarda, basınçlı yağ tankları kullanılır. Tank, sıkıştırılmış hava ile basınçlandırılır, ancak bu hava kurutulmuş ve filtre edilmiş olmalıdır. Pislik ayrıca, sisteme sızdırmazlık elemanları arasından, kötü yapılmış yağ tankı bağlantılarından, açık tank kapaklarından vb. girebilir. Bu aksamın koruyucu bağlantılarının yapılması, pisliklerin sisteme girişini önemli ölçüde engeller.

Parçaların değiştirilmesi, tankın doldurulması gibi işler, (kontamasyonu) kirliliği artırıcı özelliktedir.

Pislik üç ayrı büyüklük sınıfına ayrılır:

1. Çökme büyüklüğü (10 µm'den daha büyük olanlardır)
2. Tortu büyüklüğü (0.5-10 µm aralığında olanlardır)
3. Duman büyüklüğündeki (1 µm'den daha küçük olanlardır)

Tortu büyüklüğündeki partiküller de büyükler kadar zarar verici olabilirler. Çünkü bunlar sistemdeki küçük boşluklara girebilirler. Normal bir hidrolik sistemdeki bir litre akışkan içinde bulunan 10 µm'den daha büyük partiküllerin sayısı, bir milyondan fazladır.

Pisliğin Sistem üzerindeki etkisi

Hidrolik akışkanın işlevi; gücün iletimi, yüzeylerin yağlanması, sistemden tanka ısı taşınması ve parçalar arasındaki boşlukların kapatılmasıdır. Pislik bu fonksiyonların tamamı olarak yerine getirilmesini önler. Dar kontrol orifislerinde pislik birikimi, orifisin özelliklerini değiştirir ve arızalara neden olur. (bkz. Şekil 5.46). Bu gibi arızalara daha çok 10 µm'den büyük "talaş partikülleri" neden olmaktadır.

Pislikler, parçalar arasındaki küçük boşluklarda bulunan ince akışkan tabakasının bozulması nedeni ile de, fazla bir aşınmaya ve parçaların tamamen bozulmasına yol açar. Bunlara en çok tortu büyüklüğündeki partiküller neden olur. Daha büyük partiküller boşluklara giremezler (bkz. Şekil 5.4 (b)).

Pislik erozyona da sebep olur. Yüksek hızlı bir püskürtmeyle, bir akış k orifisinden geçen partiküller orifisin kenarlarını aşındırıp özelliklerini bo valflerin işlevini tam olarak yerine getirmesini önler. Pislik, bir katalizör ö görüp akışkanın oksitlenmesini, çökelti oluşumunu ve akışkanın bozuşması landırır.

Sistemdeki arızalar özet olarak iki kategoriye ayrılabilir.

- (a) *Ani ve tam arıza* = Bu tip arızalar aniden ortaya çıkar ve genelde büyük partiküllerin neden olduğu ani sistem çökmeleridir. Valf pistonunun tıkanması pompa veya motorun durması, kontrol orifisinin tıkanması, örnek olarak verilebilir.
- (b) *Nitelik Kaybı veya Kademeli arıza* = Bu tip arızalar ufak partiküllerin manla yaptığı bir etkiye bağlıdır. Bu tip bir arıza, bir parçanın performan kabul edilebilir bir düzeyin altına düştüğünde ortaya çıkar ve çözüm bu parça veya diğer ilgili parçaların değiştirilmesidir. Dahili sızıntıların artması sonucu pompa çıkış hacminde zamanla oluşan düşüş buna bir örnektir. Kademeli arız zaman içinde tam bir arızaya dönüşebilir; Örneğin valf pistonunun sıkışması, solenoidin yanmasına ve makinanın genel arızasına neden olur.

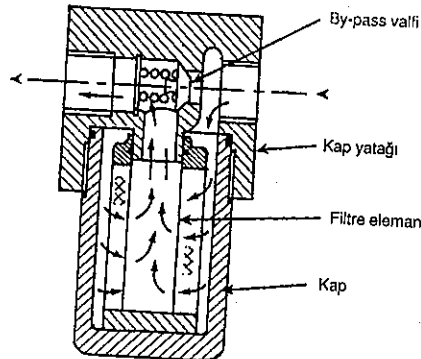
Böylece bir sistemi tam olarak korumak için irili ufaklı tüm partiküller mizlenmelidir. 10µm'den büyük partiküllerin temizlenmesi, genel arıza oluşum engeller. Bu temizlik pekçok sistem için yeterli olsa bile, solenoidli valflerin, has akış kontrol valflerinin veya servo valflerin kullanıldığı durumlarda, 3µm veya c ufak boyutlara kadar, filtreleme yapılmalıdır.

5.3 FİLTRENİN YAPISI VE FİLTRELEME TEKNOLOJİSİ

5.3.1 Filtrenin yapısı

Filtre gövdesi

Partiküller, Şekil 5.5'te gösterilen türden bir filtre sayesinde temizlenir. Bu siste



Şekil 5.5 Basınç hattı filtresi.

İçinde pislik partiküllerini tutmaya yarayan değiştirilebilir bir filtre elemanı bulunan, sökülebilir bir kap'tan ibarettir. Şekildeki filtre birimi, eleman tıkanınca açılıp, akışkanın akışına izin veren bir tahliye valfine sahiptir. Pekçok filtre ünitesi, elemanın değiştirilme gereksinimini ikaz eden bir göstereyle donatılmıştır.

Kabın tipi, devredeki konumuna göre belirlenir. Yüksek basınç uygulamalarında dökümden veya dövme çelikten kaplar, dönüş hattı ve emme hattı uygulamaları için ise, düşük maliyetli, preslenmiş çelik kaplar kullanılır.

Filtre elemanları

Filtre elemanları "yüzey tipi" ve "derinlik tipi" elemanlar olarak ikiye ayrılır.

YÜZEY-TİPİ ELEMANLAR

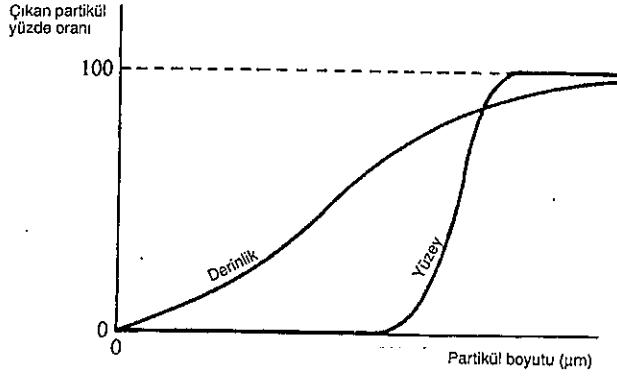
Bu tip filtre elemanlarında, gözenekler aynı boyuttadır ve düzenli bir dağılım gösterirler. Keskin köşeleri vardır ve belirli boyut'tan büyük tüm partikülleri durdururlar. Tutulacak minimum partikül boyutu, filtre elemanının yapısına bağlıdır. Oymalı ve asitle dağlanmış diskler (5 μm), tel tırtıklı borular (5 μm), sinterlenmiş metal (3 μm), gözenekli seramik (1 μm), dokunmuş kumaş (10 μm), dizi delikli metal (10 μm) örülmüş metal ekran (5 μm) ve selüloz zar (mikrometreden küçük), bunlara örnek teşkil eder.

Bazı yüzey tipi elemanlar, ultrasonik banyolar ve geri çalkalama metodu ile temizlenebilir.

Örülü metal tip filtre elemanlarında, açıklıktan daha büyük partiküller, elemanın yüzeyine yapışır ve bir tabaka oluştururlar. Tellerin arasına giren bu partiküller, önce sadece elemanın anma değerlerinin üstündeki boyutları tutarken, sonradan oluşan tabaka, daha ufak partiküllerin geçmesini de önler.

DERİNLİK-TİPİ ELEMANLAR

Akışkan, uygun bir eleman derinliğinden akar ve pislik, materyelin içindeki dolambaçlı akış hattında tutulur. Partiküllerin materyel içinde farklı bölgelerde tutulabilmesi için, gözenekler aynı büyüklükte olmamalıdır. Bu nedenle tüm bölgeler filtre elemanının anma değerinden daha büyük bazı gözeneklere sahiptir ve böylece, özellikle, ani basınç ve akış artışı esnasında, partiküllerin ortam içinde hareket etmesi sağlanır. Sonuç olarak, mikrometre'den küçük bir anma değeri olabilen bir eleman bile, tüm partiküllere karşı etkili olamaz. Anma değerinden küçük bazı partikülleri tutarken, bazı büyük partiküllerin geçişine izin verir. Bu tip bir elemanın en büyük avantajı, yüksek pislik tutma kapasitesidir. Partikül, genellikle iki tarafından, metal bir ağ sayesinde tutulur ve, böylece düşmesi önlenir; ayrıca, akordeon tipi yapısıyla, yüzey alanı mümkün olduğu kadar yüksek tutulur. Bu tip ve bazı diğer derinlik tipi elemanlar, kirlenmeye (kontaminasyona) neden olan maddeleri emer ve mekanik yollarla bunları içlerinde tutarlar. Bu yollar, partiküllerin ortam içindeki



Şekil 5.6 Yüzey tipi ve derinlik tipi filtre elemanlarının karakteristik özellikleri.

ceplerde, gözenek açıklıklarında ve dar geçitlerde zaptedilmesine imkan verirken Durgun alanlardaki partiküller, elektrostatik güçlerle liflere yapışır veya akışkanın basıncıyla, oldukları yerde kalırlar. Açıklıklardan daha büyük boyutlu partiküller ise ortama takılıp, sürtünme kuvvetleri sayesinde takıldıkları yerlerde kalır.

Bu tip ve benzeri filtre elemanlarının tutabileceği en küçük partikülün boyutları elemanların ortamına ve yapısal biçimine dayanır: cam elyafı ve epoksi (0,5 µm), kâğıt (5 µm), keçe (10 µm) ve kademeli lifli delikli dokunmuş makaralar (2 µm) bunlara örnektir; Parantez içindeki değerler, aynı zamanda akış şartlarına göre değişirler.

Diğer bir derinlik tipi filtre elemanı ise diyatome toprak, lekeci kili, odun kömürü, aktif alüminyum oksit veya kil gibi, tozlaşmış malzeme içerir. Bunların mikrometre altı anma değerleri vardır ve kirlenmeye (kontaminasyona) neden olan maddeleri, moleküler yapışma yoluyla emerler. Derinlik ve yüzey tipi filtre elemanlarının farklı özellikleri, Şekil 5.6'da görülmektedir. Yüzey tipi filtre elemanları belirli boyutlardaki partikülleri tam olarak ayırır fakat, derinlik tipi filtre elemanlarında bu işlem, daha bir rastgele biçimde olmaktadır.

Yüzey tipi filtre elemanları genellikle geri yıkama yoluyla temizlenebilir fakat bu yöntem derinlik tipi filtre elemanlarına uygulanamaz; bu yüzden derinlik tipi filtre elemanları, kirlenince atılır. Bazı filtre elemanları, her iki tipin özelliklerini de taşır; örnek sinterlenmiş ve seramik elemanlar, bazen derinlik tipi filtre elemanı sınıfına girer.

Manyetik separatörler

Manyetik separatörler, büyük demir partiküllerinin yakalanması için bazen kullanılır. Bunlar, akışkan tankına monte edilen manyetik plakalardan veya filtre elemanlarının ya da parçaların arasına konan manyetik tapalardan oluşur. Önemli ve hatırdaki tutulması gereken bir husus, manyetik separatörlerin sadece tortu boyutundan büyük demir partiküllerini tutabildiğidir. Piyasada çeşitli tip elemanlar

mevcuttur ancak bu elemanlar hidrolik sistemlerde kullanılırken, alışlagelmiş filtrasyon yöntemlerini de, bunlarla birlikte uygulamak gerekir.

Elektrostatik filtrasyon

Statik elektrik, akışkanda kirlilik (kontaminasyon) yaratır fakat bu özellik akışkanın temizliği için de kullanılabilir. Akışkana daldırılan iki elektrod arasından bir elektrik akımı geçer. Akışkan içindeki partiküller elektrikle yüklenir ve elektrodlar arasında yer alan bir toplama plakasına yapışır. Üreticilere göre bu yöntemle, 0,05 µm'ye kadar olan partiküller toplanabilmektedir fakat bu durumda bazı katkı maddeleri de, bu partiküllerle birlikte toplanır.

5.3.2 Filtreleme teknolojisi

Filtre kapasitesi

Filtreden geçen akış, eleman üzerinde oluşan basınç düşmesine bağlıdır. Yüzey tipi elemanlardaki yüksek yüzdeli açık alan (% 30 normaldir), belirli bir debi için, derinlik-tipi bir elemana göre daha az bir basınç düşmesi yaratır.

Filtre, pislikleri akışkandan temizledikçe akış yolları kısmen tıkanır ve eleman üzerindeki basınç düşmesi artar. Birçok filtrede, basınç düşüşü daha önce ayarlanan bir değere ulaştığında açılan bir by-pass valfi vardır.

Çoğu filtrelerde elemanın durumunu ve değişmesinin gerektiğini ikaz eden bir gösterge vardır (Görsel veya elektriksel). Gösterge, kirli akışkanın sisteme geçmemesi için, by-pass valfi açılmadan önce devreye girmelidir. Bir filtrenin "kontaminasyon kapasitesi", belirli koşul altında, verilen bir basınç düşmesi için, filtrenin tutabileceği kirliliğe (kontaminasyona) neden olan madde ağırlığı olarak tanımlanır. Bu, filtrenin kullanım ömrü hakkında bir bilgi vermez çünkü devredeki filtre elemanının kullanım ömrü, akışkanın temizliğine ve çevre şartlarına bağlıdır.

STATİBARI FİLTRASYON DEĞERİ

Eski bir Amerikan askeri şartnamesinden türetilmiş olsa da, bu değer rastgele bir mikrometrik düzeyi ifade eder ve filtre üreticisi tarafından belirlenir. Standartizasyon ve tekrar üretilme işlemlerinin olmaması bağlamında, bu değer pekaz bir kıymet taşımaktadır.

MUTLAK FİLTRASYON DEĞERİ

Mutlak filtrasyon değeri, belirli test şartları altında filtreden geçebilecek en büyük, sert küresel partikülün çapıdır ve filtre elemanındaki en geniş açıklığı gösteren bir değerdir.

KABARCİK NOKTASI TESTİ

Kabarcık noktası testi, tel örgülü filtrelerin mutlak filtrasyon değerini, hassas olarak ölçen basit bir yöntemdir. Ayrıca, tek kullanımlık filtre elemanlarının mutlak filtrasyon değerleri için de, yaklaşık bir sayının elde edilmesini sağlar. Test, elemanın, yüzey gerilmesi bilinen bir akışkana daldırılması ve ardından, hâlâ akışkanın içinde iken, elemana hava basıncı uygulanmasından ibarettir. Eleman kend etrafında yavaşça döndürülürken, hava basıncı bir kabarcık akıntısı gözlenene kadar yavaş yavaş artırılır. Uygulanan basınç, tel örgülerdeki, maksimum gözenek açıklığı ile ters orantılıdır.

ORTALAMA GÖZENEK BÜYÜKLÜĞÜ VEYA ORTALAMA FİLTRASYON DEĞERİ

Bu değer, bir filtre elemanında bulunan gözeneklerin ortalama büyüklüğünün bir ölçüsüdür.

Yukarıdaki tüm filtre değerleri, kontaminasyon yaratan madde olarak sert küresel pislik veya "Hava filtresi ince test tozu" (Air Cleaner Fine Test Dust = ACFTD) kullanılarak temiz elemanlar için çıkarılmıştır. Pislik partikülleri nadiren küresel olur; hatta ince uzun metal partiküller veya iplikçik şeklinde materyaller şeklinde bile olabilirler. Bunlar, 10 µm çapında ve 200 µm uzunluğunda olup, mutlak filtrasyon değeri 10 µm olan bir elemanın içinden geçebilirler. Eleman kalıbı geliştikçe veya derinlik tipi bir filtrenin kullanılması sureti ile (ki bu tiplerde dolambaçlı akış yolları vardır), bu olayın oluşma riski azaltılır.

BETA ORANLARI

Beta oranı, filtre elemanlarından geçen akışkandan, kirleticileri alıkoyma verimini ifade eder.

$$\text{Filtrasyon oranı } \beta_x = \frac{x \text{ } \mu\text{m'den büyük akışa karşı parçacıkların toplam sayısı}}{x \text{ } \mu\text{m'den büyük akışaşağı parçacıkların toplam sayısı}}$$

Örnek: β_{10} oranı 2 olan filtre, 10µm'den büyük partiküllerin yüzde ellisini (%50) durdurur. β_{10} oranı 10 µm olan bir filtre elemanı ise, 10 µm'den büyük partiküllerin yüzde doksanını %90 durduracaktır. Oran yükseldikçe, filtre elemanının etkinliği de artacaktır.

Beta oranı, yapay kirliliğe (kontaminasyona) neden olan bir maddenin (ACFTD) kullanıldığı "ISO çok-geçişli testi" ile elde edilir. Burada sabit bir partikül şekli ve sabit boyut dağılımı vardır. Testler, düzgün debide ve yapay olarak yükseltilmiş kontaminasyon derecelerinde uygulanır. Pratikte, filtre elemanının kontaminasyon derecelerinde uygulanır. Pratikte filtre elemanının performansı, döngülü akış, diferansiyel basınç, soğuk çalışma by-pass sızıntısı, filtre gövdesi yapısı ve

yanma dirençli akışkanlar gibi etkenler sayesinde, önemli ölçüde değiştirilir.

β_x 'in 75'e eşit olduğu mikron büyüklüğü durumlarında, beta oranı filtrenin mutlak oranına eşit olduğu kabul edilir.

Filtre elemanı göçme basıncı

Filtre elemanlarının çoğu, 10 bar'lık bir basınç farkına dayanabilecek şekilde tasarlanır. Buradan, filtreler sadece düşük basınç uygulamalarında kullanılır gibi bir sonuç çıkarılmamalıdır. Bu elemanlar, devre basıncının 400 bar (örneğin) olduğu durumlarda bile kullanılabilir. Önemli olan elemanın üzerindeki basınç farkının 10 barı geçmemesidir; böylece eleman sağlam kalacaktır. Filtre elemanları genelde dönüş veya emme hattı uygulamalarında basınç altında kullanılır ve her zaman 3-4 barlık bir basınç farkında açılan by-pass valfleri ile korunmalıdırlar. (emme filtrelerinde 0,1 bar).

210 barlık basınç farkına dayanıklı özel olarak güçlendirilmiş, tek kullanımlık elemanlar mevcut olup, bunlar by-pass valfi olmayan gövdelerde kullanılabilir. Eleman kirlendikçe, üzerinde artan basınç farkı akışı engeller. Bunlara "dirt fuse" (kir sigortası) denir. Maliyeti dışındaki (maliyeti genelde bir düşük-basınç elemanınınkinin üç-dört katıdır) en büyük dezavantaj, eleman aşırı derecede kirlendiğinde, çıkış kapasitesinin önemli ölçüde azalması ve fazla ısı oluşmasıdır. Yedi barlık bir basınç farkı elemanın değiştirilmesini gerektiren uygun bir sayısal değer olarak kabul edilir. Yeniden temizlenebilir tavllanmış metal elemanlar, çok yüksek patlama ve göçme basınçlarına sahiptir ve piyasada bulunabilirler. Genellikle, servo valfin port girişinde olduğu gibi, kire karşı hassas aksamda, bu gibi hassas aksamın girişine konan filtre olarak kullanılırlar.

By-pass valfleri

Kirlenmiş bir filtre elemanı boyunca izin verilebilir maksimum basınç düşüşüne "son basınç" adı da verilir. Göçme basıncı 10 bar olan bir elemanın son basıncı, 3 bar civarında olacaktır. İdeal koşullar altında, gösterge 2,5 bar'da uyarı verecek ve bypass valfi 3,5 bar'da açılacaktır.

By-pass valflerinin üç temel yapısal biçimi vardır:

- Filtre gövdesinin tepesine monteli bir çekvalf (bkz. Şekil 5.5). Filtre tıkanıkça, elemanın üzerindeki basınç farkı, çekvalf yayının değerine yaklaşır ve açılan valf, elemanı kısmen devre dışı bırakarak, akışkanın bir kısmının valf üzerinden geçmesine izin verir.
- Filtre elemanının içine monteli bir çekvalf. Bu tipin çeşitli versiyonları sayesinde, her filtre elemanı değiştirildiğinde, otomatik olarak uygun bir çekvalf monte edilir.
- Eleman yaylıdır ve basınç farkı arttıkça eleman kısa devre akışının geçişine izin verecek şekilde hareket eder.

Bir filtre devre dışı kaldığında, filtrenin korunması gereken devre bölümlerine filtre edilmemiş akışkan girecektir. Ne yazık ki, en iyi filtrelerde bile bay-pass valfleri sızıntı yapmaktadır. (Özellikle ani basınç ve akış artışlarında). Bu durum, filtre etkinliğini önemli ölçüde azaltır.

Durum göstergeleri

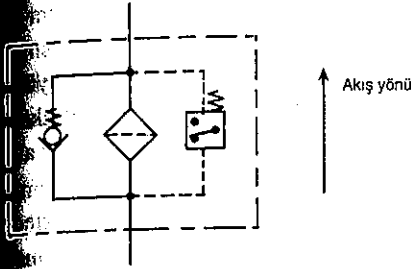
Filtre elemanlarının durumlarının gözlenmesi çok önemlidir ve filtre türlerinin büyük bir çoğunluğunda, göstergeler mevcuttur. Üç temel tip durum göstergesi kullanılır:

- Filtre giriş yolundaki bir manometre. Filtre henüz yeni iken ve normal koşullarda çalışırken, bir veri alınmalıdır. Daha sonra manometre, elemanın değiştirilmesi gereken basıncı gösterecek şekilde işaretlenir. Bu çok sağlıksız bir yöntemdir ve sadece düşük-basınç uygulamaları için kullanılabilir.
- Mekanik bir düzenek by-pass valfini açar. Eleman tıklandıkça ve by-pass valfi kademeli olarak açıldıkça, mekanik bir düzenek, filtre elemanının durumunu gösteren bir harici ibreyi çalıştırır. İbre aynı zamanda elektrikli bir mikro-şalteri de çalıştırmak için kullanılabilir. Bazı tasarımlarda, sisteme yeni bir elemanın takılması durumunda bağlantı yeniden ayarlanmalıdır; Bu husus ihmal edilirse, göstergeden hatalı veriler alınacaktır.
- Bir basınç farkı şalteri, filtre elemanı üzerindeki basınç düşüşünü takip eder. Bu, mekanik bir gösterge veya elektrikli bir basınç şalteri olabilir. Bunlar en hassas göstergelerdir. Genelde bu düzenekte, yay yüklü bir piston vardır. Piston, yayın öbür ucuna bağlı olan elemanın giriş basıncına, yay da elemanın çıkış basıncına ayarlıdır. Filtre tıklandıkça, giriş basıncı, çıkış basıncına oranla daha fazla artar ve piston yayı sıkıştırarak şekilde hareket eder. Bazı tasarımlarda, pistonun içinde görsel gösterge butonunu veya elektrikli şalteri çalıştırmaya yarayan bir mıknatıs vardır.

Bu sistem, manyetik alan kapalı uç içinden çalıştığı için sadece sızıntıyı önler ve bir "snap action" "Ani etkileşim" yaratır. Daha ileri bir başka özellik ise bimetal termal "sistem kapatma"dır ki bu, özellik şalterin soğuk başlangıç koşullarında, çalışmasını engeller. (Düşük sıcaklıklarda artan akışkan viskozitesi elemanın üzerindeki basınç düşüşünü artırır ve termik bir kapatma olmaz ise gösterge bunu eleman kirlendi şeklinde değerlendirir). Bypass valfi ile devre dışı bırakılan filtrenin hassas elemanlara zarar verebileceği durumlarda, iki işlev kademeli göstergeler kullanılabilir. Birinci kademe elemanın kirlendiğine dair bir uyarı verir; buna önem verilmezse, daha yüksek bir basınçta çalışan ikinci kademe, devreye girerek, by-pass valfi açılmadan sistemi durdurur.

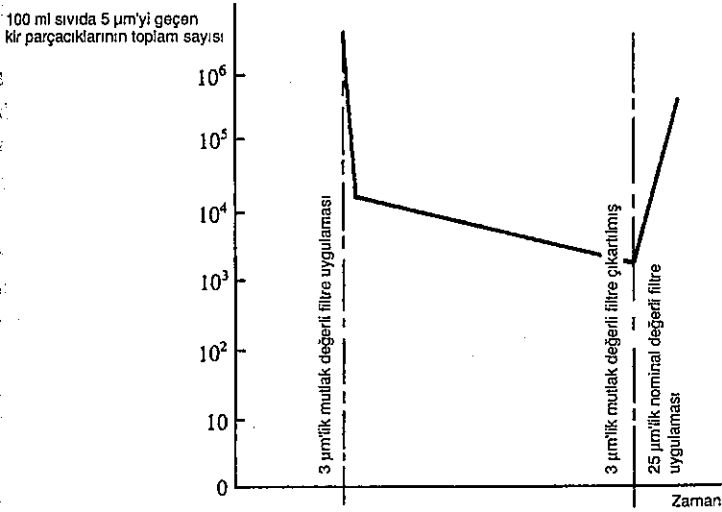
Göstergesiz filtrelerin kullanıldığı durumlarda, elemanlar düzenli olarak bakım sırasında düzenli olarak değiştirilmelidirler.

Daimi basınç değişikliklerine maruz kalan elemanlar yorulma neticesinde bozulabilirler. Eleman kırılırsa, göstergeler temiz bir eleman gösterir. Bu nedenle, elemanlar düzenli olarak bakım zamanlarında (örneğin yıllık), göstergede bir uyarı olmasa bile, değiştirilmelidir. By-pass valfli ve elektriksel göstergeli bir filtre aşağıdaki gibi sembolik olarak gösterilebilir.



Filtre kirlenme-zaman eğrileri

Filtre ile donatılmış bir devrede, akışkanda kontaminasyona neden olan maddeler belirli bir seviyeye kadar azaltılır ve bu seviye sabit tutulur. Filtre yerinden çıkarılır veya eleman devre dışı bırakılırsa, kir yoğunluğu hızla artar. Şekil 5.7, başlangıçta 25 µm'lik itibari filtrasyon değerine sahip bir filtre elemanının takıldığı bir do-



Şekil 5.7 Tipik kirlenme-zaman eğrisi.

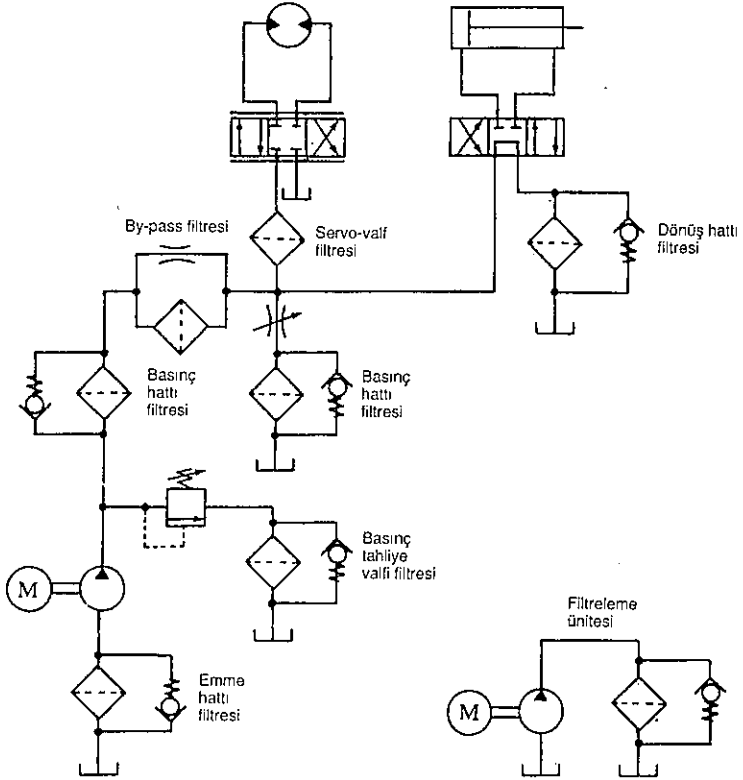
nanımdan, elde edilen tipik bir kirlenme-zaman eğrisini göstermektedir. Bu elemanın yerine 3 μm 'lik bir mutlak eleman yerleştirilirse, kir sayımında önce hızlı, sonra da kademeli bir azalma izlenir. Tekrar 25 μm itibari filtrasyon değerine sahip eleman devreye yerleştirilirse, kirlilik derecesi, derhal önceki değerine dönerek, kötüleşir.

Dolayısıyla, filtre elemanı tıkanıp veya devredışı kaldığında, yeni takılan elemanın uygun değerinde olması şarttır.

5.3.3 Filtrenin yerleşimi

Hidrolik bir devrenin her noktasında kir oluşabilir; bu nedenle, bir aksamın yüzde yüz korunması için, filtrenin bu aksamın girişine yerleştirilmesi gerekir. Bu aksam eğer parça kontaminasyon hasarına karşı duyarlı ise, özellikle böyle bir tertip alınmalıdır; örneğin, her servo valfin kendi filtresi vardır.

Şekil 5.8, filtrelerin bir devrede konabileceği çeşitli yerleri göstermektedir. Bunların tümünün birden kullanılmaları şart değildir, bir ya da ikisinin kullanılması, genelde yeterli olur.



Şekil 5.8 Bazı muhtemel filtre yerleşimleri.

Emme hattı filtresi

Tank ve pompa arasındaki emme hattında, pompa kavıtasyonunu önlemek için emme filtresi üzerindeki basınç düşmesi çok düşük olmalıdır ve 0,2 barlık bir düşük basınç by-pass valfi gereklidir. Elemanların mutlak filtrasyon değeri, izin verilebilir basınç düşmesine göre 25-125 µm değer aralığında olmalıdır. 74 µm, tipik bir emme filtresi için çok kaba bir rakam olarak gözükse de, elemanın zamanla topaklanması ve mutlak filtrasyon değerlerinin çok altındaki partiküller bile zamanla tutulacaktır. Eleman genellikle örümlü telden oluşur ve temizlenebilir türdendir. Emme filtresinin, pompayı korunmanın esas olduğu uygulamalarda kullanılması önerilir, çünkü bu filtreler sistemdeki diğer parçalar için yeterli koruma sağlayamazlar.

Düşük basınçlarda çalışıldığı için gövde çoğunlukla düşük maliyetli, preslenmiş hafif metalden yapılıdır. Filtrelerin bazı türleri tankın içine yerleştirilir.

Emme hattı filtresi, 125-250 µm'lik kaba bir tel örgüden oluşan ve tankın içinde emme hattına yerleştirilen "emme süzgeci" ile karıştırılmamalıdır. Emme süzgeci büyük parçaları durdurur ve pompa girişine hava kabarcıklarının kaçmasına engel olur. Genellikle süzgecin bir by-pass valfi yoktur.

Bazı büyük sistemlerde, ana hidrolik pompayı beslemek için bir yükseltici pompa bulunur. Bu durumda, yükseltici pompa ile ana pompa arasındaki hat, ince filtrasyon ayarlı bir filtre ile donatılabilir.

Basınç hattı filtresi (pompadan sonra yerleştirilen)

Filtre tahliye valfinden önce yerleştirilirse, toplam çıkış hacmini filtre eder ve tahliye valfine olduğu kadar, devredeki diğer parçalara da koruma sağlar. Bu durumda, bu filtre, pompalanan toplam akışkanın yerine sadece sistem tarafından kullanılan akışkanı filtre eden ve tahliye valfinin giriş ucuna yerleştirilen filtreye göre, basınç şoklarına karşı daha az korunur. Tahliye valfinden sonra yer alan bir filtre ise, akış değişmelerine ve ani şoklara maruz kalacaktır.

Çok ince bir filtrasyon, bir basınç hattı filtresi ile sağlanabilir. By-pass ve by-pass olmayan tipler kullanılır. Elemanlar genellikle derinlik filtresi tipindedir ve tek kullanımlıdır. Filtre gövdesi sistemdeki maksimum basınca dayanmak zorunda olduğundan, diğer tiplere göre daha pahalıdır.

Dönüş hattı filtresi

Dönüş hattı filtresi, Şekil 5.8'de basitleştirilerek gösterildiği gibi, sadece bir valf ve hareketlendiriciden değil, devredeki tüm ana parçalardan gelen akışların geçtiği, ana dönüş hattı üzerine yerleştirilir. Sızıntı hatlarının sınırlandırılması durumunda, bazı hatlarda (örneğin, motor veya pompa sızıntı hatları) çok yüksek karşı geri-basınçlar

oluşur ve bu husus dikkate alınmalıdır. Sızıntı hatlarından çıkan akış, genelde filtre edilmeden tanka döner. Akışkanın büyük bölümü bu filtreden geçer, ama tanka giren veya pompada ortaya çıkan kir, filtreye ulaşmadan önce sistemi dolaşmak durumundadır. Devredeki silindirlerin basıncı azaldığında filtre çok yüksek debilere dayanmak zorunda kalır. Genelde düşük basınçlar söz konusu olduğundan, gövde düşük maliyetli preslenmiş çelik yapıdır.

Tahliye hattı filtresi

Bu bir dönüş hattı filtresidir ve basınç hattı filtrelerinden daha düşük basınçlarda çalıştığı için daha ucuzdur. Filtre üzerindeki basınç düşmesi önemli bir husus olmadığından, 3 µm'lik veya daha ince bir filtrasyon gerçekleştirilebilir. Akış tahliye valfi üzerinde düzensiz olduğu için, filtre, ani-akış değişmelerine maruz kalır ve kontaminasyona neden olan maddeler hareket ederek filtre ortamını bozarlar. Filtre sadece üzerinden geçen akışkanın bir kısmını temizler ve bu miktar toplam akışın sabit bir kısmı değildir. Diğer konularla karşılaştırıldığında, bu yöntemin hiçbir avantaj sağlamadığı görülmektedir.

By-pass ve hava tahliye filtreleri

Olağandışı boyutlardaki büyük sistemlerde, tüm akışın filtre edilmesi çok pahalıya mal olur ve kısmi-akış filtrasyonu yapılır. Teoride, akışın bir kısmının ince bir filtreden geçirilmesi, sistemi temizler. Hassas parçaların söz konusu olduğu durumlarda, bazı iri partiküller filtreyi tıkayacağı için bu yöntem uygulanmamalıdır.

By-pass tipi filtre, içindeki ventüri düzeneği ile akışın bir kısmını filtreye, bir kısmını da direkt olarak sisteme veren bir basınç hattı filtresidir. Filtre üzerinde birikme oldukça, filtre üzerinden geçen akış da azalır.

Hava tahliyesi için bir dönüş hattı filtresi kullanılır. Bir akış kontrol valfi, akışkanın bir kısmını filtre üzerinden tanka boşaltır. Yöntemin en büyük dezavantajı güç israfıdır; çünkü filtre edilmiş akış, akış kontrol birimi ve filtre üzerinde, sistem basıncından atmosfer basıncına düşmektedir.

Servo valf filtresi veya aksam filtresi

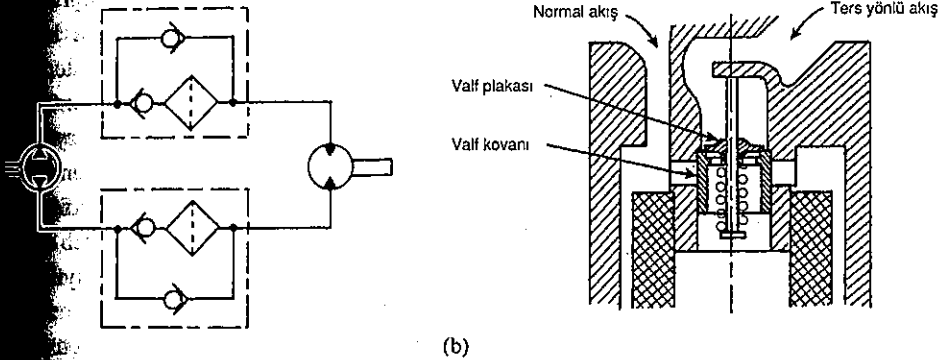
Bu filtreler parçalar arasındaki açıklıkların çok küçük olduğu özel birimleri korumak için kullanılan, basınç hattı filtreleridir. Aynı zamanda bir ana-hat filtresi kullanılıyor olsa bile, aksam filtresinin görevi, ana filtre ve aksam arasında oluşan veya ana filtreyi aşan ve kirliliğe (kontaminasyona) neden olan maddeleri tutmaktır. Aksam filtresinin mutlak filtrasyon değeri 3 µm veya daha küçük olmalıdır. ($\beta_3 \geq 75$); böylece gerekli koruma sağlanır ve bu durumda by-pass tipi olmayan bir kir sigortası tercih edilir.

Ters akış son şans, talaş filtreleri

Büyük çaplı sinterlenmiş diskler ve minyatür filtreler, son bir direnç noktası olarak, sistemin kontrol yollarına yerleştirilir. Bunların çok sık temizlenmesi gerekir, bazı durumlarda "kendini yıkayan" cinsten de olabilirler. Örneğin, filtrelerin korozyona neden olan maddelerin hareketlerinden valfe geçmesini önlemek için bir valfin yollarına takıldığı durumlarda, hareketlendirici akışının ters yöne geçmesi sureti ile, bu filtreler geri yıkılarak sürekli biçimde temizlenirler.

Ters akış filtresi

Hidrostatik transmisyon ana hatlarına alışılagelmiş filtreler yerleştirilirse, akış yönü değiştiğinde, biriken pislik filtreden çıkıp pompa emişine gider - bu istenmeyen bir durumdur. Şekil 5.9(a)'da sembolik olarak gösterilen filtreler bu sorun çözülebilir. Ters akış filtrelerinin özel valf düzeneği, akışkanın eleman üzerinden tek yöne geçmesini sağlar; ters yönde gelen akış ise, elemanı devre dışı bırakır ve böylece eleman üzerinde ters-akış olmaz.



Şekil 5.9 Ters akış filtreleri (a) Hidrostatik iletim devresinde, (b) Kesit.

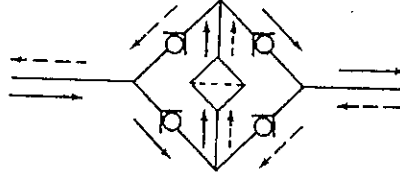
Şekil 5.9(b)'de, bir ters-akış filtresinin üstten kesiti görülmektedir. Üstte iki valf vardır: birincisi plakalı ve ağırlıklı dönüştü; ikincisi gömlekli ve yay döndürümlüdür. Görüldüğü gibi, bu gösterim anı, akış olmayan bir durumdur. Gömlek, yay sayesinde üst konumda tutulurken, bazı çapraz-geçişlerin önünü kapar, bu arada plakada da gömleğin üstünde, gömlek yollarını tutar.

Normal akım şartlarında, akışkan merkezden yukarıya filtrenin içinden geçer ve

plaka tipi çek valfi akış kuvvetleri sayesinde yukarı kaldırılır.

Ters-akış söz konusu olursa, hem plaka hem de gömlek yaya karşı aşağı doğru itilir ve akışkan, filtre elemanını devre-dışı bırakarak, çapraz portlardan geçer.

Akışı her iki yönde de düzenlemek için, köprü şebekesi halinde tertiplenen bir dizi çekvalf, tek bir filtre ile kullanılabilir. Şekil (5.10). Filtre üzerindeki akış, her zaman için tek yönlüdür.



Şekil 5.10 Köprü şebekesinde filtre ve çek valfler.

Filtreleme ünitesi

Alışla gelmiş filtrelerin, boyut ve montaj maliyeti nedeniyle kullanılmadığı büyük sistemlerde, çoğunlukla bir tali pompa filtresi devresi kullanılır. Uygun bir temizleme oranının sağlanması için, filtreden bir dakikada geçen akışın, sistem kapasitesinin en az %10'u düzeyinde olması gerekir. Ana sistem akışının en az %20'si temizleme döngüsünden geçmesi durumunda, doyurucu bir temizlik düzeyi sağlanabilir. Temizleme döngüsü filtreleri, aynı zamanda, bakım sırasında sistemin yeniden doldurulması veya sistemin temizlenmesi için de kullanılabilir. İstenildiği gibi tanka takılabilen veya bidondan tanka aktarmada, pompa ve filtre birimleri olarak kullanılabilen pompa filtresi birimleri piyasada mevcuttur. Bu birimler, büyük sistemlerin bakımı ve yenilenmesi için kiralanabilirler.

Birbirinden ayrı filtreleme ünitesi, çok verimli çalışmaları için küçük sistemlerde tercih edilmektedirler; bunların üzerinde sabit bir debi vardır ve ani basınç artışları, darbeler, şoklar ve titreşimler görülmez. Bunlar, değişken debili pompaların basınçları düşürüldüğünde ve ana pompalama sistemi kapalı iken de açık kalıp, filtreye devam ederler. Filtre elemanları, ana sistem çalışırken değiştirilebilir. Temizleme pompasının debisi ana pompanınkinden daha yüksekse, çıkış, ana pompa emişini temiz akışkanla doldurmak için kullanılabilir.

Bir diğer avantaj ise, döngünün soğutucu ve su temizleme birimleri gibi ek iyileştirme düzeneklerini de kapsayabilmesidir. Su temizleme birimi, gövdesindeki polipropilen elemanının içinde su emen bir polimer bulunan, standart bir filtre olabilir.

Hava Filtresi

Tanka girilen havanın seviyesi değiştiğinde tanka giren hava, sistemde kullanılan akışkanın temizlendiği mikrometrik düzeyde temizlenmelidir. Standart hidrolik dönme (Spin-on) filtre elemanları, hava filtresi olarak kullanılabilir; akışkan olarak sıvı yerine hava kullanıldığında, ortam daha verimli çalışır. Bir sıvı için mutlak filtrasyon değeri 25 μm olan bir elemanın mutlak filtrasyon değeri, hava filtresi uygulamalarında 5 μm 'dir. 3 katı bir mutlak filtrasyon değerine sahip olan eleman, hava için mikrondan daha büyük değerlere sahiptir; kuru ortamda, mantar sporlarını ve bakterileri bile tutabilir. Büyüklüğü hatalı veya tıkalı bir hava filtresi, pompa kaviteye ve bakım/vakum tahliye valfiyle korunması gereken tankta malzeme yorulmasına yol açar. Bu nedenle, bu aksamın boyutlarının doğru ayarlanmasına özen gösterilmelidir. Filtre elemanı, tankın üstüne, sıçramaların ulaşamayacağı bir yüksekliğe bir boru ile bağlanmalıdır. Ortamın nemli olduğu durumlarda, hem akış kapasitesi, hem de filtrasyon etkinliği azalır. Olumsuz çevre şartlarında, yüksek kaliteli bir hava filtresi büyük bir önem ifade eder.

Filtre konumuyla ilgili sonuçlar aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

- Filtre konumlarının çoğunun, kendilerine özel avantajları ve dezavantajları vardır.
- Pompayı korumak için sistemdeki en pahalı eleman olan emme filtresi kullanılır; ancak bu noktada, pompadaki kaviteye riskine karşı ince bir filtrasyon yapmak zordur. Ana pompa emişini, bir yükseltici pompa ve ince bir filtre kullanarak aşırı doldurmak bir çözüm yolu olabilir.
- Pompa arızalandığında, devrenin geri kalanını bir basınç hattı filtresi korur. Fakat, bu durumda çokça rastlanan akış ve basınç değişimleri, filtrenin etkinliğini azaltır. Filtre, pompanın biraz uzağına yerleştirilirse, tortu biriktirici görevi yapar ve devredeki bir valfin çalışması, filtreyi pompa debisinin birkaç katı olan debilere maruz bırakır.
- Geniş silindirlerin üstündeki basınç azalınca, dönüş hattı filtresine yüksek debiler de uygulanabilir. Öte yandan, sadece bir dönüş hattı filtresi, silindir sızdırmazlık elemanlarına giren pislikleri, tanka ulaşmadan ve sisteme geri dönmeye önce tutabilir.
- Filtre elemanları değiştirilirken, tanka yüksek bir hava hacmi girebilir. Bu nedenle, dönüş hattı ve temizleme döngüsü filtrelerinin sorun yaratması pek mümkün değildir.
- Beta oranı, filtre etkinliği ve filtrasyon değeri hakkında iyi bir bilgi verir. Ortalamanın üstünde bir filtrenin mutlak filtrasyon değeri 5 μm 'dir, beta oranları ise $\beta_{10} = 500$ ve $\beta_3 = 10$ şeklindedir. Bu demektir ki, düzgün akış test şartlarında, 10 μm 'den büyük partiküllerin % 99,8'i, 3 μm 'den büyük partiküllerin % 90'ı, filtre edilecektir. Bu koşullar, bir temizleme döngüsünde elde edilebilir. Basınç ve dönüş hatlarında görülen ani basınç ve akış değişimleri, verimi düşürecektir.

- Filtrenin ideal yerleşimi, üzerinde sabit akış ve basınç varken elde edilir. Mekanik titreşimlerden korunmuş bir yere yerleştirilirse, elemanlara ta kulan partiküllerin yerlerinden ayrılma riski azalır.
- Ayır bir filtreleme ünitesinin kullanılması ideal bir çözüm getirmez, sadece tüm sistemde genel bir kirlilik (kontaminasyon) kontrolü sağlar. Dolayısıyla, en iyi sistem; bir filtreleme ünitesinin, pompayı korumaya yarayan ve pompa emme hat-tında bulunan bir filtrenin ve her hassas elemanın önünde bulunan bir filtrenin birarada kullanılması veya filtreleme ünitesi ile pompa arızasına karşı devreyi ko-ruyan bir basınç hattı filtresinin bir arada kullanılmasıdır.
- Filtrenin sistemdeki yeri kolayca ulaşılabilecek ve durum göstergesi kolayca gö-rülebilecek şekilde olmalıdır. Elemanların değiştirilmesi ne kadar kolay olursa, o derece iyi bakım yapılacaktır.

5.3.4 Filtre ebadı

Mikrometrik filtrasyon oranı

Bir sistem için gerekli olan mikrometrik filtrasyon oranını hassas olarak belirlemek, önem dereceleri olan, birkaç parametreye bağlı olduğu için, imkansızdır. Bu pa-rametreler:

1. Sistemdeki parçaların kontaminasyona ve akışkan türüne karşı duyarlılıkları
2. Çalışma basıncı ve sıcaklığı
3. Sistemin iş çevrimi
4. Sistemin tahmin edilen hizmet ömrü
5. Gerekli güvenilirlik derecesi
6. Çevre şartları
7. Güvenlik yükümlülükleri

Hedef temizlik

İngiliz Akışkan Gücü Kontaminasyon Kontrol Programı (UK Fluid Power Con-tamination Control Programme) adı altında yapılan bir dizi çalışma sonucunda, çe-şitli endüstriyel kullanım alanları ve uygulamalar için, bazı genel hedef temizlik de-receleri belirlenmiştir (Şekil 5.7.). Bunlar, güvenlik yönünden, kabul edilebilir ortalama kontaminasyon düzeyleri için yol gösterirler.

Tasarımcının görevi, bu değerlerde veya daha iyi filtrasyon donanımını sağ-lamaktır, fakat, bu değerlerin izlenmesi ve elemanların düzenli olarak değiştirilmesi,

Tablo 5.7 Önerilen kabul edilebilir kontaminasyon düzeyleri

Uygulama	Hedef kontaminasyon sınıfı (ISO-DIS 4406 standardı)
Hassas laboratuvar veya havacılık ve uzay ekipmanı	13/10
Telemetrezgâhları	15/9
Enjeksiyon kalıplama tezgâhları	16/11
Mobil ekipman	18/11
Mekanik el aletleri	18/13
Denizcilik ekipmanı	17/12

kullanıcının sorumluluğudur. Bir sistem, çok temiz olamaz ancak filtrasyon düzeyi iyileştikçe, ön maliyet ve filtrede emilen enerji artar. Düşünülenin aksine, ince filtrede kullanımı, sistem temizlendikten sonra daha sık parça değişmesi demek değildir. Daha az kontaminasyon yaratıcı madde içeren sistemde, kendi kendine oluşan pislik miktarı da daha az olacaktır.

Akış Kapasitesi

Belli bir filtrenin akış kapasitesi şunlara bağlıdır:

- 1) Gövde üzerindeki kabul edilebilir basınç düşmesine
- 2) Filtre elemanı üzerindeki kabul edilebilir basınç düşmesine
- 3) Akışkanın viskozitesine ve dolayısıyla çalışma basıncı ve sıcaklığına
- 4) Akışkanın özgül ağırlığına

Çok üretici filtreleri için uygun debiler verir fakat bu veriler, belirli sıcaklıklarda belirli özgül ağırlıkları ve viskoziteleri olan akışkanlar için geçerlidir. Bunlar, kullanılan akışkana uygun olmayabilirler; böyle durumlarda, minimum çalışma sıcaklığı da göz önüne alınarak, oranlı bir düzenleme yapılmalıdır.

Soğuk başlatma koşulları da uygun olarak hesaba katılmalıdır, çünkü bu durumda viskozite, normal çalışma viskozitesinin birkaç katı olacaktır ve eleman üzerindeki basınç düşmesi de, oranlı olarak artacaktır.

Bunun için kaba bir hesap şöyle yapılır: dakika başına filtre kapasitesi en az pompa debisinin en az iki katı (dakika başına) veya litre olarak tank kapasitesinin üçte biri olmalıdır (Hangisi daha büyükse, o değer esas olur).

Daha hassas bir yöntem ise, temiz filtrenin üzerindeki maksimum basınç düşmesini hesaplamaktır; bu uygulama sistem için daha uygun olacaktır. genelde şu değerler elde edilir:

- By-pass valfi olan basınç filtreleri için 1 bar.

- By-pass valfi olmayan basınç filtreleri için 1,5 bar.
- Dönüş hattı filtreleri için 0,5 bar.
- Emme filtreleri için 0,05 bar.

Bu nedenle bazı üreticiler, temiz elemanlar ve gövdeler için, basınç farkları ve debi değer aralıkları verirler. Seçilen filtrenin uygun basınç farkındaki akış kapasitesi, filtrenin sistemi içinde maruz kalacağı tepe debisinden daha fazla olmalıdır. Bu filtrenin sistem içindeki konumuna bağlıdır. Genelde, basınç hattı filtresinin tepe debisi, pompanın gerçek debisidir. Akümülatörlerin kullanıldığı yerlerde veya filtre pompadan uzak bir yere yerleştirildiğinde bu değer daha büyük olur. Dönüş hattı filtreleri, pompa akışından çok daha büyük debi değerlerine maruzdur. Bunun nedeni, silindir piston alanları farklarının ve silindir basıncının azaltılmasıdır. Bu nedenle, bu gibi koşulların karşılanması için tolerans sağlanmalıdır. Filtrenin yüzey alanı ne kadar büyük olursa o kadar iyidir. Yüzey alanı büyük olan bir filtre;

- Daha küçük bir basınç düşmesi verir.
- Sistemin toplam verimini artırır.
- Kontaminasyona neden olan maddelerin temizlenmesini kolaylaştırır.
- Elemanın değiştirilmesi gereken zaman aralığını büyütür.
- Soğuk başlama koşullarından, daha az etkilenir.
- Sistemin performansını ve güvenliğini artırır.

Diğer modellerden daha pahalı olsa bile, işletme masrafları ile bu pahalılık dengelenir. Uygun filtrenin kullanılmasının önemi göz ardı edilemez. Filtre, sistemdeki en önemli ve ne yazık ki en çok göz ardı edilen elemandır.

5.4 SIZINTI KONTROLÜ

Pekçok insanın gözünde hidrolik sistemler, sürekli sızıntı yapan, itici görünümli düzeneklerdir. Doğru tasarım, montaj ve bakım sayesinde, sızıntı kaçacağı genelde kontrol edilebilir ve önlenebilir. Tüm devreler sızıntı yapıyor olsaydı, hiçbir zaman uçağa binmeye kalkışmazdık.

Hidrolik akışkanlar hem aksamın içinde hem de dışında sızıntı yapar. Aşırı düzeydeki iç sızıntılar, sistem verimini düşürür ve akışkanın, oluşan ısı nedeni ile bozulmasına neden olur. Aksamın tasarımında; yağlama ve basınç dengeleyicilerin kontrolü için bir miktar sızıntının varlığı dikkate alınır. *Harici sızıntılar* ise, sadece pis değil, aynı zamanda tehlikelidir. Akışkan, ekipmana ve ürünlere zarar verecektir. Ayrıca bu kayıp, masraf nedeni olacaktır. Çünkü kayıp akışkanı yenilemenin yanında, sistemin arızalı kaldığı süre artar ve üretim performansı düşer. Harici sızıntıların hiçbir avantajı yoktur.

Sızıntılar, mekanik ve hidrolik kaynak olabilen titreşim ve şoklar nedeniyle or-
du çıkar. Bunun sonucu, bağlantıların gevşemesi ve zamanla aksamın arı-
nmasıdır. Birbirine temas eden aksam arasında oluşan ve sızıntıların artmasına
denen aşınma diğer bir arıza nedenidir.

Diğer taraftan, sızdırmazlık elemanlarının aşınması; yüksek sıcaklıklar, kon-
nasyona uğramış akışkanın kimyasal olarak conta veya keçelerde hasar oluş-
ması, pisliklerin contada aşınmaya yol açması, aşırı yükleme ve yetersiz akış-
tırma nedeniyle ortaya çıkar.

4.4.1 Hidrolik Borular

Hidrolik sistemlerde akışkan, genellikle esnek olmayan bir boru sistemi veya esnek
borular içinden taşınır. Boruların gerekli özelliğe sahip olmaları ve boru bağ-
lantıları, sistemdeki diğer parçalar kadar önemlidir ve sızıntının kontrolü için vaz-
geçilmezdir.

Hidrolik Boru Sistemi

Eski tarihlerde, kalın cidarlı borular, İngilterede, "Emperyal itibari silindir çapı"
sınıflandırılmıştı. Gerçek dış çaplar, klasik su ve buhar borularınıninkilerle ay-
mıydı. Bunlar, özel birim sistemleri ile birleştirilince, pekçok vida dışı ölçüsü ol-
duğu için, bağlantılarda (rakorlarda) sorunlar çıkıyordu. Fakat günümüzde, bo-
rularında metrik değer aralıkları kullanmak, endüstride bir standart haline gelmiştir.
(Tablo 5.8). Borular; dış çaplarına ve, çeşitli çalışma basınçları için et kal-
ınlıklarına göre sınıflandırılmışlardır.

En çok kullanılan malzeme, kimyasal yapısı ve özellikleri DIN 2391/C
(BS3602:1962, CDS23) standardına, toleransı da BS 980: 1950 standardına göre
belirlenmiş olan karbon çeliğidir. Ayrıca, bazı uygulamalarda, paslanmaz çelik, ti-
tanyum, bakır, tungnum ve bundy kullanılır ve her malzemenin kendi avantaj ve
dezavantajları vardır.

Bağlantılar; havşalı rakorlar, kompresyon rakorları, pimli özel rakorlar, flanş-
lar ve kaynaklı ekleme kullanılarak yapılır.

Boru boyutları seçilirken, Tablo 5.8'de de görüldüğü gibi, standart borular,
dış çaplarına göre sınıflandırılmıştır. Ancak, hidrolik mühendisi için, debiye
uyumlu olması gereken iç çap ve çalışma basıncına uyumlu olması gereken et kal-
ınlığı önemlidir.

Akışın laminer (düzgün) ve basınç düşmelerinin de minimum olması, arzu
edilir. Bu durum, düşük akışkan hızlarında sağlanır. Emme ve dönüş hatları için
0,6-1,2 m/s ve çıkış hattı için de 2,1-4,6 m/s'lik, akışkan hız değer aralıkları uygundur.

Tablo 5.8 DIN2391/C'ye göre basınç uygulamaları için soğuk çekme dikişsiz bon çeliği boru.

Dış çap x duvar kalınlığı (mm)	Ortalama ağırlık (kg/m)	Maksimum çalışma basıncı (bar)		
		Emniyet faktörü 2.5:1	Emniyet faktörü 3.0:1	Emniyet faktörü 4.0:1
6 x 1.5	0.166	703		
6 x 1.0	0.123	428	586	
8 x 1.5	0.240	496	359	
8 x 1.0	0.173	310	414	
10 x 3.5	0.561	1089	255	
10 x 2.0	0.395	531	903	
10 x 1.5	0.314	386	441	
10 x 1.0	0.222	241	317	
12 x 2.5	0.586	552	200	
12 x 1.5	0.388	310	462	
14 x 2.5	0.709	324	262	
14 x 1.5	0.462	262	282	
15 x 2.5	0.771	428	221	
15 x 1.5	0.499	241	352	
16 x 3.0	0.962	490	207	
16 x 2.5	0.832	393	407	
16 x 2.0	0.691	310	331	
16 x 1.5	0.536	228	255	
18 x 1.5	0.610	200	186	
20 x 4.0	1.58	531	166	
20 x 3.0	1.26	379	441	
20 x 2.5	1.08	303	317	
20 x 2.0	0.888	241	255	
20 x 1.5	0.684	179	200	
22 x 3.0	1.41	338	152	
22 x 2.0	1.07	221	283	
22 x 1.5	0.758	159	179	
25 x 4.0	2.072	394	138	
25 x 3.0	1.63	297	263	
25 x 2.0	1.13	193	248	
28 x 4.0	2.37	359	159	
28 x 3.5	2.11	310	297	
28 x 2.5	1.57	214	255	
28 x 2.0	1.28	166	179	
28 x 1.0	0.666	83	138	
30 x 4.0	2.56	332	69	
30 x 3.0	2.00	241	276	
35 x 3.0	2.367	242	200	
38 x 5.0	4.07	324	161	
38 x 4.0	3.35	255	269	
38 x 3.0	2.59	186	214	
40 x 6.0	5.03	379	159	
40 x 5.0	4.32	310	317	
42 x 3.0	2.885	201	255	
48 x 6.0	6.21	310	133	
65 x 8.0	11.24	303	255	

Şekil 5.11

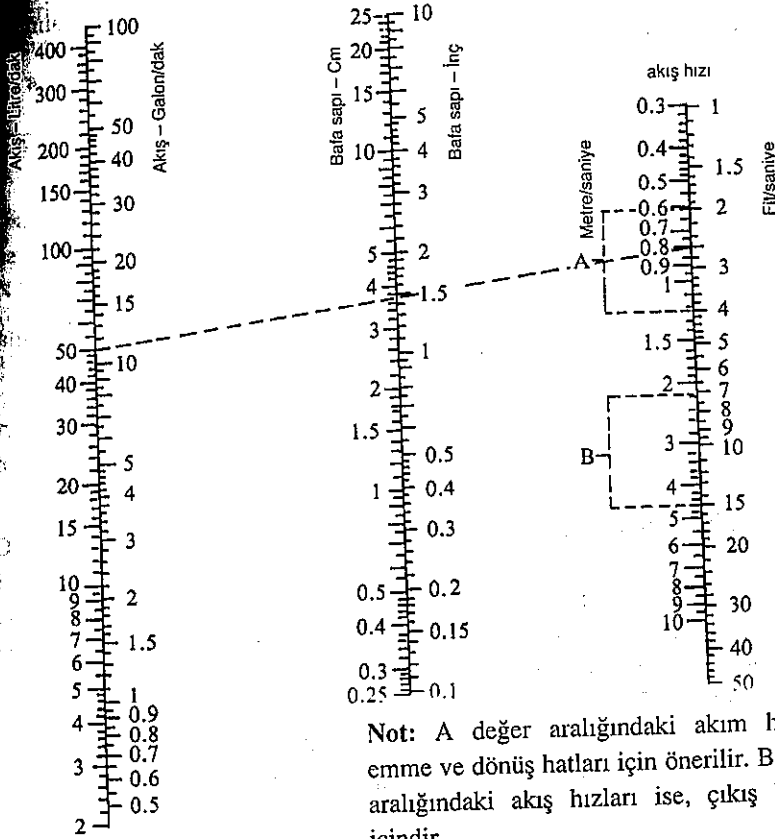
Emmanın çıkış hacmi 50 l/dak'dır. Maksimum sistem çalışma basıncı 200 bar, dönüş hattı maksimum basıncı ise 60 bar'dır.
Emma emme hattı (izin verilebilir hız, 0,8 m/s alınmış olursa)

$$50 \text{ l/dk.} = \left(\frac{50}{60}\right) \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Maksimum alanı} = \frac{50}{60} \times \frac{10^{-3}}{0.8} \text{ m}^2$$

$$= 1.042 \times 10^{-3} \times 10^6 \text{ mm}^2 = \pi d^2/4$$

$$\text{İzlen kesit alanı çapı, } d = \left(1.042 \times \frac{4}{\pi}\right)^{1/2} = 36 \text{ mm}$$



Not: A değer aralığındaki akım hızları, emme ve dönüş hatları için önerilir. B değer aralığındaki akış hızları ise, çıkış hatları içindir.

Şekil 5.11 Akış miktarı, akış hızı ve boru iç çapı nomogramı. Bu örnek 0,8 m/s'lik akış hızı ve $d = 3,7$ cm çap için 50 litre/dk.'lık akış miktarı için $d = 3,7$ cm değerini gösterir.

Tablo 5.8'den standart bir boru (42 mm dış çap x 3 mm et kalınlığı) seçilir; bunun iç çapı = 36 mm) olur. 4:1'lik emniyet faktörü ile bu boru, 101 barlık emniyetli çalışma basıncına sahiptir ve dönüş hatlarında da kullanılabilir.

Çıkış hatları için, 3,2 m/s'lik hız seçilirse (emme hattı hızı olan 0,8 m/s'nin dört katı), iç kesit alan çapı, emme boruları için hesaplananın yarısı kadar olacaktır.

Çıkış borusu iç çapı = $36/2 = 18$ mm olur.

Yine Tablo 5.8'den seçilen 25 mm dış çaplı, 3 mm et kalınlıklı, boru, 19mm iç çapı ve 3:1 emniyet faktörüne göre, 248 bar'lık çalışma basıncında emniyetlidir.

Bunun yerine $28 \times 4,0$ 'lık boru kullanılırsa emniyet faktörü de yüksek olur ve maliyet artar. Boru ve hortum üreticilerinin çoğu, boruların seçimi için tablolar ve diyagramlar verirler. Şekil 5.11, Dunlop Hiflex Ltd.'den alınmış bir nomogramı göstermektedir.

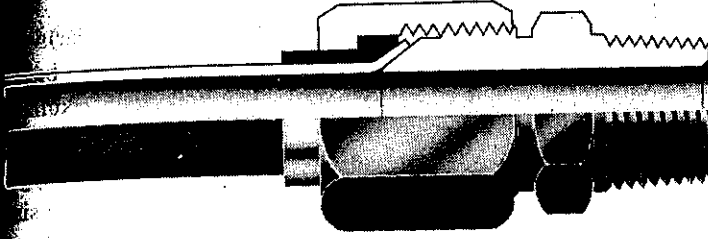
5.4.2 Yüksek basınçlı boru bağlantıları

Borular kaynakla sabit olarak veya çeşitli çıkarılabilir kaplinlerle, dişli bağlantılarla (rakorlarla) birbirlerine bağlanabilirler.

Havşalı rakorlar

Bunlar genellikle Amerika'da üretilen ekipmanda kullanılır ve JIC (Joint Industrial Council) veya SAE (society of Automotive Engineers) standartlarına göre üretilir. Borunun ucu, pres ve dayama "dolly" veya hidrolik havşa presî ile şekillendirilir. Bağlantıların çoğunda 37° 'lik (toplam 74°) havşa kullanır. Borunun deformasyonu nedeniyle güçlü bir mekanik montaj elde edilse de, yine de metal yorulması görülür. Somun dişli tür boru UN (Ortak standart) dır.

Parker Honnifin üç kilitli boru türünde (Şekil 5.12), borunun havşalı ucu, boru somunu ile uç eleman ve ara manşon arasına sıkıştırılmıştır. Mekanik destek, ara manşona bağlanır; hidrolik sızdırmazlık ise, havşanın boru içindeki yüzeyi ile uç bağlantının konik ucunun birbirine oturan yüzeyleri sıkıştırılmaktadır. Bu tasarımda; ara manşon değiştirildiğinde, geri kalan bağlantı parçaları hem inç hem de metrik sistemdeki boru bağlantıları için kullanılabilirler.



Parker Hannifin Corporation

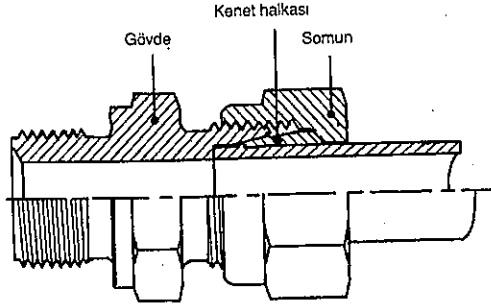
Şekil 5.12 Parker Hannifin üç kilitli boru bağlantısı

Otomotiv ve Soğutma Sistemlerinde ortak olarak kullanılan SAE 45° standardı bağlantı aksamı SAE 37° standardı aksamın aynı dişli rakorlarını kullandıklarından, bu rakorları ile karıştırılırlar, görüldüğü gibi bunların toplam havşa açıları 90°'dir, ve bu hususa dikkat edilmelidir. Bir Japon endüstriyel standardı, 30°'lik (toplam 60°) havşa açısı ve BSPP dişlileri kullanır.

Rakor halkası tipi kompresyon bağlantısı

Bu bağlantı, pekçok üreticiden alınabilen değiştirilebilir parçaları sayesinde, en çok kullanılan bağlantı tipidir (Şekil 5.13). Pekçok Avrupa standardına kayıtlıdır ve DIN 2353 kaplini olarak anılır. (BS4368'in dayandığı DIN standardıdır). Gerçekte kaplinin her üç parçası ayrı standartlarla sınıflandırılır; DIN 2353 standardı öncelikle üç rakorları içindir.

Bağlantı, rakor halkasıyla yapıldığında (buna "sıkma yüksüğü" adı da verilir.) boru, 24°'lik bir toplam konik havşa ağzına doğru vidalanarak sıkılmakta ve böylece hem mekanik birleşme, hem de hidrolik sızdırmazlık sağlanmaktadır.



Şekil 5.13 Rakor halkalı kompresyon bağlantısı (DIN 2353).

Bu bağlantıyı islah etmek için ek sızdırmazlık elemanları (contalar) ve/veya yivli kesme yüksükleri kullanmak gibi bazı girişimler yapılmıştır. "Oclau" bağlantısı, boruda önceden oluşturulan yivli ağızla birlikte, yivli kesme yüksüğünün kullanılması suretiyle yapılır. Teknik olarak çok etkin bir bağlantı olmasına rağmen boru ucunun şekillendirilmesi için ek iş gerekmesi, kullanımını sadece çok özel uygulamalarla sınırlamıştır. Ravitt Division of Aeroquip tarafından üretilmekte olan HF sistemi, yumuşak çelikten bir yivli kesme yüksüğü ile birlikte polimide bir sızdırmazlık elemanını (conta) birlikte kullanmaktadır. İki sistem de, DIN 2353 standardı elemanlarından 24°'lik konik havşa açılı parçalarla uyudur.

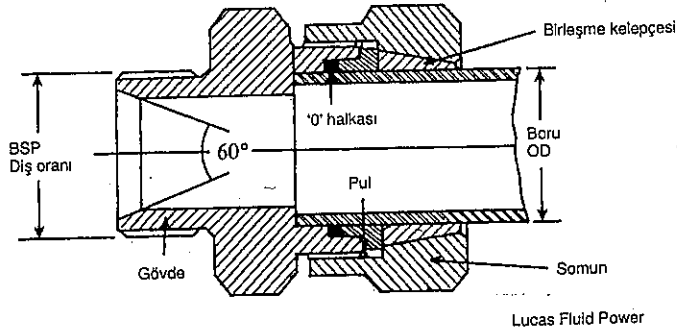
Sıkıştırma tipi kaplinlerde, hatalı birleştirmeye bağlı olarak pekçok mesele ortaya çıkar. Boru ucunun hazırlanması önemlidir. Borunun ucu çok düzgün ve tam düşey bir kesit halinde ve tercihan boru testeresi ile kesilmelidir, boru kesme işlemi esnasında boru ucunun bozulması mümkündür. Çapaklar, kesilen ucun hem içinden hem de dışından temizlenmeli ve uçlar yağlanmalıdır. Borular bir bağlantıya uyumlu olarak monte edilse bile, gereğinden az veya fazla sıkıştırma olabilir. En iyi sonuçlar, borunun rakor halkasını ve boru somununu, boru ile birlikte bir ön ayar takımıyla önceden oturtmak sureti ile elde edilir. Bu alet sertleştirilmiş çelikten üretilmiş kör uçlu bir bağlantıdır ve esas bağlantı ucunu temsil eder. Ön ayar bağlantısını yapmak için, boruyu tamamen mastar aletindeki yuvaya oturtunuz ve somunu elle sıkıştırınız. Somunu bir anahtarla sıkıştırmaya devam ediniz ve bu arada borunun somunla birlikte dönmesine izin veriniz. Boru dönmeyi durdurunca, somunun yerini işaretleyiniz ve üretici tarafından daha önce belirlenen miktar kadar sıkıştırınız. (Genelde 3/4 ve 1/4 tur arası). Bağlantıyı sökünüz ve gözünüzle yüksüğün boruyu keserek yerine oturup oturmadığını, yerinde dönüp dönmediğini ve hareket edip etmediğini kontrol ediniz. Borunun esas bağlantı yerine son montajı büyük ihtimalle, rahatça elle yapılacak ve kollu anahtarla da yarım veya çeyrek tur sıkıştırılacaktır. İnce cidarlı borularda kullanılan ön ayar aleti ile birlikte, bir mandrel kullanılmalıdır.

Çok sayıda bağlantının yapılması gerekli ise, bir ön ayar mastar makinası kullanılmalıdır. Bu makina, hidrolik veya pnömatik güçle çalışan ve rakor halkasının, zaman ve işgücü tasarrufu sağlayarak, kaliteli bir düzeydeki ön montajını yapabilecek nitelikte bir düzenektir. Boru montajı hakkındaki diğer öneriler ise bu bölümde daha sonra geçecektir.

"O halkası"- (O-ring) kompresyon bağlantıları

Bazı bağlantılarla hidrolik sızıntıyı önlemek için bir "O" halkası ile birlikte mekanik desteği sağlamak için bir parçalı metal halka kullanılır. Şekil 5.14'teki KR boru kaplini, bu tipe bir örnektir.

Eeroquip ORS-BT kaplininde borudaki hidrolik sızdırmazlığı ve mekanik bağlantıyı, sertleştirilmiş çelikten, üretilmiş bir yivli halka sağlar. Adaptör göv-

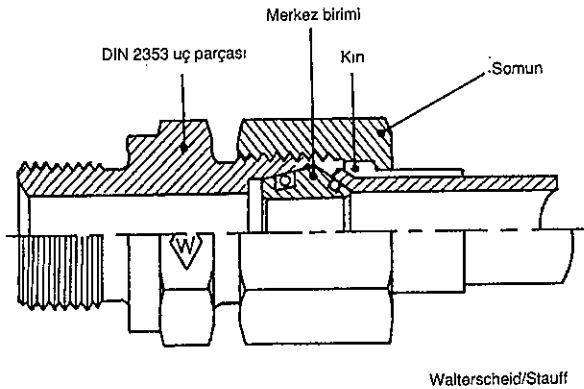


Şekil 5.14 KR boru kaplini.

desinin ucundaki oluk yuvada bulunan bir "O" halkası yivli halkanın işlenmiş yüzündeki sızıntıyı durdurur.

Değiştirme (Konversiyon) kaplinleri

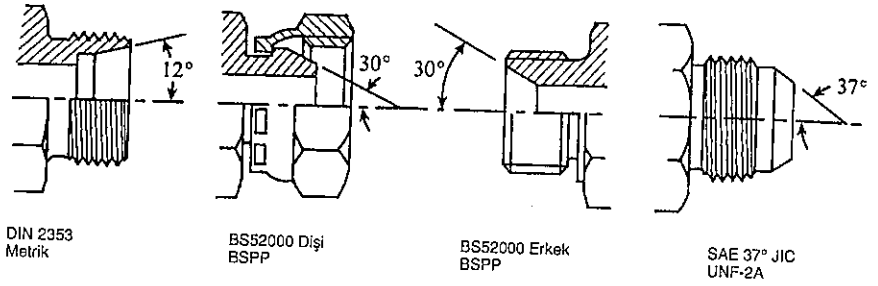
Şekil 5.15'deki Walterscheid Poziflare kaplini, SAE 37°'lik havşa açılı borunun, her yerde bulunan 24°'lik havşa açılı DIN 2353 bağlantısıyla birleştirilmesine imkan sağlar. Geçiş yapan merkez birimin her iki konik elemandaki sızdırmazlığı birer "O" halkası sayesinde sağlar. Bu arada, havşa da güçlü bir mekanik bağlantı sağlar.



Şekil 5.15 Walterscheid Poziflare'nin değiştirme (konversiyon) kaplini.

BS 5200 Bağlantı elemanı (Konnektör)

Rakorların çoğu konik uçludur ve Şekil 5.16'da bazıları görülmektedir. DIN 2353 metrik dişli elemanlarında, uygun boruyu, rakor halkasını ve boru somununu kabul eden toplam 24° 'lik bir konik eleman vardır. BS 5200 konnektörleri BSPP (British Standard Pipe Parallel = İngiliz Boru standardı) dişlidir. Erkek adaptörün ucunda 60° 'lik bir iç koni vardır ve dişli adaptördeki bir harici koniyle uyuşur. Dişli adaptörün üstündeki somun hareketli değildir ancak, bağlantıyı sağlamak için rakor üzerinde döndürülebilir. Hidrolik sızdırmazlık ise tamamen koniler arasındaki metal yüzeylerin birbirine oturması sayesinde sağlanır. Bu kaplin tipi, eskiden İngiltere'de yaygın olarak adaptörlerde ve hortum uçlarında kullanılmakta idi.

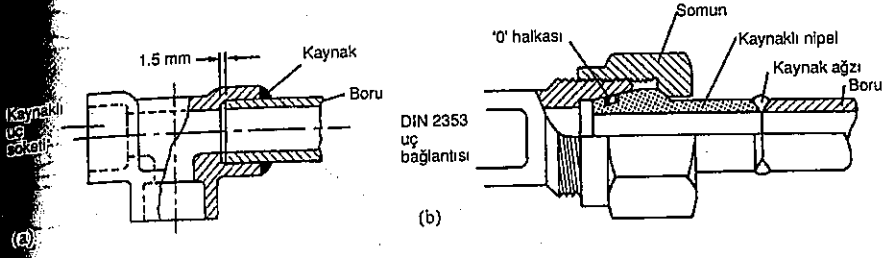


Şekil 5.16 Konik uçlu bağlantı elemanları.

Kaynaklı Bağlantılar

Ne kadar iyi olursa olsun, her kaplin bir potansiyel sızdırma noktasıdır; ve uygulaması yalnızca devrede zorunlu olarak söküp takma işlemi yapılan alanlarla sınırlıdır. Devrenin geri kalan kısımları için kaynak kullanmak en iyisidir. Boruların kaynaklandığı durumda, özellikle ağız-ağıza yapılan kaynakta, kaynak kontrollü şartlar altında olmalıdır.

Argon veya Helyum gibi bir asal gaz, kaynaklama sırasında, borunun ve rakorun içine verilmelidir. Bu yöntem, MIG ve TIG kaynaklarında kullanılan gaz altı kaynak yöntemindeki gibi, bağlantının içinde yanma nedeniyle oluşan kontaminasyona neden olarak partikülleri ve pulpul olup dökülmeyi önler. Ayrıca bu gazın debi ve basıncının sistemi temizlemeye yeterli olması ve sistemin içerisine geri basınçla hava girmesine imkan sağlayacak deliklerin olmaması önemlidir.



Şekil 5.17 Kaynaklı Bağlantılar (a) "T" soket; kaynak soğuduktan sonra kasılma oluşmaması için, borunun ucu ile soketin taban yüzeyi arasında 1,5 mm'lik bir boşluk bulunmalıdır. (b) DIN 2353 kaplin içerisindeki kaynaklı meme (nipel)

Kaynak işleri ehliyetli bir kaynakçı tarafından özenle yapılmalıdır. Ağız-ağıza kaynak yapımında gaz kullanılmışsa, parça daha sonra asitle temizlenmelidir.

Şekil 5.17 (a), "T" bir sokete yapılan kaynağı göstermektedir.

Kaynaklı meme (nipel)

En etkin sökülebilir bağlantılardan birisi de, boru ucuna ağız-ağıza kaynaklı bir işlenmiş nipel ile, standart bir DIN2353 uç rakorunun kullanılması (Şekil 5.17 (b)) sureti ile yapılan bağlantıdır. Rakor, "O-halkası" yivine oturmuş hali ile, tek bir bütün halinde boru çevresini kavramaktadır. "O halkası" uç bağlantısının 24° konik açısız yüzeyi üzerinde açılan bir yive (oluk) oturmaktadır. "O halkası" kesinlikle kaynak soğuduktan sonra yerine yerleştirilmelidir.

Not: Kaynaktan önce, boru somununu rakorun üstüne kaydırmayı unutmayınız.

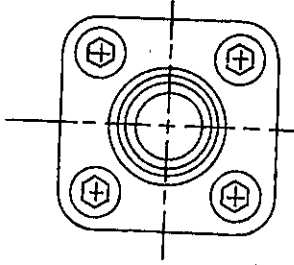
Ağız ağıza kaynak alanının aşırı derecede somuna yakın olması, borunun yerine ayarlanmasını sınırlayıcı sorunlara neden olabilir. Bu uyarlamalar kaynak işleminden önce yapılarak ayarlanabilir.

Flanşlı bağlantılar

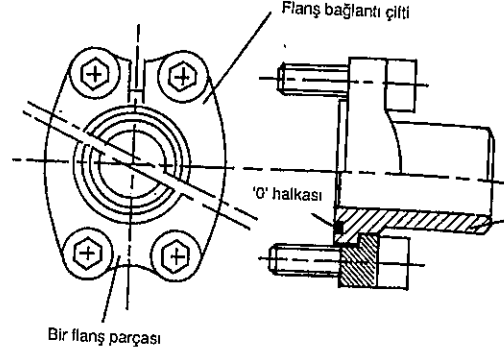
Bazı üreticiler aksini söylese de, 38 mm'den geniş dış çaplı borularda, etkin bir kompresyon bağlantısı yapmak çok zordur. Mesele, bağlantıyı sıkılaştırmak için gereken torkun uygulanamamasına bağlıdır.

Geniş çaplı borularda, flanşlı bağlantılar kullanılmalıdır. Ne yazık ki bunlar kompresyon rakorlarından daha büyük ve daha pahalı olurlar. Birçok sistem elemanı (pompalar, motorlar, filtreler, manifold blokları vb.) CETOP ve SAE standartlarına uyan flanşları kabul edecek şekilde yapılmıştır. (bkz. Şekil 5.18). Boruların ucuna

CETOP



SAE



Şekil 5.18 CETOP ve SAE flanş yapısı.

metal bağlantı kovanları kaynaklanabilir veya bunlar hortum ucu rakoru şeklinde olabilir. Hortum ve boruların yerleştirilmesi, flanş kovandan bağımsız olduğu için kolaylaşmış olur. Sızdırmazlık, flanş yüzeyine konan bir "O" halkası ile sağlanır. Ağız ağıza veya geçme (soket) kaynak için elverişli pekçok bağlantı kovanı vardır.

