



HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ SIVI KOMUTA DİZGELEERİ

Yazan
Mehmet Emin ZORKUN

№ 6440

F. 50 Lira

SATIŞ VE DAĞITIM YERİ: İstanbul'da Devlet Kitapları
Müdürlüğü ve illerde Millî Eğitim Bakanlığı Yayınevleri

MILLÎ EĞİTİM BASIMEVİ — İSTANBUL 1979

Ferit BALTACI

1982

MİLLİ EĞİTİM BAKANLIĞI



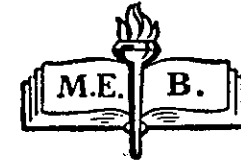
MESLEKİ VE TEKNİK ÖĞRETİM KİTAPLARI
ETÜD VE PROGRAMLAMA DAİRESİ YAYINLARI NO. 38

HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ

Yazarın

Mehmet Emin ZORKUN

BİRİNCİ BASIŞ



DEVLET KİTAPLARI

MİLLİ EĞİTİM BASİMEVİ — İSTANBUL 1979

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

**HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI
DİZİSİNİ OLUŞTURAN TEMEL DERS KİTAPLARI**

1. *Kitap*
UYGULAMALI HİDROLİK VE HİDROLOJİ
2. *Kitap*
HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ
3. *Kitap*
TERMODİNAMİK
4. *Kitap*
SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA
5. *Kitap*
TERMİK MOTORLAR
6. *Kitap*
NOKLEER ENERJİ

"Her hakkı saklıdır ve Millî Eğitim Bakanlığına aittir. Kitabın metin, ve şekilleri kısmen de olsa hiçbir surette alınıp yayınlanamaz.

Millî Eğitim Bakanlığı Talim ve Terbiye Kurulu'nun 19/4/1979 gün ve 84 sayılı kararı ile Temel Ders Kitabı olarak kabul edilmesi uygun görülmüş, Yayınlar ve Basılı Eğitim Malzemeleri Genel Müdürlüğü'nün 22/5/1979 gün ve 4464 sayılı emri ile birinci defa 25000 adet basılmıştır.

Ü N S Ü Z

Teknik liselerde okuyan öğrencileri meslek yaşamına hazırlamak amacıyla yönelik derslerin başında, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersi gelir. Zaten, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersinin termodinamik ve nükleer enerjiden hidrolik kumanda sistemlerine dek birçok bilim ve bilim dallarına ilişkin özgün konuları içerdiği olması da bu yargının doğruluğunu kanıtlar.

Konuların farklılığı, özgünlüğü ve çeşitliliği, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersi için

UYGULAMALI HİDROLİK VE HİDROLOJİ,
HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ,
TERMODİNAMİK,
SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA,
NÜKLEER ENERJİ,
TERMİK MOTORLAR

adlı temel ders kitaplarından oluşan bir dizinin hazırlanmasını gerektirmiş, bu amaçla da Mehmet Emin Zorkun'un başkanlığında Harun Yaşar Kutoğlu, Ali Rıza Ardiç, Demir Yücelen ve Vehbi Özyurt'un katıldıkları bir komisyon oluşturulmuştur. Komisyonun ilk toplantılarında çalışma yöntemleri saptanmış, Teknik Liselerin öğretim programları incelenmiş, temel ders kitaplarının yazımında uyulacak ve uygulanacak ortak kurallar, ortak ilkeler belirlenmiştir. Daha sonra, diziyi oluşturan ders kitaplarının içeriğine kesinlik kazandırmak düşüncesiyle barajlar, hidrolik ve termik santraller, gözlem istasyonları, takım tezgâhı ve pompa imal eden fabrikalar, soğutma tesisleri, uçak bakım-onarım merkezleri gezilmiş, buralarda çalışan mühendis ve teknisyenlerin görüşleri alınmıştır. Ayrıca ileri düzeyde sanayileşmiş ülkelerde, orta dereceli teknik öğretim kurumlarında okutulan ders kitapları gözden geçirilerek bunların bir değerlendirilmesi yapılmış ve konuların işlenmesinde yararlanılacak kaynak kitaplarla makaleler derlenmiştir. 1 yılı aşkın bir süre devam eden bu tür hazırlık çalışmalarından sonra ancak temel ders kitaplarının yazımına geçilebilmiştir.

Temel ders kitaplarının yazımında, bilgilerin hazır ortaya konulmasından kaçınılmış, "NEDEN" ve "NİÇİN" sorularının cevaplandırılmasına öncelik verilmiştir. Ayrıca konuların birbirine bağlanmasına da özen gösterilmiştir.

Yeni bilgilerin öğrenciler tarafından özümlemesinde, daha önce kazanılmış doğru bilgilerin önemli bir yeri vardır. Bu gerçek daima gözönünde bulundurulmuş, diziyi oluşturan temel ders kitaplarına kendi içinde ayrı birer bütünlük kazandırmak düşüncesiyle de bazı konuların yinelenmesinden, değişik bir yaklaşımla ele alınıp incelenmesinden ve yorumlanmasından kaçınılmamıştır.

Her temel ders kitabının yazımında olduğu gibi, "Hidrolik ve Enerji Makinaları" dizisini oluşturan temel ders kitaplarının yazımında da kendine özgü bazı önemli güçlüklerle karşılaşmıştır. Özellikle, konuların seçiminde, sıralanmasında, düzeyinin belirlenmesinde ve işlenmesinde karşılaşılan bu güçlüklerin üstesinden ancak, öğrenimlerini teknik öğretim kurumlarında sürdüren gençlere yararlı olmak düşüncesiyle gelinebilmiştir. Hele yabancı teknolojinin ürünü olan araç, gereç ve organlara ad bulmakta karşılaştığımız zorluklar, uygulama alanında kullanılan birçok terimlerin tutarsızlığı yanında anlam yetersizliği, çoğu zaman elimizi kolumuzu bağlamış, diziyi oluşturan temel ders kitaplarının hizmete sunulmasını geciktirmiştir.

"HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ" adlı temel ders kitabı, "Hidrolik ve Enerji Makinaları" dersi için hazırlanan dizinin ikinci kitabıdır. (7) bölümden oluşan bu temel ders kitabının 1. bölümünde "Hidrolik Kumanda Sistemlerinin Tarihçesi" anlatılmış, 2. bölümünde "Genel İlkeler ve Temel Kavramlar", 3. bölümünde "Pompalar", 4. bölümünde "Hidrolik Alıcılar ve Ara Organlar", 5. bölümünde "Servomekanizmalar" işlenmiş ve 6. bölümünde "Uygulamalara", 7. bölümünde de "Hidroliğin Teknolojisine" yer verilmiştir.

Konuların seçiminde, okulu bitirdikten sonra, öğrencilerin çalışacakları işyerlerinin bilgi gereksinimi gözönünde bulundurulmuştur. Bilindiği gibi, Teknik Liseden sonra, öğrencilerin

azımsanmayacak bir bölümü teknik öğretmenlik ve mühendislik öğrenimine yönelmektedir. İşte bu nedenle temel ders kitabının içerdiği konuların işlenmesinde, Teknik Lise öğrencilerini, teknik öğretmenlik ve mühendislik öğrenimine hazırlamak da amaçlanmıştır.

Hidrolik kumanda sistemlerini oluşturan ana ve ara organların hidrolik devre üzerindeki yerinin belirlenmesi ve işlevlerinin bilinmesi çok önemlidir. Bunun için "Hidrolik Kumanda Sistemleri," adlı temel ders kitabında salt hidrolik kumanda sistemlerinin tanıtımı ve fonksiyonel şemalarının çizimi ile yetinilmemiş, özellikle, pompaların, hidrolik alıcıların, dağıtıcıların ve diğer ara organların işleyiş ilkesi ve işlevleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Ayrıca konuların kavranmasını, özümlemesini kolaylaştırmak ve hidrolik kumanda sistemlerinin oluşturulmasında fizik kanunlarından nasıl yararlandığını göstermek düşüncesiyle temel ders kitabında ilginç uygulamalara yer verilmiştir. Ancak temel ders kitabını izleyen öğretmenlerin bu uygulamalarla sınırlı kalmamaları gerekir. Konuların öğrenciler tarafından daha iyi kavranmasını ve özümlemesini sağlamak için hidrolik kumanda sistemlerinin yakın çevredeki işyerlerinde kullanılan değişik takım tezgâhları, inşaat, yol ve tarım makineleri üzerindeki uygulamalarından seçilmiş örneklere de yönelmekte büyük yarar vardır.

"Hidrolik Kumanda Sistemleri," adlı temel ders kitabında, terim sıkıntısı çekilmesine karşın, dil ve anlatımın sade ve özgül olmasına özen gösterilmiştir. Bu temel ders kitabının, hidrolik kumanda sistemleri alanında türkçe yazılmış ilk kitaplardan biri ve hatta ilk kitap olmak gibi bir talihsizliği de vardır. Aralıksız tam üçbuçuk yıl süren bir çalışmanın ürünü olan "Hidrolik Kumanda Sistemleri," adlı temel ders kitabının birçok eksiklerinin bulunduğunu kabul etmemek olanaksızdır. Bizim için uygulayıcı meslektaşlarımızın eleştirileri ve uyarıları, soyut beğenilerden daha önemli ve daha değerlidir. Bu eleştiri ve uyarılar, eksiklerin giderilmesinde bize yardımcı olacak, Hidrolik Kumanda Sistemleri," adlı temel ders kitabının daha yetkin ve daha yeterli bir eser durumuna getirilmesini sağlayacaktır.

Mart - 1979
Mehmet Emin ZORKUN

GREK ALFABESİ VE HARFLERİN OKUNUŞU

Α	α	alfa	Ν	ν	nü
Β	β	beta	Ξ	ξ	ksi
Γ	γ	gamma	Ο	ο	omikron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
Ε	ε	epsilon	Ρ	ρ	ro
Ζ	ζ	dzeta	Σ	σ	sigma
Η	η	eta	Τ	τ	to
Θ	θ	teta	Υ	υ	üpsilon
Ι	ι	iyota	Φ	φ	fi
Κ	κ	kappa	Χ	χ	ki
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
Μ	μ	mü	Ω	ω	omega

İÇİNDEKİLER

Sayfa
Numarası

I. B Ü L Ü M

HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİNİN TARİHÇESİ

- | | |
|--|---|
| 1) Hidrostatik ve hidrodinamik | 3 |
| 2) Yağlama | 4 |
| 3) Servomekanizmalar | 7 |
| 4) Hidrolik makinaların evrimi | 7 |

II. B Ü L Ü M

GENEL İLKELER VE TEMEL KAVRAMLAR

- | | |
|--|----|
| 1) İş | 13 |
| 2) Güç | 16 |
| 3) Bernoulli Denklemi | 17 |
| 4) Viskozite | 21 |
| 5) Gerçek akışkanların bir boru içinde Laminer akımı | 23 |
| 6) Birbirine çok yakın iki plaka arasında Laminer akım | 25 |
| 7) Sinematik viskozite | 27 |
| 8) Engler, Redwood ve Saybolt viskoziteleri | 27 |
| 9) Reynolds sayısı ve borularda yük kayıpları | 28 |
| 10) Boru içine yerleştirilmiş ince kenarlı bir menfezin debisi | 36 |
| 11) Hidrolik sıvılara ilişkin tanımlar | 41 |
| a) Anilin noktası | 41 |
| b) Yağlımsılık | 42 |
| c) Parlama noktası | 42 |
| d) Yanma noktası | 42 |
| e) Donma noktası | 42 |
| f) Asit ve sabunlaşma indeksleri | 43 |
| g) Karbon tortusu | 43 |

Sayfa
Numarası

- | | |
|--|----|
| 12) Kullanılan hidrolik sıvılar | 44 |
| a) Genel açıklamalar | 44 |
| b) Su | 45 |
| c) Havacılıkta kullanılan hidrolik sıvılar | 45 |
| d) Endüstriyel yağlar | 47 |
| 13) Güç iletimi ilkesi | 49 |
| a) Birinci ilke | 49 |
| b) İkinci ilke | 50 |
| c) Üçüncü ilke | 52 |

III. B Ü L Ü M

POMPALAR

- | | |
|---|----|
| 1) Genel tanımlar ve açıklamalar | 57 |
| 2) Pistonlu pompalar | 59 |
| 3) Yıldız pompalar | 63 |
| 3.a) Silindir bloku dönen pompalar | 63 |
| 2.b) Klapeli yıldız pompalar | 67 |
| 4) Kovanlı pompalar | 71 |
| 4.a) Rotatif kovanlı pompalar | 71 |
| 4.b) Sabit kovanlı pompalar | 74 |
| 5) Kovanlı pompalarla yıldız pompaların karşılaştırılarak değerlendirilmesi | 75 |
| 6) Dişli pompalar | 76 |
| 7) İçten dişli eksantrik pompa | 81 |
| 8) El pompaları | 83 |
| 9) Paletli pompalar | 84 |

IV. B Ü L Ü M

HİDROLİK ALICILAR VE ARA ORGANLAR

- | | |
|--------------------------------|----|
| 1) Hidrolik alıcılar | 93 |
| 1.a) Silindirler | 93 |

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
1.a.1) Tek etkili silindirler	93
1.a.2) Çift etkili silindirler	94
1.a.3) Diferansiyel pistonlu silindirler	95
1.a.4) Silindirlerde kilitleme sistemi .	96
1.a.5) Dönme hareketi veren kriko karakterli lineer hidrolik alıcı .	98
1.b) Hidrolik motorlar	
1.b.1) Hidrolik motorların tanımı	98
1.b.2) Hidrolik motor tipleri	100
1.b.2.1) Dişli motorlar	100
1.b.2.2) Paletli motorlar	102
1.b.2.3) Radyal pistonlu motorlar	102
1.b.2.3.a) Anamilin her devrinde (2) kurs yapan ra- diyale pistonlu motorlar	102
1.b.2.3.b) Anamilin her devrinde (4) kurs yapan ra- diyale pistonlu motorlar	104
1.b.2.3.c) Düzlem dağı- tımli radyal pistonlu motor- lar	104
1.b.2.3.d) Karteri dönen radyal piston- lu motorlar	108
1.b.2.4) Aksiyal pistonlu motorlar	109
2) ARA ORGANLAR	109
2.a) Akümülatörler	109
2.b) Hidrolik disjonktör-konjonktörler	115
2.b.1) Doğrudan kumandalı disjonktör - konjonktör	115
2.b.2) Dolaylı- kumandalı disjonktör - konjonktör	118

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
2.g.1) Madensel tel örgülü filtreler	135
2.g.2) Filtraj elemanı kâğıt olan filtreler	136
2.h) Yağlarda kirliliğin analizi	136
2.i) Debi sınırlayıcıları / Limitörler	138
2.j) Contalar	142
2.j.1) Madensel contalar	142
2.j.2) Dudaklı contalar	142
2.j.3) Kare contalar	143
2.j.3) Yuvarlak contalar	144
2.k) Rakorlar	145
2.k.1) Lehimli rakor	146
2.k.2) Çekirdeksiz rakor	146
2.k.3) Küresel çekirdekli rakor	147
2.k.4) Dirsekli rakor	148
2.k.5) Hortum rakoru	148
2.1) Güvenlik organları	149
2.1.1) Pompa debi vermez	149
2.1.2) Borulardan birinde kaçak ya da sızıntı vardır	149
2.1.3) Borulardan biri patlamıştır	149
2.1.3.a) Değişmeyen akım yönüne sahip hid- rolik devrelerde boruların duble- manı	150
2.1.3.b) Kumanda sisteminin dubleması	151
2.1.3.b.1) Uçaklarda iniş ta- kımında kumanda sisteminin duble- manı	151
2.1.3.b.2) Frenlerde kumanda sisteminin dubleması	151
2.1.3.c) Hidrolik devrelerin dubleması	152
2.m) Detantörler	152
2.n) Yağ hazneleri	153
2.n.1) Haznenin kapasitesi	154
2.n.2) Emmenin yapılması	154
2.n.3) Yağın hazneye geri dönmesi	155

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
2.b.3) Dolaylı kumandalı disjonktör - konjonktörlerin yapımcı firmalar tarafından regülatör olarak nite- lendirilen türleri	119
2.b.3.a) SAMP Regülatörü/Pilot distribütörlü SAMP disjonktör-konjonktörü	119
2.b.3.b) MESSIER REGOLATÖRO/MESSIER disjonktör-konjonktör	121
2.c) Basıncüstü klapeleri/Güvenlik supabları	123
2.c.1) Bilyalı basıncüstü klapeleri	123
2.c.1.a) Bilyası doğrudan helisel yayla sıkıştırılan basıncüstü klapesi	123
2.c.1.b) Bilyası kılavuzla merkez- lenen basıncüstü klapesi	124
2.c.2) Konik kılavuzlu basıncüstü klapesi	124
2.c.3) Pilot klape ile dengelenmiş basıncüstü klapesi	124
2.d) Dağıtıcılar/Yön değiştirme valfları	125
2.d.1) Çekmeceli dağıtıcılar/Çekmeceli yön değiştirme valfları	126
2.d.1.a) Üç yollu tek geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi	126
2.d.1.b) Dört yollu iki geçişli üç konumlu yön değiştirme valfi	127
2.d.1.c) Dört yollu iki geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi	128
2.d.2) Klapeyi yön değiştirme valfi	129
2.d.2.a) Üç yollu tek geçişli iki ko- numlu klapeyi yön değiştirme valfi	129
2.d.2.b) Elektromıknatısla kumanda edilen klapeyi yön değiş- tirme valfi	130
2.e) Elektromıknatıslı musluk	132
2.f) Debi bölücüleri	133
2.g) Filtraj ve filtreler	134

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
2.m.4) Kaçakların hazneye geri dönmesi	155
2.n.5) Deflektör	155
2.n.6) Doldurma deliği	155
2.n.7) Seviye göstergesi	156
2.n.8) Baca	156
2.n.9) Temizleme kapağı	156
2.n.10) Boşaltma tıkaçı	156
2.n.11) İşaret plakası	156
2.n.12) Contalar	156
2.n.13) Tamamlayıcı teçhizat	156
2.n.14) Sıcaklığın sabit tutulması	157
2.n.15) Çeperlerin kalınlığı	157
2.n.16) Haznenin boyanması	158
2.n.17) Haznenin bakımı	158
2.o) Hidrolik devrede yer alan pompa, alıcı ve ara organların simgelerle gösterilmesi	159

V. B Ü L Ü M

SERVOMEKANİZMALAR

1) Servomekanizma kavramı	168
2) Servokumandanın tarihsel gelişimi	178
3) Servokumandanın gerçekleşmesinde yararlanılan genel ilkeler	179
3.a) Değişken debili pompaların kullanıldığı servokumandalar	179
3.b) Sabit basınçlı bir kaynağın kullanıldığı servokumandalar	181
3.b.1) Çekmeceli dağıtıcıların kullanıldı- ğı servokumandalar	181
3.b.2) Rotatif silindirik dağıtıcıların kullanıldığı servokumandalar	184
3.c) Rotatif hareketli servokumandalar	186
4) Elektrohidrolik servokumandalar	190
5) Elektrohidrolik servovalflar	192

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
5.a) Tek kademeli elektrohidrolik servovalflar .	192
5.b) Çift kademeli elektrohidrolik servovalfları .	194
I. B Ü L Ü M	
UYGULAMALAR	
1) Otomobillerin ve küçük uçakların frenleme düzeni .	201
2) Basıncı multiplikatorleri	204
2.a) Elektrik direnç kaynağı makinası üzerinde tek etkili basıncı multiplikatorü	204
2.b) Çift etkili basıncı multiplikatorü	207
3) Uzaktan kumanda sistemi	210
4) Hidrolik varyatörler	218
5) Kalıplama presinin hidrolik kumanda sistemi	214
6) Sıcak kalıp demirciliğinde kullanılan presin hidrolik kumanda sistemi	216
7) Kopya freze tezgâhının hidrolik kumanda sistemi	218
8) Düzlem yüzey taşlama tezgâhının hidrolik kumanda sistemi	220
9) Kullanım yerine ve amacına göre bir hidrolik devrenin elemanlarının belirlenmesine ve simgelerden yararlanılarak fonksiyonel şemasının çizimine ilişkin uygulamalar	223
II. B Ü L Ü M	
HİDROLİĞİN TEKNOLOJİSİ	
1) Malzemenin seçimi	247
a) Pompaları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi	248
b) Kriko karakterli hidrolik alıcıları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi	248
c) Supapların yapımı için malzeme seçimi	248
d) Dağıtıcıların yapımı için malzeme seçimi	249
2) Yüzeylerin işlenmesi	249
3) Hidrolik devreyi oluşturan cihaz ve ara organların montajında alınması gerekli önlemler	249
a) Hidrolik cihazların montajında alınması gerekli önlemler	249
b) Boruların montajında alınması gerekli önlemler	250

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
1) Esnek borular	250
2) Eklemli bağlantılar	251
3) Esnek olmayan borular	251
4) Deneyler	254
5) Hidrolik devrenin çalıştırılması	255
6) Hidrolik devre çalışırken yapılan kontroller	255
7) Hidrolik devrenin bakımı	255
8) Ayırma pistonlu hidrolik akümülatörün bakımı	256
a) Hidrolik akümülatörün ilk kez devreye sokulması	256
b) Hidrolik devre çalışırken akümülatörde basıncın kontrol edilmesi	257
9) Hidrolik devrede yağın değiştirilmesi	257
a) İki yıllık kullanımdan sonra yağın değiştirilmesi	258
b) Yağ kategorisinin değiştirilmesi	258
10) Hidrolik devrelerde karşılaşılan arızalar ve bu arızaların giderilmesi	258
a) Pompa görülmüştür çalışmaktadır	258
b) Pompada sızıntı ve kaçaklar vardır	260
c) Pompa çok fazla ısınmaktadır	260
d) Pompa debi vermemektedir	261
e) Hidrolik devrede basıncı yetersizdir	263
f) İşleyiş düzensizdir	264
11) Hidrolik pompaların, hidrolik alıcıların ve organların depolanması	264
a) Hidrolik pompaların ve hidrolik alıcıların depolanması	265
12) Hidrolik devrenin termik dengesi	265
a) Hidrolik devrede soğutma cihazına gereksinme olup olmadığının araştırılması	267
b) Hidrolik devrede sıcaklık yükselmesine neden olan fazla ısıyı soğurtmak için yararlanılan su ya da hava dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli su ya da hava miktarının hesabı	267
1) Su dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli su miktarının hesabı	267
2) Hava dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli hava miktarının hesabı	270
KAYNAKÇA	275

I. B Ü L Ü M

HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİNİN TARİHÇESİ

- 1) HİDROSTATİK VE HİDRODİNAMİK
- 2) YAĞLAMA
- 3) SERVOMEKANİZMALAR
- 4) HİDROLİK MAKİNELERİN EVRİMİ -
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİNİN TARİHÇESİ

Bu temel ders kitabında incelenecek olan hidrolik mekanizmalar, basınç altında çok az sıkıştırılabilen bir akışkanın aracılığı ile gücü uzağa ileten sistemlerdir. Bu bilimin kökeninde çok farklı olan iki önemli öge vardır. Bunlardan biri STATİK SIVI BASINCI KAVRAMI, diğeri de YAĞLAMA'dır.

1) HİDROSTATİK VE HİDRODİNAMİK

Hareketsiz sıvının içerisinde bulunan bir cisme yaptığı etki, ilk kez ARŞİMED⁽¹⁾ tarafından bulunmuştur. Bunun oldukça ilginç bir öyküsü de vardır. Siraküze Kralı HİYERON, sarayın kuyumcusundan kendisine altından bir taç yapmasını istemiş. Kuyumcu tacı yapmış, Krala getirmiş. Ancak Kral, kuyumcunun altına bir miktar gümüş katmış olmasından kuşkullanmış ve tacın hiçbir yerine dokunulmadan bu hilenin ortaya çıkarılması için Arşimed'e baş vurmuş. Bilgin, Kralın başvurusundan sonra uzun süre sorunu çözümlenmeğe çalışmış, fakat burada başarılı olamamış. Arşimed çaresizlik içinde kıvranıp duruyormuş. Günler, haftalar, aylar geçmiş. Bir gün Arşimed fıçının içerisinde yıkanırken birden kol ve bacaklarının önemli ölçekte ağırlığından kaybettiğinin farkına varmış. Bu, onun için sorunun çözümüne giden karanlık yolu aydınlatan bir ışık olmuş ve ne zamandır zihnini kurcalayan sorunu hemen oracıkta çözümlenivermiş. Buluşunun neden olduğu büyük sevinç ve heyecandan kendini kaybeden Arşimed, yıkandığı fıçıdan çıkmış, "BULDUM ! BULDUM !" diye bağırarak çırılçıplak sokağa fırlamış. Gerçi bu buluşla daha sonra hile yaptığı anlaşılan sarayın kuyumcusu kellesinden

(1) Arşimed, (M.Ö. 287-212 yılları arasında Sicilya'nın SIRAKÜZE kentinde yaşamıştır. Birara ÖKLİD GEOMETRİSİNİ öğrenmek için o dönemde büyük bir bilim merkezi olan İSKENDERİYE'ye giden Arşimed, silindir ve kürenin alan ve hacmini veren formüller yanında kaldıracı, palangayı, sonsuz vidayı ve dişli çarkı da bulmuştur. Aldığı önllemler ve yaptığı silâhlar sayesinde Siraküze romalılarının kuşatmasına üç yıl dayanabilmiştir. Daha sonra kent romalılarının eline düşmüş, işgal kuvvetleri kumandanı General MARCELLUS büyük bilginin yakalanarak getirilmesini emretmiştir. Ancak önemli bir problemin çözümü üzerinde çalışmakta olan Arşimed, kentin romalılar tarafından işgal edildiğinin farkına varamamış, kendisini tanımayan ve sorduğu soruya da yanıt alamadığı için kızan bir romalı asker tarafından öldürülmüştür.

olmuş ama insanlığa da bilimsel gelişme ve ilerleme yolunda önemli bir kilometre taşı olarak değerlendirilen ve Arşimed'in kendi adı ile anılan Hidrostatik'in Temel İlkelerinden biri kazandırılmış.

Arşimed'in bulmuş olduğu bu ilkeyi şöyle ifade edebiliriz: "Hareketsiz sıvı içerisinde bulunan her cisim, yer değiştiren sıvının ağırlığına eşit düşey doğrultuda bir kuvvetin aşağıdan yukarıya doğru etkisi altında bulunur."

Hidrostatik, Arşimed'in buluşundan sonra, 1586 yılında, STEVİN, bir sıvı tarafından kabın dibine yapılan basınca ilişkin H İ D R O S T A T İ K P A R A D O K S U açıklayınca dek olduğu yerde kalmış ve hiçbir gelişme göstermemiştir. (1548-1620) yılları arasında yaşamış olan Stévin Hollanda'lıdır. Stévin, Hollanda'da denizden toprak kazanmak için inşa edilen setlerin yapımını üstlenmiş ve karşılaştığı hidrolik problemlere ilginç çözümler getirmiştir. Stévin, kabın biçimi nasıl olursa olsun, basınç kuvvetinin tabanı kabın tabanına ve yüksekliği de kabın tabanı ile sıvının serbest yüzü arasındaki seviye farkına eşit bir silindirin içerdiği sıvının ağırlığına eşit olduğunu göstermiştir.

Hidrostatik, önemli gelişmelerini PASCAL'a borçludur. Pascal, 1653'de bu bilime temel olan ve sıvı içerisinde basıncın eşdağılımını gösteren teoremi formülleştirmiştir. Pascal'ın bu konuya ilişkin yapıtı okunduğu zaman, bize bugün çok basit gelen basınç kavramının açıklanmasının ve anlaşılmasının ne kadar güç olduğu hemen görülür. Arşimed ilkesinin ilkel basınç kavramına bağlanabilmesi için yaklaşık olarak (2000) yıllık bir zaman dilimi gerekmiştir.

Hidrodinamiğin temeli, DANİEL BERNOULLİ tarafından 1738 yılında yayınlanan HYDRODYNAMİCA adlı lâtince yapıtla atılmıştır. Hidrodinamiğin kanunlarından hidrolik mekanizmalar bilminde düzenleme organlarında yararlanılır. Bernoulli Denklemi, bilindiği gibi, akım çizgisi boyunca basınç, akım hızı ve mutlak yükseklik arasındaki ilişkiyi gösterir.

2) YAĞLAMA

Yukarıda kısaca, Hidroliğin Hidrostatik ve yağlamaya ilişkin bilgileri içerdiğini açıklamıştık. Hidrostatik'in kanunlarının

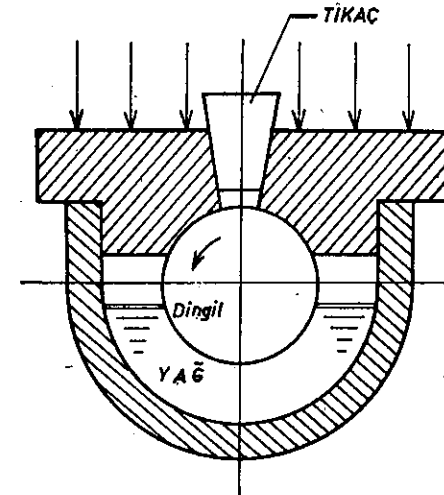
M.Ö. 250 yıllarından M.S. 1738 yıllarına dek bulunmuş olmasına karşın yağlamanın kanunları çok yenidir ve bunlar (1880-1900) yılları arasında bulunmuşlardır. Hele ısı ile yağlama arasındaki ilişki, ancak 2. Dünya savaşından sonra, 1946'da bir kanuna bağlanabilmiştir.

1880'den önce, katıların mekaniğinden bildiğimiz COULOMB'un sürtünme kanununun yataklara da uygulanabileceği sanılıyordu ve sürtünme kuvveti (F), oran etkeni (f)'ye sabit bir değer verilerek

$$F = f \cdot P$$

eşitliği ile hesaplanıyordu. 1883'de, Rus bilgini PETROF, Saint-Petersburg Bilimler Akademisinin dergisinde yayınlamış olduğu bir yazıda, sürtünme katsayısının belirlenmesine yarayan etkenler arasında viskoziteyi de katmıştır.

Dinamik Sürtünme Kanunları, laboratuvarında meydana gelmiş olan bir kaza sonucu bulunmuştur. Bu kaza, hemen belirtelim ki, 1883'de, İngiltere'de TOWER adlı araştırmacı, bir demiryolu vagonunun yatağını deneysel olarak incelerken meydana gelmiştir. (Şekil-1.1)'de, Tower Yatağı görülmektedir. Tower yatağı dingil üzerinde taşınmakta ve yağlama da zorunlu olarak, bir bölümü yağ içerisinde bulunan dingil tarafından yapılmaktadır. Tower, deney öncesi, yatağa açılmış olan konik deliği bir mantar tıkaçla tıkaş.



Şekil:-1.1 Tower Yatağı

Ancak dingil dönmeye başlayınca bu mantar tıkaç bulunduğu yerden dışarıya fırlamış. Bunun üzerine Tower, mantar tıkaçı, işlevini daha iyi yerine getirebileceğine inandığı bir ağaç tıkaçla değiştirmiş. Bu

ağaç tıkaç da çok sıkı çakıldığı halde yavaş yavaş yerinden çıkıyormuş. Tower daha sonra tıkaçı kaldırıp basıncı ölçmek için delik üzerine bir manometre takmayı düşünmüş. Başlangıçta basıncın (7 kg/cm²) olduğunu tahmin eden Tower, (14 kg/cm²)'ye kadar ölçüm yapan bir manometreden yararlandığı halde bu manometrenin de basınç ölçümünde yetersiz kaldığını hayretle gözlemiş. Daha sonra Tower'in yapmış olduğu bu deneysel çalışmalardan yararlanan İngiliz mühendisi REYNOLDS da yağ filminin dinamik kanunlarını bulmuş ve bunları 1886'da yayınlamıştır. 1905'de, avusturyalı mühendis MICHELL, iki düzlem yüzey arasındaki yağ filmine değgin incelemeler yapmış ve bu çalışmalar onu kendi adını taşıyan eklemli yatakların gerçekleştirilmesine yöneltmiştir. Nihayet uzun zamandan beri kullanılan kaymalı yataklar, 1946 yılında TERMİK KAMA KURAMI ile geçerli bir açıklığa kavuşturulabilmiştir. Termik Kama Kuramı ortak bir çalışmanın ürünüdür. Bu çalışmaya İngiltere'den FOGG, Amerika Birleşik Devletleri'nden de SHAW ve REETHOF adlı araştırmacılar katılmışlardır. Fogg, Shaw ve Reethof adlı araştırmacıların yapmış oldukları çalışmalara esas olan düşünce şudur: "Michell Kuramına göre, düzlem yatağın taşıdığı kuvvet biribiri üzerinde hareket eden iki yüzeyin eğimi ile orantılıdır. Sıcaklığın sabit kaldığı düşünülürse eğim sıfır olduğu zaman kuvvetin de sıfır olduğu kabul edilir. Düzlem yataklarda yağ filmi, metal üzerinde, yağ moleküllerinin çekim kuvvetine bağlı olan bir kalınlığa sahiptir. Bu moleküler yapının bir gereğidir. Yağ filmlerinin kalınlığı (0,01 mm) mertebesinde dir. Yapılan deneysel araştırmalarla bunun çok önemli olduğu gösterilmiştir. Bu nedenle başka bir kurama gereksinme vardır."

Yağ içerisine yerleştirilmiş olan paralel iki yüzey bağlı hareket yaptıkları zaman bu yüzeyler arasında bir sürtünme kuvveti oluşur. Sürtünme direnci yağın ısınmasına yol açar ve ısınan yağ genişler. Yağın genişmesi, tıpkı Michell yatağındaki sıkışma gibi bir sıkışmaya neden olur.

3) SERVOMEKANİZMALAR

Hidrolik ve elektrohidrolik olan servomekanizmalara ilişkin ilk çalışmalar 1880'de LAPLACE tarafından başlatılmıştır. 2. Dünya Savaşı yıllarında uçakların, tankların ve diğer savaş araçlarının geliştirilmesi zorunluluğu, hidrolik ve elektrohidrolik mekanizmalar üzerinde yapılmakta olan çalışmaların hızlandırılmasına neden olmuştur. Bu arada HEAVISIDE adlı araştırmacının Laplace bağıntılarından yararlanarak geliştirdiği servomekanizmalarda kararlılığın hesaplanmasını sağlayan bir yöntemi ve Amerika Birleşik Devletleri'nde dağıtıcılarda yani yön değiştirme valflerinde dinamik kuvvetler üzerine yapılan çalışmalarını da anımsatmak gerekir.

4) HİDROLİK MAKİNALARIN EVRİMİ

Hidrostatik, Hidrodinamik ve yağlama alanında gerçekleşen gelişme ve ilerlemelere koşut olarak hidrolik alet ve makineler de gelişmiş, bakım, onarım ve işletmesi yüksek düzeyde teknolojiyi gerektiren bir niteliğe bürünmüştür.

Bilindiği gibi, ilk kez hidrolik presler Pascal'dan sonra gerçekleştirilmiştir. O dönemde hidrolik preslerde akışkan olarak su kullanılmış ve kışın soğukta donmayı önlemek için su gliserinle karıştırılmıştır. Bu hidrolik presler uzun süre zeytinyağı üretiminde ve kurşun boru çekiminde kullanılmışlardır.

1850'ye doğru, İngiltere'de, Newcastle limanında basınçlı suyu devitken kuvvet gibi kullanan vinçler görülmüştür. Bu vinçlerde devitken kuvvet gibi kullanılan su, yüksek seviyeli hazneler ve akümülatörlerle sağlanmıştır. 1870'lerde hidrolik düşme çekiçleri ile basınç mültiplikatörleri ortaya çıkmıştır. Basınç mültiplikatörü sade bir cihazdır ve işlevi de akışkanın basıncını besleme basıncının üstüne çıkarmaktır.

Modern hidroliğin asıl büyük dönemeci 1900 ve 1914 yılları arasında alınmıştır. Bu yıllarda, iki büyük mühendis, Amerika Birleşik Devletleri'nde JANNEY ve İngiltere'de HELE - SHAW değişken debili ve yüksek hızlı rotatif yağ pompalarını gerçekleştiren

tirmişlerdir. O zamana dek hidrolik güç iletimi yarıstatik Pascal Presi ve biyel-manivela sistemi ile donatılmış dalma pistonlu pompalarla sağlanıyordu. Bunlar, bilindiği gibi, ağır, büyük güç sağlayamayan ve kullanımlarında zorluklarla karşılaşılacak hidrolik makinalardır.

Modern hidrolik, akışkana, enerjiyi iletme ve yağlama görevlerini birlikte yaptırmak esasına dayanmaktadır. Bu temel düşünce güçlü, sağlam, fazla yer kapsamayan ve ucuz pompaların yapımını sağlamış ve servomekanizma tekniğinin ilerlemesine yol açmıştır. Hidrolik kumanda sistemleri şu üç esas bölümden oluşmuşlardır:

a) BASINÇ JENERATÖRÜ YA DA POMPA

Basınç jeneratörü ya da pompa dış devreden yani termik motordan ya da elektrik motorundan enerji alır ve bu enerjiyi akışkana iletir.

b) HİDROLİK ALICI

Hidrolik alıcının işlevi, sıkıştırılmayan akışkanın sahip bulunduğu hidrolik enerjiyi almak ve bunu çevreye mekanik enerji olarak iletmeektir. Hidrolik alıcı öteleme hareketi yapan kriko karakterli bir pistonlu silindir ya da dönme hareketi yapan bir motor olabilir.

c) ARA ORGANLAR

Ara organların işlevi pompa ile hidrolik alıcı arasında bağlantıyı sağlamaktır. Bunların başında borular, klapeler ve yön değiştirme valfi da denilen dağıtıcılar gelir.

Modern hidroliğin gemilerde, uçaklarda ve özellikle savas araçlarında geniş bir kullanım yeri vardır. Sanayide, modern hidroliğin en önemli uygulama ve kullanım yerleri de otomobil frenlerinin kumandası, takım tezgâhları, preslerin kumandası, mekanik kepeçler, traktörler ve kurtarıcılardır.

Bu temel ders kitabının dar sınırları içerisinde, önce genel ilkeler ve enerji iletimini sağlayan akışkanlar gözden geçirilecek ve daha sonra pompalar, hidrolik alıcılar ve regülatör, güvenlik supabı, detantör, akümülatör, dağıtıcılar, filtre, debi

sınırlayıcısı, eklem, rakor, boru, yağ haznesi gibi ara organlar incelenecektir. Ayrıca hidrolik ve elektrohidrolik mekanizmaların kısa bir tanımı verilecek ve modern hidroliğin otomobillere, preslere ve takım tezgâhlarına uygulanması üzerinde durulacaktır.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Hidrolik Mekanizmalar Bilimi hangi temel ögelere dayanır ?
- 2) Hareketsiz sıvının, içerisinde bulunan bir cisme yaptığı etki ilk kez hangi bilgin tarafından bulunmuştur ?
- 3) "Hidrostatik Paradoks" nedir, hangi bilgin tarafından açıklanmıştır.
- 4) Pascal hangi teoremi formülleştirmiştir ?
- 5) Hidrodinamiğin kurucusu kimdir ?
- 6) Sürtünme katsayısının belirlenmesine yarayan etkenler arasında viskozitenin bulunduğunu hangi bilgin açıklamıştır ?
- 7) Dinamik Sürtünme Kanunları ne zaman, nasıl ve hangi araştırmacı tarafından bulunmuştur ?
- 8) Yağ filminin dinamik kanunlarını ilk kez hangi araştırmacı açıklamıştır ?
- 9) Michell Kuramı nedir ?
- 10) Termik Kama Kuramı nedir ve hangi araştırmacılar tarafından yapılan ortak çalışmanın ürünüdür ?
- 11) Hidrolik ve elektrohidrolik servomekanizmalara ilişkin ilk çalışmalar ne zaman ve hangi bilgin tarafından başlatılmıştır ?
- 12) Laplace Bağlantılarından yararlanılarak servomekanizmalarda kararlılığın hesaplanmasını sağlayan yöntemi hangi araştırmacı geliştirmiştir ?
- 13) Hidrolik presler ilk kez ne zaman gerçekleştirilmiştir ve bu hidrolik preslerde hangi akışkanlar kullanılmıştır ?
- 14) Basıncılı suyu devitken kuvvet gibi kullanan vinçler, hidrolik düşme çekiçleri ve basınç mültiplikatörleri ne zaman ortaya çıkmıştır ?

- 15) Değişken debili rotatif yağ pompaları ne zaman ve hangi araştırmacılar tarafından gerçekleştirilmiştir ?
- 16) Hidrolik kumanda sistemlerinde enerjiyi iletme yanında akışkanın başka hangi işlevi vardır ?

II. B Ü L Ü M

TEMEL KAVRAMLAR VE GENEL İLKELER

- 1) İŞ
- 2) GOÇ
- 3) BERNOULLI TEOREMİ
- 4) VİSKOZİTE
- 5) GERÇEK AKIŞKANLARIN BİR BORU İÇİNDE LAMİNER AKIMI
- 6) BİRİBİRİNE ÇOK YAKIN İKİ PLAKA ARASINDA LAMİNER AKIM
- 7) SİNEMATİK VİSKOZİTE
- 8) ENGLER, REDWOOD VE SAYBOLT VİSKOZİTELERİ
- 9) REYNOLDS SAYISI VE BORULARDA YOK KAYIPLARI
- 10) BORU İÇİNE YERLEŞTİRİLMİŞ İNCE KENARLI BİR MENFEZİN DEBİSİ
- 11) HİDROLİK SIVILARA İLİŞKİN TANIMLAR
 - 11.a) ANILIN NOKTASI
 - 11.b) YAĞLIMSILIK
 - 11.c) PARLAMA NOKTASI
 - 11.d) YANMA NOKTASI
 - 11.e) DONMA NOKTASI
 - 11.f) ASIT VE SABUNLAŞMA İNDEKSLERİ
 - 11.g) KARBON TORTUSU
- 12) KULLANILAN HİDROLİK SIVILAR
 - 12.a) GENEL AÇIKLAMALAR
 - 12.b) SU
 - 12.c) HAVACILIKTA KULLANILAN HİDROLİK SIVILAR
 - 12.d) ENDOSTRİYEL YAĞLAR
- 13) GOÇ İLETİMİ İLKELERİ
 - 13.a) BİRİNCİ İLKE
 - 13.b) İKİNCİ İLKE
 - 13.c) ÜÇÜNCÜ İLKE

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

II. BÖLÜMDE KULLANILAN SİMGELERİN ANLAMI

- P - basınç
 V - kapalı hazneye basılan sıvının hacmi
 W - kapalı hazneye basılan sıvıya verilen iş
 F - pistonu etkileyen kuvvet
 v - özgül hacim
 γ - özgül ağırlık
 Q_V - hacimsel debi
 t - zaman
 N - güç
 U - akım hızı
 Z - akım çizgisi üzerinde alınan bir noktanın kıyaslama düzleminde uzaklığı
 γ_{Hg} - cıvanın özgül ağırlığı
 g - yerçekimi ivmesi
 S - kesit alanı
 F - komşu iki sıvı yatağı arasında oluşan sürtünme direnci
 S - ayırma yüzeyinin alanı
 μ - mutlak viskozite / dinamik viskozite katsayısı
 U_m - ortalama akım hızı
 R - yarıçap
 D - çap
 j - diyametral boşluk
 ν - sinematik viskozite
 ρ - özgül kütle
 Re - Reynolds sayısı
 λ - pürüzlülük katsayısı
 S₀ - büzülmüş kesitin alanı
 S - ince kenarlı menfezin alanı
 μ - büzülme katsayısı
 m - kesit değişme katsayısı
 θ - debi düzeltme katsayısı
 Q_G - gerçek debi

TEMEL KAVRAMLAR VE GENEL İLKELER

1) İş

Basıncı (P₁) olan bir kapalı hazne ile basıncı (P₂) olan başka bir kapalı hazne alalım.

$$P_2 > P_1$$

Olursa basıncı (P₁) olan kapalı haznedeki basıncı (P₂) olan kapalı hazneye hacimsel değeri (V) olan sıvıyı geçirmek için bu sıvıya bir iş vermek gerekir. Hacimsel değeri (V) olan sıvıya verilmesi gereken iş

$$W = V \cdot (P_2 - P_1)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Bu eşitlikte (W) hacimsel değeri (V) olan sıvıya verilmesi gereken işi göstermektedir. İşlem tersinir olduğu yani hacimsel değeri (V) olan sıvı, basıncı (P₂) olan kapalı haznedeki basıncı (P₁) olan kapalı hazneye geçirildiği zaman aynı miktar iş bu kez hacimsel değeri (V) olan sıvıdan geri alınır.

(Şekil-2.1)'de, iki kapalı hazne ile bir pistonlu pompa- dan oluşan bir sistem görülmektedir. Silindir içerisinde alternatif doğrusal hareket yapan ve kesit alanı da (S) olan (P) pistonu, (F) kuvveti tarafından etkilenmektedir. Pistonun (Ü.Ö.N.)' dan uzaklığı (x), genellikle, sabit bir orijin noktasına göre belirlenir. Piston yer değiştirdiği, örneğin (x = 0)'dan (x = x_m)' ye geldiği zaman emme klapesi (K₁) açılır ve silindirin içerisine sıvı dolar. Pistonun üst yüzündeki basınç (P₁), alt yüzündeki basınç da (P₀) olduğuna göre, pistonu etkileyen basınç kuvvetlerinin cebirsel toplamını (F₁) ile gösterecek olursak

$$F_1 = S \cdot (P_1 - P_0)$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$P_1 > P_0$$

olduğu için pistonun aracılığı ile akışkandan çevreye iletilen iş

$$W_1 = F_1 \cdot x_m = (P_1 - P_0) \cdot S \cdot x_m$$

olur. Basıncı (P_1) olan kapalı hazneden emilen akışkanın hacmi

$$V = S \cdot x_m$$

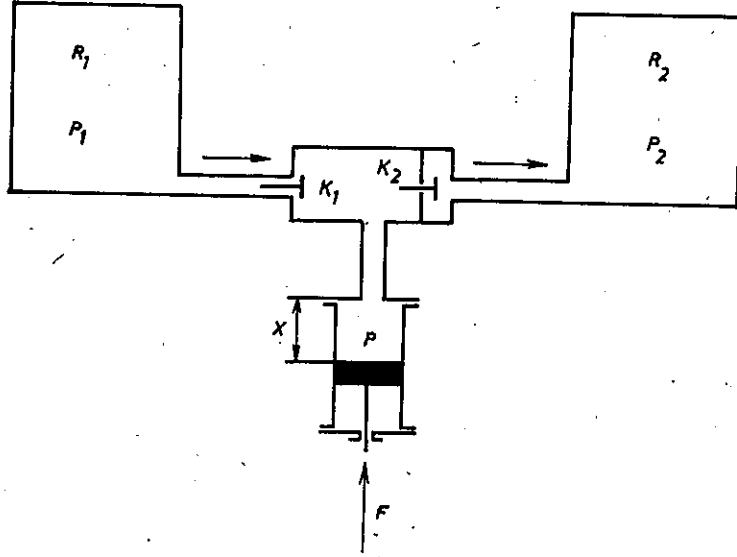
olduğuna göre, bu kez

$$W_1 = (P_1 - P_0) \cdot S \cdot x_m$$

eşitliği yerine

$$W_1 = V \cdot (P_1 - P_0)$$

eşitliği yazılabilir. Piston ($x = x_m$)'den ($x = 0$)'a geldiği zaman emme klapesi (K_1) kapanır, basma klapesi (K_2) açılır ve



Şekil- 2.1

pistonun üst yüzündeki basınç da (P_2) olur. Bu durumda pistonu etkileyen basınç kuvvetlerinin cebirsel toplamı (F_2) olduğuna göre,

$$F_2 = S \cdot (P_2 - P_0)$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$P_2 > P_0$$

olduğu için pistonun aracılığı ile çevreden akışkana iletilen iş

$$W_2 = F_2 \cdot x_m = (P_2 - P_0) \cdot S \cdot x_m = V \cdot (P_2 - P_0)$$

$$W_2 = V \cdot (P_2 - P_0)$$

olur. Emme sürecinde pistonun aracılığı ile akışkandan çevreye iletilen işin cebirsel toplamını (W) ile gösterecek olursak

$$W = W_2 - W_1$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$W_2 = V \cdot (P_2 - P_0)$$

ve

$$W_1 = V \cdot (P_1 - P_0)$$

olduğu için

$$W = W_2 - W_1 = V \cdot (P_2 - P_0) - V \cdot (P_1 - P_0) = V \cdot (P_2 - P_1)$$

$$W = V \cdot (P_2 - P_1)$$

eşitliği elde edilir. Yer değiştiren hacim özgül hacimle değiştirilirse (1 kg) akışkan için emme sürecinde akışkandan çevreye iletilen işle basma sürecinde çevreden akışkana iletilen işin cebirsel toplamı bulunur. Akışkanın özgül hacmini (v), özgül ağırlığını (γ) ve (1 kg) akışkan için emme sürecinde akışkandan çevreye iletilen işle basma sürecinde çevreden akışkanın iletilen işin cebirsel toplamını da (w) ile gösterecek olursak

$$v = \frac{1}{\gamma}$$

olduğuna göre,

$$w = \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1)$$

eşitliğini yazabiliriz. Açık olarak görülmektedir ki, toplam iş yani emme sürecinde akışkandan çevreye iletilen işle basma sürecinde çevreden akışkana iletilen işin cebirsel toplamı, çevre basıncı (P_0)'dan tamamen bağımsızdır.

UYGULAMA

Basıncı ($P_1 = 2.10^4 \text{ kg/m}^2$) olan bir kapalı hazne ile basıncı ($P_2 = 4.10^4 \text{ kg/m}^2$) olan diğer bir kapalı haznenin bir

pistonlu pompa ile birbirine bağlandığını kabul edelim. Birinci kapalı hazneden ikinci kapalı hazneye basılan akışkanın özgül ağırlığı ($\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$) olduğuna göre, (1 kg) akışkan için toplam işi yani emme sürecinde akışkandan çevreye iletilen işle basma sürecinde çevreden akışkana iletilen işin toplamını bulalım.

Bunun için

$$w = \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1)$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$P_1 = 2 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 4 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$w = \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) = \frac{1}{0,8 \cdot 10^3} \cdot (4 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^4) = 25 \text{ kg m/kg}$$

$$w = 25 \text{ kg m/kg}$$

olur.

2) Güç

Zaman biriminde yapılan işe güç denir. Gücün hesaplanması için hacimsel debinin bilinmesi gerekir. (q_v) hacimsel debi, (V) yer değiştiren akışkanın hacmi ve (t) yer değiştirme zamanı olduğuna göre, hacimsel debi

$$q_v = \frac{V}{t}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Gücü (N) ile gösterecek olursak yukarıda yapmış olduğumuz tanım uyarınca

$$N = \frac{W}{t}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$W = V \cdot (P_2 - P_1)$$

olduğu için

$$N = q_v \cdot (P_2 - P_1)$$

eşitliğini yazmak mümkün olur.

UYGULAMA

Basıncı ($P_1 = 2 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$) olan bir kapalı hazne ile basıncı ($P_2 = 4 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$) olan başka bir kapalı haznenin hacimsel debisi ($q_v = 0,003 \text{ m}^3/\text{sn}$) olan bir pistonlu pompa ile birbirine bağlanmış olduğunu varsayalım ve bu pistonlu pompanın gücünü hesaplayalım. Pistonlu pompanın gücü, bilindiği gibi,

$$N = q_v \cdot (P_2 - P_1)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$q_v = 0,003 \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$P_1 = 2 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 4 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak verilmiştir. Buna göre, pistonlu pompanın gücü

$$N = q_v \cdot (P_2 - P_1) = 0,003 \cdot (4 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^4) = 60 \text{ kg m/sn}$$

$$N = 60 \text{ kg m/sn}$$

olur. Diğer yandan

$$1 \text{ BG} = 75 \text{ kg m/sn}$$

olduğu için

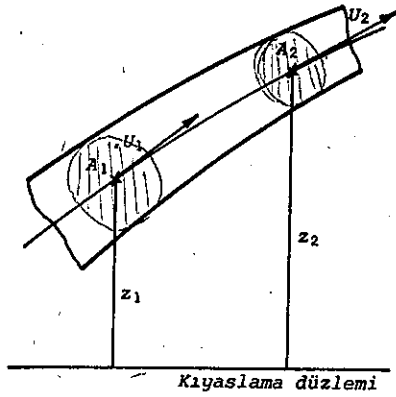
$$N = 0,8 \text{ BG}$$

bulunur.

3) BERNOULLI TEOREMİ

Bernoulli Teoremine göre, içerisinde sürtünmesiz tek boyutlu sürekli akım bulunan bir kapalı mecrada akım çizgisi boyunca birim akışkan kütlelerinin sahip olduğu toplam enerji miktarı

daima sabit kalır. Birim akışkan kütlelerinin sahip olduğu toplam enerji miktarından basınç kuvvetlerinin işi ile kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı anlaşılmalıdır. (Şekil-2.2)'de, içerisinde sürtünmesiz tek boyutlu sürekli akım bulunan, değişken kesitli bir boru görülmektedir. Akım çizgisi üzerinde alınan (A₁) ve (A₂) noktalarının



Şekil-2.2

sınırladıkları aralıkta, akım çizgisi boyunca Bernoulli Teoremi uygulanacak olursa (A₁) noktasındaki akım hızı (U₁), basınç (P₁), (A₁) noktasının kıyaslama düzleminin uzaklığı (z₁) ve (A₂) noktasındaki akım hızı (U₂), basınç (P₂), (A₂) noktasının kıyaslama düzleminin uzaklığı (z₂), normal yerçekimi ivmesi (g) ve nihayet sıkıştırılamayan akışkanlar için basınç ve sıcaklığa bağlı olarak değişmediği kabul edilen özgül ağırlık da (γ) olduğuna göre,

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

eşitliği yazılabilir. Bernoulli Teoreminin matematik ifadesi olan bu eşitlik, Hidrolikte,

Bernoulli Denklemi olarak adlandırılır.