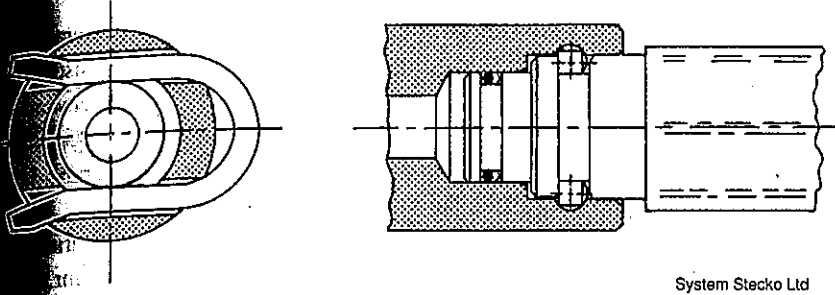
SAE flanşları en sık kullanılan türlerdir. İki seri halinde bulunurlar: SAE 207 bar (3000 lb/inç²) çalışma basıncı ve, SAE 414 bar (6000 lb/inç²) çalışma basıncı. Her seride, hem tek parçalı, hem de çok parçalı flanşlar kullanılır. SAE 3000 serisindeki bazı boyutlar, daha yüksek basınçlar için de uygundur.

CETOP, RP63H flanşlarının da kullanımı giderek artmaktadır. Bu tür 100 250 ve 450 barlık bağlantı meme (nipel) ile kullanılan ve 400 barlık çalışma için uygun olan bir kare flanştır. 250 barlık meme (nipel) SAE 3000'lerle, 400 barlık meme (nipel) de, SAE 6000'lerle birbirlerinin yerine kullanılabilirler.

Geniş çaplı borularda (50 mm'nin üstünde) açılabilir bağlantıların yapılması yolu da, flanşlı bağlantıların ve kompresyon rakorlarının iyi özelliklerini üzerinde birleştiren, KR flanş kaplinidir. Burada, flanş yarı kesit geçmeleri, bir çeşit KR kaplini borulara irtibatlanır (Şekil 5.14). Flanş cıvatalarının sıkıştırılması, parçalı bağlantı kovanlarını borulara sıkıştırır ve ön montajdan sonra bağlantı ayrılır, kollu anahtarlar ve yüksek sıkıştırma torkları kullanılmadan flanş yüzüne tekrar oturtulabilir.

Sürgü köprücükli (kısaç pimli) bağlayıcılar:

Maden sanayii alanında yaygın biçimde kullanılan bir bağlayıcı (konnektör)



System Stecko Ltd

Şekil 5.19 Sürgü köprücükli (Kıskaç pimli) bağlayıcılar.

Şekil 5.19'da görüldüğü gibi, bir kare kesit yüzeyi üzerinde kenetlenme sağlanan, bir geçme yatağı ve bir kıskaç pim (kupilya)'den ibarettir. Parçaların birbirine itiştiği yüzey üzerindeki bir "O-halkası", hidrolik sızdırmazlığı temin eder. Bağlantının yapılması basit ve hızlı bir şekilde gerçekleşir ve ekleme yeri emdi merkezinin çevresinde dönebilir niteliktedir. Bağlantının kendine özgü bir tür güvenilirlik özelliği de, hattın basınçlandırılması üzerine, bağlantının artık ayrılmayacak bir duruma kavuşmasıdır. Bazı tür hidrolik aksam, doğrudan doğruya kıskaç pim'le bağlantı yapılabilmesine imkan veren kıskaç pim yataklarını ihtiva edecek şekilde üretilmiştir.

Parçalarla (vidalı) bağlantılar

Bu başlıkta önce de anlatıldığı gibi, bazı parçalar flanş ve pim geçmeli bağlantılara göre tanımlanmış olsa bile, çoğunlukla vidalı bağlantılar kullanılmaktadır. Pekçok dişli boyut ve biçimi piyasada bulunduğu için, dikkatli olunmalıdır. En yaygın olarak kullanılanlar: BSPT, BSPP, NPTF, NPSM, JIC, SAE, UN, DIN3852, DIN 3901/3902, DIN 3907/647, PTT türleridir.

DIN 2353 gibi, pekçok Avrupa menşeli kaplin metrik dişlerle işlenmiş olmasına karşın, parçalardaki yollar, valf tabanları vb için kabul edilen standart, BSPP'dir. (British Standard Pipe Parallel = İngiliz boru standardı). Japon menşeli bağlantılar ise, ya BSPP'dir veya metriktr 'JIS konik PT' BSPT'nin, 'JIS Paralel PF'de BSPP 'nin özdeşidir.

Metrik ve Amerikan standart dişliler, 60°'lik diş açısına göre üretilir, oysa, BSPP'de, 55°'lik Whitworth tipi tasarım kullanılır. Başlangıçta bu dişler boruların uçlarına açılmakta idi ve itibari boyut ifade edilmek istenmekte idi. Sonuç olarak, diş çapı, itibari çap değerinden 1/4 inç kadar geniş olmaktadır. Bunların iki şekli vardır: konik (BSPT) ve paralel (BSPP). Bir Amerikan konik boru dişi tasarımı olan NPTF (National Pipe Thread Fuel) aynı şekilde gelişmiştir. Sızdırmazlık, dişlilerin formasyonu ile bozulur, ve bunların hidrolik sistemlerde kullanımı, Ulu-

sal Akışkan Gücü Cemiyeti (National Fluid Power Association) tarafından önerilmemektedir. Buna karşın bunlar dünyanın dört bir yanında, hidrolik sistemlerde kullanılmaktadır. NPSM (National Pipe Straight Mechanical), NPTF'nin paralel versiyonudur.

BSP ve NP tiplerinde, dişlilerin dış çaplarında ve diş aralığında çok küçük farklar olduğu için bunları birbirinden ayırt etmek zordur. Bazı boyutlarda, NP türleri her inç için sadece yarım diş fark gösterirler.

Rakorların, parçalarda diş çekilmiş girişlere takılması için yapılan tasarımlarda, uçlar düz olabilir, ancak başkaca, rakorlara bağlantı yapılacaksa, uçlar konik olur. Şekil 5.16, kompresyon ve BS2200 rakorları ile kullanılmak üzere üretilmiş 24°'lik ve 60°'lik diş konik uçları göstermektedir. Ayrıca SAE erkek konik tür de gösterilmiştir.

Amerika'da, çoğunlukla birleşik dişli şekli olan paralel-dişlili SAE rakorları kullanılır. Hidrolik uygulamalarda görülen bir diğer tür, JIC adıyla da anılan, SAE 37°'dir. Bu parçanın 74°'lik toplam açığı sahip bir erkek ucu vardır ve bu uç havşalı bir boruyla birleşir. 45°'lik (toplam 90°) bir erkek konik konnektör de piyasada bulunabilir ancak bu tür genellikle otomotiv ve soğutma uygulamalarında kullanılır. Japon JIS 30° (toplam 60°) erkek konik ve BSPP dişlileri de çoğunlukla birbirleri ile karıştırılmaktadır.

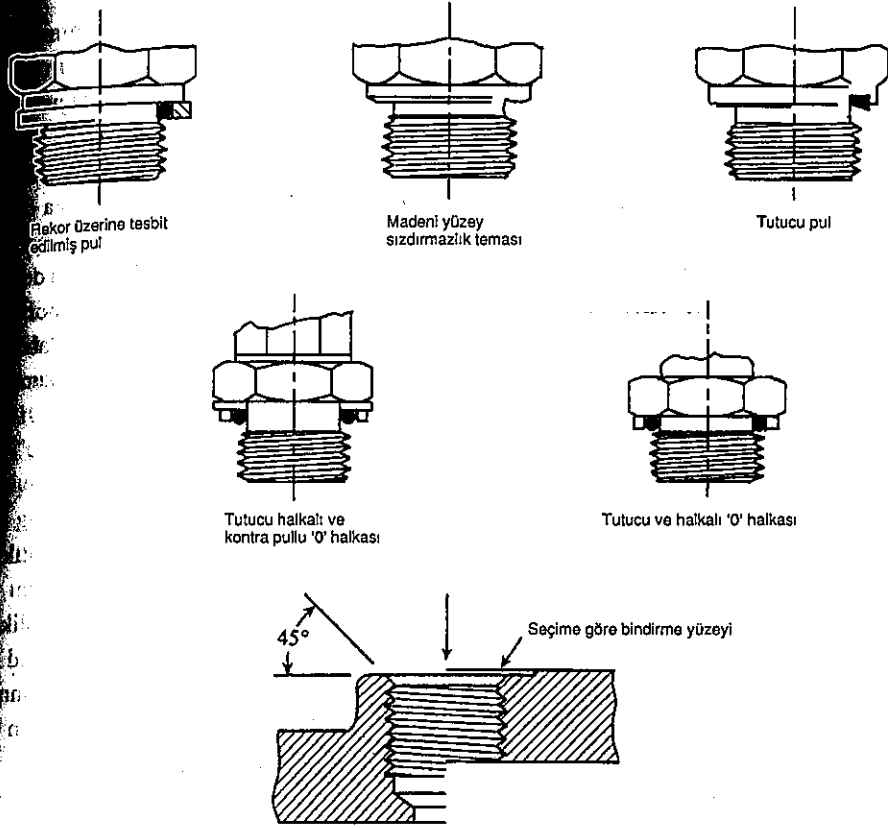
Çeşitli dişli tipleriyle bağlantıda, bunlar hidrolik bir girişe takıldığı zaman sızdırmazlık sağlamak için de çeşitli malzemeler vardır. BSPT, NPTF, DIN 3852 metrik konik elemanları gibi konik dişli rakorlarda, dişliler sızdırmazlığı sağlamaktadır. Konik rakorların kullanıldığı yerlerde, sızdırmazlık için PTFE bandı veya hidrolik hava sızdırmaz sıvı kullanılabilir. Dişli sızdırmazlık elemanlarının borunun iç kesit alanına girmemesi gerekir. NPTF, dişlinin dış alanı yerine dişlerin tepesinde sızdırmazlık sağlar ve böylece sızdırmazlık bandına gereksinim kalmaz.

Rakorların çoğunda, paralel dişlerle birlikte bir sızdırmaz conta veya pul kullanılır. Şekil 5.20'deki BSPP ve DIN 3852 paralel dişlilerinde kullanılan yardımcı sızdırmazlık elemanları:

- Metal-metale sızdırmazlık elemanı (keskin kenarlı).
- Elastomer sabit keçe.
- Rakor üzerine tesbit edilmiş pul.
- Bakır pul
- Tutucu pullu "O"-halkası
- Tutucu pullu ve kontra halkalı "O"-halkası

Bunların tümü yassı bir yüzey üzerinde sızdırmazlık sağlar. Bazı durumlarda sızdırmazlık elemanını üzerinde taşıyan bir hazır yüzey de söz konusu olabilir (Rakor üzerine tesbit edilmiş pul.).

SAE rakoru, rakor başının altına konan bir "O halkası" ile donatılmıştır. Konik deliğin tepesine işlenen oyuk bölge, bu yöntemle sızdırmaz hale getirilebilir. Dişli tipi birleşik türdendir.



Şekil 5.20 Paralel dişlilerle BSSP ve DIN 3852 rakorlarını sızdırmaz hale getirme yöntemleri

Boruların Tesisi

Boruların tesisi sırasında uyulması gereken bazı kurallar vardır:

- Her zaman yüksek bir temizlik standardını sürdürünüz.
- Boruları, kesinceye veya üzerlerinde bir işlem yapıluncaya kadar tıkalı tutunuz.
- Kestikten sonra çapak ve pislikleri temizleyiniz.
- Dişli rakorları inceleyiniz, varsa çapak ve kirleri temizleyiniz.
- Borular devamlı olmalıdır ve ısıl genişleme ve daralma olabilecek yerlerde dirsekler kullanılmalıdır. Minimum bükülme yarıçapı, sıcak bükülmeye boru dış çapının üç katı, soğuk bükümde ise 5 katı olmalıdır. Sıcak işleme sırasında borunun cidarının içinde çentik ve çapaklar olacağı ve bunların daha sonra asitle temizleme gibi özel yöntemlerle temizlenmesi gerekeceği için, bu yöntem çok sağlıklı değildir.

- Bükülme işlemi esnasında, borunun ucunda, rakorun montajı için, somunu uzunluğunun en az iki katı kadar bir düz bölge bırakılmalıdır.
- Potansiyel sızdırmayı azaltma, maliyeti düşürme ve hidrolik şoktan kaçınma gibi nedenlerle, rakorların sayısı, en aza indirgenerek tasarım yapılmalıdır. Bu tutturmak için kelepçe ve klemensler kullanılmalı ve harici gerilmeler önlenmelidir.
- Eğer boru, rakor açıldığında, yerinden fırlarsa, ya hatalı bükülmüş ya yanlış monte edilmiştir; Bu durum da istenmeyen bir gerilme nedenidir.
- Ağır parçalar, valfler, filtreler vb.zemin şaşesine cıvatalanmalıdır ve borularla cıvata teklenmemelidir. Ağır şoklara ve titreşimlere maruz kalan uygulamalarda, hortumlar, akümülatörler ve darbe sönümleyiciler bu şokları önlemek için kullanılmalıdır.
- Son montajdan önce boru sistemi gözden geçirilmeli ve tüy dökme bir kuvar parçasıyla temizlenmelidir.

Asitle temizleme

Kaynak, asal gaz püskürtmesi yapılmadan uygulanmışsa ve borunun içinde çentik ve çapaklar oluşmuşsa, boruları asitle temizlemek gerekir. Bu işlem, kullanılmayan ve depolanması uygun sağlık ve güvenlik kurallarına göre yapılması gereken tehlikeli kimyasal maddeler ve asitlerle uygulanır. Sonuçta bu işlem, uzman bir müteahhiden yardım alınarak, ya kendi tesislerinde ya da fabrikada yapılmalıdır. Montajı tamamlanmış bir sistemi asitle temizlemek, rakorlardaki kılcal bölgelerde kalan asidi tamamen temizlemek mümkün olmadığından, hiç de pratik bir yöntem değildir.

Asitle temizleme işlemi şu aşamalardan oluşur:

- 1) Bütün parçaların yağının giderilmesi.
- 2) Ticari pas sökücü eriyik dolu bir depoda, kontrollü sıcaklıkta, tüm çapak ve pası sökmeye yetecek minimum süre boyunca temizlik. Bu süre genelde müteahhidin tecrübesine bağlıdır.
- 3) Soğuk suyla durulama.
- 4) Nötralize edici madde içeren bir depoda nötralizasyon. Bu işlem, kontrollü bir sıcaklıkta ve karışımın üreticisi tarafından belirlenen bir süre boyunca devam ettirilir.
- 5) Sıcak suyla durulama.
- 6) Kuru ve filtre edilmiş hava akımı ile kurutma.

İşlem bittikten sonra parçalar tapalanmalı montaja hazır oluncaya kadar müteahhiden hürlenmelidir.

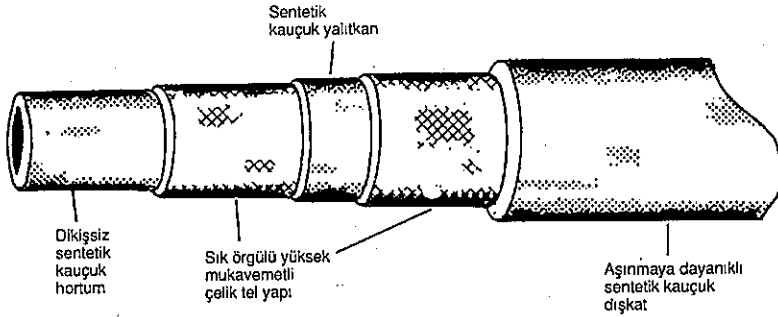
Asitle temizleme bazen işe yaramaktan çok, yeni sorunlara neden olur; bu nedenle mümkün olduğu kadar az uygulanmalıdır.

Rijit boru irtibatı, sadece birbirine göre tamamen hareketsiz olan elemanlar arasında yapılmalıdır. Esnek kaplinle çalışan bir pompa ve akışkan tankı arasındaki

emme hattı, parçalar birbirlerine göre hareketli durumda olacağından, bir esnek hortumla oluşturulmalıdır. Bu durumda kullanılan bir rijit boru, gereksiz gelişmeler yaratacak ve beraberinde sorunlar getirecektir. Bir alternatif olarak, tankın üstünden alınan bir esnek konnektöre boru irtibatı yapılabilir.

5.4.3 Hidrolik hortumlar

Hidrolik hortumlar, çelik tel veya dokuma örgü tabakasıyla güçlendirilmiş bir lastik veya sıcakta kalıplanmış plastik tabakasından oluşur; en dışta da plastik veya kauçuktan bir koruma tabakası bulunur. Şekil 5.21'de en çok kullanılan SAE 100R2 hortumunun yapısı gösterilmiştir. İki tabaka örgülü çelik tel bulunur ve "çift-telli hortum" olarak adlandırılır. SAE 100R1 (tek telli) hortumu ise benzer yapıdadır ancak takviye için sadece bir tabakası vardır ve daha düşük basınçlı uygulamalarda kullanılır. Çok yüksek basınç uygulamaları için, çok spiralli hortumlar bulunabilir. Bunların yapısı, örülmüş tel hortumları gibidir ancak 4, 6 veya



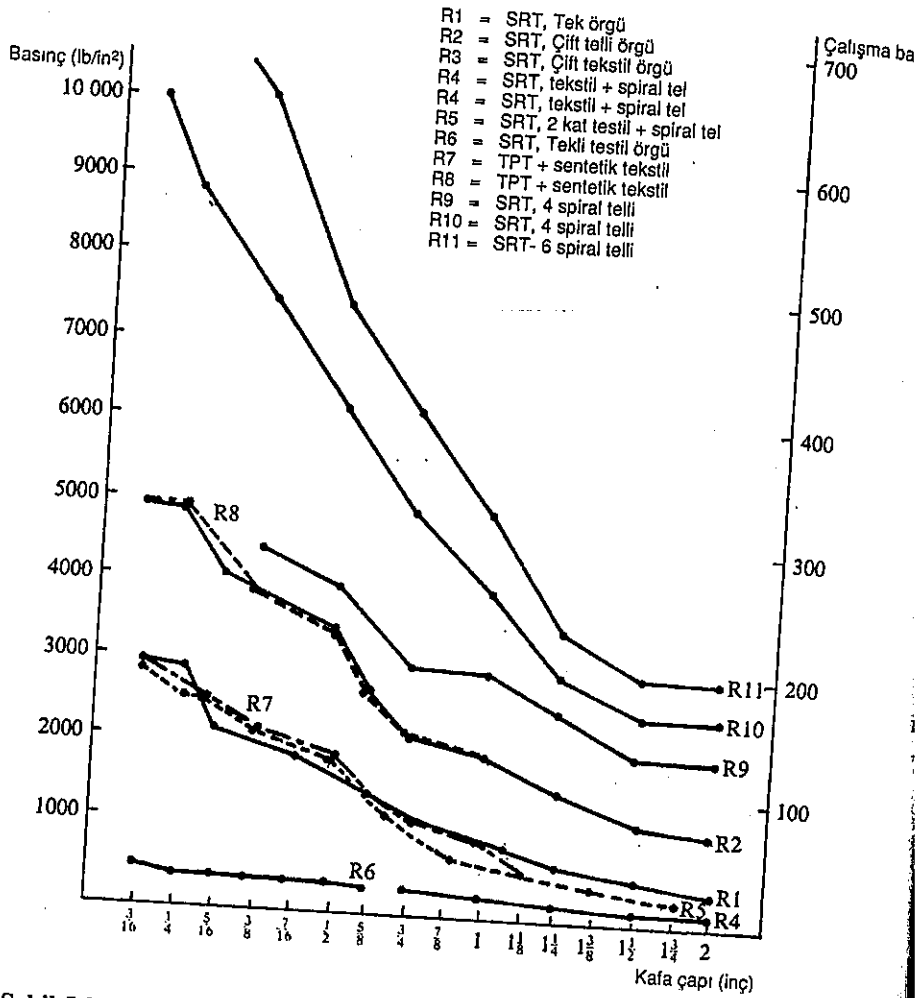
Şekil 5.21 Çift tel örgü tabakalı hidrolik hortum

daha fazla kauçuk yalıtım tabakalarıyla ayrılmış, helisel olarak üstüste sarılmış çok esnek tellerden oluşmaktadır.

Bazı yeni tür hortumlarda, (genelde iç kesit alanının çapı küçükse), güçlendirme için örme şeritleri, iç yapı ve koruma için de sıcakta şekillenebilir elemanlar kullanılır. Bunlar öncelikle otomotiv sanayiinde kullanılırlar.

Çalışma basıncı

Bir hidrolik hortum özel tipinin çalışma basıncı, her bir iç çapa göre farklıdır. Şekil



Şekil 5.22 Hidrolik hortum çalışma basınçları; SRT = sentetik kauçuk boru; TPT = termoplastik boru.

5.22'de SAE J517C-100R standardına göre üretilmiş hortumların çalışma basınçları vardır.

Minimum patlama basıncı

Çok yüksek emniyet faktörleri kullanıldığı için, tasarımdaki minimum patlama basıncı çalışma basıncının beş katı iken, gerçek patlama basıncı bundan çok daha fazladır.

Hortum ucu bağlantıları

Hortumların aksama ve rijit borulara bağlanması için çeşitli yöntemler vardır. Hortumlar sabitleme biçimlerine göre iki gruba ayrılırlar. "Hortuma çakılmış rakorlar", hidrolik veya dişli bir kalıplama makinasıyla hortumun içine takılırlar. "Tekrar kullanılabilir rakorlar" ise, basit aletlerle sabitlenebilirler. "Tekrar kullanılabilir" sözcüğü gerçekte yanlış bir terimdir, çünkü birden çok kullanılmaları çok enderdir.

Kalıplı uygulamalarda, hortumun çeperi, uç rakorun iç ve dış gömlekleri arasında sıkıştırılır; ve daha sonra hidrolik bir kalıplama makinasıyla birlikte sıkıştırılır.

R1, R2 ve eşdeğer hortumlarda, tekrar kullanılabilir rakorları kullanarak, uygun bir uç rakoru elde edilebilir. Uygun hazırlıklardan sonra, bir dış gömlek veya kauçuk halka, hortumun üstüne, vira edilir (sol vida dişi); sonra da bir iç gömlek veya iç kapak, kauçuk halkanın içine vira edilir (sağ vida dişi); böylece hortum çeperi iki gömlek arasına sıkıştırılır. Montajı kolaylaştırmak için parçalar, sistemde kullanılan türden bir hidrolik akışkanla yağlanmalıdır.

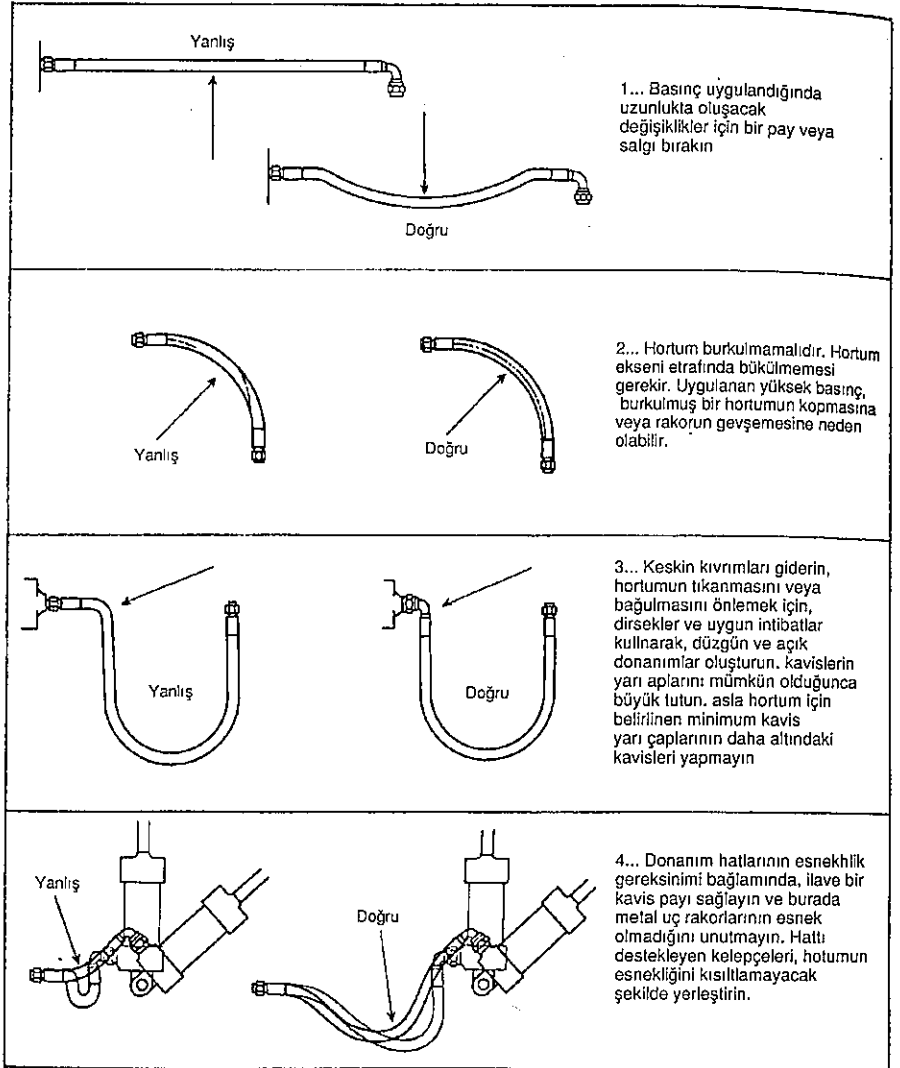
Not: Bazı hortum türlerinde, kauçuk halka takılmadan önce, en dıştaki kauçuk halka yerinden söktülmelidir. Yontulmamış hortumda, kauçuk halka dıştaki koruyucu tabakanın üstüne doğrudan uyar. Tekrar kullanılabilir rakorların termoplastik borulara takılması ise, özel ön-işleme aletleri gerektirebilir. Bunlar, klasik sentetik kauçuk hortumların da montajını büyük ölçüde kolaylaştırır.

Üreticiler, hortumlar için pekçok uç rakoru sağlamaktadır. Her hortum sınıfında, "tekrar kullanılabilir" ve "çakılmış rakorlu" tipler, ve her değer aralığı için otuzun üzerinde uç rakor tipi vardır. SAE 6000 gibi flanş uçları sadece hortuma çakılmış rakor bağlantılarında kullanılabilir, çünkü bunların çok yüksek basınç değerleri vardır. Bu çakılı bağlantılar, ekseriyetle çok spiralli hortumlarda kullanılır. Montajın kolaylaşması için, hortumun en az bir ucunun soyulmuş olması önerilir.

Hortumun Yerleştirilmesi

Hortumun yerleştirilmesi, fazla ayrıntı olmayan bir işlem olsa bile çok dikkatli olunmalıdır.

- Sert kıvrımları ve burulmaları önleyiniz - hortumun uç rakorları, aynı düzlem üzerinde olmalıdır.
- Hortumların birbirine veya çelik parçalara sürtünmesine izin vermeyiniz.
- Uygun uç rakoru seçiniz.



Winster Hose Ltd

Şekil 5.23 Hortumun yerleştirilmesi.

Şekil 5.23, hortum yerleştirilmesinde çok görülen hataları ve bunları önleme yöntemlerini göstermektedir. Hortumda bir kıvrım olduğunda, hareketsiz durumlarda bile, hortumun ucunun kısa bir kısmı düz ve uç rakoruna paralel konumda olmalı ve gerilmeleri önlemelidir.

Üreticiler, hem esnek hem de sabit montajlar için, minimum düz uzunluk ve minimum kıvrım yarıçapıyla ilgili bilgileri bütün hortum çeşitleri için verirler. Bunlara ek olarak uyulması gerekir, aksi halde çalışma basıncı, uç değerler ve elemanın kullanım ömrü büyük ölçüde azalır. Dirsek yarıçapını kontrol etmek için metal spiral yaylar bulunur. Emme hortumlarında da, benzer şekilde iç yaylarla desteklenir.

Hortum Arızaları

Bir hortum mutlaka bozulacaktır; hiçbiri sonsuza dek kullanılamaz. Hortum genelde üretim tarihi veya tarih kodu ile etiketlenir. Gerçek kullanım ömrünü kestirmek çok güçtür, çünkü bu, uygulamaya ve çevre şartlarına bağlıdır.

Seçilen bir hortum tipinin sürekli olarak bozulması, hatalı seçim, hatalı montaj veya yanlış yerleştirme anlamına gelir. Gerçek nedeni yanlış anlamak, çok pahalıya patalayabilir. Üreticinin bozulan elemanı inceleyerek bulduğu aksaklık çok doğru olabilir, ancak uygulamanın tüm ayrıntıları kendisine verilirse, teşhis kolaylaşacaktır. Özetlenirse, bir hortum ve rakorları şöyle olmalıdır:

- İletilen akışkanla uyumlu olmalıdır.
- Şoklar ve dalgalanmalar da hesaba katılarak, çalışma basıncına uygun olması sağlanmalıdır.
- Akışkandaki değişmelere ve çevre sıcaklıklarına dayanıklı ve, uygulamalara uyumlu olmalıdır.
- Basınç kayıplarını minimum düzeyde tutmak ve aşırı türbülans ve ısı oluşumunu engellemek için, uygun bir boyut seçilmelidir.
- Uç rakorların hortuma uygun olması ve gerektiğinde üreticinin belirttiği mandreller, özel aletler vb. kullanılarak doğru teknikte monte edilmesi gerekir.
- Keskin dirsekler, kıvrımlar, yassılaşımlar, kasıntılar, bükülmeler, titreşimler ve burulmalar önlenecek şekilde, uygun bir yönlendirilmeye montaj yapılmalıdır.
- Hortumların geçtiği yollar, mekanik zarar verebilecek kaynaklardan, sıcak manifoldlardan ve ocaklardan, olabildiğince uzak olmalıdır. Gerektiği yerde spiral gömlekle veya ateşten koruyucu siperlerle korunmalı ve düzenli aralıklar halinde desteklenmelidir.
- Bir hortumun kullanım ömrünü şu çevre şartları tehdit eder: morötesi ışın, ozon, kimyasal maddeler, tuzlu su, çözücüler, korozyon oluşturuvcu sıvılar ve hava kirletici maddeler.
- Bazı uygulamalarda, özel bir takım sıvıların iletimiyle oluşacak statik elektriği boşaltmak için, hortumların kısmen iletken olması gerekir. Diğer durumlarda, kurallar gereğince, hortumun yalıtkan olması gerekir.

5.4.4 Destekler ve kelepçeler

Uzun ve çok borulu ve hortumlu donanımlarda, aralıklı ve iyi yerleştirilmiş bir destek vermek için kelepçeler önerilir. Bunlar şokların ve titreşimlerin sönmülmesine yardımcı olurlar, sesi azaltırlar ve sızıntı risklerini azaltırlar.

Ticari kelepçeler ucuzdur ve çok kolay monte edilir. Bunların bir türü, preslenmiş çelikten kelepçe plakası içerisine sıkıştırılmış ayrık kauçuk parçalardan yapılmış bir yatak astarından oluşur. Standart boru tipleri için bir seri yatak astarı vardır.

Başka bir tür ise, kalıplanmış termoplastik bloklardan oluşur ve bunlar da standard boylar için bulunabilir. Kaynaklı plakaların veya taşıyıcı rayların üzerine monte edilebilirler ya da yığılabılırler veya gruplanabilirler.

Kelepçelerin arasındaki boşluklar doğru olarak ayarlanmalıdır. Minimum boşluk aralıkları Tablo 5.9'da verilmiştir.

Destekler, kıvrımlara olabildiğince yakın olmalıdır, kıvrımın iki tarafında da bulunmaları tercih edilir. Hortum kelepçeleri, hidrolik basınç uygulandığı zaman hortumun doğal bükülmesini önleyecek şekilde konumlandırılmalıdır. Sabit bir yedek destek de, kaynaklı plakalar ve raylar için bulunmalıdır.

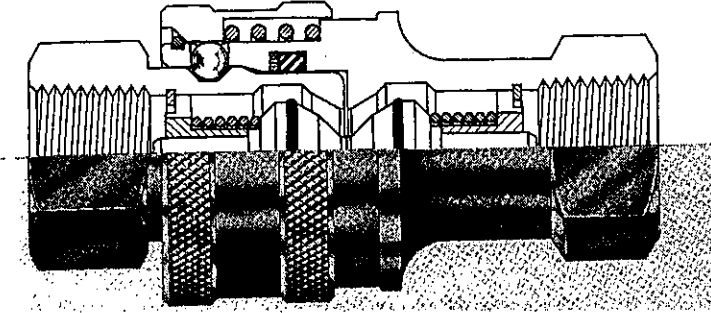
Tablo 5.9 Kelepçe Boşluk Aralıkları

Boru dış çapı (mm)	Boşluklar (m)
6-12,7	0,9
15,9-22,2	1,2
25,4	1,5
31,8-38,1	2,1
48,3	2,7
60,3	3,0
73	3,4
88,9	3,7
101,6	4,0
114,3	4,3
141,3	4,9
168,3	5,2
219,1	5,8
273	6,7
323,9	7,0
355,6	7,6
406,4	8,2
457,2	8,5
508	9,1
508,8	9,8

5.4.5. Devre Aksesuarları

Çabuk açılan kaplinler

Hidrolik hatları birleştirmek ve kesmek gerektiğinde, çabuk açılan kaplinler sıkça kullanılır. Bunlar iki yarı birim halindedir; bir erkek nipel ve dişi bir taşıyıcı soketten oluşurlar. Genelde iki yarı da, kaplin sökülünce kapanan ve sızdırmazlığı sağlayan birer çek valfi içerirler. Kaplin yapımında, yarı birimler birleşince, çekvalfler yerlerinden itilip, akımın kaplinden geçmesini sağlarlar.



Parker Hannifin Corporation

Şekil 5.24 Endüstriyel Tip Çabuk Açılan Kaplin

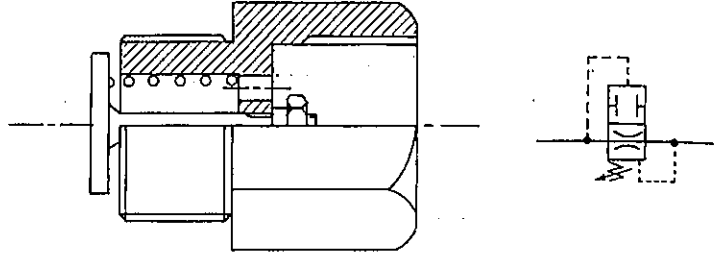
Şekil 5.24'te bir Parker Hannifin endüstriyel tip çabuk açılan kaplini gösterilmektedir. Sadece yarısının sızdırmaz olduğu uygulamalar da vardır. Çabuk açılan kaplinlerin çoğunda, birimden geçen akış sınırlandırılmış olduğu için, büyük basınç düşmeleri görülür. Uygun kaplin boyu seçilirken bu husus dikkate alınmalıdır.

TEST NOKTALARI

Devrenin uygun yerlerine monte edilen ve basınç ve sıcaklık derecelerini ölçmeye imkân veren küçük çabuk açılan kaplinler vardır. bunlar aynı zamanda hava tahliyesine ve akışkan örneği alınmasına da yararlar. Rakorun dişi kısmında bir çekvalf vardır ve sisteme sabit şekilde montelidir; test aracına monteli olan algılayıcı parça da açık uçludur.

Hız Sigortaları

Hız sigortaları, patlama önleyici valfler veya hortum devresini kapatma valfleri, hidrolik devrelerin emniyet elemanlarını oluştururlar (Şekil 5.25)'de gösterilen rakorun



Şekil 5.25 Hız sigortası.

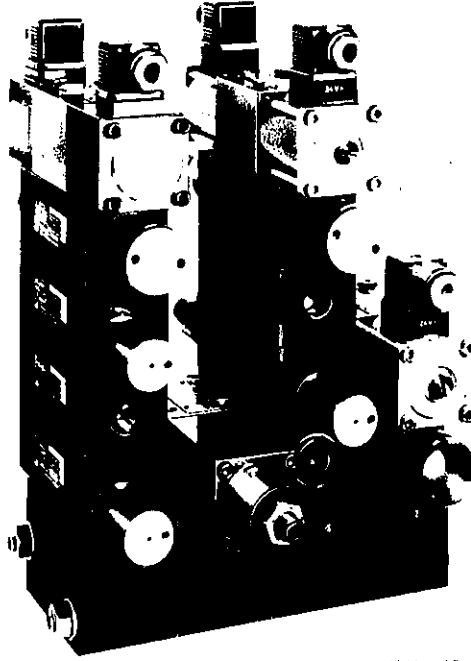
bir valfi vardır ve genelde silindir yoluna doğrudan vira edilir. Tipik olarak, hafif bir yayla açık tutulan bir popet veya plaka valfinden oluşurlar. Normal akış hızlarında, akışkan iki yönde de geçebilir. Hortumun patlaması gibi bir sızıntı durumunda, hızla valfin içinden geçen akışkanın, yayın itme yönü aksinde uyguladığı güçle sistem çalışır. Sonuç olarak tasarımına göre, ya tamamen kapanacak ya da kontrollü bir akış sağlayacaktır.

Bazı tasarımlarda yayın önceden sıkıştırılması sureti ile, valfin kapanacağı debi değeri ayarlanabilir. Diğer durumlarda debi değeri fabrika tarafından önceden sabit bir değere ayarlanmıştır.

5.4.6 Boru işlerinin azaltılması ve basitleştirilmesi

İş için gereken doğru rakor kullanılırsa, adaptörlerle dolu bir boru karmaşası önlenir. Bükülmüş bir tüpün akım karakteristikleri bükük bir boru rakorundan daha iyidir; ayrıca sızdırma noktaları da yoktur.

Hidrolik devrelerdeki boru işlerini minimuma indirmek için manifoldlar kullanılabilir; bu uygulama ayrıca sızıntı riskini de azaltır. Bunlar, fişek valfler için yuvaları olan işlenmiş bloklar ve CETOP standart montaj plakaları valfler için işlenmiş yüzeyler halindeki entegre devreler şeklinde olabilirler. Çapraz delmeler vb. ile fazladan bir harici boru şebekesinin yapılmasından kaçınılmalıdır. İşleme maliyetleri nedeniyle, sadece parti üretim devreleri için ekonomiktirler. Manifoldlar kullanıldığında, tasarımcı, ortaya çıkan hataların düzeltilmesinin pahalı olacağını ve, sonradan yapılacak değişikliklerin en iyi ihtimalle zor ve normalde de imkansız olacağını göz önüne almalıdır. Çeşitli valf ara birimleriyle bağımsız blokların bir sistemin bütünü oluşturacak biçimde monte edilebildiği yönetici manifold sistemleri vardır. Bunlar, sonradan yapılacak değişiklikler için daha uygundur.



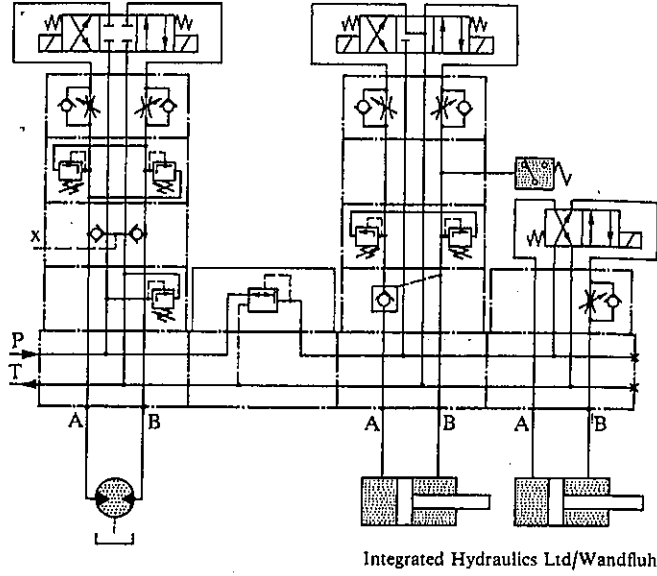
Integrated Hydraulics Ltd/Wandfluh

Şekil 5.26 Valf grubu montajı

Bilgisayar Destekli Tasarım'ın (CAD=Computer Aided Design) artması ve üretim sistemleri, manifoldları teki-kapalı uygulamalar için daha uygun hale getirmektedir.

Manifoldların kullanıldığı yerlerde, daha sonra hata bulunmasını kolaylaştırmak için test noktaları bulunmalıdır. Fişek valf manifoldlarında birer test noktası bulunmalıdır; bakım sırasında bağımsız kartuş valflerinin ayarlanması ve değişik kontrol orifisleri ve yaylar kullanılarak dinamik davranışın en uygun duruma getirilmesi gerekebilir. Bunun için akış ve basınç ile ilgili veriler almak gerekir.

• Valf gruplarının akıllıca kullanımı (Şekil 5.26 ve 5.27), gereksiz boru işlerini ortadan kaldıracaktır. Pekçok üreticide, CETOP 3, 5 ve 8 ara birimleriyle birlikte hem yatay hem de dikey olarak kullanılabilen sandviç valfler bulunur. Şekil 5.26'da bir valf grubu montajı görülmektedir. Bütün ara bağlantılar dahildir, sadece pompaya, tanka ve hareketlendiriciye yapılan bağlantılar hariçdir. Şekil 5.27'de, bu valf montajının hidrolik devresi gösterilmiştir.



Şekil 5.27 Şekil 5.26 için hidrolik devre.

5.4.7 Keçe Korunması

Dinamik keçelerin aşınması aşağıdaki hususlarla azaltılabilir:

- İyi filtrasyon.
- Birbirine değen parçaların yüzeylerinin iyi işlenmiş olması (parçanın kalitesi önceden seçilmiştir.)
- Silindir kollarında, pompa ve motor şaftlarında yan yüklemenin engellenmesi.
- Silindir kollarının, pompa ve motor şaftlarının sıyrıcı contalarla, kılıflarla ve kö-rüklerle korunması.
- Uygun sıcaklık ve hızlarda çalışma.

Statik keçeler aşağıdaki hususlarla korunabilir:

- Gövde ve oyuklarda iyi bir yüzey işleme olması.
- Taşıyıcı civatalarda uygun ön gerilmenin sağlanması.

Keçelerin bozulması aşağıdaki hususlarla önlenebilir:

- Uygun sıcaklıkta çalışmak; keçeler geniş bir değer aralığında çalışabilseler de, en

iyi sonuçlar, küçük bir bölgede elde edilir.
(Mineral yağ için 20-60°C arası)

- Keçe ve akışkanın birbirine uyumlu olmasının sağlanması.

5.4.8 Sızıntı Kontrolü için kurallar

Son olarak da, aşağıdaki basit kuralların uygulanması sayesinde, harici sızıntı büyük ölçüde engellenebilir.

- Olabilirdiğince az rakor kullanınız-** Her bağlantı potansiyel bir sızıntı noktasıdır.
 - Bağımsız borular yerine manifoldları tercih ediniz -** Bağımsız elemanlar arasındaki boru şebekesini, devrede manifold kullanarak azaltınız. Flanşlar ve 'O'-halkaları kullanıldığı için, boruların sızdırma riski, manifoldlu elemanlarla oranla daha çoktur.
 - Mümkün olan yerlerde kaynaklı bağlantılar kullanınız -** British Steel Corporation ve National Coal Bogerd Britttish Cool tarafından yapılan detaylı bir ortak çalışma, kaynaklı nipellerin ve kaynaklı flanşların, sıkıştırılmalı bağlantıların çoğundan daha üstün olduğunu ortaya çıkarmıştır.
 - Keçelerle, konik dişli yerine, paralel dişli elemanlar kullanınız-** Bir bağlantının sökülüp tekrar yapılması gerektiğinde, oldukça etkili bir yöntemdir.
 - Rakorları ve cıvataları gereken torkla sıkıştırınız-** Sıkıştırılmalı bağlantıları gereğinden fazla sıkmak çok hatalı bir uygulamadır.
 - Harekete izin veriniz -** Birbirine göre hareketli parçalar ve titreşime maruz kalan parçalar arasında, esnek hortumlar kullanınız.
 - Borulara titreşimi en aza indirecek şekilde destekleme yapınız-** Bu, hem rijit borular, hem de hortumlar için geçerlidir. Pompa ve motorları, titreşim önleyici bağlantı elemanlarına sabitleyiniz.
 - Şoku en aza indirecek elemanlar seçin-** Akümülatörler, yastıklı silindireler ve valfler, darbe sönmüleyiciler ve hortumlar kullanınız. Akümülatörlerin kullanıldığı yerlerde, sistemi yüklenip, yükü boşaltılırken bazen akış şokları oluşur. Böyle durumlarda, devrede, akümülatörün hızını sınırlayacak etkili cihazlar bulunmalıdır. Bu cihazlar, sistemdeki basıncın artmasını ve azalmasını da kontrol eder.
 - Parçaları uygun ve sabit sıcaklıklarda çalıştırınız -** Sıcaklık arttıkça, akışkanın viskozitesi azalır ve akışkanın akışı (dolayısıyla sızması) kolaylaşır.
 - Boru ve hortumları döşerken mantığınızı kullanınız-** Keskin kıvrımlardan ve birbirine sürten hortumlardan kaçınınız ve çok karmaşık rakorlar kullanmayınız
- Not:** Sızıntının maliyeti yüksektir. Saniyede bir damlalık bir sızıntı yılda 1500 litre demektir ve 5 mm çapındaki sürekli bir sızıntı ise, yılda 50 000 litrelik bir kayıp anlamına gelir.

6. BÖLÜM

HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

6.1 TASARIM KRİTERLERİ

Herhangi bir sistemin tasarımındaki ana kriterler şunlardır:

- Basitlik
- Güvenilirlik
- Verimlilik
- Maliyet etkinliği
- Bakım kolaylığı.

Bu kriterlerin hepsi birbiriyle bağıntılıdır ancak, tasarımın basitliği, belkide bütün bu kriterlerin en etkili olanıdır. Basit bir tasarım en az sayıdaki aksamdan oluşacak ve böylece arızalanabilecek aksamın da sayısındaki azalış, sistemin güvenilirliğini arttıracaktır. Bir devrenin tüm aksamı basınç düşüşü ile karşı karşıya bulunduğundan, en az sayıdaki aksamdan oluşan tasarım, en yüksek verimi sağlayacaktır. Genelde aksam sayısı ne kadar azalır, maliyet o oranda düşük ve maliyet etkinliği de oranda yüksek olur. Tasarımın basitliği bakım masraflarını azaltabilir. Ancak bu durumun bakım işlemini kolaylaştırdığı da pek söylenemez. Devre, bakımı kolay yapılabilecek şekilde tasarlanmalıdır. Bu amaç ise, aksamın, boru donanım projesinin ve aksamın yerleştirilmesinin özen ve dikkatle yapılması ve söz konusu devreye, devre testine imkan sağlayan kolaylıkların eklenmesi suretiyle gerçekleştirilebilir.

Sistemin tasarlayıcısı, kullanılan hidrolik aksamın tüm özelliklerini kapsamlı biçimde bilmeli, yeni gelişmelere açık olmalı ve çevre şartları ve sistemi çalıştıracak olan kullanılabilir iş gücünü göz önünde bulundurarak, tasarlanacak olan sistemin işlevini tam olarak anlamış olmalıdır.

Tasarlayıcı, sistemin ihtiyaçlarına kişisel birikimi ile hakim olmalı veya bu ihtiyaçları, çok güvenilir bir kaynaktan öğrenmelidir. Bazı durumlarda, üretilen bir makina, ilk testlere tam uygun bir cevap verebilir ancak gerçek uygulama şartları

altında bu durumdan sapma gösterir. Bu durum, makinanın yaptığı işteki küçük farklılıkların bir sonucudur. Örneğin bir yağ basma makinasının, çevre sıcaklığının 20°C olduğu test şartlarında kusursuz çalışmasına rağmen, fabrikada, çevre sıcaklığının daha küçük olduğu kış mevsimi süresinde aynı etkinliği göstermemesi mümkündür.

Tasarlayıcının karşılaşacağı bir başka mesele de, sistemin ihtiyaçlarının değişmesi veya kullanıcının makineyi farklı bir amaç için kullanmak istemesidir. Bir saç kıvrıma makinası 10 mm'lik levhaları bükecek şekilde tasarlanmış ancak kullanıcı bu makineden, 15 mm'lik saç levhaları kıvrımak için yararlanmak istemiş olabilir.

Sistemin, aşırı yüklemeye karşı toleranslı olarak tasarlanması tavsiye edilir. Sistemin emniyeti son derece önemlidir ve tüm birimleri güven verici nitelikte olmalıdır. Solenoid kumandalı yaylı valflerin bir pompayı boşaltmak için kullanıldığı durumda, solenoid akımlandırıldığında pompa yüklenmelidir. Bu durumda elektrik kontrol gerilimi kesikliğinde, pompa otomatik olarak boşalacaktır.

Patlama önleyici valfler silindir portlarına yerleştirilebilir; hortumda bir aksaklık olduğunda, anormal bir akışa maruz kalan patlama önleyici valf otomatik olarak kapanacaktır.

Akümülatörler, bazen bir devri tamamlamak için gereken acil güç kaynağı olarak ya da ana pompa bozulduğunda silindirleri güvenli bir duruma getirmek için kullanılırlar.

Solenoidli etkileşimli valflere el kumandalı düzenekler yerleştirilebilir, böylece kontrol akımı kesildiğinde ya da ayar amaçları doğrultusunda valf el kumandalı olarak çalıştırılabilir. Basınç etkileşimli şalterlerden gelen sinyaller, kenetlenen hareketlendirme silindirlerinin pistonlarını geri çekmek veya aksi yönde çalıştırmak için kullanılabilir. Acil durdurma şalterleri devrelerin kritik ve önemli noktalarına yerleştirilmelidir. Bütün durdurma şalterleri devreyi kesmeden önce makineyi güvenli bir duruma getirecek şekilde işlev görmelidir. Bu güvenli durum, hareketlendirme silindirlerinin geri pistonlarının geri çekilmesini, motor dönüş yönlerinin aksi yönde değiştirilmesini, kontrol valflerinin nötr (etkileşimsiz) konuma getirilmesini, akümülatörlerin boşaltılmasını v.b. gibi işlemleri ifade eder. Bir acil durdurma şalterinin işlevi uygulama alanının özelliğine göre değişir. Söz konusu şalter, mal durdurma şalteri ile aynı işlevi sağlayabileceği gibi, tamamen farklı bir çalışma modunda da etki yaratabilir. Makinenin bir üretim dizisinde yer alması durumunda, dizideki bütün makinaların durdurulması gerekebilir.

Bütün hareketli parçalar korunmalı ve gerekli yerlere elektrikli kilitleme şalterleri yerleştirilmelidir. Bazı durumlarda, koruyucu parmaklıkların konumlandırılması için hidrolik güçle çalışan kilit pimleri kullanılır. Bütün koruyucu düzenekler ilgili güvenlik yönergelerine uygun olmalıdır.

6.1.1 Gerekli tasarım bilgileri

Sistemin doğru işleyişi ve diğer birimlerle ve işlem aksamıyla olan bağlantısı tam olarak bilinmelidir. Tasarlayıcı aşağıdaki konularda bilgi edinmeli veya karar verebilmelidir.

HAREKETLENDİRİCİLER (ALICILAR)

- *Silindirler.* Her bir silindirin hem ileri hem geri stroku için itme kuvveti/strok ve hız/strok profili gereklidir. Ayrıca, hem hız hem itme kuvvetindeki değişiklikler silindir stroku ve yastıklama gereksinimleri, silindir tipi (tek veya çift etkili, hava tahliyeli), yapı (gergi çubuklu veya gergi çubuksuz tasarım), özel sızdırmazlık gereksinimleri, silindir kontrolü, kilitleme konumu ve yüklerin karşı dengesi de bilinmelidir.
- *Açısız motorlar.* Hız, rotasyon açısı ve tork profili, yastıklama gereksinimleri, hava tahliyesi ve özel sızdırmazlık gereksinimleri bilinmelidir.
- *Motorlar.* Her dönme yönü için hız/tork profilleri, hızlanma ve yavaşlama gereksinimleri ve özel sızdırmazlık gereksinimleri bilinmelidir.

İŞLEM SIRASI

Sıralama tipi - Olay veya zaman bazında veya karma bazda. Sıralamanın ayrıntıları, basınç veya debi oranındaki değişimleri de içerir.

KONTROL YÖNTEMİ

Kontrol yöntemi- elle, mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrik, mikroişlemcili, oransal veya servo olabilir.

ÇALIŞMA ŞARTLARI

Sistemin yerleşim yeri ve çevre şartları, kirlilik, sıcaklık, nem vb. hususlarla, her bir makinanın gürültü seviyeleri gibi sınırlamalar bilinmelidir. Sistemi çalıştıran personelin ustalık seviyeleri ve bakım kolaylıkları da bilinmelidir.

ÇALIŞMA BASINÇLARI

Belirlenmiş bir maksimum basınç var mı, yoksa bunu tasarlayıcı mı kararlaştıracak?

ÖZEL İHTİYAÇLAR

Sistem sürekli olarak kullanılacak mı? Haftalık tipik kullanım saati ne kadardır? Sistem "kilit" bir sistem mi? (Bu durum yedek parça stok düzeylerini belirler) Tüm emniyet ara kilitlerinin ayrıntıları bilinmelidir. Ayrıca, kullanılan akışkanla ilgili olarak herhangi bir özel gereksinim var mı? Fiilen kullanılan akışkanın türü, sızdırmazlık elemanları için kullanılan malzemeyi belirleyecektir; ayrıca, bazı akışkanlar belli metallerle birlikte kullanılamazlar. Su esaslı akışkanlar, bazı motor ve pompaların kullanımını, maksimum çalışma basıncını, giriş koşullarını ve dönüş hızlarını kısıtlarlar.

PARÇA ÜRETİCİLERİ

Müşteri belirli standartlara uyan parça üreticilerini mi seçiyor, yoksa tasarımcı özel-

üreticilerini seçmekte serbest mi?

2. TEMEL FORMÜLLERİN ve KURALLARIN ÖZETİ

Temel birimler ve dönüştürme faktörleri 1. Bölüm'de, Tablo 1.1'de verilmiştir.

2.1 Akışkan debisi

Debisi aşağıdaki birimlerle ölçülür:

- litre/dakika
- mililitre/saniye
- galon/dakika
- inç³/saniye

Not:

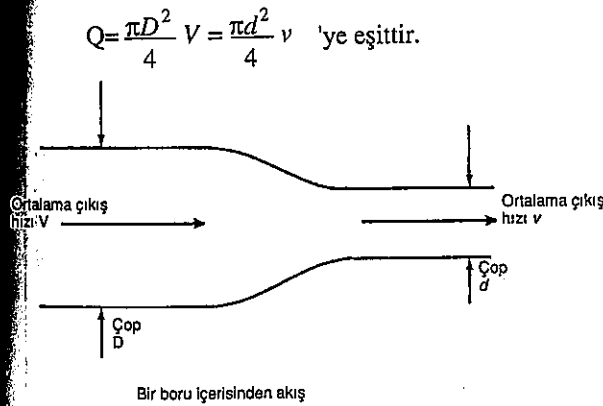
1 litre = 61 inç³ = 0,22 İngiliz galonu = 0.26 Amerikan galonu

1 İngiliz galonu = 277,4 inç³ = 4,546 litre

1 Amerikan galonu = 231 inç³ = 3,785 litre -5/6 İngiliz galonu.

Akış miktarı

Bir boru ya da orifisten geçen akışkanın miktarı, akış alanı ile ortalama akış hızının çarpımına eşittir. Şekil 6.1'deki borudan geçen miktar:



Şekil 6.1 Borudan geçen akış.

ÖRNEK 6.1

Bir pompanın çıkış portu 30 mm. çapında, emme portu 45 mm çapındadır. Pompanın çıkış hacmi 120 l/dak. olduğuna göre, çıkış ve emme portlarındaki ortalama akış hızını hesaplayınız.

Akış debisi=Alan × Ortalama hız

(i) Çıkış portunda:

Ortalama hız=Debi/Alan

$$= \frac{120 \times 10^{-3}}{60 (\pi/4) (0,03)^2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \times \frac{1}{\text{m}^2} \right)$$

$$= 2,83 \text{ m/sn}$$

(ii) Emme portunda:

Ortalama hız = Debi/Alan

$$= \frac{120 \times 10^{-3}}{60 (\pi/4) (0,045)^2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \times \frac{1}{\text{m}^2} \right)$$

$$= 1,26 \text{ m/sn}$$

Akış çeşitleri

Akışın türü ya *laminer* ya da *türbülans*'dır.

- (a) Laminer akışta, akışkan zerrecikleri akış yönünde, düz bir çizgi üzerinde ilerlerler. Bu çeşit akışa, düzgün ya da "viskoz akış" da denir. Bir yüzeydeki laminer akışta, akışa karşı oluşan direncin sebebi akışkanın viskozitesi olup; yüzey pürüzlülüğünün herhangi bir direnç etkisi yoktur. Laminer akış koşulları altında bir borudaki basınç düşüşü, akışkanın viskozitesi ve akışın hızı ile doğru orantılıdır.
- (b) Türbülanslı akışta, akışkan zerrecikleri akış yönünde rastgele hareket halindedir.

Türbülanslı akış, viskoz akış hızından daha yüksek hızlarda oluşur. Sabit koşullar altında, viskoz akıştan türbülanslı akışa geçme, Reynold sayısı (Re), 2000 ile 3000 arasında bir değere ulaştığı zaman olur. Sürekli akış koşulları altında, $Re < 2000$ iken,

vizkoz akış ve $Re > 3000$ iken, türbülanslı akış görülür. Bu iki değer arası, geçiş halidir ve akış her iki türden de olabilir.

Reynold Sayısı birimsiz bir parametredir ve

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

şeklinde verilir. Burada V , ortalama akış hızı; D , akış yüzeyinin lineer boyutunu ve dairesel bir boru için çapı ve ν , akışkanın kinematik viskozitesidir.

ÖRNEK 6.2

Çapı 20 mm olan silindirik bir borudan akan bir akışkanın viskozitesi 40 cSt'dir. Akışkanın debisi 50 l/dak olduğuna göre, borudaki akışın türünü belirleyiniz.

Reynolds Sayısı (Re)'nin hesaplanması

$$\begin{aligned} \text{Akışkanın kinematik viskozitesi, } \nu &= 40 \text{ cSt} \\ &= 40 \text{ mm}^2/\text{s} \end{aligned}$$

(Not: $1 \text{ cSt} = 40 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$\begin{aligned} \text{Akışkan hızı} &= \frac{\text{Akış miktar}}{\text{Akış alanı}} \\ &= \frac{50 \times 10^{-3}}{60 (\pi/4) (0,02^2)} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s m}^2} \right) \\ &= 2,65 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{VD}{\nu} \\ &= \frac{2,65 \times 20 \times 10^{-3}}{40 \times 10^{-6}} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \times \text{m} \times \frac{\text{s}}{\text{m}^2} \right) \\ &= 1325 \end{aligned}$$

$Re < 2000$ olduğu için, akış vizkozüdür.

6.2.2 Basınç kayıpları

Boru hatlarındaki basınç düşmeleri

Akışkan akışı olan her alanda, akışın geçtiği kesit boyunca zorunlu olarak bir basınç düşmesi oluşmaktadır. Yüksek bir iletim verimi sağlamak için, hidrolik sistemlerdeki basınç düşmesi mümkün olduğu kadar az olmalıdır. Genelde, sistem, borulardan geçen akış viskoz olacak şekilde tasarlanır. Bu amaçla, hidrolik sistemler için öngörülen maksimum akış hızları;

- (i) Emme hatları için 1 ilâ 1.5 m/s. veya 3 ilâ 5 ft/s arasında,
- (ii) Basınç ve dönüş hatları için 4 ilâ 5 m/s veya 13 ilâ 16 ft/s arasındadır.

Dönüş hattındaki boru sürtünmesinden oluşan geri basınç minimum düzeyde tutulmak istendiğinde, normal formülle bulunan boru çapına göre daha büyük bir değer almak yararlı olacaktır. Bu gibi durumlarda hat, bir emme hattı gibi düşünülebilir.

Borulardaki fiili basınç düşmelerini hesaplamak için; değişik boru çapları ve debi değerlerinde, viskozitesi ve özgül ağırlığı belli olan akışkanların, boru hattının her bir metresindeki basınç düşmesini veren tablolar, hidrolik veri referansları kitaplarında mevcuttur. Bağlantı rakorlarından ve hattın yön sapmasından doğan etkilere karşı, belirli aralık toleransları bırakılmalıdır. Bu durumdaki basınç düşmeleri, referans kitaplarından ve üretici kataloglarından elde edilebilir ve genellikle rakorla aynı çaptaki, eşdeğer uzunlukta bir düz boru olarak gösterilir.

Aksam içinde oluşan basınç düşmeleri

VALFLER

Boru hattında rastlanılan her kısıtlama, kısıtlayıcı engel boyunca bir basınç düşmesi ortaya çıkar. Akış kontrol valfi üreticileri, bu valflerin değişik debilerdeki basınç düşmelerinin ayrıntılarını vereceklerdir. Çek valflerin durumunda ise, basınç düşmesi valfteki kontrol yayına bağlıdır ve akış miktarına göre değişecektir. Akış kontrol valflerinin kullanıldığı yerlerde, valf üzerindeki basınç düşmesi devrenin durumuna bağlıdır ve toplam sistem basıncı, 'hava alma' yöntemiyle akış kontrolünde olduğu gibi sistem içerisinde dağıtılabilir. Tipik bir yön kontrol valfinden değişik akış hatları üzerinde oluşan basınç düşmelerinin özellikleri, 3.Bölümün 3.3.3 Kısımındaki, Şekil 3.58'de gösterilmiştir.

FİLTRE

Bir filtredeki toplam basınç düşmesi, genelde gövde boyunca oluşan basınç kaybı ile, temiz bir filtre elemanı üzerinde oluşan basınç kaybının toplanması sureti ile bulunur. Gövde içinde oluşan basınç kaybı, gövdeden geçen akışkanın miktarı ve akış-

kanın özgül ağırlığı ile orantılıdır. Buna karşılık, filtre elemanı içindeki basınç kaybı, akışkanın miktarına ve akışkanın viskozitesine bağlıdır. Filtre elemanı kirlendikçe, eleman boyunca oluşan basınç kaybı artar. Eğer bir by-pass (Kısa devre) valfi kullanılıyorsa, valf ayarı ile ilgili hesaplama için, maksimum basınç düşmesi kullanılabilir. By-pass'sız bir filtrenin kabul edilebilir toplam basınç düşmesi, teorik olarak sadece bu birimin maksimum basıncı ile sınırlanmıştır. Pratikte, 7 Barlık bir basınç farkı uygun görülmektedir.

YAĞ SOĞUTUCULAR

Bu soğutucular, içlerinde önemli düzeyde basınç düşmelerinin olduğu küçük çaplı geçişyollarından meydana gelirler ve bu oluşan basınç düşmeleri, akışın miktarı ile orantılıdır. Kabul edilebilir maksimum basınç düşmeleri, mekanik sınırlamalara tabidir ve boruların içindeki (soğutucunun ince boruları) soğutma suyunun maksimum basıncı 7 bar; ince boruların çevresindeki hidrolik akışkanın maksimum basıncı ise 17 bar'dır. Pratikte basıncın aşırı düzeyde olması halinde basıncın tahliye edilebilmesi için, soğutucular bir tür basınç sınırlama valfi ile donatılmaktadır.

6.2.3 Silindir Formülleri

Silindir uygulamalarının ayrıntıları 4. bölümde anlatılmıştır. Bu bölüm sık sık kullanılan formül denklemlerin bir özetini vermektedir.

Önce uzama konumundaki, çift etkili bir silindiri ele alalım. "D" silindir çapı, "d" piston kolu çapı, "L" strok, "P₁" piston taraftaki basınç, "P₂" piston kolu taraftaki basınç, "Q" giriş debisi, "q_E" çıkış debisi (pistonun uzama konumunda), "q_R" çıkış debisi (pistonun içeride olduğu konumda) olsun.

Statik Uzamanın itme kuvveti; $(\pi/4)[P_1D^2 - P_2(D^2 - d^2)]$ 'dir.

Dinamik itme kuvveti; sızdırmazlık elemanı sürtünmesi, akışkan sürtünmesi, piston ataleti, vs.'den dolayı, statik itme kuvvetinden daha küçüktür. Dinamik itme kuvveti, yaklaşık olarak,

$$0,9 \times \text{Statik itme kuvvetidir.} \\ = 0,9 (\pi/4)[P_1D^2 - P_2(D^2 - d^2)]$$

Bu kuvvet silindir tarafından oluşturulan dinamik itme kuvvetidir ve yük, yük ataleti veya sürtünmesi, hesaba katılmamıştır.

Eğer Q silindir ön taraftan giren akışkan debisi ve q_E de kol tarafından çıkan akışkan debisi ise:

$$\text{Piston hızı} = \frac{\text{Giren debisi}}{\text{Piston tarafı alanı}} = \frac{\text{Çıkan debisi}}{\text{Kol taraf alanı}} \\ = Q (\pi D^2/4) = q_E / (\pi/4) (D^2 - d^2)$$

$$\text{ve } q_E = Q(D^2 - d^2) / D^2 \text{ dir.}$$

Eğer L piston stroku ise, uzama için gereken zaman

$$\begin{aligned} & \frac{\text{Uzama hacmi}}{\text{Ön tarafa giren akış debisi}} \\ & = (\pi D^2 / 4) L / Q \text{ olur.} \end{aligned}$$

veya

$$\begin{aligned} \text{Uzama zamanı} & = \frac{\text{Strok}}{\text{Uzama hızı}} \\ & = L / [Q / (\pi D^2 / 4)] \\ & = \pi D^2 L / 4Q \end{aligned}$$

olur.

Çekilme koşullarında, Q akışı pistonun kol taraf ucunu etkiler ve ön taraftan çıkan akış q_R olur..

Statik çekilme itme kuvveti;

$$P^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) (D^2 - d^2) - P_1 \left(\frac{\pi}{4} \right) D^2 \text{ 'dir.}$$

Dinamik itme kuvveti yaklaşık olarak:

$$0,9 \left[P_2 \left(\frac{\pi}{4} \right) (D^2 - d^2) - P_1 \left(\frac{\pi}{4} \right) D^2 \right]$$

olarak alınır.

Piston hızı:

$$\begin{aligned} & Q / (\pi / 4) (D^2 - d^2) \\ & = q_R / (\pi / 4) D^2 \end{aligned}$$

Bu nedenle

$$q_R = Q D^2 / (D^2 - d^2)$$

Çekilme stroku sürecinde, silindirden çıkan akışkanın debisi, silindire giren akışkan debisinden daha büyüktür. Parçaların boyutları belirlenirken, bu özellik göz önünde bulundurulmalıdır.

$$\begin{aligned} \text{Çekilme zamanı} &= \frac{\text{Çekilme hacmi}}{\text{Pistonun kol tarafına giren akışkanın debisi}} \\ &= (\pi/4) (D^2 - d^2) L/Q \end{aligned}$$

olur.

Her iki uca aynı düzeyde akış debisi girdiğini varsayar ve stroklar arasındaki değişim zamanını göz ardı edersek, pistonun bir tam (uzama/çekilme devri için geçen zaman):

$$\begin{aligned} \text{Çevrim zamanı} &= \frac{\text{Süpürülen toplam hacim}}{\text{debi}} \\ &= [(\pi/4) D^2 + (\pi/4) (D^2 - d^2)] L/Q \end{aligned}$$

PISTON KOLONUN BURKULMA (FLAMBAJ) DİRENCİ

d cm. çapı d cm. olan sağlam bir piston koluna uygulanabilecek maksimum güvenli çalışma itme kuvveti veya yükü; $\pi^3 Ed^4/64L^2$ 'tir. Burada "E" elastiklik modülü (çelik için $2,1 \times 10^2 \text{ kg/cm}^2$) "S", emniyet faktörü (genellikle 3,5) ve "L" de eşdeğer veya serbest burkulma uzunluğu (cm) dir. Tesbit yöntemine göre değişen piston kolu strok uzunluğu ile "L" arasındaki ilişki, 4. Bölüm Şekil 4.21'den bulunabilir.

6.2.4 Pompa formülleri

Bir pompanın besleme çıkışı aşağıdaki yollarla belirtilir:

1. Belli bir hız ve basınçtaki çıkış hacmi, ör: 200 bar basınç ve 1000 dev/dak.'da, 5 l/dak.
2. Pompanın her bir tam devrinde süpürülen hacim, her devirde 1,5 inç³, Bu teorik bir değerdir ve kayma toleransını hesaba katmamaktadır.
3. Çeşitli hız ve basınç değerleri için besleme çıkışı hacimlerini veren karakteristik eğrilerin tam bir kümesi. Pompa aşındıkça besleme çıkış hacmi de azalır.

"D_p", pompanın her tam devirde oluşturduğu yer değiştirme "n_p", pompa devri hızı, "P_p", pompanın içinde oluşan basınç artışı olsun:

$$\text{Teorik besleme hacmi} = D_p \times n_p$$

$$\text{Teorik giriş torku} = \frac{D_p P_p}{2\pi} \text{ 'dir.}$$

ÖRNEK 6.3

Belirli bir pompa biriminde, $D_p = 10 \text{ cm}^3 = 10 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ $n_p=1500 \text{ dev/dak.}$ ve $P_p=150 \text{ bar} = 150 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ olarak verilmiştir. Bu durumda:

$$\begin{aligned} \text{Teorik çıkış hacmi} &= D_p \times n_p \\ &= 10 \times 1500 \text{ cm}^3/\text{dak.} \\ &= 15 \text{ l/dak.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Teorik tork} &= \frac{D_p}{2\pi} \times P_p \\ &= (10/2\pi) \times 10^{-6} \times 150 \times 10^5 \text{ (m}^3 \times \text{N/m}^2) \\ &= 23,87 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Pompanın verimi

(i) Hacimsel verim, $p\eta_v$

$$\frac{\text{Pompanın fiili besleme hacmi}}{\text{Pompanın teorik besleme hacmi}} = \frac{Q_p}{D_p n_p} \quad (6.1)$$

dir. Burada Q_p pompanın gerçek çıkış hacmidir.

(ii) Tork veya mekanik verim $p\eta_1$,

$$\frac{\text{Bir devirdeki iş çıktısı}}{\text{Bir devirdeki girdisi}} = \frac{D_p P_p}{2\pi T_p} \text{ 'dir.} \quad (6.2)$$

Burada T_p pompa tahrik milindeki giriş torkudur.

(iii) Toplam pompa verimi $p\eta_o$,

$$\frac{\text{Hidrolik çıktı gücü}}{\text{Girdi gücü}} = \frac{Q_p P_p}{2\pi n_p T_p} \text{ 'dir.} \quad (6.3)$$

(6.1) ve (6.2) ve (6.3) no'lu denklemlerinden de anlaşılacağı gibi,

$$p\eta_o = p\eta_v \times p\eta_t \text{ 'dir.}$$

6.2.5 Hidrolik Motor Formülleri

(i) Hacimsel verim, $m\eta_v$,

$$\frac{\text{Teorik debi}}{\text{Fiili debi}} = \frac{D_m n_m}{Q_m} \text{ 'dir.} \quad (6.4)$$

Burada; " D_m ", motorun her bir tam devirde oluşturduğu yer değiştirme, n_m , motorun dönme hızı ve " Q_m " motora giren akışkanın debisidir.

(ii) Tork veya mekanik verim, $m\eta_t$

$$\frac{\text{Devir başına fiili iş}}{\text{Devir başına teorik iş}} = \frac{2\pi T}{P_m D_m} \text{ 'dir.} \quad (6.5)$$

Burada, " T ", motor çıkış torku ve " P_m " motor boyunca oluşan basınç düşüştür.

(iii) Toplam verim, $m\eta_o$

$$\frac{\text{Gerçek çıkış gücü}}{\text{Teorik çıkış gücü}} = \frac{2\pi n_m T}{Q_m P_m} \quad (6.6)$$

(6.4), (6.5) ve (6.6) no.lu denklemlerden anlaşılacağı gibi

$$m\eta_o = m\eta_v \times m\eta_t \text{ 'dir.}$$

ÖRNEK 6.4

Bir tam devirde 500 ml'lik yer değiştirme oluşturan bir hidrolik motor, 75 dev/dak hızında çalışmakta ve 1200 Nm'lik bir çıkış torku yaratmaktadır. Motorun hacimsel ve tork verimleri, sırasıyla 0,9 ve 0,94'tür. (i) Motordaki basınç düşmesini, (ii) Giriş debisini, ve (iii) Toplam verimi bulunuz

$$(i) \text{ Teorik motor torku} = \frac{D_m P_m}{2\pi}$$

$$\text{Fiili motor torku} = \frac{D_m P_m}{2\pi} m\eta_t$$

$$\begin{aligned} \text{Buradan hareketle} \quad P_m &= \frac{1200 \times 2\pi}{500 \times 10^{-6} \times 0,94} \text{ N/m}^2 \\ &= 160 \text{ bar 'dir.} \end{aligned}$$

(ii) Teorik motor debisi= $D_m n_m$

$$\begin{aligned} \text{Fiili motor debisi} &= \frac{D_m n_m}{m \eta_v} \\ &= 500 \times 10^{-3} \times 75 \times (1/0,9) \text{ (1/dak.)} \\ &= 41,7 \text{ l/dak'dır.} \end{aligned}$$

(iii) Toplam verim, $m \eta_o = 0,9 \times 0,94$
 $= 0,846$ 'dir.

6.3 GÜÇ PAKETİ TASARIMI

6.3.1 Plan

Standard ticari hidrolik güç paketleri genellikle belirli fiyatları aşamayacak şekilde tasarlanır ve bu yüzden de istenen tüm özelliklerin sisteme yerleştirilmesi mümkün olmaz. Bu sistemler genellikle iki şekilde olur. Dalgıç pompa ve depo üzerine monteli pompa.

Dalgıç pompalar

Elektrik motoru, tankın üstüne dik olarak yerleştirilir, pompa ve çoğunlukla da valf donanımlarının bazıları akışkana daldırılır. Bu pahalı olmayan bir yöntemdir, fakat bilhassa daha büyük güç motorları kullanıldığında, bakım işlemi güçleşir. En büyük avantaj, pompanın emme ve basma portlarının sınırlandırılmaması ve akışkana açık olmasıdır. Bu sistemin başka bir türevinde, motor tankın yan tarafına yerleştirilmektedir, ancak bu konumda konik kaplin muhafazasının ve motor uç plakasının sızdırmazlıklarının sağlanması güç olabilir. Pompanın bakımının yapılmasından önce tankın boşaltılması gereklidir.

Tank üzerine monteli pompa

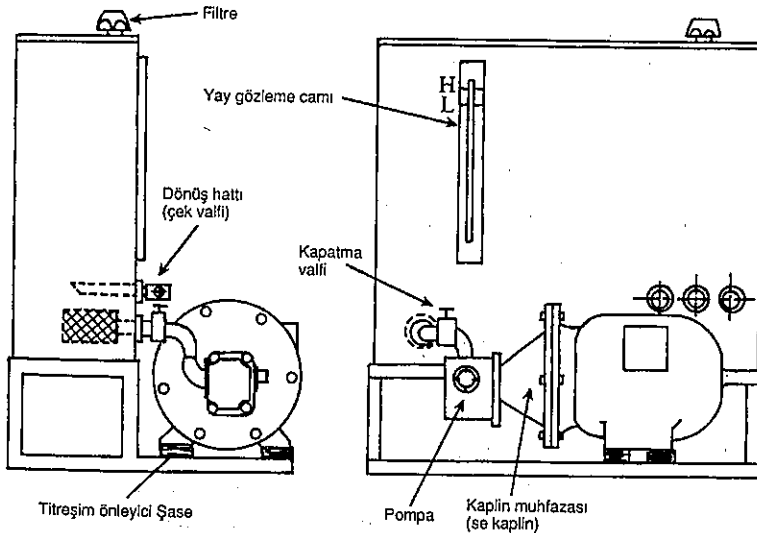
JIC standardı olarak bilinen bu sistem, düzenli ve erişilebilir niteliktedir ama en büyük dezavantajı da pompanın hafifçe negatif etki yaratan bir emme yüksekliğinde çalışmak zorunda olmasıdır. Su esaslı ve yüksek yoğunluğa sahip yanmaz akışkanlar kullanıldığında, emme koşulları oldukça zorlaşmaktadır.

Güç tasarımının iki çeşidinde de, tankın üst kapak plakası, pompa donanımının ağırlığını taşıyabilecek sağlamlıkta olmalıdır.

Sipariş üzerine üretilen güç paketleri

İsmarlama güç paketleri, biraz daha pahalıdır ancak önerilen yapı yöntemi, pompa biriminin tankın bir kenarına (şekil 6.2) hatta tanktan tamamen ayrı bir yere ve tank düzeyinin altına yerleştirilmesidir. Böylelikle paket aksamı bakım işlemi için erişilebilir durumdayken, pompaya da pozitif etki yaratan bir emiş yüksekliği sağlanmış olur. Pompanın kolaylıkla çıkarılabilmesi için, pompa emme hattına çoğunlukla bir tam akış durdurma valfi yerleştirilir. Bu valfin kontrolsüz olarak veya kaza eseri kapanması veya yarım kapanması, pompanın hasar görmesine yol açar. Bu durumu önlemek için, pompa motorunun kontrol devresine, bir elektrikli sınırlama anahtarı kilidi yerleştirilmelidir.

İsmarlama güç paketlerinin özellikleri arasında, elektrik motorunun tesbit kulaklarının altına yerleştirilen titreşim önleyici bağlantı elemanlarının olması vardır. Pompa, motora rijit bir kaplin muhafazası ve esnek bir kaplinle irtibatlıdır. Esnek motor tesbit elemanları sayesinde ve pompa ile tank arasında esnek bir emme hortumunun bulunması nedeni ile, pompa birimi tanktan ayrı yerde konumlandırılır ve böylece gürültü oluşumu azaltılır. Alüminyum konik kaplin muhafazaları kolay bulunur ancak gürültü seviyesini daha da azaltmak amacı ile demir döküm veya plastikten üretilen muhafazalar kullanmak gerekir. Motor ve pompa şaselerinin yüzleri üzerindeki contalar, gürültünün azaltılmasına yardımcı olur. Gürültünün büyük problem

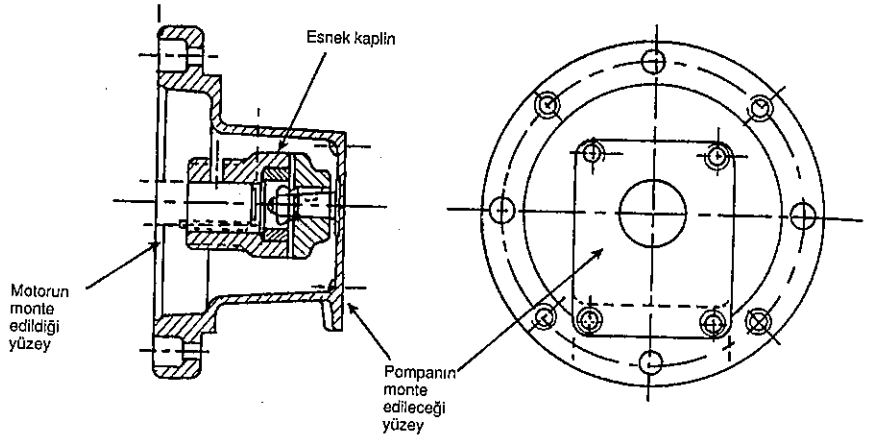


Şekil 6.2 Tankın yanına yerleştirilen pompa.

olduğu yerlerde ise, akustik gürültü sönümleyiciler kullanılabilir.

Kaplin muhafazası ve kaplin

Bunlar, doğru hizalanmayı ve pompa ile tahrik motoru arasında esnek bir bağlantı oluşturulmasını sağlar. (Şekil 6.3) Elektrik motoru ve pompa montaj yüzeyleri ve şaft uçları için, milli ve milletlerarası standartlar vardır. Konik kaplin muhafazalarının ve kaplinlerin, değişik birleşmeleri vardır.



Şekil 6.3 Konik kaplin muhafazası ve kaplin.

6.3.2 Tank

Hidrolik güç sistemlerindeki akışkan tanklarının görevleri şunlardır:

1. Hidrolik devredeki akışkanın hacminde meydana gelebilecek değişimleri karşılayacak bir bölme sağlamalıdır. Silindirin uzama görevi esnasında, devredeki akışkanın hacmi artar, buna karşılık tanktaki akışkanın seviyesi düşer.
2. Sisteme karışmış havanın ayrışmasını ve ağır kirletici öğelerin çökmesini sağlayacak şekilde, nisbeten hareketsiz bir akışkan kütlesi sağlamak.
3. Sistemde oluşan sızıntı kayıplarının telafi edilmesine imkan sağlamak.
4. Sisteme akışkan ikmali için, bir doldurma noktası sağlamak.
5. Akışkanın soğuması için bir ısı dağıtıcı yüzey sağlamak.

Tank tipleri

BASINÇSIZ

Tank, bir hava filtresi ya da ayırıcı bir diyafram üzerinden havalandırılabilir. Normal olarak sanayide en sık kullanılan düzenek, bir tür hava filtresidir; ancak çok kirli ortamlarda diyaframlar veya hava hazneleri kullanılır.

BASINÇLI

Basınçlı tanklar çoğunlukla 0,35 ve 1,4 bar arasında basınçlandırılmıştır ve bu durumda bir çeşit basınç kontrol yöntemi sağlanmak zorundadır. Bu kontrol, ayarlı bir basınç artışı sağlayan, küçük bir hava kompresörü sayesinde olabilir. Tank içerisindeki akışkanın hacminde oluşan küçük değişikliklerin bulunduğu motor devrelerinde, sıcaklık değişiklikleri sonucunda değişen hava basınca değişmelerini sınırlamak için, basit bir tahliye valfi kullanılabilir. Basınçlı bir tankın sağladığı avantajlar, ana pompaya yükseltici basıncı sağlanması ve havadaki kirletici öğelerin girişinin önlenmesidir.

Tank boyutları

Tankın kapasitesi, sistem içindeki akışkan hacmi değişmelerini karşılayabilecek yeterlilikte olmalı ve sistemin soğumasını sağlayacak yeterlilikte bir yüzey alanına sahip olmalıdır. Gereğinden büyük bir tank, artan maliyet, artan boyut ve soğuk başlatma durumunda daha uzun ısıtma süresi ihtiyacı gibi bazı dezavantajlar getirir. Tankların boyutlarının belirlenmesi için bazı deneysel kurallar vardır:

- Minimum tank kapasitesi, dakikadaki pompa çıkış hacminin iki katı olmalıdır. Bu değer, mutlak minimum değer olarak alınabilir, fakat sistemdeki hacim değişmelerini karşılamak için yeterli olmayabilir.
- Tank kapasitesi, dakikadaki pompa çıkış hacminin 3-4 katı olmalıdır. Bu değer ise, mobil uygulamalar için çok fazla bir hacimdir.
- Tank kapasitesi, her bir beygir gücü için 2-15 litre olmalıdır. Bu durum, yüksek-basınçlı sistemler için büyük tankların kullanılma zorunluluğunu getirir.

Yukarıdaki bütün kurallar klasik biçimli tanklar içindir. Özel biçimli tanklar için, özel varsayımlara gerek vardır.

Tanktan yayılan ısı kritik bir faktör ise, bu değer temel bir formülle hesaplanabilir.

$$H = hA\Delta T \times 3,6$$

Burada "H", iletilen ısı (watt), "h", iletim katsayısı, "A", tankın yüzey alanı m² ve "ΔT" sıcaklık farkıdır (°C).

L Yüksekliğindeki dik bir plaka için,

$$h = 1,42 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$$

W Genişliğindeki yatay bir plaka için,

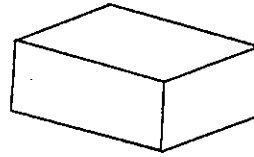
$$h = 1,32 \left(\frac{\Delta T}{W} \right)^{1/4} \text{ 'tür.}$$

Bu formüller, doğal ısı dağılımı için geçerlidir. Tankın çevresindeki normal külasyonu, soğutmayı gözle görülür bir şekilde arttıracaktır. Maksimum ısı için tank minimum yükseklikte ve maksimum uzunlukta olmalıdır. (Şekil 6.4).

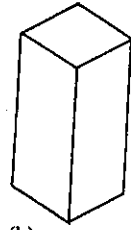
Denklemler, akışkan tankının yüzey alanı ile karşılaştırılabilecek yüzeylerine sahip boru şebekesi valflerinin ve hareketlendiricilerin soğutmaya etkisaba dahil etmemektedir.

Tank, herhangi bir yatay temas veya düşey yüzey üzerinde açı oluşturmuş şekilde monte edilmelidir. Aksi durumda doğal hava konveksiyonu yaratılmış olacaktır.

Soğutmanın etkinliği, soğutma kanatçıklı bir tasarım sayesinde artırılabilir; (Şekil 6.4) (Kanatçıkların dikey olması koşuluyla) Dışardan gelen havanın serbestçe dolaşmasını kolaylaştırmak için, tankın zemin ile teması olmamalıdır.

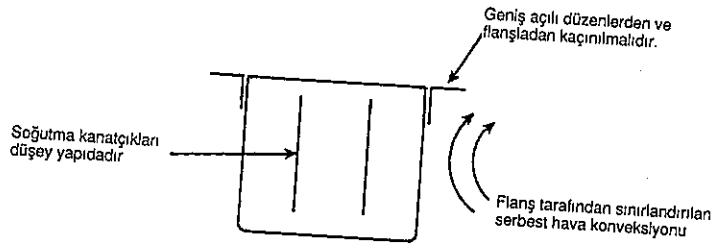


(a)



(b)

Şekil 6.4 Tank biçimleri (a) Isı iletimi için en iyi tasarım (b) Zayıf ısı iletim



Şekil 6.5 Soğutma kanatçıklarının ve flanşların etkisi.

Tablo 6.1 Akışkanların çalışma sıcaklıkları

Sıcaklık	Mineral yağ (° C)	Yağda su 60/40 (° C)	Su ve Glikol karışımı (° C)	Fosfat esteri (° C)
Maksimum ortam sıcaklığı	100	65	65	150
Sürekli çalışma için maksimum sıcaklık	65	40	40	95
En uygun akışkan ömrü için maksimum sıcaklık	40	25	25	65

Çalışma sıcaklığı, akışkanın kullanım ömrünü büyük ölçüde etkiler. Tablo 6.1 değişik türden akışkanların çalışma sıcaklıklarını göstermektedir. Bunlar, tipik değerlerdir ve belirli bir hidrolik akışkan için geçerli tam bir değer, akışkanın üreticisi tarafından tayin edilmelidir.

ÖRNEK 6.5

200 bar basınç altında çalışan hidrolik sistemde, pompa çıkış debisi 25 l/dak ve pompa motorunun giriş gücü 10 kW'dır. Pompa, çalışma zamanının % 60'ı süresince yüksüzdür. Sistem yükte iken, sistemin toplam verimi % 65'tir. Eğer ortam sıcaklığı 15° C ve tanktaki kabul edilebilir maksimum akışkan sıcaklığı 50° C ise, (a) Akışkan tankı çevresinde normal hava dolaşımı olduğunu ve doğal ısı dağılımı sayesinde soğutma etkinliğinin iki katına çıkarıldığını, (b) akışkan deposunun kesiti, kenarı a olan bir kare olup, deponun uzunluğu 2a olduğunu, varsayarak; akışkan tankı için uygun boyutları hesaplayınız.

(i) Dikey (soğutma kanatçıklarının sağladığı ısı dağılımı)

$$H_v = h_v A \Delta T \times 3,6 \text{ formülü ile bulunur.}$$

Burada

$T = 35^\circ \text{C}$ ve $A = 6a^2$ 'dir. Ayrıca

$$h_v = 1,42 (35/a)^{1/4} \\ = 3,45a^{-1/4} \text{ 'tür.}$$

$$\text{ve } H_v = 3.45a^{-1/4} 6a^2 \times 35 \times 3.6 \text{ (Watt)} \\ = 2608a^{7/4} \text{ watt olur.}$$

(ii) Yatay üst plakadan sağlanan ısı dağılımı

$H_H = h_{HA} \Delta T \times 3.6$ formülü ile bulunur.

Burada; $\Delta T = 35^\circ \text{C}$ ve $A = 2a^2$ dir. Ayrıca,

$$h_H = 1,32 (35/a)^{1/4}$$

$$= 3,21a^{-1/4} \quad \text{olur.}$$

Böylece:

$$H_h = 3,21a^{-1/4} 2a^2 \times 35 \times 3.6$$

$$= 809a^{7/4} \text{ watt bulunur.}$$

Doğal ışıınımdan kaynaklanan ısı yayılması

$$H_v + H_H = 2608a^{7/4} + 809a^{7/4}$$

$$= 3417a^{7/4} \text{ (watt) 'dır.}$$

Normal hava dolaşımındaki ısı dağılımı, doğal ışıınımdan oluşan ısı dağılımının iki katı olarak alınabilir ve bu da $6834 a^{7/4}$ watt'dır.

Döngünün yükleme süresi boyunca sisteme giren ısı $10 \times (1-0,65) = 3,5 \text{ kW'd}$ Ancak sistem, toplam çalışma sürecinin sadece %40'ında yüklenme sürecini olduğundan, akışkana geçen ortalama ısı enerjisi aşağıda hesaplanmıştır.:

Ortalama ısı girdisi

$$= 0,4 \times 3,5 \text{ (kW)}$$

$$= 1,4 \text{ (kW)}$$

$$= 1,4 \times 10^3 \text{ watt olur.}$$

Isıl dengede, sisteme giren ısı enerjisi, sistemden yayılan ısı enerjisiyle eş olmalıdır, o halde

$$6834a^{7/4} = 1,4 \times 10^3 \text{ olmalıdır. Buradan,}$$

$$a^{7/4} = 0,205 \text{ olur ve}$$

$$a = 0,404 \text{ m'dir.}$$

Tankın içten içe boyutları, 0,4 m, genişlik, 0,4 m, yükseklik ve 0,8 m uzunluğ olarak alınırsa, tankın içerdiği akışkan hacmi:

$$Q = 0,4 \times 0,4 \times 0,8 \text{ m}^3$$

$$= 0,128 \text{ m}^3 = 128 \text{ litre olur.}$$

Pratikte, akışkan üzerinde bir boşluk hacmi olacağından, tankın yüksekliği 0,4 m'den daha fazla olmak zorundadır. Tankı kabaca boyutlandırarsak, örneğin, tank kapasites

dakikadaki pompa çıkış hacminin 3-4 katına eşit olmalıdır dersek;

Tank kapasitesi = 75 ila 100 litre buluruz.

Bu değer, hesaplanan değere yakındır.

Isı enerjisini dağıtmak için çok büyük bir akışkan tankının kullanılması gerekiyorsa, bir akışkan soğutucusu kullanmak avantaj sağlayabilir.

Tank tasarımı ve yapımı

Tank, doldurma ve havalandırma noktalarıyla donatılmalıdır. Bunlar genelde havalandırma tank kapağı birimi ve doldurma süzgeci örgüsüyle bir bütün halindedir. Bu tür kombine birimlerin doldurma hızları düşüktür ve giriş akışını hızlandırmak için bazen doldurma süzgeci örgüsü kasti bir sorumsuzlukla delinir. Bu davranış sistemin amacına terstir ve tanka büyük oranda kirletici ögelerin girmesine neden olur. Doldurmadan sonra, hava filtresi kapağının açık unutulursa, içeriye kirlenmeye yol açan maddelerinin girmesi de mümkündür. Entegre filtre birimi ve ayrı bir noktada çabuk sökülebilen kaplinli bir doldurma noktası tasarımı daha iyidir, çünkü bu durumda akışkan tamamı filtreden geçerek tanka pompalanır. Tipik gözenek boyutları 25 μm olan döner havalandırıcılar mevcuttur. ($\beta_{25} = 75$)

Aşırı derecede kirli ortamlarda, akışkan seviyesindeki değişikliklere imkan tanımak için, akışkanın sızdırmaz bir tank ve esnek bir ayırıcı (separatör) sayesinde atmosferle olan teması kesilir. Bu esnek ayırıcı akışkan seviyesi değişikliğe havayı içine çekip, tankın dışına veren bir kese şeklinde olabilir.

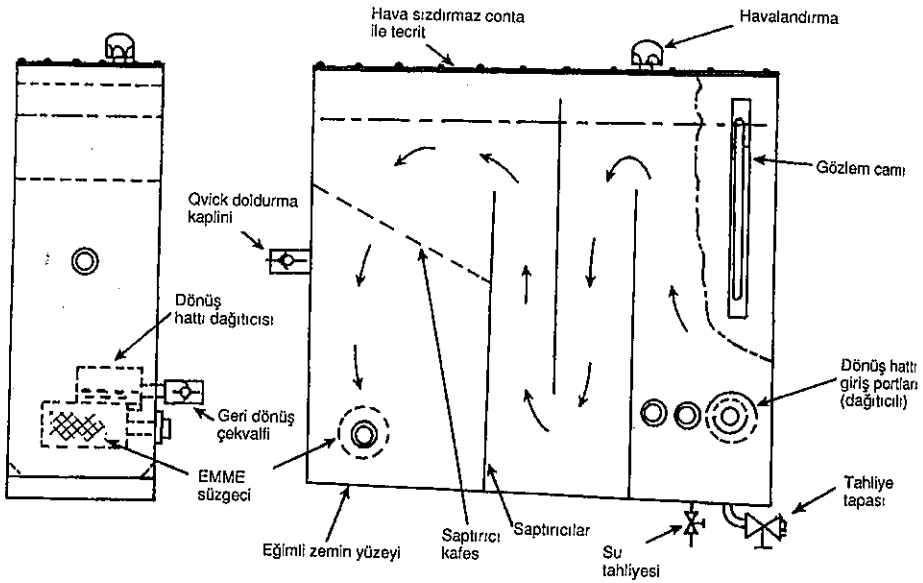
Esnek ayırıcıların kullanımı, akışkan seviyesinde, örneğin motor devrelerinde olduğu gibi, sadece küçük bir değişimin olduğu durumlarla sınırlandırılmıştır. Özel bir hava filtresi, bu ayırıcıya uyarlanmalıdır. Tanktaki basıncın 0,03 bar'ın altına düşmesi durumunda (örneğin sistemdeki akışkan kaybı yüzünden), hava, tanka 25 μm 'lik gözenekli bir filtreden geçerek girer, böylelikle pompa son derece düşük emme basıncından ve bunun sonucu olan kavitasyon hasarından korunur. Bu filtre, tankın 0,3 bar'a kadar basınçlandırılmasını sağlar ve bu basınç değerinin üstündeki her değer, tankın açılmasını sağlayan bir emniyet valfi görevi yapar.

Pompanın emme hattına, uygun boyutlu bir süzgeç yerleştirilmelidir. Süzgeç, muntazam bir akış sağlayacak ve en alt noktası, tankın tabanından 75 mm yukarıda olacak şekilde yerleştirilmelidir, böylece tankın dibindeki tortuların emme hattına geçmesi önlenmiş olur. Anafor oluşmasını ve emme hattına hava girmesini önlemek için, süzgecin üst noktası, en düşük akışkan seviyesinden, en az 150 mm aşağıda olmalıdır.

Sisteme hava girmesini önlemek için, sistemin dönüş ve tahliye hatları, minimum akışkan düzeyinin altında son bulmalıdır. Ana dönüşlere, akışkanın dönüş hızını azaltan ve türbülansı önleyen dağıtıcılar (difüzörler) yerleştirilmelidir. Dağıtıcıların kullanılmadığı yerlerde, dönüş hattı uçları % 45lik eğim oranında kesilmelidir. Dönüş çıkışları, dönüş akışı ve tank cidarları arasındaki etkileşimi en aza indirebilmek için, dikkatli biçimde konumlandırılmalıdır. Eğer dönüş borularının sifon etkisini önleyici delikleri varsa, normal çalışma esnasında bu deliklerden püsküren akışkan, içeri hava girmesine neden olabilir. Bu istenmeyen etki, saptırıcı (deflektör) plakalar kullanılarak azaltılabilir.

Tank herhangi bir şekilde bir seviye göstergesi ile donatılmalıdır. Bu gösterge, genellikle üzerinde maksimum ve minimum seviyelerin açıkça işaretli olduğu bir izleme camı biçimindedir. Akışkanın seviyesi belirli bir düzeyin altına düştüğünde, alarm ikazı veren ya da pompayı kapatan, şamandıra kumandalı bir şalter düzeneği yerleştirilebilir. Bu durum, boru donanımı arızası veya diğer ani kaçak ihtimali olan büyük sistemler için çok önemlidir. Pompanın durdurulması, kavitasyonu önleyecek ve akışkanın debisini düşürecektir.

Saptırıcılar, dönüş hatlarıyla, emme hatlarını birbirinden ayırmak için tanka



Şekil 6.6 İyi tasarım özellikli tank

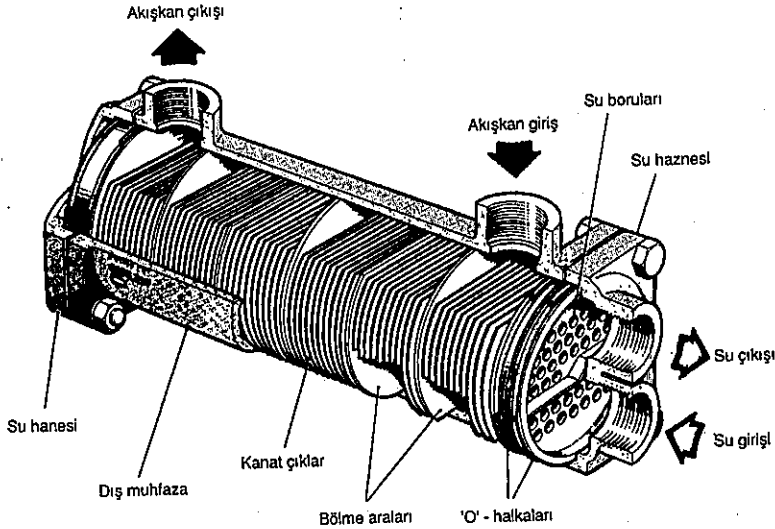
yerleştirilmiştir. Bunlar, uzun bir akış yolu oluşturarak, karşılıklı şok etkileşimlerini azaltır, kirletici öğelerin ayrılmasını sağlar ve soğutmayı kolaylaştırır. Örgü boyu 60-200 arasında olan, (gözenek 250-75µm), yatayla 20° ilâ 40° açı yapacak şekilde konumlandırılan ve üst kenarı, akışkan yüzeyi altındaki bir noktada sonlanan bir ince tel örgülü saptırıcı, sisteme giren havayı önemli ölçüde ayırmaya yardımcı ola-

Hidrolik akışkanın yağ ve su emülsiyonundan ibaret olduğu durumlarda, emülsiyonu çözme etkisi yaratabilecekleri için, sapturucular kullanılmamalıdır. Bu akışkanlarda, emülsiyonun bozulmaması için, tank içerisinde iyi bir dolaşımın olması hususu önemlidir. Şekil 6.6'da bu özelliklerin çoğunu kapsayacak şekilde tasarlanan bir tank görülmektedir. Isının dağıtılması için en iyi şekilde sahip olmaması, bu tankın diğer bazı olumlu özellikleri de vardır. Tank içerisindeki akışkanın sıcaklığı belirlenen sınırların dışında seyrederse; ısı etkileşimli şalterler ayar yapmak; ısıtıcıları veya soğutucuları devreye almak, pompayı durdurmak ve akışkana yol vermeyi önlemek vb. amaçlar doğrultusunda kullanılabilir. Açık alanda ve soğuk ortamda çalıştırılan sistemlerde veya sistem duyarlılığının korunması amaçları ile, sabit sıcaklıkta çalıştırılması gereken servo sistemlerde, sistemin ısıtıcılarla donatılması gerekebilir. Bunlar, yüzey alanına nispetle güç tüketim düzeyi (en çok 6 W/m^2) düşük olan, özel tür daldırma tipi ısıtıcılar olmalıdır.

Akışkan şartlandırıcılar

Hat üzerinde filtrasyonun imkansız olduğu sistemler ve büyük tanklar kullanıldığında, hat-dışı "temizlik" filtrasyonu döngüleri yerleştirilmelidir. Bunlara akışkan soğutucuları da dahil edilebilir. Günümüzde kullanılan iki tür akışkan soğutucusu vardır. Bunlar su borulu ve basınçlı-havali soğutuculardır.

Su borulu yağ soğutucuları, içinden akışkan geçen bir dış boru ile sınırlanan ve soğutma suyunun geçtiği, bir dizi birbirine bağlı ince bakır borudan oluşur. (Şekil 6.7).



Serck Heat Transfer

Şekil 6.7 Su borulu yağ soğutucu.

yüksek olacak şekilde tasarlanabilirler. Bu tasarım muhtemel sızıntının, akışkan suya doğru olmasını sağlayacaktır. Bu durum hidrolik akışkana su karışımına daha ciddi bir mesele oluşturmaz. Su borulu soğutucu kullanıldığında, önemli ölçüde su akışı gereksinimi ve ayrı bir su soğutma donanımı ile devridaim su kaynağı rekli olabilir. Genelde su besleme kaynağı termostatik kontrollüdür ve böylece, dece gereksinim halinde soğutma suyuna yol verilebilir.

Basıncılı havalı yağ soğutucular, takviyeli hava vantilatörlü araç radyatörleriyle yapıda tasarlanmıştır. Soğuk hava akımının radyatörün üzerine üflenebilmesi hava ikmal düzeneği bir ortama yerleştirilmelidir. Basıncılı havalı soğutucular rütlülü çalışırlarsa da, küçük tesislerde işletme ve montaj masrafları su borulu soğutuculara göre daha çok tercih edilebilir. Basıncılı havalı soğutucular konik kaplı muhafazası ve kaplinin parçasıymış gibi elektrik motoru ve pompa arasına yerleştirilebilir. Bu tip soğutucularda, ayrı bir elektrikli tahrik motoruna ihtiyaç duyulmaz, ancak pompayı çalıştıracak olan motorun boyutlandırılmasında, bu işlede dikkate alınması gerekir.

6.3.3 Merkezi hidrolik sistemler

İlk gaz, elektrik ve su uygulamalarının öncüleri, büyük kentlerin ve sanayi kuruluşlarının taleplerini karşılayan, çok sayıdaki yerel ve kamu yetkilileri olmuştur. 19. yüzyılın sonları ve 20. yüzyılın başlarında, aynı şekilde su gücü sağlayan birçok özel sektör hidrolik güç kuruluşu bulunmakta idi.

İlk sistemlerin kurulması, 1876'da Hull tersanesinde vinçleri çalıştıracak olan makina aksamının montajı ile başlatılmıştır. Manchester, Liverpool, Glasgow, Birmingham, Sydney ve Melbourne'da da gözle görülür girişimler vardı ancak bu girişimlerin bunlar arasında en büyük ve başarılısı 1976'ya kadar yaklaşık bir asr ayakta kalan Londra Hidrolik Güç Şirketi idi. Bu şirket tarihinin en verimli dönemlerinde yani 1920'lerde, 7 inç çapında ve 184 mil uzunluğundaki boru hatları haftada 1600 milyon galonun üzerinde pompalama yapıyordu. Mevcut basınç 48 bar (700 lb/in²) idi ve birbiriyle bağlantılı 8000'in üzerinde makina beslenmekte idi. Antwerp'deki bir tesiste ise, enerji hidrolik olarak iletiliyor ve bu enerji aydınlatma amaçlı elektrik enerjisine çevriliyordu. Bu sistem, elektrik ve gaz üretim kaynaklarıyla rekabet etmekte idi. Genelde, en yaygın kullanım alanları daha sonraları güçlendiricilerle takviye edilen, 48-83 bar (700-1200 libre-inç²) düzeyindeki, kaldırma, pres ve vinç donanımları olmuştur.

Çalışma akışkanı olarak hidrolik yağın kullanılmaya başlanması, büyük tesisleri pratik olmaktan çıkardı, ancak son zamandalardaki gelişmelerle daha küçük ölçeklerde çalışan merkezi sistemler yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Bir fabrikada normal faaliyet sürecinde günlük yaşamda her zaman kullanılan pnömatik sistemler

benzer yapıdaki hidrolik sistemlerin kullanılması ilkesinin, pekçok çekici yönü vardır. Yüksek basınç ve önemli düzeydeki sızıntı kaçakları dışındaki ana farklılık, hidrolik sistemlerde besleme boru hattı ile birlikte, bir dönüş boru hattının varlığıdır. Bu sistemlerin bir fabrikada en sık kullanıldığı alan, birbirleri ile bağlantılı bir grup makinanın merkezi bir besleme sayesinde çalıştırıldığı durumlardır.

Merkezi sistemlerle münferit sistemlerin karşılaştırılması

Münferit güç paketleri yerine merkezi hidrolik sistemlerin kullanılması konusunda, hala fikir ayrılıkları vardır. Her iki yöntemin özellikleri aşağıda karşılaştırılacaktır. Genelde; birisi için avantaj yaratan bir özellik, diğeri için bir dezavantaj yaratmaktadır. Her ikisinin de ayrı olumlu nitelikleri vardır ve her yöntem kendi uygulama koşullarında değerlendirilebilir.

MÜNFERİT GÜÇ PAKETİ SİSTEMLERİ

Avantajları

- Birbirlerinden tamamen bağımsızdırlar.
- Her sisteme uygun olan, değişik tür ve dereceli akışkanlarla beslenebilirler.
- Herbiri farklı basınçlarda çalışabilir.
- Bir devre bozulsa bile, diğeri çalışmaya devam edecektir.
- Güç paketleri makinanın hemen yanında olabilir.

Dezavantajları

- Bakımı yapılacak daha çok sayıda güç paketi ve aksam vardır.
- Yüksek maliyet söz konusudur.
- Daha geniş taban alanı ihtiyacı vardır.
- Daha büyük toplam güç ihtiyacı vardır.

MERKEZİ HİDROLİK SİSTEMLER

Avantajları

- Sadece tek bir akışkan tankı vardır
- Güç paketi içine yedek pompa(lar) yerleştirilmesi tasarlanabilir.
- Düşük maliyet söz konusudur.
- Bakım yapılacak tek bir birim vardır.
- Daha az yer ihtiyacı vardır.
- Akışkanın şartlandırılması, münferit güç paketleri kullanılırken ortaya çıkan maliyetlerden çok daha düşük bir maliyetle, hat dışında ya da dönüş hattında gerçekleştirilebilir.
- Toplam güç paketi kapasitesi, münferit güç paketlerinininkinden daha az olabilir.

Dezavantajları

- Güç paketinde herhangi bir arıza olduğunda bütün sistemler kesintiye uğrar (Yedekleme imkanı sağlanmadığı takdirde).
- Münferit güç paketlerine göre daha uzun bir boru donanımı gerekir.
- Farklı çalışma basıncı için farklı değerler söz konusu ise, özel devreler basınç azaltıcı valfle donatılmalıdır.
- Tanktaki akışkanın çok fazla miktarlarda olması önemli bir yangın riski yaratır ve bu durumda güç paketi odasını yalıtarak, otomatik yangın söndürücü sistemle donatmak; örneğin, güç paketi odasını yangın durumunda karbon dioksit gazı ile doldurmaya imkan sağlayacak bir sistemle donatmak gerekir.
- Devreler arasında karşılıklı zıt-etkileşim oluşabilir.

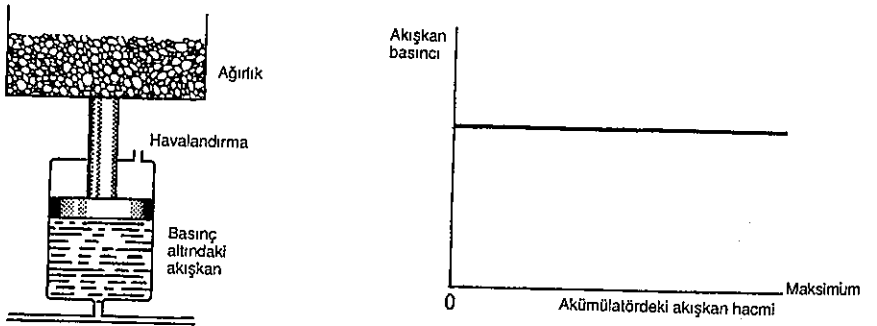
6.4 HİDROLİK AKÜMÜLATÖRLER

Akümülatör, enerji depolamak için kullanılan bir cihazdır. Hidrolik bir sistemde enerji, basınçlı akışkan halinde depolanır.

6.4.1 Akümülatör türleri

Ağırlıklı akümülatörler

Bu tür bir birim Şekil 6.8'de, görülmekte olup, ağır bir yükü veya büyük bir ağırlığı kaldıran, tek etkili bir dikey silindirden oluşur. Çok büyük hacimlerde akışkan depolamak mümkündür, ancak bu amaç doğrultusunda çok büyük ağırlıkların kullanılması gerekir.



Şekil 6.8 Ölü yüklü akümülatörler.

ÖRNEK 6.6

Şekil 6.8'de gösterilen türden bir ağırlıklı akümülatörün silindir çapı 500 mm olup, cihaz 200 bar'lık sistem basıncında çalışmaktadır. Gerekli ağırlık, basınç değerinin piston alanı ile çarpımına eşittir. Gerekli ağırlık;

$$\left(\frac{\pi}{4}\right) \times \left(\frac{500}{1000}\right)^2 \times 200 \times 10^5 \text{ (m}^2 \text{ N/m}^2\text{)}$$

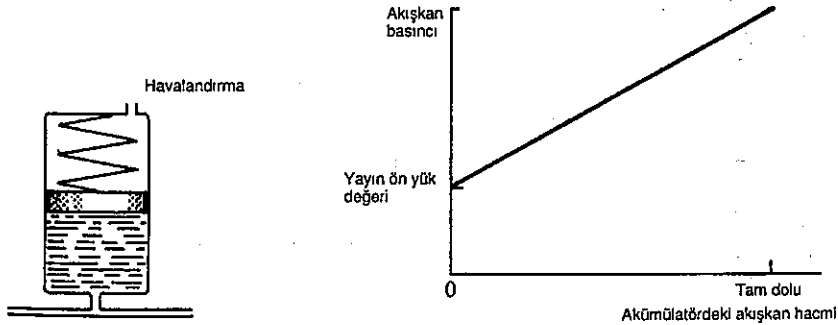
$$= 3,93 \times 10^6 \text{ N (yaklaşık 400 ton) olarak bulunur.}$$

Depolanan akışkan hacmi, silindir stroğuna göre değişecektir.

Ağırlık oluşturan materyel; hurda metal, tuğla, beton, toprak, vs'den oluşur. Bu akümülatörlerin sağladığı esas avantaj; tüm diğer akümülatörlerin basınçları, depolanan akışkanın hacmine göre değişirken, bu akümülatörlerin boşaltma basınçlarının sabit olmasıdır. Dezavantajları ise, fiziksel olarak büyük boyutlarda olmaları ve yük ve pistonun yüksek ataletine bağlı yavaş tepkileridir. Silindir, tezgaha özenle işlenmeli ve piston sızdırmazlık elemanları ile donatılmalıdır. Aksi takdirde pistonla silindir gövdesi arasındaki sürtünme, aşınmaya neden olur.

Yaylı akümülatörler

Şekil 6.9'da görüldüğü gibi, yaylı serbest bir piston, silindir içinde hareket etmektedir. Yayın fiziksel özellikleri, piston strokunu ve buna bağlı olarak depolanabilecek akışkan hacmini sınırlar. Akümülatördeki akışkanın hacmi arttıkça, yay sıkıştırılır ve yayın uyguladığı kuvvet artar.



Şekil 6.9 Yaylı akümülatör.

Gazlı akümülatör

Bu tasarımda, depolanan akışkanı basınçlandırmak için genelde azot, bazen de hava almak üzere sıkıştırılmış gaz kullanılır. Bu akümülatörler, gazla akışkan arasındaki arabirimin türüne göre üçe ayrılır. Bir tür de doğrudan temas varken diğer iki türde gazla, akışkan arasında ayırıcı olarak bir piston veya bir mebran kullanılmaktadır.

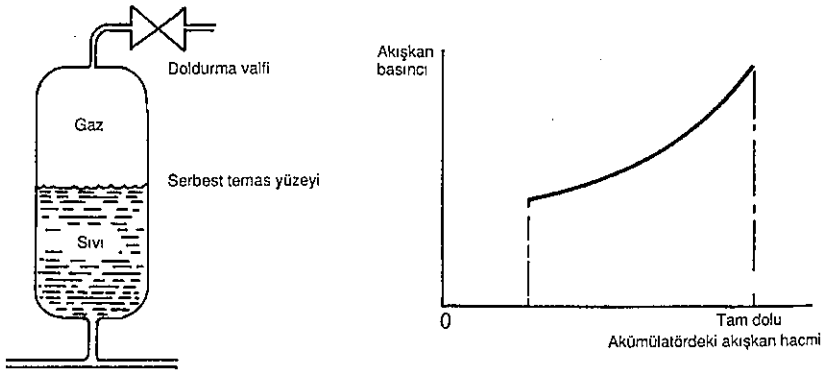
SERBEST TEMASLI GAZLI AKÜMÜLATÖRLER

Bu tür akümülatör, şekil 6.10'da görüldüğü gibi tabanında akışkan portu ve tavanında gaz yükleme portu olan bir kaptan oluşur. Gazla akışkanı ayıran herhangi bir piston olmadığından, kap dikey konumda olmalıdır. Serbest temas yüzeyli akümülatörler az bir işlemeyi gerektirirler ve bu yüzden üretilmeleri, nispeten daha kolaydır. (Gazın, hidrolik akışkanla doğrudan temas halinde olmasından dolayı, gaz akışkana karışabilir. Karışmanın derecesi, akümülatörlerden içeri giren ve dışarı çıkan hidrolik akışkanın hızı kıstlanarak azaltılabilir ve böylece aşırı bir çalkalanma oluşmaz.

Akümlatör, çalışır durumda iken akışkan tamamen boşaltılmamalıdır; çünkü bu durumda boşalan gaz hidrolik sisteme geçecektir. Akümülatördeki akışkan düzeyini denetlemek ve tam boşalmayı önlemek için, şamandıra kumandalı şalterler ve seviye etkileşimli şalterler kullanılabilir.

Bu tasarımın diğer bir özelliği de, çok hızlı tepki zamanına sahip olmasıdır.

Gazlı akümülatörler çok büyük olabilirler ve çoğunlukla gaz yükü olarak hava, akışkan olarak da su veya su esaslı akışkanlarla çalışırlar. Bu akümülatörler su türbinlerinde valfin kapanması sonucunda oluşan akışkan basınç değişikliklerini emmek su çekiş pompalarında, çıkış akışını daha yumuşak hale getirmek amaçları için kullanılır. Şekil 6.10'da görülen Akümülatör karakteristik eğrisinin tam şekli, gaz yükünün sı-



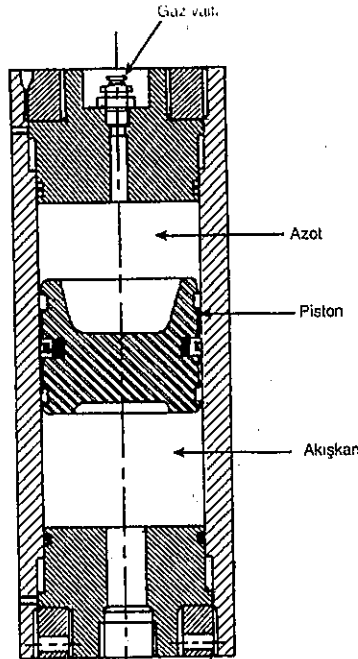
Şekil 6.10 Serbest temaslı gazlı akümülatör.

kaşınma veya genişleme hızına bağlıdır. Yani, eğrinin şekli aşağıdaki gaz şartlarına bağlıdır:

- (i) *İzotermik (sabit sıcaklık)*. Bu durum, gazın sıkışma veya genişlemesinin çok yavaş olduğunda görülür. Mutlak basınç P ile hacim V arasındaki bağlantı sabittir, " $PV = \text{Sabit}$ "
- (ii) *İzentropik (adiyabatik)*. Bu durum, akışkanın içine veya dışına doğru herhangi bir enerji akışı olmadığında görülür. Gazın uyduğu kanun " $PV^\gamma = \text{Sabit}$ " denklemi ile ifadesini bulur. Burada γ yaklaşık olarak 1,4'tür.
- (iii) *Politropik*. Bu durum, izotermikle izentropik arasındaki bir durumdur. Bu tür gaz değişimi " $PV^n = \text{Sabit}$ " ifadesine göre olur ve burada n 1 ilâ 1,4 arasındaki, politropik katsayı olarak anılan bir değeri ifade eder.

PİSTONLU TİP, GAZLI AKÜMÜLATÖRLER

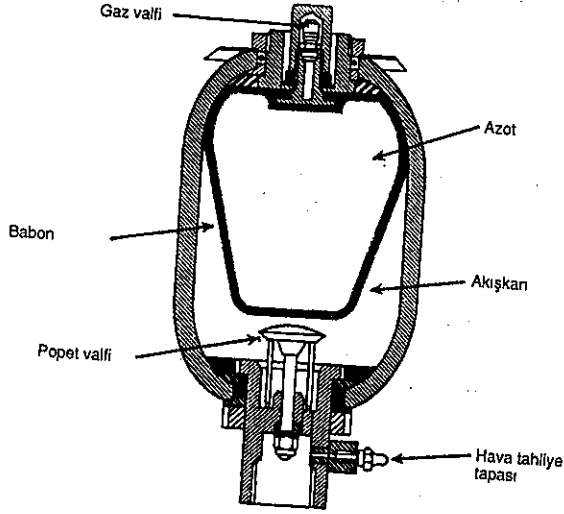
Bu tip akümülatör, gazla akışkanı ayıran serbest bir pistonun varlığı dışında, serbest temas tipine çok benzerler (Şekil 6.11). Pistonlu tip akümülatörlerin düşeye göre eğimli şekilde kullanılabilmelerine rağmen, tam dikey kullanıldıkları zaman daha az aşınma olacaktır. Herhangi bir arıza kademeli olarak ortaya çıkar ve bu arızanın sebebi de piston sızdırmazlık elemanlarının bozulması ve silindir iç duvarının aşınmasıdır. Tepki zamanı, piston ataletine ve sızdırmazlık elemanlarının yapışmasından oluşan etkiyle tabi olarak değişir. Piston ataletinin maksimum boşaltma hızını sınırlamasına rağmen, boşaltma özellikleri serbest temaslı türlerinki aynıdır.



Şekil 6.11 Pistonlu tip gazlı akümülatör.

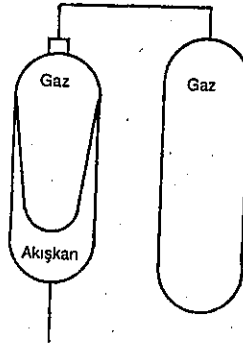
BALONLU TIP, GAZLI AKÜMÜLATÖRLER

Burada, gazla akışkanın birbirinden ayrılması, balon veya diyafram biçimindeki bir zarla sağlanır. (Şekil 6.12). Eksoz portuna bağlı valf, balonun baskıya veya basıncı maruz kalmasını önler. Çabuk tepki hızları, nispeten düşük ataletin sonucudur. Balonlu tip gazlı akümülatörler genellikle piston tipli olanlardan daha düşük maliyetlidir. Bunlardaki gaz önyükleme işlemi daha uzun sürer. Ani arızalar, balon ya da diyaframın yırtılmasından oluşur. Bu türden birçok akümülatör tasarımında; kese, akışkanın portu boyunca tabana yerleştirilir. Buna rağmen, şekil 6.12'de gösterilen özel model üstten erişmeli yapıda, gaz balonu, gaz valfi montajı sökülerek değiştirilebilir.



Fawacett-Christie Hydraulics Ltd

Şekil 6.12 Balonlu tip; gazlı akümülatör.



Şekil 6.13 Gaz yedekleme tüpünün kullanılması.

Her ne kadar bazı balonlu tip gazlı akümülatörler, yan kenarları üzerinde yatay konumda kullanılabilirlerse de, özellikle uzun ve dar yapıda olanların dikey konumda kullanılmaları hususuna dikkat edilmelidir. Ani bir boşalma, popet valfinin, kısmen boşaltılmış bir birimi kapalı halde kilitlemesine yolaçar.

Akümlatörün etkin hidrolik akışkan kapasitesini artırmak için, şekil 6.13'de görüldüğü gibi, bir gaz yedekleme tüpü kullanılır. Burada akümülatör, akışkanı depolamak için kullanılırken, yedekleme tüpü, ilave gaz depolamak için kullanılmaktadır.

6.4.2 Akümülatör uygulamaları

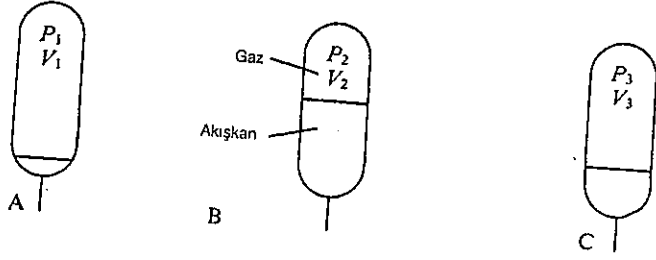
Akümlatörler aşağıdaki amaçlarla kullanılır:

- Akışkan sağlanması.
- Pompa çıkışındaki darbeleri sönmülenmesi.
- Basıncıdaki ani değişimleri sönmülenmesi.
- Yedek veya acil güç kaynağı sağlanması.
- Termik genleşmenin dengelenmesi.
- Sızıntılarının telafi edilmesi.
- Karşı denge sağlanması.
- Araç süspansiyonları (askı donanımları) olarak.

Akışkan sağlanması

En sık kullanılan uygulamalardan biri, kısa zamanda akışkana yüksek bir akış hızı sağlamaktır. (tipik pompalama devreleri, Şekil 2.36 ve 3.11'de görülebilir). Düşük debi değerine sahip bir pompa, akümülatörü uzun bir sürede yüklemek için kullanılır. Depolanan akışkan, yüksek debi değeri gerektiğinde sisteme boşaltılır. Akümülatörün yüklendiği ve devrenin ihtiyacının olmadığı durumlarda, depolanan akışkan tekrar doluncaya kadar, pompa yükü boşaltılır veya pompa devreden çıkartılır.

Akümlatörün boyutlandırılması için, gazın hacmi ve basıncındaki değişimler göz önünde bulundurulmalıdır: Yükleme yavaş yavaş olur ve gaz sıkıştırması izotermik olarak alınabilir. Boşaltma hızlı olur ve adiyabatik olarak alınabilir. İlk önyüklemeye gaz basıncı P_1 , normalde hidrolik sistemin minimum çalışma basıncı P_3 'ün hemen altındadır. Bu durum, akümülatör kesesinin dışarı atılmasını önleyen çek valfin devamlı olarak kapanmasını önlemek içindir, yani ($P_1 = 0,9 P_3$)'dür. Maksimum sistem basıncı P_2 , akümülatör tamamen yüklendiği andaki akışkan basıncıdır. P_2 , minimum çalışma basıncının üç katından fazla olmamalıdır, aksi halde balonun ya da diyaframın elastomer materyali zarar görebilir. Şekil 6.14 akümülatörün çeşitli gaz yüklenme durumlarını göstermektedir.



Şekil 6.14 Akümülatör'e gaz yükleme şartları.

ÖRNEK 6.7

Özel bir hidrolik sistemde, dakikada bir kez, 6 saniyelik süreç içerisinde 100 litrenin boşaltılması gereklidir. Gazların tabii olduğu yasalar da dahil olmak üzere, tüm hesaplamalarda, basınç ve sıcaklık değerlerini mutlak birimler olarak ve V_1 , V_2 ve V_3 'ü, ilgili gaz hacimleri olarak alıp, aşağıdaki şartlara uygun bir pompa ve gerekirse bir akümülatör boyutu hesaplayınız.

- Minimum sistem basıncı = 100 bar gösterge basıncı
- Maksimum sistem basıncı = 150 bar gösterge basıncı
- Akümlatör önyükleme basıncı = $0,9 \times$ minimum sistem basıncı
- Gaz, yükleme esnasında izotermik ($PV = \text{Sabit}$) olarak sıkıştırılıyor.
- Gaz, boşaltma esnasında adiyabatik ($PV^{1,4} = \text{Sabit}$) olarak genişliyor.

Şekil 6.14'deki koşullar aşağıdaki gibidir:

A, Önyükleme, P_1 90 bar (gösterge), V_1 bilinmiyor. B) Tamamen yüklenmiş, $P_2 = 150$ bar (gösterge), V_2 bilinmiyor. C, Boşaltılmış, $P_3 = 100$ bar, V_3 bilinmiyor.

Çözüm

6 saniye için gereken akışkan hacmi 10 litredir. Boyutunu göz önünde bulundurursak, pompa dakikada 10 litre'lik (ortalama ihtiyaç) bir çıkış sağlayabilmelidir. Akümülatörün sağlaması gereken akışkan hacmi, devrenin gereksiniminden, bu süre boyunca pompa tarafından sağlanan hacmin çıkarılması sureti ile bulunur; yani $10 - (10 \times 6/60)$ litre = 9 litre olur. Bu, akümülatörde depolanabilecek maksimum akışkan hacmidir, yani $V_3 - V_2 = 9$ litre'dir.

Boşaltma sürecinde (gazın genleşmesi)

$$P_2 V_2^{1,4} = P_3 V_3^{1,4} \quad (6.7)$$

$$(V_3/V_2)^{1,4} = P_2 / P_3 = 151/101 = 1,495 \text{ olur.}$$

Ve böylece

$$V_3 / V_2 = 1,332$$

Buradan da

$$1,332 V_2 - V_2 = 9$$

$$V_2 = 9/0,332 = 27,1 \text{ litre olarak bulunur.}$$

Yükleme esnasında (gazın sıkışması)

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$91 V_1 = 151 \times 27,1$$

$$V_1 = (151 \times 27,1/91) = 45 \text{ litre olarak bulunur.}$$

50 litrelik bir akümülatör kullanalım. Eğer basit bir pompa devresi kullanılırsa, 100 bar'da çalışan ve 100 litre/dak'lık çıkış hacmi olan bir pompa gereklidir. Akümülatör devresi için ise, 150 bar'da çalışan ve, 10 litre/dak çıkış hacimli bir pompa yeterlidir. Bu da maliyette ve tepe güç tüketiminde, önemli ölçüde tasarruf sağlar.

Aynı problemi ele alalım, ancak bu kez, hem yükleme hem de boşaltma izotermal olsun, o zaman denklem (6.7) şöyle olur.

$$P_2 V_2 = P_3 V_3$$

Bu nedenle

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{P_2}{P_3} = 1,495 \text{ olur.}$$

O zaman da,

$$1,495 V_2 - V_2 = 9 \text{ ve}$$

$$V_2 = 9/0,495 = 18 \text{ litre olarak bulunur.}$$

Sıkışma esnasında

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \text{dir.}$$

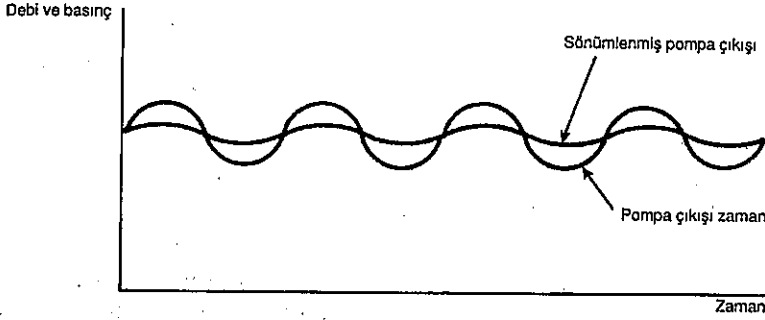
Bu durumda,

$$V_1 = (151 \times 18) / 91 = 29,9 \text{ litre olur.}$$

İzotermik boşaltma koşuluna göre yapılan bu hesaplama, adiyabatik boşaltma koşulu için öngörülenden çok daha küçük boyutlu bir akümülatör belirlenmesi ile sonuçlanır. Bütün ihtimallerde, iznelecek olan koşul, izotermikle adiyabatik arasında olan, politropik koşul olacaktır. Eğer boyut adiyabit boşaltma koşulu için bulunursa, bu bulunan değer her tür boşaltma için yeterli olur. Gerekinden daha fazlak kapasite kullanımı zararlı değildir, çünkü bu fazla kapasite kullanımına tekabül eden maksimum sistem basıncı P2 (akümülatör tamamen yüklü olduğu zamanki basınç) azalabilir ve bu durumda da, toplam sistem verimini arttırır. Akümülatör kapasitesinin gerekenden az olursa, yeterli miktarda akışkanı depolamak imkansız olacak ve bu durum da döngü süreci uzayacaktır. Eğer gaz yükünün bir kısmı akümülatörden sızarsa, depolanan akışkanın kullanılabilir hacminde bir azalma olacak, bu durumda da döngü sürecini artıracaktır. Genelde, gaz yasaları çerçevesinde genleşme politropik olur ve endeksi 1 ilâ 1,4 arasında değişir. Ancak akümülatör boşaltımının hızlı olduğu durumlarda, akışkan kapasitesinin yeterli olacağından emin olmak için, endeks 1,4 olarak alınmalıdır.

Pompa çıkışındaki darbelerin sönümlenmesi

Çoğu hidrolik pompaların çıkışı, zamana göre mutlak olarak sabit değildir, çünkü bu çıkış, darbelere ve ani değişikliklere maruzdur. Örneğin, beş silindirli bir pistonlu pompada, her pompa devrinde beş darbe oluşur. Çoğu uygulamalarda bu ani değişimler önemsizdir, çünkü bu değişimler pompanın çıkış ucundaki boru şebekesi sayesinde yumuşatılmaktadır. Bir sistem için kararlı ve sabit çıkış gerektiğinde, elektrohidrolik servo sistemler (örneğin, ucuna akümülatör yerleştirilmiş bir pompa) darbe sönümleyici olarak işlev görmelidir. Küçük bir akümülatör, basınç darbesini ihmal edilebilir bir düzeye indirgeyebilir, ancak darbeyi tamamen yok etmesi imkansızdır. (Şekil 6.15).



Şekil 6.15 Pompa çıkışındaki darbelerin sönümlenmesi.

Ani basınç değişmelerinin sönümlenmesi

Valfin ani olarak kapanması, geçici basınç oluşumlarına ve şok dalgalarına neden olur. Bir su sisteminde bu durum, "su çekici" olarak anılır, çünkü genellikle, önemli ölçüde gürültü oluşumu ile birlikte görülür. Başlangıçta, valfin bitişiğindeki akışkan akışı durdurulur ve akışkan sıkıştırılır; bir basınç dalgası da akışkan sabit hale gelinceye kadar akışkan sütunu boyunca geriye doğru gider. Bu dalganın düz borunun uzak ucuna gelmesiyle birlikte, valfe geri dönmek üzere yola çıkan bir dekompresyon dalgası oluşur. Bu dalgalar enerji tükeninceye dek, ileri-geri gidip gelirler. Valfin kapatılması ne kadar ani olursa; basınç değişmesi de o oranda ani ve sert olur.

Valfin ani olarak kapanmasıyla oluşan basınç, aşağıdaki formülde verilmiştir:

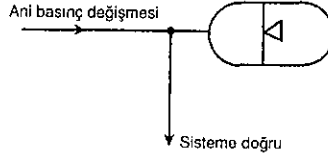
$$\Delta P = \rho a \Delta V$$

Burada " ΔP ", basınç artışı, " ρ " akışkanın özgül ağırlığı, $a = (B/\rho)^{1/2}$, akışkan içindeki ses hızı, " ΔV " hızdaki değişme ve B 'de akışkanın kübik elastiklik modülüdür.

Bu ifadelerin ayrıntılı türetilişleri, hidrolik konularındaki birçok ders kitaplarında bulunabilir.

Örneğin, 4 m/s hızla akan bir akışkan aniden durdurulursa, basınçta yaklaşık 45 bar'lık ani bir değişme oluşur ve bu ani değişme sistem basıncının üstüne eklenerek, aksamın hasarına ve hidrolik hortum ve boru şebekesinde ani hareketlere yol açabilir. Kısmi sönümleme, geçici basınç değişmelerini karşılayan ve sönümleyen akümülatörün, valfe makul ölçüde yakın olarak yerleştirilmesi sureti ile gerçekleştirilebilir (Şekil 6.16).

Eğer uzun boru hatları (50 m veya daha uzun) söz konusu ise, hattın



Şekil 6.16 Basınç değişiminin sönümlenmesi.

uzunluğu ve valfin kapanma hızı göz önünde bulundurulmalıdır. Ancak hidrolik güç sistemlerinde uzun boru hatları yok gibidir. Su hidroliği konulu ileri düzey ders kitaplarında, valfin yavaş kapanmasının ve uzun boru hatlarının etkileri hakkında ayrıntılı bilgi bulunabilir.

Silindir üzerindeki harici mekanik darbelerden oluşan basınç şokları da, akümülatör tarafından sönümlenebilir.

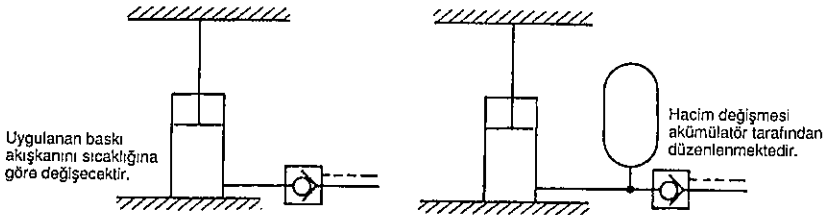
Yedek veya acil güç kaynağı

Hidrolik enerji akümülatörde depolanabilir ve pompanın bozulması halinde, hareketlendiriciyi çalıştırmak veya çalışmasını tamamlamak için, akümülatörden çekilebilir. Genel kullanım ise, güç kaybının ciddi sonuçlara yol açabileceği uygulamalarla sınırlanmıştır. Buna örnek olarak, bir uçağın iniş takımlarına kumanda eden hidrolik dişliyi verebiliriz.

Termik genişlemenin dengelenmesi

Bir akışkanın kütle sıcaklığı değiştiğinde, buna bağlı olarak hacmi de değişir. Eğer bu akışkan kapalı bir kapla sınırlandırılmışsa, kap içindeki basınç da artar. Kapalı bir sistemdeki, termik genişlemenin dengelenmesi gereklidir. Kapalı sistemin hacmindeki değişme miktarı, akümülatörde depolanması gereken hacim miktarına eşittir. (Şekil 6.17) "V" hacimli bir akışkanın, sıcaklığın $t^{\circ}C$ kadar değişmesi sonucunda, hacminde oluşan değişme ΔV , aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\Delta V = V t K_v$$



Şekil 6.17 Termik genişlemenin dengelenmesi.

Burada K_v , akışkanın hacimsel genişleme katsayısıdır. (sıcaklıkta 1°C 'lik değişme için, 0,0007 olarak alınabilir).

Depolanın hacmi ve kabul edilebilir basınç değişmesinin değerini bilirsek, akümülatör için gerekli hacim kapasitesini bulabiliriz.

ÖRNEK 6.8

300 mm çap x 500 mm strok'a sahip bir silindir, uzama stroku tamamlamış durumdayken kilitlenmiş ve sonra 20°C 'lik bir sıcaklık artışına tabi tutulmuşsa, oluşan basınç artışını hesaplayınız. Termik genişmeyi dengelemek için yerleştirilen akümülatörde depolanması gereken akışkan hacmi nedir? (Akışkanın kübik elastiklik modülü 15000 bar olarak alınabilir).

Silindirde bulunan toplam akışkan hacmi

$$\begin{aligned} & (\pi/4) 0,3^2 \times 0,5 \text{ m}^3 \\ & = 35,3 \text{ litre'dir.} \end{aligned}$$

Hacimdeki değişme,

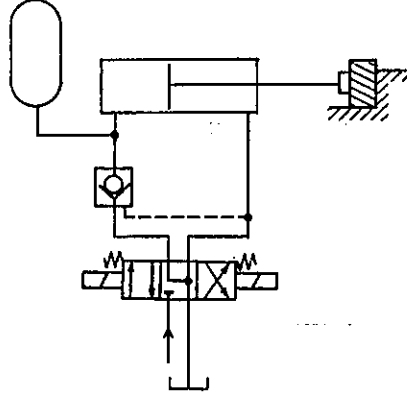
$$\begin{aligned} & 35,3 \times 0,0007 \times 20 \\ & = 0,49 \text{ litre'dir.} \end{aligned}$$

Hacimdeki bu değişme, depolanması gereken ek hacme eşittir. Akümülatörün olmadığı kapalı bir sistemdeki basınç değişmesi ΔP 'dir. Yani,

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{B \Delta V}{V} \\ &= 15\,000 \times \left(\frac{0,49}{35,3} \right) \\ &= 210 \text{ bar} \\ &\text{olur.} \end{aligned}$$

Sızıntıların telafisi

Pompa boşaltma valfinin bulunduğu bir sistemde çok küçük bir kaçak olması halinde, basınç düşecek ve boşaltma valfinin kıpırdarak tıkrdmasına neden olacaktır. Bu tıkrı, sızıntının telafisi için bir akümülatör kullanılarak önenebilir. Şekil

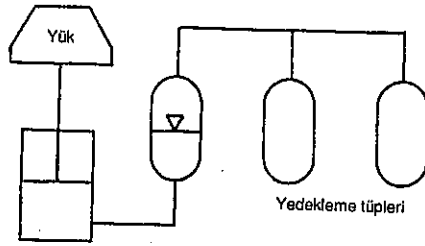


Şekil 6.18 Sızıntıların telafisi.

6.18'de gösterilen sıkıştırma uygulamasında, akümülatör silindir pistonundaki veya çek valf yatağındaki sızıntıları telafi etmekte ve sıkıştırma kuvvetini sabit bir seviyede tutmayı sağlamaktadır.

Karşı Dengeleme

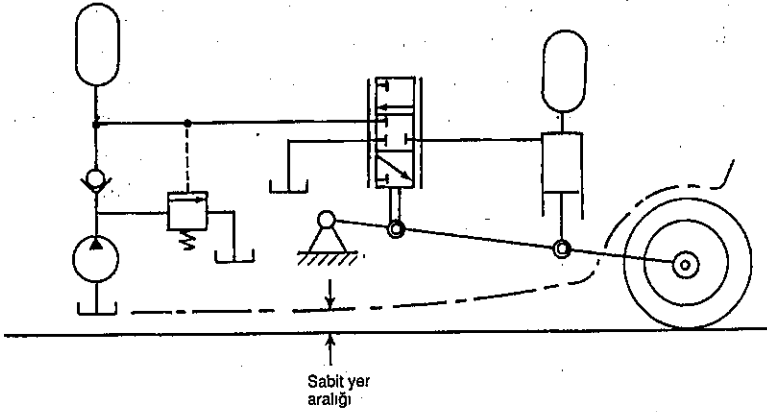
Büyük kütlelerin karşılıklı dengelenmesi, müstakil bir kapalı döngüde, hidrolik bir silindir ile bir akümülatör kullanılarak yapılabilir (Şekil 6.19). Depolanan akışkanın hacmi, silindir yerdeğiştirmesinin (deplasmanının) hacmine ve kabul edilebilir dengeleme sınırlarına bağlı olacaktır. Karşı dengeleme uygulamalarında, akümülatörün hacmi genelde karşı denge silindirinin toplam yerdeğiştirmesinin en az iki katı olmalı ve bu akümülatörün yedekleme tüpünün hacmi, akümülatör hacim kapasitesinin yaklaşık olarak beş katı olmalıdır.



Şekil 6.19 Karşı dengeleme.

Taşıt süspansiyonu

Taşıt süspansiyonlarında hidrolik akümülatörün kullanılması giderek yaygınlaşmaktadır. Citroen sisteminde (Şekil 6.20), her tekerleğin şoku söndürleyen hidrolik akümülatörlü ayrı bir süspansiyon düzeneği vardır, ve şoka karşı tepkinin hızlı olması için, bir ana akümülatör, basınçlı akışkanın basınç düzeyini yükseltmektedir. Sabit seviyenin kontrolü, değişken yük ve yol koşulları altında, yalpa önleyici ön ve arka çapraz dengeleyicilere bağlı mekanik servo valfler sayesinde gerçekleştirilir. Bu valfler destek silindirlerine giden ve bu silindirlere gelen akışı düzenleyerek araç seviyesinin sabit bir düzlem üzerinde kalmasını sağlarlar. Örneğin araç sıçradığında şase, tekerleklerin durumuna bağlı olarak yukarı doğru hareket eder. Bu durumu daha iyi anlayabilmek için, şekil 6.20'de görülen sistemdeki tekerleklerin aşağı doğru düştüğünü varsayalım. Bu durumda seviye düzeltici (servo) valf açılarak, desteklerdeki basıncı tahliye eder ve sonuçta tekerlekler doğru seviyelerine dönüş yapar ve valf kapanır. Tekerleklerin yukarı doğru hareket etmesi halinde, valf açılarak destek silindirlerine akışkan geçmesine izin verir, bunun sonucunda tekerlekler eski konumlarına doğru hareket eder ve valf kapanır. Benzer şekilde, yükün artması halinde şase alçalır (bu tekerleklerin yükselmesi olayı ile aynıdır) ve destek silindirlerine daha fazla bir akış gider ve sonuçta denge sağlanır. İtibari zemin aralık ölçüsü, servo valflere giden bağlantıların uzunluk oranları değiştirilerek ayarlanabilir.



Şekil 6.20 Taşıt süspansiyon sistemi.

6.4.3 İşletme ve emniyet önlemleri

Akümlatörler basınçlı kaplar olduğundan ve bu nedenle potansiyel bir tehlike oluşturdıklarından, bunlarla çalışılırken çok dikkatli olunmalıdır.

Akümülatöre gaz yüklenmesi

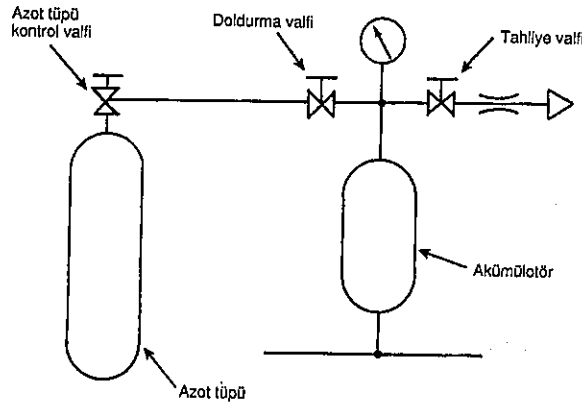
Akümülatörlerde yükleme gazı olarak sadece azot kullanılmalıdır. Ciddi bir patlama riski yaratacağı için, *hiç bir durumda oksijen kullanılmamalıdır*. Her ne kadar serbest temas yüzeyli büyük akümülatörlerin yüklenmesi için hava kullanılmakta ise de, mineral yağ içerikli bir akışkanla birlikte havanın kullanımından kaçınılmalıdır.

Genelde önyükleme gaz basıncı minimum sistem çalışma basıncının %90'ı kadar olmalıdır. Akümülatörler satıcı kuruluştan yüklü durumda alınabilir. Yükleme işleminin, akümülatörün monte edilmiş olduğu alanda veya atölyede yapılması durumunda, akümülatör ile azot silindiri arasındaki irtibat, Şekil 6.21'de gösterilen yükleme seti ile yapılmalıdır.

Yükleme için verilen kurallara tam olarak uyulmalıdır. Bazı serbest yüzeyli akümülatörlerde piston sızdırmazlık elemanlarının yağlanması için, yükleme seti bağlanmadan önce, akümülatörün gaz tarafına 75 ml hidrolik akışkan konulması önerilir. Azot silindirleri sayesinde elde edilebilecek maksimum önyükleme basıncı 140 bardır. Daha yüksek önyükleme basınçları için buster pompaları kullanılmalıdır. Birçok kullanıcı, akümülatörleri, önyüklemeleri üretici tarafından yapılmış durumda satın alır.

Yükleme setinin bağlanmasından sonra, yükleme valfi yavaşça açılarak, gaz silindirinde azot akışı sağlanır. Manometre uygun değeri gösterdiğinde, yükleme valfi kapatılır. Önyükleme basıncının gereğinden fazla olması halinde, fazla gazın sabit bir sınırlayıcı üzerinden atmosfere tahliye edilmesi için bir tahliye valfi bulunabilir.

Gaz sızıntı yapabileceğinden, akümülatör ön yükü düzenli zaman aralıkları ile kontrol edilmelidir. Gaz yükleme basıncı, bir yükleme seti ile veya akümülatör akışkan ile yüklenip daha sonra yavaşça boşaltılırken, uygun bir test noktasındaki akışkan basıncının gözlemlenmesi sureti ile ölçülebilir. Akışkan, akümülatörden dışarı



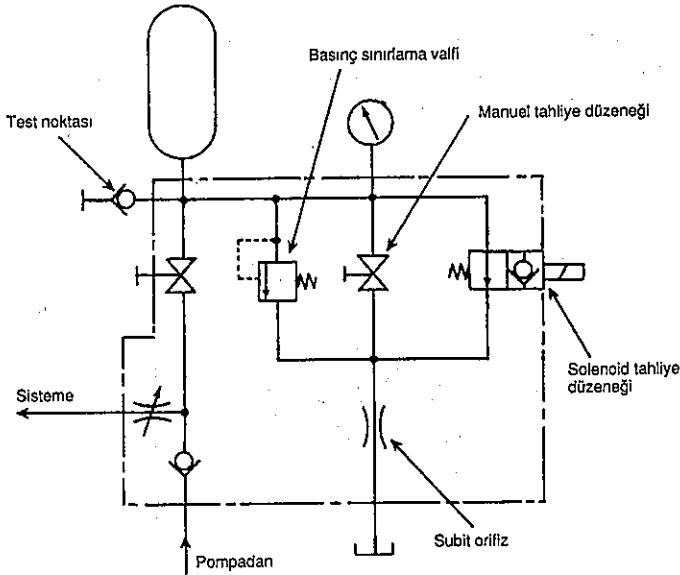
Şekil 6.21 Akümülatörün yüklenmesi.

doğru aktıkça, diyaframın dışarı fırlamasını önleme valfi akışkan portunu kapatana dek, basınç kademeli olarak azalır ve portun kapanması üzerine basınç aniden sıfır olur. Bu ani basınç düşmesinden hemen önce, manometrede okunan basınç gazın ön-yükleme basınç değeridir.

Akümlatörlerin basınç testleri

Hidrolik akümülatörler basınçlı kaplar olup, bunların bazı güvenlik koşullarına sahip olması gereklidir. Basınçlı kapların teste ihtiyaçları, maksimum çalışma basınçları ve hacimsel kapasitelerine bağlıdır. Akümülatör yeni alındığında, akümülatörün üreticisi tarafından çıkarılmış olan bir basınç testi sertifikası vardır. Sistem kurulduktan hemen sonra ve daha sonraları belirli aralıklar halinde, sistemin teste tabi tutulması gerekir.

Güvenlik talimatları ülkeden ülkeye değişir, fakat aşağıdaki güvenlik cihazlarının bazıları veya bunların tümü kullanılmalıdır: Bunlar, kapatma valfleri, manometreler, basınç tahliye valfleri, otomatik basınç tahliye valfleri vs.dir. Ayrıca uyarı sinyali vs. de uydurulabilir. Bu çeşit valfleri olan akümülatör güvenlik blok devreleri mevcuttur. Bu blok devrelerinin tipik bir örneği, şekil 6.22'de görülmektedir. Pompa motorunu çalıştırma devresine bağlı, selenoid kumandalı tahliye valfi ile, pompa kapatıldığında basınçlı akışkanın otomatik olarak tahliyesi sağlanır. Akümülatörlerin maksimum çıkış debisi, portun genişliğine bağlıdır. Fakat genelde, akışın bir sınırlayıcı ile kontrol edilmesi gereklidir. Bazı ülkelerdeki düzenleyici ku-



Şekil 6.22 Akümülatör Güvenlik blok devresi.

rallara göre, basınç sınırlayıcı (emniyet) valfler fabrika tarafından ayarlanmış, test edilmiş, onaylanmış ve özel olarak sızdırmazlığı sağlanmış nitelikte olmalıdır.

Not: Akümülatörlü bir devre çalıştırılmadan önce, hidrolik akışkan basıncı tamamen tahliye edilmelidir. Ayrıca, herhangi bir akümülatör yerinden sökülmeden önce, gaz basıncı tahliye edilmelidir.

6.5 HİDROLİK BASINÇ ARTTIRICILARI

Basınç arttırıcılar, hidrolik sistemlerdeki alçak basınç girdisinden hareketle, bir yüksek basınç çıkışı oluşturmak amacı ile kullanılır. Tasarıma bağlı olarak, girişteki kaynak pnömatik veya hidrolik çıkış ve her işlem için sabit ve belli bir miktarda akışkan (tek darbeleri basma) veya devamlı akış (pompa çıkışı gibi) söz konusu olabilir.

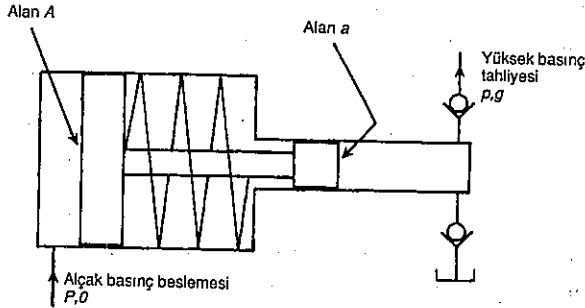
Şekil 6.23'te tek darbeleri basma için, pistonlu tip basit bir güçlendirici gösterilmiştir. Bu güçlendirici küçük çaplı bir pistonu çalıştıran ve giriş kaynağından tahrik edilen bir büyük çaplı pistondan oluşmaktadır. İçeri akışkan alınır ve pistonlu tip pompadaki işlevle dışarı atılır. Basıncın güçlendirilmesi, piston alanları oranı ile doğru orantılıdır (yani çap karelerinin oranı ile).

$$PA = pa$$

Bu nedenle teorik olarak çıkış basıncı $p = PA/a = PD^2/d^2$ olur. Burada P = Giriş basıncı, A = Alçak basınç piston alanı, a = Yüksek basınç piston alanı, D = Alçak basınç piston çapı ve d = Yüksek basınç piston çapıdır. Aynı şekilde giriş akışkanı miktarına göre, her işlem için sağlanan akışkan miktarı, piston alanları oranı ile ters orantılıdır.

Teorik olarak, her strokta iletilen akışkan miktarı q ise

$$Qa/A = Qd^2/D^2 \text{ olur.}$$



Şekil 6.23 Hidrolik basınç arttırıcısı.

Burada Q = strok başına besleme akışı ifade etmektedir. Dahili kaçaklar ve sürtünme nedeni ile performans azalır. Çıkış basıncı ne denli büyük olursa, sızıntılar da o denli fazla olur. % 80 Oranında verim elde edilebilmesi mümkündür. Çift etkili bir silindir ve uygun valfler kullanılarak, sürekli görev yapan bir güçlendirici yapılabilir.

7 Bar'lık hava girişine karşılık, 2000 bar'ı aşan bir çıkış basıncı sağlayan pnömatik güçlendiriciler vardır. Bu tür sistemlerde, havanın giriş basıncı ayarlanarak istenilen maksimum akışkan basıncı elde edilebilir. Bu sistem, istenilen basınç değerine erişildiğinde basınç sabit kalacak şekilde çalışmaya devam eder ve sadece gerekli olduğunda, akışkan iletimini sağlar.

Döner tip akış bölücülerini, basınç güçlendiriciler gibi iş görebilecek niteliktedir. Bu konu, 3. Bölüm, 3.2.6. Kısım da açıklanmıştır.

6.6 TASARIM ÇALIŞMASI - BASİT BİR HİDROLİK PRES

1795'te patenti Joseph Bramah tarafından patenti alınan ilk hidrolik press, Pascal Kanununa dayalı olup, tek etkili silindir ve bir el pompasından oluşmakta idi. Bu sistem günümüzde de taşınabilir küçük donanım biçiminde; örneğin; hidrolik taşıt krikoları, taşıt kaldırımları ve taşınabilir kaldırma donanımları olarak, yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bütün uygulamaların temel devresi, yerçekimi döndüştürücü silindiri besleyen bir el pompası ve silindirden depoya giden hat üzerindeki; el kumandalı durdurma valfinden oluşur. Ayrıca el pompasının içerisine bir emniyet valfi de yerleştirilebilir.

El pompaları taşınabilir donanımların birçoğu için idealdir. Ancak, endüstriyel uygulamaların büyük bir kısmı için, bu sistem yeterince esnek değildir ve çok yavaştır. Modern pres tezgah kalıplarının ve bu tezgahlarda üretilen parçaların karmaşık olmasından dolayı, presin yüklenip boşaltılabilmesi için sistemin çok iyi aydınlatılmış bir presleme alanına ve büyük bir pres açıklığına sahip olması gerekir. Bu nedenle strokun büyük bir kısmı çoğunlukla pres kalıplarını kapatmak için kullanılırken, geri kalan kısım fiilen gerçek iş için kullanılır. Büyük preslerde çevrim zamanını kısaltmak için alçak itmede kalıbın hızlı kapanmasını, yüksek itmede daha yavaş hız izlemesi gerekir. Bu tür bir işlemin hidrolik olarak gerçekleştirilmesi için, bir kaç yöntem vardır. Birbirinden farklı sistemleri tanımlayabilmek için, aşağıdaki problemleri inceleyelim.

ÖRNEK 6.9

Stroku yukarı doğru olan tek etkili bir kalıplama presinin silindir çapı 400 mm, strok uzunluğu ise 250 mm'dir. Strok boyunun 225 mm'lik kısmı; 20 bar silindir basıncı altında kalıpların işlenen parça üzerine kapatılması amacı ile kullanılmaktadır. Strokun kalan 25 mm'lik kısmında silindir basıncı 350 bar olmalıdır. Press saatte 60

parça üretecektir. Gerekli olan maksimum çalışma süresinin dağılımı:

225 mm hızlı yaklaşma	= 5 saniye
Son 25 mm esnasında presleme	= 5 saniye
Normale dönme süresi (Maksimum kuvvet altında tutma)	= 25 saniye
Dönüş zamanı	= 10 saniye
Presi yükleme ve boşaltma	= 15 saniye
Toplam çevir zamanı	= 60 saniye

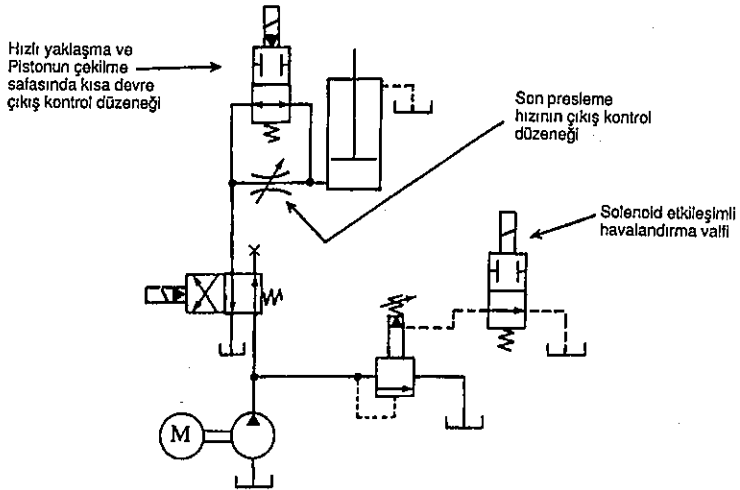
Dönüş zamanı, yerçekimi dönüşü esas alınarak tahmin edilmiştir. Kesin olarak sabit olan zamanlar, yükleme ve normale dönme zamanlarıdır.

Çözüm 1

Sabit pompa çıkışı

Bu devre mümkün olan en basit devredir (Şekil 6.24). Hızlı yaklaşma sürecinde silindirin sağladığı itme kuvveti; (Kilonewton, kN cinsinden) aşağıdaki formülden elde edilir.

$$\begin{aligned}
 & \text{Basınç} \times \text{Alan} \\
 & = 20 \times 10^5 \times \left(\frac{\pi}{4}\right) \times (0,4)^2 \text{ (Nm}^2 / \text{m}^2) \\
 & = 0,251 \times 10^6 \text{ N} \\
 & = 251 \text{ kN}
 \end{aligned}$$



Şekil 6.24 Çözüm 1: Tek sabit yerdeğiştirmeli pompa devresi.

presleme anında sağlanan kuvvet (Meganewton cinsinden) aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} &= 350 \times 10^5 \times \left(\frac{\pi}{4}\right) \times 0,4^2 \text{ (Nm}^2 / \text{m}^2\text{)} \\ &= 4,4 \times 10^6 \text{ N} \\ &= 4,4 \text{ MN} \end{aligned}$$

Yavaş pompalama büyüklüğü için:

YAKLAŞMA

$$\begin{aligned} \text{Pistonun alanı} &= \pi \times 0,4^2 / 4 = 0,126 \text{ m}^2 \\ \text{Pistonun hızı} &= 0,225 / 5 \text{ (m/s)} \\ \text{Teorik debi} &= 0,126 \times (0,225 / 5) \text{ (m}^3 / \text{s)} \\ &= 0,00566 \text{ m}^3 / \text{s} \\ &= 5,66 \text{ litre/s.} \\ &= 340 \text{ litre/dak'dır.} \end{aligned}$$

PRESLEME

$$\begin{aligned} \text{Pistonun hızı} &= 0,025/5 \text{ (m/s)} \\ \text{Teorik debi} &= (0,126 \times 0,025) / 5 \text{ (m}^3 / \text{s)} \\ &= 0,00063 \text{ m}^3 / \text{s} \\ &= 37,8 \text{ litre/dk} \end{aligned}$$

Basınçlı bir sistemin çıkış hacmi 350 barlık maksimum basınç altında, boş olmalıdır. Maksimum teorik giriş gücü;

$$\begin{aligned} &= \frac{340}{60} \times 10^3 \times 350 \times 10^5 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \\ &= 198,3 \text{ kW'dır.} \end{aligned}$$

Sadece kalıp sıkıştırma anında basınç taşıdığından; bu süre esnasında toplam çıkış akışı, tahliye valfi üzerinden boşaltılır. Yavaş presleme için kontrol valfi ayarlar ve hızlı yaklaşma esnasında, bu valf iki yön kontrol valfi sayesinde devre dışı bırakılır. Debi değerleri yüksek olduğundan, seçilen yön-kontrol valfleri iki kademeli türden olmalıdır. Hızlı presleme sırasında yapılan iş;

Güç × Kat edilen mesafe

$$\begin{aligned} &= 0,251 \times 10^6 \times 0,225 \\ &= 56,5 \times 10^3 \text{ Nm'olur.} \end{aligned}$$

Presleme esnasında yapılan iş:

Kuvvet \times Kat edilen mesafe

$$= 4,4 \times 10^6 \times 0,025 \text{ Nm}$$

$$= 110 \times 10^3 \text{ Nm'dur.}$$

Bir devirde yapılan toplam iş:

$$= (56,5 \times 10^3) + (110 \times 10^3)$$

$$= 166,5 \times 10^3 \text{ Nm olur.}$$

Bir çevrim esnasında pompaya verilen enerji, aşağıda görüldüğü gibi hesaplanabilir.