UYGULAMA

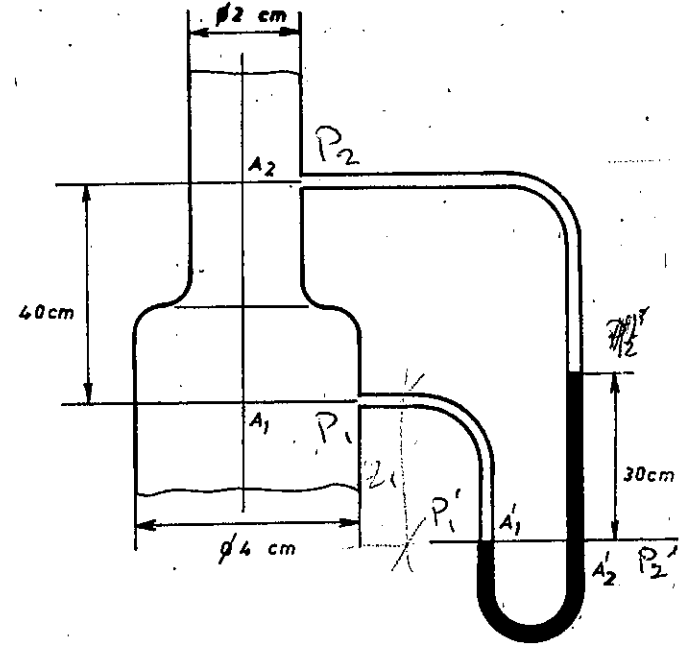
(Şekil-2.3)'de, (A₁) ve (A₂) noktalarının sınırladıkları aralıkta üzerine diferansiyel manometre yerleştirilmiş olan bir boğaz görülmektedir. Boğazın içerisinde sürtünmesiz tek boyutlu sürekli akım vardır. Boğazdan geçen akışkanın özgül ağırlığı (γ=0,8.10³kg/m³)'tür. Diferansiyel manometrenin içerisinde özgül ağırlığı (γ_{Hg} = 13,6.10³ kg/m³) olan civa bulunduğu göre, (A₁) ve (A₂) noktalarındaki akım hızı ile boğazın hacimsel debisini hesaplayalım. Bunun için

$$S_1 \cdot U_1 = S_2 \cdot U_2$$

şeklindeki SÜREKLİLİK DENKLEMİ ile

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

şeklindeki Bernoulli Denkleminden yararlanmak gerekir.



Şekil- 2.3

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

ve

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$$

olduğu için

$$S_1 \cdot U_1 = S_2 \cdot U_2$$

şeklindeki Süreklilik Denklemi

$$\frac{U_1}{U_2} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

şeklinde yazmak mümkün olur. Diğer yandan

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

şeklindeki Bernoulli Denkleminden yararlanılarak

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (z_1 - z_2)$$

eşitliği yazılabilir. Kıyaslama düzleminin diferansiyel manometrenin kollarını kestiği yerlerde alınan (A₁) noktasındaki basıncı (P₁) ve (A₂) noktasındaki basıncı da (P₂) ile gösterelim. Diferansiyel manometrenin kolları arasında denge kurulmuş olduğu için (A₁) noktasındaki basınç (P₁), (A₂) noktasındaki basınca (P₂) eşit olur ve bu durumda

$$P_1' = P_2'$$

eşitliği yazılabilir. Diğer yandan (A₁) noktasındaki basınç

$$P_1' = P_1 + \gamma \cdot z$$

eşitliğinden ve (A₂) noktasındaki basınç da

$$P_2' = P_2 + \gamma(z_2 - 0,30) + 0,30 \cdot \gamma_{Hg}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur ve

$$P_1' = P_2'$$

eşitliği ile

$$P_1' = P_1 + \gamma \cdot z_1$$

ve

$$P_2' = P_2 + \gamma(z_2 - 0,30) + 0,30 \cdot \gamma_{Hg}$$

eşitliklerinin birleşiminden de

$$P_1 - P_2 = 0,30 \cdot \gamma_{Hg} + 0,10 \cdot \gamma$$

eşitliği elde edilir.

$$z_1 - z_2 = -0,4 \text{ m}$$

$$\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{Hg} = 13,6 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$d_1 = 4 \text{ cm}$$

$$d_2 = 2 \text{ cm}$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$U_1 = U_2 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = U_2 \cdot \left(\frac{2}{4}\right)^2 = 0,25 \cdot U_2$$

$$U_1 = 0,25 \cdot U_2$$

ve

$$U_2^2 - U_1^2 = 2 \cdot g \cdot \left[\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (z_1 - z_2) \right] = 2 \cdot 9,81 \cdot \left[\frac{0,3 \cdot 13,6 \cdot 10^3 + 0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 10^3} - 0,4 \right]$$

$$U_2^2 - U_1^2 = 94,176$$

elde edilir. Buradan

$$U_2 = 10,0226 \text{ m/sn}$$

ve

$$U_1 = 2,5056 \text{ m/sn}$$

bulunur. Diğer yandan

$$S = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} = 12,56 \text{ cm}^2$$

$$S = 12,56 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

olduğu için hacimsel debi

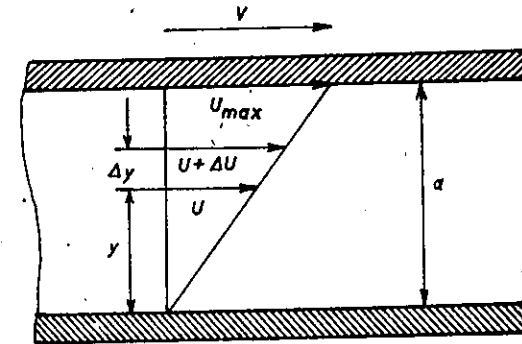
$$q_v = S_1 \cdot U_1 = 12,56 \cdot 10^{-4} \cdot 2,5056 = 0,003147 \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$q_v = 0,003147 \text{ m}^3/\text{sn}$$

olur.

4) V I S K O Z İ T E

Gerçek sıvılarda, hareketli sıvı yatakları arasındaki sürtünme direncine viskozite denir. Viskozite kavramına nicel bir içerik kazandırmak ve bunu bir formüle bağlamak için (Şekil-2.4)'de görüldüğü gibi, aralarındaki uzaklık (a) olan birbirine paralel iki plakanın sınırlamış oldukları bir sıvı kütesinden yararlanılır. Alt tarafta bulunan plakanın hareketsiz olduğunu, üst



Şekil- 2.4

taraftaki plakanın da (V) hızı ile hareket ettiğini kabul edelim. Bu durumda sıvı yatakları birbirini üzerinde kayarak hareket ettikleri için akım laminer akım olur ve şu deneysel sonuçlar elde edilir :

a) Plakalara komşu sıvı yataklarının hızı, plakaların hızına eşittir,

b) Plakalara dik bir kesit üzerinde akım hızı alt plakanın hızı ile üst plakanın hızı arasında lineer olarak değişir,

c) Sıvı yatakları arasındaki sürtünme direnci üst plakanın hareketine gösterilen dirençle ifade edilir ve bu direncin birim alana düşen değeri de (V/a) yani birim uzaklık için hızda meydana gelen değişme miktarı ile orantılıdır,

Komşu iki sıvı yatağı arasında oluşan sürtünme direncini (F), ayırma yüzeyinin alanını (S) ile gösterelim.

$$V = U_{\max}$$

$$\frac{V}{a} = \frac{U_{\max}}{a} = \frac{\Delta U}{\Delta y}$$

olduğuna göre, yukarıda açıklamış olduğumuz deneysel sonuçlar uyarınca

$$\frac{F}{S} = \mu \cdot \frac{\Delta U}{\Delta y}$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitlikte yer alan (μ) oran etkenine Hidrolikte MUTLAK VİSKOZİTE ya da DİNAMİK VİSKOZİTE KATSAYISI denir. Teknik Birimler Sisteminde dinamik viskozite katsayısının birimi (kg.sn/m^2) ve C.G.S Sisteminde dinamik viskozite katsayısının birimi de (dyn.sn/cm) ya da (poise)'dir.

$$1 \text{ dyn . sn/cm}^2 = 1 \text{ poise}$$

5) GERÇEK AKIŞKANLARIN BİR BORU İÇİNDE LAMİNER AKINI

İçerisinde laminer akım bulunan bir boru tasarlayalım. Borunun bir simetri eksenini bulunduğu için simetri eksenine dik bir kesitte, merkezden aynı uzaklıktaki bütün noktalarda akım hızı aynı değere sahip olur. Merkezden uzaklaştıkça akım hızının değeri azalır. Borunun çeperlerine temas eden ince bir akışkan yatağının hızı daima sıfırdır. Merkezde akım hızı en büyük değerini alır. Bunun için merkezdeki akım hızına maksimum akım hızı denir. Ortalama akım hızı maksimum akım hızının yarısına eşittir. Ortalama akım hızını (U_m), maksimum akım hızını (U_{\max}) ile gösterecek olursak

$$U_m = \frac{U_{\max}}{2}$$

eşitliğini yazabiliriz. Maksimum akım hızı boru yarıçapının karesi ve akım çizgisi üzerinde alınan iki nokta arasındaki basınç farkı ile doğru orantılı, bu iki nokta arasındaki uzaklık ve boru içerisinden geçen akışkanın dinamik viskozite katsayısı ile de ters orantılıdır. Borunun yarıçapını (R), akım çizgisi üzerinde alınan iki nokta arasındaki uzaklığı (l), basınç farkını (ΔP) ve akışkanın dinamik viskozite katsayısını da (μ) ile gösterelim. Bu durumda laminer akımda maksimum akım hızının hesaplanmasında kullanılan formülü

$$U_{\max} = \frac{R^2}{4} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

şeklinde yazabiliriz. Diğer yandan

$$U_m = \frac{U_{\max}}{2}$$

olduğu için

$$U_m = \frac{R^2}{8} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

olur. Hacimsel debiyi bulmak için kesit alanı ile ortalama akım hızını çarpmak gerekir. Yarıçapı (R) olan bir borunun kesit alanı

$$S = \pi \cdot R^2$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Diğer yandan

$$q_v = S \cdot U_m$$

olduğu için

$$q_v = S \cdot U_m = \frac{\pi \cdot R^4}{8} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

$$q_v = \frac{\pi \cdot R^4}{8} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

eşitliği yazılabilir.

UYGULAMA

İçerisinde laminer akım bulunan ve yarıçapı da ($R = 2 \text{ mm}$) olan bir boru alalım. Borunun içerisinden geçen akışkanın dinamik viskozite katsayısı ($\mu = 0,2 \text{ poise}$) olsun. Borunun uzunluk ekseninde, (1 m) açıklıkta alınan iki nokta arasındaki basınç farkı ($\Delta P = 0,8 \text{ bar}$) olarak ölçüldüğüne göre, maksimum akım hızı ile ortalama akım hızını ve debiyi hesaplayalım. Bunun için

$$U_{\max} = \frac{R^2}{4} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

$$U_m = \frac{U_{\max}}{2}$$

ve

$$q_v = \frac{\pi \cdot R^4}{8} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$1 \text{ bar} = 10^6 \text{ bari}$$

$$1 \text{ bari} = 1 \text{ dyn/cm}^2$$

$$\Delta P = 0,8 \text{ bar} = 0,8 \cdot 10^6 \text{ bari} = 0,8 \cdot 10^6 \text{ dyn/cm}^2$$

$$l = 1 \text{ m} = 10^2 \text{ cm}$$

$$R = 2 \text{ mm} = 2 \cdot 10^{-1} \text{ cm}$$

$$\mu = 0,2 \text{ poise} = 0,2 \text{ dyn} \cdot \text{sn/cm}^2$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$U_{\max} = \frac{R^2}{4} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l} = \frac{(2 \cdot 10^{-1})^2}{4} \cdot \frac{0,8 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 10^2} = 400 \text{ cm/sn}$$

$$U_{\max} = 400 \text{ cm/sn}$$

$$U_m = \frac{U_{\max}}{2} = \frac{400}{2} = 200 \text{ cm/sn}$$

$$U_m = 200 \text{ cm/sn}$$

ve

$$q_v = \frac{\pi \cdot R^4}{8} \cdot \frac{\Delta P}{\mu \cdot l} = \frac{3,14 \cdot (2 \cdot 10^{-1})^4}{8} \cdot \frac{0,8 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 10^2} = 25,12 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q_v = 25,12 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

olur.

6) BİRİBİRİNE ÇOK YAKIN İKİ PLAKA ARASINDA LAMİNER AKIM

Birbirine çok yakın iki plaka arasında laminer akımdan hidrolik cihazlarda hareketli ya da hareketsiz parçaların arasındaki boşlukların neden olduğu kaçak ve sızmalar anlaşılmalıdır.

Akım çizgisine dik iki kesit arasındaki basınç farkı (ΔP), plakalar arasındaki açıklık (e), plaka genişliği (a), basınç farkının olduğu kesitler arasındaki açıklık (l) ve akışkanın dinamik viskozite katsayısı da (μ) olduğuna göre, hacimsel debi,

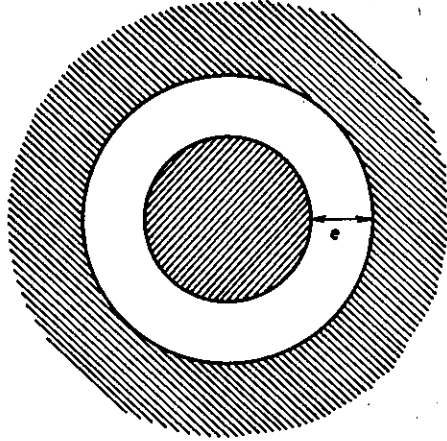
$$q_v = \frac{a \cdot \Delta P \cdot e^3}{12 \cdot l \cdot \mu}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

Kaçak ve sızmalara neden olan kesitin (Şekil-2.5)'de görüldüğü gibi, halka şeklinde olduğunu kabul edelim. Halkanın

$$1 \text{ bar} = 1000000 \text{ dyn/cm}^2$$

ortalama çapı (D) ve diyametral boşluk da (j) olursa



Şekil- 2.5

$$a = \pi \cdot D$$

ve

$$e = \frac{j}{2}$$

eşitliği yazılabilir. Bu eşitliklerle

$$q_v = \frac{a \cdot \Delta P \cdot e^3}{12 \cdot l \cdot \mu}$$

eşitliğinin birleşiminden

$$q_v = \frac{\pi D \cdot \Delta P \cdot j^3}{96 \cdot l \cdot \mu}$$

eşitliği elde edilir.

UYGULAMA

Bir hidrolik devrede kriko karakterli bir hidrolik alıcıda boş ve dolu iki kesit tarafından halka şeklinde bir boşluk oluşturulduğunu tasarlayalım. Diyametral boşluk ($j = 0,002$ cm), halkanın ortalama çapı ($D = 6$ cm), kullanılan akışkanın dinamik viskozite katsayısı ($\mu = 0,05$ poise), basınç farkı ($\Delta P = 150$ bar) ve basınç farkının olduğu kesitler arasındaki açıklık da ($l = 3$ cm) olsun. Buna göre, birim zamanda meydana gelen kaçağın hacimsel değerini hesaplayalım. Birim zamanda meydana gelen kaçağın hacimsel değerini hesaplamak için

$$q_v = \frac{\pi D \cdot \Delta P \cdot j^3}{96 \cdot l \cdot \mu}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$D = 6 \text{ cm}$$

$$\Delta P = 150 \text{ bar} = 150 \cdot 10^6 \text{ bari} = 150 \cdot 10^6 \text{ dyn/cm}^2$$

$$j = 0,002 \text{ cm}$$

150,000,000 dyn/cm²

$$l = 3 \text{ cm}$$

$$\mu = 0,05 \text{ poise} = 0,05 \text{ dyn} \cdot \text{sn/cm}^2$$

olarak verildiği için

$$q_v = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot j^3}{96 \cdot l \cdot \mu} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot (0,002)^3}{96 \cdot 3 \cdot 0,05} = 1,57 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q_v = 1,57 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

bulunur.

1 sn'de yukarıdan sızın olarak geçen hidrolik niceliği 1,57 cm³

7) SINEMATİK VİSKOZİTE

Mutlak viskozitenin özgül kütle oranına SINEMATİK VİSKOZİTE denir. Sinematik viskozite (ν) ile gösterilir. Mutlak viskozite (μ) ve özgül kütle de (ρ) ile gösterildiği için bu tanım uyarınca

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

eşitliğini yazabiliriz. Teknik Birimler Sisteminde sinematik viskozitenin birimi (m²/sn) ve CGS sisteminde sinematik viskozitenin birimi (cm²/sn) ya da (stok)'dur.

$$1 \text{ cm}^2/\text{sn} = 1 \text{ stok}$$

8) ENGLER, REDWOOD VE SAYBOLT VİSKOZİTELERİ

Endüstriyel uygulamalarda sinematik viskozitenin diğer ifadeleriyle de karşılaşılır. Bunlar Engler Derecesi ile Saybolt ve Redwood saniyeleridir. Sinematik viskozitenin ifadesinde Batı Avrupa ülkelerinde (ENGLER DERECESİ), İngiltere'de (REDWOOD SANİYESİ) ve Amerika Birleşik Devletlerinde de (SAYBOLT SANİYESİ) kullanılır.

Engler Derecesi, çapı (2,8 mm) olan borudan kendi ağırlığı altında geçen (200 cm³) sıvının akma zamanının aynı

koşullarda aynı borudan geçen (20 °C) sıcaklıkta aynı miktar sıvının akma zamanına oranını ifade eder.

Saybolt ve Redwood saniyeleri, belirli bir menfezden belirli bir miktar sıvının kendi ağırlığı altında akması için geçen zamanın saniye olarak değeridir. Engler derecesi ve Saybolt saniyesi ile Redwood saniyesi yukarıda da değinmiş olduğumuz gibi doğrudan doğruya sinematik viskozitenin ifadesidir. Aşağıda, (2.1. Numaralı Çizelge)'de aynı sinematik viskozitenin SANTİSTOK, ENGLER DERECESESİ, SAYBOLT SANİYESİ ve REDWOOD SANİYESİ olarak ifadeleri arasındaki ilişki görülmektedir.

9) REYNOLDS SAYISI VE BORULARDA YÜK KAYIPLARI

Bir silindirik boruda, bir akımın içerisinde alınan bir elemanter partikülün hareketi incelendiği zaman yörünge'nin bazı koşullarda düzenli ve borunun eksenine paralel, diğer koşullarda da düzensiz olduğu görülür. Yörünge düzenli ve borunun eksenine paralel olduğu zaman akım, laminer akım ve düzensiz olduğu zaman da kaynaşık akım olarak adlandırılır. Bir akımın laminer akım ya da kaynaşık akım olup olmadığı boyutsuz "Reynolds Sayısı" ile belirlenir. Deneysel araştırmalar sonunda (1000)'den küçük Reynolds sayısı için laminer akım ve (2300)'den büyük Reynolds sayısı için de kaynaşık akım elde edilebileceği gösterilmiştir. (U_m) ortalama akım hızı, (D) çap ve (v) de sinematik viskozite katsayısı olduğuna göre, boyutsuz Reynolds Sayısı

$$R_e = \frac{U_m \cdot D}{v}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

Akım çizgisine dik iki kesit arasında iç sürtünme direnci nedeniyle meydana gelen enerji kaybına Hidrolikte sürekli yük kaybı denir. Sürekli yük kaybı akımın niteliğine göre değişir. Laminer akımda, aralarındaki uzaklık (l) olan akım çizgisine dik iki kesit arasında sürekli yük kaybını bulmak için daha önce çıkarılmış olduğumuz

2.1 Numaralı Çizelge

Santistok	Engler Derecesi	Saybolt Saniyesi	Redwood Saniyesi	Santistok	Engler Derecesi	Saybolt Saniyesi	Redwood Saniyesi
1500	197,4	6818	6073	670	88,2	3046	2715
1450	190,8	6591	5870	660	86,8	3000	2672
1400	184,2	6364	5668	650	85,5	2955	2632
1350	177,6	6136	5466	640	84,2	2909	2591
1300	171,1	5909	5263	630	82,9	2864	2551
1250	164,5	5682	5061	620	81,6	2818	2510
1200	157,9	5455	4858	610	80,3	2773	2470
1150	151,3	5227	4656	600	78,9	2727	2429
1100	144,7	5000	4453	590	77,6	2682	2389
1050	138,2	4773	4251	580	76,3	2637	2348
1000	131,6	4546	4049	570	75	2591	2308
950	125	4318	3846	560	73,7	2546	2267
900	118,4	4091	3644	550	72,4	2500	2227
850	111,8	3864	3441	540	71,1	2455	2186
800	105,3	3637	3239	530	69,7	2409	2146
790	103,9	3591	3198	520	68,4	2364	2105
780	102,6	3546	3158	510	67,1	2318	2065
770	101,3	3500	3117	500	65,8	2273	2024
760	100	3455	3077	490	64,5	2228	1984
750	98,7	3409	3037	480	63,2	2182	1943
740	97,4	3364	2996	470	61,8	2137	1903
730	96,1	3318	2956	460	60,5	2091	1862
720	94,7	3273	2915	450	59,2	2046	1822
710	93,4	3227	2875	440	57,9	2000	1781
700	92,1	3182	2834	430	56,6	1955	1741
690	90,8	3137	2794	420	55,3	1909	1701
680	89,5	3091	2753	410	53,9	1864	1660

20°C'deki akmanın oranı
delikten akma süresi (SA)
" " " " " " (SA)
" " " " " " (SA)

50 dk

2.1 Numaralı Çizelge

Santistok	Engler Derecesi	Saybolt Saniyesi	Redwood Saniyesi	Santistok	Engler Derecesi	Saybolt Saniyesi	Redwood Saniyesi
400	52,6	1819	1620	130	17,11	592	527
390	51,3	1773	1579	120	15,80	547	486
380	50	1728	1533	110	14,48	501	446
370	48,7	1682	1498	100	13,17	456	405
360	47,4	1637	1458	95	12,51	433	385
350	46,1	1591	1417	90	11,86	411	365
340	44,7	1546	1377	85	11,20	388	345
330	43,4	1500	1336	80	10,54	365	325
320	42,5	1455	1296	75	9,89	343	304
310	40,8	1410	1255	70	9,23	320	284
300	39,4	1364	1215	65	8,58	298	264
290	38,2	1319	1174	60	7,93	275	244
280	36,8	1273	1134	55	7,28	252	224
270	35,5	1228	1093	50	6,62	230	203
260	34,2	1182	1053	45	5,98	207	183
250	32,9	1137	1012	40	5,33	185	163
240	31,6	1091	972	35	4,70	163	143
230	30,3	1046	931	30	4,07	141	123
220	28,9	1001	891	25	3,46	118	103
210	27,6	955	850	20	2,87	97	85
200	26,3	910	810	15	2,32	77	67
190	25	864	769	10	1,83	58	51
180	23,69	819	729	5	1,39	42	37
170	22,37	774	689	1	1		
160	21,06	728	648				
150	19,74	683	608				
140	18,43	637	567				

$$q_v = \frac{\pi \cdot R^4}{8 \cdot \mu} \cdot \frac{\Delta P}{l}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$\mu = \nu \cdot \rho$$

$$q_v = \pi \cdot R^2 \cdot U_m$$

$$D = 2 R$$

$$Re = \frac{U_m \cdot D}{\nu}$$

olduğu için

$$q_v = \frac{\pi \cdot R^4}{8 \mu} \cdot \frac{P}{l}$$

eşitliğinden yararlanarak

$$\Delta P = \rho \cdot \frac{U_m^2}{2} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{64}{Re}$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitlikte yer alan (ΔP) akım çizgisine dik iki kesit arasında iç sürtünme direnci nedeniyle meydana gelen enerji kaybının basınç farkı olarak ifadesidir. Bunu akışkanın özgül ağırlığına bölersek basınç farkının yükseklik olarak eşdeğerini bulmuş oluruz. Basınç farkının yükseklik olarak eşdeğerini (ΔH) ile gösterelim. Bu durumda

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{\rho}{\gamma} \cdot \frac{U_m^2}{2} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{64}{Re} = \frac{U_m^2}{2g} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{64}{Re}$$

$$\Delta H = \frac{U_m^2}{2g} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{64}{Re}$$

eşitliği yazılabilir. Kaşnaşık akımda akım çizgisine dik iki kesit arasında sürekli yük kaybı

$$\Delta H = \frac{\lambda}{D} \cdot l \cdot \frac{U_m^2}{2g}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Bu eşitlikte yer alan (λ) pürüzlülük katsayısıdır. Pürüzlülük katsayısını

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

şeklindeki Blasius Formülünden yararlanarak hesaplamak gerekir.

1. UYGULAMA

Giriş ve çıkış yerleri arasındaki açıklık (20 m) olan yatay konumda değişmeyen kesitli bir boru hattı tasarlayalım. Bu boru hattını oluşturan boruların iç çapı (D = 8 mm) olsun. Boru hattından (50 °C) sıcaklıkta gazyağı geçtiğini kabul edelim. Gazyağının özgül ağırlığı ($\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$), sinematik viskozite katsayısı ($\nu = 3 \text{ santistok}$) ve ortalama akım hızı da ($U_m = 33,75 \text{ cm/sn}$) olduğuna göre, akımın niteliğini belirleyelim, giriş ve çıkış yerleri arasındaki sürekli yük kaybı ile basınç farkını hesaplayalım.

Boru hattı içindeki akımın niteliğini belirlemek için

$$Re = \frac{U_m \cdot D}{\nu}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$U_m = 33,75 \text{ cm/sn}$$

$$D = 8 \text{ mm} = 0,8 \text{ cm}$$

$$\nu = 3 \text{ santistok} = 0,03 \text{ stok}$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$Re = \frac{U_m \cdot D}{\nu} = \frac{33,75 \cdot 0,8}{0,03} = 900$$

$$Re = 900$$

bulunur.

$$Re < 1000$$

olduğu için boru hattı içindeki akım laminer akım olur. Laminer akımda sürekli yük kaybını

$$\Delta H = \frac{U_m^2}{2g} \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{64}{Re}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$l = 20 \text{ m}$$

olarak verilmiştir.

$$g = 9,81 \text{ m/sn}^2$$

olduğu için

$$\Delta H = \frac{U_m^2}{2g} \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{64}{Re} = \frac{(0,3375)^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{20}{0,008} \cdot \frac{64}{900} = 1,032 \text{ m}$$

$$\Delta H = 1,032 \text{ m}$$

bulunur. Giriş ve çıkış yerleri arasındaki basınç farkını bulmak için bir uzunluğun boyutuna sahip olan sürekli yük kaybını akışkanın özgül ağırlığı ile çarpmak gerekir. Buna göre

$$\Delta P = \Delta H \cdot \gamma = 1,032 \cdot 0,8 \cdot 10^3 = 0,8256 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$\Delta P = 0,8256 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

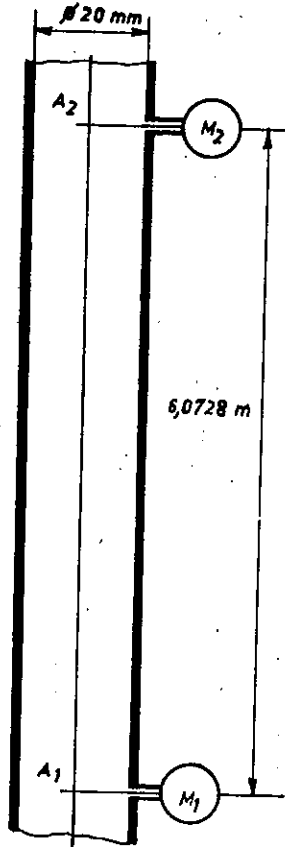
olur.

2. UYGULAMA

(Şekil-2.6)'de görüldüğü gibi, düşey konumda bir boru hattı alalım. Boru hattını oluşturan boruların iç çapı (D=20 mm), boru hattı üzerine yerleştirilen (M₁) ve (M₂) manometreleri arasındaki açıklık da (6,0728 m) olsun. Boru hattından (50 °C) sıcaklıkta, özgül ağırlığı (0,988.10³ kg/m³) olan su geçtiğini kabul edelim. (M₁) manometresi ile ölçülen basınç (P₁=1,6.10⁴kg/m²), boru hattının debisi (q_v = 314 cm³/sn) ve (50 °C) sıcaklıkta suyun sinematik viskozite katsayısı da ($\nu = 0,0055 \text{ stok}$) olduğuna göre, akımın niteliğini ve yönünü belirleyelim, (A₁) ve (A₂) noktalarının sınırladıkları aralıkta sürekli yük kaybı ile (M₂) manometresinin gösterdiği basıncı hesaplayalım.