(a) Pompa, 20 bar'lık bir basınç altında çalışırken, 5 saniyelik hızlı yaklaşma süreci esnasında sağlanan enerji.

$$= 20 \times 10^5 \times \left(\frac{340 \times 10^{-3}}{60} \right) \times 5 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \text{s} \right)$$

$$= 56,7 \times 10^3 \text{ Nm}$$

Bu değer, hızlı yaklaşma anında yapılan gerçek iş değerine uyumlu olmalıdır. Bu değerler arasındaki küçük farkların nedeni, kuvvet ve debi değerleri hesaplanırken yapılan yuvarlamalardır.

(b) 30 saniyelik kalıp sıkıştırma ve presleme süreci esnasında pompaya sağlanan enerji:

$$= 350 \times 10^5 \times 340 \times 10^{-3} \times 30 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \text{s} \right)$$

$$= 5950 \times 10^3 \text{ Nm}$$

Her bir çevrim sürecinde pompaya sağlanan toplam enerji:

$$(56,7 \times 10^3) \times (5950 \times 10^3) \text{ Nm}$$

Bu değer, bir çevrim için yaklaşık olarak 6×10^6 Nm'ye eşittir. Sistemin toplam verimi

$$\frac{\text{Yapılan iş}}{\text{Sağlanan enerji}}$$

$$= \frac{166,5}{6000}$$

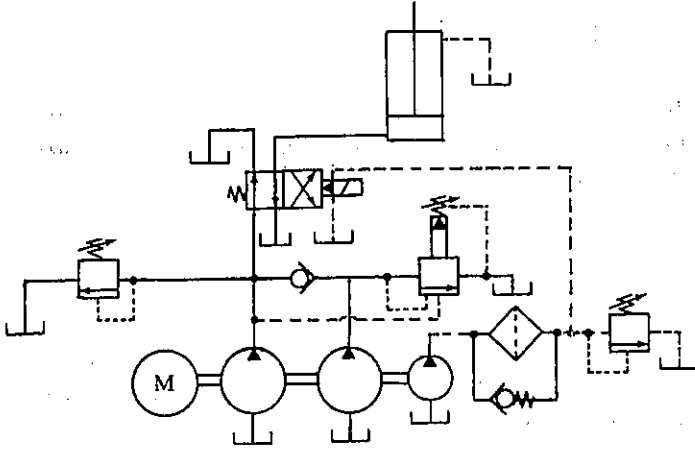
$$= \% 2,78 \text{ olur.}$$

Açıkça görüldüğü gibi, bu sistem son derece verimsizdir.

Çözüm 2

Çok pompalı devre

Bu devrede üç ayrı pompa kullanılır; bu pompalar yüksek debili/alçak basınçlı pompa, alçak debili/yüksek basınçlı pompa ve ana yön kontrol valfine ön uyarı kaynağı sağlayan küçük bir pompa (Şekil 6.25)'dan ibarettir. Ana pomplar, çevrimin bir bölümünde yüksüzdür.



Şekil 6.25 Çözüm 2: Çok pompalı devre.

Hızlı yaklaşma için; her iki ana pompanın çıkışı kullanılacaktır. Yalnızca son presleme süreci esnasında, yüksek basınçlı/düşük hacimli pompa kullanılacaktır. Bu yüzden, Çözüm-1'de görüldüğü gibi, son presleme için gerekli olan pompa çıkış hacmi, maksimum 350 barlık basınç altında; 37,8 l/dak'dır. Son presleme için gerekli güç girişi;

$$\frac{37.8 \times 350 \times 10^5}{60 \times 10^3} \text{ watt}$$

$$= 22.05 \text{ kW 'dır.}$$

ve hızlı yaklaşma için, düşük basınçlı pompanın çıkış hacmi, 340 - 37,8 arasında (Örneğin 302,2 l/dak olmalıdır. 20 bar'a kadar olan basınç değerleri altında, hızlı yaklaşma için gerekli teorik güç girişi:

$$= \frac{340 \times 20 \times 10^5}{60 \times 10^3} \text{ watt}$$

$$= 11.33 \text{ kW 'dır.}$$

Bu sistem için gerekli maksimum güç 22,05 kW'dır. Burada da, yüksek basınçlı pompa, sıkıştırma anında tahliye valfi üzerinden boşalacaktır ve bir akışkan soğutucusuna gereksinim olacaktır. Hızlı yaklaşma anında gerekli olan teorik enerji girişi, güç (watt cinsinden) x zaman formülü ile bulunmaktadır:

$$= 11,33 \times 10^3 \times 5 \left(\frac{\text{Nm s}}{\text{s}} \right)$$

$$= 56,7 \times 10^3 \text{ Nm}$$

Kalıp sıkıştırma ve presleme için gereken enerji girişi:

$$= 22,05 \times 10^3 \times 30 \left(\frac{\text{Nm s}}{\text{s}} \right)$$

$$= 661,5 \times 10^3 \text{ Nm'dir.}$$

Toplam enerji girişi $718 \times 10^3 \text{ Nm'dir.}$ Yine, bir devir sürecinde yapılan iş, $166,5 \times 10^3 \text{ Nm'dir.}$ Bu nedenle sistemin teorik verimi $(166,5/718) = 0,23$ veya % 23 olur.

Çözüm 2 (tadil edilmiş çözüm)

İki pompa kullanılması halinde, yüksek basınçlı pompada basınç-telifli kontrol vardır ve sadece devre basıncını uygun düzeyde tutmak için, gerekli olan akışkan sağlamaktadır. (Şekil 6,26). Bu pompa, sabit-debili (sabit deplasmanlı) pompalardan daha pahalıdır, ancak akışkan soğutucusuna ve aynı bir önuyu besleme pompasına gereksinim olmadığından, devrenin toplam maliyeti daha düşük olabilir.

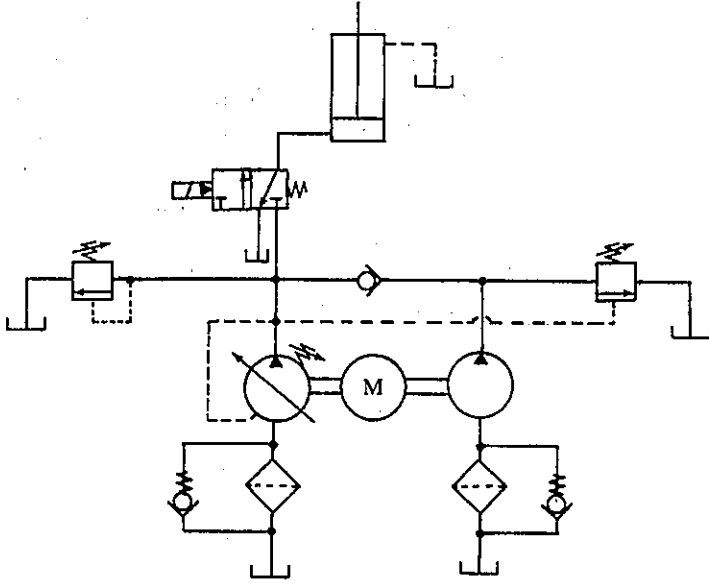
Teorik olarak basınç telifli pompa kullanılması durumunda, çevrimin normale dönmesi sırasında, pompada enerji artışı olmaz. Bu nedenle, toplam verim % 100 olacaktır. Bu teorik bir değer olup, pompa verimini, boru ve valflerdeki ve diğer ilgili aksamdaki basınç düşüşlerini hesaba katmaz.

Çözüm 3 (a)

Akümülatörlü sabit çıkıtlı pompa

İdeal olarak, pompa çıkışı ya devreye ya da akümülatöre irtibatlandırılmalıdır. (Bkz.Şekil 6.29'daki devre). Bu yüzden pompa kapasitesi, bir çevrim için gereken akışkan miktarının, toplam çevrim zamanına bölünmesi ile elde edilir. Pompa kapasitesi; bu durumda:

$$= \frac{\text{Silindirin süpürülen hacmi}}{\text{Toplam çevrim zamanı}} \text{ olur.}$$



Şekil 6.26 Çözüm 2: (Tadil edilmiş çözüm) çok pompalı devre.

Piston alanı × piston stroku

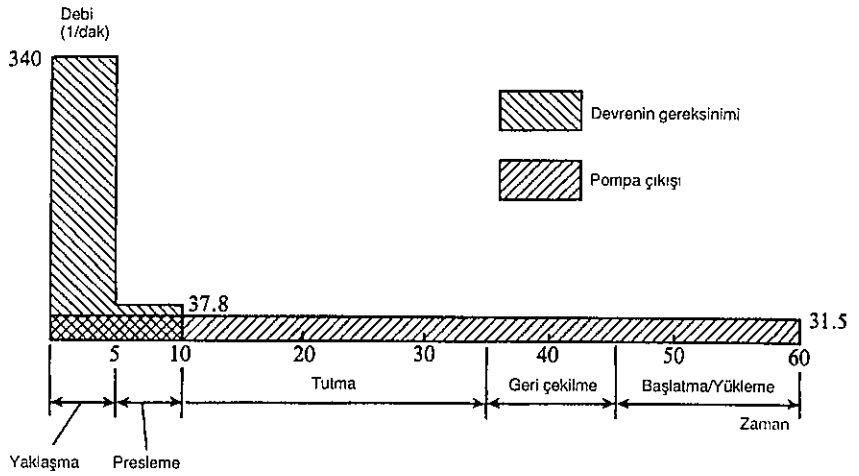
$$\begin{aligned}
 & \frac{\text{Toplam çevrim zamanı}}{60} \\
 & = \frac{0,126 \times 0,25 \left(\frac{\text{m}^2 \times \text{m}}{\text{S}} \right)}{60} \\
 & = 0,000525 \text{ m}^3/\text{s} \\
 & = 0,525 \text{ l/s} \\
 & = 31,5 \text{ l/dak'dır.}
 \end{aligned}$$

Not: Bu, tek etkili yerçekimi dönüşlü silindirdir

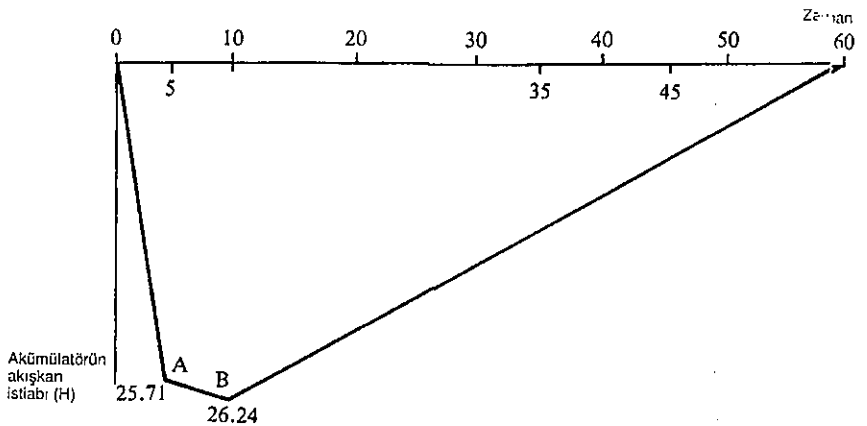
Uygulamada; pompada oluşacak dahili kaçak sızıntısı ve aşınmanın giderilmesi için, teorik olarak belirlenen kapasiteden daha büyük kapasiteye sahip bir pompa kullanılmalıdır. Gazlı akümülatörlerin çalışma özelliklerinden dolayı, pompanın çalışma basıncı devrenin gerektirdiği maksimum çalışma basıncından daha yüksek olmalıdır. Maksimum çalışma basıncını 400 bar; akümülatör gazı ön yükleme basıncını ise silindir için gerekli olan maksimum basıncın % 90'ı olarak, yani $0,9 \times 350 = 315$ bar olarak alalım.

Gereken akümülatör boyutunu belirlemek için, şekil 6.27'de görüldüğü gibi, tam çevrim için devrenin debi gereksinimini yansıtan grafiği çizelim. Bir tam çevrim için akümülatöre giren ve çıkan akışları gösteren ikinci bir grafik çizilebilecektir. Akümülatörün akışkan kapasitesinin kolayca belirlenebileceği durumlarda bu

işlem pek o kadar gerekli değildir, ancak karmaşık çevrimlerdeki, Şekil 6.28'de verilen akümülatör akış grafiği yararlı olabilir. Aşağı doğru inen hatlar; akümülatörden çıkan akışı, yukarı doğru olanlar ise, akümülatöre giren akışı temsil etmektedir. Devir sürecinin başlangıcında, grafik itibari bir noktadan başlamakta ve teorik kapasiteye sahip bir pompanın kullanılması durumunda, çevrimin sonunda aynı tepe değerinde sona ermektedir. Grafiğin azami tepe yüksekliği veya genliği, akümülatör için sağlanması gereken akışkan kapasitesini verir. Şekil 6.28'deki A noktası, hızlı yaklaşma süresinde akümülatörden çekilecek olan akışkan miktarını gösterir. Bu değer; devre



Şekil 6.27 Çözüm 3a: sistem akış ihtiyaçları.



Şekil 6.28 Çözüm 3 a: Akümülatöre giren ve çıkan akışkan miktarını gösteren şema.

ihtiyacı olan miktardan, beş saniye süren hızlı yaklaşma için gerekli olan pompa çıkışının çıkarılması ile elde edilir: Yani, (340-31,5) l/dak olur. 5 saniye için de,

$$\frac{(340 - 31,5) \times 5}{60} = 25,71 \text{ litre olarak bulunur.}$$

A noktasındaki akümülatör boşaltımının, presleme süreci esnasında akümülatör için gerekli olan ilave akışla toplanması suretiyle B noktası elde edilir. Yani,

$$\begin{aligned} 25,71 + \frac{37,8 - 31,5}{60} \times 5 \\ = 25,71 + 0,53 \\ = 26,24 \text{ litre olur.} \end{aligned}$$

Çevrimin geri kalan 50 saniyelik bölümünde, akümülatör 31,5 l/dak düzeyindeki bir hızla pompa ile yüklenmektedir. Bu süre içerisindeki yük:

$$= (31,5 \times 50) / 60 = 26,25 \text{ litre 'dir.}$$

Bu değer yaklaşık olarak çevrim başına tahliye edilen akışkan miktarına eşittir.

Grafiğin pik noktası 26,25 litre olup, bu değer akümülatörün 350 bar devre basıncı altında, sağlaması gereken akışkan miktarını temsil eder. Bu basınç, akümülatörün tamamen boş olduğu andaki basınçtır.

Akümülatör büyüklüğünün belirlenebilmesi için, boşaltma süresinde adiyabatik, yükleme süresinde ise izotermik şart varsayılmalıdır. Akümülatörün gaz basıncı ve hacim şartları: ön yük altında P_1V_1 ; tam yükte P_2V_2 ve boşaltıldığında P_3V_3 olsun. Bu şartlar şekil 6.14'de temsil edilmiştir. "P₁" Gaz ön-yükleme basıncı, sistemin minimum çalışma basıncı olan P₃'ün % 90'ı olarak alınabilir.

$$P_1 = 0,9 \times 350 = 315 \text{ bar (gösterge basıncı)} = 316 \text{ bar (mutlak basınç)}$$

$$V_1 \text{ akümülatör büyüklüğüdür ve bilinmiyor.}$$

$$P_2 = 400 \text{ bar (gösterge basıncı)} = 401 \text{ bar (mutlak basınç)}$$

$$V_2 \text{ bilinmiyor}$$

$$P_3 = 350 \text{ bar (gösterge basıncı)} = 351 \text{ bar (mutlak basınç)}$$

$$V_3 \text{ bilinmiyor}$$

V_3 ile V_2 arasındaki fark, akümülatörün 400 ilâ 350 bar'lık basınçlar arasında boşaltılabileceği akışkan miktarına eşittir. Bu yüzden $V_3 - V_2 = 26,25$ litre'dir.

Not: Gaz kanunlarının kullanıldığı bütün hesaplamalarda, mutlak basınç değerleri kullanılmalıdır. (Diğer birçok hidrolik sistem hesaplamalarında, genel olarak gösterge basınç değerleri kullanılmaktadır.)

Başlangıç yüklemesi için; izotermik sıkıştırma yapıldığını varsayalım, yani,

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \text{ olsun. Bu durumda,}$$

$$316 \times V_1 = 401 \times V_2$$

$$V_1 = 1,269 V_2$$

Boşaltma için adiyabatik genleşme koşulunun mevcut olduğunu varsayalım:

$$(V_3/V_2) = \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{1/1,4} = (401/351)^{1/1,4}$$

$$= 1,100$$

Böylece,

$$V_3 = 1,100 V_2$$

$$V_3 - V_2 = 26,25 \text{ litre olur.}$$

Bu nedenle

$$0,1 V_2 = 26,25$$

$$V_2 = 260,25 \text{ litredir.}$$

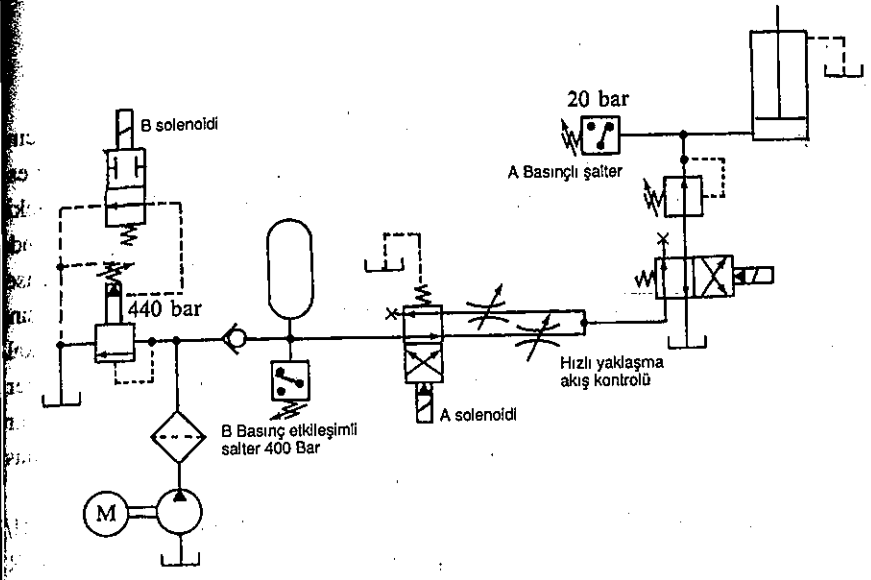
Buradan

$$V_1 = 1,269 \times 260,25 = 330,26 \text{ litre olarak bulunur.}$$

Bu durumda, gerekli akümülatör hacmi 330 litredir. Bu hacim, gaz yedekleme tüpü ile donatılmış akümülatörler kullanılarak azaltılabilir. Akümülatörden boşaltılan akışkanın gerçek hacmi 26,25 litredir ve 300 litre kapasiteli gaz yedekleme tüpleri olan, 30-40 litre kapasiteli bir akümülatör kullanılabilir.

Maksimum basıncı daha yüksek bir pompa kullanılarak akümülatör hacmi daha da azaltılabilir, ancak bu durum maliyeti arttıracak, pompa birimlerinin ve aksamının seçimine kısıtlamalar getirecektir.

Yaklaşma ve presleme hızlarının kontrol edilmesi için, akümülatör ile silindir arasında akış kontrol valfleri kullanılmalıdır. Hızlı yaklaşma için, akış-kontrol valfleri üzerinde önemli ölçüde bir basınç düşüşü olduğundan (400 barlık akümülatör basıncı, silindirde 20 bara düşer), bir akışkan soğutucusuna gerek olabilir. Şekil 6.29'ki A basınç etkileşimli şalterinin A solenoidine akım vermesi ile, farklı debi değerleri elde edilir. B basınç etkileşimli şalterin B solenoidine akım vermesi ile, tahliye valfinden 400 barlık akümülatör basıncı altında tahliye sağlanır. Bu devrenin teorik güç girişi, 400 barlık maksimum basınç altında, çıkış hacmi 31,5l/dak. olan pompanın çalıştırılması için gerekli olan güç değerine eşittir.



Şekil 6.29 Çözüm 3a: akümülatör devresi.

Teorik güç girişi:

$$\frac{31,5}{60 \times 10^3} \times 400 \times 10^5 = 21,0 \text{ kW'dır.}$$

Pompa, 60 saniyelik çevrimin tamamında yüklüdür bu nedenle pompanın bir çevrimdeki teorik enerji girdisi:

$$= 21 \times 10^3 \times 60 \text{ (Nm)}$$

$$= 1260 \times 10^3 \text{ Nm olur.}$$

Bir devir sürecinde pistonun yaptığı iş, $166,5 \times 10^3 \text{ Nm}$ 'dir ve toplam teorik verim $166,5 \times 10^3 / 1260 \times 10^3 = 0,132$ veya % 13,2'dir.

Çözüm 3 (b)

Alçak basınçlı akümülatör

Diğer bir alternatif ise devir sürecinin presleme süresinde, akış ihtiyacını karşılayacak bir pompanın seçilmesi ve bu pompanın hızlı yaklaşma süreci esnasında, akümülatörü 20 bar basınçta yüklemek için kullanılmasıdır (Şekil 6.30). Bu işlem için daha büyük bir pompaya gerek varsa da; bu pompa her çevrimde beş saniye boyunca, 350 bar basınç altında, çevrimin geri kalan bölümünde ise, maksimum 20 bar basınç altında çalışır. Böylelikle devrenin gerektirdiği basınç altındaki akışkan iletimi sağlanacak, akışkan soğutucusuna olan ihtiyaç ortadan kalkacak ve sistemin verimi artırılmış olacaktır. Çift basınçlı bu sistemin gerçekleştirilmesi için gerekli olan devre, basit akümülatör sisteminden daha karmaşıktır ve sıkıştırma işleminin maksimum basınç altında yapılması gerektiğinden, Şekil 6.30'daki devre, basınç telâfili bir pompa ile donatılmıştır.

Şekil 6.30'da röle tanımlamaları şöyledir: R1-3 sembolü, R1 rölesinin R1/1, R1/2 ve R1/3 olarak gösterilen üç kontakt seti olduğunu gösterir. Bu sembol R2 için de geçerlidir. Elektrik kontrol devresi, yay dönlü, butonlu bir şalterle çalıştırılır. Bu şalterin akümülatörün tam olarak yüklenmesinden önce devreyi tamamlamasını önlemek için, bir ara kilit mekanizması ile donatılmış olması gereklidir. Akümülatör 30 bar yüklendiğinde PS1 basınç etkileşimli şalteri devreye girer. Bundan sonra, Tablo 6.2'de gösterilen işlem sırası butona basılarak başlatılabilir. Silindir içindeki basınç 350 bara eriştiğinde PS2 devreyi tamamlar ve PS2/1 kontağı, süresi ayarlanabilir bir gecikmeden (bu durumda 25 saniye) sonra, T/1 kontağını açan süre ayarlayıcısını çalıştırır. Akümülatörün yürülenmesi için gerekli olan zaman, silindirin dönüş zamanı ile boşaltma/yeniden yüklenme sürelerinin toplamıdır, yani 25 saniyedir.

Akümlatörün hızlı yaklaşma için depolaması gereken akışkan miktarı, silindirin ihtiyacı olan miktardan, pompa çıkış miktarının çıkarılması ile elde edilir.

Pompa çıkışının maksimum q litre/s olduğunu varsayalım. Akümülatörde 25 saniyede depolanan akışkan miktarı $(25 \times q) / 60$ litredir. Hızlı yaklaşma süreci esnasında silindirin akışkan ihtiyacı:

$$\begin{aligned} & \text{Piston alanı} \times \text{Piston stroku} \\ & = 0,126 \text{ (m}^2\text{)} \times 0,225 \text{ (m)} = 28,35 \text{ litre olur.} \end{aligned}$$

Bu değer, hızlı yaklaşma süreci esnasında, pompadan çıkan akışkan miktarı ile akümülatörden boşalan akışkan miktarının toplamıdır.

$$\left(\frac{q \times 5}{60}\right) + \left(\frac{25 \times q}{60}\right) = q/2$$

Bu yüzden $q/2=28,35$ litredir. Pompanın debisi ise, $2 \times 28,35 = 56,7$ l/dak olmalıdır.

Motorun büyüklüğü, basınç telâfili pompanın çıkış hacmine ve basıncına bağlıdır. Akümülatörün yüklenme süreci esnasında, pompanın çıkış hacmi 30 bar'a kadar olan basınç değerleri için 56,7 l/dak ve son presleme süresi esnasında ise, 350 bar basınç altında (çözüm 2'de olduğu gibi), 37,8 l/dak'dır. Akümülatörün yüklenme süresindeki teorik güç

$$\frac{56,7 \times 30 \times 10^5}{60 \times 10^3} = 2,835 \text{ kW'tır.}$$

Tablo 6.2 İşlem sıralaması (Referans : Şekil 6.30)

Sinyal	Elektrik kontaklı	Hidrolik işlem
PS1 çalıştırır (PS1/1 kapatır)	R1-3 rölesine akım verir R1-1 kapatır R1-2 zamanı yeniden ayarlar (sıfırlama) R1-31 B solenoidini çalıştırır	Pompa akışı kesilir. (pompa sıfır eğime düşer)
Buton	R2-3 rölesine akım verir R2-1 kapatır R2-3'ü devrede tutar R2-2 kapatır R1-3'ü devrede tutar R2-3 kapatır B solenoidini çalıştırır.	Akümlatör ve pompa, silindire akışkan sağlar.
PS2 basınç etkileşimli şalter (PS2/1 kapatır)	Zamanlayıcı başlatılır Gecikme = 25 sn T/1 açılır. R2-3 rölesinin akımı kesilir R2-2 kontağı açılır R1-3 rölesinin akımı kesilir R1-3 açılır B solenoidi devre dışı bırakılır	Akümlatör, bir sonraki strok için yüklenmeye başlar. Silindir pistonu yerçekiminin etkisi ile geri çekilme yapar.

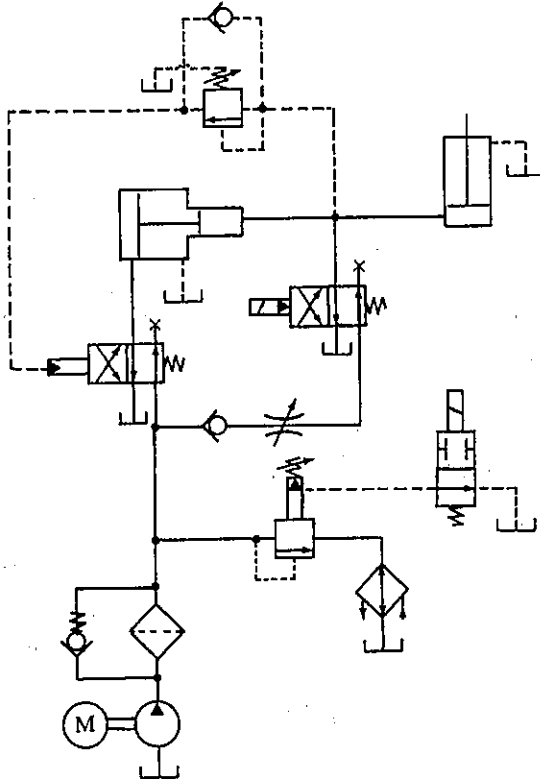
Son presleme işlemi esnasında gereken güç, Çözüm 2'deki gibi, yani 22,05 kW olacaktır. Bir devir sürecindeki fiili güç tüketimi, yüksek basınçlı akümülatörün kullanıldığı durumdan daha az olacaktır, çünkü akümülatör sadece 30 bar düzeyinde yüklenmiştir.

Pompa; hızlı yaklaşma, dönüş ve boşalma periyodunda, yani 30 saniye süre ile 30 barlık maksimum basınca karşı çalışmakta, 5 saniye olan son presleme periyodunda ise 350 bar basınç altında çalışmakta. Fakat yer değiştirme azalmakta ve yalnızca normale dönüş sırasında ilave akışkanın iletimi gerçekleştirilmektedir. Bir dakikadaki ortalama teorik güç tüketimi

$$\left(\frac{2,835 \times 30}{60}\right) + \left(\frac{22,05 \times 5}{60}\right) = 3,25 \text{ kW'dır.}$$

Bu nedenle, bir devirde pompaya sağlanan teorik güç

$$\begin{aligned} & 3,25 \times 10^3 \times 60 \\ & = 195 \times 10^3 \text{ Nm olur.} \end{aligned}$$



Şekil 6.31 Çözüm 4: Sabit yer değiştirmeli pompa ve güçlendirici.

Daha önce olduğu gibi, pistonun bir devir sürecinde yaptığı iş, $166,5 \times 10^3$ Nm'dir. Yani teorik sistem verimi;

$$\frac{166,5 \times 10^3}{195 \times 10^3} \\ = \% 85,4 \text{ olmaktadır.}$$

Çözüm 4

Sabit yerdeğiştirmeli pompa ve güçlendirici

Bu uygulamada, pompa hızlı yaklaşma için, direkt olarak ve son presleme işi için de bir güçlendirici ile birlikte kullanılır. Gerekli akış ve basınç değerleri, Çözüm-1'deki gibidir. Yani hızlı yaklaşma için, 20 bar basınç altında 340 l/dak ve son presleme için 350 bar basınç altında 37,8 l/dak'dır. Şekil 6.31'deki güçlendiriciyi ele alalım.

$$\text{Güçlendirme oranı: } 350/20 = 17,5 : 1$$

Teorik olarak, çıkış tarafındaki akış ve basıncın birbirleri ile çarpımı, güçlendiricinin giriş tarafındaki akış ve basıncın çarpımına eşittir. q gerekli giriş akımı ise, ifade,

$$350 \times 37,8 = q \times 20 \text{ olur.}$$

Böylece $q = (350 \times 37,8) / 20 = 661,5$ l/dak. olarak bulunur. Son presleme için, pompanın teorik çıkış hacmi 20 bar basınca karşı, 661,5 l/dak olmalıdır. Fakat çabuk yaklaşma için 340 l/dak'lık bir akışa gerek vardır. Yaklaşma hızının sınırlandırılması için, bir akış kontrol valfi kullanılmalıdır. Sabit yerdeğiştirmeli bir pompa kullanılması halinde, çabuk yaklaşma esnasında, tahliye valfi üzerinden 321,5 l/dak'lık bir akış geçecektir.

Sisteme sağlanan teorik güç girişi:

$$\left(\frac{661,5}{60 \times 10^3} \right) \times (20 \times 10^5) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{sn}} \times \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \\ = 22,050 \text{ watt} \\ = 22,05 \text{ kW'dır.}$$

Buradaki güç ihtiyacı, Çözüm-2'deki maksimum güç değerine eşittir.

Pompa ilk yaklaşma, son presleme ve tutma esnasında yüklü olacaktır. Böylece çevrim başına pompaya sağlanan teorik güç girdisi:

$$22,05 \times 10^3 \times 35 \\ = 771,7 \times 10^3 \text{ Nm olur.}$$

Tablo 6.3 Çözüm 4: Enerji akışının özeti

İşlem	Zaman t (s)	Pompanın devreye sağladığı talebi çıkış (l/dak)	Devre talebi (l/dak)	Tahliye valfi akışı q (l/dak.)	Basınç p (bar)	Akışkanı ısıtan enerji $q \times p \times t \times$ 100/60 (Nm)
Hızlı yaklaşma	5	661,5	340,0	321,5	20	53 580
Son presleme	5	661,5	661,5	0	20	-
Kalıp sıkış- tırma süresi	25	661,5	0	661,5	20	551 250
Geri dönüş	10	0 (pompa yüksüz)	-	-	-	-
Boşaltma ve yükleme	15 1	0	-	-	-	-
Toplam	60					604 830 Nm/dak.

Piston tarafından bir devir sürecinde yapılan iş, önceki Çözümde olduğu gibidir (165×10^3 Nm), yani sistemin teorik verimi $(165 \times 10^3) / (771,7 \times 10^3) = 0,214$ veya % 21,4 olur.

Tablo 6,3'te bir çevrim süresindeki enerji akışı verilmiştir (Burada silindirin dönüş, boşaltma ve yükleme işlemleri esnasında; sabit yer değiştirmeli pompanın boşaltıldığı varsayılmaktadır). Akışkan içine intikal eden ortalama enerji miktarı $(604830/60)$ Nm s (watt) = 10.08 kW'dır. Bu, yalnızca teorik değerdir. Aşınmaya bağlı olarak oluşan sızıntıların telâfi edilmesi gerektiğinden, pompanın çıkış hacmi hesaplanan değerden daha büyük olmalıdır. Sistemdeki basınç düşüşlerinin telâfi edilmesi için, pompa basıncının artırılmasına gerek vardır. Şekil 6.31'de görülen türden bir devrede, bir akışkan soğutucusunun kullanılması gereklidir. Ancak, basınç telâfilî bir pompa da, bu amaçla kullanılabilir.

Çözüm 4 (Tâdil edilmiş)

Çözüm 4'e göre biraz daha etkili alternatif, daha küçük oranlı güçlendiricili hızlı yaklaşma için gerekli akışı karşılamak için hesaplanmış bir pompanın kullanımıdır. Böylelikle, daha yüksek basınç altında çalışan, daha düşük kapasiteli bir pompa kullanılarak, akış kontrol valfine olan ihtiyaç ortadan kaldırılmış olur. Ayrıca devrenin belirli yerlerinde daha küçük valfler ve boru donanımları kullanılabilir.

Güçlendirme oranı:

$$\begin{aligned} & \frac{\text{Pompayı besleyen akışın debisi}}{\text{Gerekli çıkış akışı}} \\ & = 340/37,8 \\ & = 9:1 \end{aligned}$$

Güçlendirici girişindeki teorik basıncın 350 bar olabilmesi için, çıkıştaki basıncın $350/9 = 38,9$ bar olması gereklidir. Hızlı yaklaşma sırasındaki teorik giriş gücü:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{340}{60 \times 10^3} \right) \times 20 \times 10^5 \\ & = 11,33 \text{ kW} \quad (\text{çözüm 2'deki gibi}) \text{ 'dir.} \end{aligned}$$

Son presleme evresi için gerekli olan teorik maksimum güç:

$$\begin{aligned} & \frac{340}{60 \times 10^3} \times 38,9 \times 10^5 \\ & = 22,04 \text{ kW'dır.} \end{aligned}$$

Teorik enerji girişi:

$$\begin{aligned} & (11,33 \times 10^3 \times 5) + (22,04 \times 10^3 \times 30) \\ & = 717,85 \times 10^3 \text{ Nm olur.} \end{aligned}$$

Teorik toplam verim:

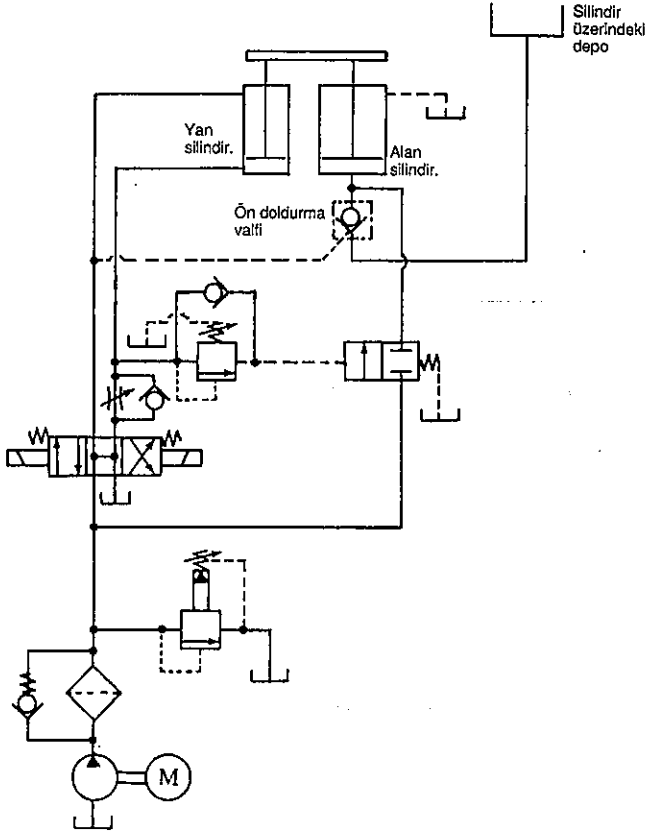
$$\begin{aligned} & = \frac{165 \times 10^3}{717,85 \times 10^3} \times 100 \\ & = \% 23 \text{ olur.} \end{aligned}$$

Bu sistem, Çözüm 4'te tanımlanan sistemin biraz daha geliştirilmiş bir şeklidir, ancak hızlı yaklaşma sırasında sakınılan enerji, daima değişmez kalan sıkıştırma sırasındaki büyük kayıplarla karşılaştırıldığında, önemsiz kalır. Debinin yaklaşık olarak yarı yarıya azalmasına karşın, basınç iki katına çıkmıştır.

Çözüm 5 (a)

Öndoldurma valfi ve yan silindir kullanılması

Başlangıçtaki hızlı yaklaşma, maksimum sistem basıncı altında çalışan küçük çaplı bir yan silindirin meydana getirdiği küçük kuvvet sayesinde gerçekleştirilir. Yan silindir, ilk yaklaşma anında bir öndoldurma valfi üzerinden tanktan çekilen akışkanla doldurulan ana silindiri takviye eder (Şekil 6.32) Yaklaşma



Şekil 6.32 Çözüm 5a: Ön doldurma valfi ve yan silindir kullanımı.

strokunun sonunda basınç yükselir ve iki portlu yönkontrol valfini "anahtarlayan" sıralama valfini devreye sokar ve yön kontrol valfi de akışın büyük bir kısmını ana silindire doğru yönlendirir. Son presleme işlemi için, hem ana silindir, hem de yan silindir, maksimum sistem basıncı altındadır. (Ön doldurma valfleri 3. Bölümde 3.3.1. kısımda açıklanmıştır).

Yan silindir, 350 bar basınç altında $0,251 \times 10^6$ Newton düzeyinde bir kuvvet yaratmalıdır (Çözüm 1'deki gibi). Silindir alanı:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\text{İtme kuvveti}}{\text{Basınç}} \\
 &= \frac{0,251 \times 10^6 \text{ (Nm}^2\text{)}}{350 \times 10^5 \text{ (N)}} \\
 &= 7171 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} \\
 &= 7171 \text{ mm}^2 \text{ olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

Silindir çapı:

$$\begin{aligned} & [(4/\pi) \times 7171]^{1/2} \\ & = 95,5 \text{ mm (100 mm olarak alalım)} \end{aligned}$$

Gerçek silindir alanı $0,00785 \text{ m}^2$ 'dir. $0,251 \times 10^6 \text{ N}$ itme kuvveti yaratmak için gerekli basınç:

$$\begin{aligned} & \frac{0,251 \times 10^6}{0,00785} \\ & = 319,7 \text{ bar'dır.} \end{aligned}$$

Bu basınç, çabuk hızlanmanın bitimini güvenli şekilde ortaya çıkarmak için bir sıralama valfi veya basınç şalteri için son presleme basıncına çok yakındır. Bu yüzden çapı daha büyük olan, bir sonraki standart silindirin kullanılması tercih edilmelidir. Bu silindirin çapı 125 mm , piston kolu çapı ise 70 veya 90 mm 'dir.

Toplam silindir kafa alanı:

$$0,0128 \text{ m}^2\text{'dir.}$$

Hızlı yaklaşma için gerekli basınç:

$$\begin{aligned} & \frac{0,251 \times 10^6 \text{ N}}{0,0128} \\ & = 204 \text{ bar'dır.} \end{aligned}$$

Hızlı yaklaşma için gerekli akış:

$$\begin{aligned} & 0,0128 \times \frac{0,225}{5} \text{ m}^3/\text{s} \\ & = 34,6 \text{ l/dakika olur.} \end{aligned}$$

Son presleme işlemi için gerekli toplam akış, ana silindire ve yan silindire giden akışların toplamıdır. Ana silindire giden akış:

$$37,8 \text{ l/dak (Çözüm-1'den)}$$

Yan silindire giden akış:

$$0,0128 \times \frac{0,225}{5} \text{ m}^3/\text{s} = 3,8 \text{ l/dak.}$$

Gerekli toplam akış:

$$37,8 + 3,8 = 41,6 \text{ l/dak. olarak bulunur.}$$

Pompanın debisi 41,6 l/dak'dan fazla olmalıdır. Sabit yer değiştirmeli bir pompa kullanılması halinde, akışın bir kısmı, hızlı yaklaşma esnasında, emniyet valfinden geçecektir. Isı, Emniyet valfi ve akış kontrol valfinde türetilecektir. Ancak yan silindir yüzünden, pistonun etkin alanı presleme stroku için artar ve sistemin çalışma basıncı buna göre azaltılabilir.

$$\begin{aligned} \text{Ana silindirin alanı} &= 0,126 \text{ m}^2 \\ \text{Yan silindirin alanı} &= 0,0128 \text{ m}^2 \\ \text{Etkin alan} &= 0,1388 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4,4 MN'luk bir itme kuvveti oluşturan basınç:

$$\frac{4,4 \times 10^6}{0,1388} \text{ N/m}^2 = 317 \text{ bar 'dır.}$$

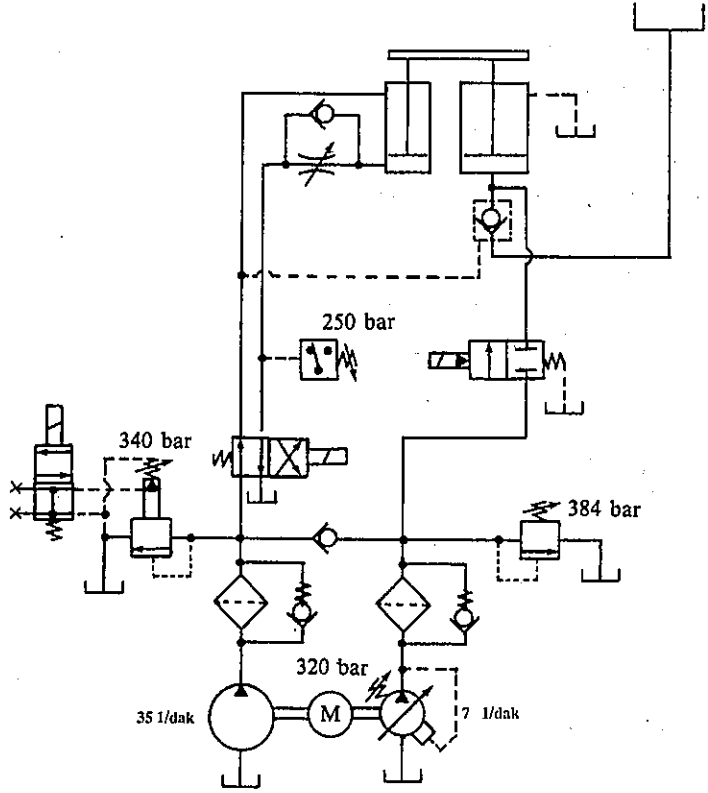
Son presleme işlemi için kullanılan enerji:

$$\frac{41,6}{10^3} \times \frac{5}{60} \times 317 \times 10^5 = 109,8 \times 10^3 \text{ Nm olur.}$$

İyileşme (normale dönme) zamanı esnasında neredeyse tüm pompa çıktısı emniyet valfinden geçer, sonuçta bir akışkan soğutucusuna gerek duyulacaktır.

Çözüm 5 (b)

Alternatif olarak, ikili (ikiz) pompa sistemi kullanılabilir. Pompalardan biri sabit debili olup, çıkış hacmi 35 l/dak'dır. İkinci pompa ise basınç telâfilidir ve çıkış hacmi 7 l/dak'dır. Sabit debili pompa, yük sebepli basınç (204 bar) altında oluşan hızlı yaklaşmayı sağlar. Strokun son 25 mm'sinde basınç yükselir ve iki portlu, solenoid kumandalı valfi devreye sokan basınç etkileşimli şalteri çalıştırır ve böylece her iki pompa da, devreye akış verir. Kalıp sıkıştırma sürecinde büyük pompanın akışı boşaltılır ve basınç telâfilisi pompa, çıkışını otomatik olarak ayarlayarak, basıncın belirli bir düzeyde tutulmasını sağlar. Alçak basınç altındaki geri çekilme strokunda, sadece büyük pompa kullanılmaktadır. Yükün kontrol altında tutulması için, bir akış kontrol valfi, devrede yer almaktadır. Tahliye valflerinin, basınç dengeleyicilerin, ve basınç etkileşimli şalterlerin basınç ayarları, pompanın uygun işlevi açısından, büyük bir önem taşır. Her birim için önerilen değerler, şekilde gösterilmiştir. Basınç telâfilisi pompa devresindeki emniyet valfinin basınç ayarı, dengeleyicinin ayar ölçüsünden yaklaşık olarak % 20 oranında daha fazladır ve bu emniyet valfi, sadece basınç şokları oluştuğunda devreye girer.



Şekil 6.33 İkiz pompa ve öndoldurma devresi.

Akış kontrol birimlerinin olmaması, pompa akışının tamamının, yük basıncı altında silindirin hareketi için kullanıldığı anlamına gelir. Diğer durumlarda ise pompa akışı boşaltılmaktadır. Bu yüzden, bu sistemin verimi çok yüksek olacaktır.

Çözüm 5 (c)

Diğer bir alternatif ise, şekil 6.32'dekine benzer bir devrede, öndoldurma valfi ile, basınç telâfili bir tek pompanın kullanılmasıdır. Fakat, burada gösterilen üç konumlu valf yerine iki konumlu yön kontrol valfi kullanılmalıdır. 320 Bar'lık maksimum çalışma basıncı altında, pompanın çıkış hacmi 42 l/dak'dır.

Hızlı yaklaşma

Hızlı yaklaşma süresinde akış kontrol valfi üzerinde oluşan basınç düşmesi:

$$\begin{aligned} & \text{(Telafi edici ayarlama) - (Yan silindire } 0,251 \times 10^6 \text{ N'luk} \\ & \text{itme kuvveti sağlayan basınç değeri)} \\ & = 320-204 \text{ bar} \\ & = 116 \text{ bar} \end{aligned}$$

Daha önceki gibi, gerekli akış 34.6 l/dak'dır. Akış kontrol valfi üzerindeki enerji düşüşü:

$$\begin{aligned} \text{Akan miktar} \times \text{Basınç düşüşü} &= \left(\frac{34,6}{10^3} \right) \times \left(\frac{5}{60} \right) \times 116 \times 10^5 \text{ Nm} \\ &= 33,4 \times 10^3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Hızlı yaklaşma sürecinde sağlanan toplam enerji:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{34,6}{10^3} \right) \times \left(\frac{5}{60} \right) \times 320 \times 10^5 \\ &= 92,3 \times 10^3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Dönüş stroku

Yan silindir olarak, kafa çapı 125 mm, kol çapı 90 mm olan, standart bir metrik silindirin kullanıldığını varsayalım. Dönüş zamanını 10 s olarak alalım. Silindir, problemde belirtildiği gibi, yerçekimi dönüşlüdür. Yan silindirdeki gerekli dönüş itme kuvvetini, sıfır kabul edelim.

Geri dönüş akış kontrolünde meydana gelen ısı

10 saniyede gerçekleşen 250 mm'lik strok için, geri dönüş akış kontrolünden geçen akış:

$$\begin{aligned} & 0,125^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) \times \left(\frac{250}{10} \right) \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/s)} \\ &= 0,307 \times 10^{-3} \text{ m}^3\text{/s} \\ &= 0,307 \text{ l/s olur.} \end{aligned}$$

Geri dönüş akış kontrolündeki basınç düşüşü, pompa basınç dengeleyicisi ayarının, kol tarafı alanının ön taraf alanına olan oranına göre azaltılması sureti ile bulunur.

Tablo 6.4 Çözüm 5c: Enerji akışının özeti

İşlem	Zaman (s)	Devreye sağlanan toplam pompa akışı (l/dak)	Devre talebi l/dak	Akışkana sağlanan enerji (Nm)	Isınan akışkanda harcanan enerji Nm(jul)
Hızlı yaklaşma	5	34,6	34,6	$92,3 \times 10^3$	$33,4 \times 10^3$
Son presleme	5	41,6	41,6	$112,7 \times 10^3$	
Normale dönüş zamanı	25	Yok	Yok	-	-
Dönüş	10	18,4	18,4	47×10^3	47×10^3
Boşaltma/ yükleme	15	Yok	Yok	-	-
Toplam.				252×10^3	$80,4 \times 10^3$

$$320 \times \left(\frac{0,125^2 - 0,09^2}{0,125^2} \right)$$

$$= 154,1 \text{ bar}$$

Böylelikle oluşan ısı:

$$0,307 \times 10^{-3} \times 10 \times 154,1 \times 10^5$$

$$= 47 \times 10^3 \text{ Nm (jul) olur.}$$

Teorik toplam verim:

$$\frac{(\text{Enerji girişi}) - (\text{ısı kaybı})}{\text{Enerji girişi}}$$

$$= \frac{252 - 80,4}{252}$$

$$= 0,68 \text{ veya } \% 68' \text{dir.}$$

Tablo 6.4'te, enerji akışı özeti gösterilmiştir.

Çözüm 6

Değişken yer değiştirmeli (debili) pompa birimi

Pompa çıkışı, devrenin ihtiyaçlarını tam olarak karşıladığında enerji kaybı olmayacaktır. Değişken debili bir pompanın çıkışı, eksantriklik veya eğim plakası açısı değiştirilerek kontrol altına alınabilir. Bu işlem, harici bir müdahale ile yapılabileceği gibi, sistem basıncı sayesinde ve otomatik olarak da gerçekleştirilebilir. Hassas hızların veya hareketlerin gerekli olduğu bazı sistemlerde, servo kontrollü veya kam kontrollü pompa kullanılabilir. Sistem basıncı, ya sabit bir maksimum basınç ya da sabit bir güç çıkışı elde etmek için kullanılabilir. Sabit maksimum basınç veya basınç telâfili pompa şartları altında, pompanın çıkış hacmi, ayarlanmış basınç değerine erişinceye kadar maksimum düzeydedir. Bu değere erişilince, pompanın debisi, bu basınç düzeyini sürdürecektir şekilde azaltılacaktır. Basınç telâfili bir pompanın çıkış tarafı kapatılmış ise (mesela silindir stroku uç noktasında iken), pompa çıkışı, basıncın belirlenen seviyede tutulması için ayarlanacaktır, (Yani sızıntıların telâfisini sağlayacaktır) Sabit güçlü bir birim kullanılması halinde, devre basıncının çıkış hacmi ile çarpımı, birimin tabi olduğu sınırlamalar dahilinde sabittir. (2), (3) ve (5) nci Çözümlerde, basınç telâfili bir birimin kullanılması ele alınmıştı. Bu birimin doğrudan kullanılması halinde, dengeleyicinin çalışabilmesi için, pompayı maksimum basınç altında ve tam kapasitede çalıştıracak bir motora ihtiyaç vardır. Ayrıca son presleme hızının düzenlenmesi için, bir akış kontrol valfi de gereklidir.

Sabit güç kontrollü bir pompanın çıkış hacmi, 20 bar'da, 340 l/dak olmalıdır. Pompaya sağlanan güç, pompanın basınç ve debi özelliklerine bağlıdır. (bkz. 2. Bölüm, Kısım 2.1.3). Bu tür bir pompa kullanıldığında fazla akışkan kalıp sıkıştırma sürecinde tahliye valfi üzerinden boşaltılmalı ve pompa yükü de, iş devrinin sonunda, yine bu valf üzerinden boşaltılmalıdır.

Bu tasarımın amacı, özel bir problemin çeşitli şekillerde ele alınabileceğini göstermektir. Aynı zamanda buradan güç hidroliğinin katı bir bilimsel yaklaşım olmadığı ve problemlere her zaman, farklı farklı çözümler bulunabileceği sonucu çıkar.

6.7 TASARIM ÇALIŞMASI - KONVEYÖR (TAŞIYICI) BESLEME SİSTEMİ

ÖRNEK 6.10

Problem

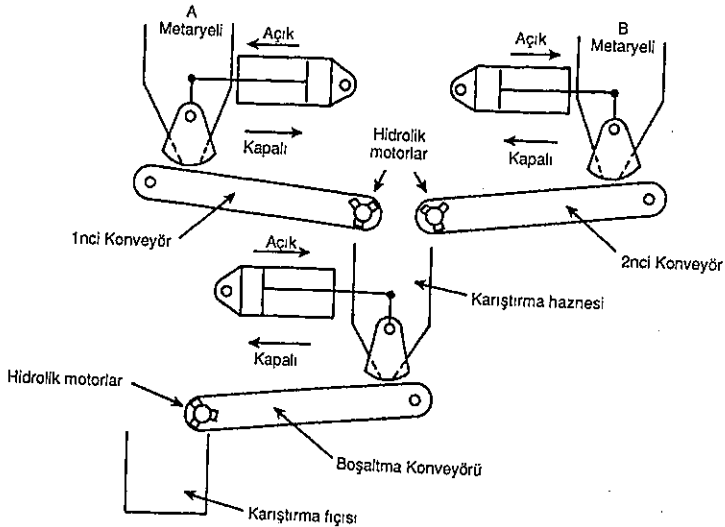
Şekil 6.34'te şematik olarak gösterilen üç adet vidalı, besleme konveyörü ve üç adet deposu olan bir hidrolik sistemin tasarımı yapılacaktır. Depo silindirlerinin stroku 0,5 m olup, bu silindirler depo kapılarını açmak ve kapamak amaçları ile 2000 kg'lık itme kuvveti sağlamaktadır. Silindir çıkış akışlarının ayarlanabilmesi için, silindirlerin, uç konumlar arasındaki herhangi bir konumda durdurulabilir ve kilitlenebilir özellikte olmaları gereklidir. Hidrolik sistemin veya elektriksel kontrol biriminin arızalanması halinde, silindirler, 10 saniye içinde otomatik olarak depo kapılarını kapatmalıdır. Konveyörler, akışın kontrol edilmesini sağlarlar ve belirli bir devirde çalıştırılmaları gereklidir 1. ve 2. konveyörler birbirinin eşi birimler olup, çalışma özellikleri şöyledir.

Başlatma torku = 1250 Nm

Çalışma torku = 1000 Nm

Hız sınırları = 10-35 dev/dak, (tam değiştirilebilir nitelikte).

Farklı ürün karışımları için konveyör hızının değiştirilmesi gerekebilir. Bu ender rast-



Şekil 6.34 Konveyör (taşıyıcı) besleme sistemi.

lanan bir durumdur ve işlem el kumandalı bir akış kontrol valfi ile yapılacaktır.

Şekil 6.34'teki 3. konveyör, karışımın boşaltılması için kullanılmaktadır. Bu konveyörde, tüm hız değerleri için değişken hız kontrolü olmalıdır. Çalışma özellikleri ise şöyledir.

Başlatma torku = 2000 Nm
Çalışma torku = 1200 Nm
Hız sınırları = 2-10 dev/dak

Hidrolik motor ve vidalı konveyör arasına, azaltma oranı 4:1 olan bir hız azaltıcı dişli kutusu yerleştirilmiştir. Dişli kutusunun verimi %80 olarak alınabilir. Tüm yön kontrol valfleri elektriksel kumandalıdır. Hidrolik motorlar, vidalı konveyörlerin bakımının kolaylıkla yapılabilmesi için iki yönlü olmalı ve sistemin bakımı veya motorların sökülmesi esnasında, devre dışı bırakılabilir. Sistem, normal olarak planlanmış bakım zamanları dışında kapatılmayacak ve haftanın 7 günü, günde 24 saat devamlı kullanımda olacaktır. Güvenilirlik çok önemlidir.

Çözüm

Merkezi hidrolik sistemlerin ve güç paketi uygulamalarının özellikleri 6.3. Kısmında açıklanmıştır. Bu problemde, devreler bağımsız olduğundan, bir devrenin arızalanması halinde, diğer tüm devreler durdurulmalıdır. Bu yüzden, çözüm için merkezi bir hidrolik sistemin (özellikle yedek birimli, çok pompalı bir sistem) kullanımı oldukça avantajlıdır.

Tasarıma hareketlendirici boyutlarının belirlenmesi veya önerilen devre şemasının çizilmesi ile başlanabilir. Burada öncelikle hareketlendirici büyüklüğü ele alınacaktır.

Sistemin çalışma basıncı

Problemde, çalışma basıncına herhangi bir sınırlama getirilmemiştir. Standart hidrolik silindirlerin devamlı çalışma basıncı 210 bar'dır. (şöksüz olarak 350 bar). Bu uygulama için düşük hıza sahip hidrolik motorlar gereklidir. Bunun için entegre hız azaltma dişli kutusu olan Gerotor veya doğrudan çalıştırılabilir radyal piston birimleri kullanılmalıdır. Gerotor motorunun çalışma basıncı 140 bar ile sınırlıdır. Radyal pistonun çalışma basıncı ise, tasarıma veya üreticiye bağlı olarak, 210 ile 450 bar arasında değişir. Merkezi bir sistem kullanılması

halinde, mümkün olduğu kadar ortak bir basınç değeri kullanılmalıdır. Burada maksimum çalışma basıncını 210 bar olarak alalım.

Sistem akışkanı

Akışkanla ilgili bir sınırlama olmadığından, mineral esaslı bir hidrolik yağı seçelim. Yağın viskozitesi, sistem aksamının ihtiyaçlarına göre belirlenir.

Silindir seçimi

Gerekli itme kuvveti = $2000 \text{ kg} \times 9,81 = 19620 \text{ N}$

Silindir stroku 0,5 m'dir.

Silindir montajı: (Geride muylu, önde tesbit pabucu)

4. Bölümde tablo 4.1'de BS5785: 1980 için standart silindir boyutları verilmiştir.

Silindir kolunun flambajını önlemek için gerekli minimum kol çapı:

$$\text{Flambaj yükü, } K = \frac{\pi^2 EJ}{SL^2}$$

Burada "E", piston kolu malzemesinin elastiklik modülü (kg/cm^2) olup, çelik için değeri $2,1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ 'dir. J, Piston kolu alanının ikinci momenti olup, çapı d olan dairesel piston kolu için değer $\frac{\pi d^4}{64} \text{ cm}^4$ 'dir. "L", kol ucu şartlarına bağlı

Flambaj uzunluğudur (cm) (bkz. 4. Bölüm, şekil 4.16). "S" ise genelde 3,5 olarak alınan emniyet katsayısıdır. Bu problemde $K = 2000 \text{ kg}$, L ise silindirin arka yağı ile piston ucu arasındaki maksimum mesafedir. Bu mesafe yaklaşık olarak strok uzunluğunun iki katıdır. Bu nedenle $L = 2 \times 0,5 \text{ m} = 100 \text{ cm}$ olarak alalım.

$$K = 2000 = \left(\frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^6}{3,5 \times 100^2} \right) \times \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times \frac{\text{cm}^4}{\text{cm}^2} \right)$$

$$d^4 = \frac{2000 \times 3,5 \times 100^2 \times 64}{\pi^3 \times 2,1 \times 10^6} (\text{cm}^4)$$

$$d = 2,88 \text{ cm} = 28,8 \text{ mm.}$$

Bu değerden biraz daha büyük olan bir sonraki standart silindir kolu çapı, 36 mm'dir. (Tablo 4.1)

Maksimum silindir basıncının 180 bar olduğunu varsayalım. Etkin alan:

$$\begin{aligned} & \frac{2000 \times 9,81}{180 \times 10^5} \left(\frac{\text{Nm}^2}{\text{N}} \right) \\ & = 0,00109 \text{ m}^2 \\ & = 1090 \text{ mm}^2 \text{ olur.} \end{aligned}$$

36 mm çaplı piston kullanılması halinde gerekli silindir ön alanı:

$$\begin{aligned} & [1090 + (\pi/4) 36^2] \\ & = 1090 + 1018 \\ & = 2108 \end{aligned}$$

Bu nedenle silindirin iç kesit alanının çapı (D):

$$\begin{aligned} & \left(\frac{2108 \times 4}{\pi} \right)^{1/2} \\ & = 51.8 \text{ mm olur.} \end{aligned}$$

Elimizdeki standart silindirin piston çapı 50 mm, kol çapı ise 36 mm'dir. Kol tarafında 2000 kg itme kuvveti meydana getirmek için gerekli basınç:

$$\begin{aligned} & \frac{2000 \times 9,81}{(\pi/4) (50^2 - 36^2)} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \\ & = 20,7 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \\ & = 207 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bu değer maksimum çalışma basıncına çok yakın olduğundan, bir sonraki silindir seçilmelidir. Bu silindirin iç kesit alanının çapı 63 mm olup, kol çapı 36 mm veya 45 mm olabilir. Her iki kol için de kol tarafındaki gerekli basınçları ele alalım. 2000 kg'lık çekilme kuvveti için gerekli basınç: (piston alanı çapı 63 mm, piston kolu çapı 36 mm).

$$\begin{aligned} & \frac{2000 \times 9,81}{(\pi/4) (63^2 - 36^2)} \\ & = 9,35 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \\ & = 94 \text{ bar} \end{aligned}$$

2000 kg'lık çekilme kuvveti için gerekli basınç: (piston çapı 63 mm, piston kolu çapı 45 mm)

$$\begin{aligned} & \frac{2000 \times 9,81}{(\pi/4) (63^2 - 45^2)} \\ & = 12,85 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \\ & = 129 \text{ bar} \end{aligned}$$

Daha küçük kol çapı kullanıldığında maliyet azalacak, fakat daha büyük çaplı kol, daha sağlam olacaktır.

Motor büyüklüğü

Şekil 6.34'teki 1 nci ve 2 nci konveyörleri ele alalım.

$$\begin{aligned} \text{Başlatma torku} &= 1250 \text{ Nm} \\ \text{Çalışma torku} &= 1000 \text{ Nm} \\ \text{Hız sınırları} &= 10 - 35 \text{ dev/dak} \end{aligned}$$

Uygun bir motor seçmek için, 4. bölümdeki tasarım örneklerinde kullanılan şekil 4.43'e bakalım. M6 motorunun başlatma torku (hız sıfır iken olan tork) 207 bar basınçta 1600 Nm, 138 bar basınçta ise 1100 Nm'dir. Bu nedenle, 1250 Nm başlatma torku için gerekli basınç, yaklaşık olarak 160 bar'dır. 10 dev/dak hızda 1000 Nm çalışma torku için, yaklaşık olarak 120 bar basınç gereklidir. Görüldüğü gibi bu motor, bu uygulama için elverişlidir. Bu motorun özellikleri:

$$\begin{aligned} \text{Debi} &= 558 \text{ cc/dev} \\ \text{Maksimum basınç} &= 240 \text{ bar} \\ \text{Hacimsel verim} &= \% 95 \text{ veya daha fazla} \end{aligned}$$

3. Konveyörü ele alalım.

$$\begin{aligned} \text{Başlatma torku} &= 2000 \text{ Nm} \\ \text{Çalışma torku} &= 1200 \text{ Nm} \\ \text{Hız sınırları} &= 2-10 \text{ dev/dak} \\ \text{Dişli kutusunun hız azaltma oranı} &= 4:1 \\ \text{Dişli kutusunun verimi} &= \% 80 \end{aligned}$$

$$\text{Motoru başlatma torku} = \frac{2000}{(4 \times 0,8)} = 625 \text{ Nm}$$

$$\text{Motorun çalışma torku} = \frac{1200}{(4 \times 0,8)} = 375 \text{ Nm}$$

$$\text{Hız sınırları} = 8 - 40 \text{ dev/dak.}$$

M6 motorunun başlatma torku 75 bar basınçta 625 Nm, çalışma torku ise 40 bar basınçta 375 Nm'dir. Görüldüğü gibi bu motorun gücü, bu uygulama için

fazladır fakat standartlar önemli ise, kullanılmasında bir sakınca yoktur.

Alternatif olarak, başlama torku 150 bar basınçta 625 Nm, çalışma torku 75 bar basınçta 375 Nm olan M3 motoru kullanılabilir. Sistemin diğer aksamı ele alındığında, bu basınç değerlerinin daha uygun olduğu görülür. M3'ün özellikleri

Debi	= 280 cc/devir
Maksimum basınç	= 250 bar
Hacimsel verim	= % 94 veya daha fazla

Akış ihtiyaçları

Bundan sonraki safha herbir hareketlendirici için akış ihtiyaçlarını tespit etmektir.

SİLİNDİRLER

Her silindir 10 s içinde, strokunu (0,5 m) tamamlamalıdır. Hız = $(0,5 \times 60/10) = 3\text{m/dak}$. Her silindir için gerekli akış:

Toplam piston alanı \times hız

$$\begin{aligned} & (\pi/4) \times 63^2 \times 10^{-6} \times 3 \text{ (m}^2 \times \text{m/dak.)} \\ & = 9352 \times 10^{-6} \text{ (m}^3 \text{ /dak.)} \\ & = 9,35 \text{ l/dak.} \end{aligned}$$

1nci VE 2 nci KONVEYÖRLER

Kapasitesi 558 cc/dev olan M6 motoru kullanıldığında, maksimum hız 35 dev/dak olur. Her motor için gerekli maksimum akış:

$$\begin{aligned} & 35 \times 558 \text{ (cc/dak)} \\ & = 19\,530 \text{ (cc/dak)} \\ & = 19,53 \text{ l/dak'dır.} \end{aligned}$$

Hacimsel verim = % 95'tir. Bu yüzden gerçek maksimum akış:

$$19,5/0,95 = 20,5 \text{ l/dak olur.}$$

3 ncü KONVEYÖR

Bu konveyörde M3 motoru kullanılmaktadır. Verilerde görüldüğü gibi, maksimum motor hızı = 40 dev/dak, debi = 280 cc/dev. Maksimum teorik akış:

$$40 \times 280 = 11200 \text{ cc/dak}$$

$$= 11,2 \text{ l/dak'dır.}$$

Hacimsel verim = % 94'tür. Bu nedenle gerçek maksimum akış:

$$11,2/0,94 = 11,9 \text{ l/dak olur.}$$

En kötü durumun, üç motorun da maksimum hızda çalıştığı an olduğunu varsayalım ve silindirleri göz önüne almayalım. (Silindirlerin çalışması gerektiğinden, hidrolik güç veya elektronik kontrol arızalarına karşı silindir devrelerine akümülatör yerleştirilir.)

40 dev/dak hızda iki M6 motoru ve bir M3 motoru için gerekli maksimum devre akışı: $(2 \times 20,5) + (1 \times 11,9) = 52,9 \text{ l/dak'dır.}$

Pompa büyüklüğü

Maksimum 160 bar basınç altında gerekli akış 60 l/dak olarak alınabilir (1 nci ve 2 nci Konveyörlere başlatma torku sağlamak için). Silindirler için gerekli maksimum basınç, seçilen silindire göre 120 bar'dır. Maksimum akış, debisi 60 l/dak olan tek bir pompa veya herbirinin debisi 30 l/dak olan iki pompa ile sağlanabilir.

Pompa seçimi

Akışkan ihtiyaçları çok fazla değişiklik gösterdiğinden, sabit yer değiştirmeli (debili) bir pompa kullanılması pek uygun değildir. 160 bar'lık sistem basıncı, bir kanatlı pompa için çok fazladır. Bu yüzden, pompa debi kontrol elemanının devrenin ihtiyaçlarına göre otomatik olarak ayarlandığı yerlerde, değişken debili, aksenal pistonlu pompalar önerilir. Basınç telâfilisi aksenal pistonlu pompalar, sistem gereklerine tam bir cevap verirler.

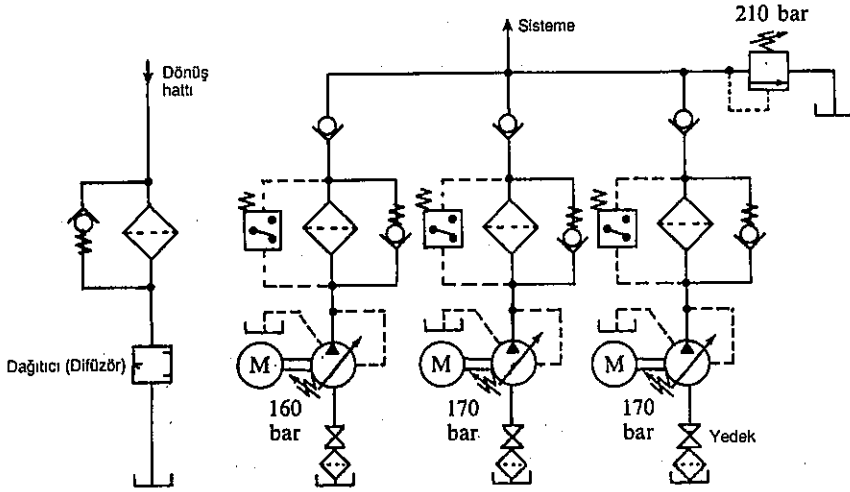
Devre için gerekli maksimum debi 52,9 l/dak'dır. Üç adet pompa kullanılması halinde, her pompanın çıkış hacmi 160 bar basınçta yaklaşık olarak 30 l/dak olmalıdır ve aynı anda pompalardan sadece ikisi çalıştırılıp, üçüncüsü yedek tutulmalıdır.

Vickers Systems Ltd.'in aksenal pistonlu pompalarını ele alalım. Tablo 2.6'daki verilere bakıldığında, PBV10 serilerinin çıkış hacminin, dakikada 1000 devir için 21,2 litre olduğu görülür. Bu değer, dakikada 1450 devir için 30,6 l/dak'dır. Maksimum basınç 210 bar'dır.

Teorik güç girdisi;

$$\begin{aligned} \text{Akış (m}^3/\text{s)} \times \text{Basınç (N/m}^2) \\ = (30,6/60 \times 10^3) \times (160 \times 10^5) &= 8,08 \times 10^3 \text{ (Nm/s)} \\ &= 8,08 \text{ kW.} \end{aligned}$$

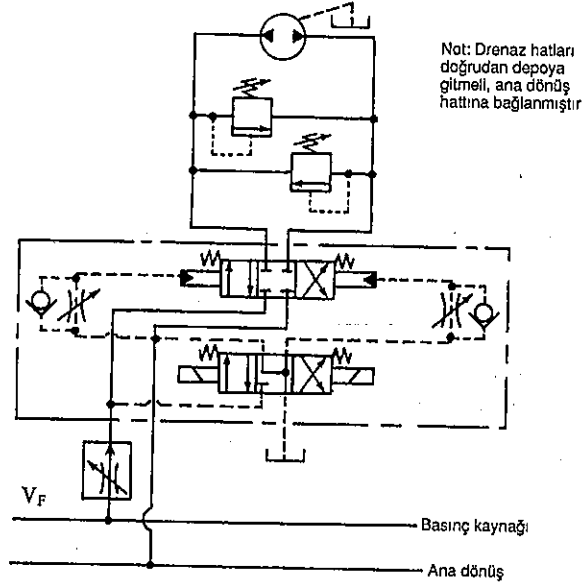
Pompanın toplam veriminin % 80'den fazla olduğunu varsayalım. Burada, 10 kW çıkışlı elektrik motoru yeterli olacaktır. Bu pompa birimlerinden üç adet kullanılması halinde, bir pompa yedekte tutulmalıdır. Şekil 6.35'te güç paketi için bir devre görülmektedir. Kullanılan pompaların basınç dengeleyicileri farklı değerlere ayarlanmalıdır, fakat bu farklılıklar çok küçük düzeyde olmalıdır. Önerilen değerler, 160 bar ve 170 bar'dır. Bu arada emniyet valfinin ayarı yaklaşık % 20 oranında yüksek olmalı, örneğin valf 210 bar'a ayarlanmalıdır).



Şekil 6.35 Güç paketi devresi.

İnci ve 2 nci konveyör devreleri

Şekil 6.36'daki çapraz geçişli tahliye valfleri, hidrolik çalıştırma durdurulduğunda, oluşan basınç şoklarını azaltmak için kullanılır. Valfler, gerekli maksimum basıncın % 20 oranında yükseğine göre ayarlanır (yani 192 bar). Bu devredeki yön kontrol valfi, şok sönümlenme paketi olan iki kademeli bir valftir. Akış koşulları göz önünde bulundurularak, kapalı merkezli uygun bir



Şekil 6.36 1 nci ve 2 nci konveyör devresi.

valf, herhangi bir valf üreticisi kataloğundan seçilebilir. Şok sönmüleyici paket , kademeli bir geçiş sağlamak için kullanılmıştır. Bu paket, aşırı derecede hidrolik şok oluşmaksızın, motoru mümkün olduğunca çabuk durduracak şekilde ayarlanmalıdır.

Motorun hızı, besleme hattındaki basınç dengeli bir akış kontrol valfi ile ayarlanmaktadır. Motorun gerektiğinden fazla çalışma ihtimali olmadığından, akış kontrol valfinin silindir girişine yerleştirilmesi yeterli olacaktır.

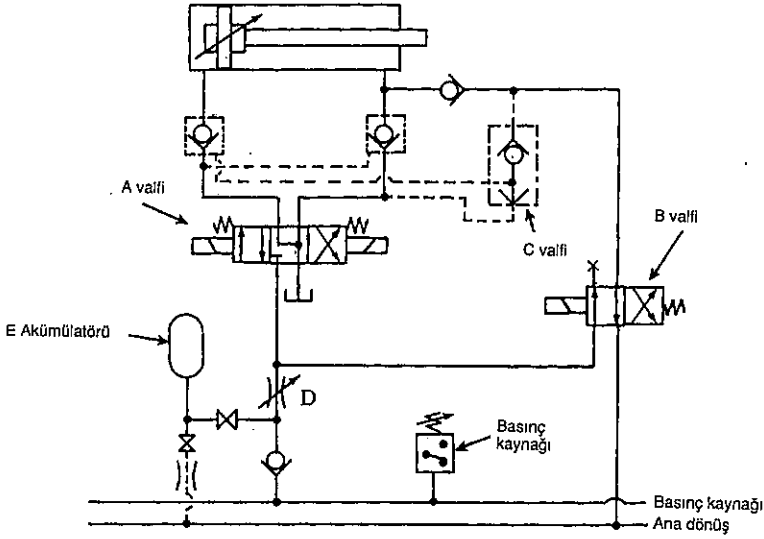
Not: Drenaj hatları doğrudan depoya gitmeli, ana dönüş hattına bağlanmamalıdır.

3ncü Konveyör devresi

Bu konveyörün temel devresi 1 nci ve 2 nci konveyör devresinin aynısı olacaktır. (Şekil 6.36), ancak V_F akış kontrol valfi, oransal türden olmalıdır. Bu valfe kontrol kabininden kumanda edilerek, karışım boşaltma konveyörünün tam değişken hız kontrollü olması sağlanır.

Silindir devresi

Şekil 6.37'deki A yön kontrol valfi, pilot (ön-uyarı) kumandalı çek valfi ile bir-



Şekil 6.37 Silindir devresi

likte, silindirin herhangi bir konumda kilitlenebilmesini sağlar. Silindir hızı, akış kontrol valfinin silindir girişine yerleştirilmesi sayesinde kontrol edilir.

Sistem basıncında bir aksaklık olduğunda, PSI devre dışı kalacaktır. Böylece A valfi üzerindeki çekilmeyi sağlayan solenoid otomatik olarak devreye girecektir. Kontrol voltajında bir kesilme olduğunda, B valfi üzerindeki solenoid devre dışı kalacak ve silindirin çekilmesini sağlayacaktır. Acil durumda silindirin çekilmesini sağlamak için gerekli akışkanı, E akümülatörü sağlar. Silindir hızı D akış kontrol vanfi ile kontrol edilmektedir.

C mekik valfi, silindirin piston alanı tarafındaki çek valfin, A veya B valfinden gelen bir sinyalle açılmasını sağlar.

Akümülatörün kapasitesi üç silindirin de çekilmesini sağlayacak düzeyde olmalıdır. Akümülatör-gaz şartları: (bkz. Şekil 6.14) Akümülatör önyüklü iken: Basınç P_1 , hacim V_1 ; Tam yüklü iken: basınç P_2 , hacim V_2 ; Boşaltılmış iken: basınç P_3 , hacim V_3 .

P_1 = önyükleme gaz basıncı

V_1 = Akümülatör kapasitesi;

$P_2 = V_2$ hacminde maksimum gaz basıncı;

$P_3 = V_3$ hacminde minimum yararlı gaz basıncı olsun.

$P_2 =$ maksimum sistem basıncı = 161 bar (mutlak)

$P_3 =$ silindirin çekilmesi için gerekli minimum basınç
= 91 bar (mutlak) 36 mm çaplı kol kullanıldığında

$P_1 = 0,9 P_3 = 82$ bar (mutlak)

Üç silindirin tam çekilmesi için gerekli akışkan hacmi:

$$\begin{aligned} V_3 - V_2 &= \left(\frac{\pi}{4}\right) (63^2 - 36^2) \times 500 \times 3 \text{ (mm}^3\text{)} \\ &= 3,15 \text{ lt} \end{aligned}$$

Adyabatik yük $\gamma = 1.4$ alalım, çünkü yüksek debi hızlı değişim sağlar.

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

Bu nedenle

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{V_2} &= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/\gamma} \\ &= (161 / 82)^{1/1.4} \\ &= 1,96^{1/1.4} \\ &= 1,61 \end{aligned}$$

Buradan

$$V_1 = 1,61 V_2 \text{ elde edilir.}$$

D sınırlayıcısı debiyi sınırlandırdığından, izotermik boşaltma olduğunu varsayalım.

$$P_2 V_2 = P_3 V_3$$

$$161 V_2 = 91 V_3$$

Buradan

$$V_3 = 1,77 V_2 \text{ elde edilir.}$$

$$V_1 = 1,61 V_2$$

ve

$$V_3 - V_2 = 3,15 \text{ l.}$$

Bu nedenle

$$1,77 V_2 - V_2 = 3,15$$

$$0,77 V_2 = 3,15$$

$$V_2 = 4,1 \text{ litre olur.}$$

Sonuç olarak

$$V_1 = 1,61 \times 4,1$$

$$= 6,6 \text{ litredir.}$$

Kataloglardan uygun bir akümülatör seçilir. Genelde 7 veya 10 litrelik modeller mevcuttur. Fakat yedek kapasite sağlamak için daha büyük birimler tercih edilir.

Yağ tankı

Basınç dengeli pompalar seçildiğinden meydana gelen ısı miktarı nispeten düşük olacaktır. Tank kapasitesinin, bir dakikadaki pompa çıkış hacminin 3-4 katı olması gerektiği göz önüne alınırsa, 200 litre kapasiteli bir tankın bu uygulama için uygun olacağı anlaşılır. Minimum yük koşulları altındaki, maksimum konveyör hızlarında açığa çıkan ısı enerjisi hesaplanarak, bunun kontrolü yapılabilir (bkz. Kısım 6.2).

YEDİNCİ BÖLÜM

HİDROLİK SİSTEMLERİN BAKIMI

Birçok hidrolik sistem, sistemin hizmete girdikten sonra bakımının yapılış yönü gözönüne alınmadan tasarlanır. Genelde, işletme ve bakım maliyeti göz ardı edilerek, sistemin ilk maliyetinin minimum düzeyde olması istenir. Sonuçta, aşağıda sıralanan sonuçlar ortaya çıkabilir:

- Sistemdeki filtreleme yetersiz kalabilecektir.
- Yeterli sayıda test noktası olmayabilecektir.
- Aşınmanın denetimi güçleşebilecektir.
- Valfler ve diğer aksam, erişilmesi güç yerlere monte edilebilecektir.
- Belirli parçaların incelenmesi veya değiştirilmesi için, akışkan tankının boşaltılması gerekebilecektir.

7.1 DONANIMLAR VE FAYDALI BAKIM UYGULAMALARI

7.1.1 Sistemin korunması

Sistem filtrasyonu ve temizlik

Hidrolik sistemlerde oluşan arızaların % 80'i, doğrudan doğruya veya dolaylı olarak, akışkanın kirlenmesi ile ilgilidir. Kirlenmeyi kontrol altında tutmak için, 5. Bölümde (Kısım 5.2) açıklandığı gibi, yeterli düzeyde filtrasyon yapıldığında, sistem arızaları önemli oranda azalır.

- Sisteme yerleştirilen filtreler, önerilen mutlak süzme gözenek boyutlarına sahip olmalı ve sistem soğuk iklim koşullarında çalıştırıldığında, toplam pompa akışını geçirecek boyutlarda olmalıdır. Eğer emme hattı filtresi kullanılacaksa, sistemde aynı zamanda bir basınç hattı veya dönüş hattı filtresi olmalıdır.