Akımın niteliğini, daha önceki uygulamada olduğu gibi,

$$Re = \frac{U_m \cdot D}{\nu}$$



Şekil- 2.6

eşitliğinden yararlanarak belirleyebiliriz.

$$D = 20 \text{ mm} = 20 \text{ cm}$$

$$\nu = 0,0055 \text{ stok}$$

$$q_v = 314 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

olarak verilmiştir.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 314 \text{ mm}^2 = 3,14 \text{ cm}^2$$

$$U_m = \frac{q_v}{S} = \frac{314}{3,14} = 100 \text{ cm/sn}$$

olduğu için

$$R_e = \frac{U_m \cdot D}{\nu} = \frac{100 \cdot 2}{0,0055} = 36363,636$$

$$R_e = 36363,636$$

bulunur. Görüldüğü gibi, (R_e), (2300)'den daha büyüktür. (R_e), (2300)'den daha büyük olduğu için akım kaynaşık akım olur. (A_1) ve (A_2) noktalarının sınırladıkları aralıkta akımının bütününe Bernoulli Teoremini uygulayalım. (A_1) ve (A_2) noktalarının sınırladıkları aralıkta sürekli yük kaybını (ΔH) ile gösterecek olursak

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$U_1 = U_2 = U_m$$

olduğu için

$$P_1 - P_2 = \gamma [\Delta H + (z_2 - z_1)]$$

olur. Kaynaşık akımda (A_1) ve (A_2) noktalarının sınırladıkları aralıkta sürekli yük kaybı

$$\Delta H = \frac{\lambda}{D} \cdot l \cdot \frac{U_m^2}{2g}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} = \frac{0,316}{(36363,636)^{0,25}} = 0,02288$$

$$\lambda = 0,02288$$

$$l = 6,0728 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/sn}^2$$

$$U_m = 1 \text{ m/sn}$$

$$D = 0,02 \text{ m}$$

olduğu için

$$\Delta H = \frac{\lambda}{D} \cdot l \cdot \frac{U_m^2}{2g} = \frac{0,02288}{0,02} \cdot 6,0728 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,354 \text{ m}$$

$$\Delta H = 0,354 \text{ m}$$

bulunur.

$$(z_2 - z_1) = 6,0728 \text{ m}$$

ve

$$\gamma = 0,988 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$P_1 - P_2 = \gamma [\Delta H + (z_2 - z_1)] = 0,988 \cdot 10^3 (0,354 + 6,0728) = 0,63496 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_1 - P_2 = 0,63496 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olur. Diğer yandan

$$P_1 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak verilmiştir. Buna göre,

$$P_2 = P_1 - 0,6349 \cdot 10^4 = 1,6 \cdot 10^4 - 0,6349 \cdot 10^4 = 0,9651 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 0,9651 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

bulunur.

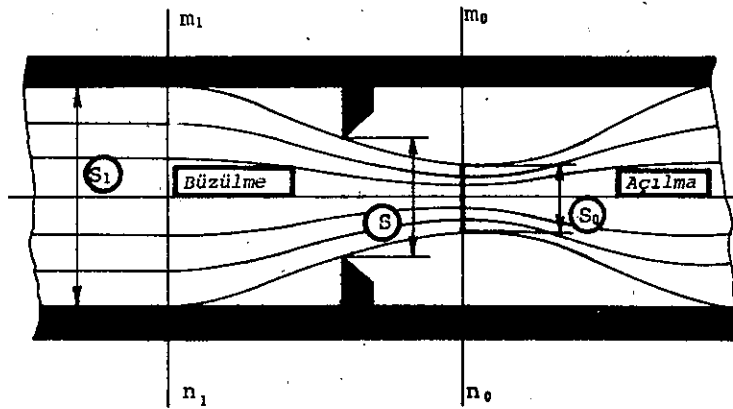
$$P_1 > P_2$$

olduğu için akım yönü (A_1) noktasından (A_2) noktasına doğru olur.

Hesaplar, görüldüğü gibi, hem uzun ve hem de karmaşıktır. Bunlardan kaçınmak için uzmanlar tarafından düzenlenmiş abaklardan yararlanmak gerekir. Hidrolik devrelerde akımın laminar akım olmasına özen gösterilir. Pompalarda emme için (1 m/sn) ve (2,5 m/sn) arasında değişen hızlar, basma ve basınç altında dolaşım için de (2 m/sn) ve (5 m/sn) arasında değişen hızlar seçilir.

10) BORU İÇİNE YERLEŞTİRİLMİŞ İNCE KENARLI BİR MENFEZİN DEBİSİ

(Şekil-2.7)'da, yatay konumdaki bir boru içine yerleştirilmiş ince kenarlı bir menfez görülmektedir. Sıvı, ince kenarlı menfeze büzülerek girer. Büzülme, bilindiği gibi, kesit daralmasıdır ve bu ince kenarlı menfezden çıktıktan sonra da devam eder. Büzülmenin bittiği ve açılmanın başladığı yerde kesit en küçük



Şekil-2.7 Boru İçinde İnce Kenarlı Menfez

değerini alır. Buna Hidrolikte BÜZÜLMÜŞ KESİT adı verilir.

(Şekil-2.7)'da büzülmüş kesitin alanı (S_0), ince kenarlı menfezin alanı (S) ve borunun kesit alanı da (S_1) ile gösterilmiştir. Büzülmüş kesitin alanının ince kenarlı menfezin alanına oranına BÜZÜLME KATSAYISI ve ince kenarlı menfezin alanının borunun kesit alanına oranına da KESİT DEĞİŞME KATSAYISI denir. Büzülme katsayısı (μ) ve kesit değişme katsayısını da (m) ile gösterecek olursak bu tanımlar uyarınca

$$\mu = \frac{S_0}{S}$$

ve

$$m = \frac{S}{S_1}$$

eşitliklerini yazabiliriz.

İnce kenarlı menfezin iki yanında büzülmenin başladığı ve bittiği yerlerde, (m_1, n_1) ve (m_0, n_0) kesitlerini alalım. Borunun uzunluk eksenine dik bütün kesitlerinde hız ve basıncın üniform olduğunu kabul edelim. Büzülmüş kesitte akım hızını bulmak için (m_1, n_1) ve (m_0, n_0) kesitlerinin sınırladıkları aralığa Bernoulli Teoremini uygulayacak olursak

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g}$$

eşitliğini elde ederiz. Diğer yandan (m_1, n_1) ve (m_0, n_0) kesitlerinin sınırladıkları aralık için Süreklilik Denklemini

$$S_1 U_1 = S_0 U_0$$

şeklinde yazabiliriz. Bu denklemle

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g}$$

$$\mu = \frac{S_0}{S}$$

$$m = \frac{S}{S_1}$$

eşitliklerinin birleşimi yapılırsa

$$U_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{P_1 - P_0}{\gamma}}$$

eşitliği elde edilir. Hacimsel debi, bilindiği gibi, akım hızı ile kesit alanının çarpımıdır. Hacimsel debiyi, (q_v) ile gösterelim.

$$S_0 = \mu \cdot S$$

$$\Delta P = P_1 - P_0$$

olduğuna göre, yukarıda yapmış olduğumuz tanım uyarınca

$$q_v = \frac{\mu \cdot S}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

eşitliğini yazabiliriz. Gerçek debi kuramsal debiden daha küçüktür. Gerçek debiyi bulmak için kuramsal debiyi düzeltme katsayısı (θ) ile çarpmak gerekir. Gerçek debiyi (q_G) ile gösterecek olursak bu durumda

$$q_v = \theta \cdot q_v = \frac{\theta \cdot \mu \cdot S}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

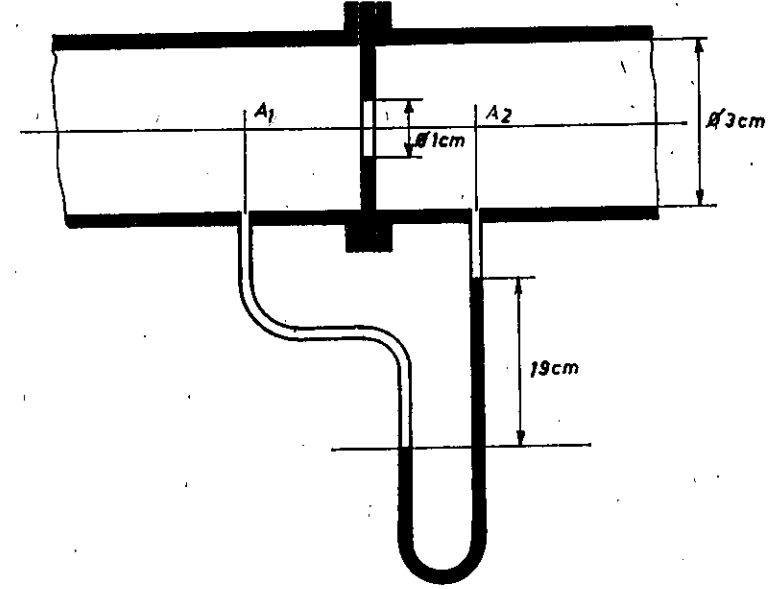
$$q_v = \frac{\theta \cdot \mu \cdot S}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

eşitliğini elde ederiz. Düzeltme katsayısı, genellikle, (0,95) alınır. Aşağıda (2.2. Numaralı Çizelgede) büzülme katsayısı ile kesit değişme katsayısı arasındaki ilişki görülmektedir.

Kesit Değişme katsayısı m	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Büzülme Katsayısı μ	0,625	0,630	0,645	0,660	0,680	0,714	0,075	0,810	0,835	1

UYGULAMA

(Şekil-2.8)'de, içerisinde sürekli akım bulunan aynı çaplı borular arasına yerleştirilmiş ince kenarlı standart bir menfez görülmektedir. Boru içerisinden özgül ağırlığı ($\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$)



Şekil- 2.8

olan yağ geçmektedir. Büzülmenin başladığı ve bittiği yerler arasında bir diferansiyel manometre yerleştirilmiştir. Diferansiyel manometrenin içerisinde bulunan cıvanın özgül ağırlığı ($\gamma_{Hg} = 13,6 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$)'tür. Diferansiyel manometrede ölçülen seviye farkı ($h = 19 \text{ cm}$) olduğuna göre, standart ince kenarlı menfezin debisini hesaplayalım.

Standart ince kenarlı menfezin debisi

$$q_v = \frac{\theta \cdot \mu \cdot S}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P}{\gamma}}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$d_1 = 3 \text{ cm}$$

$$d = 1 \text{ cm}$$

olduğu için

$$m = \frac{S}{S_1} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 = \left(\frac{1}{3}\right)^2 = \frac{1}{9} \approx 0,1$$

$$m = 0,1$$

olur. Bu durumda (2.2. Numaralı çizelgeden)

$$\mu = 0,625$$

bulunur.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ cm}^2$$

$$S = 0,785 \text{ cm}^2 = 0,785 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$g = 9,81 \text{ m/sn}^2$$

$$\gamma = 0,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

olarak verilmiştir. Diğer yandan

$$h = 19 \text{ cm}$$

olduğu ve

$$\gamma_{Hg} = 13,6 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

olarak verildiği için

$$\Delta P = \gamma_{Hg} \cdot h = 13,6 \cdot 10^3 \cdot 0,19 = 0,2584 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$\Delta P = 0,2584 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olur. Bu durumda

$$\phi = 0,95$$

alınırsa

$$q_G = \frac{\phi \cdot \mu \cdot S}{\sqrt{1 - m^2 \mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P}{\gamma}} = \frac{0,95 \cdot 0,625 \cdot 0,785 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{1 - (0,1 \cdot 0,625)^2}} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,2584 \cdot 10^4}{0,8 \cdot 10^3}} = 0,000385 \text{ m}^3/\text{sn.}$$

$$q_G = 0,000385 \text{ m}^3/\text{sn}$$

bulunur.

11) HIDROLİK SIVILARA İLİŞKİN TANIMLAR

11.a) ANİLİN NOKTASI

Viskozite, viskozite indeksleri, saflık ve asit bakımından görünürde özdeş olan iki ayrı yağ, aynı sentetik kauçuğa farklı biçimde etkir. Sentetik kauçuktan sızdırmazlık contalarının yapımında yararlanılır. Bunun için sentetik kauçuğun yağdan nasıl etkilendiğinin bilinmesi gerekir.

★ ★ Anilin noktası, karşılaşılan olayların büyük bir bölümünde, özellikleri bilinen bir kauçuğun yağın içerisine daldırıldıktan sonra şişme ya da çekmesinin önceden belirlenmesini sağlar. Yağın içerisine daldırılan kauçuğun hacim değişikliği, sıcaklığa bağlı olarak (8 gün) ve (3 ay) arasında değişen bir zamanda meydana gelir ve tersinirdir. Tersinirlikten, anilin noktaları farklı yağların içerisine arka arkaya daldırılan kauçuğun her seferinde kendisini çevreleyen yağın gerektirdiği denge hacmini alması anlaşılmalıdır. Anilin noktası, eş hacimli anilin - yağ karışımının soğuma sürecinde saydamlıktan bulanıklığa geçtiği andaki sıcaklığıdır. Yüksek sıcaklıkta saydam olan karışım düşük sıcaklıklarda bulanıktır. Bu, hemen belirtelim ki, kimyasal olarak aromatik yani halkalı yapıya sahip olan karbon bileşiklerinin alifatik yani zincirli yapıya sahip olan karbon bileşiklerine göre yüzdesini karakterize eder. Yağın oluşumunda ne kadar çok aromatik yapıya sahip karbon bileşikleri bulunursa anilin noktası da o kadar düşük olur. Anilin noktası düştükçe kauçuk genişler, anilin noktası yükseldikçe de kauçuk büzülür. Anilin

noktası kavramı, özellikle, uçakların hidrolik kumanda sisteminde kullanılan yağların teknik sınıflandırılmasına girmiştir.

11.b) YAĞLIMSILIK

Yağlımsılık, yağlama teknolojisinde, biribiri üzerinde hareket eden yüzeyler arasında sürtünme direncini azaltan yağın sürtünme direncini azaltmak yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Moleküler yapıya bağlı olan yağlımsılık, metalik yüzeyle bunu örten yağ katmanı arasındaki fizikokimyasal bir çekimin sonucudur. Yüzeyler arasındaki ince yağ katmanı ne kadar homojen olursa yağlama da o kadar kolay olur ve yağlımsılık o kadar iyi gerçekleşir.

11.c) PARLAMA NOKTASI

Buharlaştırmak için yağı ısıtmak gerekir. Öyle bir sıcaklık vardır ki, bu sıcaklıkta elde edilen buhar bir alevle temas ettirilince tutuşur ve hemen söner. İşte yağın buharlaştırıldığı, yağ buharının da bir alevle temas ettirilince tutuştuğu ve tutuşur tutuşmaz söndüğü sıcaklığa PARLAMA NOKTASI denir. Parlama noktasının bilinmesi, yağın kolay buharlaşıp buharlaşmadığı ve içerisinde yanıcı maddelerin bulunup bulunmadığı hakkında bir fikir edinilmesini sağlar.

11.d) YANMA NOKTASI

Isıtılan yağ öyle bir sıcaklığa gelir ki, bu sıcaklıkta elde edilen yağ buharı, bir alevle temas ettirildiği zaman tutuşur ve yanma en azından (5 saniye) devam eder. İşte yağ buharının tutuştuğu ve yanmanın en azından (5 saniye) devam ettiği sıcaklığa YANMA NOKTASI denir.

11.e) DONMA NOKTASI

Sıcaklık düştüğü zaman, yağ donmadan önce parafinin kristalizasyonundan ileri gelen bir bulanıklık görülür. Yağlama teknolojisinde, test koşulları altında soğutulan yağın akmasının olanaksız olduğu sıcaklığa DONMA NOKTASI denir. Donma noktasını

belirlemek için yağ, önce içerisine bir madensel parça konularak dondurulur ve sonra bu madensel parça serbest kalıncaya dek ısıtılır. Madensel parçanın serbest kaldığı andaki sıcaklık donma noktası kabul edilir.

11.f) ASİT VE SABUNLAŞMA İNDEKSLERİ

Bir yağın bir miktar serbest asit içermemesi olanaksızdır. Yağın içerisinde bir miktar asit bulunmasının nedeni nötralizasyondan⁽¹⁾ sonra gerçekleştirilen rafinajdır. Kullanılmış yağlar için durum farklıdır. Kullanılmış yağlarda asidite kullanım sürecindeki bozulmanın sonucudur. Kullanım sürecindeki bozulmanın en önemli etmeni bir dizi karmaşık kimyasal reaksiyonlar ya da oksitlenme olgusudur.

Asit indeksi belirli bir değeri aldığı zaman kullanılmakta olan yağ yenisi ile değiştirilir. Asit indeksi, (1 gram) yağı nötralize etmek için gerekli desinormal çözeltinin içerdiği potasın (KOH) (miligram) olarak miktarıdır. Ölçüm renkli endikatörlerle miktar belirleme yönteminden yararlanılarak yapılır. (1 gram) yağın içerdiği esterleri sabunlaştırmak için gerekli (miligram) olarak potas miktarına sabunlaşma indeksi denir. Sabunlaşma, bilindiği gibi, bir esterın hidrolizi yani su alarak asit ve alkol vermesidir. Sabunlaşma indeksi bir yağın hangi oranda bitkisel ya da hayvansal maddeler içerdiğinin belirlenmesini sağlar.

11.g) KARBON TORTUSU

İyi belirlenmiş koşullarda, bir kepçenin içerisinde, ateş alması önlenerek bir yağ ısıtıldığı zaman buharlaşarak uçar ve bir süre sonra kepçenin dibinde yağlama teknolojisinde kok denilen tortu kalır. Bu tortunun görünümü ve miktarı yağlama teknolojisinde yağın önemli bir karakteristiği olarak kabul edilmektedir.

⁽¹⁾ Baz ve asit arasındaki çelişki, bunlar arasındaki reaksiyonda ortaya çıkar. Baz ve asit ne kadar kuvvetli olursa reaksiyon da o kadar kuvvetli olur. Buna bazik ve asidik sulu çözeltilerin karşılıklı etkileşimini örnek olarak verebiliriz. Bir çözelti, bilindiği gibi, ya bazik ya da asidiktir. Bazik ve asidik sulu çözeltiler karıştırılırsa bu iki özellik biribirini yok eder. Karışım ekivalant oranda gerçekleştirilirse çözelti bazik ya da asidik karakterde olmas nötral karakterde olur. Bu reaksiyona nötralizasyon denir.

12) KULLANILAN HİDROLİK SIVILAR

12.a) GENEL AÇIKLAMALAR

Bir yağın seçimi, ilke olarak viskozitesine göre yapılır. Bazan düşük viskoziteli yağlar, bazan da yüksek viskoziteli yağlar tercih edilir. Düşük viskoziteli yağların tercih edilmesinin nedenleri şunlardır:

1°) Pompaların çalışması kolaylaşır,

2°) Borularda yük kayıpları, pompa ve hidrolik alıcılarda da iç sürtünmeler azalır.

Düşük viskoziteli yağların tercih edilmesinin nedenlerini bu şekilde açıkladıktan sonra şimdi yüksek viskoziteli yağların tercih edilmesinin nedenleri üzerinde duralım. Yüksek viskoziteli yağlar şu nedenlerle tercih edilir:

1°) İyi bir yağlama yapılır,

2°) İç kaçak ve sızıntılar azalır,

3°) Büyük boşlukla çalışmayı sağladığı için parçaların yapımı kolaylaşır.

Havacılıkta, sıcaklık çoğu zaman (-60 °C)'nin altına düşer. Bunun için ince yağlar seçmek gerekir. İnce yağların kullanımı, parçalar arasındaki boşluğun çok küçük değerlere indirgenmesini, yüzeylerin çok iyi işlenmesini ve ileri düzeyde kalite kontrolünün yapılmasını zorunlu kılar. Halbuki en düşük sıcaklığın (15°C) olduğu atelyelerde kullanılan takım tezgâhları için yağın viskoz olmasının hiçbir sakıncası yoktur. Bu nedenle takım tezgâhlarını oluşturan organların işlenmesi ve yapımı uçakları oluşturan organların işlenmesi ve yapımı kadar duyarlılığı gerektirmez.

Yağlama denilince aklımıza doğal olarak otomobil motorları da gelir. Otomobil motorlarının yağlanması, yataklarda kalın bir yağ katmanının oluşumunu sağlamak için genellikle viskoz yağlar seçilir. Bazı hallerde, hidrolik transmisyonların yağından daha viskoz bir yağ kullanmak için bu motorların yataklarında fonksiyonel boşluklar da bırakılır. Ayrıca yağ pompasının çalışma

koşullarının ıslahı için karter yağı ile bağlantılı olması gerekir. Pompayı soğukta tam olarak doldurmak zorunluluğu yoktur. Çünkü kaviteasyon olsa bile bu pompaya olumsuz yönde etkimez. Diğer yandan motor çalışırken yağın sıcaklığının büyük bir hızla yükselmesi emme için uygun koşulların oluşumuna yardımcı olur.

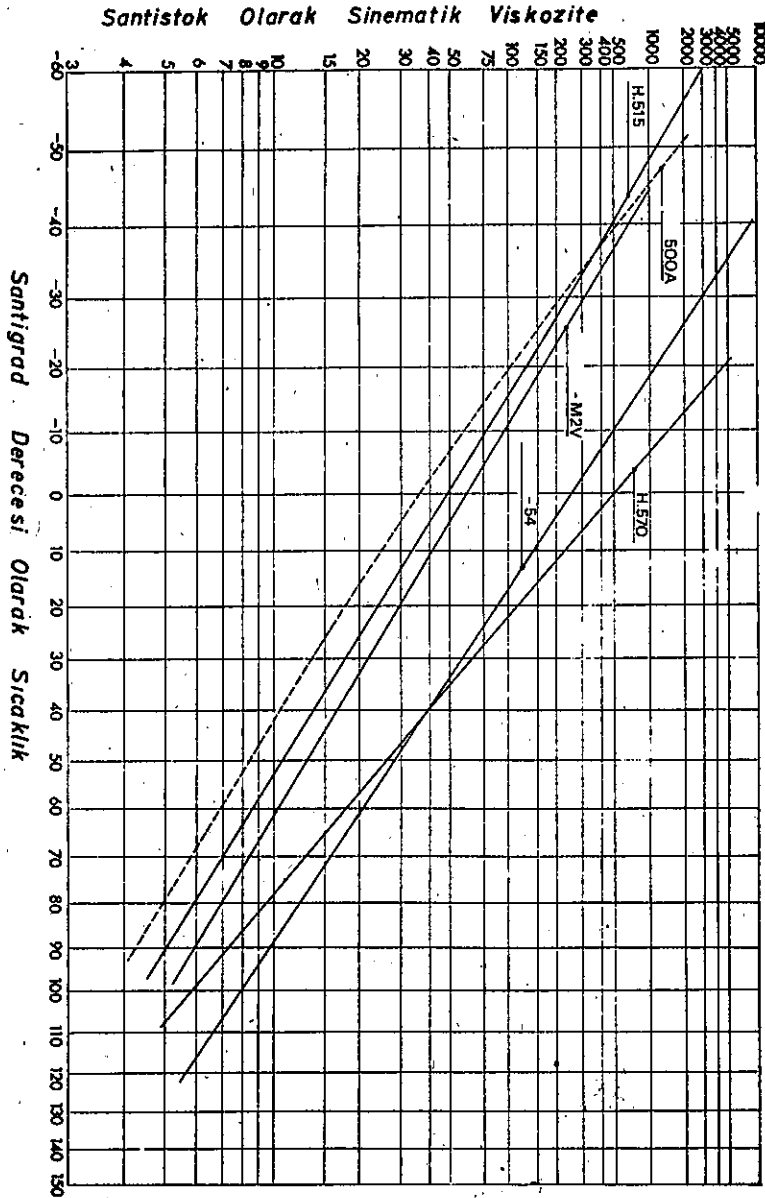
12.b) SU

Yağlama niteliklerinin yetersizliği, (0 °C)'de donması ve en önemlisi havanın bulunduğu yerde oksitleyici olması saf suyun kullanımını engellemektedir. Gliserinli suyun benzer fakat daha az önemli sakıncaları vardır. Bu nedenle saf su ile gliserinli suyun yerini reçine ve alkol esasına dayalı bitkisel yağlar almış ve özellikle 2. Dünya savaşından önce bu bitkisel yağlar büyük bir kullanım alanı bulmuşlardır. Bitkisel yağlar iyi denilebilecek yağlama ve yağlımsılık niteliklerine de sahiptir. Ayrıca bitkisel yağlar sentetik kauçuktan daha üstün olan bitkisel kauçukun conta yapımı için kullanımını olanaklı kılmıştır. Buna rağmen bitkisel yağların zaman içinde değişmesi ve oksitleyici olması günümüzde, kullanım yerlerinin sınırlanmasına neden olmuştur.

12.c) HAVACILIKTA KULLANILAN HİDROLİK SIVILAR

Hidrolik ve elektrohidrolik mekanizmaların en önemli kullanım yerlerinin başında uçaklar gelir. Bunun için havacılıkta yararlanılan hidrolik sıvılar üzerinde kısa da olsa duracağız.

2. Dünya Savaşından sonra Amerika Birleşik Devletlerinde, HAVACILIK AKIŞKANI olarak (MIL-H-5606) numaralı yağ kullanılmaktadır. Batı Avrupa Ülkelerinde aynı amaçla kullanılan bu yağın numarası (DM 15) ya da (H 515)'tir. (MIL-H-5606) numaralı yağ petrolden elde edilir. Donma sıcaklığı (-60 °C) olan bu yağın viskozitesi çok düşüktür. (MIL-H-5606) numaralı yağ, viskozite indeksini iyileştirmek ve ıslatma gücünü yani yağlımsılık niteliğini arttırmak için ayrıca ayrıntıları gizli tutulan bazı işlemler görmüştür. Bu yağın karakteristikleri (Şekil-2.9)'de görülen diyagramda ve (2.3. Numaralı Çizelgede) ayrıntılı olarak bulunabilir.



MIL - H - 5606 numaralı yağın büyük bir kararlılığa sahip bulunmak, kolay ve bol üretilebilmek gibi, avantajları vardır. Bu yağın sakıncalarını da şöyle sıralıyabiliriz:

- 1°) Yağlama nitelikleri düşüktür,
- 2°) Kolay tutuşur,
- 3°) Viskozitesinde sıcaklığa bağlı olarak büyük değişimler meydana gelir,
- 4°) Kullanıldığı yerlerde contaların sentetik kauçuktan yapılması zorunluluğu vardır,
- 5°) En büyük kullanım sıcaklığı (150 °C)'dir.

MIL - H - 5606 numaralı yağın sakıncalarını böylece saydıktan sonra yine havacılıkta kullanılan, silikon esaslı sentetik yağlara değineceğiz. Çok iyi bir viskozite indeksine sahip bulunan silikon esaslı sentetik yağların üretim maliyetinin çok yüksek olması bunların kullanım alanını daraltmıştır. Hızı (3 mach)'a yaklaşan uçaklarda, özellikle elektrohidrolik devrelerin işlevlerini yapmasına olanak sağladığı için bu sentetik yağlardan yararlanılır. (2.3. Numaralı Çizelge), ayrıca (300 °C) sıcaklığa kadar kullanılan ESTER SILİKAT karakterli (ORONİTE M 2 V) numaralı yağın karakteristiklerini vermektedir.