- Depo sızdırmazlığının doğru olarak yapılması ve sızdırmazlık contalarının iyi durumda olmalarının sağlanması gereklidir. Hava filtresi, temiz ve uygun mikronik gözenek boyutlarına ve yeterli hava akışını sağlayacak bir büyüklüğe sahip olmalıdır. 'Dönmeli' dönüş hattı filtre elemanları en iyi hava filtre aksamını oluştururlar.
- Akışkan tankları doldurulurken veya bütünleme ikmâli yapılırken, basit bir su kabı değil, işe elverişli bir filtreli düzenek kullanılmalıdır.
- Tankın periyodik olarak boşaltılıp, emiş süzgeçleri ile birlikte temizliğinin yapılabilmesi için, tanka bir boşaltma hattı, bağlanmalıdır. Mineral yağ esaslı sistemlerde, depo drenaj hattı depo içinde yoğunlaşan suyu boşaltmak için kullanılabilir.

Basınç ölçme noktaları ve testlerin yapılması

Herhangi bir hidrolik sistemin performansının tespiti için, çalışma esnasında, değişik noktalardaki basınç değerlerinin ölçülebilmesi önemlidir. Pompa çıkışında, (tahliye valfinin ayarı için) basınç düşürme valflerinin girişinde, sıralama valflerinin çıkışında, karşı denge valflerinde, basınç etkileşimli şalterlerde vs., basıncın ölçülmesi gereklidir. Bu gibi aksamın ayarı ancak bu sayede doğru olarak yapılabilir. Ayrıca silindirlerin performanslarının belirlenebilmesi için, her iki taraflarındaki basınçların ölçülmesi gereklidir. Bütün bu noktalara birer manometre yerleştirmek çok pahalı olacağından, bunun yerine küçük, kendi kendine kapanan kaplinlerden ibaret olan test noktaları kullanılmalı ve ölçüm yapılması gerektiğinde, bu noktalara manometre takılarak, gerekli veriler alınmalıdır. Bu noktalar aynı zamanda sıcaklık ölçümü, hava tahliyesi ve örnek alma valfi marifeti ile, örnek almak için de kullanılabilir.

Denetim şartı

HİDROLİK AKSAMLAR

Harici boşaltma hattına sahip pompa, hidrolik motor ve kontrol valflerinin durumu, boşaltma hattındaki akışın ölçülmesi sureti ile anlaşılabilir. Boşaltma hatları, kolayca boşaltılabilecek veya kapatılabilecek şekilde olmalıdır. Böylece boşaltma akışı bir ölçme kabına boşaltılarak, bu akışın debisi belirlenebilir. Sistem yeni kurulduğunda, bu debi değeri belirlenerek referans alınmalı, ayrıca bu debi değerinin, her zaman sabit basınç ve sabit yük şartları altında ölçülmesinin gerektiği de unutulmamalıdır. Büyük sistemlerde, boşaltma hattı üzerine bir debi ölçer yerleştirme uygulaması daha elverişlidir. Ancak küçük sistemlerde,, bir ölçme kabı ve bir kronometre, bu iş için yeterli olacaktır.

AKIŞKAN

Büyük ve karmaşık sistemlerde hidrolik akışkanın kirlenme düzeyinin izlenmesi yararlı olabilir. Düzenli olarak yapılan kontroller, belirli bir temizlik seviyesinin ko-

runmasını sağlar ve makinanın doğru olarak çalıştırılmasına kılavuzluk yapar.

Örnek almak için kullanılan kaplar, tüpler ve düzenekler son derece temiz olmalıdır, aksi takdirde testler geçerliliğini yitirecektir. Laboratuvar ortamında temizlenmiş örnek alma kapları mevcuttur. BS 5540 (İngiliz standartları), "Hidrolik akışkanlarda parçacık kirlenmesinin değerlendirilmesi" başlığı altında, kapların nasıl temizlenmesi gerektiğini, örnekleri şişeleme yöntemlerini ve kirlenme düzeyini tesbit etme yöntemlerini açıklamaktadır.

Çeşitli örnekler arasında kıyaslama yapılacaksa, bütün örnekler aynı noktadan, donanın normal çalışma sıcaklığına eriştikten sonra alınmalıdır. Makinanın çalıştırılmasından sonra, donanın bu sıcaklık derecesine erişmesi için, en az bir saat geçmelidir.

Sistemdeki örnek alma noktaları, tercihan, akışın göreceli olarak sabit olduğu, alçak basınç (14 bar'ın altında) hatları üzerinde olmalıdır. Özel olarak tasarlanmış valflerin, sistem içinde doğru noktalara yerleştirilmesi sureti ile, basınçlı hatlardan örnek almak mümkündür. Bu valfler labirente benzer bir akış yolu oluşturan oluklu disklerden meydana gelir. Böylece, akışkan hızı düşük olduğunda, basınç, atmosfer basıncı seviyesine kadar düşürülür. Aynı durumda bir iğne valf kullanılması halinde, valf yüzü ve yatağının aşınmasına bağlı bir kirlenme izlenir.

Örnek olarak, 250 ml'lik bir akışkan hacminin derlenmesi uygundur, ancak hakiki örneği derlemeden önce, çok daha fazla bir akışkan hacminin sızdırılması gereklidir. Valf bir kez açıldığında örnek alma işlemi tamamlanıncaya kadar, bir daha valfe dokunulmamalıdır.

Tank içerisinden örnek alınması sureti ile, tatmin edici veriler elde edilebilir. Örnek, küçük bir vakum pompası ile, sifonlama veya daldırma yöntemi ile alınabilir. Hangi yöntem kullanılırsa kullanılsın çıkış noktası açılmadan önce çevresi temizlenmeli ve dipte su ve tortu olduğundan, örnek dibe yakın bir alandan derlenmemelidir. Örnek derlemek için en uygun alan, pompa girişinden ve dönüş bollarından uzak ve merkezi bir nokta, ancak akışkanın durağan olmadığı bir noktadır.

Kirlenme analizi iki yöntemle yapılabilir:

1. Parçacık sayımı ile, akışkan içindeki kirletici parçacıkların boyut ve dağılımlarını elde etme yöntemidir. Bu uygulama, sistem içindeki filtrasyonunun etkinlik derecesini belirler. Parçacık sayımı, örneğin analizi ile veya akış hattının gözlemlenmesi sureti ile tespit edilebilir. (bkz. 5. Bölüm).
2. Kimyasal analizle kirlenmeye neden olan maddelerin yapı ve miktarı belirlenir. Bu uygulama sayesinde elde edilen veriler, sistem içindeki çeşitli aksamın aşınma durumlarının bir göstergesini oluşturabilir.

Ucuz ve kolaylıkla uygulanabilen bir teknik olan "ekleme testi" sayesinde, akışkanın durumu tam olarak ve yerinde belirlenebilir. Bu testte, bir miktar akışkan, kirlenmeyi oluşturan maddeleri tutan bir zar üzerinden, vakum altında filtre edilir. Daha sonra bu zar incelenir ve kirlenmenin seviyesi belirlenir. Kirlenmeyi oluşturan

maddelerin tanımlanabilmesi çoğunlukla zar üzerinde tutulan maddelerin mikroskop altında incelenmesiyle gerçekleştirilir. En sağlıklı sonuçlar için, örnekler uzman bir laboratuara gönderilmelidir. Birçok akışkan ve filtre üreticisi firma bu hizmeti vermektedir.

Sıcaklığı, basıncı, titreşimi, gürültü düzeyini, çevrim zamanını vb. devamlı olarak takip çok pahalıya mâl olmaktadır. Bu takip sonucu, herhangi bir parametrenin normal değerinden önemli ölçüde saparsa, gerekli önlemin alındığı takdirde kullanım devam eder.

Muhtemel arızaların önlenmesi için bütün pompaların ve silindirlerin çalışması periyodik olarak kontrol edilmelidir. Yataklar üzerindeki ivmelendirici transdüserleri titreşimdeki değişikliklerin kıymetlendirilmesini sağlayarak, aşınma veya arızaları ikaz eden sinyaller verebilir. Yataklar üzerindeki sıcaklık sensörleri, ısı artışını ölçer, artan sürtünme kuvvetlerini ve muhtemel yatak aşınmalarını ikaz edebilirler. Bir aksamın çıkardığı gürültü, o aksamın durumunun göstergesidir. Bir steteskopla aksamın içindeki akışın çıkardığı sesler dinlenerek, dahili kaçaklar tespit edilebilir, örneğin tahliye valfi yatağının hasar görmesi, küçük bir kaçak oluşumuna neden olur ve bu kaçak, tahliye valfinden çıkan dönüş hattındaki akışın sesinin dinlenmesi sureti ile anlaşılabilir.

Gürültü düzeyi, çalışma sıcaklığı, çevrim süreci gibi çalışma parametrelerinin normal değerleri, çeşitli cihazlarla ölçülmeli ve daha sonra referans olarak kullanılmak üzere not alınmalıdır.

Aksam aşınması

Hidrolik sistemlerde görülen aşınmanın esas nedeni, akışkanın kirlenmesidir. Bu kirlenmede önemle üzerinde durulduğu gibi, etkin bir filtrasyon ve aksamın korunması, aşınmanın en aza indirilmesine imkan verecektir. Aksam üzerinde oluşan aşınmanın gerçek düzeyi, sızıntıların neden olduğu akış değişikliklerinin izlenmesi ve filtre elemanlarında toplanan maddenin analizi ile belirlenebilir.

Aksamın diğer aşınma sebepleri, vidaların gevşemesi sonucunda, pompa ve silindirlerin hizalarının bozulması, boruların ve valflerin oynaması ve gerek mekanik gerekse hidrolik titreşimlerdir. Hatalı kullanma, kötü konumlandırma veya aksamın uygun olmayan korunması, fiziksel hasara neden olabilir.

Mutad bakımın sisteminin benimsenmesi, bu meselelerin bir kısmının çözüme kavuşturulabilmesini mümkün kılabilir.

Aksam konumu

Sistemin tüm aksamı, ayar, denetleme ve değiştirme anında kolaylıkla erişilebilecek şekilde konumlandırılmalıdır. Bu konu daha çok sistem tasarımı ile ilgili olduğundan, kullanıcının yapabileceği çok fazla bir şey yoktur.

Pompa emiş hatlarındaki kilitlenebilir kapatma valfleri ve dönüş hatlarındaki

çek valfler, tank boşaltılmadan, sistem içindeki bir aksamın bakım amacı ile çıkarılabilesine imkan verirler. Pahalı pompaların kullanıldığı sistemlerde, kontrol devresinin ara kilitlemesini sağlamak için, kapatma valfleri elektrikli sınır şalteri ile donatılmıştır. Böylece, emme valfi tam olarak açılmadan, pompanın çalıştırılmaması sağlanır. Bu pompada kavitezyon oluşumunun önlenmesi için yapılır.

Kayıtlar ve bilgiler

Daha önce de vurgulandığı gibi, bütün sistemlerdeki güncel bilgilerin kaydedilmesi gereklidir. Gerekli veriler ve dokümanlar aşağıda açıklanmıştır:

- Devrenin tam bir şeması ile basınç ayarlarına çalışma hızlarına ve test noktası basınç verilerine ait ayrıntıları da kapsayan bir aksam listesi. Sistemde bir tadilat yapıldığında, bu listenin yenilenmesi gerekir.
- Her sistemin tüm yedek parçalarının ayrıntılarını ve diğer hidrolik sistemleri yedek parçaları ile değiştirilebilirlik durumlarını kapsayan bir yedek parça stok listesi. Yeni makinelerin alımında mümkün olan ölçüde bir standardizasyon politikasını göre hareket edilmelidir. Birçok valf ve silindir, CETOP, NFPA veya uluslararası standartlara göre üretilmiştir böylece farklı üreticiler tarafından üretilmiş aksam, çoğunlukla birbiri ile değiştirilebilir niteliktedir.
- Bütün arızalar; belirtileri, nedenleri, arızanın giderilmesi, onarım tarihi ve makinenin arızalı durumda kaldığı süre ile birlikte, kayda geçilmelidir. Bu kayıtlar, aynı arızanın yinelenmesi durumunda, bakım yönetimine yardımcı olacaktır. Bu kayıtlar aynı zamanda, bakım bölümünün koruyucu nitelikli planlı bir bakım programı hazırlamasına yardımcı olur. Yine bu kayıtlar, farklı tipteki donanımların güvenilirliklerinin tesisin yönetim kademesi tarafından belirlenmesi için yardımcı olur ve yeni makinelerin veya sistemlerin satın alınmasını etkilerler veya bir tasarım tadilatına gerek olup olmadığına açıklık kazandırır.

7.1.2 Akışkanların depolanması ve kullanılması

Depolama

Hidrolik akışkanlar, tercihan tüm güvenlik şartlarına sahip, temiz ve iyi halde bulunan bir yerde depolanmalıdır. Akışkanların tam-kapalı bidonlar içinde ve açık bir alanda muhafaza edilmesi zorunlu ise, aşağıdaki tedbirler alınmalıdır:

- Bidonlar yan yatırılmalı, tahta kızaklara oturtularak toprakla temasları kesilerek alüminyum yüzeylerinin paslanması önlenmelidir. Bidonlar hiçbir zaman doğrudan doğruya klinker (cüruf) kaplı yüzey üzerinde istiflenmemelidir, çünkü bu materyel metali korozyona uğramasına neden olur.

Herhangi bir nedenle bidonların yan yatırılarak muhafaza edilmesi gerekli ise, bidonların zeminle temasları kesilmeli ve boşaltma kapakları aşağıya (yani hava tahliye tapaları yukarıya) gelecek biçimde muhafaza edilmelidir. Bu da olmuyorsa, bidonların çevresinde yağmur suyu toplanmayacak ve kapakları suyun altında kalmayacak biçimde yan yatırılarak istiflenmelidir. Akışkanın niteliği ne olursa olsun, suyla kirlenme istenmeyen bir olgudur ve genelde en iyi tapanın bile bidona nemin girmesini önleyemeyeceği hususu unutulmaktadır. Açıkta duran bir bidon, gündüz sıcağına maruzdur ve doğal olarak da geceleri yeniden soğur. Bu sıcaklık değişikliği, sonucunda oluşacak genleşme ve büzüşme, akışkan yüzeyinin üzerindeki hava basıncının, gündüz atmosfer basıncının biraz üzerinde, gece de biraz altında (vakum etkisi) olmasına neden olacaktır. Bu basınç değişiklikleri, bir nefeslenme oluşumu başlatacak düzeyde olabilir ve gündüz bidondan dışarı hava verilir, gece de bidona hava çekilebilir. üzerinde nefeslenme oluşan kapakların su içinde olması halinde, bidona bir miktar su emilir ve zamanla bidonda önemli miktarda su birikebilir.

- Yağ büyük hacimlerde muhafaza edildiğinde, yoğunlaşan suyun tozla birleşmesi ve kabın tabanında bir tortu katmanı oluşturması mümkündür. Muhafaza kapaklarının tabanlarının tabak altı biçiminde veya eğilimli bir yapıda olması ve tabana monte edilen bir musluk yoluyla, bu tortuların periyodik olarak akıtılması önerilir. Eğer mümkünse bu tortu tahliye işlemi, mutad hale getirilmelidir.
- Son olarak, tüm muhafaza kapları düzenli şekilde denetlenmeli, sızıntı olup olmadığı kontrol edilmeli ve akışkan içeriğini tanımlayan yazı ve işaretlerin net ve okunaklı durumda olmaları sağlanmalıdır.

Kullanım

Akışkan bidonları, hiçbir zaman bidon üzerlerinde bir delik açılarak veya bidonun bir tarafı tamamen çıkarılarak açılmamalıdır. Çünkü bu durumda, bu delikler kapalı bile tutulsa, akışkanın kirlenme ihtimali artar. Ayrıca, akışkan içine açık bir kabın batırılması da, kabın yüzeyi kirlenebileceği ve akışkanda kirlenme oluşumuna yol açacağından, çok hatalı bir uygulamadır.

Bidonlar, yeterli yükseklikte tahta kızaklar üzerine yan yatırılmalı ve akışkanın aktarımı, bidon ön yüzeyinin altında bulunan tapa ve bu tapanın altında yer alan bir damlama tavası bulunacak şekilde yapılmalıdır. Bidon dikey konumda yerleştirilmişse, bidondan akışkan almak için, bir pompa kullanılmalıdır. Pompanın emiş girişi tapa deliğinden geçirilerek akışkan içine daldırılmalıdır.

Hidrolik akışkanların aktarımı ve taşınması için kullanılan kaplar, huniler, vs. son derece temiz olmalı ve bunlar başka hiç bir amaçla kullanılmamalıdır. Bu gibi gereçler, periyodik olarak parafinle veya uygun bir çözücü ile yıkanmalı ve keten tiftiği içermeyen bezlerle kurulmalıdır. Kurulamada aynı şekilde, pamuklu veya yünlü bezler de

kullanılmamalıdır. Çünkü bunlar, daha sonra hidrolik sisteme karışabilecek lif kalıntıları bırakırlar.

Dikkat: Akışkanın, bidondan makinaya aktarılması esnasında kirlenmeye uğraması, tüm bu önlemlerin boşa gitmesi demektir.

7.1.3 Hidrolik sistemlerin tesis edilmesi ve hizmete sokulması

Kullanım alanına getirilen bütün donanımlar ve sistem aksamı, temiz bir alanda depolanmalıdır. Makinanın tesis edileceği alan temiz olmalı ve tesis işlemine başlamadan önce, tüm inşaat işleri, boya vs. bitirilmiş olmalıdır. Yerleştirme işleminin sırası, makinaya ve bu makinanın kurulacağı alana bağlıdır. Diğer aksamın yerleştirilmesine başlanılmadan önce, makinanın yerleştirilmiş olan her bölümü, sisteme kir girmeyecek şekilde koruma altına alınmalıdır. Tüm borular, önce içten temizlenmeli ondan sonra tapalanmalıdır. Sıcak olarak şekillendirilmiş veya kaynaklı tüm boruların dış yüzeyleri zımparalanmalı ve asit ile yıkanmalı, ardından borular içten ve dıştan iyice temizlenmelidir. Boruların iç kesit cidarı, ince bir mineral yağ tabakası ile veya hidrolik akışkanla uyumlu, koruyucu akışkanla korunmalıdır. Tanka hava veya kir girmesini önleyen sızdırmazlık contalarının tam ve düzgün olarak yerleştirilip yerleştirilmediği kontrol edilmeli, tankın içi temizlenmeli ve tankın kapak plakası vidalarla yerine takılmalıdır. Tüm tank portları, kör tapalarla kapatılmalı ve bu kör, tapalar monte edilinceye kadar sökülmemelidir.

Bütün borular titreşim olmayacak şekilde desteklenmelidir. Borular birbirine değmemelidir, aksi takdirde oluşan sürtüşmeler, aşınmaya neden olur, hatta bu aşınmanın sonucunda, delinme bile söz konusu olabilir. Esnek borular, boğulma, bel verne, burkulma ve aşınma olmayacak şekilde yerleştirilmelidir. Minimum bükülme yarıçapları belirlenmeli ve bunlara göre esnek borulara bir esneklik payı verilmelidir.

Güç paketinin tesisi

Temizlenen tank, titreşim önleyici uygun bir malzeme üzerine yerleştirilmeli ve sabitlenmelidir. Pompa ve motor şaftları, uygun esnek kaplinler veya benzeri düzeneklerle birbirlerine bağlanmış ve kaplin muhafazaları veya benzeri düzeneklerle doğru biçimde hizalanmış olmalıdır. Pompa motoru, titreşim önleyici uygun bir şase üzerine yerleştirilmeli ve sabitlenmelidir. Pompa emiş hattı, herhangi bir kapatma valfi, emme filtresi, üzerinden esnek emiş hortumu ile tanka bağlanmalıdır. Pompa ile tank arasında, titreşim yaratan ve sert bir boruya zarar verebilecek olan bağıl hareket oluşmaktadır. Hortum, içten bir negatif basınca maruz kaldığında zarar görmemesi için, iç yüzey takviye edilmiş olmalıdır. Gerek olduğunda, pompa emiş hattında, bir kilitlenebilir kapatma valfi kullanılması ve böylece, emiş hattının kontrol dışı kapanmasının önlenmesi önerilir.

Sistemin doldurulması

Bütün aksamın doğru olarak yerleştirildiğinden ve bağlantuların sıkıştırıldığından ve bütün boruların irtibatlandığından emin olunmalıdır. Hava filtreleri doğru konumda yerleştirilmiş ve depo boşaltma valfleri kapalı konumda olmalıdır. Bu kontroller yapıldıktan sonra tank, yeni bidonlardan alınan akışkanla doldurulur. Kısmen kullanılmış bir bidon kir ve diğer akışkanlarla kirlenmiş olabilir. Bidon içindeki akışkan, uygun bir filtre üzerinden tanka pompalanmalıdır ve tank belirlenmiş olan düzeye kadar akışkanla doldurulmalıdır.

Sistem içinde yer alan her bir akümülatör, üreticinin önerilerine göre, uygun bir gazla yüklenmelidir.

Varsa, pompanın emme valfi açılmalı, yine, varsa, akışkanın sıcaklığını minimum çalışma sıcaklığına getirmek için kullanılan ısıtıcılar, devreye sokulmalıdır.

Sistemin ilk kez çalıştırılması ve hizmete sokulması

Sistem; ideal şartlar altında, normal çalışma şartlarında karşılaşılan akış hızlarının üzerindeki, hızlara sahip akışkanla taşırılarak temizlenmelidir. Akış yönü, mümkün olan sıklıkta değiştirilmelidir ve ayrıca, akışkanın sıcaklığı, akışkanın yapısı bozulmayacak şekilde, mümkün olan en yüksek sıcaklık derecesine kadar yükseltilmelidir. Bu koşulların sağlanması için, özel bir akışkan basma donanımına gerek olabilir, ancak birçok sistemin bu yöntemle temizlenmesi, kendi pompaları sayesinde yapılır. Sistem pompalarının kullanılması halinde, aşağıdaki yöntem uygulanır:

- Pompa çıkışını, basınç veya dönüş hattı filtresinden geçirerek, tanka bağlayınız. Bu işlem, mevcut valfler sayesinde yapılabilir de, bazı durumlarda ek bir boru şebekesine gerek olabilir. Emniyet valfini minimum basınca ayarlayınız.
- Pompanın boşaltma hattı varsa, pompa gövdesinin akışkanla dolu olup olmadığını kontrol ediniz. Pompanın dönüş yönünün doğru olup olmadığından emin olunuz. Pompanın, el kumandalı, değişken debili olması durumunda, pompayı debinin yarı düzeyine ayarlayınız.
- Pompayı çalıştırınız. Sızıntıları gözleyiniz ve pompanın uygun olarak çalışıp çalışmadığını, özellikle titreşim seslerine ve sıcaklığına dikkat ederek denetleyiniz.
- Nispeten büyük hacimli boru ve silindirlerin bulunduğu sistemler için akışkanın içinde bulunduğu tankın üstte bulunması gerekli olabilir. Filtre göstergelerini denetleyiniz ve filtre elemanlarını gerektiğinde değiştiriniz. (Değişken pompalar için, dört dakikalık çalışmadan sonra beslemeyi maksimuma artırırsınız).
- Güç paketini ve tankını taşıyarak temizlemek için, pompayı birkaç saat süreyle çalıştırınız. Gerekirse tankı doldurunuz.
- Devreyi normale döndürünüz. Varsa, basınç ve dönüş hatlarını bağlayan geçici boru şe-

bekesini çözünüz. Bütün hareketlendiricileri ve servo valfleri, hassas akış kontrol valfleri, vb. gibi hassas cihazları sistemden sökünüz ve hareketlendiricilerin yerine esnek hortumlar ve valflerin yerine de taşıma bloklarını yerleştiriniz.

- Emniyet valfinin ayarı değiştirilmeden (minimum değerinde iken) sistemi çalıştırınız. Tankı doldurunuz, tüm boru şebekesinden ve valflerden akışı almak için kontrol valflerini çalıştıran sistemi çalıştırınız, tankı doldurunuz ve gerekirse filtre elemanlarını değiştiriniz. Sistemin büyüklüğüne göre, sistemi bu koşullar altında bir ile iki saat arasında çalıştırınız. Sistem ne kadar büyükse, bu çalıştırma süreci de o kadar fazla olmalıdır. Akışkanın elli kez devir etmesi için gerekli süre minimum taşıma süresi olarak alınabilir.
- Taşıma işlemi devam ederken, belirli aralıklarla akışkandan örnekler alarak istenilen temizlik düzeyi elde edilinceye kadar, kirlenme düzeyi sürekli şekilde kontrol ediniz.
- Hareketlendiricileri, servo valfleri, vb. tekrar yerlerine monte ediniz ve sistemi yüksüz koşullarda çalıştırınız. Tank seviyesinden yukarıda bulunan bazı silindirlere, sistemden hava alınması gerekebilir. Daha sonra, tahliye valfinin ayarını, çalışma basıncına erişilinceye dek, kademeli olarak yükseltiniz.
- Ayarlanabilir tüm basınç ve akış kontrol valflerini ayarlayınız ve kilitleyiniz.
- Sistemin döngü süreci boyunca, basınç gösterge değerlerini kontrol ediniz.
- Cıvataların uygun tork değerinde sıkıştırılmış olup olmadıklarını kontrol ediniz.
- Son olarak, tüm güvenlik devrelerinin çalışıp çalışmadığını ve koruyucu birimlerin yerlerinde olup olmadığını kontrol ediniz.

7.1.4 Mutad Bakım

Kullanıcının görevleri (Bu görevler, tesisin çalışması esnasında yerine getirilmelidir)

- Hasar gören veya sızıntı yapan boruların, rakorların ve bağlantıların tespit edilmesi için, sistemin görsel tetkiki
- Tankın akışkan seviyesinin ve durumunun, görsel tetkiki
- Çalışma basıncı değerlerinin ve filtre göstergelerinin görsel denetimi
- Koruyucu birimlerin yerlerinde olup olmadıklarının denetimi
- Sistemin çalışmasının ve üretilen işin denetimi

Periyodik bakım (çalışma şartlarına bağlı olarak Haftalık, Aylık vs. olabilir)

- Kullanıcı görevlerinin yerine getirilmesi.
- Bütün birimlerin sabitleme bağlantılarının kontrol edilmesi.
- Sistemdeki test noktalarından, basınç ölçümlerinin yapılması.

- Pompaların gürültü düzeyi ve çalışma sıcaklıklarının kontrol edilmesi.
- Bütün hareketlendiricilerin hasar durumu, gürültü düzeyi, çalışma sıcaklığı, çıkış hızı ve kuvvetinin kontrol edilmesi.
- Bütün akümülatörlerin önyüklemesinin kontrol edilmesi.
- Arakilitlerin uygun şekilde çalışıp çalışmadığının kontrol edilmesi.

Yıllık bakım

- Akışkan tankını boşaltınız, akışkanın durumunu tetkik ediniz.
- Tankın içini ve dışını temizleyiniz, paslanma olup olmadığını tetkik ediniz.
- Süzgeçleri temizleyiniz.
- Basınçlı hava soğutucularının içindeki hava geçiş kanallarını temizleyiniz.
- Hortumlarda, borularda ve bağlantılarda hasar, aşınma veya sızıntının olup olmadığını tetkik ediniz, gerekli parça değiştirme işleri yapınız.
- Elektrik motorunu kontrol ediniz, hava geçiş yollarını temizleyiniz.
- Pompa ile motor arasındaki esnek kaplinin durumunu inceleyiniz.
- Filtre elemanlarını kontrol ediniz, oniki aydan beri kullanılmakta olanları yenileri ile değiştiriniz.
- Filtrelerin süzülme çanaklarını temizleyiniz.
- Filtre elemanlarının durumunu gösteren göstergelerin, doğru olarak çalışıp çalışmadığını kontrol ediniz.
- Pompa ve motorlardaki kaçakların düzeyi, normal çalışma koşulları altında belirlenerek, bu düzeyin önerilen sınırlar içinde olup olmadığını kontrol ediniz ve sızıntıların çok fazla olması halinde, sistem, üreticisine gönderiniz.
- Piston sızdırmazlık elemanlarındaki sızıntıları kontrol ediniz ve gerekli parça değiştirmelerini yapınız. Silindirlerin sızdırmazlık elemanları değiştirilecekse, üreticiden tüm sızdırmazlık elemanlarını içeren tamir takımlarını alınız ve bütün elemanları değiştiriniz.

Kapsamlı bir revizyondan sonra, sistem ilk kez çalıştırılırken, "Sistemin ilk olarak çalıştırılması ve hizmete sokulması" Bölümünde verilen bütün talimatlara uyulmalıdır.

Tüm uygulamaları kapsayan kontrollerin aynı anda yapılması güçtür. Bu nedenle bazı kontrollerin daha sık olarak, farklı zamanlarda yapılması yararlıdır. Örneğin pompa ve motorlardaki sızıntı testlerinin, sıklıkla yapılması daha yararlıdır.

7.2 HİDROLİK SİSTEMLERDE ARIZA ARAMA

Birçok durumda hidrolik sistemlerde arıza bulma, sınama yanılma yöntemi ile yapılmaktadır. Bakım mühendisi, arızayı giderme umudu ile, parçaları rastgele söker ve yenisi ile değiştirir. Bu yöntem çok büyük zaman kaybına neden olacağı gibi, hem pahalıdır hem de sistemde yeni arızalar oluşturabilir. Bağlantıların her sökülüşünde sisteme, kirlenmeye neden olan maddeler karışır.

Basit ve akılcı bir arıza bulma yöntemi, sistemin arızalı durumda kalma süresini önemli ölçüde azalttığı gibi, bakım mühendisinin işini de kolaylaştırır. Bu yöntemin etkin olarak uygulanması için, aşağıdaki hususlar esas olarak alınmalıdır:

- Sistem içindeki hidrolik aksamın işlevi tam olarak anlaşılmalıdır.
- Devrenin, en son güncel değişiklikleri de kapsayan, eksiksiz bir şeması olmalıdır. Genelde, makinalarda bir tadilat işi yapıldığında, yapılan değişikliklerin devre şemasında işlenmesi unutulur. En doğru iş; devrenin en son yapısını gösteren bir şemanın, geçerli elkitablarının, parça listesinin, bakım programlarının ve yedek parça stok listesinin, makinanın yanında bulundurulmasıdır. Çünkü bu kaynaklar büroda tutulduğunda, herhangi bir arıza anında büronun kilitli olması ihtimali gündeme gelebilir.
- Parça numaralarını ve üreticileri de gösteren, ayrıntılı bir parça listesi olmalıdır.
- İşlemlerin sırasını, silindir hızlarını, motor hızlarını, emniyet valflerinin, basınç düşürme valflerinin vb. basınç ayarlarını, ayrıntılı olarak gösteren bir işletme programı olmalıdır.

7.2.1 Test donanımı

Hidrolik makina kullanıcıları, aşağıdaki donanımı bakım mühendisinin kullanımına hazır bulundurmalıdır:

- Fabrikadaki en büyük pompadan en küçük boşaltma hattına kadar, tüm akış değerlerini ölçebilen bir veya bir kaç debi ölçer. Aksamın (örneğin pompaların) yük koşulları altında teste tabi tutulabilmesi için, debi ölçerlere sabit monteli, basınç dengeli akış kontrol valfi ve manometre olmalıdır. Fazla aşınmış veya hasar görmüş bir pompanın akışı, düşük basınç altında oranlı nitelikte olabilir, fakat normal sistem basıncı altında, tamamen uyumsuzluk yaratabilir.
- Kritik basınç değerlerinin kolaylıkla takip edilebilmesi için, devre üzerindeki önemli test noktalarına takılıp çıkarılabilen manometreler. Makina üzerine sabit monteli manometreler pek güvenilir değildir ve mekanik hasara maruz kalabilirler.

- (c) Onarımı yapılan herhangi bir aksamın makinaya monte edilmesinden önce, tam anlamı ile teste tabi tutulabileceği, ayrı bir hidrolik test birimi
- (d) Hidrolik akışkan içindeki kir parçacığı içeriğinin, parçacık tüpünün ve akışkanın kimyasal bozulmasının izlenmesi ve kontrolü için kirlenme ölçme düzeneği.

Maalesef bu gereçlerin tümü, sadece az sayıdaki birkaç bakım bölümünde vardır. Çoğu mühendis, sadece bir manometre ile çalışmaktadır.

7.2.2 Hidrolik sistem bakım mühendislerinin uyması gereken genel kurallar

- Bir makina çalıştırılmadan önce, çalışmanın ara kilitli aksam veya makinalar üzerindeki etkisi incelenmelidir.
- Yerçekiminin etkisi ile düşebilecek bütün silindirler ve parçalar takozlanmalıdır.
- Elektrik güç kaynağı ve kilit kontrol kabini ayrılmalıdır.
- Pompa ayrılmalı ve kazara çalıştırılmayacağından emin olunmalıdır.
- Sistem içindeki basıncın tahliye edilmesi için, rakorlardan akışkanın havası alınmalı ve akışkanın püskürmemesi için, bu tahliye alanı bir bez parçası ile örtülmelidir. **Akümülatör devrelerinden hava alınırken, özellikle dikkatli olunmalıdır.**
- Akışkanın kirlenmesini önlemek için, tüm boru uçları ve portlar tapalarla kapatılmış olmalıdır.
- Montajın kolaylık ve doğrulukla yapılabilmesi için, sökülen parçalar işaretlenmelidir.
- Parçalar uygun bir akışkanla yıkanmalıdır. Herhangi bir şüphe durumunda parçalar hidrolik sistemde kullanılan akışkanla aynı türden olan temiz bir akışkanla yıkanır.
- Aksamın sıkıştırılması tork anahtarları ile yapılmalıdır. **Sıkıştırma gereğinden fazla olmamalıdır.**
- Revizyon sonrasında makina ilk kez çalıştırılırken, son derece dikkatli olunmalıdır. Açık kalan bir boru, akışkanın boşa akmasına, ters yerleştirilen bir valf pistonu silindirin ters hareket etmesine ayrıca, silindirlerin çalışma sırasının değişmesine neden olabilirler.

7.2.3 Mantıki arıza bulma kavramı

Bu yöntem, arızaların teşhisini amaçlayan, bir tekniktir. Arızanın devrenin hangi kısmında olduğunu belirlemek için, tüm belirtiler dikkatle incelenir. Eğer arıza tüm silindir ve motorları etkiliyorsa, bu arıza tüm bu parçalarla ilgili ortak bir arızadır. Örneğin, hidrolik akışkan besleme devresindeki bir arıza, güç paketinde veya elektrikli kontrol siteminde bir arıza söz konusu olabilir.

Herhangi bir arızanın muhtemel nedenini belirlemek için, sistemle ilgili tüm aksamın işlev ve etkileri tam olarak bilinmelidir. Bundan sonra, her aksamın çalışması, belirtilerle birlikte incelenmelidir. Ayrıca, hatalı ayar veya hatalı çalışma durumunda bu belirtileri

veren aksamın bir listesi yapılmalıdır. Bunun ardından kolaylıkla test edilebilecek parça seçilmeli, örneğin akış ve basınç ayarları yapılmalı, sınır şalterleri ve el ayarlı solenoidli valfler ayarlanmalıdır. Boruların ve parçaların sökülmesine tüm basit testlerin tamamlanmasından sonra başlanılmalıdır.

Arıza bulma işlemi

İLK BİLGİLER

Aşağıdaki bilgiler makinanın kullanıcılarından alınacaktır:

1. Arıza nerede ve ne zaman ortaya çıkıyor?
 - (a) Tüm silindir ve motorlarda
 - (b) Tek bir birim üzerinde
 - (c) Her yük koşulu altında
2. Arızanın türü
 - (a) Sistemin tam olarak durması
 - (b) Azalan hız veya kuvvet çıkışı
3. Arıza nasıl oluştu?
 - (a) Aniden (arıza)
 - (b) Kademeli olarak (genel yıpranma)
 - (c) Periyodik olarak (belli aralıklarla görülen arıza)
4. Yetki verilmeyen ayar yapıldı mı?
 - (a) Herhangi biri makinanın ayarı ile oynadı mı?
 - (b) Birimin onarımı için herhangi bir girişimde bulunuldu mu?
 - (c) Makinada son zamanlarda bir onarım veya tadilat yapıldı mı?

MAKİNANIN İLK KONTROLU

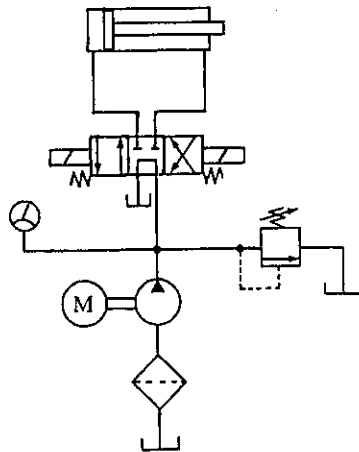
- Güç ve kontrol devrelerinin, elektrik güç kaynağının açık ve devreyi beklemekte olup olmadığı kontrol edilmelidir.
- Akışkan seviyesini, sıcaklığını ve durumunu kontrol ediniz.
- Pompaların doğru ve uygun çalışıp çalışmadığını kontrol ediniz.
- Filtreleri kontrol ediniz.
- Basınç değerlerini kontrol ediniz.
- Kopuk veya çatlak borular olup olmadığını, rakorlarda sızıntı olup olmadığını görsel olarak kontrol ediniz.

ARIZA TEŞHİSİ

Arızanın devrenin hangi kısmında olduğu belirlendiğinde, artık sadece o kısım incelenmelidir. Eğer arıza devre genelinde ise, bunun sebebi tüm devre ile ilgili ortak bir olaydır. (pompa, ana emniyet valfi, emiş hattı, vs. arızası gibi). Öncelikle arıza takip edilerek, arızanın devrenin hangi bölümü ile ilgili olduğu belirlenir. Böylece sadece ilgili bölümdeki aksam ele alınır. Bunun ardından, her bir aksam incelenerek, hangi birimlerin arızaya neden olabileceği belirlenir. Ancak arızanın muhtemel sebepleri belirlendikten sonra, aksam testlerine geçilebilir. Şüphe duyulan aksam üzerinde, öncelikle en kolay olan testler yapılmalıdır. Yani, solenoidli valflerin elle kumandalı çalıştırılması, basınç ve akış ayarları, akışkan sızıntıları ve hasar gören boruların belirlenmesi gibi aksamın sökülmesini gerektirmeyen testler uygulanmalıdır. Arıza nedeni hala belirlenememişse, arızalı olduğu düşünülen aksam sökülmeli ve kontrol edilmelidir.

ÖRNEK 7.1**Sistemin tanımı**

Şekil 7.1'de gösterilen silindir, yük altında her iki yönde de çalışacaktır. Silindir, günün 24 saatinde, saatte 6-8 devir yapacaktır.



Şekil 7.1

Arıza oluşur

İlk bilgiler

Silindir pistonu uzamakta ancak çekilme yapmamaktadır. Ancak müstakil bir kriko silindiri marifeti ile, geriye ittirilebilmektedir.

İlk kontrol

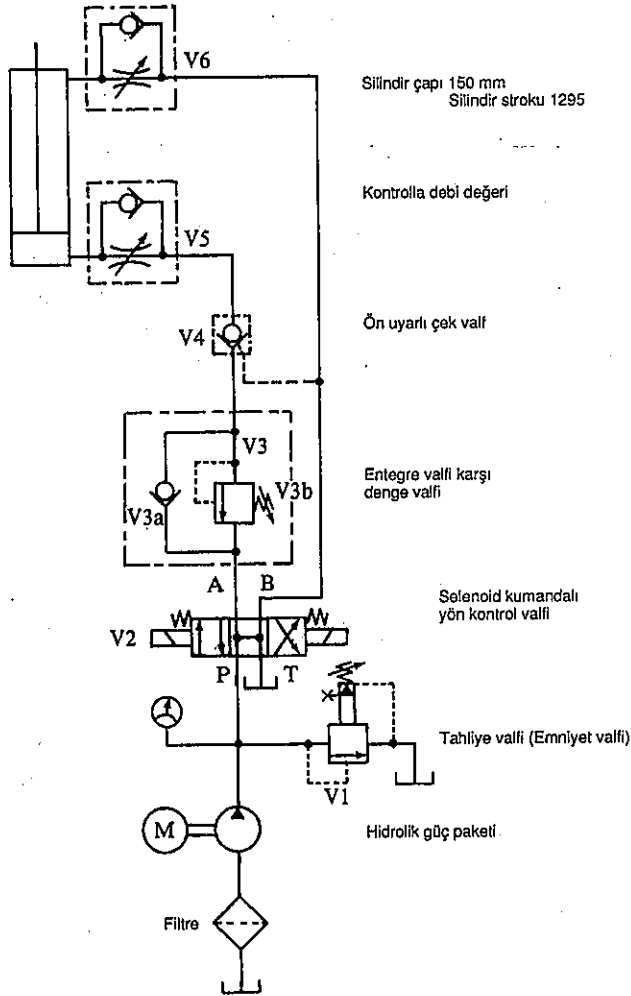
- Uzama esnasında, basınç sabittir, hareketin sonunda, Solenoid akımı kesilmeden önce, basınç emniyet valfinin ayarlı olduğu basınç değerine yükselir.
- Basınç; çekilmeyi başlatan solenoide akım verildiğinde, elektromıknatis devreye kısa bir zaman gecikmesinden sonra, tahliye valfinin ayarlı olduğu basınç değerine yükselmektedir.
- Merkezi konumda iken, durum normaldir.
Bu basit bir devre olduğundan, devre bütün olarak incelenebilir.

Birim	Muhtemel Arıza	Yorumlar
Pompa	Yok	Arıza sadece tek bir yödedir. Arıza pompada olsa, her iki yöndeki hareketi etkilerdi.
Emme filtresi	Yok	Filtrede bir arıza olsa, yine her iki yöndeki hareket etkilenirdi.
Emniyet Valfi	Yok	Basınç ayarı, çekilme hareketi için çok düşük olsaydı, silindirde hareket olmazdı. Böyle bir durumda, gecikmeli olarak basıncın, emniyet valfinin ayarlı olduğu basınç değerine erişmesi mümkün olamazdı.
Solenoidli valf	Yok	Çekilmeyi başlatan solenoid, akışa sınırlama getirecek şekilde, valf pistonunu tam olarak hareket ettiremeyebilirdi. Ancak bu durumda gecikime sözkonusu olamazdı.
Silindir	Mevcut	Sızdırmazlık elemanlarında bir arıza olabilir. Harici kılavuzlar gevşemiş olabilir. Piston biyel kolundan ayrılmış olabilir.

Muhtemel sebep: Piston biyel kolundan ayrılmış olabilir (Pistonun delik olmadığı varsayılırsa)

ÖRNEK 7.2: TEORİK OLARAK MANTIKİ ARIZA BULMA

Şekil 7.2'de, hidrolik kumandalı bir kaldırıcının hidrolik devresi gösterilmiştir.



Şekil 7.2 Kaldırıcı için hidrolik devre

Hidrolik tanımlama

Hidrolik güç paketi, HM sınıfı madensel yağ hidrolik akışkan içeren, 75 litre kapasiteli bir tanktan ve çıkış hacmi 32 l/dk olan bir kanatlı (paletli) pompayı ça-

lıştıran, 2 kW güç çıkışlı bir motordan oluşmaktadır. V1 emniyet valfi, manometre kadranı üzerinde gösterilen maksimum devre basıncını ayarlamaktadır.

Dört yönlü ve üç konumlu solenoid kumandalı, yay merkezlemeli V2 yön kontrol valfi, akışkanın akışını silindirin piston veya piston kolu tarafına yönlendirmektedir. V2 orta konumda iken (açık merkez) tüm portlar halinde olduğundan, pompa akışı alçak basınçla, tanka geçmektedir.

V3 valfi, entegre çek valfli bir karşı denge valfidir. V3A çek valfi silindirin *kafa* tarafına serbest akışkan akışı sağlamaktadır. Silindir kolu çekilme yaparken, V3B karşı denge birimi, silindirin yük altında kontrol dışı hareketini önleyen, bir karşı basıncı ayarlamaktadır.

Ön uyarı (Pilot) kumandalı V4 çekvalfi, silindirin *kafa* tarafına serbest akış sağlamaktadır. V4 valfi; silindirin piston kolu tarafı çekvalfin açılması için ön uyarı sağlamak üzere basınçlandırıldığı takdirde, silindirin piston tarafından serbest akış sağlar. Yön kontrol valfi merkezi konumda iken, V4 ön uyarı kumandalı pilot çekvalfi, silindirin piston tarafındaki akışkanı hapsederek, silindirin hareket etmesini önler.

Akış kontrol valfleri, V5 ve V6 çekvalfleri ile birlikte, sırayla silindirin piston tarafından ve piston kolu tarafından çıkan akışın miktarını ayarlarlar. V6, silindirin uzama hızını, V5 ise çekilme hızını kontrol eder.

Örnek

AKSAM ARIZALARININ ETKİLERİ

Emme filtresinin tıkanması, pompada kavitezyon oluşumuna neden olur. Bu filtreler kontrol edilmelidir.

Filtrasyon yapılmazsa, pompa aşınır, sonuç olarak da sızıntılar artar ve pompanın çıkış hacmi azalır. Silindirin hareket hızının düşmesi, pompanın aşınmasından kaynaklanabilir.

V1 emniyet valfinin ön uyarı (pilot) kısmı, çalışma basıncını ayarlar. Ön uyarı (pilot) kademesindeki yay kırılır veya gevşerse, maksimum sistem basıncına erişmek olanaksızlaşır. Ön uyarı kademesindeki valf yuvası hasara uğrarsa, oluşan sızıntılar valfin ana pistonunun hafifçe açık durumda kalmasına neden olurlar. Bu devrede V5 ve V6, silindire giden akışı sınırlamaktadır; fazla yağ her zaman emniyet valfi üzerinden geçer.

V2 yön kontrol valfi; silindire gidecek veya silindirden gelecek akışı yönlendirir. Herhangi bir solenoid arızalandığında, valf *anahtarlanamaz*. Bu arızanın varlığı, valfin manuel olarak çalıştırılması sureti ile kontrol edilebilir. Merkezleyici bir yayın kırılması halinde valf çalışır bir konumda kalacaktır. Bu arıza da valfin manuel olarak çalıştırılması sureti ile kontrol edilebilir. Sistem içindeki

bir kir, valf pistonunun hareket edemez hale gelmesine neden olabilir. Böyle bir durumda, valfin sökülüp temizlenmesi, sistemin taşınması ve bu arızanın yinelenmemesi için, basınç hattına bir filtre yerleştirilmesi gereklidir.

V3 Karşı denge valfinin yapısı, emniyet valfinin yapısına benzer. Bu valf, silindirin geri hareketi esnasında, bir karşı basınç oluşturur. Bu valfin hatalı ayarı veya arızalanması halinde, ön uyarı kumandalı çek valf çalışmaz veya hatalı ve hızlı çalışır. Örneğin, ayar çok yüksek tutulursa, valf pistonu geri hareketini yapamaz.

Ön uyarı kumandalı V4 çek valfinin işlevi, aşağı doğru bir yüklenme altında bulunduğu, silindiri herhangi bir konumda kilitlemektir. V3 bir arızaya uğramış olabilir. Çekvalfin tıkrdayarak açılıp kapanması, valf yatağını zedeleyebilir ve sonuç olarak, oluşacak yağ sızıntısı, silindirin haricen yük altında ağır ağır aşağı doğru hareket etmesine neden olur.

V5 ve V6 Akış kontrol valflerinde ortaya çıkabilecek bir durum da, akışkandaki kirin kontrol orifisini aşındırarak hız kontrolünün kaybına neden olmasıdır. Çekvalfin tam olarak yatağına oturmaması da, hız kontrolünün kaybedilmesine neden olur. Çekvalfin kapalı konumda takılarak kilitlemesi pek mümkün bir durum değildir, fakat böylesi bir durum gelişirse akış kontrol valfi, her iki yöndeki akışı etkileyecektir.

Silindirlerde meydana gelen genel bir arıza; sızdırmazlık elemanlarının, kirlenme, aşırı sıcaklık, aşırı basınç veya yük ve piston kolunun hasara uğraması gibi etmenlere bağlı olarak aşınmasıdır. Piston kolu kovanındaki harici kaçak, piston kolunun veya bu kolun sızdırmazlık elemanlarının hasara uğradığının göstergesidir. Sızdırmazlık elemanlarının kaçak yapması piston hızını azaltır. Kaçak olup olmadığını kontrol etmek için, piston bir uca getirilir ve bu uçtaki boru sökülür. Daha sonra, diğer uç basınçlandırılır ve silindir portunda bir akışın oluşup oluşmadığına bakılır.

Alıştırma:

Şekil 3.7'de, kaldırımda meydana gelebilecek olan arızalar, tablo halinde gösterilmiştir. Her arızanın muhtemel nedenlerini ve gerçek arızayı saptayabilmek için yapılması gereken kontrolleri liste halinde veriniz. (Şekil 7.14'te örnek bir çözüm gösterilmiştir.)

FONKSİYONEL BLOK DİYAGRAMLARI VE ARIZA ARAMA TABLOLARI KULLANARAK ARIZA BULMA

Hidrolik bir devre ilk bakışta çok karmaşık gözükebilir ve bu durum arıza bulmayı hemen hemen imkansızlaştırır. Tercihen, bakım mühendislerinin kapsamlı bir güç hidroliği bilgisi olmalıdır, ancak yine de arıza arama işleminin, tablolar ve blok diyagramları ile kolaylaştırılması mümkündür. Uygun tabloların tasarlanıp çizilmesi oldukça güç bir iştir. Bu nedenle, bu yöntem sistemde bir-

Belirtiler	Nedenler	Ön kontroller
Silindirin ileri uzaması hızlıdır, çekilme hareket hızı ise yavaştır.		
Silindirin hareketi kusurlu ve gürültülüdür.		
Silindir hareketi çekilme sırasında sarsıntılıdır.		
Silindir uzamakta ancak çekilmemektedir. Sistem basıncı, emniyet valfinin ayarlı olduğu değer düzeyindedir.		
Silindir uzama yapmamaktadır. Sistem basıncı düşük olup, emniyet valfi ile ayarlanamamaktadır.		

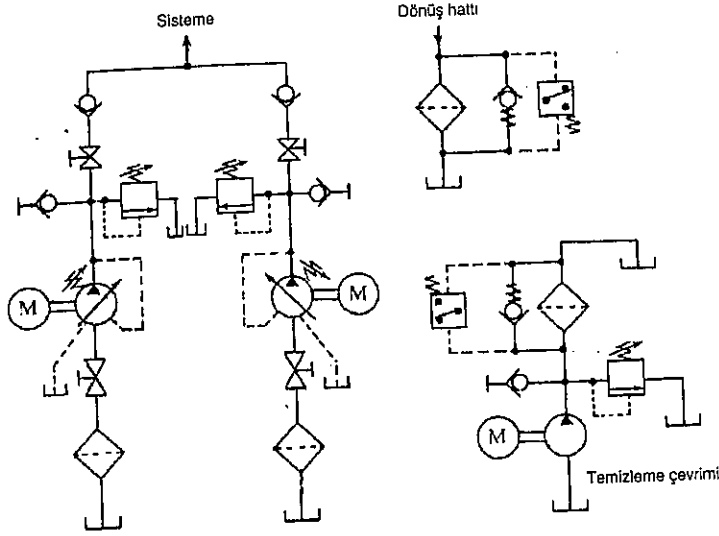
Şekil 7.3 Kaldırıcı tablosu-hata bulma alıştırması (Tavsiye edilen çözüm Şekil 7.14'te verilmiştir.).

birine benzer yapıda bir kaç makinanın olması halinde yararlı olabilir.

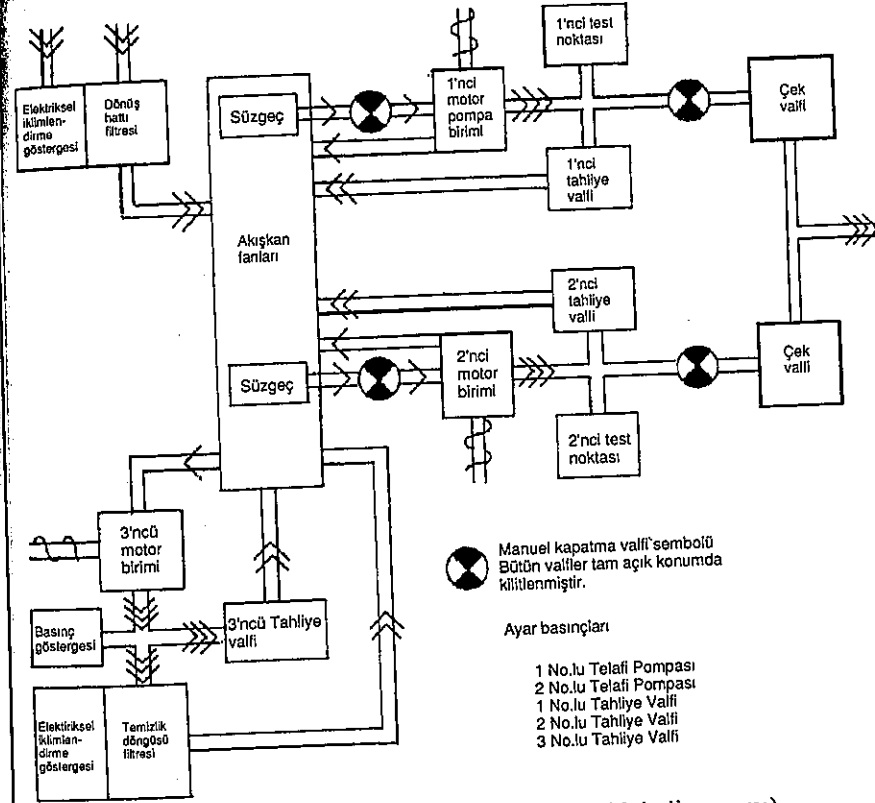
Bütün sistem, ayrı ayrı incelenebilecek bölümlere ayrılmalıdır. Örneğin herhangi bir hareketlendirici veya bir grup hareketlendirici ile ilgili kontrol valfleri, bir bölüm içinde tutulmalıdır.

ÖRNEK 7.3

Bu yöntemin nasıl kullanıldığını göstermek için bir hidrolik güç paketi ele alınacaktır fakat yöntem, karmaşık bir hidrolik sistemin diğer tüm bölümlerinde de uygulanabilir. Burada ele alınan güç paketinin, her birinin ayrı bir motoru ve basınç



Sekil 7.4 Hidrolik güç paketi (sembolik devre).



Şekil 7.5 Hidrolik güç paketi (fonksiyonel blok diyagramı).

Hidrolik pompa güdültü yapıyor	Pompalama sonrası borular tıraşlıyor	X	Pompa yağın soğutabileceğinden fazla ısınıyor	✓	Pompa tırtıp olmuş değıştirtiniz	X	Derhal açınız	Su (sıvı) düzeyi uygun	X	Uygun yağ ile tamamlayınız	✓	Yağ soğutucuyu kontrol	✓	Yağ basıncı yüksek	✓	Yağ basıncı düşük	X	Yağ ısıtıcıyı kontrol ediniz	Yağ basıncı uygun	✓	Pompa emerken hava sızıyor	✓	Sızdırmazlık sağlayınız veya boru bağlantılarını değıştirtiniz	✓	Köpüklenme nedenini bulunuz ve gidertiniz		
																										X	Yağ köpükleniyorsa yağ tankını kontrol ediniz

Şekil 7.6 Hidrolik güç paketi (Arıza arama tab-

dengeleyici pompası olan iki ana pompa düzeneği vardır. Devre ihtiyacını çoğu zaman, pompalardan sadece biri sağlamaktadır. İkinci pompaya sadece tepe değerlerinde gerek vardır. Basınç dengeleyicilerin pompalar üzerinde, farklı basınç değerleri altında çalışacak şekilde yerleştirilmesi ile bu gerçekleştirilebilir. Fakat bu basınç değerleri pompaların teklememesi için birbirlerinden yeterince farklı olmalıdır. Pompalar basınç dengeli olduğundan ve bu nedenle değişken debi sağladıklarından, akışkanın bozulmaması için dönüş hattı filtresi ile beraber, ayrı bir akışkan temizleme döngüsünden yararlanılmaktadır.

Şekil 7.4'te güç paketinin hidrolik devresi görülmektedir. Bu devre, her blok sistemin bir birimini temsil edecek şekilde, bir fonksiyonel blok diyagramı (Şekil 7.5) olarak tekrar çizilebilir. Debi ve basınç ayar değerleri gibi yararlı bilgiler, bu diyagrama dahil edilebilir.

Notlar: 1nci Pompanın ve tahliye valfinin ayarını kontrol etmek için 1nci test noktasına 200 bar'lık bir manometre takınız. 1nci pompa motoru birimini çalıştırınız 2nci kapatma valfini kapatınız. 1nci pompanın basınç dengeleyicisi ayarını, emniyet valfi devreye girinceye kadar yükseltin, bu anda manometre 170 bar'lık bir basınç göstermelidir. Gerekli ayarlamayı yapın. 1nci emniyet valfi ayarlandığında, dengeleyicinin ayarını, manometre 140 bar'lık bir basınç gösterinceye kadar düşürünüz. Bu işlemi, 2nci pompa seti üzerindeki basınç dengeleyiciyi ve 2nci emniyet valfini belirtilen değerlere göre ayarlamak için tekrar edin. Ayarların tam olarak yapılabilmesi için, 2nci test noktasında 1nci test noktasında kullanılan aynı manometre kullanılmalı, ayrı bir manometre kullanılmamalıdır.

Dönüş hattı filtresi ve temizleme döngüsü filtresi üzerindeki elektrik şalterleri, kontrol paneli üzerinde elemanların durumunu gösteren ışıklı göstergelere kumanda etmektedir: Yeşil ışık bir aksaklık olmadığını, kırmızı ışık ise filtre elemanının değiştirilmesinin gerekli olduğunu ifade eder.

Tüm test noktalarındaki basınç değerlerinin ayrıntıları, normal çalışma şartlarının sağlanması için gerekli bilgilerle birlikte geçerli devre şartları altında bu çalışma şartlarını elde etmek için uygulanacak yöntemi belirleyecek şekilde, blok diyagramı üzerinde gösterilmelidir. (Örneğin hangi solenoidlerin çalıştırılmasının gerektiği, açık durumda olan kapatma valfleri, vs. gibi bilgiler) Silindirler blok diyagramı üzerinde gösterildiklerinde, akış kontrol valflerinin ayarlarının yapılabilmesi için, silindir yükleri ve motor tork değerleri, hız değerleri ile birlikte belirtilebilir.

Blok diyagramları ile birlikte bir de parça listesi olmalıdır. Bu listede, her parçanın numarası ve üreticisi, silindir büyüklüğü ve stokta bulunan yedek ilgili bütün ayrıntılar belirtilmelidir.

Bu devre için, şekil 7.6'dakine benzer, bir arıza arama tablosu çizilmelidir. Bu tabloda yer alan soruların cevapları, evet/hayır şeklinde olmalıdır. Tablo, verilen cevaba göre, arızanın tespiti için gerekli olan, bir sonraki adımı gösterecektir. Bu tablolar, makinanın veya benzer bir diğer makinanın kazandırdığı deneyimlerin esas alınması

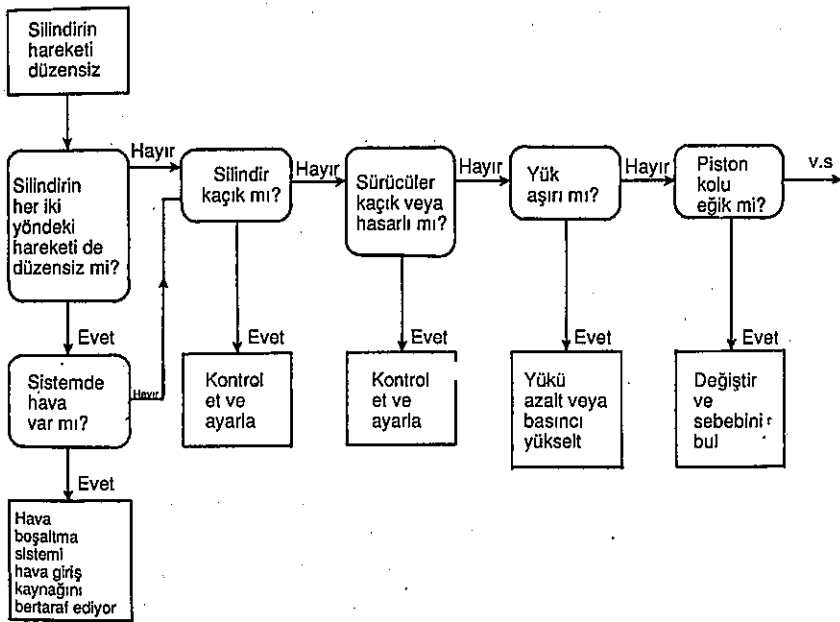
suretiyle hazırlanabilir. Fakat bu tablolar tüm muhtemel arızaları veya hataları kapsamayacaklardır, makinanın çalıştırılması üzerindeki deneyim düzeyi arttıkça, arıza arama tablosu daha kapsamlı hale getirilecektir.

ARIZA ARAMADA DALLARA AYIRMA YÖNTEMİ

Bu yöntem temel olarak, arıza arama tablosunun başka bir şekilde ifade edilmişidir. Sorulan her sorunun, evet/hayır gibi, iki cevabı vardır. Verilen cevap, bir sonraki adımı belirler. Arızanın tespitininin, arızanın giderilmesine göre ortalama olarak dört kat daha fazla zaman aldığı söylenmektedir. Bu yöntem, arıza tespiti konusunda yönelik, akılcı ve hızlı bir yaklaşım sağlamaktadır.

ÖRNEK 7.4

Şilindirin hareketinde düzensizlik olduğunu varsayalım. Şekil 7.7'deki tablo arızanın belirlenmesi için kullanılabilir. Buna benzer bir şema, sistem genelindeki bir arızanın veya tek bir valfin veya bir parçanın arızasının belirlenmesi amacıyla de hazırlanabilir. Bazı durumlarda, soruların belli bir sıra ile dizilmesi gereklidir, diğer bazı durumlarda ise, bu sıra pek önemli değildir.



Şekil 7.7 Dallara ayırma tablosu.

ÖRNEK ve UYGULAMA 7.5: Mantıki arıza arama

Şekil 7.8'deki hidrolik devreyi ele alınız.

Bu örnekte, bir paketleme makinasının tüm devrenin yalnızca bir bölümü ele alınacaktır. Bu özel devreler, bir ayar örneğindeki birkaç küçük paketi konumlamak için kullanılan yan silindiri ve itme kolunu kontrol eder. Transfer silindiri ile makinanın başka bir bölümüne taşınan küçük paketler, bu bölümde tek bir büyük paket haline getirilir.

Paketlerin ezilmemesi için, yan silindir ve itme kolu devrelerinin bazı bölümlerindeki basınç değerleri sınırlandırılmalıdır.

Çift pompa biriminin emme bölümüne, emme filtresi (128) ve durdurma valfi (33) üzerinden, tank'tan yağ gelmektedir. Bu sistem; 1 No'lu devrenin ihtiyacını karşılayan 10 l/dk debili bir kanatlı pompa (1) ile, 2 No'lu devrenin ihtiyacını karşılayan 40 l/dk debili bir kanatlı pompadan (2) oluşmaktadır. 1 ve 2 No.lu devrelerin maksimum sistem basıncını, emniyet valfleri düzenler (18/1 ve 18/2)

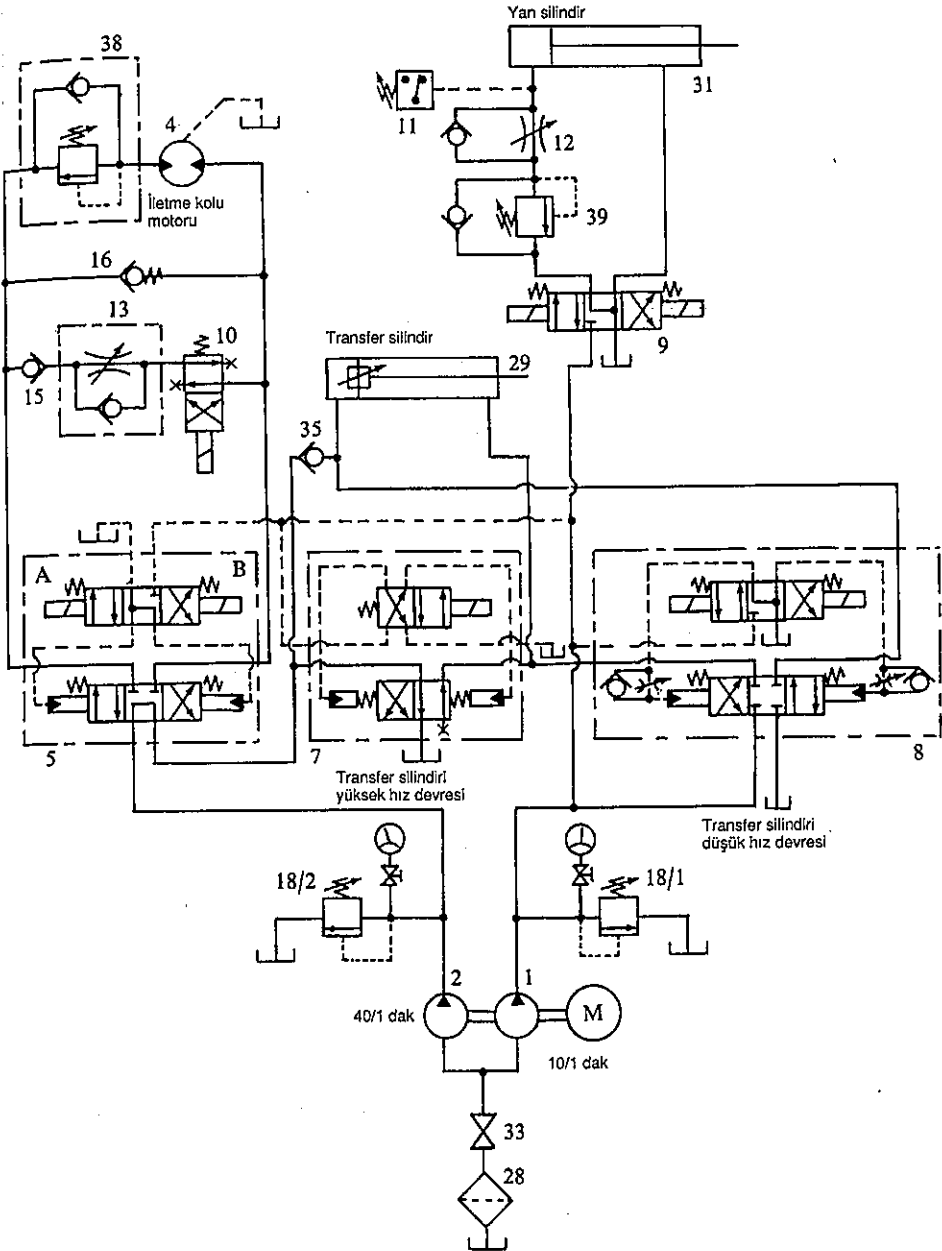
1 Nolu Hidrolik devre

Pompadan çıkış,(1) yan silindirin (31) hareket yönünü kontrol eden yay merkezli, solenoid kumandalı, üç konumlu valfi (9) beslemektedir. Basınç dengeli olmayan, birleşik akış kontrol ve çekvalf (12), silindirin uzama hızını kontrol etmektedir. Silindir (31) çekilirken, karşı denge valfi iç tarafındaki geri basıncı korumaktadır.

Ayarlanabilir basınç şalteri (11), silindirin iç tarafındaki basıncı gösterir. 1 nci pompa aynı zamanda, iki kademeli solenoid kontrollü, ön uyarı kumandalı yön kontrol valfini (8) de beslemektedir. Bu valf, transfer silindirinin (29) ağır hızda çalışmasını sağlar. Ayrıca bu valf, ana pistonun hareket yönünü değiştirme hızını düzenleyen, bir şok sönmüleyici paketle donatılmıştır.

2 No'lu Hidrolik devre

Bu devre, itme kolunun hidrolik motoru (4) için ve transfer silindirinin (29) yüksek hızda hareket etmesi için, gerekli gücü sağlamaktadır. Pompadaki maksimum basınç, yaklaşık olarak 37 bar basınç düzeyine ayarlı olan bir emniyet valfi (18/2) ile sınırlandırılmıştır. Bu basınç ayarı, bir manometre ve emniyet valfi ile müşterek olarak çalışan bir kapatma valfi sayesinde kontrol edilebilir. Pompa çıkış akışı, gerekli olmadığında, 5. ve 7. valflerinden direkt olarak ve çok düşük basınç altında tanka aktarılır. İki kademeli valfler için gerekli ön uyarı yağ basıncı, 1 No'lu devreden sağlanır. 5 valfi üzerindeki A solenoidinin devreye sokulması sonucunda ana pistonu uygulanan basınç, pistonu çapraz geçiş konumuna anahtarlayarak itme kolu motorunun daha yüksek bir hızda çalışmasını sağlar. 10 valfi üze-



Şekil 7.8 Paketleme makinesi: 1 ve 2 Nolu devreler.

rindeki solenoidin devreye sokulması halinde, akışın bir kısmının kontrol valfinden (13) geçmesinin sonucu olarak, motordan geçen akış bir nebze azalır.

Belirtiler	Muhtemel hata
Yan silindir Uygun sistem basıncı sağlayacak şekilde çekilmiyor	
Yan silindirin uzama hızı düşük	
Sistem basıncı düşük. Basınç; 8. ve 9. valfleri devre dışı iken bile, tahliye valfi marifeti ile ayarlanamıyor.	
Transfer silindiri düşük hızda uza- dığında, hareketi çok yavaş başlatmakta.	
Sistem çalışmıyor.	

Şekil 7.9 Paketleme makinası - 1 nolu devre. - Arıza bulma uygulaması (önerilen bir çözüm, 2828 şekil 7.15'te verilmiştir).

Karşı denge valfi (38) yaklaşık olarak 4 bar'lık bir karşı basınç yaratmak için kullanılmaktadır. Bunun amacı, itme kolunun daha hassas bir biçimde durdurulmasını sağlamaktır. 1 çekvalfin (16) açılma basıncı 5-bar olmalıdır. Sonuçta, valf (15) motoru ters yönde çalıştırmak üzere *anahtarlandığında*, basınç 5-bar'la sınırlıdır. Motor için gerekli basınç bu değerden daha fazla ise, çekvalf (16) devreye girer ve normalde motor üzerinden geçen akış bu valf üzerinden

geçer. Valf (10), motor ters yönde dönerken devreye sokulursa, çekvalf (15), düşük hız kontrol döngüsünden gelebilecek olan akışın geçmesini önler.

Valf (7) transfer silindirinin yüksek hızda hareketi için gerekli olan yüksek akışı kontrol etmektedir. Valf devre dışı konumunda iken, pompa çıkışı tanka yönlendirilmiş durumdadır. Hızlı uzama için, valf (7) devreye sokulur ve transfer silindirinin kafa tarafına, çekvalf (35) üzerinden akışkan sağlanır. Silindirin dış tarafı ise, valf (7) üzerinden tanka bağlanmıştır. Aynı zamanda, ana pistonun çapraz geçiş konumuna getirilmesi sureti ile devreye giren valf (8) üze-

Belirtiler	Muhtemel Arıza
İleri yönde harekette, İtme kolu motoru yük altında yavaşlamaktadır.	
İtme kolu motoru ters yönde dönmüyor. İleri doğru işlevler normal	
İtme kolu motoru "hızlı ileri hareket"te yavaş kalmakta.	
Pompa (2) ses yapıyor. Boru donanımında titreşim var. Manometre gösterge değerleri hatalı	
Transfer silindirinin yüksek hızı normal.. Alçak hız uzaması çok ağır. Çekilme normal	

Şekil 7.10 Paketleme makinası - 2 no'lu Devre Arıza arama alıştırması (örnek bir çözüm şekil 7.16'da verilmiştir.

rinden, 1 No'lu devreden ek akış sağlanır. Transfer silindiri, hareketinin uç noktasına yaklaşınca yüksek hız valfi (7) devre dışı kalır ve sadece alçak hız valfi (8) silindire akışkan sağlamaya devam eder. Bu durum transfer silindirinin hareketini geciktirir. Sonuçta silindirin aniden durdurulmasına bağlı olarak oluşan yük şokları azaltılmış olur. Alçak hız valfi sadece geri strok için, 1 nci devrenin sağladığı akışla beslenmektedir.

Alıştırma

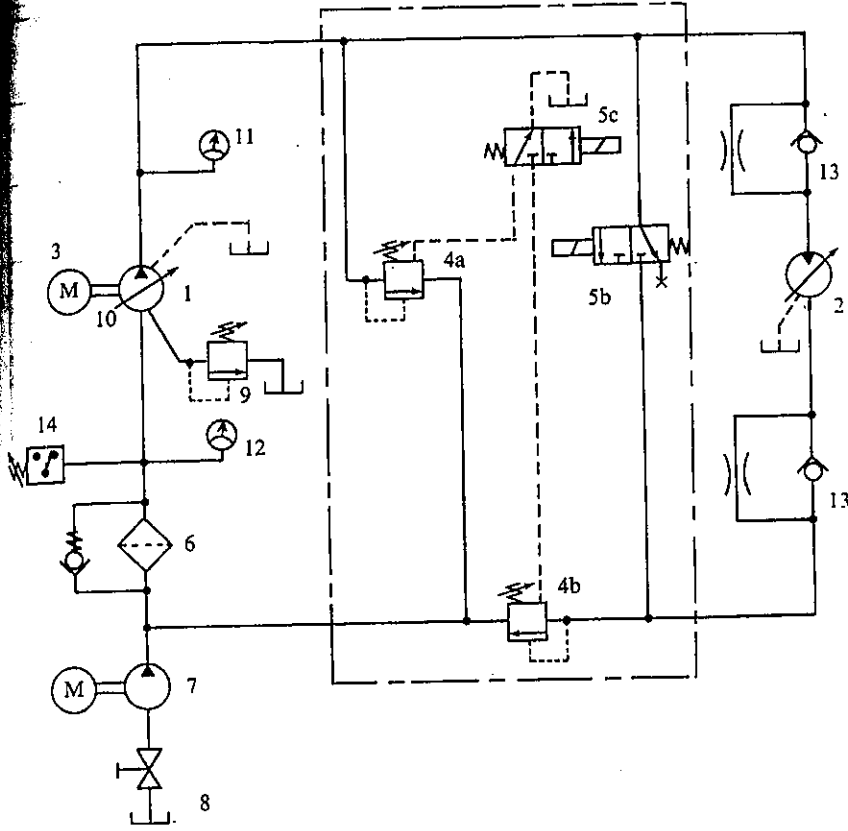
1 ve 2 No'lu devrelerin arıza belirtilerinin bir listesi, şekil 7.9 ve 7.10'da gösterilmiştir.

Bu arızaların muhtemel sebeplerini belirleyin. Aynı "muhtemel arıza" başlığı altında gösterilen dört bölüm olması, dört birbirine benzer muhtemel sebebin varlığını gösterir.

ÖRNEK 7.6: ARIZA BULMA

Hidrostatik iletim

Şekil 7.11'de tek yönlü iletim sağlayan hidrolik devre görülmektedir. Akışkan tankının (8) kapasitesi 40 litredir ve tank bir gözleme camı ve havalandırılmalı kapakla donatılmıştır. İkmal pompası (7) bir dişli pompa olup, çıkış hacmi, 30 l/dk'dır. Bu pompa, 1,5 kW'lık bir güç ve 1440 devir/dak. rejimine sahip bir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Akışkan tankı, emme hattındaki bir kapatma valfi sayesinde yükseltici pompadan ayrılabilir. İkmal pompasının çıkışı ana aksel pistonlu pompaya (1) ve 125 l/dak. debi düzeyli bir filtre üzerinden, ana dönüş hattına verilmektedir. 1,5 bar'lık basınç değerine ayarlı düşük basınç emniyet valfi (9) ikmal basıncını sınırlamaktadır. Bu valf, bütünleme ikmal devresinin bir bölümünü oluşturan ana pompa gövdesine irtibatlıdır.



Şekil 7.11 Hidrostatik iletim için hidrolik devre.

Basınç 0,8 bar altına düştüğünde, devreyi tamamlayacak şekilde ayarlı olan basınç etkileşimli şalter (14), ana pompa (1) içindeki yükseltilmiş basıncın kontrolü için kullanılır. Ana pompanın (1) 1440 dev/dak'lık devir hızında ve maksimum 275 bar basınç altında maksimum çıkış hacmi, 109 l/dk'dır. Bu pompada, pompanın eğim plakası açısını, dolayısı ile de çıkış hacmini ayarlayan, el kumandalı servo strok kontrol birimi (10). El kumandalı servo, bir de uzaktan kumandalı elektrikli kontrol birimi ile donatılmıştır. Ana pompa 55 kW gücünde bir motor (3) sayesinde çalıştırılmaktadır.

Belirtiler	Muhtemel arızalar ve gerekli kontroller
Ana pompa çok fazla ses yapıyor	
Yağ çok ısınıyor	
Basınç kaybı, motor devir hızı yavaşlamış durumda	
Akış kaybı, motor yavaş (2) çalışıyor	

Şekil 7.12 Hidrostatik iletimde arıza bulma. (Örnek 7.6, Alıştırma 1. (Önerilen bir çözüm, Şekil 7.17'de verilmiştir).

Belirtiler	Muhtemel arızalar ve gerekli kontroller
Motor elle kolayca döndürülebilir olmasına rağmen, döndürülemiyor.	
Motorun dönüş hızı yavaş ve bu belirli bir süreden beri böyle bir durumda.	
Yükseltme pompası çalıştırılıyor, ana pompa çalıştırılmıyor. Yükseltilmiş basınç değeri düşük. İkaz ışığı yanıyor.	
Bir durdurma şalteri vasıtasıyla durdurulduğunda, motor ani ve sert bir şekilde duruyor.	
Devre normal çalışıyor fakat yağ tankının sıcaklığı yüksek	

Şekil 7.13 Hidrostatik iletimde arıza bulma - Örnek 7.6, Alıştırma 2 (önerilen bir çözüm, Şekil 7.18'de verilmiştir).

Hidrolik motora (2) paralel bağlanmış iki kademeli emniyet valfi (4a), motordaki maksimum basınç düzeyini 275 bar ile sınırlar. Hidrolik motorun dönüş hattı, ikinci bir emniyet valfi (4b) ile donatılmıştır. Bu valf, karşı basınç oluşturmak üzere, bir durdurma valfi gibi kullanılabilir. İki konumlu, yön kontrol valfi (5c), bu durdurma valfini (4b) veya çapraz geçiş hatlı emniyet valfini (4a) havalandırmak işlevini yerine getirmektedir.

Hidrolik motoru, maksimum 3000 dev/dak'lık devir hızda, 300 Nm değerinde bir tork sağlamaktadır. Bu arada, motor üzerindeki basınç düşüştü 250 bar'dır. Motordan veya ana pompadan kaynaklanan sızıntı akışı, bu birimler 275 bar basınç altında çalışırken, 10 l/dak'yı geçmemelidir. Bu akış değerinin aşılması, pompada önemli ölçüde aşınma olduğunun ve birimin çok ayrıntılı bir revizyondan geçirilmesine gerek olduğunun göstergesidir.

Pompa çalıştırılırken, çapraz geçişli emniyet valfi devre dışı olan (5c) valfi sayesinde havalandırılır ve böylelikle pompa, yüksüz şartlar altında çalıştırılmış olur. Normal çalışma esnasında, (5c) valfinin devreye girmesi ile frenleme valfi havalandırılır ve böylece geri basınç oluşumu önlenir. Bu esnada, çapraz geçişli emniyet valfi de, maksimum devre basıncını sınırlayacak şekilde, normal çalışmasına devam etmektedir.