12.d) ENDÜSTRİYEL YAĞLAR

Endüstriyel yağlar denilince, akla hemen, ham petrolden elde edilen madensel yağlar gelmelidir. Uygulama alanında, özellikle takım tezgâhlarının ve preslerin hidrolik kumanda devrelerinde viskozitesi (30 santistok) ve (50 santistok) arasında değişen bu yağlar kullanılır.

Madensel yağların parlama noktası, genellikle, (110 °C) ve (140 °C) arasında bulunur. Eğer sıcaklığı yüksek olan havanın içerisine yağ püskürtülür ve yağın sıcaklığı da yukarıda belirtilen değerlere yükselirse bir alev ya da kıvılcımla tutuşturulduğu zaman parlama ya da yanma meydana gelir. Bu tür olayların, uçaklardaki sabit ve hareketli kara araçlarındaki frenleme düzeninde meydana gelme olasılığı oldukça fazladır. Uçaklardaki, sabit ve hareketli kara araçlarındaki frenleme düzeninde meydana gelebilen

2.3 Numaralı Çizelge

Sıcaklık (°C)	Özgül ağırlık (Kg/dm ³)	Özgül Isı (Kcal/kg.°C)	Termik İletim (Kcal.m/m ² .h.°C)	Viskozite (Santistok)	Buhar gerilimi (Kg/cm ²)	Hacimsel Esneklik Modülü (Kg/cm ²)
MIL - H - 5606 Numaralı Yağ						
-54	0,89			2000		22000
-18	0,86	0,45	0,05	103	14.10 ⁻⁵	20000
+38	0,83	0,50	0,048	14,2	14.10 ⁻⁵	16000
+94	0,79	0,55	0,045	5,3	4.10 ⁻³	13000
+150	0,75	0,60	0,044	2,9	5,2.10 ⁻²	9400
+205	0,71		0,043	1,9	39.10 ⁻²	6000
+260	0,67			1,4	78.10 ⁻²	
ESTER SİLİKAT KARAKTERLİ ORONITE M2V Numaralı Yağ						
-54	0,949	0,355		2000		
-18	0,923	0,397		102		24000
+38	0,883	0,462		12		12500
+94	0,843	0,523	0,05	4,1		10000
+150	0,803	0,592		2,1		7000
+205	0,763	0,656	0,044	1,29	14.10 ⁻⁵	5600
+260	0,719	0,723		0,0	10 ⁻³	4200
+315	0,650					

patlama ya da yanma olayları konstrüktörleri madensel yağların yerini alabilecek nitelikte yanmayan bir akışkanın araştırılmasına ve kullanımına yöneltmiştir. Uçaklar için bu gereksinmeyi karşılayan akışkan, fosforik asit esteri esaslı (SKYDROL 500 A)'dır. Bu akışkan (700 °C) sıcaklığa dek ısıtılmış bir metal üzerine püskürtüldüğü zaman bile yanmaz. (MIL - H - 5606) numaralı yağdan

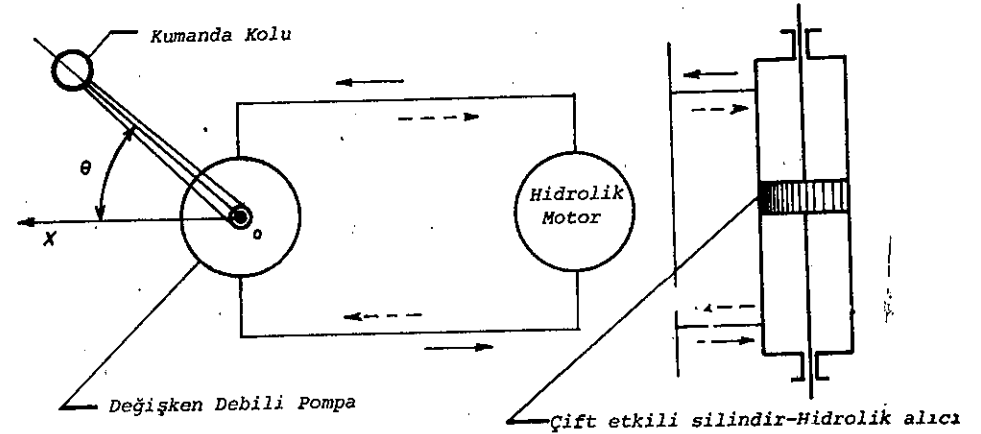
daha değerli olmasına rağmen (SKYDROL 500 A) yük ve yolcu uçaklarında da kullanılmaktadır. Bu yağın kullanımı özel hidrolik devrelerin yapımını gerektirmektedir.

13) GÜÇ İLETİMİ İLKELERİ

13.a) BİRİNCİ İLKE

YALNIZCA DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPADAN YARARLANILARAK YAPILAN HİDROLİK GÜÇ İLETİMİ

Yalnızca değişken debili pompadan yararlanılarak hidrolik güç iletiminin yapıldığı bir hidrolik devrenin fonksiyonel şeması (Şekil-2.10)'da görülmektedir. Sabit bir dönme hızına sahip olan



Şekil-2.10

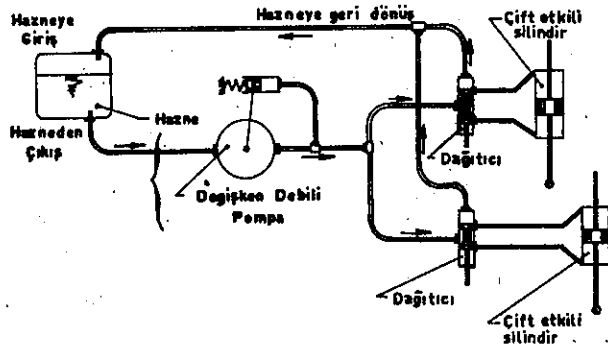
pompanın debisi kumanda kolunun , debinin sıfır olduğu (ox) eksenine ile yaptığı (θ) açısı ile orantılıdır. (θ) açısının işareti değiştiği zaman debinin de işareti değişir. Hidrolik motor ya da çift etkili silindir aldığı debi ile orantılı bir hızla dönmeye ya da öteleme hareketi yapmak özelliğine sahiptir. Değişken debili pompa ve hidrolik alıcıdan oluşan bu hidrolik devre ile pompanın kumanda koluna önemli sayılabilecek nicelikte enerji uygulamaksızın değişken hızlı bir makineye kumanda etmek mümkündür.

Bu tür hidrolik güç iletiminde kuramsal olarak enerji kayıpları sıfırdır. Alıcı ve pompalar (% 90)'nı aşan bir verime sahip bulunmaktadır. Değişken debili pompadan yararlanılarak yapılan hidrolik güç iletiminden gemi dümeninin kumandasında, savaş gemileri ile tankların top kulelerinde, çıkıklarda ve inşaat makinalarında yararlanır. Bu ilkeye göre iletilen güç (100 kW) kadar olabilir.

13.b) İKİNCİ İLKE

DEĞİŞKEN DEBİLİ SABİT BASINÇLI POMPA VE DAĞITICILARDAN YARARLANILARAK YAPILAN HİDROLİK GÜÇ İLETİMİ

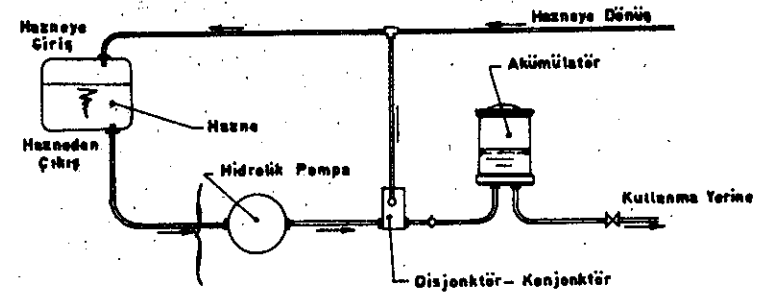
Değişken debili sabit basınçlı pompa ve dağıtıcılardan yararlanılarak yapılan hidrolik güç iletimi ilkesinden özellikle uçaklarda yararlanılmaktadır. Bu ilke uyarınca hidrolik güç iletiminde hidrolik devreyi beslemek için birden fazla pompa kullanılabilir. Pompaların basma basıncı debi ister sabit ister değişken olsun daima sabit tutulur. (Şekil-2.11)'de değişken debili sabit basınçlı pompa ve dağıtıcılardan yararlanılarak hidrolik güç iletiminin yapıldığı bir hidrolik devrenin fonksiyonel şeması görülmektedir. Bazan sabit basınçlı değişken debili pompa yerine



Şekil- 2.11

hidrolik devrede sabit debili bir pompanın kullanıldığı da olur. Bu durumda basıncı sabit tutmak için (Şekil-2.12)'de görüldüğü gibi, hidrolik devrede basma hattı üzerine bir akümülatör ve basma hattı ile hazneye dönüş hattı arasına da disjonktör-konjonktör yerleştirilir. Disjonktör-konjonktörün işlevi, hemen belirtelim ki, hidrolik akümülatörde basınç maksimal işletme basıncına ulaştığı zaman pompanın bastığı hidrolik akışkanı hazneye ve bunun tersi olduğu yani hidrolik akümülatörde basınç minimal işletme basıncına düştüğü zaman da pompanın bastığı akışkanı akümülatör ve kullanım yerine yönlendirmektir. Akümülatörde basınç minimal işletme basıncına düşünce devreyi kendiliğinden kapayan yani pompadan akümülatör ve kullanım yerine yağ akımını yeniden başlatan cihaza KONJONKTÖR ve akümülatörde basınç maksimal işletme basıncına yükselince devreyi kendiliğinden açan yani pompadan akümülatör ve kullanım yerine yağ akımını kesen cihaza da DISJONKTÖR denir.

Alıcılarda işlevini tamamlayan sıvı hazneye döner. Bu sistemde alıcılara yüksek basınçlı sıvı göndermek zorunluluğu vardır. Ancak buna rağmen maksimal işletme basıncının üzerine çıkmak olanaksızdır. Ayrıca dağıtıcılarda meydana gelen basınç



Şekil- 2.12

düşmesi bir enerji kaybına ve dolayısıyla verimin azalmasına neden olur. Bu sakıncalı yanlarına karşın sistemin birçok avantajları

- 20) Yüksek viskoziteli yağların tercih edilmesinin nedenleri nelerdir ?
- 21) Otomobil motorlarının yağlanması neden viskoz yağlar seçilir ?
- 22) Takım tezgâhlarının ve preslerin hidrolik kumanda devrelerinde hangi yağlar kullanılır ?
- 23) Hidrolik kumanda devrelerinde güç iletimi hangi ilkelere göre yapılır ?

III. BÜLÜM

POMPALAR

- 1) Genel tanımlar ve açıklamalar
- 2) Pistonlu pompalar
- 3) Yıldız pompalar
 - 3.a) Silindir bloku dönen pompalar
 - 3.b) Klapeli yıldız pompalar
- 4) Kovanlı pompalar
 - 4.a) Rotatif kovanlı pompalar
 - 4.b) Sabit kovanlı pompalar
- 5) Kovanlı pompalarla yıldız pompaların karşılaştırılarak değerlendirilmesi
- 6) Dişli pompalar
- 7) İçten dişli eksantrik pompa
- 8) El pompaları
- 9) Paletli pompalar

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

III. BULONDE KULLANILAN SİMGELERİN ANLAMI

- P - nominal basınç
 ω - nominal açısal hız
 N - nominal devir sayısı
 η_v - volümetrik verim
 η - genel verim
 M_T - kuramsal çiftley
 ΔV - silindre
 G_T - kuramsal güç
 q_v - hacimsel debi
 q - anlık hacimsel debi
 v - anlık hız
 S - kesit alanı
 r - yarıçap
 d - bölüm dairesinin çapı
 d_t - temel dairenin çapı
 h - dış yüksekliği
 b - dış genişliği

POMPALAR

1) GENEL TANIMLAR VE AÇIKLAMALAR

Haznede bulunan hidrolik akışkanı, bir devrenin gerektirdiği basınç ve nicelikte kullanma yerine basan cihazlara POMPA denir. Hidrolik devrelerde ulaşılmak istenilen basınçlar, genellikle, (100 kg/cm^2) ve (280 kg/cm^2) arasında değişir. Bazan basınçların (500 kg/cm^2) 'yi bulduğu da olur. Bunlar gerçekten yüksek basınçlardır. Günümüzde böyle yüksek basınçlar sadece dişli ve pistonlu volümetrik pompalarla elde edilmektedir. Dönme hızları $(750 \text{ devir/dakika})$ ve $(15000 \text{ devir/dakika})$ arasında, pompa tarafından verilen debiler de $(40 \text{ cm}^3/\text{sn})$ ve $(750 \text{ cm}^3/\text{sn})$ arasında değişmektedir. Bir pompanın en önemli verileri şunlardır:

- Silindre,
(Silindre, devir başına kuramsal debidir.)
- Nominal basınç (P),
- Nominal dönme hızı,
(ω) - (radyan/saniye) olarak
(N) - (devir/dakika) olarak
- Volümetrik verim (η_v),
- Genel verim (η).
(Genel verim, hidrolik akışkana iletilen gücün amamil üzerindeki mekanik güce oranıdır.)

Devir başına kuramsal iş hidrolik akışkana iletilen işe eşittir. Devir başına kuramsal işi bulmak için kuramsal çiftleye dönme açısını çarpmak gerekir. Hidrolik akışkana iletilen iş de nominal basınçla silindre çarpılarak bulunur. Kuramsal çiftleye (M_T), silindreyi (ΔV) ve nominal basıncı da (P) ile gösterebiliriz. Devir başına dönme açısı (2π radyan) olduğu için

$$2\pi \cdot M_T = P \cdot \Delta V$$

eşitliğini yazabiliriz. Buradan

$$M_T = \frac{P \cdot \Delta V}{2\pi}$$

bulunur. Kuramsal güç, bilindiği gibi, açısal hızla kuramsal çiftleyin çarpımıdır. Kuramsal gücü (G_T) ile gösterelim. Açısal hız (ω) olduğuna göre,

$$G_T = M_T \cdot \omega = \frac{P \cdot \Delta V}{2\pi} \cdot \omega$$

$$G_T = \frac{P \cdot \Delta V}{2\pi} \cdot \omega$$

eşitliği yazılabilir. Diğer yandan

$$q_v = \frac{\Delta V}{2\pi} \cdot \omega$$

olduğu için

$$G_T = P \cdot q_v$$

olur.

UYGULAMA

Basma basıncı (225 kg/cm^2) olan bir pompanın hacimsel debisi ($1000 \text{ cm}^3/\text{sn}$) olarak saptanmıştır. Bu pompanın hidrolik akışkana ilettiği kuramsal gücü bulalım. Kuramsal güç

$$G_T = P \cdot q_v$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$P = 225 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$q_v = 1000 \text{ cm}^3/\text{sn} = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sn}$$

olarak verilmiştir. Buna göre,

$$G_T = P \cdot q_v = 225 \cdot 10^4 \cdot 10^{-3} = 2250 \text{ kgm/sn}$$

$$G_T = 2250 \text{ kgm/sn}$$

bulunur. Diğer yandan

$$1 \text{ BG} = 75 \text{ kgm/sn}$$

$$1 \text{ BG} = 0,736 \text{ kW}$$

olduğu için

$$G_T = \frac{2250}{75} \cdot 0,726 = 22,08 \text{ kW}$$

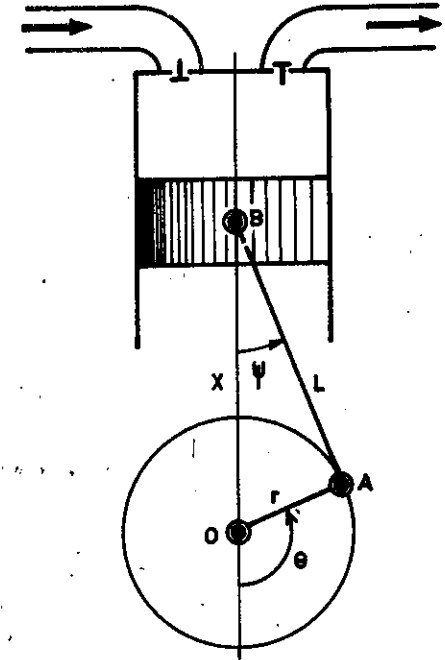
$$G_T = 22,08 \text{ kW}$$

olur. Pompanın ağırlığının ($7,5 \text{ kg}$) olduğunu varsayalım. Bu durumda özgül güç (3 kW) olarak bulunur. Özgül gücün (3 kW) olması pompanın üstün niteliklere sahip bulunduğu kanıtlar.

2)- PİSTONLU POMPALAR

(Şekil-3.1)'de bir klapeli elementer pompanın şeması görülmektedir. Piston silindir içerisinde alternatif doğrusal hareket yapar. Piston yukarıdan aşağıya inerken emme klapesi açılır ve silindirin içerisine hidrolik akışkan dolar. Daha sonra piston aşağıdan yukarıya çıkarken emme klapesi kapanır, basma klapesi açılır ve piston silindir içerisinde bulunan hidrolik akışkanı kullanım yerine basar. Bu tür pompalarda, silindir içerisinde alternatif doğrusal hareket yapan pistonun hızı (θ) açısına bağlı olarak, devamlı değiştiği için debi düzensizdir. Piston sayısı artırılarak debi düzenli bir duruma getirilebilir.

Basma, anamıl bir yarım devir yapınca gerçekleşir. Pistonun hızını (θ)'nın fonksiyonu olarak ifade edebilmek için (OAB) üçgeninden yararlanmak gerekir.



Şekil- 3.1

(OAB) üçgeninden yararlanarak

$$x = L \cdot \cos \psi - r \cdot \sin \theta$$

ve

$$\frac{\sin \psi}{r} = \frac{\sin \theta}{L}$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu iki eşitliğin birleşiminden

$$x = -r \cdot \cos \theta + L \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \theta}$$

eşitliği elde edilir. Kök içindeki ikinci terim Binom Serisine göre açılabilir. Eğer Binom Serisinin ilk iki terimi ile yetinilirse

$$x = -r \cdot \cos \theta + L \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \sin^2 \theta}$$

eşitliği yerine

$$x = L - r \cdot \cos \theta - \frac{r^2}{2L} \sin^2 \theta$$

eşitliğini yazmak mümkün olur. Bu eşitlikten yararlanılarak dönme açısı (θ) ile piston hızı arasındaki ilişki

$$V = \omega \cdot r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

eşitliği ile ifade edilir. Genellikle

$$\frac{r}{L} \ll 0,2$$

alınır. Silindir kesiti değişmediği için anlık hacimsel debi

$$q = S \cdot V = S \omega r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

$$q = S \omega r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. (Şekil-3.2)'de, pistonlu pompanın debi eğrisi görülmektedir. Gerçekte yalnız bir silindirin

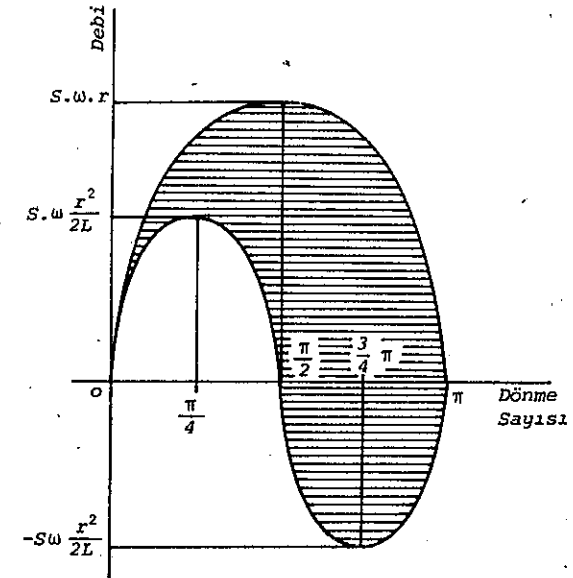
anlık debisini temsil eden eğri, denklemi

$$q_1 = S \cdot \omega \cdot r \sin \theta$$

olan bir yarım sinüsoid ile denklemi

$$q_2 = -s \cdot \omega \frac{r^2}{2L} \cdot \sin 2\theta$$

olan tam bir sinüsoid gibi kabul edilebilir.



Şekil-3.2 Tek Pistonlu Pompanın Debi Eğrisi

UYGULAMA

Bir hidrolik devre üzerinde tek silindirli bir pistonlu pompa bulunmaktadır. Bu pistonlu pompada silindir çapı (60 mm), piston kursu (90 mm) ve anamilin dönme hızı da (750 dev/dak) olarak saptanmıştır. Dönme açısının aldığı değerler (45°), (90°), (135°) olduğu zaman anlık debiyi bulalım. Anlık debi, bilindiği gibi,

$$q = S \cdot \omega \cdot r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$2r = 90 \text{ mm} = 9 \text{ cm}$$

$$N = 750 \text{ dev/dak}$$

$$d = 60 \text{ mm} = 6 \text{ cm}$$

olarak verilmiştir. Buna göre,

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} = 19,625 \text{ cm}^2$$

$$S = 19,625 \text{ cm}^2$$

$$\omega = \frac{2 \pi \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 750}{60} = 25 \cdot \pi \text{ Rd/sn}$$

$$\omega = 25 \cdot \pi \text{ Rd/sn}$$

bulunur. Diğer yandan

$$\frac{r}{L} = 0,2$$

alınır. Dönme açısı (45°) olduğu zaman

$$\sin \theta_1 = \sin 45^\circ = 0,707$$

$$\sin 2\theta_1 = \sin 90^\circ = 1$$

dönme açısı (90°) olduğu zaman

$$\sin \theta_2 = \sin 90^\circ = 1$$

$$\sin 2\theta_2 = \sin 180^\circ = 0$$

ve nihayet dönme açısı (135°) olduğu zaman da

$$\sin \theta = \sin 135^\circ = 0,707$$

$$\sin 2\theta = \sin 270^\circ = -1$$

olur. Bu durumda

$$q_1 = S \omega r \left(\sin \theta_1 - \frac{r}{2L} \sin 2\theta_1 \right) = 19,625 \cdot 25 \cdot 3,14 \cdot 4,5 (0,707 - 0,5 \cdot 0,2 \cdot 1)$$

$$q_1 = 4208,0463 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q_2 = S \omega r \left(\sin \theta_2 - \frac{r}{2L} \sin 2\theta_2 \right) = 19,625 \cdot 25 \cdot 3,14 \cdot 4,5 (1 - 0,5 \cdot 0,2 \cdot 0)$$

$$q_2 = 6932,5312 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q_3 = S \omega r \left(\sin \theta_3 - \frac{r}{2L} \sin 2\theta_3 \right) = 19,625 \cdot 25 \cdot 3,14 \cdot 4,5 (0,707 + 0,5 \cdot 0,2 \cdot 1)$$

$$q_3 = 5594,5526 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

bulunur. Görüldüğü gibi, anlık debi, dönme açısı ($\theta = 90^\circ$) olduğu zaman en büyük değerini almaktadır.

3) YILDIZ POMPALAR

Yıldız pompalar, silindir eksenleri aynı noktada birleşen ve aynı düzlem üzerinde bulunan pompalardır. Yıldız pompaları iki kategoriye ayırmak mümkündür. Birinci kategori silindir bloku dönen pompalardan, ikinci kategori de silindir bloku sabit pompalardan oluşur.

3.a) SİLİNDİR BLOKU DÖNEN POMPALAR

Silindir bloku dönen pompaların ilki, (1905) yılına doğru, İngiltere'de Hele - Shaw adlı araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir.

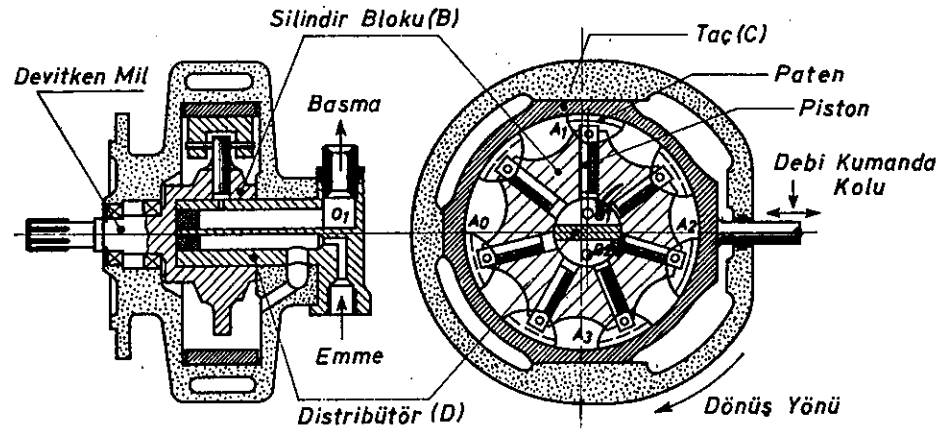
Bu pompa (şekil-3.3)'de görüldüğü gibi, iki temel ögeyi içerir. Bunlardan biri dönmeyen yani sabit kalan (D) distribütörü, diğeri de distribütörün çevresinde dönen (B) silindir blokudur. Dönme hareketini anamilden alan silindir blokunu çevreleyen (C) çemberi vardır. Bu çembere pompa teknolojisinde taç denir. Taç ve silindir blokunun merkezleri kaçıktır. Pistonlar, Michell yataklarından esinlenilerek gerçekleştirilen patenlere bağlanmışlardır. Paten, silindir bloku dönerken taç üzerinde kaymayı kolaylaştırır ve bağlı olduğu pistonun uzunluk eksenini doğrultusunda alternatif doğrusal hareket yapmasını sağlar. Distribütör pompayı (O_1) menfezi ile alıcıya, (O_2) menfezi ile de hazneye bağlar. (A_2 A_3 A_0) aralığında piston ve distribütör arasında kalan hacim giderek büyür ve (O_2) menfezi yağ haznesi ile bağlantıyı sağladığı için emme yapılır. (A_1 A_2)

aralığında durum farklıdır. Piston ve distribütör arasında kalan hacim giderek küçülür, pompa da daha önce emilen yağı (O_1) menfezinin aracılığı ile kullanım yerine basar. Debi, taç ile silindir blokunun merkezleri arasındaki açıklığa bağlıdır. Bu açıklık aynı zamanda silindir içerisinde, uzunluk eksenine doğrultusunda alternatif doğrusal hareket yapan pistonun kursunu da ifade eder. Debi, taç kumanda kolunun yardımı ile sol karter altına dayandırıldığı zaman en büyük değerini ve sağ karter altına dayandırıldığı zaman en küçük değerini alır. Debinin sıfır olması yani pompanın boşta çalışması için taç merkezinin silindir bloku merkezi üzerine getirilmesi gerekir. Silindir bloku dönen bu pompa tersinirdir. Dönüş yönü değiştiği zaman hem emmenin ve hem de basmanın yönü değişir. Pompa, doğrudan doğruya bir motora bağlanarak çalıştırılabilir. Daha önce klapeli elemanter pistonlu pompa için bulmuş olduğumuz

$$x = L - r \cos \theta - \frac{r^2}{2L} \sin^2 \theta$$

$$v = \omega \cdot r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

$$q = S \cdot \omega \cdot r \left(\sin \theta - \frac{r}{2L} \sin 2\theta \right)$$

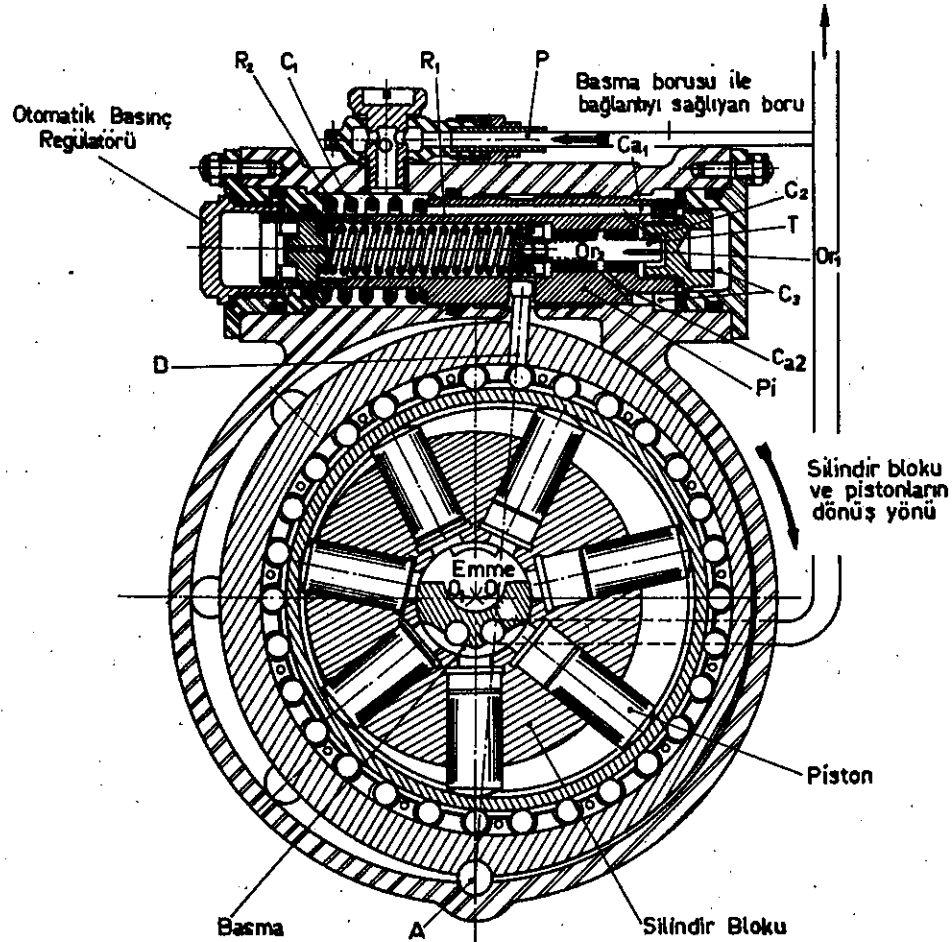


Şekil-3.3 Silindir Bloku Dönen Değişken Debili Pompa

eşitlikleri silindir bloku dönen pompa için de geçerlidir. Ancak bu eşitliklerde yer alan (r)'nin merkezler arasındaki açıklık (e) ve (L)'nin de taç yarıçapı (R) ile değiştirilmesi gerekir.