Durdurma veya acil durdurma koşulları altında, motor üzerinde hidrolik basınç oluşmaması için, çapraz geçişli emniyet valfi havalandırılır. Fren valfinin yüklenmesi ile birlikte derhal hidrolik motoru ve bu motorun yükünün hareketini yavaşlatan, bir karşı basınç oluşmaktadır. Bu yavaşlamanın oranını, fren valfi yayının ayarı belirler. Hidrolik motorun el ile döndürülebilmesi için, hidrolik motor bir solenoid kumandalı yön kontrol valfi (5b) ile donatılmıştır. Solenoide akım verilmesi ile bir akış yolu açılır ve motor akış devresi dışına alınarak, elle döndürülebilmesi mümkün olur. Çekvalfler (1), akış yoluna göre motorun giriş ve çıkış taraflarında bulunmaktadır. Bu çekvalflerin görevi, ayarlanma esnasında ana pompanın kaza eseri olarak çalışma yönünün aksi yöne dönmesi durumunda, motorun aksi yönde çalışmasını önlemektir. Çekvalflerin, popet içerisinde açılmış, 1 mm çapında bir delikleri vardır ve böylece küçük debili bir ters akış oluşumuna imkan verirler. Bu sayede de, motor kolayca el kumandalı olarak ters yönde döndürülebilir.

Pompa kontrolü

Pompa eğim plakası açısının ayarı değiştirilmesi sureti ile, pompanın çıkış hacmi değiştirilebilir. Eğim plakasına etkiyen kuvvetler çok büyük olduğundan, pompa, bir servo hidrolik sistemle donatılmıştır. Elektriksel etkileşimli bir vida sayesinde uzaktan servo kolu eğim plakası, servo sistemin kontrol edilmesini sağlar.

Alıştırmalar

Sistem elemanlarının sistemin işlevini nasıl etkilediğini göz önünde bu-

İlindurarak, şekil 7.12 ve şekil 7.13'te listelenen çeşitli arızalara sebep olan muhtemel aksaklıkları, mantuki yöntemle belirleyiniz. Örneğin, "Pompa çok fazla ses yapıyor" belirtisi için üç muhtemel aksaklık söz konusudur. Bu aksaklıkların irdelenmesi için yapılması gereken kontrolleri de belirtmeyi unutmayınız.

7.3 ARIZA BULMA ALIŞTIRMALARININ ÇÖZÜMLERİ

Aşağıdaki çözümler, Bölüm 7.2'de verilen alıştırmaların muhtemel çözümleridir. Bu tablolar en belirgin nedenleri göstermektedir ancak tüm nedenleri kapsamamaları da mümkündür.

Belirtiler	Sebepler	İlk kontroller
Silindirin uzaması normal hızdadır, çekilme hızı ise yavaştır.	(V5) Akış kontrol valfinin ayarı düşük olabilir	Ayarlayınız
	Piston keçesi sızıntı yapıyor olabilir (Çekilme'de)	Pistonu çekilme uç konumuna getiriniz. Arka portu açınız ve dış tarafına basınç uygulayınız. Sızıntıları kontrol ediniz
	(V6) çekvalfi kapalı konumda kilitlemiş olabilir.	(V6) akış kontrol valfini ayarlayınız. Çekilme hızı etkileniyor mu? Kontrol ediniz.
Silindir hareketi kusurlu ve gürültülü dür.	Silindir içinde hava olabilir.	
Silindir hareketi sarsıntılıdır.	(V3b)'nin ayarı düşük olabilir ve silindir kontrol edilemez durumda olabilir.	(V3b)'yi ayarlayınız.
Silindir uzamakta, ancak çekilmemektedir. Sistem basıncı, emniyet valfinin ayarlı olduğu değer düzeyine kadardır.	(V5) Akış kontrol valfi kapalı olabilir.	(V5)'in ayarını yapınız
	(V3b)'nin ayarı yüksek olabilir.	(V3b)'nin ayarını yapınız
	(V4) açılmıyor olabilir.	(V4)'ü çalıştıran ön uyarı'yı kontrol ediniz.
Silindir uzama yapmamaktadır. Sistem basıncı düşük olup emniyet valfi ile ayarlanamamaktadır.	(V1) hasarlı olabilir.	Kontrol yayını kontrol ediniz
	(V2) çalışmıyor olabilir.	V2'yi el kumandalı olarak çalıştırın
	Pompa arızalı olabilir.	Pompayı kontrol ediniz.

Şekil 7.14 Örnek 7.2 (Şekil 7.3) için önerilen bir çözüm - kaldırıcı tablosu.

Belirtiler	Muhtemel arızalar
Yan silindir çekilmiyor, sistem basıncı uygun.	Karşı denge valfi (39) çok yüksek bir basınç değerine ayarlı. Yön kontrol valfi hareket etmiyor - valfi el kumandalı olarak çalıştırınız. Solenoidi kontrol ediniz. Silindir uzamanın son ucunda kilitlenmiştir.
Yan silindirin uzama (ilerleme) hızı düşük	Piston, piston kolundan ayrılmıştır.
	Akış kontrol değeri (12) hatalı ayarlanmıştır.
	Piston keçeleri sızıntı yapmaktadır.
	Yön kontrol valfleri tam olarak hareket etmemektedir ve bu nedenle, bir kısıtlama olabilir. Not: Solenoidler alternatif akımla beslenmekte olabilir ve bu durumda, tam serbest hareket etmedikleri takdirde, yanabilirler.
	Emniyet valfinin (18/1) ayarı düşük olabilir. Bu basınç dengeli olmayan valf (12) üzerindeki basınç düşüşünü azaltır. Bu yüzden basınç düşüşü, akışı etkilemekte olabilir.
	Pompa çıkış hacmi düşük olabilir. Pompa aşınmış olabilir. Emniyet valfinden akış geçmediği için, sistem basıncı emniyet valfinin düzeyine erişmeyecektir.
Sistem basıncı düşük. Basınç, (8.) ve (9.) valfleri devre dışında iken bile, emniyet valfi marifeti ile ayarlanamıyor.	Pompa aşırı düzeyde aşınmış olabilir -Bu durum sistemin performansını kademeli olarak azaltır.
	Emniyet valfinin önuyarı bölmesindeki yay kırılmış olabilir.
Transfer silindiri, düşük hızda uzarken, hareket çok ağır başlıyor.	Şok söntümleyici paketin ayar düzeyi çok düşük olabilir.
	Ön uyarı valfi tam olarak hareket etmiyor olabilir.
	Ön uyarı valfte veya pilot ön uyarı hatlarında sınırlamalar olabilir.
Sistem çalışmıyor	Elektrik motoru pompayı çalıştırmıyor - kaplin kavramıyor olabilir.
	Emniyet valfi tam açık olabilir - manometre göstergesini kontrol ediniz.
	Solenoidli valflere akım gitmiyor olabilir.
	Pompa arızalanmış olabilir.

Şekil 7.15 Örnek 7.5'te verilen alıştırma için önerilen bir çözüm (şekil 7.9). Paketleme makinası - 1 No'lu devre.

Belirtiler	Muhtemel arızalar
İtme kolu motorunun dönü hızı, yüklü iken ve ileri harekette, yavaşlamaktadır	Karşı denge valfinin (38) basınç ayar düzeyi çok fazla.
	Emniyet valfinin (18/2) basınç ayarı çok düşük.
	Motor (4) aşırı derecede aşınmış olup, tam yük altında tüm akışı sızdırmaktadır.
	Motor (4) kaplini, tam yük altında kayıyor ve sıyrıyor olabilir.
İtme kolu motoru aksi yönde hareket etmektedir. İleri yöndeki işlev normaldir.	(15) valfi üzerindeki elektromıknatıs çalışmıyor.Valf (15) üzerindeki ana piston düz geçiş konumuna geçmiyor.
	Valf (16) üzerindeki yay gevşemiş olabilir. Bu durum, itme kolu motorunun ileri hareketteki yastıklanmasını etkilemekte olabilir.
	Ters akış yönünde, motor (4) üzerindeki yük fazla olabilir.
	Valf (38) üzerindeki çekvalf kapalı durumda kilitlenmiş olabilir.
İtme kolu motorunun hızı, ileri harekette yavaştır.	Valf (16) kaçak yapabilir
	Solenoidli valf (10) kapalı konumda olmayabilir , veya kaçak yapıyor olabilir.
	Motorda aşınma olabilir
	Pompa (2) aşınmış olabilir. Çıkış hacmi azalmıştır.
Pompa(2) ses yapıyor. Manometre göstergesi hatalıdır.	Pompa kavitasyonu. Valf (34) kısmen kapalı olabilir. Filtre (27) tıkalı olabilir.Akışkan seviyesi yüksek veya düşük olabilir veya akışkan sıcaklığı düşük yüksek veya olabilir
Transfer silindirisinin yüksek hızı normaldir. Düşük hızda uzama hareketi çok yavaştır. Çekilme normaldir.	Çekvalf (35) kaçak yapabilir.

Şekil 7.16 Örnek 7.5'te verilen (Şekil 7.10) alıştırmının, önerilen bir çözümü. Paketleme devresi- 2 No.lu devre.

Belirtiler	Muhtemel hatalar ve yapılması gereken kontroller	
Pompa çok fazla ses yapıyor	Tanktaki akışkan seviyesi düşük	Tankın seviyesini kontrol ediniz.
	Emme hatlarında sınırlanma, (tıkanma), kapatma valfi tam açık olmayabilir.	Tankın süzgecini kontrol edin. Yükseltici pompanın emme hattındaki yükseltme valfini kontrol edin.
	Pompa arızalı olabilir	Hidrolik motor hızını kontrol edin
Akışkanın sıcaklığı yüksektir.	Emniyet valfinin (4a) basınç ayarı çok düşük	Emniyet valfindan akım geçiyorsa çıkış hattı sıcak olacaktır. Monometre göstergesini kontrol edin. Emniyet valfinden akım geçmiyorsa, bu değer emniyet valfinin ayar düzeyini göstermeyecektir.
	Frenleme valfi (4b) tam açık olmayabilir. Bu durum karşı basınç oluşmasına neden olur.	Fren valfine giren ve çıkan boruların sıcaklığını kontrol ediniz.
	Pompa (1) veya motorda (2), aşırı düzeyde kaçak sızıntı vardır. <i>Not:</i> Pompa girişindeki basınç düşmesi, bu arızanın göstergesidir.	Tank hatlarının sıcaklığını kontrol edin. Sızıntı akışlarının debisini ölçünüz.
Basınç kaybı, motor (2)'un hızı yavaşlamış.	Emniyet valfinin (4a) basınç ayarı çok düşüktür.	Manometreyi (11) kontrol ediniz
	Fren valfi yüksek bir karşı basınç oluşturmaktadır.	Hidrolik motor girişindeki basınç düzeyini kontrol ediniz
	Çekvalfleri (13) tam olarak açılmıyor olabilir.	Valfleri (13) kontrol ediniz.
	Motor (2) arızalı olabilir.	Motorun giriş ve çıkışındaki basınç düzeylerini kontrol edin.
	Motor (2) tahrik düzeneğinde mekanik arıza olabilir.	Motor kaplinini kontrol ediniz.
Akış kaybı, motor (2) yavaş çalışıyor	Pompa (1) ayarı düşük olabilir.	Pompanın ayarını kontrol edin
	Motor (2) ayarı yüksek olabilir.	Kontrol ediniz.
	Valf (5b) sızıntı (kaçak) yapabilir.	Valf (5b) girişindeki borunun sıcaklığını kontrol ediniz.
	Emniyet valfi (4a) sızıntı (kaçak) yapıyor	4a girişindeki hattının sıcaklığını kontrol ediniz.

Şekil 7.17 Örnek 7.6 (Şekil 7.12)'de verilen alıştırma için önerilen bir çözümlü - hidrostatik iletim.

Belirtiler	Muhtemel arızalar ve kontroller
Motorun el kumandalı olarak kolaylıkla döndürülebilir olmasına rağmen, döndürülemiyor	Solenoidli valf (5b) arızalı olabilir.
	Solenoid yanmış olabilir - El ile çalıştırınız.
	Valf pistonu kirlenme nedeniyle kilitlenmiş olabilir.
	Solenoidde akım gelmiyor olabilir.
Motorun hızı yavaş ve bu belirli bir süreden beri böyle.	Hidrolik motorda veya pompada, kademeli olarak artan aşırı derecede sızıntı kavşağı olabilir.
	Pompanın servo kontrol ayarı düşük olabilir
	Motor yerinde oynuyor olabilir. Tesbit bağlantılarını kontrol ediniz.
	Akışın bir bölümü emniyet valfinden (4a) sızabilir. Bu durum akışkanın ısınmasına neden olacaktır.
Yükseltici pompası çalıştırılıyor, ana pompa çalıştırılmıyor. Yükseltilmiş basınç değerinin düşük olduğunu ikaz eden ışık yanıyor.	Düşük yükseltme basıncı oluşabilir. Basınç etkileşimli şalterin (14) ayarını, bir manometre (12) ile ölçünüz. Yükseltme basıncı emniyet valfinin (9) ayarını ve çalışmasını kontrol ediniz.
	Yükseltme pompasının emme hattındaki kapatma valfini kontrol ediniz.
	Yükseltme pompasının çalışmasını kontrol ediniz: Pompa aşırı derecede yıpranmış ise, gerekli basınca erişemeyebilir. (Bu basınç, filtredeki basınç düşüşününun telafi edilmesi için, 50 psi civarında olmalıdır)
Motor bir durdurma şalteri marifeti ile durdurulduğunda, ani ve sert bir biçimde duruyor.	Fren valfi (4b)'nin ayarı, çok yüksek olabilir.
Devre normal çalışıyor fakat akışkan tankının sıcaklığı yüksek	Pompa veya motordaki sızıntı kaçakları aşırı düzeyde olabilir.
	Ana emniyet valfi üzerinde (4a) veya el kumandalı hareketlendirmeli valf (5A) içinde, çok küçük bir sızıntı kaçağı olabilir.
	Fren valfi (4b), bir karşı basınç yaratmakta olabilir.
	Yükseltme basıncı emniyet valfi ayarı yüksek olabilir.

Şekil 7.18 Örnek 7.6 (Şekil 7.13)'te verilen alıştırma için önerilen bir çözüm - hidrostatik transmisyon.

8. BÖLÜM

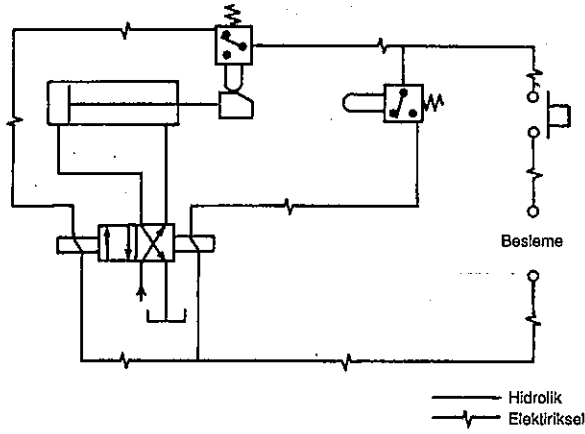
KONTROL SİSTEMLERİ

Kontrol sistemleri sayısal (dijital) ve analog olmak üzere iki ana gruba ayrılır.

Dijital sistemlerde, kontrol sinyalinin sadece iki hali vardır ; Açık veya kapalı. Bu tür bir kontrol metodunun örneği iki sınır anahtarı arasında gidip gelen hidrolik silindiridir. (Şekil 8.1) Piston, strokunun uç noktasına eriştiğinde basınç etkileşimli şalteri çalıştırır. Böylece, pistonun hareket yönünün değiştirilmesi için, yön kontrol valfine bir sinyal gönderilir.

Analog bir cihazdan gelen sinyal, ölçümlenen miktara bağlıdır. Bu kontrol sinyali, kontrol cihazının belirlediği sınırlar dahilindeki herhangi bir değerde olabilir. Basit bir tartı, tartılan yük ile orantılı bir analog sistemin örneğini oluşturmaktadır. Bu devre çıkışının sürekli olarak izlenmesi ve edinilen verilerin giriş değerlerinin ayarlanması için kullanılması, "geri besleme" olarak anılır. Kontrol modülü, gelen bilgilere otomatik etkileşim sağlayabilir veya bu bilgileri, operatörün giriş verileri komutunu uygun şekilde ayarlaması için, operatöre gösterebilir.

Elektriksel ısıtma sisteminde bulunan bir termostat çıkış sıcaklığını ölçer ve bu sıcaklık değerini istenilen gerekli sıcaklık değeri ile kıyaslar. Sıcaklık istenilen düzeye geldiğinde, elektriksel ısıtma sistemi devreden çıkar. Sıcaklığın düşmesi ile, ısıtıcı tekrar devreye girer. Bu sistem, bir geri beslemeli sayısal "açma-kapatma" işlevli yöntemi oluşturur. Fırınların gaz kontrol sistemlerinde kullanılan termostat, sıcaklığı algılar ve gerekli ısı derecesinin oluşturulması için, brülörlere gidecek olan gaz akışını düzenler. Bu durumda, gaz akışının kontrolü sürekli ayarlama ile sağlanmaktadır (Analog sistem).



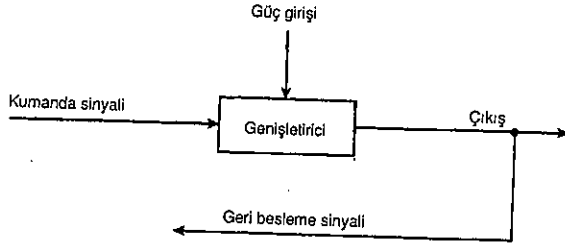
Şekil 8.1 Dijital Kontrol

8.1. SERVO KONTROL

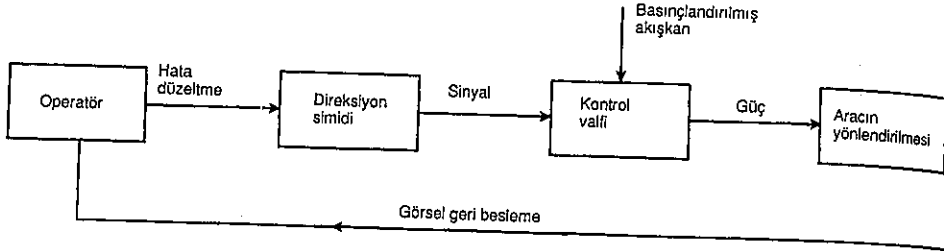
Servo kontrol sistemlerinde (a) çıkış sinyali, giriş sinyalinin bir güç kaynağı sayesinde genişletilmesi ile sağlanır ve bu yöntemin uygulanması ile (b), çıkış sinyalinden hareketle bir geri besleme sağlanır. Bu etkileşim süreci, Şekil 8.2'deki blok şematik formda gösterilebilir.

Açık döngülü servo kontrol sistemlerinde, operatör fiili çıkış değerini, gerekli olan değerlerle karşılaştırmak suretiyle, hataları düzeltmektedir. Bu yöntemin bir örneği, araçlardaki direksiyon sistemleridir. Sürücü aracın gidiş yönünü gözler ve sapmaları, direksiyonu çevirmek sureti ile düzeltir. Kapalı döngülü servo sistemlerde, θ_i giriş sinyalini θ_o çıkış sinyali ile karşılaştıran ve güç valfine gerekli hata veya fark sinyalini (ϵ) ileten bir cihaz vardır (Şekil 8.4). Kapalı döngülü servo, 'regülatör' veya "izleme" sistemi olabilir. Sistem regülatöründeki (Ayarlayıcı düzenleyici) kontrol döngüsünün gayesi, çıkış değerini sistemdeki tüm aksaklıklardan bağımsız olarak, belirli bir seviyede tutmaktan ibarettir. Gaz fırını üzerindeki termostat döngüsünün, görevi fırın sıcaklığını, fırın yükünden ve dış etmenlere bağlı soğumadan bağımsız olarak, istenilen düzeyde tutmak olan bir regülatör (düzenleyici, ayarlayıcı) sistemidir. İzleme sistemlerindeki giriş fonksiyonu sürekli olarak değişir ve çıkış, giriş izlenerek kontrol edilir. İzleme kontrolünün tipik bir örneği, kesici takım konumunun (sistem çıkışı), şablonun belirlediği yolu izlediği kopyalama tornasıdır.

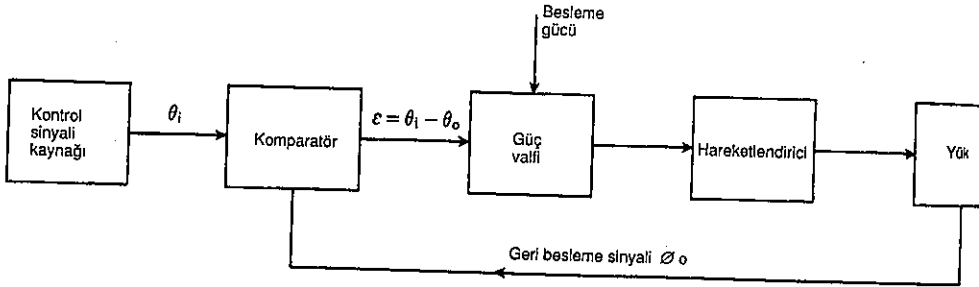
Hidrolik servo sistemleri, valf kumandalı servo ve pompa kumandalı servo olmak üzere, iki gruba ayrılır.



Şekil 8.2 Servo kontrol (blok diyagramı)



Şekil 8.3 Operatör yoluyla geri beslemeli servo sistem (blok diyagram)



Şekil 8.4 Kapalı döngülü servo sistem (blok diyagram).

Valf servosu, pompadan sisteme akan akışkan miktarını kontrol eder, bu valf değişken çaplı orifis işlevini görür. Bu durum önemli düzeyde bir ısı artışına ve sistem veriminin düşmesine neden olabilir. Pompa servosu, değişken debili pompayı gerekli debiye göre ayarlar, böylece daha az enerji kaybı olur ve sistemin verimi artar. Pompa servolarının ekseriyeti, pompanın debi kontrolü için bir valf servosu kullanmakta ancak bu türden bir kontrol, sistemi basit bir valf sistemine göre daha karmaşık bir hale getirmektedir.

Valf servoları küçük güç uygulamalarında kullanılırlar ve aşağıdaki yararları sağlayabilirler.

1. Sabit debili bir pompa kullanıldığında, sistemin aksamı daha basit yapıdadır. Pompa servo sisteminin kullanıldığı yerlerde değişken debili bir pompa ana sistemi besler ve pompa debisini kontrol eden valf servosunu beslemek için, bir ikinci sabit debili pompa kullanılır.
2. Valf servoları, daha hızlı dinamik tepki veren pompa servolarından daha düşük ataletle sahiptir.
3. Bazı valf servoları, tek bir pompa ile beslenebilir. Daha hızlı bir tepki ve pompa servolarına göre daha büyük bir esneklik sağlamak için, bu valfler hareketlendiricilerin civarına monte edilebilir.

Kontrol edilen gücün çok büyük olduğu ve sistem veriminin önemli olduğu durumlarda, pompa servoları kullanılır. Servo kontrolü elle, mekanik veya elektriksel olabilir. Pompa kontrol yöntemlerini ilgilendiren 2. Bölümün 2.1.3. maddesinde, bazı valf servolarının kullanımları anlatılmıştır.

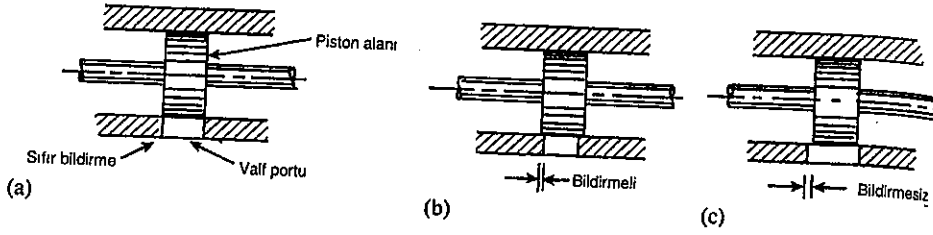
8.2 VALF SERVO SİSTEMLERİ

Bu sistemlerde, servo valfe, pompa emniyet valfinin belirlediği basınç altında akışkan beslemesini sağlamak için, sabit debili bir pompa kullanılmaktadır. Valfteki sürgü akışkan miktarını kıstak veya ayarlamak için kullanılmaktadır (Bkz. 3. Bölüm, Şekil 3.20). Valf üzerindeki basınç düşüşü δP , orifis alanı x olsun. Orifisten geçen akış miktarı (q) ise $q = cx (\delta P)^{1/2}$ olur, burada c bir sabittir. Gerçek orifis alanı x , sürgünün sıfır konumundan hareketi ile aynı olmayabilir, orifisin açıklığı valfin geometrik şekline bağlıdır.

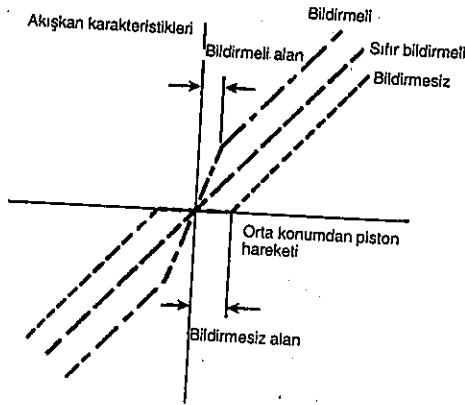
8.2.1 Valf bindirmesi

Şekil 8.5(a)'da sıfır bindirmeli sürgüye sahip valf görülmektedir. Bunun anlamı, sürgünün tam ve kusursuz biçimde, valf gövdesi üzerindeki yollara oturmasıdır. Bu işlevi sağlamak, en çağdaş ve karmaşık işleme teknikleri kullanılsa bile, hemen mümkün değildir. İyi bir sızdırmazlık sağlamak için, sıradan hidrolik yön kontrol valflerinde bindirmeli sürgüler (Şekil 8.5b) kullanılmaktadır. Bindirmesiz sürgüler, genel olarak hidrolik servo valflerde kullanılır (Şekil 8.5c). Şekil 8.6, lineer (doğrusal) özelliklere sahip valf açılmasını varsayan çeşitli tipte sürgü bindirmeli bir valf içinden geçen akışkan miktarını gösterir.

- (a) Sıfır bindirmeli sürgüden akış, sürgünün hareketiyle doğrudan orantılıdır.
- (b) Bindirme sürgüsü, akışın oluşmadığı bir ölü bölgeye sahiptir. Bu ölü bölge toplam valf bindirmesine eşittir. Servo valfte bindirmeli bir piston kurulursa, silindir istenilen konuma yakın iken, akışın oluşmasından önce, sürgünün ölü bölgeyi geçmesi gerektiği için, kararsız bir durum görülür.
- (c) Sürgü, sıfır yerdeğiştirme veya sıfır noktası yakınındaki bindirmesiz alanda bulunduğu zaman, bindirmesiz valf yüksek akış oranı verir. Servo kumandalı valfler, sıfır noktası yakınında hızlı tepki oluşması için, bindirmesiz bir sürgüyle donatılırlar.



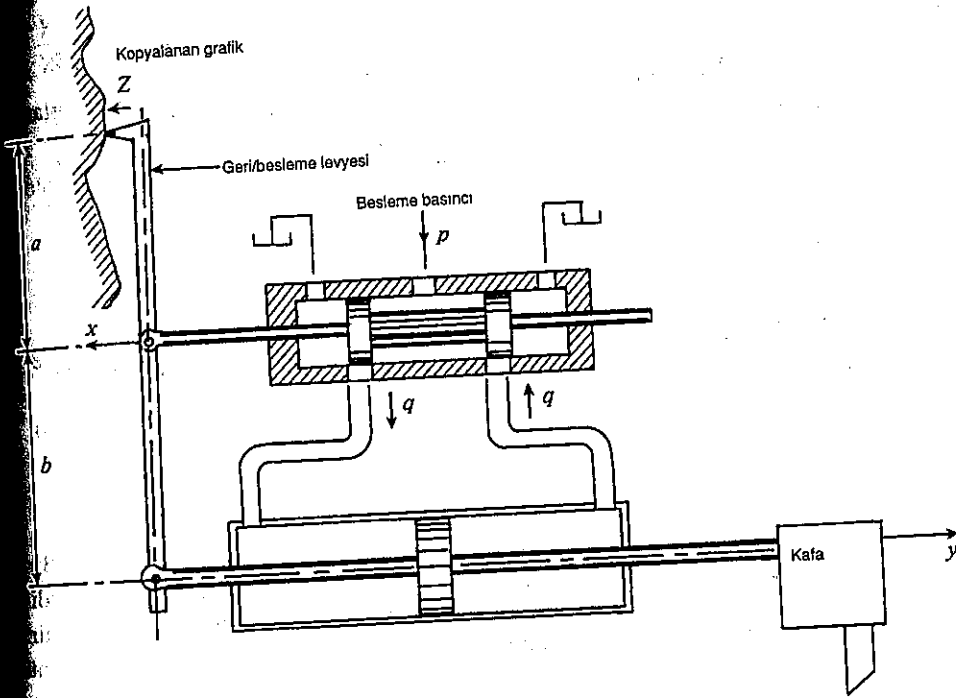
Şekil 8.5 Valf bindirmesi (a) Sıfır bindirme (b) Bindirmeli sürgü (c) Bindirmesiz sürgü



Şekil 8.6 Valf bindirmesi-akış karakteristikleri

8.2.2 Mekanik geri besleme

Bir takım tezgahı için valf tipi hidrolik servo kopyalama cihazı Şekil 8.7'de görülmektedir. İğne, sola doğru z mesafesi kadar hareket ederse bu, piston kolu pistonun sol tarafına yönlendirir. Valf sürgüsünün hareketi, akışkanın akışını silindir içindeki pistonun sol tarafına yönlendirir. Bu durum, geri besleme bağlantısını alan ve böylece valf sürgüsü yerdeğıştirmesini azaltan piston kolunun, y mesafesi kadar sağa hareket etmesine sebep olur.



Şekil 8.7 Valf kumandalı tip, hidrolik servo kopyalama cihazı

Valf sürgüsünün (x) hareketini ele alalım. İğne sola doğru (z) mesafesi kadar hareket ettiğinde, geri besleme levyesi piston kolunun çevresinde dönecektir. Bu hareketin sonucunda valf sürgüsünün sola doğru katettiği mesafe $zb/(a+b)$ 'ye eşit olacaktır. Dönüşte, piston sağa doğru hareket edecektir ve geri besleme bağlantısı da, iğne çevresinde dönecektir. Pistonun (y) kadar hareket etmesi, valf sürgüsünün $Ya/(a+b)$ mesafesi kadar, sağa doğru hareket etmesine sebep olacaktır.

Bu nedenle valfin gerçek hareketi x

$$x = [Zb/(a+b)] - [Ya/(a+b)] \text{ dir.}$$

$a = b$ ise $x = (Z-Y)/2$ olur. Valf pistonunun bindirmesi sıfır olarak alınırsa, akışkan miktarı q

$$q = cx/p' \text{ dir. } p \text{ bir sabit olursa:}$$

$$q = K_v x \text{ olur.}$$

Burada K_v söz konusu basınç değerindeki valf sabitidir.

Silindire giren miktarı, piston alanı (A) ile piston hızının (dY/dt) çarpımı olarak verilebilir;

$$q = A \frac{dY}{dt}$$

olur. Bu nedenle,

$$K_v x = A \frac{dY}{dt}$$

$$K_v \frac{(Z - Y)}{2} = A \frac{dY}{dt}$$

olur.

Bu birinci dereceden bir diferansiyel denklem olup normal olarak çözülebilir. Burada Laplace dönüşümü kullanılacaktır. Laplace dönüşümü ayrıntıları, diferansiyel denklemlerin çözümünü açıklayan matematik kitaplarında bulunabilir. Başlangıç şartlarının sıfır olduğunu varsayarak, her iki tarafın Laplace dönüşümü alınırsa:

$$K_v [Z(s) - Y(s)]/2 = AsY(s) \text{ olur.}$$

$$\text{Değişkenleri ayırdığımızda } Z(s)K_v = 2AsY(s) + K_vY(s) = Y(s)(K_v + 2As)$$

$$Y(s)/Z(s) = K_v/(K_v + 2As) = 1/[1 + (2As/K_v)]$$

$$Y(s)/Z(s) = 1/(1 + \tau s)$$

Burada τ , zaman sabitidir ve $\tau = 2A/K_v$ 'dir.

8.2.3. Sistemin tepkisi

Bir sistemin performansı, sistemin çeşitli girdi tiplerine verdiği tepkilerle belirlenir.

Birim aşamalı giriş tepki

Sistem girişi bir birim olacağından $j = 1$ olacaktır. İlk şartların sıfır olduğunu varsayarak Laplace dönüşümünü uygulayınız.

$$Z(s) = 1/s$$

$$\frac{Y(s)}{Z(s)} = 1/(1 + \tau s)$$

$$Y(s) = (1/s) [1/(1 + \tau s)] = (1/s) (1/\tau) / [s + (1/\tau)] \quad (8.1)$$

olduğundan, kısmi kesir alınarak

$$Y(s) = (1/\tau) [A/s + (B/(s + 1/\tau))] \text{ ve}$$

$$Y(s) = (1/\tau) \frac{As + (A/\tau) + Bs}{s[s + (1/\tau)]} \quad (8.2)$$

elde edilir.

(8.1) ve (8.2)'deki denklemlerin katsayıları $A/\tau = 1$ 'e eşitlendiğinde

$$A = \tau \text{ ve}$$

$$As + Bs = 0 \text{ 'dır.}$$

Bu nedenle

$$B = -A = -\tau$$

$$Y(s) = (1/\tau) [\tau/s - \tau/(s + 1/\tau)]$$

$$= (1/s) - \left[\frac{1}{s + (1/\tau)} \right] \text{ olur.}$$

Ters dönüşüm uygulandığında,

$$Y = 1 - e^{-t/\tau} \text{ olur.}$$

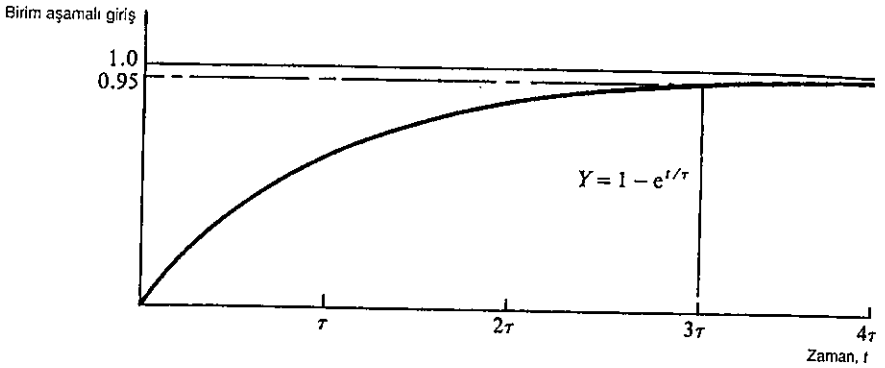
Burada Y , birim aşamalı giriş karşılık çıkışı ifade eder. (Şekil 8.1)

Zaman sabitinin değeri, birinci dereceden bir sistemin tepki zamanını gösterir. Zamanın değeri, zaman sabitinin üç katı olduğunda, çıkış, son değerinin % 95'i ne ulaşır.

Bu grafikte açıklanabilir (Şekil 8.8).

Tablo 8.1 Aşamalı girişe tepki.

τ	$e^{-t/\tau}$	$Y = 1 - e^{-t/\tau}$
1	0.368	0.632
2	0.135	0.865
3	0.050	0.950
4	0.018	0.982



Şekil 8.8 Birinci dereceden bir servo sistemin, aşamalı girişe tepkisi.

Tırmanan girişe tepki

Bu, zaman sıfır olduğunda sıfır değere sahip sabit hız girişi olacaktır.

Giriş $Z = Vt$ 'dir.

Başlangıç koşullarının sıfır olduğu varsayılır ve Laplace dönüşümü kullanılırsa

$$Z(s) = V/s^2$$

$$Y(s)(1 + \tau s) = Z(s) = V/s^2$$

$$Y(s) = V/s^2(1 + \tau s) = (V/\tau)/s^2[s + (1/\tau)]$$

Kısmi kesir ile

$$1/s^2[s + 1/\tau]$$

$$= A/s^2 + \left[\frac{Bs}{s + (1/\tau)} \right]$$

$$= \frac{A[s + (1/\tau)] + Bs}{s^2[s + (1/\tau)]}$$

Katsayılar eşitlenerek: $A/\tau = 1$; $A = \tau$, $a + B = 0$; $B = -\tau$

$$\frac{1}{s^2[s + (1/\tau)]} = (\tau/s^2) - \tau/[s + (1/\tau)]$$

$$Y(s) = (V/\tau) \left[(\tau/s^2) - \frac{\tau}{s + (1/\tau)} \right]$$

$$= V \left[\left(\frac{1}{s^2} \right) - \frac{1}{s + (1/\tau)} \right]$$

Önceki çalışmadan

$$\frac{1}{s[s + (1/\tau)]} = \tau \left[(1/s) - \frac{1}{s + (1/\tau)} \right]$$

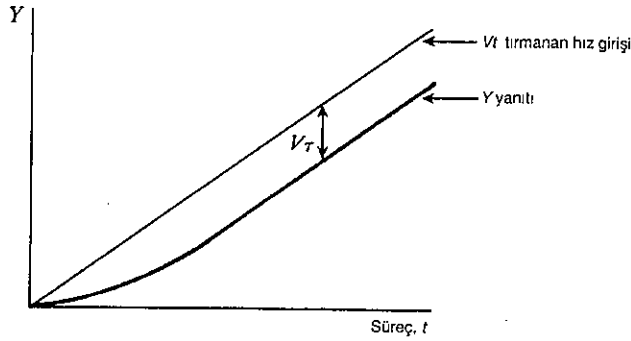
$$Y(s) = V/s^2 - V\tau \left[(1/s) - \frac{1}{s + (1/\tau)} \right]$$

Ters Laplace kullanarak:

$$Y = Vt - V\tau(1 - e^{-t/\tau})$$

Bu eşitlik, Şekil 8.9'da grafik olarak görülmektedir.

Birinci dereceden servo sistemlerde giriş sinyali ile tepki arasında, sabit bir gecikme olacaktır. Burada t zamanı, sistemin zaman sabiti τ ile karşılaştırıldığında daha büyüktür.



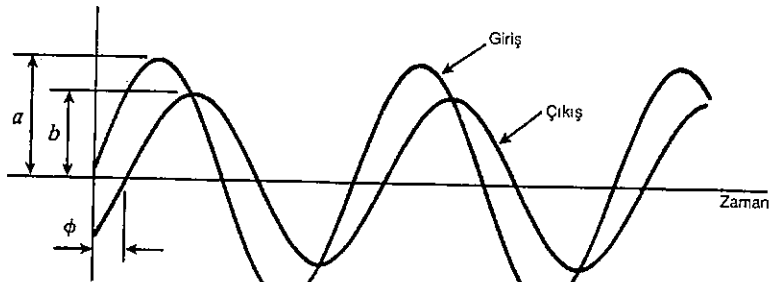
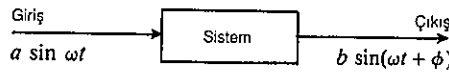
Şekil 8.9 Bir birinci derece servo sistemin tırmanan hız girişine tepkisi.

Sinüzoidal girişe tepki (frekans tepkisi)

Sistem sabit genlikli fakat değişken frekanslı bir sinüzoidal girişe tabi tutulduğu zaman, sistemin frekans tepkisi, o sistemin kararlı hal çıkışıdır. Çıkış, sinüzoidal fakat farklı genlikte ve giriş fazının dışında olacaktır.

Giriş $a \sin \omega t$ olsun. Bu durumda çıkış $b \sin(\omega t + \phi)$ olacaktır. Bu durum Şekil 8.10'da olduğu gibi temsil edilebilir.

Çıkış, zaman ekseninde, girişe göre faz açısı veya faz kayması olarak bilinen ϕ (ω) açısı kadar geri kalır. Faz açısının değeri, girişin frekansına bağlıdır. Giriş ve çıkış genliklerinin oranı (b/a), Magnitude oranı $M(\omega)$ olarak bilinir ve giriş frekansına bağlıdır. Sistemin frekans tepkisini tesbit için, öncelikle sistem çıkışının sistem girişine olan oranının Laplace dönüşümü bulunur. Bu oran, sistemin transfer fonksiyonu olarak anılır ve $T(s)$ ile gösterilir. Bunun ardından, $j = (-1)^{1/2}$ olan transfer fonksiyonundaki her s değeri yerine, $j\omega$ konur. Daha sonra, giriş genliğinin bir birim olduğu varsayılarak, farklı frekans değerleri için büyüklük oranı ve faz açısı belirlenir.



Şekil 8.10 Frekans tepkisi.

ÖRNEK 8.1

Şekil 8.8'de gösterilen hidrolik servo kopyalama cihazının transfer fonksiyonu:

$$T(s) = \frac{Y(s)}{Z(s)} = \frac{1}{(1 + \tau s)}$$

olarak bulunmuştur.

Zaman sabiti $\tau = 0,5$ sn ise, 0 ile 5 rad/s arasındaki ω değerleri için frekans tepkisini, sistem girişi $\sin/\omega t$ olduğuna göre bulalım:

$$\frac{Y(s)}{Z(s)} = \frac{1}{1 + 0.5s}$$

s 'nin beher değeri yerine $j\omega$ koyarsak

$$\frac{Y(j\omega)}{Z(j\omega)} = \frac{1}{1 + j0,5\omega} \text{ bulunur.}$$

Bu ifadeyi reel ve sanal bölümlerine ayırırsak:

$$\begin{aligned} \frac{Y(j\omega)}{Z(j\omega)} &= \frac{1 - j0,5\omega}{(1 + j0,5\omega)(1 - j0,5\omega)} \\ &= \frac{1}{1 + (0,5\omega)^2} - \frac{j0,5\omega}{1 + (0,5\omega)^2} \end{aligned}$$

Bu, Şekil 8.11a'daki gibi, bir dikdörtgen biçiminde gösterilebilir.

İfadeyi polar şekle çevirelim:

$$\frac{Y(j\omega)}{Z(j\omega)} = M(\omega) \angle -\phi(\omega)$$

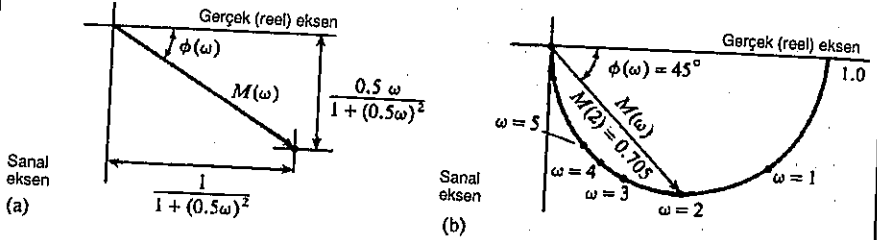
burada,

$$\begin{aligned} M(\omega) &= \left[\left(\frac{1}{1 + (0,5\omega)^2} \right)^2 + \left(\frac{0,5\omega}{1 + (0,5\omega)^2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \frac{(1 + (0,5\omega)^2)^{1/2}}{1 + (0,5\omega)^2} \end{aligned}$$

$$\phi(\omega) = -\tan^{-1} \frac{0,5\omega}{1}$$

Tablo 8.2 Büyüklük (genlik) oranı ve faz açısı

ω (rad/s)	$M(\omega)$	$\phi(\omega)$
0	1.000	0.0
1	0.991	-26.6
2	0.705	-45.0
3	0.555	-56.4
4	0.447	-63.4
5	0.372	-68.2
∞	0	∞



Şekil 8.11(a). Vektör diyagramı (b) Nyquist diyagramı

$\omega = 2$ olarak

$$M(\omega) = \frac{(1 + (0,5 \times 2)^2)^{1/2}}{1 + (0,5 \times 2)}$$

$$= \frac{1,41}{2} = 0,705$$

$$\phi(\omega) = -\tan^{-1} \frac{1}{1} = -45^\circ \text{ bulunur.}$$

Tablo 8.2'de verilen ω değerlerine göre, $M(\omega)$ ve $\phi(\omega)$ değerlerini hesaplayın. Bu değerler, Şekil 8.11(b)'de görüldüğü gibi, polar çizim veya Nyquist diyagramı halinde gösterilebilir.

8.2.4 Elektrohidrolik servo valfler

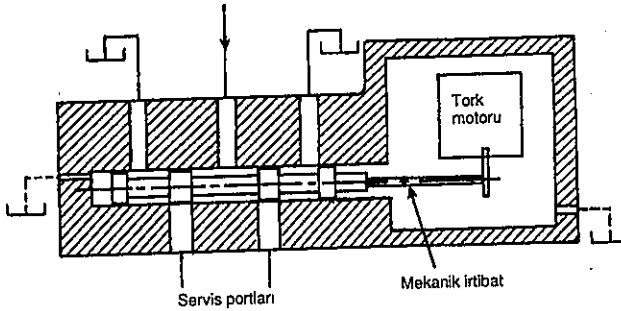
En basit elektrohidrolik valf, sürgü konumunun doğrudan doğruya elektrik moment motoru ile kontrol edildiği, tek kademeli ve sürgülü tip valftir (Şekil 8.12). Sürgünün hareketi moment motoruyla sınırlandırılır, valf sadece küçük debi değerleri için uygundur.

İki kademeli sürgülü tip servo valflerde, ana sürgünün kontrolü için, direkt tahrikli bir valf kullanılır. Ana sürgüden ön uyarı sürgüsüne giden bir geri besleme hattının bağlantısı, Şekil 8.7'de gösterilen izleyici kopyalamanın mekanizmasına benzer tarzda rol oynar.

Statik sürgü sürtünmesinin etkilerini yenmek ve valfin tepkisini daha etkin bir duruma getirmek için, kontrol sinyali üzerine bir titreşim sinyali eklenerek, sürgü sürekli hareketli tutulur. Bu titreşim sinyali, frekansı yaklaşık olarak 100 Hz düzeyinde olan, alçak genlikli bir alternatif akımdan ibarettir.

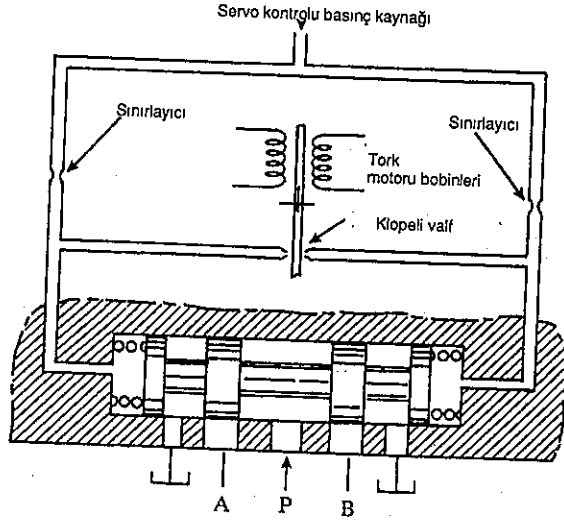
Klapeli valf kumandalı servolarda, sürgü, sürgünün uçları üzerindeki akışkan basıncı sayesinde konumlandırılır. Klapeli valfin memeleri açması veya kapamasıyla, Şekil 8.13'de gösterildiği gibi kontrol basıncı değiştirilir.

Püskürtme borusu kumandalı servo, klapeli valf kumandalı servoya benzer. Püskürtme borusundan gelen akışkan, sürgünün uçlarına irtibatlı borulara verilir. Moment (tork) motoru, sürgü uçlarındaki basıncı değiştirmek bu nedenle sürgü konumunu kontrol etmek için püskürtme borusunu döndürür. Püskürtme borusu kumandalı servonun diyagramında (Şekil 8.14), valf sürgüsünden püskürtme borusuna giden geri besleme irtibatı gösterilmemiştir.

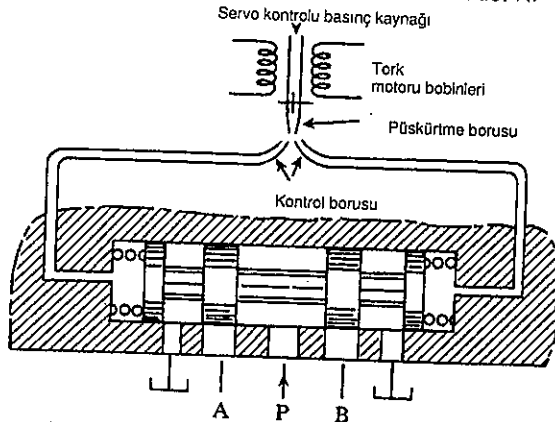


Şekil 8.12 Direkt kumandalı sürgülü tip servo valf.

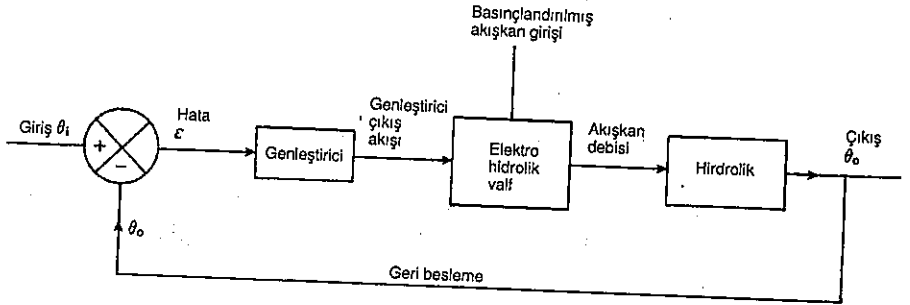
Şekil 8.15'de, tipik bir elektro hidrolik servo biriminin basitleştirilmiş blok diyagramı görülmektedir. Geri besleme sinyalinin elde edilmesi için, bir çeşit elektrik veya elektronik transdüser kullanılmaktadır. Lineer potansiyometreler ve senkro çözümleyiciler, tipik transdüserlerdir. Bunlar, konum veya hız ile oranlı bir elektriksel çıkışı sağlarlar. Çıkış sinyali geri beslenir ve kumanda sinyali ile karşılaştırılarak değerlendirilir.



Şekil 8.13 Klapeli valf kumandaltı servo



Şekil 8.14 Püskürtme borusu kumandaltı servo



Şekil 8.15 Elektro hidrolik servo valf sistemi (blok diyagram)

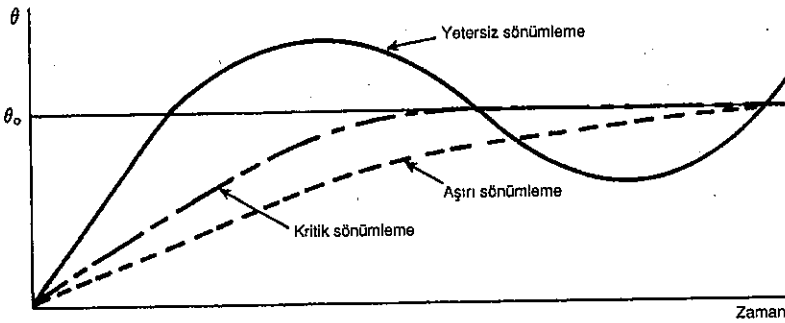
8.2.5 Sistemin tepkisi ve kararlılığı

Hızlı tepki, genellikle hidrolik servo sistemlerin temel bir gereğidir. Bununla beraber tepki çok hızlı olursa sistem kararsız olabilir. Bu durumda, sönümleme yapılması gerekir. Kararlılık için sistem sönümlemesinin düzeyi;

Sistem tepkisine,
Yük ataletine,
Sistemin karşı (geri) vuruşuna

bağlıdır. Elektriksel kontrol sistemlerinde, yükseltici (amplifier) kazancı sistem tepkisini değiştirmek için ayarlanabilir. Çeşitli sönümleme şartları Şekil 8.16'da görülmektedir.

Bir sistem, bir kademe girişin sonucu olarak salınan fakat nihayetinde kararlı bir duruma ulaşan çıkış olduğu zaman "yetersiz sönümlü" olarak adlandırılır. Kritik sönümlemede sistem henüz salınmaya son verir ve çıkış mümkün olan en kısa zamanda kararlı bir hale ulaşır. Sönümleme, kritik sönümleme için gerektiğinden daha büyük olduğu zaman sistem aşırı sönümlü olarak adlandırılır.

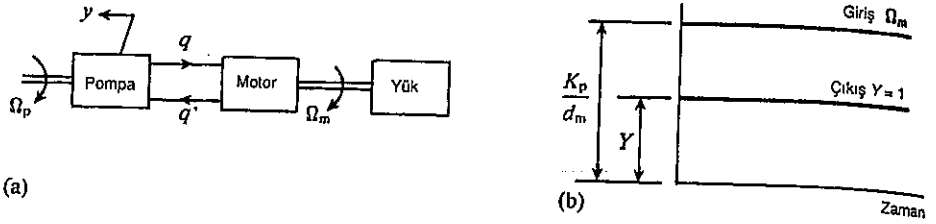


Şekil 8.16 Sistem sönümleme.

8.3 POMPA KUMANDALI SERVO SİSTEMLER

Bunlar, yüksek güç sistemlerinde kullanılır. Debi kontrolü sayesinde, sistem verimi, fazla akışın emniyet valfinden geçtiği valf kontrollü servodan daha yüksektir.

Pompa kontrollü servo sistemlerinin ekseriyeti hidrolik motorların tahriki için kullanılır. Hidrostatik iletim, Şekil 8.17(a)'daki blok diyagramla temsil edilebilir.



Şekil 8.17 Hidrostatik iletim a) Blok diyagramı b) İdeal karakteristikler.

Hidrostatik iletim için ideal şartları (sızıntı olmaması, sıkıştırılabilirlik vb.) kabul ederek,

Pompadan gelen akış, $q_p =$ Motora giren akış $q_m = q$

$$\Omega_p d_p = \Omega_m d_m$$

Pompanın dönüş hızı (Ω_p) ve beher radyan için motorun yerdeğiştirmesi (debi) (d_m) sabit ise, motorun hızı (Ω_m) pompanın yerdeğiştirmesi (d_p) ile orantılıdır. Not: Bir devirdeki yerdeğiştirme ΩD_p ve ΩD_m gösterimleri bu kitabın diğer bölümlerinde de kullanılmıştır. Bu yüzden pompalar için; $D_p = 2\pi d_p$ motorlar için $D_m = 2\pi d_m$ olarak ifade edilmektedir.

Pompa kontrol Y mesafesi kadar hareket etsin ve pompadan gelen akış q_p olsun. Bu durumda $q_p = K_p Y$ olur. K_p , verilen bir hızdaki, pompanın debi sabitidir.

Bu durumda;

$$q_p = q_m = K_p Y = \Omega_m d_m$$

veya

$$\Omega_m / Y = K_p / d_m \text{ olur.}$$

(Bu durum, Şekil 8.17(b)'deki gibi, grafik olarak temsil edilebilir). Bunun gerçek olamayacağı ortadadır, çünkü çıkış derhal maksimum hızı oluşturamaz.

8.3.1 Sızıntının etkisi

Pompa ve motordaki sızıntıların etkilerini ele alalım. Pompa ve motorun sızıntı katsayısı λ_p ve λ_m ve pompanın ve motorun basınç değerleri ise P_p ve P_m olsun.

$$\begin{aligned} \text{Pompa sızıntısı} &= \lambda_p P_p \\ \text{Pompanın ürettiği gerçek debi} &= K_p Y - \lambda_p P_p = q \\ \text{Motor sızıntısı} &= \lambda_m P_m \\ \text{Motorun kullandığı gerçek akış} &= q - \lambda_m P_m = \Omega_m d_m \text{ olur.} \end{aligned}$$

Bu nedenle,

$$\Omega_m d_m = K_p Y - \lambda_p P_p - \lambda_m P_m \text{ dir.}$$

Sistemdeki basınç düşüşü ihmal edilirse;

$$P_p = P_p = P_m \text{ olur.}$$

Eğer λ , pompa ve motorun birleştirilmiş sızıntı sabiti ise;

$$\Omega_m d_m = K_p Y - \lambda P \text{ olur.}$$

Eğer motor çıkış momenti T_m ise;

$$T_m = d_m P = I \frac{d}{dt} \Omega_m \text{ olur.}$$

Burada I motorun çıkış shaftındaki yükün ataletine eşittir.

P 'nin yerine değeri konulduğunda,

$$I \left(\frac{d}{dt} \right) \Omega_m = d_m (K_p Y - \Omega_m d_m) / \lambda \text{ dir.}$$

Laplace dönüşümünü kullanarak

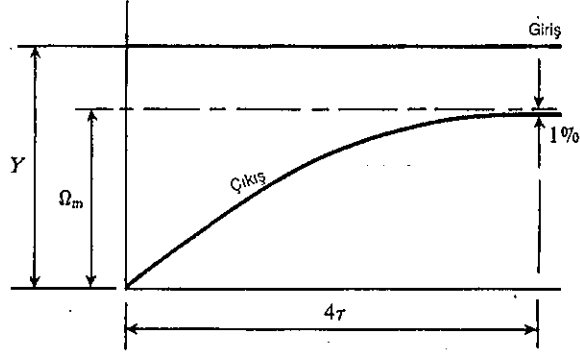
$$I s \Omega_m(s) = \frac{d_m}{\lambda} (K_p Y(s) - \Omega_m(s) d_m)$$

$$\Omega_m(s) \left(I s + \frac{d_m^2}{\lambda} \right) = \frac{d_m}{\lambda} K_p Y(s)$$

$$\frac{\Omega_m(s)}{Y(s)} = (d_m K_p / \lambda) / [I s + (d_m^2 / \lambda)] = \frac{K_p}{d_m} (1 / (1 + \tau s))$$

Burada zaman sabiti $\tau = (\lambda J)/d_m^2$ 'dir.

Kademe girişine (Y) sistemin tepkisi, grafik olarak Şekil 8.18'de gösterilmiştir.



Şekil 8.18 Pompa ve motor sızıntılarının etkisini dikkate alan hidrostatik iletim için karakteristikler.

8.3.2 Sıkıştırılabilirliğin etkisi

Hacim modülü $B = (\text{Hacimsel gerilme})/(\text{Hacimsel şekil değiştirme}) = P/(\Delta V/V)$ 'dir ve, burada (P) basınç, (ΔV) hacimdeki değişme, (V) ise pompa ve motor arasındaki akışkanın başlangıçtaki hacmidir. Hacimin azalma oranı, sıkıştırılabilirliğin (q_c) neden olduğu akış kaybıdır.

Burada

$$q_c = \frac{d}{dt} \Delta V = \frac{d}{dt} \left(\frac{VP}{B} \right) = \frac{V}{B} \frac{dP}{dt}$$

Motorda kullanılan gerçek akış:

$$\begin{aligned} \Omega_{dm} &= (\text{Pompanın çıkış hacmi}) - (\text{Sızıntı akışları}) \\ &= K_p Y - \lambda P - V/B \frac{dP}{dt} \end{aligned}$$

Ancak;

$$Pd_m = T_m = I \frac{d}{dt} \Omega_m$$

Bu nedenle;

$$p = \frac{1}{d_m} \frac{d\Omega_m}{dt}$$

$$\begin{aligned} \Omega_m d_m &= K_p Y - \lambda \left(\frac{1}{d_m} \frac{d}{dt} \Omega_m \right) - (VI/B) \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{d_m} \frac{d}{dt} \Omega_m \right) \\ &= K_p Y - \lambda \left(\frac{1}{d_m} \frac{d}{dt} \Omega_m \right) - \frac{VI}{Bd_m} \left(\frac{d}{dt} \right)^2 \Omega_m \end{aligned}$$

Laplace dönüşümü kullanılarak

$$\Omega_m(s) d_m = (K_p Y(s)) - \left(\frac{\lambda}{d_m} s \Omega_m(s) \right) - \left(\frac{VI}{Bd_m} s^2 \Omega_m(s) \right)$$

$$\Omega_m(s) \left[d_m + \left(\frac{\lambda}{d_m} s \right) + \left(\frac{VI}{Bd_m} s^2 \right) \right] = K_p Y(s)$$

$$\Omega_m(s)/Y(s) = K_p / [d_m + (\lambda s/d_m) + (VI s^2/Bd_m)]$$

$$\Omega_m(s)/Y(s) = (K_p/d_m) [1/(1 + \lambda s/d_m + VI s^2/Bd_m^2)]$$

$$= \frac{K_p}{d_m} \left[\frac{Bd_m^2/VI}{s^2 + (\lambda Bs/V) + (Bd_m^2/VI)} \right]$$

Karakteristik denklem aşağıdaki şekilde

$$\frac{\Omega_m(s)}{\lambda(s)} = \frac{K_p}{d_m} [\omega_0^2/(s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2)]$$

gösterilebilir. Böylece

$$\omega_0^2 = \frac{Bd_m^2}{VI}$$

ve

$$2\zeta\omega_0 = \frac{\lambda B}{V}$$

olur, burada ω_0 , sistemin sönümlenmemiş doğal frekansını, ζ ise sönümlenme oranını göstermektedir.

8.3.3 Doğal frekans

ω_0 sistemin sönümlenmemiş doğal frekansdır ve karakteristik denklemden, aşağıdaki ifade elde edilebilir.

$$\omega_0^2 = Ba_m^2/VI$$

Böylece sönümlenmemiş doğal frekans, aşağıda belirtilenler sayesinde yükseltilebilir:

- Akışkanın B hacim modülü artırılarak. Bu, normal olarak imkansızdır.
- Motorun yerdeğiştirmesi (debisi) (d_m) artırılarak. Bu, genel olarak moment ve hız gereksinimlerine göre seçilir. d_m değerinin yükseltilmesi aynı motor hızını vermek için, pompa debisinde bir artış gerekir.
- Akışkan hacmini, sıkıştırmayla azaltarak. Hidrolik pompa, mümkün olduğunca hidrolik motora yakın konumda olmalıdır, tercihan bu iki birim tümleşik olmalıdır. Esnek hortumdan ziyade katı boru, sıkıştırılabilirlik etkisini azaltmak için birimler arasında kullanılmalıdır.
- Yük ataletinin minimum düzeye indirilmelidir.

8.3.4 Hidrolik sıklık

Doğal frekans pompanın eğim plakası, çıkış vermeyecek şekilde kilitli durumda iken, motor şaftını 1 radyan döndürmek için gerekli moment değeri, sistemin hidrolik sıklığı (H_s) olarak ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} \text{Sıvının hacim modülü, } B &= \frac{\text{Hacimsel gerilme}}{\text{Hacimsel şekil değiştirme}} \\ &= P/(\Delta V/V) \end{aligned}$$

Burada (V), pompa ve motor arasındaki akışkanın hacmini, (P) ise; (V) hacmi, ΔV kadar artırıldığında oluşan basıncı ifade etmektedir.

Motor şaftı 1 radyan döndürüldüğünde, hacimde meydana gelen değişme (ΔV) ve motorun yerdeğiştirmesi (d_m) olur. Böylece,

$$B = P/(d_m/V)$$

ve bu nedenle oluşan basınç, P

$$P_m = (Bd_m)/V \text{ olur.}$$

Motor torku $T_m = d_m P_m$ 'dir ve P_m motor üzerinde oluşan basınç farkıdır. Motor 1 radyan döndürüldüğünde tork,

$$H_s = d_m P$$

veya

$$H_s = \frac{Bd_m^2}{V}$$

fakat

$$\omega_0^2 = Bd_m^2 / VI = H_s I \text{ 'dir.}$$

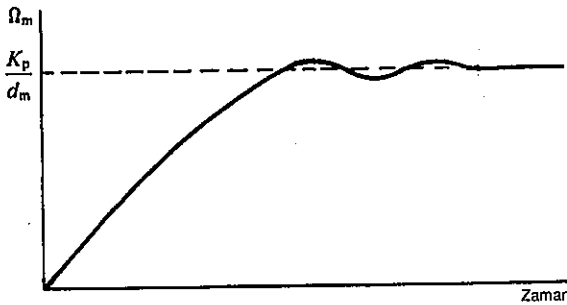
8.3.5 Sönümlenme oranı

Gerçek sönümlenme katsayısının kritik sönümlenme veren katsayıya göre oranı, 'sönümlenme oranı' (ζ) olarak tanımlanır ve bu oran, ikinci dereceden bir sistemi için genel bir denklemdir.

Karakteristik denklemden:

$$2\zeta\omega_0 = \lambda(B/V)$$

Sönümlenme oranı sistemdeki sızıntıya (λ) bağlıdır ve sistemin doğal frekansının fonksiyonudur. Sönümlenme oranı (ζ) birim değerden daha küçük olduğunda, sistem yetersiz sönümlü olacaktır (Bkz. Şekil 8.19).



Şekil 8.19 Sistemin birim kademe girişine tepkisi.

ÖRNEK 8.2

Değişken debili bir pompa ile sabit debili bir motorun yer aldığı kapalı döngülü tersinir hidrostatik iletim sisteminde, pompa ve motorun birleştirilmiş sızıntı katsayıları 10×10^{-3} l/dak./bar'dır. Motor şaftındaki toplam yük ataleti 300 Nm s^2 ve motorun yerdeğiştirmesi 25 ml/rad 'dir. Motorun maksimum hızı 200 dev./dak. olup, motorun durağan halden maksimum hıza ulaşması, 20 saniyede gerçekleşmektedir.

- Borulardaki basınç düşüşlerini ihmal ederek, sistemin çalışma basıncını bulunuz.
- Pompa hızı 1400 dev./dak. ise, pompa kapasitesini hesaplayınız.
- Pompanın toplam verimi $\% 85$ ise, pompanın çalıştırılması için kullanılan elektrik motorunun gücü ne kadar olmalıdır?
- Uygun pompa boyutlarını ve emniyet valfi ayarlarını gösteren, uygun bir devre şeması çiziniz.
- Pompa üzerindeki strok kontrolünün maksimum hareketi $0,1 \text{ m}$ ise, 2τ zamanı sonundaki birim kademe girişine sistemin tepkisini (yani hidrolik motorun hızını) bulunuz. Burada τ zaman sabitini göstermektedir.
- τ zaman sabitinin değerini hesaplayınız.

Çözümler

- Motor hızının 20 saniyede 200 dev./dak. 'ya ulaştığını biliyoruz. Bu durumda ivmenin sabit olduğunu varsayarak, motorun ivmesi

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\text{Hız}}{\text{Zaman}} \\ &= \left(\frac{200 \times 2}{60} \right) \times \left(\frac{1}{20} \right) \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right) \\ &= 0,05 \text{ rad/s}^2. \end{aligned}$$

Motordaki ivmelendirme momenti,

$$T_m = I\alpha \text{ dir ve } I \text{ yük ataletidir, değeri de } 300 \text{ Nm s}^2 \text{ dir.}$$

$$\begin{aligned} T_m &= 300 \times 0,05 \text{ Nms}^2 \text{ rads}^{-2} \\ &= 315 \text{ Nm. olur.} \end{aligned}$$

Fakat motor momenti

(Motorun yerdeğiřtirmesi) \times (Motordaki basınç dűřűřtű)

$$T_m = d_m P_m \text{ 'dir.}$$

$$P_m = \frac{T_m}{d_m} = 315 / (25 \times 10^{-6}) \text{ (Nm/m}^3\text{)}$$

$$= 125,7 \times 10^5 \text{ (Nm}^2\text{)}$$

$$= 125,7 \text{ bar olur.}$$

(b) Pompanın teorik çıkış hacmi

$$\text{(Motor hızı)} \times \text{(Motor kapasitesi)} \text{ (Nm} \times d_m \times 2\pi\text{)}$$

$$= (200) \times (25 \times 10^{-6}) \times (2\pi) \text{ (m}^3\text{/dak.)}$$

$$= 31,4 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/dak.)}$$

$$= 31,4 \text{ l/dak.'dır.}$$

Pompa ve motordaki toplam sızıntı, sistem basıncının, ortak sızıntı sabiti ile çarpımı, yani

$$10 \times 10^{-3} \times 125,7 \left(\frac{1}{\text{dak.}} \times \frac{\text{bar}}{\text{bar}} \right)$$

$$= 1,26 \text{ l/dak.}$$

Pompanın gerçek kapasitesi = 31,4 + 1,26 = 32,66 l/dak. olur.

(c) elektrik motorunun gücü (kW);

$$\frac{\text{Debi (l/dak.)} \times \text{Basınç (bar)}}{600 \times \text{Toplam pompa verimi.}}$$

$$= \frac{32,66 \times 125,7}{600 \times 0,85}$$

$$= 8,04 \text{ kW}$$

(d) Önerilen bir devre şeması Şekil 8.20(a)'da görűlmektedir. Bütünleme pompasının kapasitesi, ortak sızıntı akışının (1,26 l/dak.), en az iki katı düzeyinde olmalıdır. Hatta, döngűye devamlı olarak soğuk ve temiz akışkan ekleyebilmek için, devrenin alçak basınçlı tarafından bir kısım akışkanın tanka geri alınması genel bir uygulama olduğundan, pompa ka-

pasitesi tercihan daha yüksek olmalıdır. İkmal pompası, borulardaki ve çekvalfteki basınç düşüşlerini karşılayabilmelidir, bu nedenle ikmal pompasının emniyet valfinin ayarının, 3 bar olması yeterlidir. Ana emniyet valfinin ayarı, maksimum sistem basıncından yaklaşık olarak % 10 oranında yüksek olmalıdır.

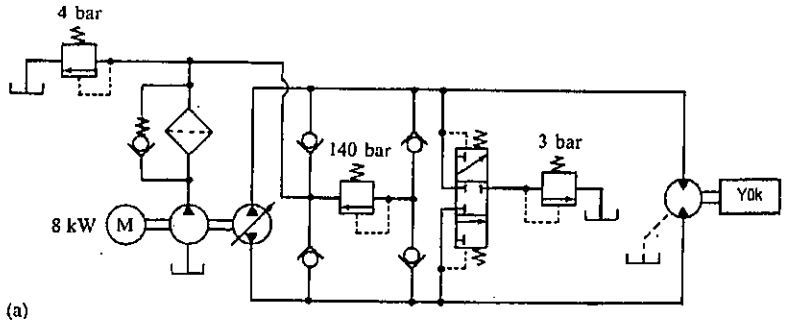
- (e) Devre, Şekil 8.20(b)'de olduğu gibi, blok diyagram şeklinde gösterilebilir. K_p pompa debisi sabiti olursa,

$$K_p = \frac{32,66}{60 \times 10^3} \times \frac{1}{0,1} \left(\frac{\text{litre}}{\text{dak.}} \times \frac{\text{m}^3}{\text{litre}} \times \frac{1}{\text{m}} \times \frac{\text{dak}}{\text{s}} \right)$$

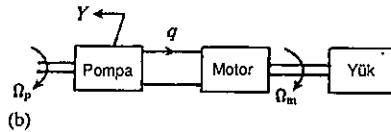
$$= 5,44 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

Bu nedenle de, pompa debisinin sabiti K_p , motor strok kontrolünün hareketi $5,44 \times 10^{-3}$ metreküp/saniye/metre olur. Pompa ve motorun sızıntı katsayıları, λ_p ve λ_m sırasıyla $\text{m}^3 \text{ S}^{-1} \text{ bar}^{-1}$ olsun.

$$\begin{aligned} \text{Pompa sızıntısı} &= \lambda_p P_p \\ \text{Motordan gelen akış} &= (K_p Y) - \lambda_p P_p = q \\ \text{Motor sızıntısı} &= \lambda_m P_m \\ \text{Motorda kullanılan akış} &= q - \lambda_m P_m \\ &= (K_p Y) - (\lambda_p P_p) - \lambda_m P_m \text{ 'dir.} \end{aligned}$$



(a)



(b)

Şekil 8.20 Hidrostatik iletim (a) Devre (b) Blok diyagram.

Borulardaki basınç düşüşlerini ihmal edersek,

$$P_m = P_p = P \text{ olur.}$$

Motorda kullanılan akış $= K_p Y - (\lambda_p + \lambda_m) P$ 'dir. Fakat motor içindeki akış $= \Omega_m d_m$ 'dir ve burada, d_m motorun yerdeğiştirmesini (m^3/rad), Ω_m ise motor hızını (rad/s) ifade etmektedir. Bu nedenle;

$$\Omega_m d_m = K_p Y - \lambda P \quad (8.3)$$

Burada λ , pompa ve motorun ortak sızıntı katsayısıdır. Bu denklemden, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$P = \frac{K_p Y - \Omega_m d_m}{\lambda} \quad (8.4)$$

Motorun torku T_m iken, ataleti I olan motor yükünün ivmesini (α) ele alalım:

$$T_m = d_m P$$

Aynı zamanda;

$$T_m = I \alpha$$

Fakat

$$\alpha = \frac{d}{dt} \Omega_m$$

$$T_m = d_m P = I \frac{d}{dt} \Omega_m$$

Buradan $P = \frac{I}{d_m} \frac{d\Omega_m}{dt}$ elde edilir. (8.5)

(8.4) ve (8.5) denklemlerinden

$$P = \frac{K_p Y - \Omega_m d_m}{\lambda} = \frac{I}{d_m} \frac{d}{dt} \Omega_m$$

elde edilir.

Değişkenleri ayırdığımızda

$$\Omega_m \left(\frac{I}{d_m} \frac{d}{dt} + \frac{d_m}{\lambda} \right) = \frac{K_p Y}{\lambda}$$

veya

$$\Omega_m \left(1 \frac{d}{dt} + \frac{d_m^2}{\lambda} \right) = \frac{d_m}{\lambda} K_p Y$$

$$\frac{\Omega_m}{Y} = \frac{(d_m/\lambda) K_p}{(1/dt + d_m^2/\lambda)}$$

$$= \frac{d_m K_p}{\lambda (1/dt + d_m^2/\lambda)}$$

$$= \frac{d_m}{d_m^2} \left(\frac{K_p}{(\lambda/a_m^2) + (d/dt) + 1} \right)$$

$$= \frac{K_p}{d_m} \frac{1}{[1 + (\lambda/a_m^2) d/dt]}$$

Laplace dönüşümü kullanılarak,

$$\frac{\Omega(s)}{Y(s)} = \frac{K_p}{d_m} [1/(1 + \tau s)] \text{ elde edilir.}$$

Burada τ zaman sabiti, olup değeri:

$$\tau = \frac{\lambda}{d_m^2}$$

Bu nedenle,

$$\Omega(s) = \frac{K_p}{d_m} [1/(1 + \tau s)] Y(s)$$

olur. Birim aşamalı girişin tepkisini yani ($Y = 1$), ele alalım. $Y = 1$ ise, Laplace dönüşümünü uyguladığımızda,

$$Y(s) = \frac{1}{s}$$

$$\Omega_m(s) = \frac{K_p}{d_m} \left[\frac{1}{(1 + \tau s)} \right] (1/s)$$

ifadesini kısmi kesirlerine ayırdığımızda

$$\frac{1}{(1 + \tau s)} (1/s)$$

$$\frac{1}{(1 + \tau s)s} = \frac{A'}{(1 + \tau s)} + (B'/s)$$

$$= \frac{A's + B'(1 + \tau s)}{(1 + \tau s)s}$$

A' ve B' katsayılarının eşitlenmesi ile, $B' = 1$ ve $A' + B'\tau \cdot A' = -7$ elde edilir.

$$\Omega_m(s) = \frac{K_p}{d_m} \left[\frac{1}{s} - \frac{\tau}{(1 + \tau s)} \right]$$

$$= \frac{K_p}{d_m} \left[\frac{1}{s} - \frac{\tau}{(1/\tau + s)} \right]$$

Ters Laplace dönüşümü standart formlarını uyguladığımızda

$$1/s = 1$$

$$\frac{1}{(A + s)} = e^{-At}$$

Burada, $A = \tau^{-1}$ 'dir.

$$\Omega_m = \frac{K_p}{d_m} (1 - e^{-t/\tau})$$

Burada $t = 2\tau$ ise,

$$\Omega_m = \frac{K_p}{d_m} (1 - e^{-2t/\tau})$$

ve

$$K_p = 5,44 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

olur. Bu değer, kontrol levyesinin 1 m kadar hareketi için, K_p 'nin değeridir. Kontrol levyesinin hareket mesafesi en çok 0,1 m olduğundan, K_p 'nin erişebileceği maksimum değer:

$$K_p (\text{maksimum}) = 5,44 \times 10^{-3} \times 0,1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ olur.}$$

(Not: K_p maksimum Y değeri ile çarpıldığından, K_p (maksimum)'nin birimleri, $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ olur.)

Motor yerdeğiştirilmesi (d_m) = 25ml/rad = $25 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$ 'dir. 2τ kadar bir zaman süresi sonunda, motor hızı Ω_m :

$$\Omega_m = \left[\frac{5,44 \times 10^{-3} \times 0,1}{25 \times 10^{-6}} \right] (1 - e^{-2}) \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{rad}}{\text{m}^3} \right)$$

$$= 18,8 \text{ rad s}^{-1}$$

$$= \frac{18,8}{2\pi} \times 60 \text{ dev/dak.}$$

$$= 179,6 \text{ dev/dak.}$$

(f) Sistemin zaman sabiti, τ , aşağıdaki denklemlerden elde edilir.

$$\frac{I\lambda}{d_m^2}$$

$$I = 300 \text{ Nm s}^2, \lambda = 10 \times 10^{-3} \text{ (1 dak}^{-1} \cdot \text{bar}^{-1}\text{)},$$

$$\frac{10 \times 10^{-3}}{10^3} \times \frac{1}{60} \times \frac{1}{10^5} \text{ (m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ N}^{-1} \text{ m}^2\text{)}$$

böylece

$$\lambda = \frac{1}{60} \times 10^{-10} \text{ (m}^5 \text{ s}^{-1} \text{ N}^{-1}\text{)}$$

$$d_m = 25 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau = 300 \times \frac{1}{60} \times 10^{-10} \times 1/(25 \times 10^{-6})^2 \text{ (Nm s}^2 \text{ m}^5 \text{ s}^{-1} \text{ Nm}^{-6}\text{)}$$

$$= \left(\frac{300}{60}\right) \times \left(\frac{1}{625}\right) \times \left(\frac{10^{-10}}{10^{-12}}\right) \text{ (saniye)}$$

$$= 0,8 \text{ s}$$

Bundan dolayı τ , 0,8 saniyedir.

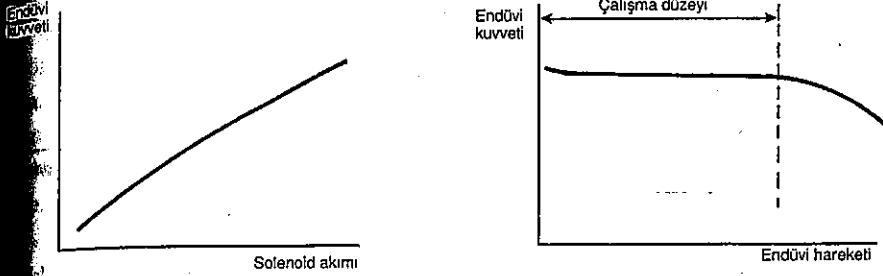
8.4 ORANSAL VALFLER

8.4.1 Kuvvet Kontrolü

Elektro-hidrolik valflerin sayısal kontrol sistemleri vardır, çünkü solenoidin 'açık-kapalı' olmak üzere iki konumu mevcuttur ve valf sürgüsü bu farklı konumlardan birine geçmektedir. İki konumlu, iki portlu, solenoid kumandalı bir yön kontrol valfi, ya tamamen açıktır ya da, solenoid enerjilendiğinde, tamamen kapalıdır. Bu sayısal çalıştırma, hidrolik devredeki akış ve basınçta ani değişimlere ve buna bağlı olarak, sorunların ortaya çıkmasına neden olur.

Elle kumandalı geçit valflerinde olduğu gibi, valf tedrici olarak kapatılabilirse, açık ve kapalı konumlar arasında kademe kademe bir geçiş olur.