Bu pompaların en önemli varyantları taç kısmı hareketsiz ya da kartere tesbit edilmiş sabit debili pompa ile değişken debili basınç düzenlemeli pompadır.

(Şekil-3.4)'de, değişken debili basınç düzenlemeli bir pompa görülmektedir. Bu pompa basınç düzenlemesi debi değiştirilerek yapılır. Debinin değiştirilmesi için taç ve silindir bloku merkezleri arasındaki açıklığın değiştirilmesi gerekir. Taç, eksantrik olarak imal edilmiştir. Bu eksantrik halka doğrudan doğruya basınç regülatörü tarafından kumanda edilen (D) kolunun aracılığı ile (A) piminin çevresinde hareket ettirilerek merkezler arasındaki açıklık değiştirilir. Basınç regülatörü bir ara boru ile pompadan çıkan hidrolik akışkanı kullanım yerine götüren ana boruya bağlanmıştır. Basınçlı sıvı önce (P)'ye gelir, sonra (C_1) bölmesinden, (Ca_1) ve (C_2) kanallarından geçerek (T) çekmecesinin bulunduğu yere ulaşır. Burada basınçlı sıvı (T) çekmecesine üzerine etkir. Basıncın etkisi (R_1) yayının etkisinden daha büyük olduğu zaman (T) çekmecesine sola doğru hareket etmeğe başlar. Bu arada (O_{R1}) menfezinden geçen yağ (Ca_2) kanalı aracılığı ile (C_3) bölümüne gelir. (C_3) bölümünde toplanan basınçlı sıvı (P_1) pistonunu sola doğru iter. (P_1) pistonu (D) kumanda koluna bağlı olduğu için eksantrik halka da (A) pimi çevresinde sola doğru hareket eder ve merkezler arasındaki açıklık kapanarak debi azalır. Bu hareket, hemen belirtelim ki, (T) çekmecesine nötr konuma gelinceye dek devam eder. (T) çekmecesinin nötr konuma gelmesi için yağ basıncının belirli bir değere ulaşması gerekir. (T) çekmecesine nötr konuma geldiği zaman basınç nominal basınç olarak adlandırılır. Yağ basıncı nominal basıncın altına düşünce (T) çekmecesine sağa doğru hareket etmeğe başlar. Bu durumda (C_3) bölümünün hazne ile bağlantısı (O_{R2}) menfezi ve (Ca_2) kanalı tarafından sağlanır. (R_2) yayının ve (C_1) bölümünde bulunan basınçlı sıvının etkisiyle (P_1) pistonu ve (P_1) pistonunun kumanda ettiği (D) kolu aracılığı



Şekil-3.4 Silindir Bloku Dönen Basınç Düzenlemeli ve Değişken Debili Pompa

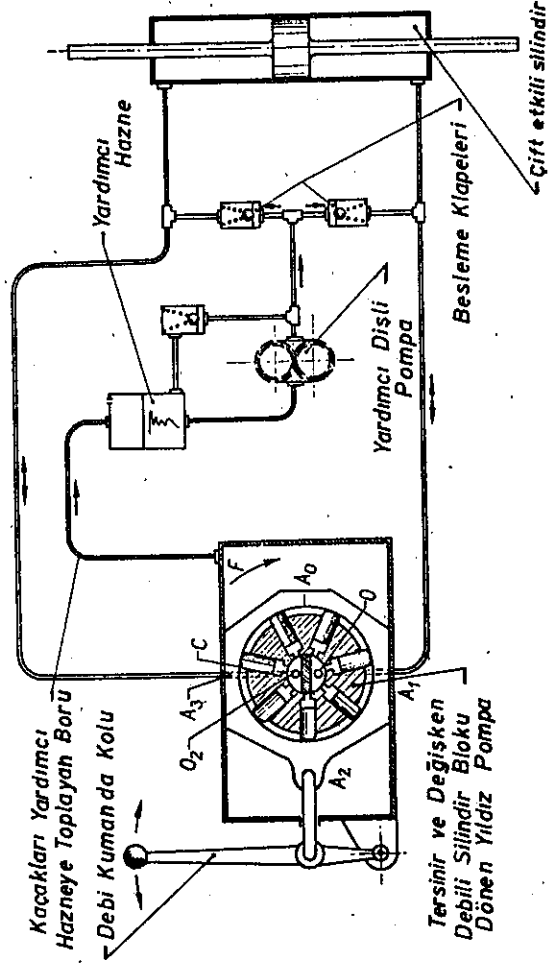
ile de eksantrik halka (A) pimi çevresinde sağa doğru hareket eder. Eksantrik halka (A) pimi çevresinde sağa doğru hareket edince merkezler arasındaki açıklık büyür ve debi, basınç nominal basınca ulaşıncaya dek artar. (Şekil-3.4)'de görülen, değişken debili basınç düzenlemeli pompa patenler kaldırılmış ve bunların yerine sürtünme direncini azaltmak için rulmanlardan esinlenilerek pistonları çevreleyen bir halka ve bu halka ile taç arasına yerleştirilen rulelerden yararlanılmıştır. Bu düzenleme ile verimin yükselmesi sağlanmıştır.

Silindir bloku dönen pompaların bir diğer önemli varyantı da tersinir ve değişken debili pompadır.

Tersinir ve değişken debili pompalar, daha önce değindiğimiz BİRİNCİ GÜÇ İLETİM İLKESİ'ne uygun olarak sadece alıcı ve pompadan oluşturulan, boru ve bağlantı elemanları dışında hazne, dağıtıcı, akümülatör ve kollektör gibi ara organların bulunmadığı hidrolik devrelerde kullanılır. Bu pompaların Hele-Shaw pompalarından farkı, hemen belirtelim ki, bir kumanda kolunun yardımı ile eksantrikliğin yani silindir bloku merkezi ile taç merkezi kaçıklığının tersine çevrilebilmesidir. Eksantriklik tersine çevrilmeye emme ve basma yönleri de değişir. Tersinir ve değişken debili pompalardan savaş gemilerinde, kule üzerine yerleştirilmiş topların hedefe yöneltme hareketlerini düzenleyen hidrolik devrelerde ve servokumanda gibi özel uygulama yerlerinde yararlanılmaktadır. (Şekil-3.5)'de, elle kumanda edilen tersinir ve değişken debili bir pompa ile donatılmış bir hidrolik devrenin şeması görülmektedir. Bu hidrolik devreye çalışma koşullarını düzeltmek ve hava kaçmasını engellemek için ayrıca düşük basınçlı bir yardımcı devre eklenmiştir.

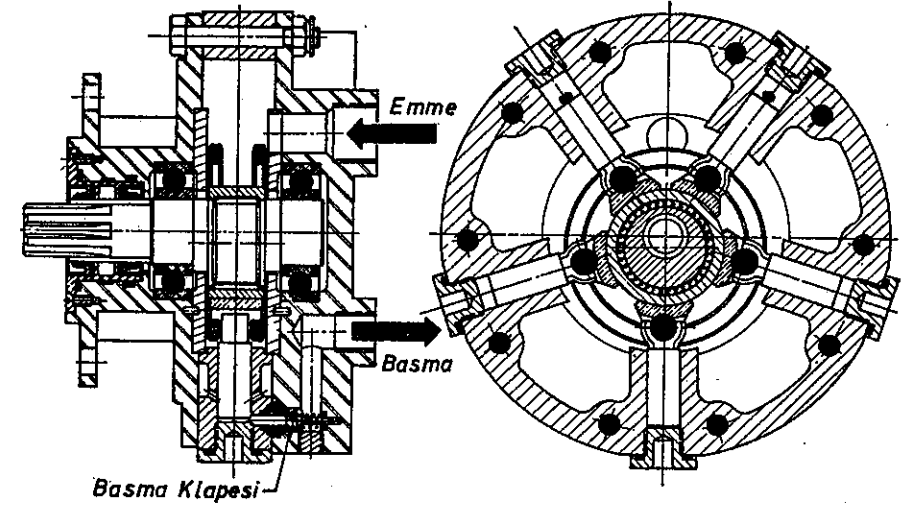
3.b) KLAPELİ YILDIZ POMPALAR

Hele-Shaw pompalarında, silindir blokunun merkezi ile distribütör tarafından oluşturulan gerçek bir silindirik kaymalı yatak vardır. Bu dönen yatakta, yağ kamasının meydana gelebilmesi için en azından çapın binde biri kadar bir diyametral



Şekil-3.5 Tersinir ve değişken debili pompa ile donatılmış bir hidrolik devre

boşluğun bulunması gerekir. Yağ, yüksek basınç altında bu diya-metral boşluktan kaçar ve toplama borusunun aracılığı ile haz-neye geri döner. İşletme basıncı yükseldikçe kaçaklar artar, bu-na karşın yararlanılan debi azalır. Bu nedenle Hele - Shaw pompa-larında basıncı, dönme hızına bağlı olarak sınırlamak gerekir. Hele - Shaw pompalarında basıncı sınırlamak zorunluluğu klapeli yıldız pompaların yapım ve kullanımına yol açmıştır. Klapeli yıldız pompalarda Hele - Shaw pompalarında olduğu gibi, merkezde bir silindirik kaymalı yatak bulunmadığı için basınç rahatlıkla (400 kg/cm^2)'ye kadar çıkarılabilir. (Şekil-3.6)'da, bir yüksek basınçlı klapeli yıldız pompa görülmektedir. Bu yüksek basınçlı

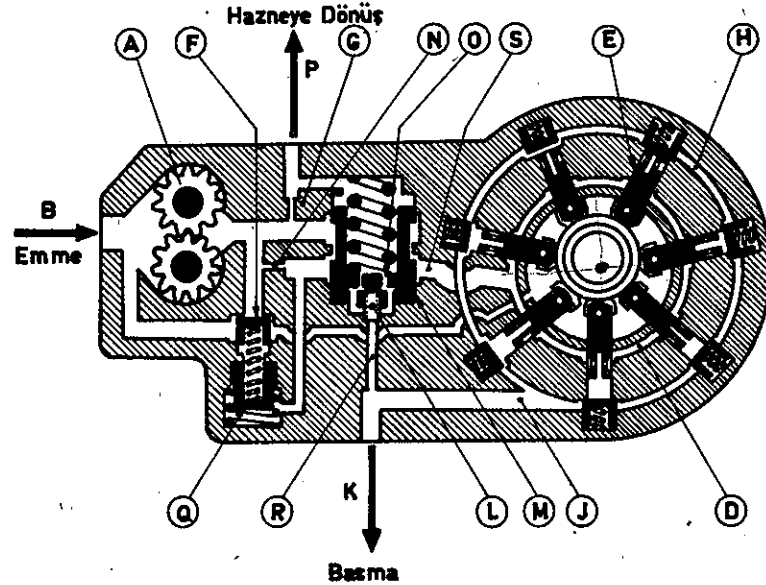


Şekil-3.6 Yüksek Basınçlı Yıldız Pompa

klapeli yıldız pompa, esas itibarıyla anamile eksantrik olarak bağlanmış bir disk, bu diskin içerisine yerleştirildiği ve pistonların bağlandığı bir taç, aynı zamanda karter olarak yararlanılan silindirik blok ve pistonlardan oluşturulmuştur. Sürtünme direncini azaltmak için eksantrik disk ve taç arasına ayrıca ruleler yerleştirilmiştir. Silindirik blok sabittir. Eksantrik

disk dönme hareketine başlayınca silindir içerisinde pistonlar da pompa merkezinden geçen uzunluk eksenine doğrultusunda alternatif doğrusal harekete başlar. Piston kursu disk ve mil merkezleri arasındaki açıklığa eşittir. Emme, hazne ile bağlantılı karterden yapılır. Piston (A.Ö.N.)'ya gelince açılan (1) ve (2) numaralı kanallardan silindirin içerisine yağ dolar. Daha sonra piston, (A.Ö.N.)'dan (Ü.Ö.N.)'ya gelirken silindir içerisinde bulunan yağı kullanım yerine basar. Basma kanalı üzerine, emme yapılırken silindirin akümülatör, dağıtıcı ve alıcılarla bağlantısını kesmek için ayrıca bir klape yerleştirilmiştir. Bu klape, basma klapesi olarak adlandırılır.

(Şekil-3.7)'de, klapeli yıldız pompanın geliştirilmiş bir varyantı olan İngiliz yapımı Dowty Pompası görülmektedir. Basıncın otomatik olarak düzenlenmesini sağlayan Dowty pompasının klapeli



Şekil-3.7 Dowty Pompası

yıldız pompadan farkı, birkaç (kg/cm^2)'lik ön sıkıştırma için ayrıca bir dişli pompa içermiş olmasıdır. Dişli pompanın asıl işlevi, hidrolik akışkanı hazneden emmek ve yüksek olmayan basınçta kartere göndermektir. Hazneden gelen hidrolik akışkanın fazlası dişli pompaya girmeden (F) klapesinin bulunduğu kanaldan kartere yönlendirilir. Yıldız pompa boşta çalıştığı zaman hazneden emilen yağ (G) kanalının aracılığı ile yeniden hazneye döner ve böylece pompanın ısınması önlenmiş olur. Dişli pompayı yıldız pompanın karterine bağlayan kanal üzerinde (M) klapesi bulunmaktadır. (Şekil-3.7)'de görülen konumda (M) klapesi açıktır. Klapeyi yıldız pompa olduğu gibi, karterde toplanan yağ, piston (A.Ö.N.)'da iken açık olan emme kanallarından geçerek silindirin içerisine dolar. Daha sonra piston (A.Ö.N.)'dan (Ü.Ö.N.)'ya gelirken sıkıştırılan hidrolik akışkan, karter üzerindeki yuvalara yerleştirilmiş olan yaylı klapeyi iterek basma kanalına çıkar ve oradan da kullanma yerine gider. Yaylı klape aynı zamanda silindir kapağıdır. Basma kanalından geçen yağ (L) pistonuna etkir. Hidrolik akışkanın (L) pistonuna yaptığı etki (M) klapesinin iç kısmında bulunan helisel yay tarafından dengelenir. İşletme basıncı belirli bir değer üstüne çıkınca (L) pistonu yukarıya kalkar ve (M) klapesini de birlikte yukarıya kaldırır. (M) klapesi yukarıya kalkarken dişli pompanın kartere bastığı yağ miktarı giderek azalır. Buna bağlı olarak yıldız pompanın debisi küçüldüğü için basınç da düşer. (N) kanalının pompa önemli bir yeri ve işlevi vardır. Çünkü (M) klapesi yağ akımını tamamen kestiği zaman (N) kanalı pompayı düşük düzeyde beslemeğe devam eder. Bu, pompanın hem soğutulması ve hem de yağlanması için gereklidir.

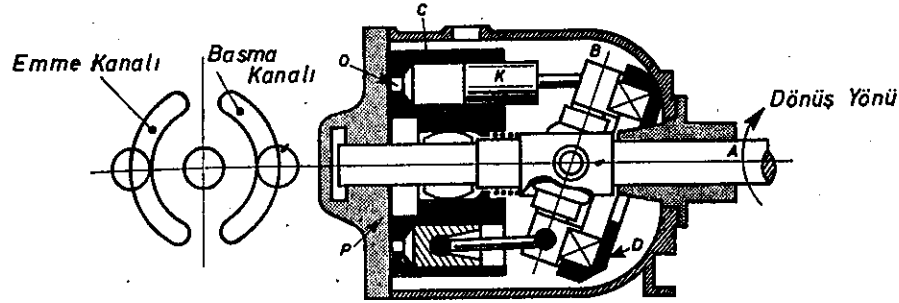
4) KOVANLI POMPALAR

4.a) ROTATİF KOVANLI POMPALAR

Silindir bloku, halk arasında altıpatlar denilen revolverin kovanına benzediği ve uzunluk eksenine çevresinde döndüğü için pompa teknolojisinde bu pompalara ROTATİF KOVANLI POMPA adı verilir.

Rotatif kovanlı pompaların ilk varyantı, Amerika Birleşik Devletlerinde, (1905) yılına doğru Janney adlı bir mühendis tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu pompa (1906) yılında Virginia adlı amerikan savaş gemisinde (305 mm)'lik topların manevra düzenine kumanda eden hidrolik kumanda sisteminde kullanılmıştır.

(Şekil-3.8)'de, Janney pompası görülmektedir. Janney pompası dönme hareketini sağlayan bir mil, Cardan eklemi, kayma tablası, pistonlar, silindir bloku, karter ve dağıtım tablasından oluşmuştur. Pistonlar, piston kolu aracılığı ile Cardan eklemi

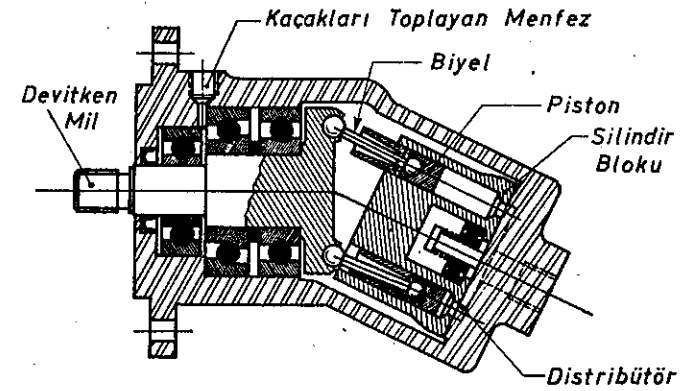


Şekil-3.8 Janney Pompası

üzerine geçirilmiş olan (B) çemberine bağlanmışlardır. (A) mili, Cardan eklemi sayesinde hem pistonlara ve hem de silindir bloku- na kumanda eder. (B) çemberi, belirli sınırlar arasında eğimi istenildiği gibi değiştirilebilen (D) kayma tablası üzerine otur- tulmuştur. Silindir bloku pistonlarla birlikte dönme hareketini (A) milinden alır. Ayrıca pistonlar, piston kolu aracılığı ile (B) çemberine bağlı oldukları ve (B) çemberi de (D) kayma tabla- sı üzerine oturtulduğu için dönme hareketi yanında, silindir içe- risinde alternatif doğrusal hareket de yaparlar. Silindirlerin uc kısmına birer delik açılmıştır ve (P) dağıtım tablası üzerin- de yarım ay şeklinde iki kanal vardır. Bu kanallardan biri haz- ne ile bağlantıyı sağlayan emme kanalı diğeri de reseptörle bağ- lantıyı sağlayan basma kanalıdır. Dönme esnasında silindirlerin

uc kısmındaki delikler emme kanalının karşısına gelince emme, basma kanalının karşısına gelince de basma yapılır. Pompanın debisi (D) kayma tablasının eğimine bağlıdır. (D) kayma tabla- sının eğimi arttıkça piston kursu küçülür ve (D) kayma tabla- sının eğimi azaldıkça piston kursu büyür. (D) kayma tablasının eğimi negatif yani eğim açısı (90°)'den büyük olursa pompanın beslediği hidrolik devrede akım yönü değişir, kısaca söylemek gerekirse debi negatif olur.

Janney pompasında devitken gücün iletiminde çok etkile- nen en önemli ara organ Cardan eklemidir. Bunun için çalışma basıncı arttırıldığı zaman Cardan eklemi kırılabilir. Bu durum- da pompanın boyutlarını büyütmeden başka bir çare, başka bir seçenek yoktur. Janney pompasında boyut sorununa çözüm getirmek amacıyla çalışmalar yapan araştırmacılardan Thoma adlı mühendis, (1930) yılında, Almanyada, pompa teknolojisinde ROTATIF KOVANLI BİYELİ EKLEMLİ POMPA olarak adlandırılan pompayı gerçekleştirmiş- tir. (Şekil-3.9)'da, rotatif kovanlı biyeli eklemli pompa gö- rülmektedir. Bu pompada Cardan eklemi kaldırılmıştır ve dönme hareketinin iletimi salt eklemli biyelerle sağlanmaktadır. Mi- lin uzunluk eksenine ile silindir blokunun uzunluk eksenin- deki açı değiştirilemediği için rotatif kovanlı biyeli eklemli

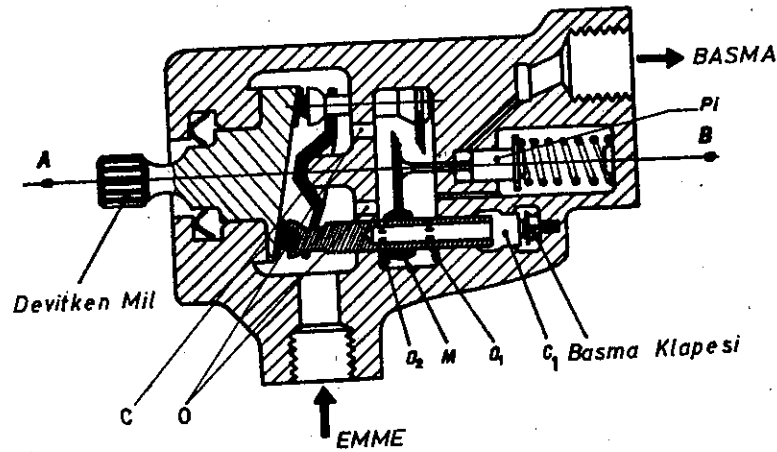


Şekil-3.9 Rotatif Kovanlı Biyeli Eklemli Pompa

pompanın debisini değiştirmek olanaksızdır.

b) SABİT KOVANLI POMPALAR

(Şekil-3.10)'da, sabit kovanlı pompaların, özellikle uçaklarda kullanılan, kendiliğinden basınç ve debi düzenlemeli çok önemli varyantlarından biri görülmektedir. Bu pompa dönme



Şekil-3.10 Kendiliğinden Basınç Düzenlemeli Sabit Kovanlı Pompa

hareketi yapan bir mil, mile bağlı olan bir kesik silindirik disk, silindir bloku ve pistonlardan oluşmuştur. Pistonların içerisi boş ve üst kısmı da açıktır. Pistonlar (C) manivela diskine bağlanmışlardır. Ortası çukur olan (C) manivela diski silindir bloku üzerinde tümsek denilen bir çıkıntıya oturtulmuştur. Pistonların (C) manivela diskinden taşan ucuna küresel eklemlerle dayanaklar yerleştirilmiştir. Bu dayanakların işlevi, pistonların kesik silindirik disk üzerine dayanmasını sağlamaktır. (A) mili dönme hareketi yapınca küresel eklemlerle dayanaklar aracılığı ile kesik silindirik disk üzerine basan pistonlar da silindir içerisinde alternatif doğrusal hareket yaparlar. (Şekil-3.10)'da görülen konumda emme yolundan pompaya gelen hidrolik akışkan, önce (O) menfezlerinden geçerek kartere gelir, sonra piston üzerindeki (O₁) ve (O₂)

menfezlerinden geçer ve (C₁) basma odasında toplanır. Basma sürecinin başında (O₁) menfezi, (M) manşonu tarafından henüz kapatılmadığı için basma odasında toplanmış olan yağın bir bölümü yeniden kartere döner. (O₂) menfezi kapandıktan sonra basma klapesi açılır ve yağ kullanım yerine basılır. (M) manşonu işletme basıncının etkisi altında bulunan (P₁) pistonuna bağlanmıştır. (P₁) pistonuna etkiyen basınç kuvveti bir helisel yayla dengelenir. Basma basıncı, hidrolik devre için öngörülen belirli bir değer üstüne çıkınca (P₁) pistonu sağa doğru hareket eder. (M) manşonu da (P₁) pistonu ile birlikte sağa doğru hareket ettiği için (O₂) menfezinin kapanması gecikir. Bu durumda hem debi, hem de debiye bağlı olarak basınç azalır.

5) KOVANLI POMPALARLA YILDIZ POMPALARIN KARŞILAŞTIRILARAK DEĞERLENDİRİLMESİ

1°) Hem yıldız pompalarda ve hem de kovanlı pompalarda dağıtım klapesiz yapılıdır. Ancak son olarak incelediğimiz sabit kovanlı pompayı bunun dışında tutmak gerekir.

2°) Klapeli yıldız pompa dışında kalan tüm yıldız pompalarda basma basıncı (150 kg/cm²) kadardır. Oysaki kovanlı pompalarda basma basıncı (350 kg/cm²)'ye kadar yükselebilir. Ayrıca kovanlı pompaların kaçakları bütün yapısal ve boyutsal oranlar korunduğu ve işletme basıncı (150 kg/cm²) yerine (350 kg/cm²) olduğu halde yıldız pompaların kaçaklarından daha azdır.

3°) Kovanlı pompalarda emme menfezinin çapı daha büyüktür. Bunun için bu pompalarda daha büyük güç elde edilebilir. Kovanlı pompalarda dönme hızını (400 dev/dak)'ya çıkarmak mümkündür. Yıldız pompalarda sağlanabilen (1 kw/kg)'lık kütleli güce karşın kovanlı pompalarda (3 kw/kg)'lık kütleli güç sağlanabilmektedir.

4°) Sürtünme dirençleri çok azaltılmış olduğu için kovanlı pompaların verimi yıldız pompaların veriminden daha yüksek olmakta, örneğin (% 90)'ni bulmaktadır.