İşlem kontrol tesislerinde büyük çaplı boru hatlarındaki valflerin açılması, açısız motorlar, elektrik motorları, dişli tahrik kutuları, kademe motorları vb. kullanılarak ayarlanmaktadır. Böylelikle, akış değişimleri kademeli olarak gerçekleşir ve şoklar önlenmiş olur. Hidrolik sistemlerde, elektrik motoru ile tahrik edilen valfler de kullanılır, ancak bu düzenekler pahalıdır ve uygulamalar çok sınırlıdır.



Şekil 8.21 Oransal solenoid karakteristikleri

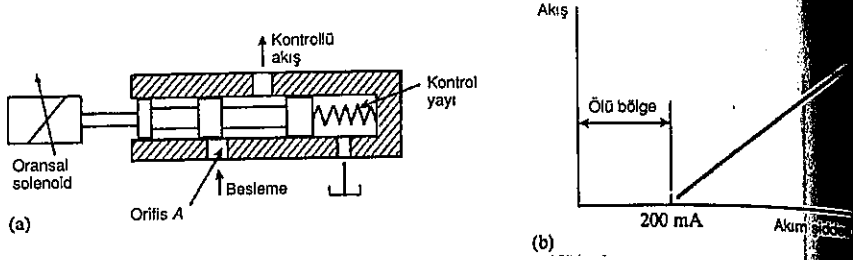
DC solenoidinin armatürünün uyguladığı çıkış kuvveti, bu armatürün içinden geçen akıma bağlıdır. Bu özellik, armatür uyguladığı kuvvetin, devredeki akım şiddeti ile orantılı olduğu, fakat solenoidin çalışma aralığındaki armatür hareketine bağlı olmadığı, oransal DC solenoidinin tasarımında kullanılabilir. Şekil 8.21 de, oransal solenoidlerin tipik karakteristikleri görülmektedir.

8.4.2 Kuvvet konumu kontrolü

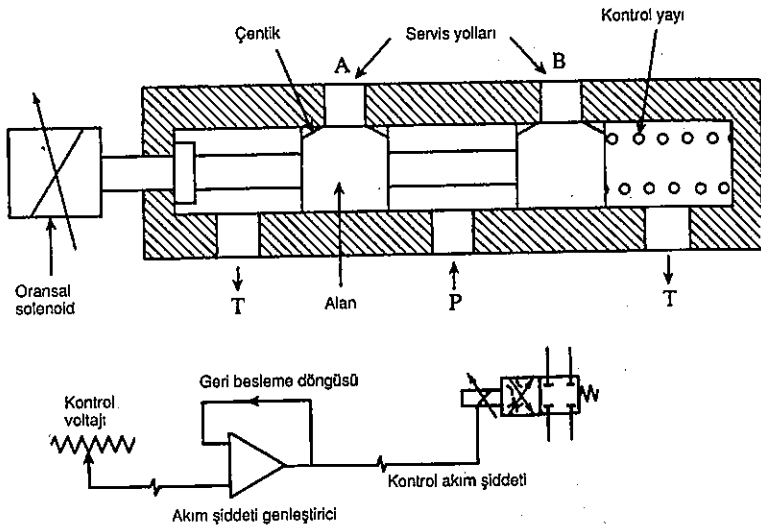
Oransal valflerin elektriksel kontrolünde, değişken gerilimden çok, değişken akım şiddetinden yararlanılmaktadır. Gerilim kontrol sistemi, sıcaklık değişmesinden kaynaklanan gerilimin sabit kalmasına karşılık akımın değişmesiyle sonuçlanan bobin direncindeki herhangi bir değişmeye uyarlanmalıdır. Bu problem akım kontrollü sistemler kullanılarak yokedilir.

Böylelikle kuvvetin, elektriksel olarak kontrol edilmesi mümkün olur ve kuvvetin bir sıkıştırma yayı üzerine uygulanması ile, bu yayın sapsması kontrol edilebilir. Valf içindeki sürgü, Şekil 8.22 (a)'da gösterildiği gibi bir ucundan bir yayla ve diğer ucundan oransal solenoidle hareketlendiriliyorsa, orifis büyüklüğü A, kontrol akımıyla uyum halinde değiştirilebilir.

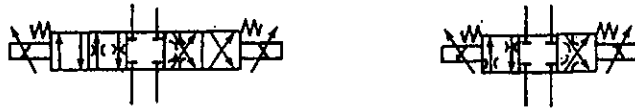
Valften geçen akış, solenoid içinden geçen akımıyla orantılı olacaktır. Bindirmesi sıfır olan (yani sürgünün, valf gövdesi üzerindeki porta tam olarak oturduğu) sürgü üretimi çok güç olduğundan, oransal sürgülü valflerde, aşırı bindirmeli sürgüler kullanılmaktadır. Bu durumda, valfte akış oluşumundan önce, sürgü bindirme alanının uzunluğu kadar hareket etmelidir. Böylece bu valf karakteristiklerinde, bir ölü bölgenin artışı söz konusu olur. (Bkz. Şekil 8.22 (b)).



Şekil 8.22 Oransal kontrol valfi. (a) Valfin kesiti. (b) Akış akım karakteristiki.



Şekil 8.23 Çentikli sürgülü tip oransal valf oransal solenoid



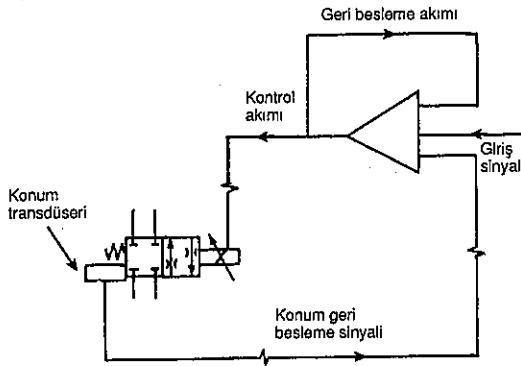
Şekil 8.24 Oransal yön kontrol valfi sembolleri.

Oransal valflerde çentikli sürgülerin kullanılması, Orifisin kademeli olarak açılması ve valften geçen maksimum akışın çentiğin şekli ile belirlenmesi sayesinde, daha etkin bir debi kontrolü sağlar. Bu tip bir valfin yapısı, sembolik ile temsili ve elektriksel kontrol diyagramı Şekil 8.23'de, görülmektedir.

Çift solenoidli ve yay merkezlemeli bir oransal yön kontrol valfi, Şekil 8.23'de görülen valfe çok benzemektedir. Aradaki tek fark, bu valfte, yay merkezleme cihazının ve sürgünün her iki tarafında birer solenoidin yer almasıdır. Böyle bir valfin sembolü, Şekil 8.24'de verilmiştir. Görüldüğü gibi, valf beş konumlu veya üç konumlu türden olabilir. Her iki sembol de, yaygın biçimde kullanılmaktadır. Beş konumlu valfin uç konumları, tam işlev koşullarını temsil etmektedir.

8.4.3 Sürgü konumunun kontrolü

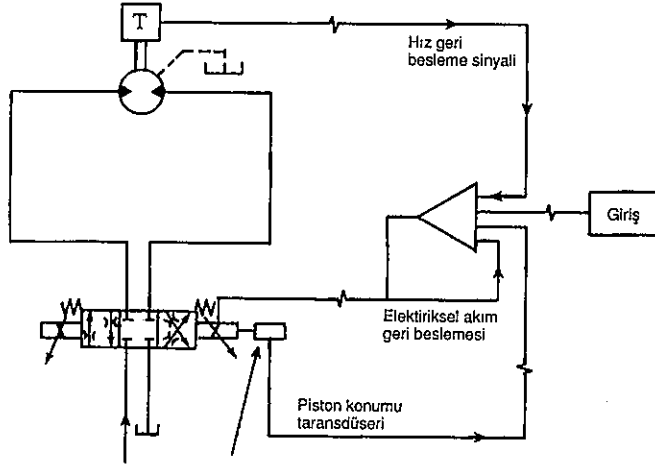
Tamlığın artırılması ve oransal kontrol valflerinin kullanım alanının genişletilmesi amacı ile, piston konumunun kontrolü için bir lineer transdüserden yararlanılabilir. Transdüserin çıkışı, sürgünün yerdeğiştirmesi ile oranlı olan ve tüm sürgü hareketi boyunca sürekli olarak değişen, bir gerilimdir. Sürgünün gerçek konumu, transdüser yoluyla elektriksel kontrol sistemine geri beslenir ve istenilen konum ile kıyaslanır, kontrol (elektriksel) akımı doğru olarak ayarlanır. Böyle bir sistem, Şekil 8.25'de görülmektedir.



Şekil 8.25 Konum geri beslemesi.

Yön kontrol valflerinin kuvvet konum kontrolünde, sürgünün açıklığı ve dolayısı ile de, debinin kontrolü sağlanmaktadır. Sürgü konumunun geri beslenmesi için kullanılan transdüser, valften geçen akışkan miktarını gözlemediği için, sistem, bir açık döngülü kontrol sistemidir.

İlave tamlık gerekirse, sistem çıkışını ölçmek ve bu çıkış değerini, kontrol devresine geri beslemek için bir transdüserden yararlanılabilir. Hidrolik motorların hız kontrol devresini gösteren Şekil 8.26'daki tasarımda, motorun hızının ölçülmesi için bir takometre veya benzeri bir cihaz kullanılır. Böyle bir devreden yararlanılması halinde, oransal valflerin özelliklerindeki 'ölü bölge'nin etkileri hesaba katılmalıdır. Bu husus, hız kontrolundan ziyade konum kontrolü durumunda, daha fazla önem kazanacaktır.



Şekil 8.26 Oransal valfli, kapalı döngülü hız kontrolü (Tek bir solenoidin elektrik devresi gösterilmiştir).

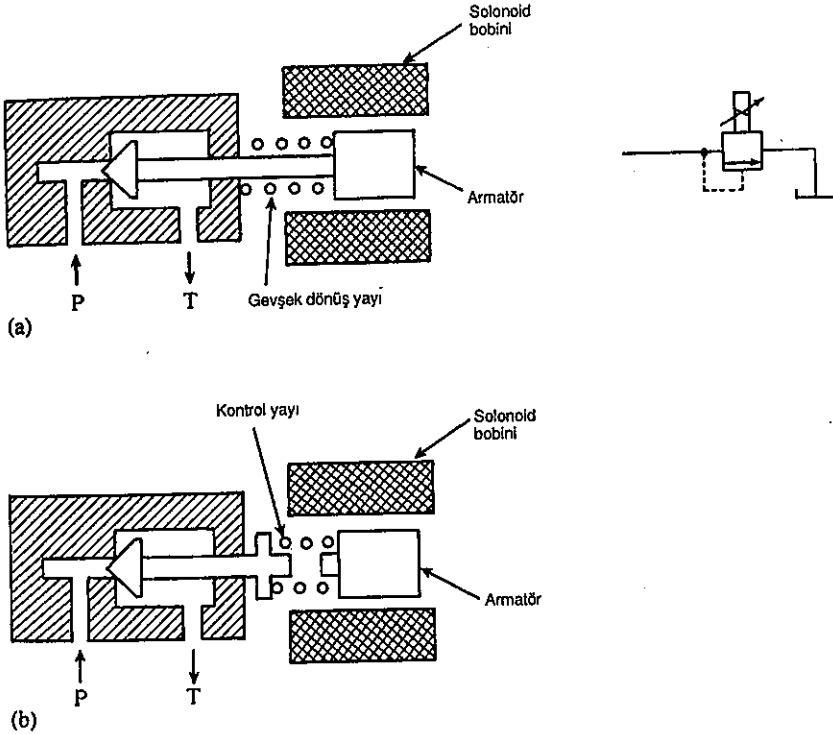
8.4.4 Oransal basınç kontrolü

Geleneksel bir basınç kontrol valfinde, valfin çalışma basıncının kontrolü için, bir sıkıştırma kullanılır. Oransal valflerde, bu yayın yerine, bir DC solenoid kullanılır, kuvvet içinden geçen akıma bağlı olan solenoidle ayarlanır.

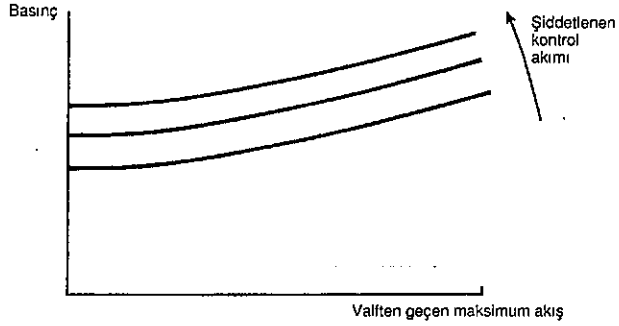
Tek kademeli, oransal emniyet valfleri

Doğrudan etkili oransal emniyet valfleri, Şekil 8.27'de hem diyagramatik olarak hem de sembolik olarak gösterilmiştir. Oransal solenoid, valfi kapalı tutan popet üzerine bir kuvvet uygular. Bu kuvvet, P yolundaki hidrolik basınç tarafından yenildiğinde valf açılır.

Şekil 8.27(a)'da görülen emniyet valfi tasarımında oransal solenoid, doğrudan doğruya valf popeti üzerinde etkileşim göstermektedir. Şekil 8.27(b)'de gösterilen alternatif konfigürasyon, kontrol yayını girmek için solenoid kullanmaktadır. Fiziksel sınırlamalar nedeni ile, oransal valfin uyguladığı kuvvetin bir üst sınırı vardır. Bu yüzden, valfin çalışma basıncını arttırmak için, valf orifisinin açıklığı küçültülür. Valfin çalışma basıncı, solenoid üzerinden geçen elektrik akımına ve valf içinden geçen akışkan miktarına bağlıdır. Şekil 8.28, üç farklı kontrol akımı için, valfle ayarlanan basınç ve valf içinden geçen akış arasındaki ilişkiyi göstermektedir.



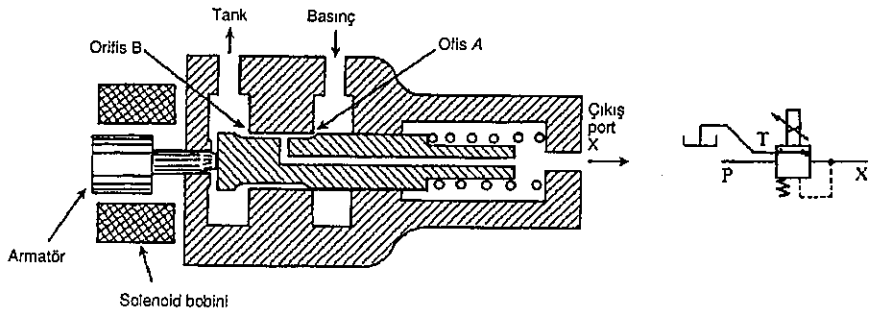
Şekil 8.27 Doğrudan etkili oransal emniyet valfleri (ön uyarı kademesi). (a) Solenoidin valf popetini etkilemesi. (b) Solenoidin kontrol yayını germesi.



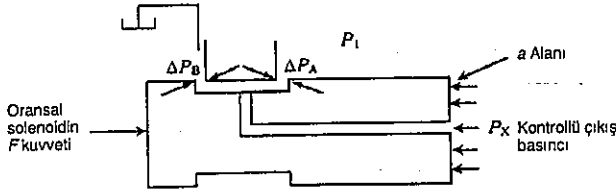
Şekil 8.28 Doğrudan etkili oransal emniyet valflerinin basınç/akış özellikleri.

Oransal basınç düşürme valfleri

Bu valfler, geleneksel basınç düzenleme valflerine benzer tarzda çalışır, fakat kontrol yayı bir oransal solenoidle yer değiştirilmiştir. Aradaki bir diğer fark ise, bu solenoid devre dışı durumda iken, oransal valflerin kapalı, basınç düşürme valflerinin ise normal olarak açık konumda olmalarıdır. Şekil 8.29'da görülen valfin çıkış basıncı, solenoid üzerinden geçen akımla orantılıdır.



Şekil 8.29 Oransal basınç düşürme valfi.



Şekil 8.30 Basınç düşürme valfinin ilkesi.

Solenoid enerjilendiği zaman, sürgü sağa doğru hareket edecek; A orifisi açılacak ve akışkanın X çıkış yoluna doğru akışına izin verecektir. A orifisinin açıklığı arttıkça, B orifisinin açıklığı azalır. X Kontrol çıkışındaki basınç, A ve B kontrol orifislerinin açıklığına bağlıdır. Bu durum, Şekil 8.30'da görülmektedir.

Besleme basıncı P_1 olsun. A ve B orifislerindeki basınç düşüşü sırası ile P_A ve P_B 'dir. Çıkış basıncı P_X 'dir.

$$P_1 = \Delta P_A + \Delta P_B$$

ve

$$P_X = \Delta P_B$$

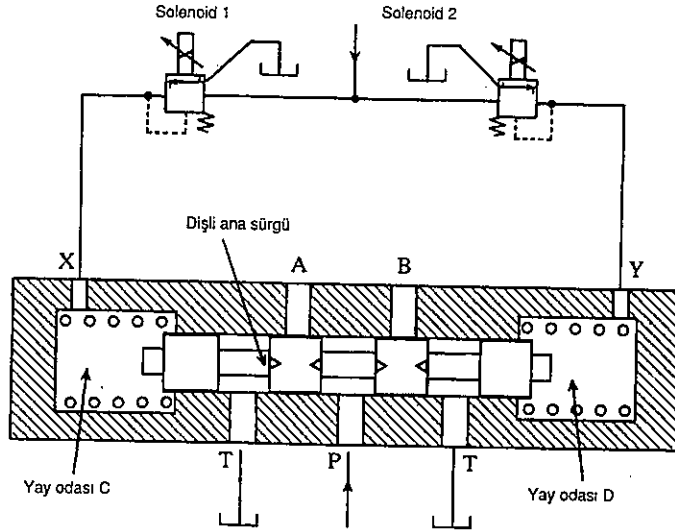
B kontrol orifisinin tam kapalı olması halinde, P_X , P_1 besleme basıncına eşit olacaktır. Çıkış basıncı sürgünün sağ ucuna uygulanmaktadır ve bu basıncın, oransal valfin uyguladığı basınçtan daha fazla olması halinde, valf pistonu sola doğru hareket edecektir. Bu durum, B orifisinin açıklığını artırıp, A orifisinin açıklığını azaltarak, çıkış basıncının azalmasını sağlar. Bu nedenle bu valf, bir emniyet tipi basınç düşürme valfidir. Dengenin oluşması için, $P_X a = F$ olmalıdır. Çıkış basıncı, oransal solenoidden geçen akımın şiddeti ile orantılıdır. P_X çıkış basıncının, P_1 besleme basıncından daha az olması durumunda, bu tip bir valften tanka doğru sürekli bir akış olacaktır. Valfin tam, etkin olarak işlev görebilmesi için, tank hatlarında bir karşı basınç olmamalıdır.

8.4.5 İki kademeli oransal valfler

Bir önceki bölümde ele alınan valflerin maksimum debi kapasiteleri, yaklaşık olarak 5 l/dak.'dır. Daha yüksek debi değerleri elde etmek için, iki kademeli oransal valfler kullanılmaktadır. Tek kademeli oransal basınç valfleri, ana valfe bir ön uyarı basıncı sağlamak için kullanılırlar. Bu valfler, daha önce 3'ncü Bölümde anlatılan geleneksel iki kademeli valflere benzer şekilde çalışır.

İki kademeli oransal yön kontrol valfleri

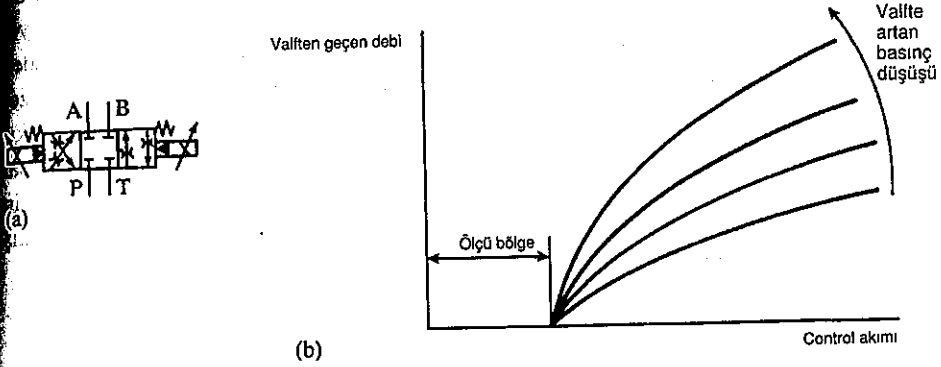
Oransal basınç düşürme valfinin basınç çıkışı, ana valf sürgüsünü kontrol yayına karşı hareket ettirmeye çalışır. Bu tür bir valf, Şekil 8.31'de görülmektedir. 1'nci solenoidinin akımlandırılması ön uyarı portu X üzerine sürgüyü, kontrol yayı direncine karşı sağa doğru hareket ettiren bir basınç uygulanmasına sebep olur. Sürgünün hareketi, X yolunu etkileyen basınç düzeyi ile, dolayısı ile de, 1'nci solenoidden geçen elektrik akımının şiddeti ile orantılı olacaktır. Ana valf sürgüsü çentikli tipte olduğunda, sağa doğru bir hareket, P'den B'ye ve A'dan T'ye olan akış yollarını, ilerleyen şekilde açacaktır. 1'nci Solenoidin akımının kesilmesi, C yay odası basıncını azaltacak ve kontrol yayı sürgüyü merkezleyecektir.



Şekil 8.31 İki kademeli oransal yön kontrol valfi.

Aynı şekilde, 2'nci solenoid, P'den A'ya ve B'den T'ye olan akış yollarını kontrol eder. Şekil 8.32(a)'da, bu tür bir valf sembolü görülmektedir.

Valfin, orta konumdan herhangi bir uç konumuna geçme zamanı, en az 40-60 ms'dir. Kontrol (elektrik) akımının azalma veya artma hızına bağlı olarak, çalıştırma zamanı çok daha uzun olabilir. Valf çıkışı, valf üzerindeki basınç düşüşüne ve solenoid üzerinden geçen kontrol (elektrik) akımına, akım şiddetine bağlıdır. Şekil 8.32(b)'de, valf içindeki bir akış yolunun, tipik karakteristikleri görülmektedir.

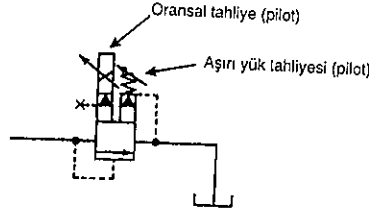


Şekil 8.32 İki kademeli yön kontrol (a) Sembolü. (b) Tipik akış karakteristikleri (Tek bir akış yolu için).

İki kademeli oransal emniyet valfleri

Bu valfler, 3.1.1 ve 3.4.1 maddelerinde ayrıntılı olarak anlatılan, geleneksel iki kademeli emniyet valflerine benzerler. Fakat bu valflerde, bir oransal ön uyarı emniyet valfi, ana sürgünün hareketini kontrol etmektedir.

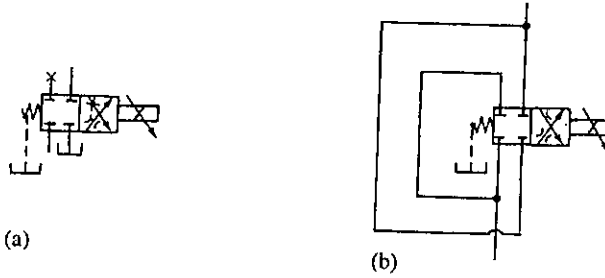
Sistem basıncı, kontrol orifisi üzerinden geçerek, ön uyarı kademesini etkiler ve basınç oransal solenoid tarafından sağlanan kuvveti yendiği anda, ön uyarı kademesi açılır. Bu basınç düşmesiyle neticelenen kontrol orifisi boyunca bir akışa sebep olur. Ana sürgü üzerindeki basınç etkileşimleri dengede değildir, sürgü akışkanı emniyete alarak yukarı kalkar. Sistemin, oransal valfin veya elektriksel kontrol devresinin muhtemel arızalarına karşı korunması için, bu tasarıma, doğrudan etkili küçük bir emniyet valfi, aşırı yük ön uyarıcısı olarak ilave edilebilir. Bu, valf, sembolik olarak Şekil 8.33'de gösterilmiştir.



Şekil 8.33 Aşırı yük ön uyarılı emniyet valfli, iki kademeli oransal emniyet valfinin sembolik gösterimi.

8.4.6 Orantılı akış kontrolü

Küçük debi değerleri, dört yollu ve iki konumlu oransal yön kontrol valfinin, bir çift yolu kullanılarak kontrol edilebilir. Daha büyük debi değerleri için ise, iki yol eşleştirilebilir. Bu bağlama yöntemleri, Şekil 8.34'de görülmektedir. Valf üzerinden geçen akışın debisi, solenoidi besleyen elektrik akımının akım şiddeti ve valf üzerindeki basınç düşüşü ile orantılıdır. Akış açıklığı, solenoidi etkileyen elektrik akımının akım şiddeti ile, tam orantılı olmadığından, akışın karakteristiği tam doğrusal değildir. Sürgü üzerindeki çentiklerin dikkatlice tasarlanmasıyla değişken keskin kenarlı orifis elde etmek ve böylece akışkan vizkozitesindeki değişikliklerin akış üzerindeki etkisini azaltmak mümkündür.

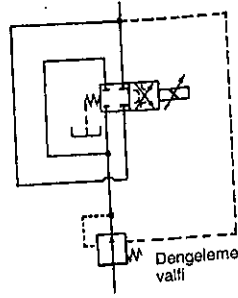


Şekil 8.34 Dört yollu oransal yön kontrol valfinin bağlantısı. (a) Tek akış yolu. (b) Çift debi kapasitesi.

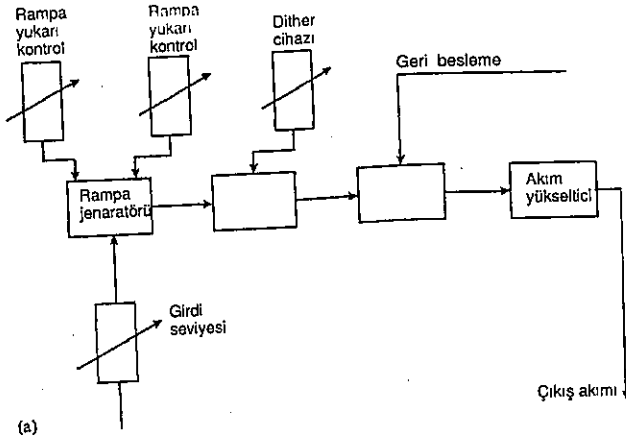
Basınç dengeli, orantılı-debi kontrolü

Sabit basınç düşmesi, akış kontrol valfi orifisi boyunca sürdürülürse, valften geçen akış (debi), akıntıya karşı veya akıntı boyunca basınç değişmelerinin herhangi birinden bağımsız olacaktır. Bunu sağlamak için geleneksel akış kontrol valflerinde olduğu gibi, basınç dengeleyen bir fişekten yararlanılmaktadır. Dengeleyici, debi kontrol valfi üzerindeki basınç düşüşünü sabit tutmak için, kendi orifis açıklığını sürekli olarak değiştiren bir uzaktan kumandalı basınç kontrol valfi gibi düşünülebilir. Şekil 8.35'de

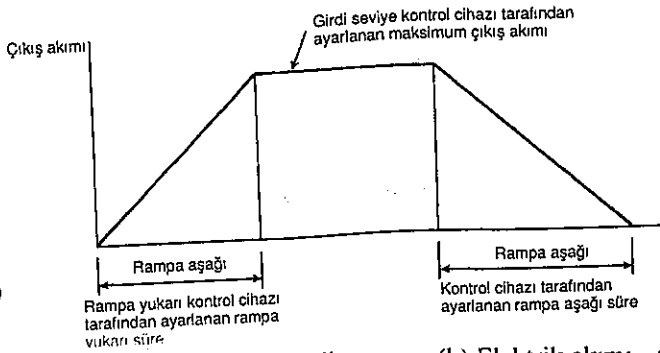
böyle bir düzeneğin sembolü görülmektedir. Debi kontrol valfinin orifisi üzerindeki basınç düşüşü olan, dengeleyici valfin iki ön uyarı kademesi, arasındaki basınç farkı, dengeleyici valfin kontrol yayının sağladığı sabit bir kuvvete eşdeğerdir.



Şekil 8.35 Basınç dengeli orantılı akım kontrol



(a)



(b)

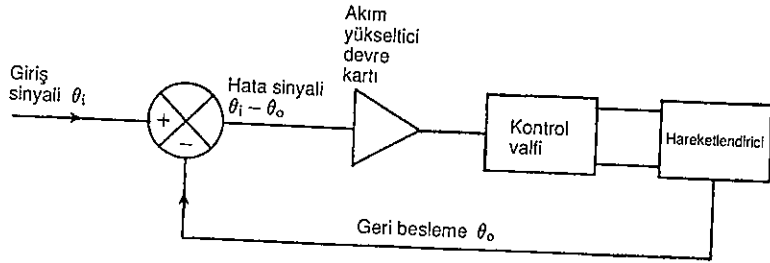
Şekil 8.36 Orantılı yükselteç. (a) Blok diyagramı. (b) Elektrik akımı - zaman özellikleri.

8.4.7 Oransal valflerin elektriksel kontrolü

Şekil 8.36'da, bir oransal yükseltecin blok şeması tırmanma gösteren akım/zaman grafiği ile birlikte görülmektedir. Tırmanış evresinin kontrolü, kontrol hızının artış hızını, dolayısı ile de, hareketlendiricinin çalışma ivmesini belirler. Benzer şekilde, düşme evresinin kontrolü de, yavaşlamayı belirlemektedir. Girişin düzey kontrolü, kontrol sinyalinin maksimum değerini belirler. Düşük düzeydeki bir 'titreşim' sinyali, kontrol sinyali ile üst üste bindirilir. Titreşim sinyalinin değeri, yaklaşık olarak 100 Hz.'lik bir alternatif akım düzeyindedir. Bu sinyalin işlevi, statik sürtünme etkisini yenmek için sürgü salınımını devam ettirmektir. Titreşim sinyalinin genliği, hareketlendiricinin kıpırdamasına neden olan titreşim sinyali olmaksızın sistemden, en iyi tepkiyi elde etmek için ayarlanır.

Kontrol paneline giden geri besleme sinyali, ya çıkış (elektrik) akımından ya da valf içindeki pistonun konumundan kaynaklanır. Geri besleme, hareketlendirici durumunun göstergesi değildir ve bu hâlâ, açık döngülü bir sistemdir. Döngünün kapatılabilmesi için, bir transdüser, hareketlendiricinin çıkışını (konum veya hız) ölçmeli, sinyalin geri beslenmesini sağlamalı ve ölçümü, istenilen değerle karşılaştırmalıdır. Sonuçta, bu iki değer arasındaki fark yeni bir giriş sinyaline dönüşür. Şekil 8.37'de, kapalı döngülü bir kontrol sisteminin, blok diyagramı görülmektedir.

Kapalı döngülü kontrolün oransal valflerle kullanımı başarılıydıysa da, bu sistemler, elektro-hidrolik servo valfe dayalı kontrol sistemleri kadar hassas ve hızlı tepkili değildirler.



Şekil 8.37 Kapalı döngülü kontrol (blok diyagramı).

8.5 ORANSAL VALFLERLE VE SERVO VALFLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

8.5.1 Tepki hızı ve dinamik karakteristikler

Minimum kütleli ve bunun sonucu olarak düşük ataletli kısa hareketli sürgü, yüksek tepki hızları veren servo valflerde kullanılır ve kapalı döngülü sistemlerde hız

veya konum kontrolü gibi dinamik uygulamalar için servo valfleri uygun kılar. Oransal bir valf sürgüsünün hareket alanı daha uzundur ve bir kontrol yayıyla bir konuma şartlandırılır. Sürgü ve yay birleşiminin ataleti, servo valfin ataletine göre, daha yüksektir. Titreşim sinyalinin uygulanması hem servo valflerde, hem de oransal valflerde, pistonun yapışması ve atalet etkilerini azaltılır. Bu sinyalin değeri, genelde ayarlanabilir niteliktedir ve titreşim sinyali, akış ve basınç değişimleri oluşturmaksızın, maksimum tepki hızı sağlayacak bir düzeye ayarlanır.

8.5.2 Histerezis (yanıt gecikmesi) etkisi

Servo valfin içindeki sürgünün konumu, bir meme ve klape veya sürgü konumunu düzenleyen geri besleme hattı ile donatılmış, bir püskürtme borusu düzeneği sayesinde ayarlanmaktadır. Oransal valf sürgüyü konumlamak için yaya karşı hareket eden doğru akımla beslenen bir bobinin uyguladığı kuvvet bakımından güvenlidir. Elektrik akımının akım şiddetinin artmasına veya azalmasına bağlı olarak, valf çıkışında önemli farklılıklar oluşmaktadır. Oransal valflerdeki histerezis etkisi, servo valflere göre daha büyüktür.

8.5.3 Sıfır konumu

Valf pistonunun bindirmesiz yapıda olması nedeni ile, kontrol elektrik akımının akım şiddetinde oluşan küçük bir değişiklik, servo valfin çıkışını, yaklaşık olarak sıfır debi konumuna getirecektir. Yayın ön yükünü ve bindirmeli valf pistonu kullanılmasının etkisini yenmek için gerekli olan kontrol elektrik akımının akım şiddeti 200 mA'ı geçinceye kadar, oransal bir valfte çıkış olmayacaktır.

Tablo 8.3'de, oransal valflerle hidrolik servo valfler karşılaştırılmaktadır. Hızlı tepkinin ve hassas kontrolün gerekli olduğu durumlarda, en uygunu servo valflerden yararlanmaktadır. Ancak, kirlenme toleranslı oransal valfler, birçok uygulama için ekonomik ve doyurucu bir seçenek sağlarlar.

Tablo 8.3 Oransal valflerle servo valflerin karşılaştırılması

Parametre	Orantılı hidrolik valf	Elektrohidrolik servo valf
Valf aralığı	Sıfır noktasının her iki yanında ölü bölgeye yol açan fazla aralık	Sıfır veya düşük aralıklı valf kumandası Ölü bölge yok
Valf kumandasının tam olarak kapanması için gerekli süre	40-60 ms	5-10 ms
Azami çalışma frekansı	Yaklaşık, 10 Hz	Yaklaşık, 100 Hz
Manyetik gecikme	Armatür ters reaksiyonu yoksa yaklaşık %5 Armatür ters reaksiyonu varsa yaklaşık %1	Yaklaşık %0.1

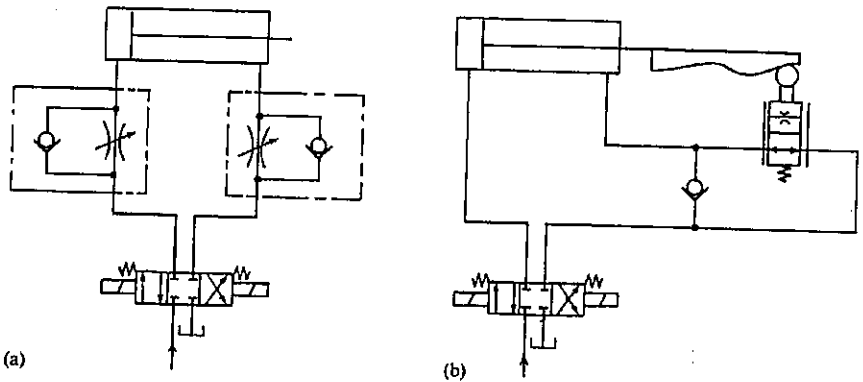
8.6 ORANSAL KONTROL VALFLERİN BAZI UYGULAMALARI

8.6.1 Hareketlendiricilerin (Alıcıların) kontrolü

Silindirlerin hız kontrolü

Silindirlerin geleneksel hız kontrolü, debi kontrol valflerinin ölçüm girişi, ölçüm çıkışı veya dökülüşün bitişiyle yapılır. Bu durumlarda silindir hızı sadece elle değiştirilebilir. Buna alternatif olarak, sadece kam profilinin değiştirilmesi ile değiştirilebilen, önceden ayarlı bir hız profiliyle uyum halindeki, bir ayarlanabilir orifisi bir eksantrik mil açıp kapatabilir. Bu tip devrelerin örnekleri Şekil 8.38'de görülmektedir. (Bu devreler 3. Bölümde ayrıntılı olarak ele alınmıştır.) Silindirlerin yavaşlaması ve hızlanması, aşağıdaki düzeneklerle kontrol edilebilir:

1. Yükün hızlanmasını sağlayan maksimum basıncı sınırlayıcı emniyet valfleri.
 2. Ana piston hareketinin hız kontrolü için, şok sönmüleyici paketi olan iki kademeli yön kontrol valfleri.
 3. Değişken debili bir pompa kullanılması.
 4. Silindirin hızının yavaşlatılması için, dahili silindir yastıkları veya harici şok sönmüleyiciler kullanılabilir.
 5. Hareketlendiricinin yavaşlamasını, bazen de hızlanmasını kontrol etmek için devre, fren valfleri, yavaşlatma valfleri ve karşı denge valfleri ile donatılabilir.
- Tüm bu yöntemler, elle ayarlama yapılmasını gerektirirler ve sistemin çalışması esnasında, sürekli ayarlama sağlayamazlar.



Şekil 8.38 (a) 'Ölçüm dışı' hız kontrolü. (b) Kam kumandalı hız kontrolü (sadece piston ileri strokunda).

Bir silindir devresindeki oransal yön kontrol valfi, hızın, hızlanmanın ve yavaşlamanın sürekli biçimde düzenlenmesini sağlar. Valfi tahrik etmek için bir kontrol kartı kullanılıyorsa tırmanış ve iniş evrelerindeki maksimum elektriksel akım şiddetinin ayarı, kart üzerindeki potansiyometreleri ayarlayarak düzenlenmektedir. Çevrimin farklı kısımlardaki solenoidi besleyen elektrik akımının şiddetini değiştiren, oransal valfleri kontrol için mikroişlemciler veya minibilgisayarlar kullanılabilir.

Hidrolik motorların hız kontrolü

Bu işlem silindirlerdeki hız kontrolüne çok benzer, fakat Şekil 8.26'da görüldüğü gibi, motorun hızını izlemek nispeten kolaydır ve oransal solenoidin kontrolünü sağlamak için bir geri besleme sistemi kullanılır. Yük veya komut değişikliklerine olan tepkinin hızı uygulamaları sınırlayacaktır. Yüksek tepki hızları ve hassas bir kontrol için, servo valfler kullanılmalıdır.

Hidrolik silindirlerin konum kontrolü

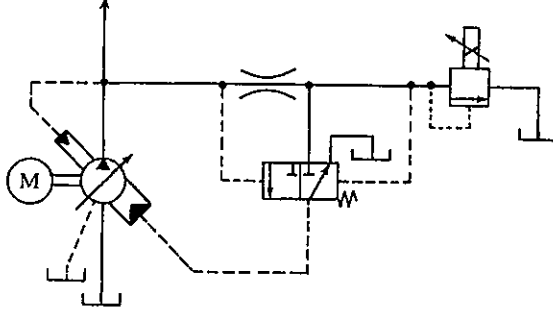
Piston kolunun konumu denetlemede, gerçek konumu izlenme amacı ile, bir transdüser kullanılmalıdır. Transdüserin çıkışı, istenilen piston kolu konumu ile karşılaştırılır ve aradaki fark, elektrik akım şiddeti yükselteci, daha sonrada, oransal solenoidi besler. Elektrik akım şiddeti yükseltecinin çıkışı, alınan hata sinyalinin, oransal valfi ölü bölge dışına çıkaracak yeterlilikteki bir çıkışı sağlayacak düzeyde olmalıdır. Aksi takdirde sistem kararsız hale gelir.

8.6.2 Pompa kontrol sistemleri

İdeal bir hidrolik sistemde, akan miktar ve maksimum basınca dayalı olarak güç paketinin çıkışı, tam olarak sistem talebine uyum sağlar. Fakat bu durum çok ender olarak gerçekleştirilebilir. Maksimum basıncın ayarlanması için ana emniyet valfi olarak bir oransal emniyet valfi kullanılabilir ve sistem sıralaması ile uzaktan kumandalı olarak değiştirilebilir. Oransal valfin arızalanması halinde, emniyeti sağlayabilmek için, sistem ikinci bir emniyet valfi ile donatılmalıdır. Oransal emniyet valfinin kontrolü ile, besleme basıncı sistem talebi ile eşleştirilir. Bu durum, sadece sistemin debi ihtiyacının hemen hemen sabit olması halinde yararlı olacaktır.

Pompa çıkışının sistemin gereksinimini tam olarak karşılayabilmesi için, değişken debili bir pompa kullanılmalıdır. Diğer bir olasılık ise, dengeleyici olarak

hareket eden oransal (Şekil 8.39) emniyet valfine sahip, olan bir basınç dengeli pompa kullanılmaktadır. Bu, ayarlı basınçta sistem debi talebini dengeleyicisi ile karşılar, basınç dengeleme pompasının özelliklerini verir. Gerçek akış gereksiniminin sağlanabilmesi için, devreye debi kontrol valfleri yerleştirilmelidir ve bundan dolayı sınırlı bir becerikliliğe sahiptir. Bu metod farklı basınç ve akım talep eden bir dizi alıcının sırayla çalıştırıldığı durumlarda kullanılabilir.



Şekil 8.39 Oransal basınç kontrollü basınç dengeli pompa.

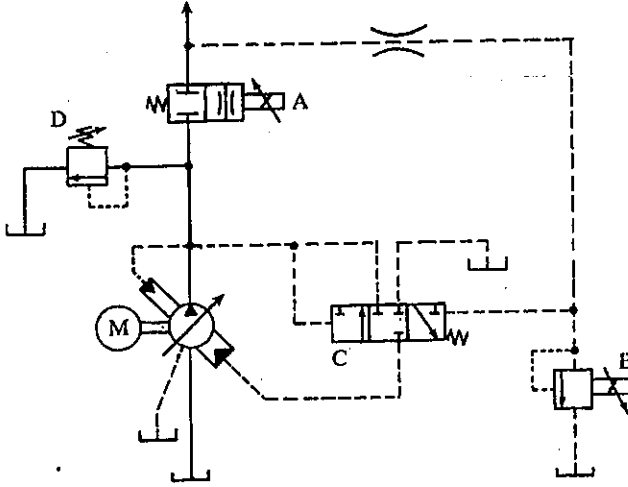
Debi kontrol valflerinin kullanıldığı bir sistemde, sadece valflerin sökülmesi sureti ile ortadan kaldırılacak bir basınç düşüşü vardır. Bu durumda pompanın toplam çıkışı, her an için kullanılmalıdır. Akış talebi, sıralamanın farklı parçaları içinde değiştiği yerlerde, pompanın debisi değiştirilerek karşılanabilir. Pompa debisinin uzaktan kumanda ile değiştirilmesi için, elektrik motorlu veya kam tahrikli düzenekler kullanılır. Fakat bu düzeneklerin her ikisinin de, uygulamaya getirdiği bazı sınırlamalar vardır. (Motorun tepki hızı, kamın ise değişiklik uyumu sınırlıdır). Diğer bir seçenek de, oransal debi kontrol ve oransal basınç kontrol valfine sahip olan, debi kontrollü bir pompa kullanmaktır (Şekil 8.40). Bu durumda, pompa çıkışı basınç ve debiye göre, sistem gereksinimi ile tam olarak bağdaştırılabilir. Böylece, ısı oluşumunun az olduğu, özellikle güç-etkili bir sistem elde edilir.

Şekil 8.40'da görüldüğü gibi, A valfi kapalı konumda iken, C yön valfi uyarı basıncı sayesinde sağa doğru hareket ettirilecek, böylece büyük pompa kontrol pistonu tanka açılacaktır. Küçük piston, pompanın sıfır yerdeğiştirme konumuna geçmesini sağlar. A valfi üzerindeki solenoid akımlandırıldığında, orifis kısmen açılarak akışkanın akması ve B valfinin ayar düzeyini geçmeyen sistem basıncı sağlanır. Orifiste oluşan basınçlar, C valfinin pilotlarını etkileyerek, pompa debisinin artmasına neden olurlar. A valfinin orifisindeki basınç farkı, C valfinin kontrol yayı basıncı ile dengelendiğinde, C valfi sürgüsü pompa yerdeğiştirmesini kilitleyerek merkezlenir.

Sistem basıncını B oransal emniyet valfi belirler. Sistem basıncının, B valfinin

ayar düzeyinden daha büyük olması durumunda; valf açılır, sağa doğru hareket ederek, büyük pompanın kontrol pistonunu tanka açan C valfinin, sağ tarafındaki basıncı azaltır. Pompanın debisi, C valfini dengeleyerek debiyi sıfırlayan B oransal kontrol valfinin ayar düzeyine eşit oluncaya dek düşer.

Bu nedenle, bu sistemde, pompa çıkışı ve basıncı, A ve B oransal debi ve oransal basınç kontrol valflerinin uzaktan kumandalı olarak çalıştırılması sureti ile, sisteme uydurulabilir.



Şekil 8.40 Oransal basınç ve debi kontrollü pompa.

Pompanın maksimumdan sıfır debiye geçişinin tepki zamanı 50-100 ms'lik bir mertebede olacaktır. Sistemde ani bir basınç değişmesi olması halinde, pompa bu değişmeyi yumuşatmak için, hızlı bir tepki vermeyebilir. Bu yüzden, ani basınç değişmelerine karşı bir önlem olarak, normal bir basınç emniyet valfi (D) kullanılabilir. Bu emniyet valfi, sistemin maksimum çalışma basıncından yaklaşık olarak % 20 oranında daha fazla bir değere göre ayarlanmış olmalıdır.

Akışın, basıncın ve debinin hassas şekilde sürekli düzenlenmesi ve dolayısı ile de modern servo ve oransal sistemlerde hızın, itme kuvvetinin, konumun, hızlanmanın ve geikmenin başarılması, modern tahrik ve kontrol teknikleri alanında, hidrolik bilimini, elzem hale getirmektedir. Bu karışık donanımların özel karakteristikleri, elektronik devrelerin bağımsız birimlerle uyarlanmalarını gerektirir. Bu nedenle sistemin tasarım ve yapısı, elektro-hidrolik dijital kontrole göre, çok daha karmaşıktır. Bir prototipin hizmete sokulması zaman alıcı olabilir ve onarım yapılabilmesi için, bakım personeli daha iyi bir şekilde eğitilmelidir, çünkü daha önce de belirtildiği gibi, bu donanımlar geleneksel hidrolik donanımlara göre çok daha karmaşıktır. Herşeye karşın bu gelişmeler, hidrolik tasarım mühendisine birçok yeni uygulamalarla

EK

ALİŞTIRMALAR VE ÇÖZÜMLER

Bu ek, güç hidroliği hakkındaki bilginizi teste tabi tutmak amacı ile hazırlanmıştır ve üç Bölümden oluşmaktadır:

A.1 Devrelerle ilgili sorular

A.2 Hidrolik hesaplamalar

A.3 Hesaplama ve devre tasarımını gerektiren, tasarım problemleri.

A.2 Bölümündeki hesaplamaların cevapları, Ek'in sonundaki A.4 kısmında bulunabilir.

4. Bölümdeki Tablo 4.1'de, standart metrik silindirlerin listesi verilmiştir.

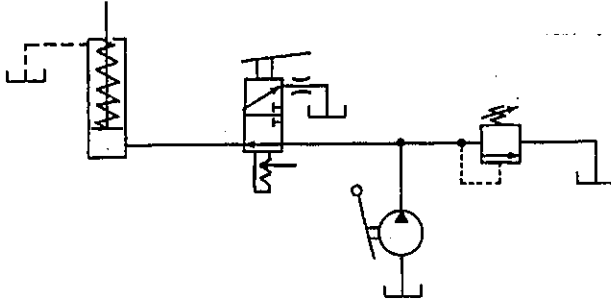
Tüm piston kolu mukavemet hesaplamalarında, emniyet faktörünü 3.5, elastiklik modülünü ise $2,1 \times 10^6$ kg cm⁻² olarak alınız. 4. Bölümdeki Şekil 4.16'dan, çeşitli tipteki silindirlerin montajları için etkin itme uzunlukları alınabilir.

A.1 DEVRELERLE İLGİLİ SORULAR

Aşağıdaki devreleri inceleyiniz. Devrelerin çalışmasını ve her bir aksamın görevini anlamaya çalışınız. Bazı devre şemalarında küçük hatalar vardır. Bunları bulup düzeltmeye çalışınız. Uygun durumlarda, devre performansını arttıracak küçük tadilatlar yapılabiliyorsa, bunları belirtiniz. Bazı problemlerdeki ek soruları cevaplayınız. Devrelerin basitleştirilmesi için, örneklerin pekçoğunda, devre filtreleri

Österilmemiştir. Belirli bir uygulamanın hassaslığına dair yeterli ayrıntı yoktur, fakat filtrasyonun gerekli olduğuna inandığınız durumlar için öneriler getiriniz. Tüm durumlarda, pompanın bir emme süzgecinin olduğu varsayılmıştır.

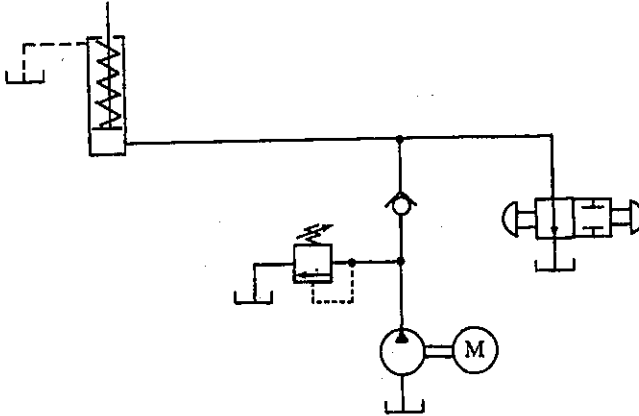
A.1.1



Şekil A.1

Şekildeki çizim hatasını düzeltiniz.

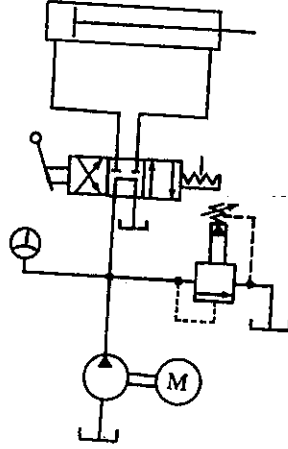
A.1.2



Şekil A.2

Şekildeki çizim hatasını bulunuz ve düzeltiniz.

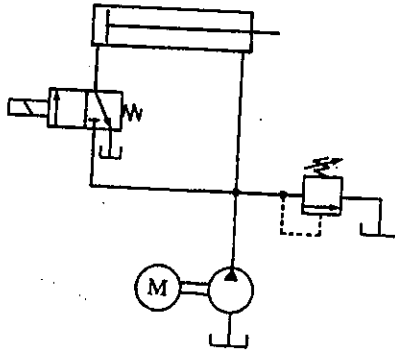
A.1.3



Şekil A.3

Şekil A.3'te görülen devrede, ileri stroku esnasında yükün oluşturduğu basınç 150 bar, geri stroku esnasında da 70 bar'dır. Emniyet valfinin basınç ayarı ise 165 bar'dır. Tam bir ileri ve geri stroku döngüsü için, eksiksiz bir basınç-zaman grafiği çiziniz. Grafik yön kontrol valfi orta konumunda iken, başlamalı ve bitmelidir. İleri strokunun 12 saniye, geri strokunun ise 9 saniye sürdüğünü varsayınız.

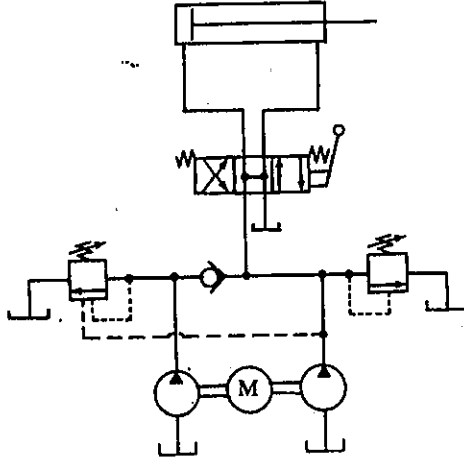
A.1.4.



Şekil A.4

Bu devrenin özellikleri nelerdir ve daha çok hangi koşullarda kullanılmaktadır?

A.1.5

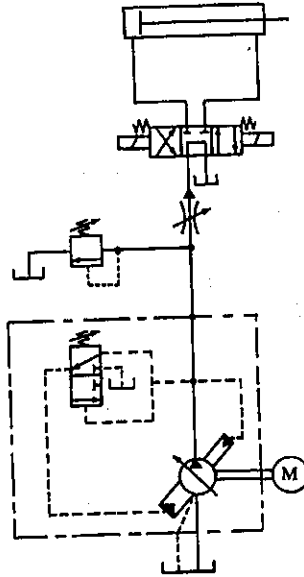


Şekil A.5

Bu Şekildeki çizim hatasını düzeltiniz.

Bu iki pompalı devrenin, tek pompalı sisteme göre sağladığı yarar nedir?
Bu devrenin çoğunlukla kullanıldığı, belirli bir uygulama alanı söyleyiniz.

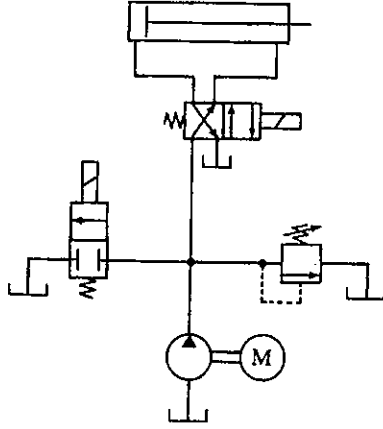
A.1.6



Şekil A.6

Bu uygulamadaki basınç dengeli pompa hangi üstünlüklere sahiptir? Devrenin verimi nasıl artırılabilir?

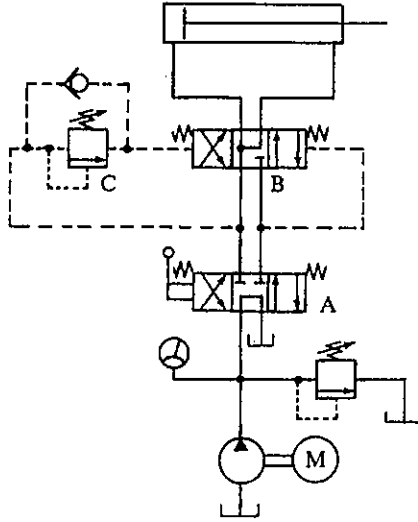
A.1.7



Şekil A.7

Kontrol devresi arızasının sistem üzerindeki etkileri ne olacaktır? Devre arızası durumunda emniyet sağlanması için, nasıl bir tadilat yapılmalıdır?

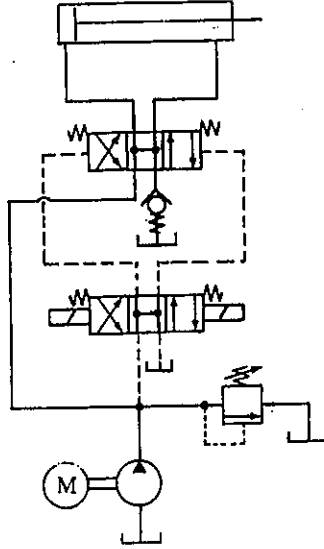
A.1.8



Şekil A.8

Çizim hatalarının yapıldığı bu devredeki silindir, çekilme yapamaz durumdadır. Silindirin, elle kumandalı yön kontrol valfleri sayesinde çekilebilmesi için, standart valfler kullanarak, bu devreyi uygun biçimde değiştiriniz. Bu arada, uzama fonksiyonunda bir değişme olmamalıdır.

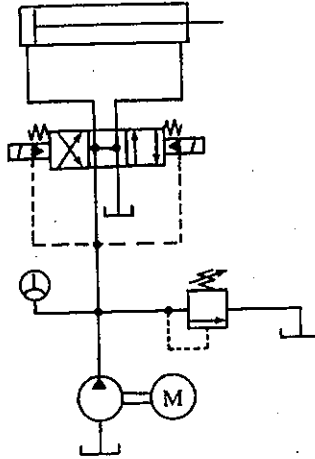
A.1.9



Şekil A.9

Bu devredeki çekvalfin özelliği ve kullanılma amacı nedir?

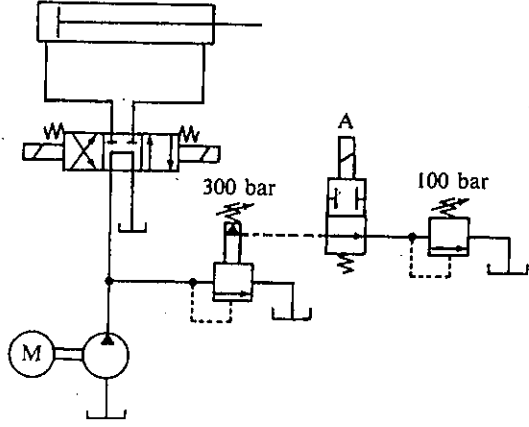
A.1.10



Şekil A.10

Bu devre kurulduğunda çalışmayacaktır. Neden? Bu tasarım hatasının düzeltmek için basit bir tadilat öneriniz.

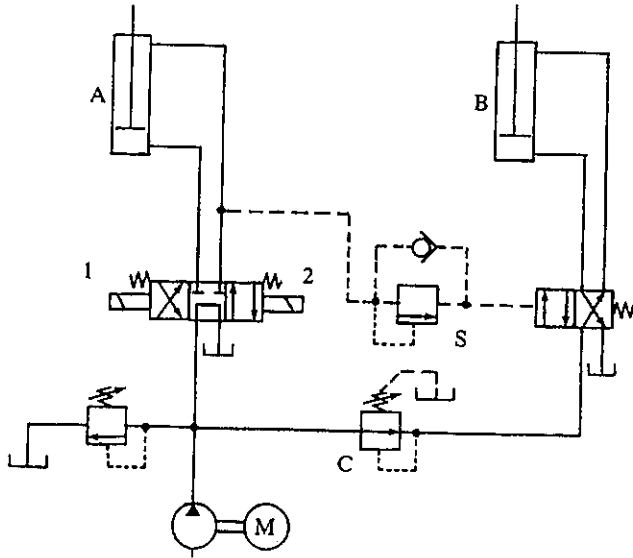
A.1.11



Şekil A.11

A solenoidi ileri strokunda devrede, fakat geri strokunda devre dışındadır. Bu durum, devrenin görevini nasıl etkiler?

A.1.12



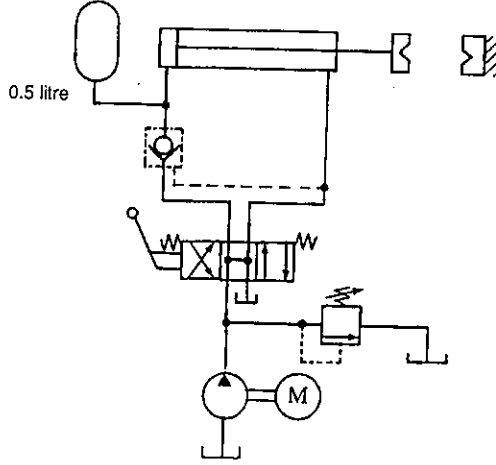
Şekil A.12

Çizim hatalarını düzeltiniz ve silindirlerin çalışma sırasını belirleyiniz.

1 F R I I

Bu devrenin görevini açıklayın. Burada A için neden tek solenoidli, yay kaydırmak bir valf yerine, çift solenoidli valf kullanılmıştır. Bu valf için, ne tür bir geçiş merkezi koşulu önerirsiniz? Motorun yerdeğiştirmesi, 25 ml/dev ve debi kontrol birimlerinin ayarı gösterildiği gibi ise, aşağıdaki şartlar altında maksimum teorik motor hızı nedir? (a) 1'nci ve 2'nci solenoidler devre dışında (b) 1'nci solenoid akımlandırılmış (c) 2'nci solenoid akımlandırılmış

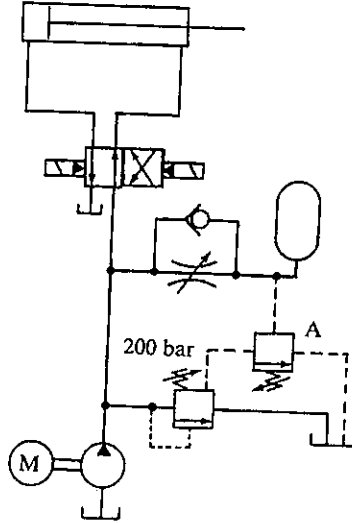
A.1.15



şekil A.15

Elle kumandalı bu hidrolik klapelama devresindeki 0,5 litrelik biriktiricinin kullanılma amacı nedir? Emniyet valfinin ayarı 200 bar ise, biriktiricinin gaz önyükleme basıncı ne kadar olmalıdır?

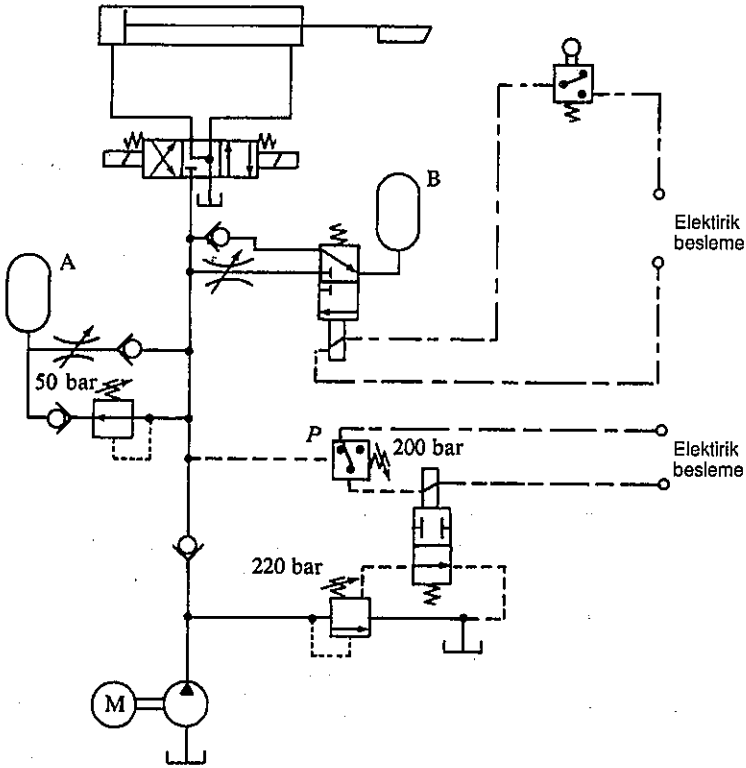
A.1.16



şekil A.16

Devredeki silindirin sık olmayan aralıklarla tek bir yüksek hız stroku vermesi istenmektedir. Bunun uygunluğu hakkında yorum yapınız ve eğer gerekiyorsa, ne tür değişiklikler yapılmalıdır? Akış (debi) kontrol valfinin görevi nedir? A valfinin basınç ayarı ne kadar olmalıdır?

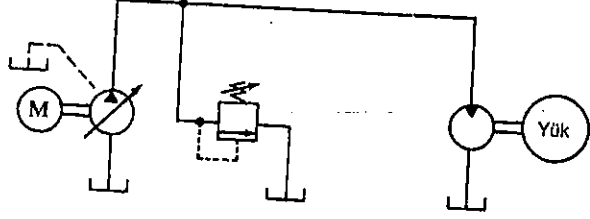
A.1.17



Şekil A.17

Bu devrede silindir önce düşük yük altında yüksek hızda ilerleyecektir. Sınır anahtarı devreye girdiğinde, strok büyük yük altında ve düşük hızda tamamlanır. Bu işlemin, bu devre ile nasıl gerçekleştirildiğini açıklayınız. Neden iki akümülatör kullanılmıştır? P Basınç şalterinin görevi nedir?

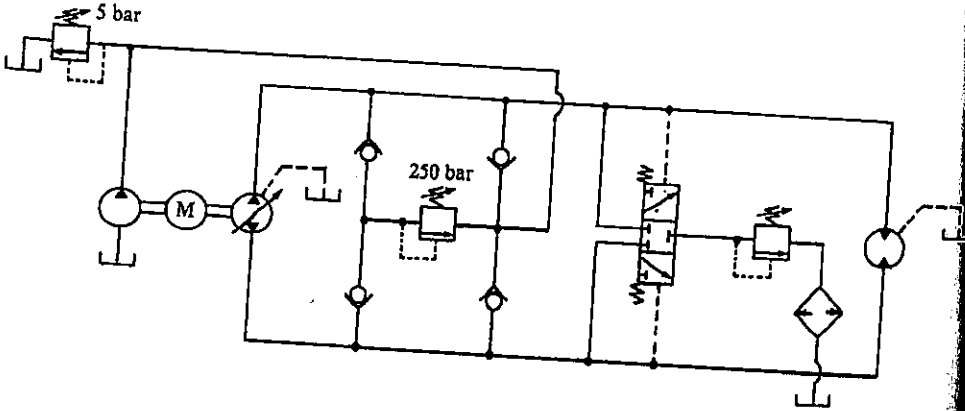
A.1.18



Şekil A.18

Bu tek yönlü hidrostatik iletim devresi yüksek atelet yüküne sahiptir. Hızın azaltılması için debi ayarı yapılırken, yük kontrolünden çıkmaktadır. Yapılması gereken uygun tadilatı öneriniz.

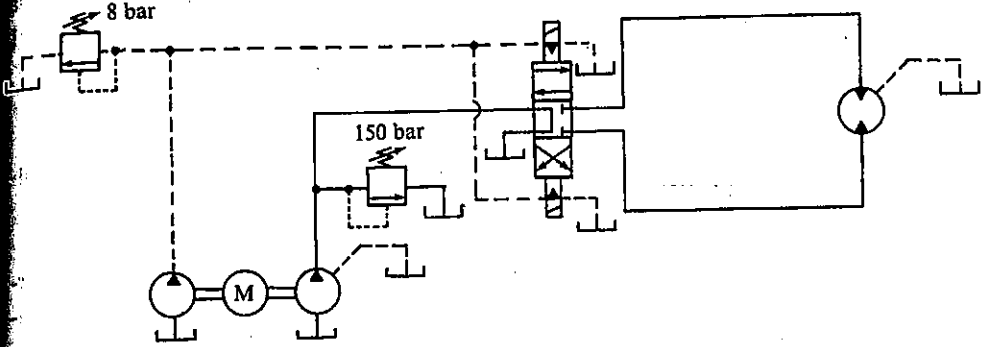
A.1.19



Şekil A.19

Bu hidrostatik iletim devresinde, devrenin üç konumlu üç yollu yön kontrol valfini kapsayan bölümünün amacı nedir? İlgili emniyet valfinin uygun ayarı ne kadar olmalıdır?

A.1.20



Şekil A.20

Bu hidrostatik iletim devresinde, yön kontrol valfi anahtarlandığında ani basınç değişimleri oluşmaktadır. Bunların yastıklanması için, ne gibi değişiklikler yapılabileceğini belirtin.

A.2 HİDROLİK HESAPLAMALAR

A.2.1 Bir devirdeki yerdeğiştirmesi (süpürülen hacmi) $1,7 \text{ cm}^3$ olan bir pompa, 1500 dev/dak. hızında çalıştırılmaktadır. Pompanın hacimsel verimi % 87 ve toplam verimi % 76 ise;

- Pompanın çıkış hacmini (litre/dak.)
- Pompa 150 bar basınç altında çalışırken, pompanın çalıştırılması için gerekli gücü hesaplayınız.

A.2.2 Bir dişli pompanın çıkış hacmi 15 l/dak. çalışma basıncı 200 bar ve dönüş hızı 1430 dev/dak. 'dir. Giriş $6,8 \text{ kW}$ ve pompanın moment verimi % 87 ise, bir devirdeki pompa yerdeğiştirmesini cm^3/devir cinsinden hesaplayınız.

A.2.3 Bir hidrolik sistem için, 260 bar basınç altında, 32 l/dak. debiye sahip akışkan gereklidir. Kullanılan pompa, kumandalı değişken debili, eksenel pistonlu bir pompa olup, bu pompanın bir devirdeki yerdeğiştirmesi 28 cm^3 'tür. Pompa, 1430 dev/dak. dönüş hızında çalıştırılmaktadır. Toplam verim $0,85$, hacimsel verim ise $0,90$ 'dır.

- (a) Pompa maksimum yerdeğiştirmenin yüzde kaçına ayarlanmalıdır?
 (b) Pompayı çalıştırmak için gerekli güç nedir?

A.2.4 Yerdeğiştirmesi 8,8 ml/dev. olan bir hidrolik pompa, 2880 dev/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Pompanın hacimsel verimi % 93, moment verimi % 91 ise;

- (a) Gerçek pompa çıkış hacmi nedir?
 (b) Pompa 350 bar basınç altında çalıştırıldığında, güç girişi ne kadar olmalıdır?

A.2.5 Dakikada 25 litre akışkan kullanılan bir hidrolik devrenin pompasının yerdeğiştirmesi sabit olup, $12,5 \text{ cm}^3/\text{dev.}$ 'dir. Pompa, 2880 dev/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Pompanın hacimsel verimi 0,85, toplam verimi ise 0,75'tir. Sistem basıncı emniyet valfi ile, 180 bar basınca ayarlı ise;

- (a) Pompadan ıkış yapan akışkan miktarını
 (b) Pompanın alıştırılması için gerekli gücü
 (c) Fazla akışın emniyet valfinden geçmesi sonucunda oluşan ısıyı hesaplayınız.

A.2.6 Hidrolik bir devre; çapı 1000 mm, piston kolu çapı 56 mm, ve stroku 400 mm olan bir silindire akışkan sağlayan, sabit debili bir dişli pompadan oluşmaktadır. Yerdeğiştirmesi 1 ml/dev. ile 5 ml/dev. arasında, değişen aralıklarla artan, hacimsel verimi % 88, toplam verimi % 80 olan pompalar mevcuttur. Pompa, yüklü konumda, bir elektrik motoru ile doğrudan, 1430 dev/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Silindirin her 12 saniyede, uzayıp çekilerek tam bir devir yapmasını sağlayacak, uygun bir pompa seçin.

A.2.7 Yerdeğiştirmesi 25 ml/dev olan bir pompa, 10 kW güç çıkışına sahip bir elektrik motoru ile, 1440 dev/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Pompanın toplam verimi % 85, tork verimi % 90 ise;

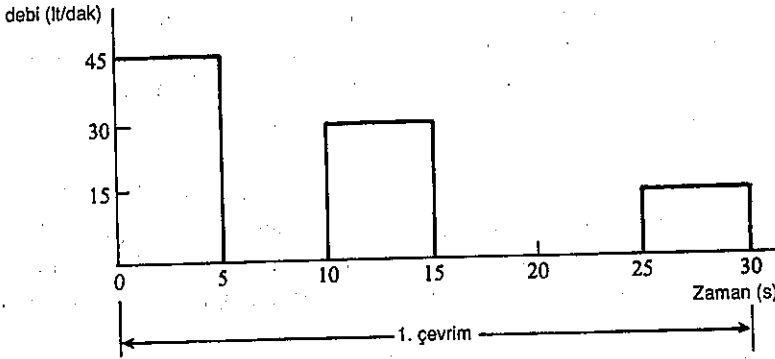
- (a) Pompanın ıkış hacmini
 (b) Motorda aşırı yüklenme olmaksızın, pompanın çalışabileceği maksimum basıncı hesaplayınız.

A.2.8 Teorik ıkış hacmi 35 l/dak., hacimsel verimi % 90 olan bir pompa, çapı 110 mm, piston kolu çapı 65 mm ve stroku 700 mm olan bir silindiri çalıştırmaktadır.

- (a) Silindirin ileri ve geri hızlarını
 (b) Tam bir devir için gerekli zamanı bulunuz.

A.2.9 Bir pompa/akümülatör güç paketi bir hidrolik sistemi Şekil A.21'de gösterildiği gibi beslemektedir. Sistemin çalışma basıncı 125 bar ve akümülatörün maksimum basıncı 200 bardır. Akümülatörün ön-yükleme gaz basıncının, maksimum çalışma basıncının % 90'ı kadar olduğu kabul edilirse;

- (a) Gerekli gerçek pompa çıkış hacmini,
 (b) Akümülatörde depolanacak maksimum akışkan hacmini,
 (c) Akümülatörün izotermik olarak yüklenip boşaltıldığı varsayılırsa, akümülatör hacmini, hesaplayınız.



Şekil A.21

A.2.10 Çapı 140 mm ve piston kolu çapı 100 mm olan bir pres silindirisinin başlangıçtaki yaklaşma hızı 5m/dak. olup, son presleme hızı 0,5 m/dak.'dır. Hızlı yaklaşma için, sistem basıncı 40 bar son presleme için 350 bar'dır. İki pompalı yüksek-alçak basınç sistemi kullanılacaktır. Her iki pompanın hacimsel ve toplam verimlerinin, sırası ile 0,95 ve 0,85 olduğu varsayılırsa, aşağıdakileri belirleyiniz.

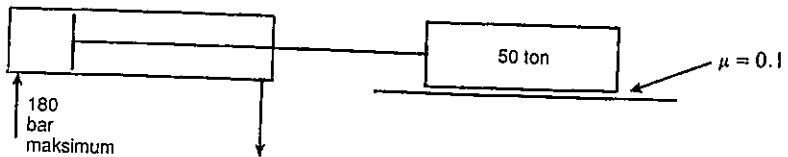
- (a) Hızlı yaklaşma ve son presleme anında silindire giden akışları,
- (b) Herbir pompanın çıkış hacmini,
- (c) Çalışma hızının 1720 dev/dak. olması halinde, her pompanın yer değiştirmesini
- (d) Hızlı yaklaşma ve son presleme esnasında, pompa motorunun gereken gücünü,
- (e) Çekilme strokunda gereken maksimum basınç 25 bar ise, çekilme hızını hesaplayınız.

A.2.11 1440 dev/dak. hızda çalıştırılan, yerdeğiştirmesi 12,5 ml/dev. ve hacimsel verimi % 87 olan bir pompa, iki silindirli bir devreye akışkan sağlamak için kullanılmaktadır. Silindir boyutları, 63 mm çap x 35 mm piston kolu çapı x 250 mm strok ve 80 mm çap x 55 mm piston kolu çapı x 150 mm strok ise, her iki silindirin tam olarak ileri ve geri hareketi için geçen, minimum devir zamanını hesaplayınız.

A.2.12 Bir hidrolik silindirin minimum ileri doğru dinamik itme kuvvetinin 25 ton ve minimum geri doğru dinamik itme kuvvetinin 15 ton olması istenmektedir. Sistemin maksimum çalışma basıncı 200 bar ise, bu koşulları sağlayacak uygun bir standart metrik silindir seçiniz. Dinamik itme kuvvetinin, statik itme kuvvetinin 0,9 katı olduğunu varsayınız. Karşı geri basıncın etkisinin gözardı edilmesi halinde, istenilen itme kuvvetlerinin elde edilmesi için, silindirde gerekli basınç nedir?

A.2.13 Şekil A.22'de görüldüğü gibi, bir hidrolik silindir, 50 tonluk bir yükü, yatay olarak 50 mm'lik bir yol üzerinde, hareketsiz konumdan, 10 m/dak. hızına yükseltecektir. Sürtünme katsayısını (μ) = 0,1 olarak alın ve karşı basınç oluşmadığını varsayınız. Bu durumda aşağıdakileri belirleyiniz.

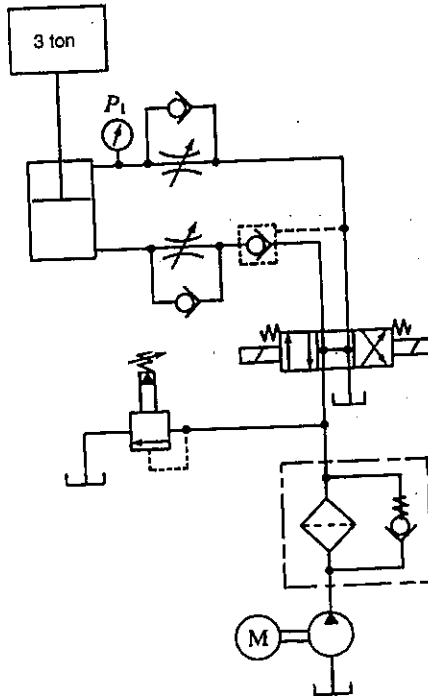
- (a) Silindirdeki izin verilen maksimum basınç 180 bar ise, standart bir metrik silindirin uygun büyüklüğünü
- (b) Pistonun 3 m/dak. hızında uzaması için gerekli debi.



Şekil A.22

A.2.14 Çapı 50 mm, piston kolu çapı 32 mm olan bir silindir, 3 tonluk bir yükü dikey olarak kaldırmak için kullanılacaktır. Kullanılan devre, Şekil A.23'te gösterilmiştir. Pompanın çıkış hacmi 8 l/dak.'dır. Emniyet valfi 180 bar basınca ve silindir çıkışına yerleştirilmiş olan akış kontrol valfi, 4 l/dak.'ya ayarlanmıştır.

- Uzama hızını,
- Silindir sabit hızda uzarken, manometrede okunan P_1 basınç değerini,
- Silindir yüksüz koşullarda uzarken: manometresinde okunan P_1 basınç değerini.
- Çekilme hızı, uzama hızına eşit ise, geri dönüş akış kontrol valfi ayarını, l/dak. cinsinden hesaplayınız?



(Şekil A.23)

A.2.15 Bir hidrolik silindir marifeti ile, 6000 kg ağırlığında bir yük, 4 m yüksekliğe kaldırılacaktır. Silindirin giriş portundaki çalışma basıncı 100 bar'ı geçmemelidir; karşı basınç etkisini gözardı edilecektir. Silindir önden flanşlı olup, yük, piston kolu dönmesi sayesinde tam olarak yönlendirilmektedir.

Bu şartlara uygun, standart piston kolu çapını ve silindir çapını belirleyiniz..

A.2.16 Çapı 125 mm, piston kolu çapı 90 mm olan bir hidrolik silindir, 20 ton ağırlıktaki bir yükü, maksimum 5 m/dak. hızla kaldırmak için kullanılacaktır. Yük, strok sonundaki 50 mm'lik yastıklama yolunun uzunluğu boyunca, tedricen durdurulacaktır. Bu arada, yavaşlatma süreci esnasında, silindirin kafa tarafına, toplam sistem basıncı uygulanmaktadır.

- Silindirin kol tarafında karşı basınç olmadığı varsayılırsa, yükü kaldırmak için gerekli basıncı,
- Yükü 5 m/dak. hızda kaldırmak için gerekli olan akışkan debisini,
- Yavaşlatma süreci esnasında, ortalama yastıklama basıncını, hesaplayınız.

A.2.17 Merkez torna kafası, bir "sabit güç" hidrolik aktarıcı tarafından tahrik edilmelidir. Değişken sebili tek yönlü hidrolik motor, 300 ile 2500 dev/dak'lık hız aralığında olmalıdır. Hidrolik motorun çıktısında gerekli en büyük güç 6 kW'dır. Pompa çıkışında elde edilebilecek maksimum basınç 125 bar ve motor ile pompa arasındaki basınç düşüşü 5 bar'dır Hem pompa hem de motorda moment ve hacimsel verim 0.55 olarak alınabilir. Bir açık devreli aktarımda;

- İdeal motor debisini ve gerekli gerçek pompa debisini
- Pompanın gerekli güç girdisini bulunuz.