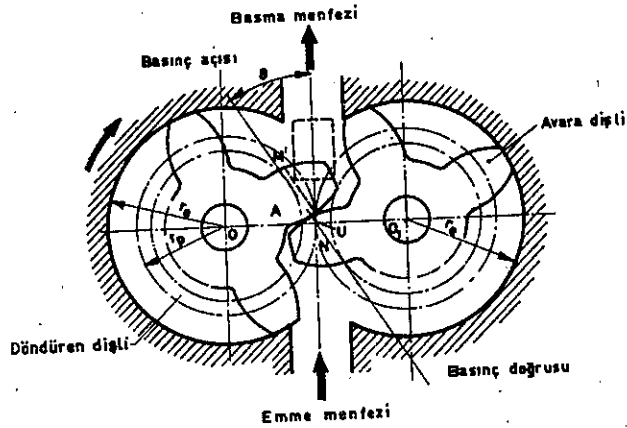
5°) Kovanlı pompalarda Cardan eklemi ile küresel eklemler bulunduğu için bu pompaların yapımı yıldız pompaların yapımından daha güçtür.

6°) Kovanlı pompalar, yıldız pompalardan daha ileri düzeyde bir filtrajı gerektirmektedirler. Bunun nedeni düzlem yağ filminin silindirik yağ filminden daha ince olmasıdır.

6) DIŞLI POMPALAR

Dişli pompalar sağlamlıkları, yapımlarının kolaylığı, çok hızlı dönme yeteneğine sahip bulunmaları ve kütleli güçlerinin yüksek olması nedeniyle çok aranmaktadır. Bu pompalardan, genellikle, (200 kg/cm²)'ye kadar yükselebilen işletme basıncında endüstriyel uygulamalar için yararlanılmaktadır.

(Şekil-3.11)'de bir dişli pompa görülmektedir. Dişli pompalar karşılıklı çalışan iki dişli çark ve bu dişli çarkları saran bir gövdeden oluşmuşlardır. Karşılıklı çalışan dişli çarklardan biri dönme hareketini ana milden alır ve bunu diğerine iletir.

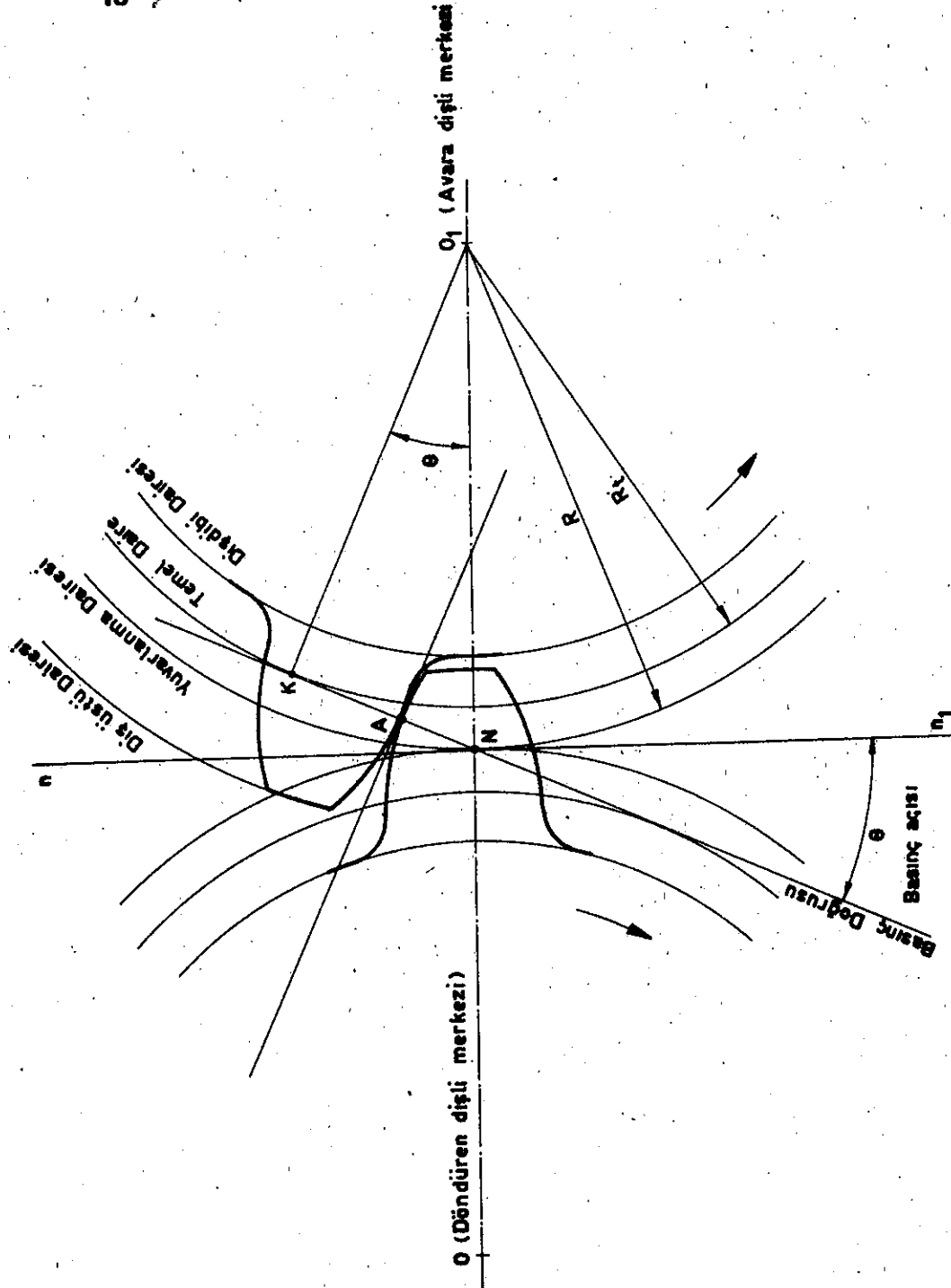


Şekil-3.11 Dişli Pompa Dişli Çifti

Pompa teknolojisinde dönme hareketini ana milden alan dişli çarka DÖNDÜREN DIŞLI, döndüren dişlinin karşısında çalışan dişli çarka da AVARA DIŞLI adı verilir. Pompa üzerinde hazne ve alıcı ile bağlantıyı sağlayan iki menfez vardır. Hazne ile bağlantıyı sağlayan menfeze EMME MENFEZİ ve alıcı ile bağlantıyı sağlayan menfeze

de BASMA MENFEZİ denir. Haznedan gelen hidrolik akışkan emme menfezinden geçer, pompaya girer ve diş boşluğuna dolar. Diş boşluğuna dolan hidrolik akışkan pompanın emme kesiminden basma kesimine taşınır. Pompanın basma kesiminde, karşılıklı olarak arka arkaya diş boşluklarına giren dişler emme kesiminde diş boşluklarına dolmuş olan hidrolik akışkanı tıpkı pistonlu pompalarda olduğu gibi kullanım yerine basarlar. Dişli pompalarda diş boşluklarını pistonlu pompalardaki silindire ve dişleri de pistonu benzebiliriz.

Dişli pompalarda hacimsel debinin nasıl hesaplandığını açıklamadan önce karşılıklı çalışan dişlilere değgin bazı temel kavram ve tanımlara kısa da olsa değineceğiz. Dişlilerin karşılıklı çalışabilmesi için her şeyden önce diş profillerinin biri birine uygun olması gerekir. Diş profillerinin birbirine uygun olmasından hiçbir zaman bunların özdeşliği anlaşılmamalıdır. Burada asıl önemli olan dişlilerin sıkışmadan çalışmasını sağlayacak profillerin gerçekleştirilmesidir. Karşılıklı çalışan dişlilerde aranılan bir diğer özellik de açısal hız oranının daima sabit kalmasıdır. Ayrıca arkadan gelen eş dişler kavrama durumuna girerek dönme hareketinin sürekliliğini sağlamadan kavrama durumundaki dişlerin birbirinden ayrılmaması gerekir. Diş sayısının saptanmasında dişlerin kavrama durumu daima gözönünde bulundurulur. (Şekil-3.12)'de bir dişli pompa karşılıklı çalışan bir dişli çiftinin kavrama durumunda iki diş görülmektedir. Kavrama sürecinin herhangi bir anında diş profillerinin birbirine temas ettikleri yerde bir nokta alalım ve bu noktayı (A) ile gösterelim. (A) noktasında diş profillerine çizilen ortak teğete yine (A) noktasında dik olan doğru, (O) ve (O₁) merkezlerinden geçen eksen (N) noktasında keser. Genel Dişli Kanununa göre, diş profilleri üzerindeki diğer temas noktalarında da diş profillerine çizilen ortak teğet doğrulara dik olan doğruların (N) noktasından geçmesi gerekir. Bunun için dişli teknolojisinde (N) noktasına yuvarlanma noktası, (O) ve (O₁) noktaları merkez alınarak çizilen ve yuvarlanma noktasından geçen eğrilere de yuvarlanma ya da bölüm dairesi



Şekil-3.12

denir. (A) temas noktası ile (N) yuvarlanma noktasından geçen doğru temel daireye teğettir. Bölüm dairesinin çapını (d), temel dairenin çapını da (dt) ile gösterelim. (o o₁) eksenine dik (n n₁) eksenini ile temel dairelere teğet olan doğru arasındaki açıyı (θ) ile gösterecek olursak

$$d_t = d \cdot \cos \theta$$

eşitliği yazabiliriz. Bu eşitlik bize temel daire çapının (θ) açısının bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir. (A) temas noktası ile (N) yuvarlanma noktasından geçen doğru aynı zamanda kayma hızının doğrultusunu da simgeler. Bunun için pompa teknolojisinde temas ve kayma noktalarından geçen doğruya **BASINÇ DOĞRUSU**, (θ) açısına da **BASINÇ AÇISI** denir.

Dişli pompanın debisi diş yüksekliğine, bölüm dairesi çapına, diş genişliğine ve dönme hızına bağlıdır. Dişli pompanın hacimsel debisini (q), diş yüksekliğini (h), diş genişliğini (b) ve dönme hızını da (ω) ile gösterecek olursak, bölüm dairesi çapı (d) olduğuna göre hacimsel debi formülünü

$$q = d \cdot h \cdot b \cdot \omega$$

şeklinde yazabiliriz.

UYGULAMA

Bir dişli pompa dişli çiftini oluşturan dişlilerde dişüstü çapı (88 mm), dişdibi çapı (64 mm), bölüm dairesi çapı (78 mm), diş genişliği (24 mm) ve ana milin maksimum dönme hızı da (2400 dev/dak) olarak saptanmıştır. Buna göre dişli pompanın hacimsel debisini hesaplayalım. Dişli pompanın hacimsel debisi

$$q = d \cdot b \cdot h \cdot \omega$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$d = 78 \text{ mm} = 7,8 \text{ cm}$$

$$b = 24 \text{ mm} = 2,4 \text{ cm}$$

$$N = 2400 \text{ dev/dak}$$

$$d_2 = 88 \text{ mm} = 8,8 \text{ cm}$$

$$d_1 = 64 \text{ mm} = 6,4 \text{ cm}$$

olarak saptanmıştır.

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{8,8 - 6,4}{2} = 1,2 \text{ cm}$$

$$h = 1,2 \text{ cm}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2400}{60} = 60 \pi \text{ Rd/sn}$$

$$\omega = 60 \cdot \pi \text{ Rd/sn}$$

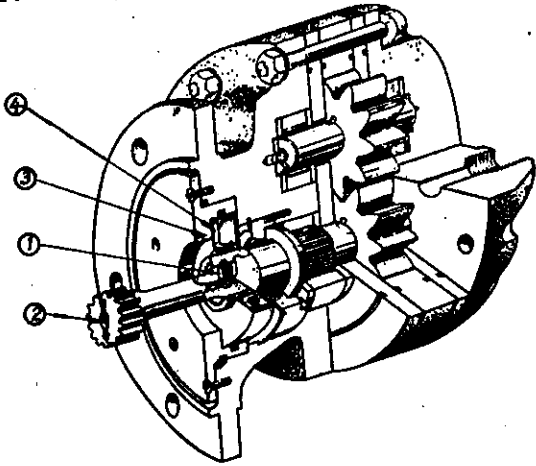
olduğu için

$$q = d \cdot h \cdot b \cdot \omega = 7,8 \cdot 1,2 \cdot 2,4 \cdot 60 \cdot 3,14 = 4232,217 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q_1 = 4232,217 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

olur.

(Şekil-3.13)'de, (150 kg/cm²)'lik işletme basıncı için hidrolik devrelere monte edilebilen komple bir dişli pompanın kesiti görülmektedir. Basınç kuvvetlerinin olumsuz etkilerini ortadan

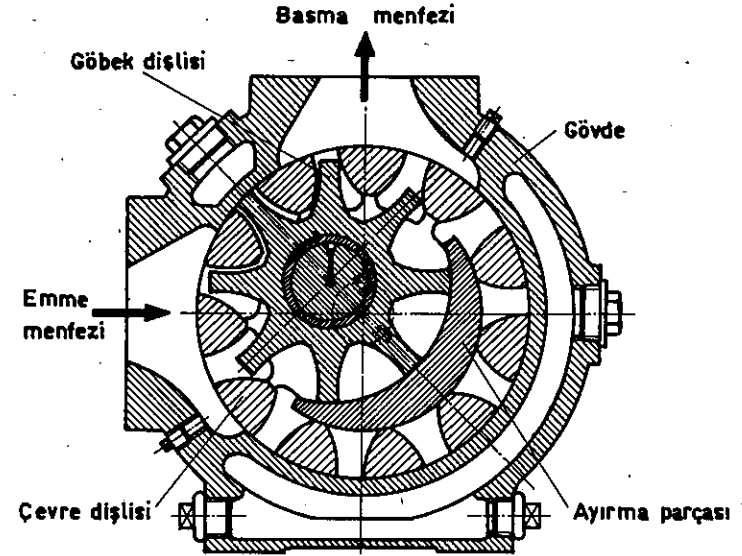


Şekil-3.13 Dişli pompanın komple görünümü

kaldırmak için dişli çarkların genişliği küçük tutulur. Dişli çarklar rulman üzerinde dönen millere monte edilmişlerdir. Ayrıca dişli çarkları bronz kapaklar arasına almak gerekir. Bunun nedeni sürtünme direncini azaltmak, dişli çarkların aşınmasını engellemek ve sızdırmazlığı sağlamaktır.

7) İÇTEN DİŞLİ EKSANTRİK POMPA

(Şekil-3.14)'de, bir içten dişli eksantrik pompa görülmektedir. İçten dişli eksantrik pompa ana mil, çevre dişlisi, göbek dişlisi, ayırma elemanı ve gövdeden oluşmuştur. Göbek dişlisine



Şekil-3.14 İçten dişli eksantrik pompa

pompa teknolojisinde avara dişli de denir. Çevre dişlisi ana mil ile bağlanmıştır. Ana milden dönme hareketini alan çevre dişlisi göbek dişlisini de aynı yönde döndürür. Göbek dişlisi ile çevre dişlisinin merkezleri kaçıktır. Merkezleri kaçık olan göbek dişlisi ve çevre dişlisi arasına yarım ay şeklinde bir ayırma elemanı

yerleştirilmiştir. Ayırma elemanının işlevi, dönme hızları farklı olan çevre dişlisi ile göbek dişlisinde diş boşluklarına dolan yağ, emme ve basma odalarının sınırladıkları aralıkta birbirinden ayırmaktır. İçten dişli eksantrik pompanın çalışma düzeni silindirik bloku dönen yıldız pompanın çalışma düzenine benzer. Hazneden gelen ve emme odasında toplanan hidrolik akışkan, hem göbek dişlisinde ve hem de çevre dişlisinde, emme odasının karşısına düşen diş boşluklarına dolar. Diş boşluklarına dolmuş olan yağ daha sonra, basma odasının karşısında karşılıklı olarak diş boşluklarına giren dişler tarafından basma odasına basılır. Yağ burada basma ağzından geçer ve kullanım yerine gider.

Büyük debi ve (50 kg/cm²)'den daha küçük işletme basıncını gerektiren hidrolik devrelerde, genellikle, içten dişli eksantrik pompalardan yararlanır. İçten dişli eksantrik pompalar tersindir, dönme yönü değişince emme ve basma yönleri de değişir.

(b) diş genişliği, (h) diş yüksekliği, (d₁) çevre dişlisinde bölüm dairesi çapı, (d₂) göbek dişlisinde bölüm dairesi çapı, (ω₁) çevre dişlisinin dönme hızı ve (ω₂) göbek dişlisinin dönme hızı olduğuna göre, içten dişli eksantrik pompanın hacimsel debisi

$$q = (d_1 \omega_1 + d_2 \omega_2) h \cdot b$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Diğer yandan

$$\omega_1 \cdot d_1 = \omega_2 \cdot d_2$$

olduğu için

$$q = (d_1 \cdot \omega_1 + d_2 \cdot \omega_2) h \cdot b$$

eşitliği yerine

$$q = 2 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot h \cdot b$$

eşitliği yazılabilir.

UYGULAMA

Bir hidrolik devre üzerinde çalışan içten dişli eksantrik pompada diş yüksekliği (10 mm), diş genişliği (30 mm), çevre dişlisinde bölüm dairesi çapı (96 mm) ve anamilin dönme hızı da (1200 dev/dak) olarak saptanmıştır. Buna göre, içten dişli eksantrik

pompanın debisini hesaplayalım.

İçten dişli eksantrik pompanın debisi, bilindiği gibi,

$$q = 2 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot h \cdot b$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Diğer yandan

$$d_1 = 96 \text{ mm} = 9,6 \text{ cm}$$

$$h = 10 \text{ mm} = 1 \text{ cm}$$

$$b = 30 \text{ mm} = 3 \text{ cm}$$

$$N = 1200 \text{ dev/dak}$$

olarak saptanmıştır.

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot N}{60} = \frac{2\pi \cdot 1200}{60} = 40\pi \text{ Rd/sn}$$

$$\omega_1 = 40\pi \text{ Rd/sn}$$

olduğu için

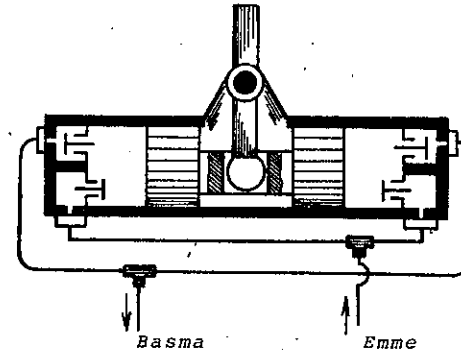
$$q = 2 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot h \cdot b = 2 \cdot 40 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 3 = 7234,56 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$q = 7234,56 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

bulunur.

8) EL POMPALARI

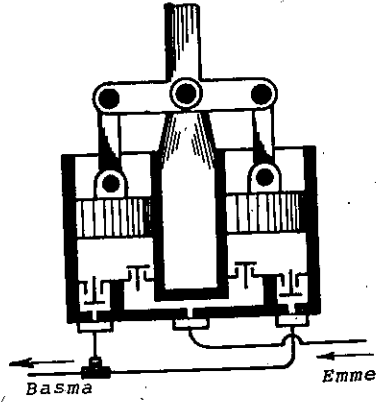
El pompaları, genellikle deneme ya da imdat pompaları olarak kullanılmaktadır. (Şekil-3.15)'de, iki silindirik, çift etkili ve klapeli klasik bir pompa görülmektedir. (Şekil-3.16)'da görülen pompa önceki pompanın bir varyantıdır.



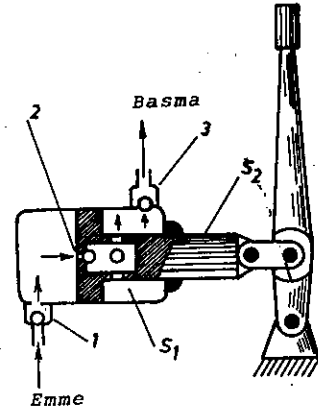
Şekil-3.15 Çift etkili el pompası

(Şekil-3.17)'deki pompa çift etkili ve tek dalma pistonlu pompadır. Piston sağa doğru hareket

ettiği zaman (2). numaralı klape kapanır ve piston, hidrolik akışkan halka şeklindeki (S_1) kesiti ile basar. Bu esnada (1) numaralı supap açılır ve silindirin içerisine hidrolik akışkan dolar.



Şekil-3.16 Çift etkili el pompası



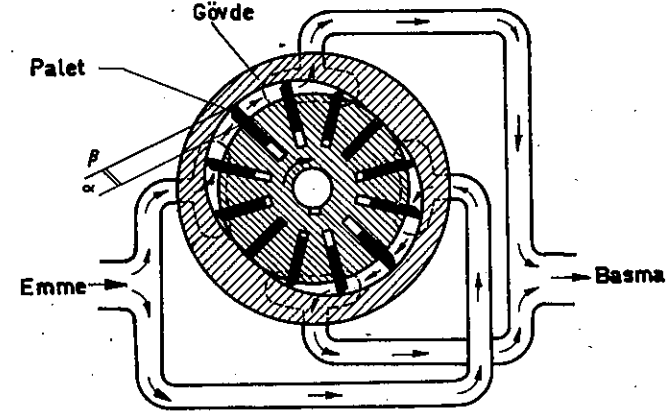
Şekil-3.17 Çift etkili dalma pistonlu el pompası

Piston sola doğru hareket ettiği zaman (1) numaralı supap kapanır, (2) numaralı supap açılır, piston boşluğuna ve silindirin sağ kesimine dolan hidrolik akışkanı pompa tıpkı piston kesitalanı (S_2) olan dalma pistonlu pompa gibi kullanım yerine basar.

9) PALETLİ POMPALAR

Paletli pompaların çalışma ilkesi (Şekil-3.18)'de gösterilmiştir. Paletli pompalar anamil, üzerinde paletler bulunan rotor ve rotoru çevreleyen gövdeden oluşmuşlardır. Rotoru çevreleyen gövdeye pompa teknolojisinde stator da denir. Paletler görüldüğü gibi stator kamına dayanmışlardır. Emme ve basma ağızları rotor ve stator arasında kalan kam boşluğuna açılmışlardır. Kam boşluğunda paletler arasında kalan boşluğa palet boşluğu denir. Palet boşluğu değişken hacimlidir. Emme ağzının karşısından geçerken palet boşluğunun hacmi giderek artar ve palet boşluğuna hidrolik akışkan dolar. Daha sonra palet boşluğu basma ağzının karşısına gelir. Basma

ağzının karşısından geçerken palet boşluğunun hacmi giderek azalır ve palet boşluğuna daha önce dolmuş olan hidrolik akışkan kullanım yerine basılır. Bu çalışma düzeni ile paletli pompalar da



Şekil-3.18 Rotoru dengelenmiş paletli pompa

pistonlu pompalara benzetilebilir. Pistonlu pompalarda hacim değişikliğinin pistonu silindir içerisnde alternatif doğrusal hareket yaptırılarak sağlanmasına karşın paletli pompalarda hacim değişikliği rotora bağlı olarak stator kamı üzerinde kayarak hem dönme hareketi ve hem de alternatif doğrusal hareket yapan paletlerle sağlanır. Paletli pompalarda en önemli sorun rotorun dengelenmesi sorunudur. Rotorun dengelenmesi için dönme ekseninin aynı zamanda simetri eksenini olması gerekir. Bu pompalar genellikle, gürültülü çalışırlar. Gürültünün önlenmesi için pompanın boyutlarının küçültülmesi gerekir. Paletli pompalar işletme basıncı (70 kg/cm^2) ve (140 kg/cm^2) arasında değişen hidrolik devrelerde kullanılmaktadır.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Pompa nedir ?
- 2) Bir pompanın en önemli verileri nelerdir ?
- 3) Pistonlu pompalar nasıl devinirler ve pistonlu pompalarda

debi nasıl düzenli bir duruma getirilebilir ?

- 4) Silindir bloku dönen yıldız pompaların ilki ne zaman, nerede ve hangi araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir ?
- 5) Silindir bloku dönen yıldız pompaların en önemli varyantları nelerdir ?
- 6) Tersinir ve değişken debili pompalar hangi hidrolik devrelerde kullanılır ?
- 7) Hangi nedenle Hele-Shaw pompalarında basıncı dönme hızına bağlı olarak sınırlamak gerekir ?
- 8) Klapeli yıldız pompaların yapım ve kullanımına geçilmesinin nedenleri nelerdir ?
- 9) Klapeli yıldız pompalarda basınç hangi değere çıkarılabilir ?
- 10) Klapeli yıldız pompaların geliştirilmiş bir varyantı olan Dowty Pompası ile yüksek basınçlı klapeli yıldız pompa arasındaki en önemli ayırım nedir ?
- 11) Rotatif kovanlı pompaların ilk varyantı nerede, ne zaman ve hangi araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir ?
- 12) Janney pompasında boyut sorununa nasıl bir çözüm getirilmiştir ?
- 13) Janney pompası ile Thoma pompası arasındaki en önemli ayırım nedir ?
- 14) Kendiliğinden basınç düzenlemeli sabit kovanlı pompalar nelerde kullanılır, bunların en önemli karakteristikleri nelerdir ?
- 15) Kovanlı pompalarla yıldız pompaların kıyaslanmasından hangi sonuçlar elde edilir ?
- 16) Dişli pompaların aranmasının ve diğer pompalara tercih edilmesinin nedenleri nelerdir ?
- 17) Dişli pompalar hangi ana elemanlardan oluşurlar ?
- 18) Yuvarlanma noktası nedir ?

- 19) Yuvarlanma ya da bölüm dairesi nedir ?
- 20) Basınç doğrusu nedir ?
- 21) Basınç açısı nedir ?
- 22) Dişli pompalardan hangi basınca kadar yükselen endüstriyel uygulamalarda yararlanılır ?
- 23) İçten dişli eksantrik pompalardan hangi hidrolik devrelerde yararlanılır ?
- 24) Hidrolik devrelerde el pompaları hangi amaçla kullanılmaktadır ?
- 25) Paletli pompalarda rotorun dengelenmesi için hangi koşulun yerine getirilmesi gerekir ?
- 26) Paletli pompalarda gürültülü çalışmanın önlenmesi için yapıma ilişkin hangi önlemler alınır ?
- 27) Paletli pompalar hangi basınç sınırları arasında kullanılır ?