A.2.18 Bir hidrolik silindir yatay bir yükü 3 m. hareket ettirmektedir. Silindir alından flanaj montajlı ve yük piston koluna sağlam bağlanmış ve tam kılavuzlanmıştır. Silindir tarafından uygulanan itme kuvveti 1,6 ton ve geri çekme kuvveti 0,7 ton'dur. Etkin dinamik kuvvet, statik kuvvetin 0,9 katıdır.

Maksimum sistem basıncı 150 bar'a sınırlanmış ise silindirin standart uygun metrik boyutunu bulunuz ve gerçek işletme basıncını hesaplayınız.

A.2.19 Bir takım tezgahı silindiri, teorik 2,5 ton'luk itme kuvvetiyle 1 m. strok için 10 m/dak'lık hızlı yaklaşma hızı vermek üzere bağlanmıştır. Sonra, 10 ton'luk teorik itme kuvvetiyle 0,5 m için 0,25 m/dak baskı hızı sağlamak üzere çalıştırılmıştır. Silindirdeki maksimum basınç 200 bar'dır.

- Uygun standart metrik boyutlu bir silindir seçiniz.
- Uzama strokunun her iki kısmı için gerekli pompa debisini hesaplayınız.

A.2.20 Çapı 125 mm, piston kolu çapı 80 mm ve stroku 350 mm olan bir silindir, toplam 15 saniye içinde tam olarak uzayacak ve çekilecektir. Silindirin uygulaması gereken uzama itme kuvveti 20 ton, çekilme itme kuvveti ise, 10 ton olacaktır. Bu koşullar altında:

- Silindirin uzaması esnasındaki teorik sistem basıncını,
- Silindirin çekilmesi esnasındaki teorik sistem basıncını,
- Gerekli teorik pompa çıkış hacmini,
- Hacimsel verim % 90 ise ve pompa 1440 dev/dak. hızda çalıştırılmakta ise, gerçek pompa yerdeğiştirmesini,
- Moment verimi % 85 ise, pompa için gerekli maksimum güç girişini, hesaplayınız.

A.2.21 Açık döngülü bir hidrostatik iletimde, pompanın yerdeğiştirmesini 0,5 l/ devir olup pompa 65 devir/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Motora akışkan sağlayan pompa, 1440 dev/dak. hızda çalıştırılmaktadır. Pompa ve motorun moment verimi % 95, toplam verimi % 85 ise;

- Uygun bir motor yerdeğiştirmesini,
- Motorun gerekli moment değeri 1000 Nm ise, motordaki basıncı, hesaplayınız.
- Pompa ve motor arasındaki boru şebekesinde, vs. basınç düşüşü 5 bar ise, pompa için gerekli güç girişi ne kadar olmalıdır?

A.2.22 Bir hidrolik motorun maksimum 600 dev/dak. hızda, 100 Nm düzeyinde bir moment değerini meydana getirmesi istenmektedir. Motordaki basınç düşüşü en fazla 150 bar olmalıdır. Moment verimi ve hacimsel verim 0,9'dur:

- Uygun yerdeğiştirmeyi,
- Motor için gerekli akışı, belirleyin.

A.2.23 Bir torna fener mili hidrolik bir motorla çalıştırılmaktadır. Torna, maksimum çapı 60 mm olan bir çubuğu işlemek için kullanılmaktadır. Torna tezgahı üzerindeki teğetsel kesme kuvvetinin maksimum değeri 2kN'dur ve fener milinin maksimum hızı 700 dev/dak.'dır. Emniyet valfinin belirlediği maksimum basınç 200 bar, emniyet valfi ve hidrolik motor arasındaki toplam basınç düşüşü 10 bar ve motordaki karşı basınç 5 bar'dır. Motorun toplam verimi ve hacimsel verimi sırası ile 0,85 ve 0,9'dur:

- cm³/radyan cinsinden minimum yerdeğiştirmeyi,
- Maksimum hızda, motora giren akışın debisini,
- Motora giren maksimum hidrolik güç girişini, hesaplayınız.

A.2.24 Yerdeğiştirmesi $475 \text{ cm}^3/\text{devir}$ olan bir hidrolik motor, $\text{çapı } 0,7 \text{ m}$ olan bir konveyör kasnağını, doğrudan çalıştırmak için kullanılmaktadır. Motor üzerindeki basınç düşüşü 140 bar ve motora giren gerçek akışın debisi 48 l/dak. 'dir. Motorun toplam verimi $0,9$, tork verimi ise $0,94$ 'tür.

- (a) Konveyör kasnağındaki torku,
- (b) Konveyör kasnağına sağlanan gücü (kW cinsinden),
- (c) Konveyör bandının doğrusal hızını, hesaplayınız.

A.2.25 Ağırlığı 2 ton olan bir araç, $1/10$ eğimli (1 birim dikey, 10 birim yatay) bir eğik düzlemin yukarısına doğru, 20 km/saat hızda hareket ettirilecektir. Dönme direnci katsayısı $0,1$ olarak alınabilir. Araç, etkin $\text{çapı } 850 \text{ mm}$ olan arka tekerleklerine bağlı, iki adet sabit debili motorla, hidrolik olarak çalıştırılmaktadır. Motorun toplam verimi ve moment verimi $0,95$ 'tir. Motorlardaki maksimum basınç düşüşü 250 bardır .

- (a) Motorun yerdeğiştirmesini,
- (b) Maksimum hızda, pompadan gelen akışı, hesaplayınız.

A.2.26 Ağırlığı 50 kg , dönme yarıçapı $0,4 \text{ m}$ olan bir döner besleme tablası, bir hidrolik motorla çalıştırılmaktadır. Tabla durağan halden, maksimum hızı olan $120 \text{ dev/dakika'ya}$, $0,5 \text{ s}$ içinde yükseltilmelidir. Motordaki maksimum basınç düşüşü 200 bardır . Motorun hacimsel verimi $0,96$, moment verimi $0,95$ ise:

- (a) Motorun uygun yerdeğiştirmesini,
- (b) Pompanın hacimsel ve moment verimi motorunki ile aynı ise, motorun maksimum hızda çalıştırılması için gerekli olan gerçek pompa çıkış hacmini, hesaplayınız.

A.2.27 Hidrolik güçle çalışan bir çekme düzeneği, bir madendeki vagonları çekmek için kullanılmaktadır. Katarın ağırlığı 5 tondur . Güzergah yolunun eğim oranı $1:10$ (1 birim dikey, 10 birim yatay)'dur. Çeki halatı kasnak çevresine sarılmaktadır, fakat işlemlerin basitleştirilmesi için, kasnağın etkin $\text{çapının değişmediğini}$ ve 1 m olduğunu varsayalım. Vagonların çekildiği mesafenin uzunluğu 1500 m'dir . Çeki halatının ağırlığı 4 kg/m'dir . Sarma kasnağının ağırlığı $1,5 \text{ tondur}$ ve çeki halatı tam salınmış durumda iken, dönme $\text{çapı } 0,5 \text{ m'dir}$. Katar eğimin alt ucundaki durağan konumdan en yüksek hızı olan 5 km/saat hızına 10 saniye içinde yükseltilebilmelidir. Çekme motorundaki maksimum basınç düşüşü 300 bar ve motorun tork ve hacimsel verimi $0,95$ 'tir.

- (a) Motorun bir devirdeki yerdeğiştirmesini hesaplayınız.
- (b) Çekme işleminin yarıyolda durdurulması halinde, tekrar çalıştırma sonrasında elde edilebilecek maksimum ivme nedir? Bu işlemde, halatın kasnağa sarılması sonucu olarak kasnak ataletinde oluşan değişmeyi hesaba katınız.
- (c) Çekme motorunu besleyen pompanın hacimsel verimi % 92 ve toplam verimi % 87 ise, pompa 2200 dev/dak. hızda çalıştırılırken, bir devirdeki gerekli yerdeğiştirmeyi hesaplayınız.
- (d) Pompa ve motor arasındaki toplam basınç kaybı 30 bar ise, pompa için gerekli olan güç girişi nedir?

A.2.28 Kapalı döngülü bir sistem, Şekil A.24'te görüldüğü gibi, sabit debili bir motoru çalıştıran, değişken debili bir pompadan oluşmaktadır.

(a)

$$\frac{\Omega(s)}{Y(s)} = \frac{K_p}{d_m} \left(\frac{1}{1 + \tau s} \right)$$

olduğunu ispat edin.

Burada (s) laplace dönüşüm fonksiyonu, (K_p) belirli bir (Ω) hızı için pompa akış sabiti, (d_m) motorun yerdeğiştirmesi ve (τ)'de zaman sabitidir. (Akışkanın sıkıştırılabilirliğini gözardı edin). Pompa ve motorun kombine sızıntı katsayısı (λ)'dır.

- (b) 3τ zamanı sonunda, sistemin birim aşamalı girişe olan tepkisini bulunuz. τ değerini hesaplayınız.

Belirli bir sistemde bu değerler;

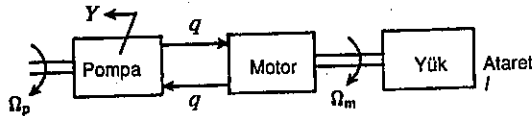
Yük ataleti, $I = 100 \text{ Nm s}^2$

Sızıntı katsayısı, $\lambda = 12 \times 10^{-3} \text{ l/dak./bar}$

Motorun yerdeğiştirmesi, $d_m = 25 \text{ ml/radyan}$

Pompa akış sabitesi, $K_p = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

- (c) ω 'nin 1 ile 10 radyan/saniye arasındaki değerleri için, sistemin $\sin \omega t$ girişine frekans tepkisinin polar (kutupsal) grafiğini çizin.



Şekil A.24

A2.29 Bir damperli kamyon, iki yönlü akış kontrollü hidrostatik iletim devresi ile tahrik edilmektedir. Bu problemin araç ve istenen tahrikle ilgili ayrıntıları aşağıda verilmiştir:

Aracın brüt ağırlığı	= 7 ton
Tahrik edilen teker sayısı	= 2 (arka tekerlekler)
Dönme direnci	= 1 ton ağırlık için 100 kg
Tekerleklerin dönme yarıçapı	= 0,4 m
Aracın düz zemindeki maksimum hızı	= 15 km/saat
Düz yolda aracın maksimum hıza yükselme süresi	= 5 saniye.

Aracın tırmanabileceği en dik eğim oranı 1:4'tür. Eğim tırmanışındaki maksimum araç hızı ve hız ivmesi, önemli değildir.

Maksimum teorik çıkış hacmi 20 l/dak. olan ve motor hızında çalıştırıldıklarında bu, hacmin 10 l/dak.'lık basamaklar halinde arttığı, değişken debili pompalar kullanılmaya elverişlidir.

Kapasiteleri 0.1 l/devir'den başlayıp, 0,05 l/devir basamakları halinde artan, sabit kapasiteli motorlar uygundur.

Sistemin maksimum çalışma basıncı 306 bardır. Pompaların ve motorların hacimsel verimi 0,95'tir. Motorun moment verimi 0,94 ve pompanın toplam verimi 0,9'dur.

- Boru şebekesindeki basınç düşüşlerini gözardı ederek, uygun hidrolik pompa ve motorları belirtiniz ve pompa için gerekli güç girişini hesaplayınız.
- Aracın ağırlığının % 70'i arka tekerlekler, % 30'u ön tekerlekler üzerinde olduğuna ve tahrik edilen tekerlekler ile zemin arasındaki sürtünme katsayısı 0,95 olduğuna göre, aracın tırmanabileceği maksimum eğim oranını bulunuz.

A.3 TASARIM PROBLEMLERİ

Bu bölümde, aksam boyutlarının belirlenmesine ilişkin, devre ve tasarım hesaplamalarını gerektiren problemlere yer verilmiştir.

A3.1 Hidrolik güçle tahrik edilen iki makina, tek bir güç paketi sayesinde çalıştırılmaktadır. Makinalardan birisi için, 15 l/dak. debili sabit bir besleme, diğeri içinde, 4 ile 18 l/dak. arasında değişen debide bir besleme gereklidir. Makinalar 80 ile 100 bar arasındaki basınçta çalışmakta olup, ayrı ayrı veya aynı anda kullanılabilir.

Uygun bir pompalama devresi çiziniz ve motor için gerekli olan teorik giriş gücünü hesaplayınız.

A3.2 Yorulma ve güvenilirlik testlerinin yapıldığı bir laboratuvarında hidrolik bir güç paketi kullanılacaktır. Akışkan ihtiyacı 5 ila 100 l/dak. arasında değişebilmekte olup, basınç 300 bar'a kadar olmalıdır. Akışkan beslemesinde pulsasyon olmamalı ve akışkan $\beta_3 = 75$ düzeyinde filtre edilmiş olmalıdır. Sistem güvenilirliğini göz önünde bulundurarak, uygun bir pompalama devresi çiziniz. (Eğer test süreci herhangi bir anda kesintiye uğrarsa, hiçbir sonuç anlamlı olamaz).

A3.3 Stroku 1 m olan bir hidrolik silindirin maksimum ileri itme kuvvetinin 0,5 ton, maksimum geri itme kuvvetinin 1,5 ton olması istenmektedir. Bu kuvvetler ayarlanabilir olmalıdır. Silindirin uzama hızı yaklaşık olarak 0,5 m/dak., çekilme hızı ise, yaklaşık olarak 1,5 m/dak. olmalıdır. Uygun bir devre şeması çizerek güç paketini, kontrol valflerini ve silindiri gösteriniz. (Bu problemde aksamın boyutlarını bulmanıza gerek yoktur. Sadece uzama ve çekilme hızları arasındaki bağlantıyı sağlayacak olan, silindir çapının, piston kolu çapına olan oranını bulunuz).

A3.4 Çift etkili bir hidrolik silindirin uzama ve çekilme hızlarının aynı olması istenmektedir. Hız, kolaylıkla ayarlanabilir olmalı ve akışkanın viskozitesinde oluşan ve hareket daima karşı olan, yük değişimlerinden etkilenmemelidir. Silindir, herhangi bir konumda pozitif olarak kilitlenebilir nitelikte olmalıdır. Yeniden çalışma esnasındaki bütün darbeler, zararlı olabilirler.

Uygun bir devre şeması çiziniz.

A.3.5 Bir makina tezgahı, uzun dönemler halinde sürekli olarak ileri-geri hareket edecektir. Operatör, tam hız, üçte iki hız ve üçte bir hız durumlarını seçebilmektedir. Maksimum hız için silindire sağlanması gereken akış 30 l/dak. olmalıdır. Hız, her iki yönde belirlenen değerlerin % 15'i dahilinde, aynı olmalıdır. Çalışma basıncındaki değişiklikler 20 ile 140 bar arasında olabilir.

Isı oluşumu minimum düzeyde kalacak şekilde, bir sistem tasarlayınız.

A.3.6 Stroku 1 m olan bir hidrolik silindirin, 10 tonluk bir ileri itme kuvveti uygulaması istenmektedir. Geri itme kuvveti normalde 0,1 ton olacaktır, hasar oluşmaması için, bu değer hiç bir zaman 1 tonu geçmemelidir. Silindir önden flanşlı olup, piston kolu bağlantısı esnek değildir.

Sistem basıncı 140 bar ile sınırlı olduğuna göre, standart boyutlu uygun bir metrik silindir belirleyiniz. Devir zamanı 20 s olduğuna göre, uygun bir

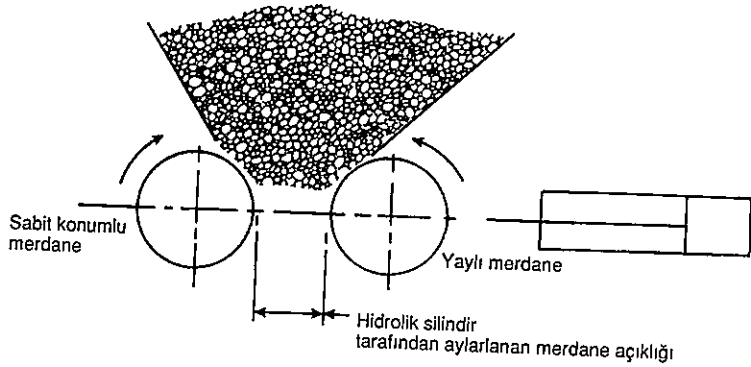
pompa boyutu belirleyiniz (Tüm kayıpları gözardı ediniz)

Bu sistem için, silindir kontrol valflerini ve güç paketini gösteren bir devre şeması çiziniz.

A.3.7 Bir çift takozlu kırma merdanesi düzeneği, hidrolik olarak tahrik edilecektir. Bu birim Şekil A.25'te görölmektedir. Dönen merdanelerin her biri, sabit debili-düşük hızlı bir hidrolik motor sayesinde çalıştırılmaktadır.

Sabit ve hareketli merdanelerin dönüş hızları, sırası ile 55 ve 65 dev/dak.'dır. Ezilemeyen bir malzeme merdanelere takıldığında, merdanelerin otomatik olarak durdurulabilir olması gereklidir. Hareketli merdanelerin konumu, merdaneler arasındaki mesafenin minimum düzeyde kalmasını sağlayacak şekilde kilitlenebilen, bir hidrolik silindir marifeti ile ayarlanmalıdır. Fakat bu silindir, şok yüklerini sönmöleyen bir yay görevini görmelidir. Silindirdeki maksimum basınç 200 bar olmalıdır.

Uygun bir hidrolik devre şeması çiziniz. (Merdaneler arasına bir malzeme sıkışması halinde, merdanelerin ters yönde döndürölmelerinin gerektiği hususuna dikkat ediniz. Elektrik kontrol devresini çizmeyiniz) Pompa, maksimum 300 bar basınç altında çalışacaktır. Kullanılan basınç kontrol valfleri için önerdiğiniz ayarları belirtiniz.



Şekil A25

A.3.8 Üzerine taşlama bıçaklarının mekanik olarak tutturulduğu ve hareketi 500 mm olan, kayıcı bir tabladan oluşan bir oluk taşlama tezgahı söz konusudur. Tabla, sabit konumlu bir soğutma tekerleği boyunca, hidrolik olarak tahrik edilmektedir. Taşlama bıçakları ileri geçişte kaba taşlama işlemini yapacak, geri geçişte ise ince taşlamayı tamamlayacak biçimde konumlandırılmışlardır.

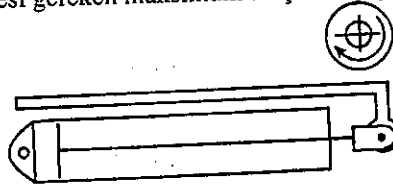
Tabla, her iki yönde de sabit hızla hareket edecek, hız ise 2 ile 4 m/dak. arasında ayarlanabilir durumda olacak şekilde, bir hidrolik devre tasarlayınız. Devrenin kontrolü elektriksel olacak ve başlatma bir butonla yapılacaktır. İleri strokunun sonunda silindir yönünün değiştirilmesi, bir sınır şalteri sinyali ile olacaktır. Geri strokunun sonunda silindirin durdurulması ve pompanın boşaltılması için, bir diğer sınır şalteri kullanılacaktır. Maksimum sistem basıncı 50 bardır ve silindir her iki yönde maksimum 2kN'luk kuvvet uygulamaktadır. Silindirin dinamik itme kuvvetini, statik itme kuvvetinin 0,9 katı olarak alınız. Standart bir metrik silindir seçin ve 2 kN'luk maksimum silindir itme kuvveti için, emniyet valfinin ayarlı olması gereken düzeyi belirleyiniz. Teorik pompa çıkış hacmini ve pompa güç girişini hesaplayınız. (Elektrik devresini çizmeyin)

A.3.9 Şekil A.26'da görülen bir kesme makinası, döner bir kesme kafasından ve kayar yatay bir tabladan oluşmaktadır. Tabla, stroku 2 m olan bir hidrolik silindir marifeti ile hidrolik olarak tahrik edilmektedir. Silindirin hızlı yaklaşma hızı, yaklaşık olarak 3 m/dak. olmalı ve üzerinde parça kesim kafasına geldiğinde, basınç otomatik olarak artarken, hız alçak bir kesme hızına dönüşmelidir. Alçak kesim hızları, el kumandalı olarak, 10 ile 150 mm/dak. arasında ayarlanabilir olmalıdır. Çekilme hızı yaklaşık olarak 3 m/dak. olmalıdır.

Silindir, arkadan muylu tesbitli olup, kenet demiri bağlantısı ile, tablaya tesbit edilmiştir. Hızlı yaklaşma anında, ve çekilmede, silindir 500 kg'lık ve kesme strokunda da, 2500 kg'lık bir itme kuvveti uygulamalıdır. Maksimum sistem basıncı 70 bar olmalıdır.

Gerçek itme kuvvetinin, teorik itme kuvvetinin 0,9 katı olduğunu varsayınız ve bir standart metrik silindir seçiniz. Bel verme uzunluğunu hesaplarken, silindirin kapalı uzunluğunun, strok uzunluğuna eşit olduğunu varsayınız.

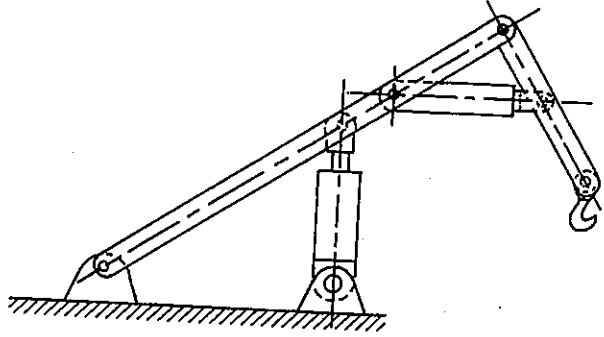
Pompanın vermesi gereken maksimum akışı belirleyiniz.



Şekil A.26

A.3.10 Bir hidrolik vinç, iki silindirden güç almaktadır (Şekil A.27) Her silindirin stroku 0,7 m olup, her silindir, bir uzamada maksimum 6 tonluk, çekilmede maksimum 4 tonluk bir itme kuvveti uygulamaktadır. Pompanın, maksimum çıkış hacmindeki basıncı 200 bar ve boru ve valflerdeki basınç düşüşleri 10 bar olarak alınabilir. (Buna karşı geri basınçlar da dahildir). Silindirler el kumandalı

valflerle çalıştırılacaktır. Devreyi, aynı anda sadece tek bir silindirle çalıştırılabilecek şekilde tasarlayınız. Herhangi bir silindirin uzama süresi 10 saniyedir. Silindirin pimler arasındaki tam uzama boyunun, bel verme yükü hesaplamalarındaki strok uzunluğunun iki katı olduğunu varsayınız. Uygun bir metrik silindir ve pompa çıkış hacmi belirleyiniz. Hidrolik devre şemasını çiziniz.

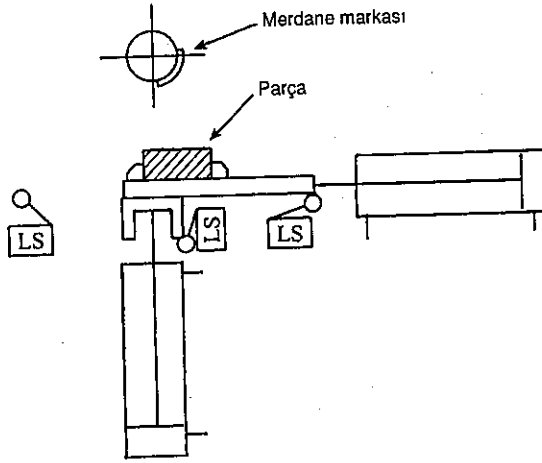


Şekil A.27

- A.3.11 Bir merdaneli markalama presinde, basılacak marka çoğunlukla harf karakterlerinden ibaret bir kabartma halinde, Şekil A.28'de görüldüğü gibi, tablanın üstünde bulunan merdananın çevre yüzeyinde yer almaktadır. Parçalar, tabla üzerine kolaylıkla sökülebilen klapelerle tutturulmuştur. Tabla yükseltilir ve yatay konumlu bir silindir, tablayı merdananın altına kaydırır ve marka parçanın üzerine basımlanır. Uzama strokunda dikey silindir, maksimum 8 tonluk, yatay silindir ise 2 tonluk bir itme kuvveti uygulamalıdır. Her iki silindirin stroku 250 mm'dir. Dakikada işlenen parça sayısı üçtür. İşlenen parçanın sökülüp, yeni parçanın takılması 5 saniye zaman alacağına göre bu koşullara uyumlu olan, pompa ve silindir boyutlarını belirleyiniz ve uygun bir devre şeması çiziniz.

Yatay silindirin uzaması esnasında, dikey silindirdeki basıncın sabit bir değerde tutulması önemlidir ve bu amaçla, debi düzeyi 4 l/dak. olan bir akış yeterli olacaktır.

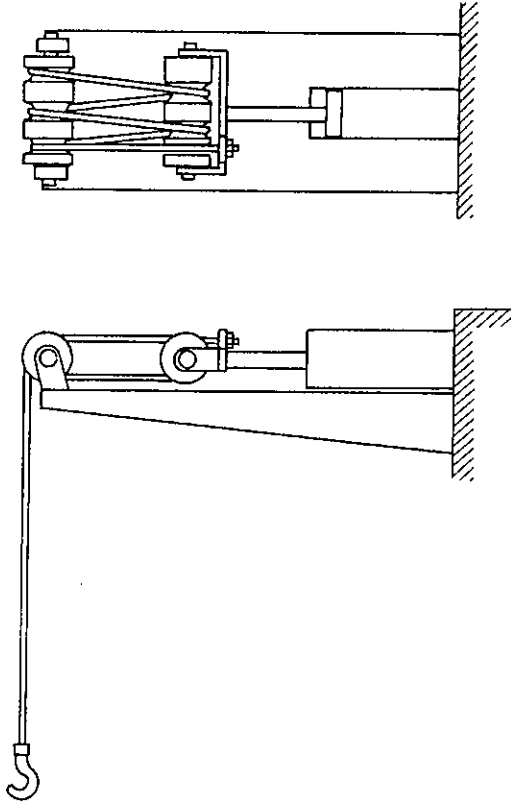
Maksimum sistem basıncı 140 barı geçmemelidir.



Şekil A.28

A.3.12 Şekil A 29'da görülen palanga düzeneği, 3 oluklu makaralardan oluşmaktadır. İçteki makaraya bir hidrolik silindir bağlanmıştır. Dıştaki makara ise sabittir. 5 Ton ağırlığındaki bir yük, beş metre yüksekliğe kaldırılacaktır. Bu uygulama için standart metrik silindir belirleyiniz (izin verilebilir maksimum sistem basıncı 160 bardır. Basınç kayıplarını gözardı ediniz) 5 m'lik kaldırma işlemi 40 saniye sürdüğüne göre, pompanın çıkış hacmi ne kadar olmalıdır?

Düzeneğin, herhangi bir konumda iken durdurulup kilitlenmesine imkan veren, uygun bir devre şemasını çiziniz.



şekil A.29

A.3.13 Büyük bir merkez tornası çift yönlü hidrostatik iletimle tahrik edilmektedir. Aynanın hızı, 40-400 devir/dakika arasında değiştirilebilmektedir. Maksimum 200 bar basınç altında çalışan pompanın

tahrik edilmesi için, 5 kW güç çıkışlı, 1440 devir/dakika'lık hızı olan bir elektrik motoru kullanılmaktadır.

- (a) Mevcut tork arttıkça, aynanın hızı azalacak şekilde, kapalı döngülü bir hidrostatik iletim tasarımı yapınız.
- (b) Motorun ve pompanın yerdeğiştirmeleri hesaplayınız. Pompa ve motorun hacimsel verimi ve tork verimi 0,95 olarak alınabilir. Pompa ve motor arasındaki boru şebekesindeki toplam basınç düşüşünün, 15 bar olduğunu varsayınız.

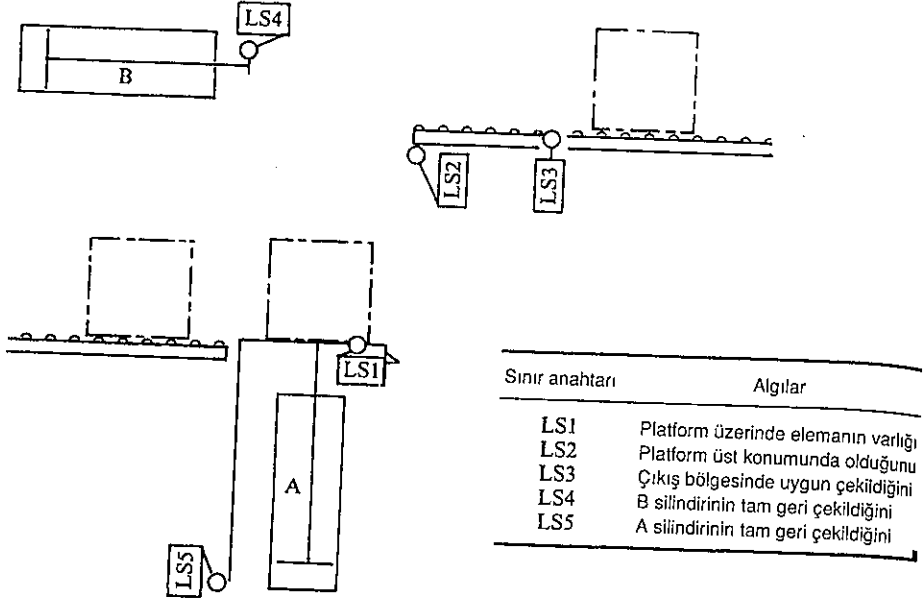
A.3.14 Bir lunaparktaki eğlence aracı, hidrolik olarak tahrik edilmektedir. Bu araç, üzerine oturakların yerleştirildiği, 15 m çaplı bir diskten oluşmaktadır. Durağan halde iken disk yatay durumdadır. Diskin yatayla 45'lik bir açı oluşturacak gibi kaldırılıp, 4 dev./dak. hızda döndürülmesi için iki silindir kullanılacaktır. Bu döner hareket, 0,6 m çaplı bir lastik tekerleğe irtibatlı, bir hidrolik motor sayesinde sağlanmaktadır. Lastik tekerlek de, disk üzerindeki 15 m çaplı çalıştırma düzeneği ile temas halindedir. Hidrolik motorun sağlaması gereken maksimum moment 2000 Nm ve motordaki maksimum basınç 138 bardır.

Motorun toplam verimi % 85 hacimsel verimi ise % 92'dir.

Uygun hidrolik motor yerdeğiştirmesini belirleyerek, bir hidrolik sistem tasarımı yapınız. Pompa arızası durumunda, güvenliğin sağlanabilmesi için gerekli olan özellikleri belirtiniz.

A.3.15 Hidrolik tahrikli bir hadde mekanizmasında, geriden muylu tesbitli bir silindir ve kol tesbit kenedi bulunmaktadır. Silindir Stroku 2,3 metre olup, her yönde uygulanan minimum kuvvet, 140 kN olmalıdır. Silindirin uzama ve çekilme hızı 4,5 m/dak. olmalı ve hareket herhangi bir konumda kilitlenebilir olmalıdır.

- (a) Uygun bir devre şeması çizin ve maksimum sistem basıncının 200 bar olarak kabul edip, standart boyutlu bir metrik silindir belirleyiniz. Sistemin gerçek çalışma basıncı ne olacaktır?
- (b) Gerekli pompa çıkış hacmini ve giriş gücünü hesaplayınız (Kayıpları gözardı ediniz).



Şekil A.30

A.3.16 Bir vargel yolu, parçaları, 3,5 tonluk bir yükü 3 m yukarıdaki üst yol düzeyine kaldıracak olan, konveyöre aktarma noktasına beslemektedir. Parça, aşağıdaki yolun üzerinde iken, atalet sayesinde A silindiri üzerindeki platforma intikal etmektedir. Üst yolda kullanıma elverişli bir alan olduğu takdirde, A silindiri alt yolla birlikte parçayı, üst yolun düzeyine kaldırmaktadır ve B silindiri de maksimum bir itme gücü oluşturan 1000 kg'lık bir kuvvetle uzayarak, parçayı üst vargel yolu üzerinde hareket ettirmektedir. A Silindiri kaldırma işlemini yaparken, mekanik bir durdurma düzeneği, alt yoldan diğer başka parçaların beslenmesini engellemektedir.

Silindirlerin her ikisi de flanş montajlıdır, A silindirisinin piston kolu sağlamca surette kılavuzlanmıştır, buna karşın B silindirisinin piston kolu kılavuzlanmamış durumdadır. Maksimum sistem basıncı 140 bar olmalıdır. Üst yol boş olduğu takdirde, bir tam devir için gerekli süre 60 saniye olmalıdır. Sistemdeki tüm kayıpları gözardı ederek, uygun standart metrik silindir boyutlarını ve pompanın gerekli akış debisini belirleyiniz. Solenoid etkileşimli yön kontrol valflerinden yararlanan uygun bir devre tasarımı yapınız.

LS1'den LS5'e kadar olan sınır şalterleri, parçanın durumunun ve silindir konumlarının ikaz edilmesi için kullanılacaktır.

A.3.17 Bir paletli aracın, herbir paleti tahrik eden bir hidrolik motoru vardır. Araç 1:10'luk bir eğimi, güzergah boyunca, 25 km/saatlik bir tepe hızı ile tırmanabilecek niteliktedir. 8 tonluk bir ağırlığa ve 85 kg/ton'luk bir yuvarlanma direncine sahip olan araç, yatay düzlem üzerinde, durağan halden 25 km/saat hızına, 10 saniyede erişmelidir. Hidrolik güç paketi, tüst hızı 2500 dev./dak. olan bir dizel motorla tahrik edilmektedir. Güç paketinin maksimum sistem basıncı 300 bar'dır ve güç paketi ile motorlar arasındaki boru donanımında, 20 bar'lık bir maksimum basınç düşmesi vardır. Pompa ve motor birimlerinin toplam, ve hacimsel verimleri, her biri için sırası ile, % 80 ve % 95'dir.

Bir kapalı-döngü sabit moment'li hidrostatik iletimin devre şemasını çiziniz. Aracın hızı ayarlanabilmelidir ve araç, herbir paletin münferit hızını değiştirmek sureti ile, yönlendirilebilir olmalıdır.

Aşağıdaki hususları belirleyiniz:

- Palet cer tekerleklerinin eşdeğer dış çapları 1,2 m olduğuna göre, paletleri tahrik eden motorların kapasitesi,
- 25 km/saat'lik tepe hızını gerçekleştirmek için gereken maksimum pompa kapasitesi,
- Doğrudan doğruya dizel motora irtibatlı olduğuna göre, bütünleme ikmal pompasının, teorik minimum kapasitesi,
- Dizel motor için gereken maksimum güç.

A.4 BÖLÜM A2'DEKİ PROBLEMLERİN ÇÖZÜMÜ

A.2.1 (a) 2,22 l/dak.
(b) 0,73 kW

A.2.2 12,4 cm³/devir

A.2.3 (a) Maksimum yerdeğiştirmenin % 88'i
(b) 16,3 kW

A.2.4 (a) 23,6 l/dak.
(c) 16,2 kW

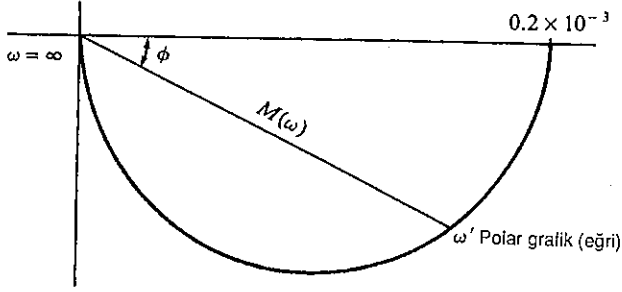
A.2.5 (a) 30,6 l/dak.
(b) 12,24 kW
(c) 1,68 kW

A.2.6 22 ml/devir

- A.2.7 (a) 33,95 l/dak.
(b) 150,2 bar
- A.2.8 (a) 3,32 m/dak., 5,09 m/dak.
(b) 20,9 saniye
- A.2.9 (a) 15 l/dak.
(b) 2,5 l
(c) 7,45 l
- A.2.10 (a) 77 l/dak., 7,7 l/dak.
(b) 69,3 l/dak., 7,7 l/dak.
(c) 42,4 ml/dev., 4,7 ml/dev.
(d) 6,4 kW, 5,3 kW
(e) 10,2 m/dak.
- A.2.11 9,46 s.
- A.2.12 140 mm çap \times 90 mm piston kolu çapı, uzama için gerekli basınç = 177 bar, çekilme için gerekli basınç = 181 bar.
- A.2.13 (a) 80 mm çaplı silindir (gerçek çap 67 mm)
(b) 15,1 l/dak.
- A.2.14 (a) 3,45 m/dak.
(b) 50,8 bar
(c) 305 bar
(d) 6,77 l/dak.
- A.2.15 Minimum piston kolu çapı 64 mm, standart 70 mm
minimum piston çapı 87 mm, standart 100 mm, uygun silindir 100 mm
çap \times 70 mm piston koluçapı
- A.2.16 (a) 160 bar
(b) 61,35 l/dak.
(c) Yükü yavaşlatan yastık basıncı = 33,9 bar, İleri basıncı dengeleyen
yastık basıncı = 332,2 bar, Toplam yastık basıncı = 366,4 bar.
- A.2.17 (a) 14 - 118 cm³/devir, 41,5 l/m
(b) 11,96 kW

- A.2.18 Bel verme mukavemeti için piston kolu çapı = 34,2 mm,(36 mm),
uzama kuvveti için silindir çapı = 38.5 mm
50 mm çap × 36 mm kol çapı olan silindir kullanır.
Uzama stroku basıncı = 89 bar
Çekilme stroku basıncı = 81 bar.
- A.2.19 (a) Teorik boyutlar; 79 mm çap × 35 mm kol çapı (standart silindir 80 mm
× 45 mm)
(b) Hızlı yaklaşma akışı = 15,9 l/dak.; presleme akışı 12,56 l/dak.
- A.2.20 (a) 160 bar
(b) 135 bar
(c) 27,3 l/dak.
(d) 21 ml/dev. (e) 9,5 kW
- A.2.21 (a) 28,2 ml/devir
(b) 132 bar
(c) 9,76 kW
- A.2.22 (a) 7,41 cm³/radyan (46,5cm³/devir)
(b) 31 l/dak.
- A.2.23 (a) 3,45 cm³/radyan
(b) 16,86 l/m
(c) 6,6 kW
- A.2.24 (a) 995 NM
(b) 10,1 kW
(c) 213 m/dak.
- A.2.25 (a) 220 ml/devir
(b) 57,8 l/dak.
- A.2.26 (a) 106 ml/radyan (66,5 ml/devir)
(b) 8,3 l/dak.
- A.2.27 (a) 1,648 l/devir
(b) 0,572 m/s
(c) 27,3 ml/devir
(d) 34,9 kW

- A.2.28 (a) Bakınız Bölüm 8 Kısım 8.31
(b) $\Omega_m = 190$ rad/s (birim aşamalı giriş için)
 $\tau = 0,325$
(c)



$$M(\omega) = \{[1^2 + (0.32)^2]^{1/2}\}^{-1} \times 0.2 \times 10^{-3}$$
$$\phi = \tan^{-1} 0.321$$

- A.2.29 (a) Motorun yerdęiřtirmesi = 1,07 l/devir (1.1)
maksimum pompa çıkış hacmi = 230 l/dak.
Pompaya sağlanan güç girişi = 65,6 kW
(b) Eğim artışı yol boyunca 1'e 1,8'dir.

İNDEKS

- açık devre (döngü) transmisyonu (ile-
timi), 42, 199, 204
açık döngü kontrolü, 401
açısal motor, 155, 186, 288
zincir ve zincir dişlisi, 188
kontrolü, 190 helisel vida, 189
kaldırma kuvvet (levye) kolu, 189
kanatlı, 186, 187
adiyobatik genleşme ve bir gazın sı-
kıştırılması, 62, 311, 313, 314, 334,
360
akış bölücü, 109
akış hızı (debi), 7, 264, 287
akış kontrolü, 70 (bkz. Akış kontrolü),
256, 334, 379
baypas (üç ağızlı), 102
yavaşlaması, 88
bölücü, 109, 110
iğne, 87
basınç dengeli, 90, 102, 150, 358
öncelikli, 104, 105
viskozite telafili (dengeli), 90
akış kontrolü
boşaltma kapalı, 94
baypas, 102
girişte, 92, 359
çıkışta, 93, 345
valfleri, 86
akışkanın hareketi, 6, 129,
akışkanlar (bkz. Hidrolik akışkan)
akışkanların özellikleri, 1
akma noktası, 225, 226
Aksam arızası, 378
akümülatör, 43, 59, 66, 285, 308, 330,
359, 369
uygulamalar 313,
yedekleme tüpleri 312, 334
balonlu, 312
yükleme, 322
devre, 43, 48, 65, 78, 122, 335, 337, 373
ağırlıklı, 308
serbest temas yüzeyi, 310
gazlı, 310
kapama-açma valfi, 65
pistonlu, 311, 322
önyükleme, 60, 313, 331, 359, 370
basınç testi, 323
güvenlik, 321, 373

- güvenlik devresi, 122, 323
boyutlandırma 314, 331
yaylı, 309
analog, 400
ANSI (Amerikan Milli Standartlar Enstitüsü), 136
araç süspansiyonları, 313, 321
arıza arama, 372, 379, 385
armatür (endüvi), 121, 129, 130, 429, 441
ateşe dayanıklı akışkan, 221, 228, 239, 231
aşınma, 365, 379
aşınma önleyici maddeler, 227
- bakteriyolojik oluşum, 238
bağlanmaları, 179
basınç dengeleme valfi, 79, 93, 116, 363, 379, 38
basınç düşüşü
düşü (yükseklik), 5
hat filtresi, 207, 254, 258, 362
kayıplar, 290
bir sıvıda, 1
ile çalışan yön kontrol valfi, 131
basınç düşürme valfi, 85, 86, 150
anahtarı, 17, 43, 65, 183, 251, 335, 393
bölgesi, 23
basınç kontrol valfleri, 71
basınç telafisi (dengelemesi),
Pompalarda, 32, 66, 214, 330, 346, 356
valflerde, 90, 91, 103, 148, 149, 372, 438, 439
baypas akış kontrolü, 102, 215
baypas filtresi, 255
baypas valfi, 250, 252, 260, 326
başlatma (yol verme) valfi, 50
beta aralığı, 248, 249, 258
bilyalı motor, 196
- bir gazın politropik genişmesi ve kompresyonu, 311
birimler, 1, 287
birinci dereceden sistem, 408
blok diyagramlar, 379, 384, 402, 414, 416, 424, 439, 440
boru destekleri, 280
boru rakoru, 266
boruda akış, 287
borularda hız, 6, 7, 288, 289
boşaltma valfi, 48, 76, 122
Bramah Joseph, 325
buhar basıncı, 228
- CETOP, 136, 240, 267, 366
çabuk ayırma kaplini, 281
çalışma sıcaklıkları, 178
çalışma sıcaklığı, 178, 301, 365, 374
çapraz geçiş hatlı tahliye, 75, 204, 357, 394
çek valf (Valf, çek'e bkz.)
yumuşak yuvalı, 115
çek (geri-dönüşsüz), 12, 43, 48, 79, 82, 87, 114, 121, 134, 137, 139, 150, 199, 215, 319, 337, 366, 389, 394
baypas, 250, 251, 260
ön uyarımlı, 115, 126, 137, 358, 378
kapama uyarımlı, 119
ön doldurmalı, 116, 342, 346
sınırlayıcı, 119
sandviç, 75, 119, 283
mekik (veya), 119, 208, 359
çift etkili silindir, 155, 163
çok geçişli test, 249
çok pampalı devreler, 46, 56, 80, 329, 346, 357, 387
çözünmüş hava, 234
- Dalma silindir, 155, 156, 157, 159 DIN standartları, 136, 137, 139, 263, 266, 267, 270, 272, 273, 274

- darbe sönümleyici, 275, 317
 debi ölçer, 372
 Delrin, 115
 dengeli kanatlı pompa, 25
 depo (tank),
 soğutma etkisi, 300
 tasarımı, 303
 doldurma
 fonksiyonu, 298, 304
 ısıtıcı, 305
 şekli, 303
 boyutu, 40, 299, 301, 361
 tipleri, 299
 devre kesici, 83
 difüzör (dağıtıcı, yayıcı), 235, 304
 dijital (sayısal), 400, 428, 445
 dinamik itme kuvveti, 167, 291
 diyafram (bkz. esnek seperatör)
 diyatome toprak, 247
 dişli konnektörler (bağlantı ele-
 manları), 265, 272
 dişli motor, 191, 192
 dişli pompa, 22, 23, 24, 38, 55
 doğal frekans, 420
 doğrudan etkili, 124
 döner hareketlendirici (bkz. motor)
 durdurma halkası, 159
 durdurma kovanı, 182
- eksenel pistonlu motor 195,
 eksenel pistonlu pompa, 26, 30
 elektrohidrolik servo valf, 413
 elektrostatik filtreleme, 247
 elektrostatik kirlenme, 234
 elemanı
 beta oranı, 248
 kabarcık nokta testi, 248
 değiştirme, 258, 370
 çökme (göçme) basıncı, 250
 durum göstergesi, 251, 369
- derinlik tipi, 246, 247
 akış kapasitesi, 260
 ortamı, 246
 değer aralığı (filtrasyon oranı) 249,
 254, 258, 259
 dönmesi, 258,
 yüzey tipi, 246, 247
 yatağı, 245
 yerleştirme, 56, 253
 manyetik, 247
 basınç düşmesi, 260
 ebadı, 259, 290
 emiş bölgesi, 24
 emiş hattı filtresi, 254
 emme, 237
 enerji kirlenmesi, 230
 Engler, 222
 entegre devre, 137, 150
 esnek seperatör (ayırıcı), 303, 312
- faz açısı, 412
 filtre
 kapasite, 247, 260
 kirlenme zaman eğrileri, 252
 soğuk başlama koşulları, 251, 260,
 262
 elektrostatik, 247
 filtreleme teknolojisi, 245
 flambaj boyu (belverme uzunluğu),
 181, 352
 flambaj yükü, 182, 184, 352
 flanş bağlantısı, 270 havşalı rakorlar,
 265
 formüller, 156, 164, 166, 291
 fosfat ester, 222, 229, 231, 233
 frekans yanıtı (tepkisi), 410
 fren valfi, 81, 206, 208
 gaz kirlenmesi, 233
 geçiş hali (valf sürgüsü), 124
 geri besleme, 401, 413

- geri dönüş hattı filtresi, 215, 254, 258, 362, 384
- geri-dönüşsüz valf (Bkz. Çek valf)
- gerotor, 24, 190, 192
- güç paketi, 296, 357, 368, 381
- güvenlik talimatları, 323
- hacimsel gerilme (strain), 22, 225
- hacimsel verim, 19, 191, 203, 212, 217, 220, 294, 356
- hareket denklemleri, 172 Euler'in flam-baj teorisi, 180
- hareket kontrol valfi, 82, 208
- hareketlendiriciler (alıcılar), 155
- hava kabarcıkları, 225, 235
- hava motoru, 51
- hava sızdırma (tahliye) valfi, 51, 363
- havalandırma, 116, 234
- havalandırma, 50, 75, 141
- havalandırma ağzı, 74, 148
- havalandırma kontrolü 234, 304
- havanın doymuşluğu, 234
- hidrokapsül, 215
- hidrolik akışkan
- katkı maddeleri, 222, 226, 227, 237
 - karakteristikleri, 231
 - sınıflandırılması, 221
 - uygunluğu, 231
 - şartlandırıcıları, 305
 - kirlenmesi, 230, 373, 378
 - kirlenme kontrolü, 230, 362, 364
 - gelecekteki gelişme, 230
 - depolama, 366
 - mineral yağı, 222, 227, 352
 - suda yağ çözeltileri (emülsiyonu), 228, 230, 306
 - çalışma sıcaklığı, 301, 305
 - fosfat esterli, 222, 229, 130,
 - örnek alma, 239, 364, 370
 - seçimi, 229
 - sulu glikol, 222, 229, 230
 - yağdan su çözeltisi, 229
 - su alma, 237
- hidrolik akışkanlar, 221
- hidrolik bileşimlerdeki tipik aralıklar, 242
- hidrolik boru, 262
- konik rakorlar (bağlantı elemanları), 269
 - bağlantılar, 265
 - rakorlar, 265
 - flanşlar, 270
 - akış oranları, 264
 - montajı (tesis), 274, 368
 - kaynaklı rakorlar, 270
 - çalışma basınçları, 263
- hidrolik borular, 262, 275
- hidrolik hortum, 275
- patlama basıncı, 276
 - uç rakorları, 277
 - arızası, 279
 - bağlanması (yerleştirilmesi), 277
 - seçimi, 278 * emiş, 279, 368
 - destekleri, 279, 280, 368
 - tipleri, 275
 - çalışma basıncı, 275, 276
- hidrolik motor devreleri, 199
- hidrolik motorlar, 190 (bkz. Motorlar)
- hidrolik pres, 48, 80, 112, 113, 117, 183
- tasarım çalışması, 325
- hidrolik semboller, 11, 72, 77, 84, 103, 105, 106, 108, 109, 115
- hidrolik sıkılık, 420
- hidrostatik fransmisyonlar (iletim), 75, 126, 199
- karakteristikleri, 201, 202, 209
 - kapalı döngü (çevrim), 206, 256, 391, 416
 - sabit güç, 202
 - açık devre, 204

- hidrotastik frenleme, 208
 hilal keçe, 23
 histerezis etkisi, 441
 hizmete (işletmeye) alma, 368
 hız kontrolü, 92
 hız sigortası, 281
 hortum devresini kapatma valfi, 281
- iki kademeli basınç kontrol valfleri, 73, 85, 147, 149, 150, 394,
 iki kademeli yön kontrol valfleri, 132, 137, 327, 357, 386, 436
 ikili emniyet valfi, 75
 ikmal (telafi) pompası, 199, 207
 iğne valf, 87
 ISO (Uluslararası Standartlar Teşkilatı), 136, 222, 240, 243
 itme çubuğu (kolu), 129
 izentropik genleşme ve kompresyon, 61, 311
 izotermal genleşme ve kompresyon, 60, 311, 333, 360
 ısı enerjisi, 232
 ısı yayılması (dağılması veya kaybı), 233, 300, 302, 303
- Jc (Birleşik Sanayi Konseyi), 265, 273, 296
- kabarcık noktası testi, 248
 kam rotorlu motor, 194
 kanatlı motor, 193, 194
 kanatlı pompa, 25, 26, 38
 kapalı döngü kontrolü, 401, 440
 kapatma valfi, 297, 365, 368, 386, 390
 kaplin
 mil, 298, 371
 boru, 265,
 kartıjlı valf, 121, 137, 283
 kartuş elemanının uzaktan kumanda ile anahtarlanması, 145
 Kartuşlu, 121, 137, 283
 akış kontrol, 149
 mantık elemanı, 137
 normalde kapalı, 141
 çalıştırma, 140
 ön uyarım kontrol kaynakları, 146
 popet tipi, 138
 basınç kontrol, 148
 basınç düşürme, 150
 uzaktan kumanda şalteri, 145
 sürgülü tipi, 138, 148
 sürgülü valf eşdeğeri
 anahtarlama, 145
 kartuşlu basınç kontrol valfleri, 148, 149
 katkı maddeleri, 221, 226, 235,
 kavitasyon, 199, 232, 234, 304, 366
 kaynaklı bağlantılar, 270
 kaynaklı nipel, 220
 keçe koruması, 285
 kelepçe, boru ve hortum, 280
 keskin kenarlı orifis, 89, 438
 kilit valfi, 107
 kinematik viskozite, 222
 kir çamuru
 boyut katagorileri, 256
 toleransı, 24
 kirlilik analizi, 364, 365
 kirlilik kodu, 240, 241
 kirlilik kontrolü, 230
 kısıtlayıcı kartuş, 142
 kısıtlayıcı kontrolü, 119
 klorlu hidrokarbonlar, 222
 kompresyon bağlantısı, 266, 267
 kontrol sistemleri, 400
 konveyör besleme sistemi, 350
 kopyalama cihazı, 405, 411
 köprü şebekesi, 106, 257
 köpük önleyici katkı maddeleri, 235
 köpüklenme, 224, 225

- KR boru kaplini, 267
kübik elastiklik (Hacim) modülü, 22, 317, 418
- laminer (düzgün) akış, 6, 263, 288
Laplace, 407, 417, 426
London Hydrolic Power Co. (Londra Hidrolik Güç Şir.), 306
- makaslama kararlılığı, 224
maksimum hız, 178
manifold, 150, 283
mantık ögesi, 137
mantık valfi
 ön uyarım kontrol kaynakları, 146
 popet tip, 138
 uzaktan kumandalı anahtarlama, 145
 pistonlu tipi, 149
 çoklu elemanların anahtalanması, 146
mantıksal arıza (hata) bulma, 373, 377, 386
manuel (el kumandalı) servo, 31, 220, 391, 394
manyetik seperatör, 247
manyetizm, 233
mekanik geri besleme, 405
mekanik servo-valf, 403
mekik (veya) valfi, 120, 208, 359
merkezi hidrolik sistem, 306, 351
mikrobiyolojik kirlenme, 238
mineral yağ, 222, 227, 352
mobil (seyyar), 151
 yelepare, 151
 paralel bağlantı, 152
 seri bağlantı, 152
 tandem bağlantı, 153
mobil (seyyar) hidrolik valf, 151
 düzenlenmesi (tertibatu), 152
modüler paket, 151
motor, 190
 eksenel pistonlu, 195
 bilyalı, 196
 kam rotorlu, 194
 karakteristikleri, 198, 213
 devreleri, 199, 386, 387
 devre tasarım örnekleri, 211, 215
 verimleri, 202, 212, 295, 356, 422
 formüller, 199, 295, 422
 serbest tekerler, 199, 206
 dişli, 191
 gerotor, 192
 sızıntı, 191, 195, 220, 416
 yörünge, 192
 radyal pistonlu, 197
 boyutu, 354
 tork (moment), 200, 202
 kanatlı, 193
 değişken debili, 193, 196
mukavemet, 181
durdurma borusu, 153
senkronizasyon (eş zamanlama), 110
teleskobik, 159
 aşınma, 365, 378
mutlak anma değeri, 248, 254, 258, 303, 361
- neon göstergeler, 131
NFPA (Milli Akışkan Gücü Kuruluşu)
NG referans numarası, 136
nisbi (bağıl) yoğunluk, 222
NPT (Milli Boru Dişi), 272, 273
- oksitlenme, 226
oksitlenme önleyici, 221
oksitlenme önleyici, 226, 227
orsansal akış kontrolü, 440
 basınç kontrolü, 432
 basınç düşürme valfi, 434
 basınç tahliye valfi, 434
 iki kademeli valf, 436

- servo valflere karşılık, 415
- oransal valf
- uygulamalar, 358, 442
 - karakteristikler, 429, 440
 - kuvvet kontrolü, 428
 - sürgü konumu, 431
- oransal valfler, 148, 150, 428
- oransal yükselteç, 439
- orifis akışı, 86, 405, 438
- orifis akışı, 86, 438
- ortalama süzme değeri, 249
- ölü bölge, 404, 429
- ön doldurma valfi, 116, 118, 342, 346
- ön uyarı basınç boşaltımı, 77
- ön uyarım kontrol kaynakları, 133, 146, 329
- ön uyarımlı çalışan çek valf, 115, 116, 121, 126, 137
- ön uyarımlı çek valfi kapama, 119
- öncelikli akış kontrolü, 104
- örnek alma valfi, 363
- özgül ağırlık, 222
- parelel bağlantı, 152
- parelel motorlar, 210
- partikül kirlenmesi, 239, 252, 363, 373
- partikül
- analizi, 242
 - sayımı, 240, 364
 - dağılımı, 241
 - boyutları, 240, 243, 245
- pas önleyici, 221, 227
- paskal yasası, 2, 325
- paslanma önleyici (geciktirici), 221, 227
- patlama önleyici valf, 281
- piston kolu flambaj (belverme) boyu, 181
- piston kolu flambajı (belverme), 180, 181
- piston kolu uçları, 180
- piston kolu uçları, 180
- piston kolu uçlarının koruyucu kapakları, 180
- pnömatikler, 1, 51, 306
- pompa devreleri, 41, 444
- pompa karakteristikleri, 55, 317
- debi, 38, 49
 - tahrik, 50
 - tahrik hızı, 38
 - verimleri, 19, 20, 215, 294, 357, 423
 - formüller, 18, 293, 417, 423
 - yerleştirme, 296
 - gürültü, 40, 395
 - çalışma basıncı, 37,
 - seçimi, 29, 219, 356
 - servo sistemi, 415
- pompa tipleri, 18
- eksenel pistonlu, 26
 - santrifüj, 18
 - dişli (dıştan), 22, 38
 - dişli (gerotor), 24
 - dişli (içten), 23, 38
 - pistonlu
 - pozitif deplasmanlı, 19
 - radyal pistonlu, 29
 - pistonlu, 26, 38
 - döner, 22
 - tandem, 56
 - kanatlı, 25, 26
 - değişken debili, 26, 30, 49, 214, 349, 369, 422, 443
 - popet valfler, 72, 73, 120
 - port emniyet valfi, 75
 - poziflare kaplin, 268
- Q-pompası, 40
- radyal pistonlu motor, 197
- radyal pistonlu pompa, 29, 30
- rampa aşağı, 439
- rampa girdisi, 408

- rampa yukarı, 439
 Redwood, 223
 Reynolds sayısı, 289
- sabit debi kontrolü, 36, 214
 sabit güç kontrolü, 34, 214, 219, 349
 SAE (Otomotiv Mühendisleri Kurulu), 265, 268, 270, 271, 272, 273, 275
 sandviç plakası (blok), 75, 119, 283
 santrifüj pompa, 18
 Saybolt, 223
 semboller (bkz. Hidrolik semboller)
 senkronizasyon (eş zamanlama) valfi, 110
 sentetik akışkan, 221, 229
 seri bağlantı, 153, 210
 seri motorlar, 210
 servo kontrol, 31, 322, 401, 440, 445
 servo sistem kararlılığı, 415
 servo valf, 370, 414, 441
 servo valf filtresi, 253, 255
 seviye anahtarı, 304, 310
 sifon etkisini önleyici delikler, 235
 silindir, 155
 - hızlanma ve yavaşlama, 171
 - dalma, 155, 156, 157, 159
 - çift etkili, 155, 163, 188, 291
- sinüzoidal girdi, 410
 sistem sönümlenmesi, 415
 - verimi, 328
 - yanıt (tepki), 407
 - başlatma, 369
 - sıkılık, 234
- sistemlerdeki kir
 - etkisi, 244
 - orijini (menşee, kaynak), 239, 243, 253
- sıfır bindirme, 404, 406, 441
 sıfır noktası, 404, 441
 sıkıştırılabilirlik, 225
- sıralama (sekans) valfi, 82, 343, 363
 sıvı kirlenmesi, 236,
 sızdırmazlık elemanı sürtünmesi, 167
 sızdırmaz depo, 235
 sızdırmazlık elemanının sürtünmesi, 167
 sızıntı katsayısı, 416, 423
 giderilmesi (telafisi), 319, 320
 kontrolü, 261, 285
 iç, 191, 195, 206, 220, 363, 373, 416
 solenoid, 14, 131
 kontrollu tahliye valfi, 74
 çalışması, 129, 429
 çalıştırılmalı kartuş valf, 143
 ön uyarım valfi, 57, 65, 75, 121, 133
 son giriş (şans) filtresi, 256
 standard metrik, 171, 174, 347, 353
 standart metrik silindirlere, 171, 174
 standart organizasyonlar, 136, 265
 statik baskı kuvveti 166, 291
 strok sınırlandırıcısı, 134
 su çekici, 317
 su emici polimerler, 237
 su esaslı akışkanlar, 221, 228, 238
 suda yağ çözültisi, 228, 330, 231, 305
 suda yağ mikro çözültisi, 231
 sulu glikol, 222, 228
 suyun alınması (sudan arındırma), 237
 - sürgü valfi kartuşlu, 138, 149
 - merkez koşulu, 125, 126, 206
 - basınç düşüşü, 126
 - strok sınırlandırıcısı, 134
 - geçiş halleri, 124
- sürgü (piston)
 - çentikli, 127, 142, 430, 436
 - şekilleri, 127,
 - sürgülü tip servo valf, 413, 441
- süzgeç, 236, 254
- tahliye (emniyet) valfi, 33, 43, 47, 51, 71, 79, 92, 104, 206, 215, 327, 337,

- 345, 370, 378, 384, 388
 bilyalı, 72
 kopma basıncı, 72
 çapraz hat, 75, 204, 394
 diferansiyel popet, 73,
 doğrudan etkili, 72, 437
 filtresi, 255
 kılavuz pistonlu, 73
 ön uyarımlı çalıştırılmalı, 73, 148, 150,
 çıkış tahliyesi, 75
 uzaktan kumandalı, 74
 seçimi, 76
 solenoid kontrollü, 74
 boşaltıcı, 75
 tandem bağlantı, 152
 tasarım bilgisi, 287
 tasarım
 kriteri, 286
 bilgisi, 287
 çalışması, 325
 tek etkili 163, 154, 155, 308, 325, 331
 tek etkili silindir, 155, 162
 tekrar kullanılabilir rakorlar, 277
 tel örgülü seperatör, 236, 304
 teleskopik silindir, 159
 temel formüller, 287
 temizleme döngüsü (çevrimi), 254,
 257, 258, 380, 384
 temizlik hedef seviyeleri, 259
 temizlik standartları, 240
 termik genişleme, 226, 318
 ters akış filtresi, 256
 tesisat, 274, 368
 test donanımı, 372
 test noktaları, 281, 283, 363, 366, 372,
 384
 titreşim önleyici bağlantı elemanları,
 297, 368
 toplam verim, 20, 202, 213, 294
 tork (moment) verimi, 20, 21, 203, 294
 transmisyonlar (bkz. Hidrostatik trans-
 misyonlar)
 Triple-lok (üç kilitli) boru rakoru, 266
 tutunma, 238
 türbülanslı (çalkantılı) akış, 7, 288
 uluslararası referans numarası, 136,
 240
 üç yollu akış kontrol valfi, 102
 Valf
 valf basınç kontrolü, 14, 71, 148, 149
 dengeleme, 79, 93, 116, 363, 379, 388
 üstten merkezli, 80, 81, 206
 basınç düşürme, 85, 86, 150
 tahliye (emniyet) (bkz. Tahliye valfi), 71
 sıralama, 82, 343
 valf bindirmesi, 403, 404, 441
 valf kumandası, 123, 128
 valf sabiti, 86, 406
 valf servo sistemleri, 403
 vektör diyagramı, 412
 verimler
 pompa ve motor, 20, 21, 191, 202,
 212, 294, 354, 423
 sistem, 330, 341
 viskozite, 6, 7, 89, 125, 186, 195, 222,
 223, 227, 352
 viskozite basınç karakteristikleri, 224
 viskozite indeksi, 223, 224, 226, 227
 viskozite sıcaklık karakteristikleri, 223
 viskozite (sıcaklık) dengelemesi, 89,
 438
 yağ içinde su çözeltisi, 228
 yan silindirler, 343, 345
 yağ ısıtıcı, 305
 yağ soğutucu, 233, 236, 291, 305
 yağa daldırılmış solenoid, 130
 Yağlama, 123, 226

- yapılan iş, 5,9, 200
yastık basınçları, 174
yastıklama, 174, 190
yavaşlama valfi, 88
yedek güç beslemesi, 318
yelepare valf, 151
yön kontrol, 114
 sürgü konumunun tanımı, 137
 operatörler, 128
 ön uyarım çalıştırılmalı, 132
 popet solenoid, 121, 137
 kayar sürgülü, 122, 137
 solenoid çalıştırılmalı, 43, 56, 123,
129, 130, 394
 sürgü merkez koşulları, 125, 206
 sürgü strok sınırlandırıcısı, 134
 sürgü geçiş halleri, 124, 125
 üç konumlu, 108, 125
 iki kademeli, 132, 137, 327, 357,
386, 436
- yön kontrol valfleri, 122
yörünge motoru, 192
yumuşak anahtarlama, 131, 138, 142
yumuşak yataklı (yuvalı) valf, 115
yüksek su esaslı akışkanlar, 228, 230
İngiliz standartları Boru Dişi (BSP),
266, 269,
İngiliz standartları (B S), 171, 222,
262, 266, 352, 364
"O" halkası kompresyon bağlantıları,
267
şamandıralı anahtar (şalter), 304, 310

TERİMLER SÖZLÜĞÜ

- Açma basıncı:** Bir çek valfi açabilecek en küçük akışkan basıncı.
- Akümülatör:** Sistem isteyene kadar gerekli hidrolik yağ basıncı altında tutan birim.
- Ağırlık:** Bir cismin üzerindeki yerçekim kuvvetinden kaynaklanan aşağıya doğru olan kuvvet.
- Basıncı düşürme valfi:** Sistemin ana bölümleri dışındaki bir bölümdeki basıncı sınırlamak için kullanılan valf.
- Basıncı kontrol valfi:** Hidrolik sistemde basıncı sınırlayan ve ayarlayan ve akış değerlerini kontrol eden valf.
- Basıncı tahliye valfi:** Hidrolik sistemi aşırı basınçlara karşı korumak için yavaşça açılarak basıncı düşüren valf.
- Basıncı:** Bir cisim üzerine uygulanan kuvvetin, kuvvetin etki ettiği alana bölünmesi ile elde edilen kuvvet miktarı.
- Çökeltme:** Hidrolik akışkandan, büyük veya ağır kirleticilerin temizlenmesi ve filtre edilmesi için kullanılan yöntem.
- Derinlik ortamı:** Parçacıkları tabakalar halinde düzenlenmiş belli bir sayıda yüzeyde tutan ortam, genellikle filtreler kullanılır.
- Filtrasyon derecesi:** Bir süzgecin veya filtrenin kirlilik içindeki sisteme gitmesini engellediği parça büyüklüğünün yüzdesinin oranı.
- Güç:** Belli bir zaman diliminde yapılan işi miktarı.
- Hacimsel verim:** Pompanın gerçek debisinin teorik debisine oranı.
- Hareketlendirici:** Bir hidrolik sistemin çıkışında yer alan ve hidrolik gücü mekanik güce çeviren cihaz.
- Hidrolik motor:** Hidrolik akışkanın hareket ve basıncı enerjisine dönen bir milin enerjisine çeviren motor.
- İş:** Bir cismin bir kuvvet tarafından belli bir mesafede hareket ettirilmesi ile ortaya çıkan sonuç.
- Kuvvet:** Bir cisim üzerine, cismin konumunu ve hareket yönünü değiştirmek üzere uygulanan çekme veya itme.
- Kütle:** Bir cismin içindeki madde miktarı.
- Mikron:** Çok küçük parçacıkları ölçmek için kullanılan birim, metrenin milyonda biri.
- Normalde açık valf:** Valfin uyarılmadığı konumda akışkan akışına izin verilen valf.
- Normalde kapalı valf:** Valfin uyarılmadığı konumda akışkan akışının engellendiği valf.
- Özgül Ağırlık:** Cismin yoğunluğunun ölçüsü.
- Pompa:** Hidrolik sistemde mekanik enerjii hidrolik enerjiye çevirmek için kullanılan araç.

Sıralama valfi: Bir silindirin diğerinden önce veya sonra hareket etmesi gerektiğinde kullanılan valf.

Toplam verim: Pompanın hidrolik güç çıkışının mekanik güç girişine oranı.

Tork: Herhangi bir teçhizatın bir parçasının dönmesine neden olan çevirme etkisi.

Viskozite İndeksi: Bir akışkanın viskozitesinin sıcaklık değişimlerine göre değişim aralığının ölçüsüdür.

Viskozite: Bir akışkanın kalınlığı veya akışa direnci.

1137

ÖĞRETMEN MARŞI

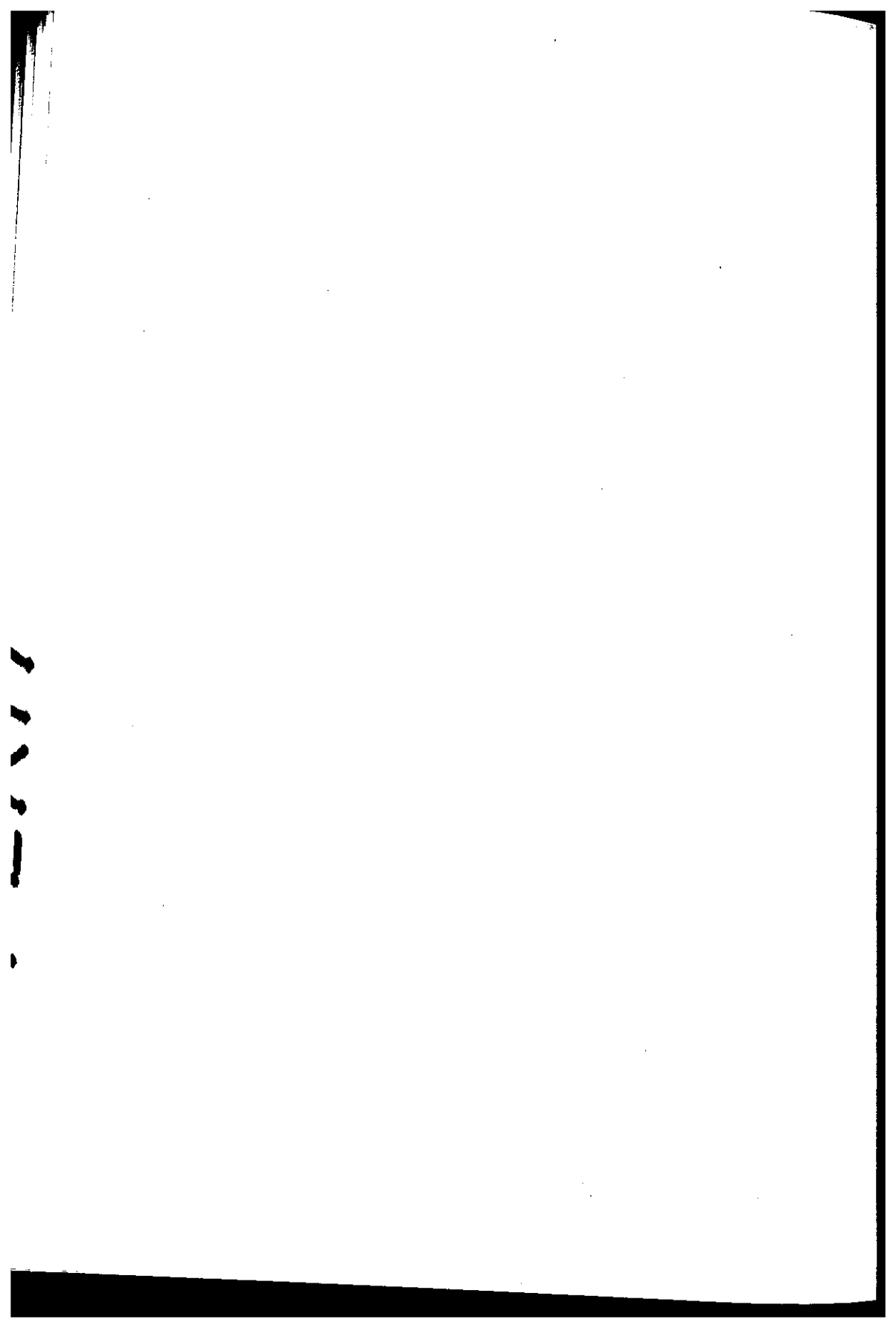
Alnımızda bilgilerden bir çelenk,
Nura doğru can atan Türk genciyiz.
Yeryüzünde yoktur, olmaz Türk'e denk;
Korku bilmez soyumuz.

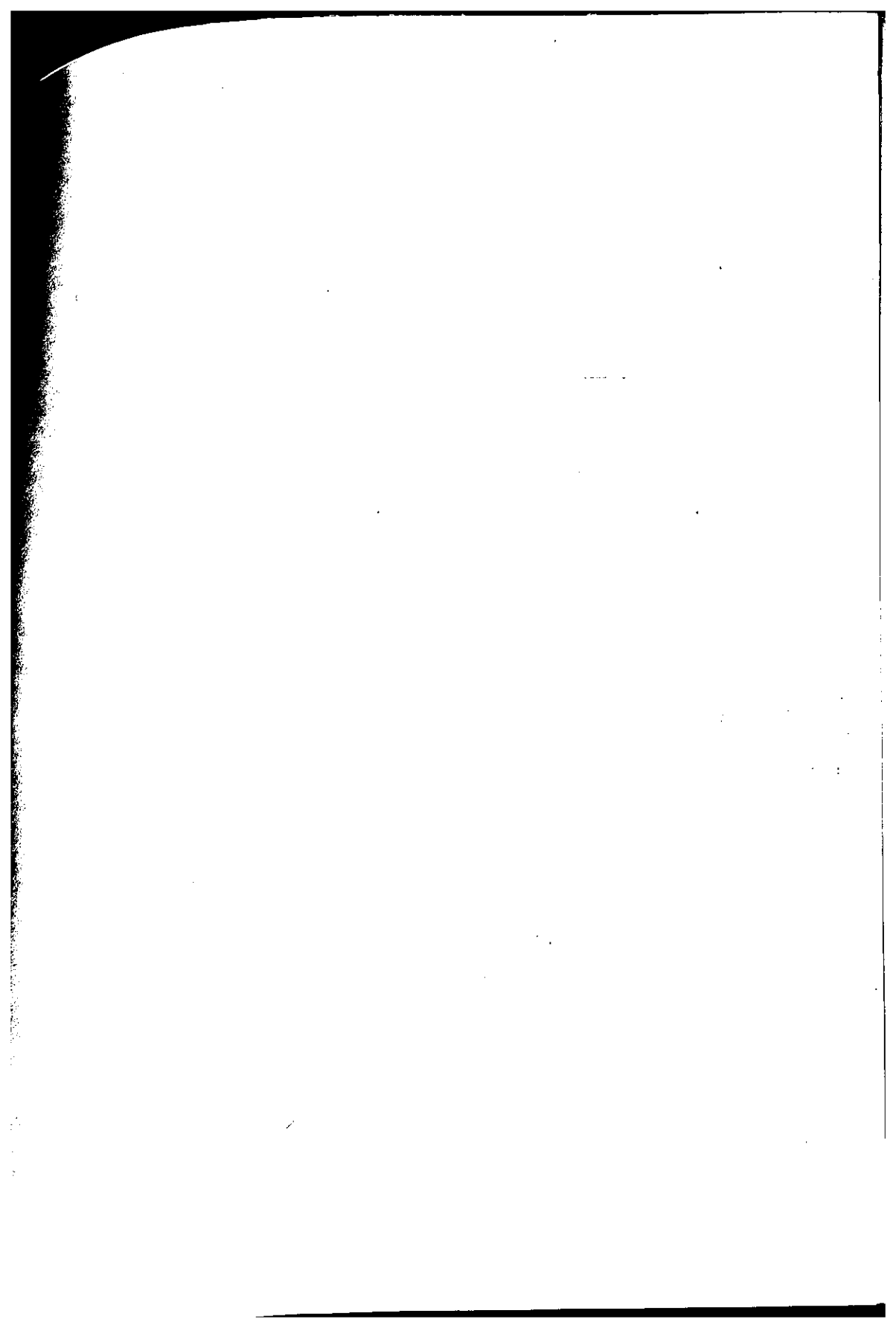
Şanlı yurdum, her bucağın şanla dolsun;
Yurdum, seni yüceltmeye antlar olsun.

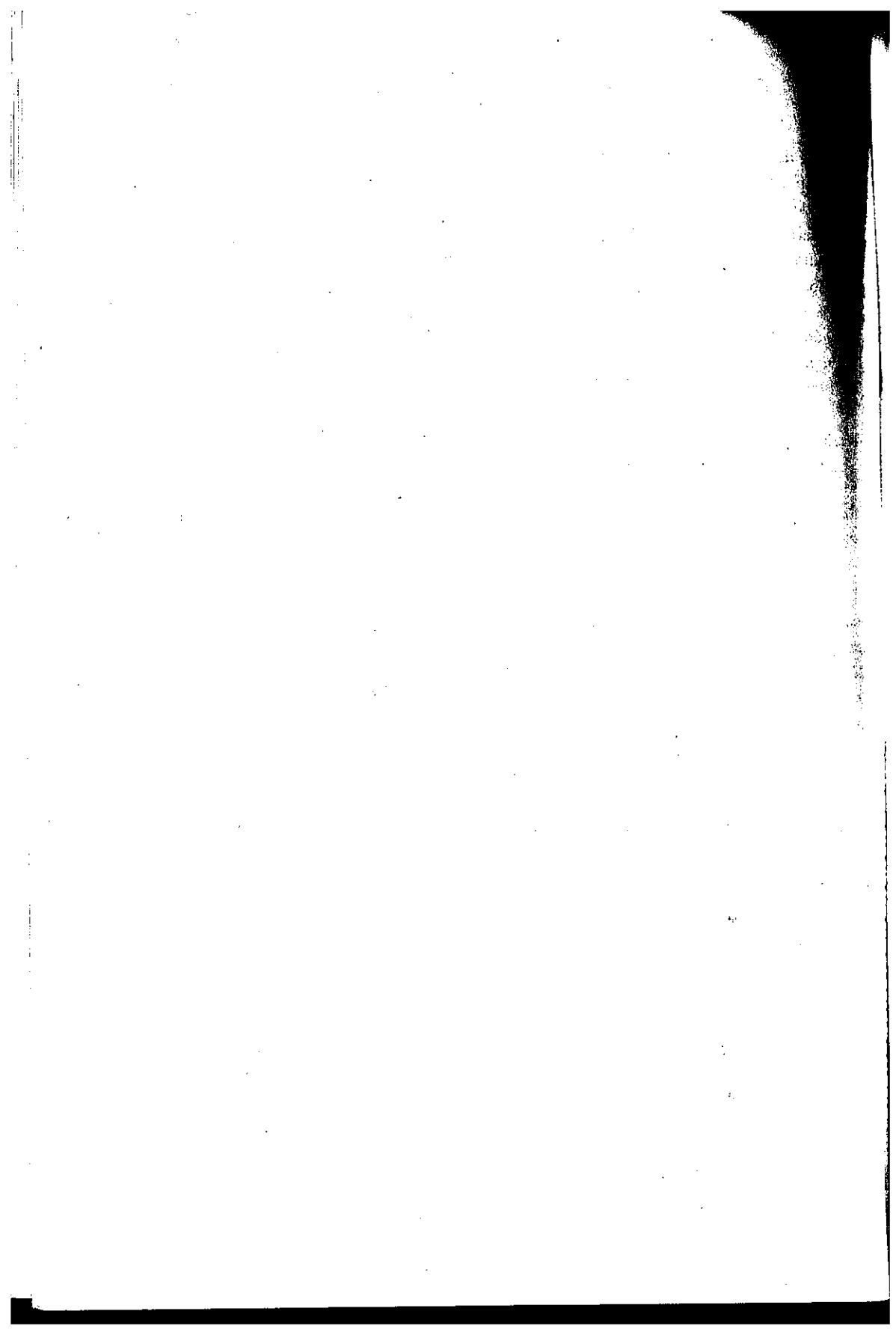
Candan açtık cehle karşı bir savaş,
Ey bu yolda ant içen genç arkadaş!
Öğren, öğret hakkı halka, gürle coş;
Durma durma koş.

Şanlı yurdum, her bucağın şanla dolsun;
Yurdum, seni yüceltmeye antlar olsun.

İsmail Hikmet ERTAYLAN







Satış fiyatı: 93.000 Lira
KDV: 930
KDV'li SATIŞ FİYATI: 93.930

130000

TOPTAN SATIŞ

İstanbul Devlet Kitapları Müdürlüğü, Adana, Ankara, Burdur, Elazığ,
Erzurum, İzmir, Samsun, Sivas, Trabzon, Van ve Zonguldak
Bölge Şeflikleri.

PERAKENDE SATIŞ

Millî Eğitim Yayınevleri ve Bakanlık yayınları satıcısı kitapçılar.