IV. B Ü L Ü M

HİDROLİK ALICILAR VE ARA ORGANLAR

1) HİDROLİK ALICILAR

1.a) Silindirler

- 1.a.1) Tek etkili silindir
- 1.a.2) Çift etkili silindir
- 1.a.3) Diferansiyel pistonlu silindir
- 1.a.4) Silindirlerde kilitleme sistemi
- 1.a.5) Dönme hareketi veren kriko karakterli Lineer hidrolik alıcı

1.b) Hidrolik motorlar

- 1.b.1) Hidrolik motorların tanımı
- 1.b.2) Hidrolik motor tipleri
 - 1.b.2.1) Dişli motorlar
 - 1.b.2.2) Radyal pistonlu motorlar
 - 1.b.2.3.a) Anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motorlar
 - 1.b.2.3.b) Anamilin her devrinde (4) kurs yapan radyal pistonlu motorlar
 - 1.b.2.3.c) Düzlem dağıtımli radyal pistonlu motorlar
 - 1.b.2.3.d) Karteri dönen radyal pistonlu motorlar
 - 1.b.2.3) Aksiyal pistonlu motorlar

2) ARA ORGANLAR

2.a) Akümülatörler

2.b) Hidrolik disjonktör - konjonktörler

- 2.b.1) Doğrudan kumandalı disjonktör - konjonktör
- 2.b.2) Dolaylı kumandalı disjonktör - konjonktör
- 2.b.3) Dolaylı kumandalı disjonktör - konjonktörlerin yapımçı firmalar tarafından regülatör olarak nitelendirilen türleri

2.b.3.a) SAMP REGOLATÖRÜ / Pilot distribütörlü SAMP disjonktör - konjonktörü

2.b.3.b) MESSIER REGOLATÖRÜ / MESSIER disjonktör - konjonktörü

2.c) Basıncüstü klapeleri / Güvenlik Supabları

2.c.1) Bilyalı basıncüstü klapeleri

2.c.1.a) Bilyalı doğrudan helisel yayla sıkıştırılan basıncüstü klapesi

2.c.1.b) Bilyalı kılavuzla merkezlenen basıncüstü klapesi

2.c.2) Konik kılavuzlu basıncüstü klapesi

2.c.3) Pilot klape ile dengelenmiş basıncüstü klapesi

2.d) Dağıtıcılar / Yön değiştirme valfleri

2.d.1) Çekmeleci dağıtıcılar / çekmeceli yön değiştirme valfleri

2.d.1.a) Üç yöllü tek geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi

2.d.1.b) Dört yöllü iki geçişli üç konumlu yön değiştirme valfi

2.d.1.c) Dört yöllü iki geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi

2.d.2) Klapeleli yön değiştirme valfi

2.d.2.a) Üç yöllü tek geçişli iki konumlu klapeleli yön değiştirme valfi

2.d.2.b) Elektromıknatısla kumanda edilen klapeleli yön değiştirme valfi

2.e) Elektromıknatıslı musluk

2.f) Filtraj ve filtreler

2.f.1) Madensel tel örgülü filtreler

2.f.2) Filtraj elemanı kâğıt olan filtreler

2.h) Yağlarda kirliliğin analizi

2.i) Debi sınırlayıcıları / Limitörler

2.j) Contalar

- 2.j.2) Madensel contalar
- 2.j.2) Dudaklı contalar
- 2.j.3) Kare contalar
- 2.j.4) Yuvarlak contalar

2.k) Rakorlar

- 2.k.1) Lehimli rakor
- 2.k.2) Çekirdeksiz rakor
- 2.k.3) Küresel çekirdekli rakor
- 2.k.4) Dirsekli rakor
- 2.k.5) Hortum rakoru

2.1) Güvenlik organları

- 2.1.1) Pompa debil vermez
- 2.1.2) Borulardan birinde kaçak ya da sızıntı vardır
- 2.1.3) Borulardan biri patlamıştır
 - 2.1.3.a) Değişmeyen akım yönüne sahip hidrolik devrelerde basma borularının dubleması
 - 2.1.3.b) Kumanda sisteminin dubleması
 - 2.1.3.b.1) Uçaklarda iniş takımında kumanda sisteminin dubleması
 - 2.1.3.b.2) Frenlerde kumanda sisteminin dubleması
 - 2.1.3.c) Hidrolik devrelerin dubleması

2.m) Detantörler

2.n) Yağ hazneleri

- 2.n.1) Haznenin kapasitesi
- 2.n.2) Emmenin yapılması
- 2.n.3) Yağın hazneye geri dönmesi
- 2.n.4) Kaçakların hazneye geri dönmesi
- 2.n.5) Deflektör
- 2.n.6) Doldurma deliği
- 2.n.7) Seviye göstergesi
- 2.n.8) Baca
- 2.n.9) Temizleme kapağı

2.n.10) Boşaltma tıkaçı

2.n.11) İşaret plakası

2.n.12) Contalar

2.n.13) Tamamlayıcı teçhizat

2.n.14) Sıcaklığın sabit tutulması

2.n.15) Çeperlerin kalınlığı

2.n.16) Haznenin boyanması

2.n.17) Haznenin bakımı

2.o) Hidrolik devrede yer olan ana ve ara organların simgelerle gösterilmesi

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

IV. BÖLÜMDE KULLANILAN SİMGELERİN ANLAMI

- p - basınç
 v - silindre
 n - silindir sayısı
 V_S - toplam silindre
 M - döndürme çiftleyi
 P - gazın mutlak basıncı
 V - gazın hacmi
 γ - oran etkeni
 t - zaman
 q - hacimsel debi
 T - helisel yayın gerilimi
 S - klapenin kesit alanı
 γ - hidrolik akışkanın özgül ağırlığı
 u - akım hızı
 g - yerçekimi ivmesi
 S_m - menfezin kesit alanı
 ΔP - giriş ve çıkış yerleri arasındaki basınç farkı
 S_p - pistonun kesit alanı
 F - helisel yayın gerilimi
 q_0 - hidrolik alıcı tarafından söğürülen debi

HİDROLİK ALICILAR VE ARA ORGANLAR

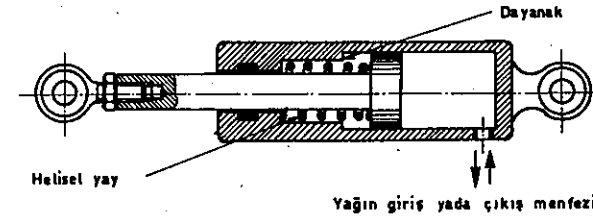
1) HİDROLİK ALICILAR

Hidrolik alıcılar, hidrolik enerjiyi alan ve bunu çevreye mekanik enerji olarak ileten organlardır. Hidrolik alıcıları iki ana bölümde toplayarak irdelenmek gerekir. Bu ana bölümlerden birincisi silindirlerden, ikincisi hidrolik motorlardan oluşur. Silindirlere, hidrolik kumanda sistemleri teknolojisinde, KRİKO KARAKTERLİ HİDROLİK ALICI da denilmektedir.⁽¹⁾ Silindirler öteleme hareketi, hidrolik motorlar da dönme hareketi yaparak çevreye mekanik enerji iletirler. Silindirlerin sade bir yapıya sahip bulunmalarına karşın hidrolik motorların yapısı oldukça karmaşıktır.

1.a) SİLİNDİRLER / KRİKO KARAKTERLİ HİDROLİK ALICILAR

1.a.1) TEK ETKİLİ SİLİNDİR

(Şekil-4.1)'de, tek etkili bir silindir görülmektedir. Tek etkili silindirde, hidrolik akışkan pistonu yalnız bir yönde etkiler ve pistonun ilk konumunu alması bir helisel yayla



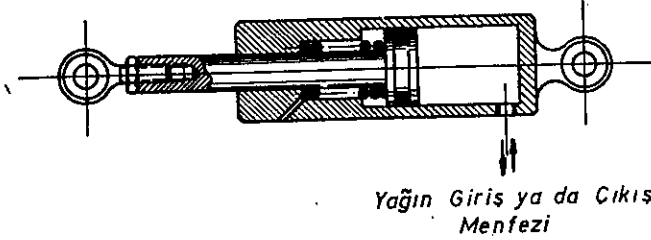
Şekil-4.1 Tek etkili silindir

sağlanır.

Tek etkili silindir, kriko karakterli hidrolik alıcılar arasında en sade ve en sağlam olanı, en iyi çalışandır. Bir kriko karakterli hidrolik alıcıda duyarlı olan kısım, hemen belirtelim

⁽¹⁾ Konular işlenirken yerine göre, silindir ya da kriko karakterli hidrolik alıcı terimleri kullanılacaktır.

ki, silindirdir. Bu nedenle silindirin rektifiye edilmesi, kromla kaplanması ve asıl önemlisi sızdırmazlığın sağlanması için (Şekil-4.2)'de görüldüğü gibi, piston üzerine açılan kanala bir sızdırmazlık elemanının yerleştirilmesi gerekir. Bazı hallerde, sızdırmazlık elemanının silindir üzerine açılan bir

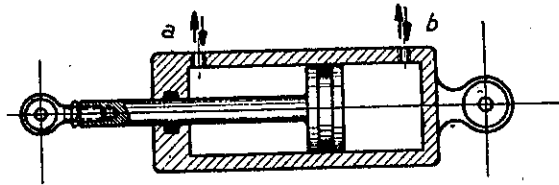


Şekil-4.2 Pistonu üzerine sızdırmazlık elemanı yerleştirilmiş tek etkili silindir

kanala yerleştirildiği de olur. Ancak piston üzerine açılmış kanala sızdırmazlık elemanı yerleştirmek silindir üzerine açılmış kanala sızdırmazlık elemanı yerleştirmekten hem daha kolay, hem daha yararlı ve hem de daha sağlıklıdır.

1.a.2) ÇİFT ETKİLİ SİLİNDİR

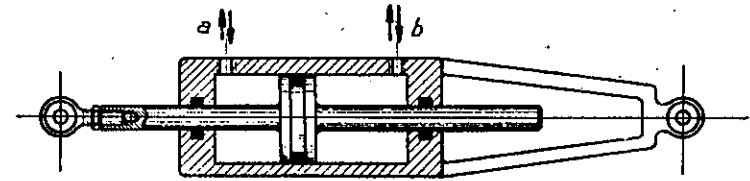
(Şekil-4.3) ve (Şekil-4.4)'de, iki tür çift etkili silindir görülmektedir. (Şekil-4.3)'de görülen çift etkili silindirde kılavuz mili yoktur ve kılavuz mili olmadığı için bu çift etkili silindirin boyu kısa, ayrıntıları azdır. Ancak hidrolik enerjinin mekanik enerji olarak çevreye iletiminde simetriklik söz konusu değildir. Ayrıca piston, öteleme hareketinde bir kılavuzun den-



Şekil-4.3 Çift etkili silindir

geleme güvencesinden ve avantajlarından da yoksundur.

Bu silindirlere birinin diğerine tercih edilmesinde en önemli etken, kullanım yeri ve kullanım koşullarıdır. Silindir üzerinde bulunan (a) ve (b) menfezleri, yön değiştirme valfinin aracılığı ile hidrolik alıcının periyodik olarak hazne ve pompa ile bağlantısını sağlar.

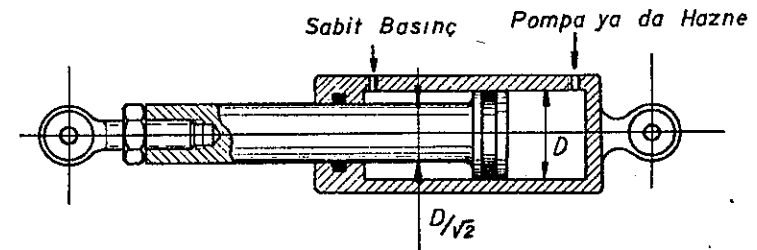


Şekil-4.4 Çift etkili kılavuzlu silindir

1.a.3) DİFERANSİYEL PİSTONLU SİLİNDİR

(Şekil-4.5)'de, diferansiyel pistonlu bir silindir görülmektedir.

Silindirin sol kesiminin pompa ile bağlantısının sürekli olmasına karşın sağ kesiminin pompa ve hazne ile bağlantısı periyodiktir. Diferansiyel kesit pompa ve tam kesit hazne ile bağlantılı olduğu zaman piston sağa doğru, diferansiyel ve tam kesitler pompa ile bağlantılı olduğu zaman piston sola doğru hareket eder. Diferansiyel kesitle tam kesit arasındaki oran, pistonu etkimesi istenilen bileşke kuvvete göre belirlenir.

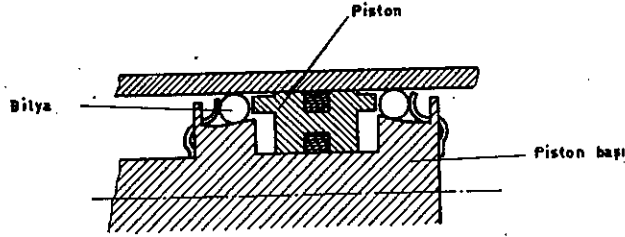


Şekil-4.5 Diferansiyel pistonlu silindir

1.a.4) SİLİNDİRLERDE KİLİTLEME SİSTEMİ

Hidrolik güç iletimine ara verildiği, diğer bir deyişle yön değiştirme valfi tarafsız konuma getirildiği zaman kriko karakterli hidrolik alıcılarda pistonu belirli bir konumda tutmak için bir kilitleme sistemine gereksinme vardır.

(Şekil-4.6)'da, kursunun herhangi bir noktasında pistonu kilitleyen bir kilitleme sistemi görülmektedir. Bu kilitleme sisteminde kilit basınç kuvvetlerinin etkisiyle açılır.

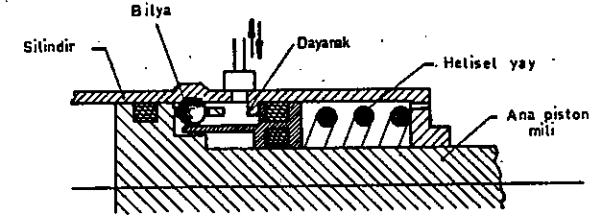


Şekil-4.6 Bilyalı kilitleme sistemi

Piston başının her iki yanı konik olarak işlenmiştir. Ayrıca buralara yerleştirilen bilyaların sıkıştırılması yayların aracılığı ile sağlanmıştır. Piston, piston başına, ileri-geri rahatça hareket edebilecek şekilde monte edilmiştir. Piston üzerinde, görüldüğü gibi, bilyaları karşılayan dayamalar vardır. Bu dayamaların işlevi, sıkışan bilyaları yerinden oynatarak kilitlemeyi çözmektir. Hidrolik alıcı pompa ile bağlantılı olmadığı zaman yani boş konumda iken piston başı, yayların etkisiyle silindirin çeperlerine basan bilyalar tarafından kilitletlenir. Kilitlenmenin çözülmesi için hidrolik alıcının sağ ya da sol kesiminin pompa ile yeniden bağlantısının kurulması gerekir. Örneğin hidrolik alıcının sağ kesiminin pompa ve sol kesiminin de hazne ile bağlantısı kurulunca piston başı kilitlendiği için piston, basınç kuvvetlerinin etkisiyle piston başı üzerinde sola doğru hareket eder ve dayamalar sol kesimde bulunan bilyaları iterek kilitlemeyi çözer. Piston başının pistonla birlikte sola doğru hareketi ancak

kilitleme çözüldükten sonra başlar. Piston ve piston başının sola doğru hareketinde sağ kesimde bulunan bilyaların, sağa doğru hareketinde de sol kesimde bulunan bilyaların kilitleme dışına da kaldığı bu kilitleme sisteminden, genellikle, küçük güçlerin iletiminde kullanılan silindirlerde yararlanılır.

(Şekil-4.7)'de, bilyalı kilitleme sisteminin değişik bir varyantı görülmektedir. Bu kilitleme sisteminde esas olarak, bir yardımcı pistonla bilyalardan yararlanılır. Bilyalar, ana pistonun delikli bilezik adı verilen bölümündeki deliklere yerleştirilmiştir. Silindirin iç yüzü üzerinde derin bir kanal vardır. Yardımcı piston, ana piston miline geçirilmiştir. Yardımcı pistonun arkasında yine ana piston miline geçirilmiş olan bir helisel yay vardır. Bu helisel yayın işlevi, hidrolik alıcının sağ kesimi hazne ile bağlantılı olduğu zaman, yardımcı pistonu iterek

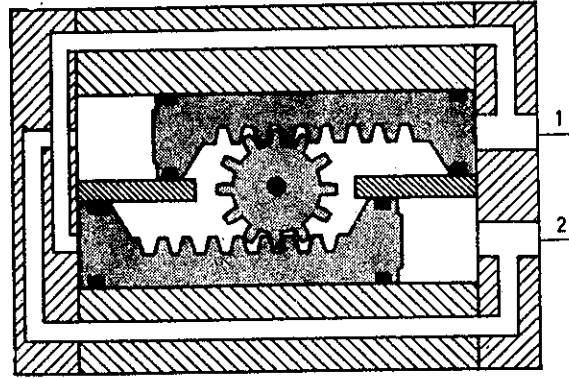


Şekil-4.7 Bilyalı kilitleme sistemi

piston dilinin bilyaların altına girmesini sağlamaktır. Bilyaların altına giren piston dili bilyaları silindirin iç yüzü üzerindeki kanala sıkıştırarak ana pistonu kilitletler. Kilitin açılması için hidrolik alıcının sağ kesiminin pompa ile bağlantısının yeniden kurulması gerekir. Hidrolik alıcının sağ kesiminin pompa ile bağlantısı kurulduktan sonra basınç kuvvetleri yardımcı pistonu etkiler. Bu durumda yardımcı piston sağa doğru hareket eder, piston dili bilyaların altından çıkar, bilyalar serbest kalır. Bilyalar serbest kalınca kilitleme çözülür ve ana piston da sola doğru harekete başlar. Bu kilitleme sistemi, daha önce incelemiş olduğumuz bilyalı kilitleme sisteminden daha güvenilir, daha etkin bir kilitleme sistemidir.

1.a.5) DÖNME HAREKETİ VEREN KRIKO KARAKTERLİ LINEER HİDROLİK ALICI

Hidrolik devrelerde, çıkış hareketinin genliği (60°)'yi bulan bir dönme hareketi olması istenildiği zaman, yukarıda incelemiş olduğumuz lineer hidrolik alıcıları, bir mekanik dönüştürücü olmaksızın kullanmak olanaksızdır. İşte dönme hareketi veren lineer hidrolik alıcılar bu engeli ortadan kaldırmakta ve öteleme hareketini rotasyona dönüştürmektedirler. (Şekil-4.8)'de kremayer üzerinde çalışarak dönme hareketi veren ve ilk kez (FLO-TORK Corporation) firması tarafından gerçekleştirilen ilginç bir kriko karakterli lineer hidrolik alıcı görülmektedir. Bu dönme hareketi veren kriko karakterli hidrolik alıcı, esas olarak gövde, iki kremayer ve bunlar arasında çalışan bir dişliden oluşmuştur. Kremayerlerin öteleme hareketi yaptığı hücreler bir ayırma parçası ile birbirinden ayrılmışlardır. Hücrelerin



Şekil-4.8 Kremayer üzerinde çalışarak dönme hareketi veren kriko karakterli lineer hidrolik alıcı

hazne ve pompa ile bağlantıları periyodik olarak kanallarla sağlanır. (1.) kanal pompa ile (2.) kanal da hazne ile bağlantılı olduğu zaman dişli sola ve (1.) kanal hazne ile (2.) kanal da pompa ile bağlantılı olduğu zaman dişli sağa döner. Bu alıcıda genliği (120°) olan bir dönme hareketi elde etmek mümkündür.

1.b) HİDROLİK MOTORLAR

1.b.1) HİDROLİK MOTORLARIN TANIMI

Hidrolik motorlar basınçlı yağın sahip bulunduğu hidrolik enerjiyi dönen bir mil üzerinde, çiftley olarak mekanik enerjiye

dönüştüren organlardır.

Sürtünmesiz bir ortamda, pompa ile ara organlar ve hidrolik motordan oluşan bir hidrolik devre için Enerjinin Korunumu ilkesi uyarınca

$$\text{BASINÇ} \times \text{HACİM} = \text{ÇİFTLEY} \times \text{DÖNME AÇISI}$$

eşitliğini yazabiliriz. Her devir için dönme açısı (2π) radyandır ve hacim de motorun silindresine eşittir. Bu durumda (1) devir için

$$\text{BASINÇ} \times \text{SİLİNDRE} = 2\pi \times \text{ÇİFTLEY}$$

eşitliği yazılabilir. Bu eşitlikten de

$$\text{ÇİFTLEY} = \frac{\text{BASINÇ} \times \text{SİLİNDRE}}{2\pi}$$

eşitliğini elde edebiliriz.

UYGULAMA

Hidrolik motorla donatılmış olan bir hidrolik devre, silindir bloku dönen değişken debili Hele - Shaw pompası tarafından beslenmektedir. Silindir bloku dönen değişken debili Hele - Shaw pompasında merkezler arasındaki kaçıklık (40 mm), silindir, çapı (40 mm), silindir sayısı (7), basma basıncı da (150 kg/cm²)'dir. Buna göre, hidrolik motorda dönen mil üzerinde oluşan çiftleyi bulalım. Hidrolik motorda dönen mil üzerinde oluşan çiftley

$$\text{ÇİFTLEY} = \frac{\text{BASINÇ} \times \text{SİLİNDRE}}{2\pi}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$P = 150 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak verilmiştir.

$$V_S = n \cdot V$$

$$n = 7$$

$$d = 40 \text{ mm} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$r = 40 \text{ mm} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot r = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} \cdot 40 = 50240 \text{ mm}^3$$

$$V = 50240 \text{ mm}^3 = 50240 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$V = n \cdot V = 7 \cdot 50240 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$V = 351680 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

olduğu için

$$M = \frac{P \cdot V_s}{2 \pi} = \frac{150 \cdot 10^4 \cdot 351680 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot 3,14} = 84 \text{ kgm}$$

$$M = 84 \text{ kgm}$$

bulunur.

1.b.2) HİDROLİK MOTOR TİPLERİ

Uygulama alanında karşılaşılan hidrolik motor tipleri şunlardır :

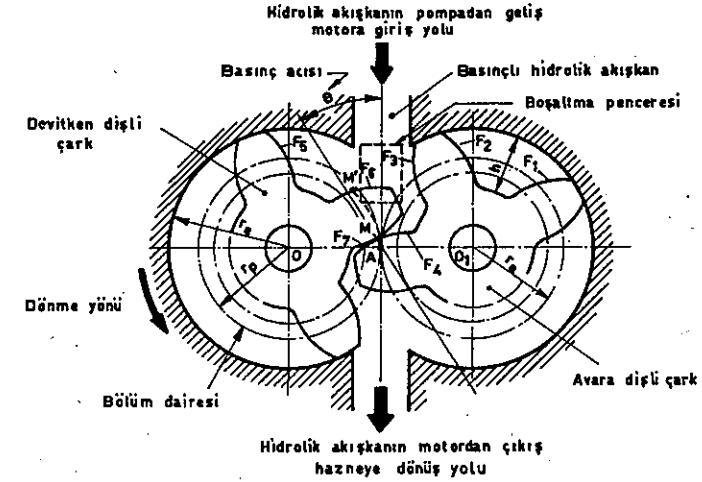
- 1°) Dişli motorlar,
- 2°) Paletli motorlar,
- 3°) Radyal pistonlu motorlar,
- 4°) Aksiyal pistonlu motorlar.

Bu hidrolik motor tiplerini, özel bazı niteliklerini ortaya koyarak inceleyeceğiz. Çünkü özel nitelikler, çoğu zaman, hidrolik motorların seçiminde ve kullanımında tercih nedeni olabilmektedir.

1.b.2.1) DİŞLİ MOTORLAR

Dişli motorlar, hemen belirtelim ki, dişli pompalarla aynı teknolojiye sahip bulunmaktadırlar. (Şekil-4.9)'da bir dişli motor görülmektedir. Hidrolik akışkan dişli motora (P) basıncı altında gelir. Basınç kuvvetleri (F_5) yüzeyine etkiyerek birinci dişli çarkı sola, (F_3) yüzeyine etkiyerek ikinci dişli çarkı

sağa döndürür. Ayrıca basınç kuvvetleri (F_6) ve (F_7) yüzeylerine etkir. Bunun için (F_6) ve (F_7) yüzeylerine etkiyen basınç kuvvetlerinin ters yönde oluşturmuş oldukları çiftleyleri de göz önünde bulundurmak gerekir. Yapılan deneysel araştırmalar sonunda (F_6) ve



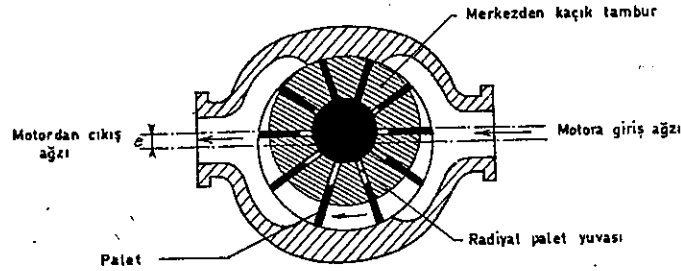
Şekil-4.9 Dişli Motor

(F_7) yüzeylerine etkiyen basınç kuvvetlerinin ters yönde oluşturdukları devitken çiftleylerin (F_5) ve (F_3) yüzeylerine etkiyen basınç kuvvetlerinin oluşturdukları devitken çiftleylerin yarısına eşit olduğu kanıtlanmıştır. Zaten (F_5) ve (F_3) yüzeylerine etkiyen basınç kuvvetlerinin oluşturdukları devitken çiftleyler (F_6) ve (F_7) yüzeylerine etkiyen basınç kuvvetlerinin oluşturdukları devitken çiftleylerden daha büyük oldukları için dişli çarkların rotasyonu sağlanabilmektedir.

İç kaçaklar ve yataklara gelen yükler bu motorlarda kullanma basıncını sınırlar. Genellikle (70 kg/cm^2)'lik kullanma basıncının üstüne çıkılmaz. Dişli motorların toplam verimi de (% 80)'nin altındadır. Saydığımız bütün bu kusurlarına karşın dişli motorların yapımı ve bakımı kolaydır. Ayrıca sadelik ve ucuzluk da bu motorların işletme koşullarının izin verdiği her yerde kullanılmasına neden olmaktadır.

1.b.2.2) PALETLİ MOTORLAR

Dişli motorlar nasıl dişli pompalardan türetilmişlerse paletli motorlar da paletli pompalardan türetilmişlerdir. Paletli motorlar paletli pompalarla aynı teknolojiye sahip bulunmaktadır. Bunun için paletli pompaların teknolojisine yeniden dönmeyeceğiz. (Şekil-4.10)'da bir paletli motor görülmektedir. Bu motorlarda çalışma çiftleyi kuramsal çiftleyin (%75)'i kadardır. Rotor üzerine radyal olarak yerleştirilmiş paletlerin



Şekil-4.10 Paletli Motor

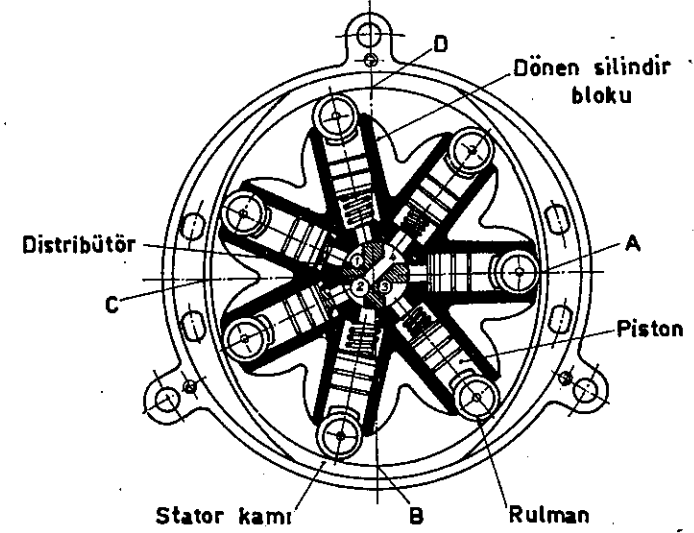
basınç altında sürtünmesi statorun aşınmasına neden olur. Aşınmayı azaltmak düşüncesiyle paletli motorun kullanım basıncı (70 kg/cm^2) ve (140 kg/cm^2) arasında sınırlandırılmıştır.

1.b.2.3) RADIYAL PİSTONLU MOTORLAR

1.b.2.3.a) ANAMİLİN HER DEVRİNDE (2) KURS YAPAN RADIYAL PİSTONLU MOTORLAR

(Şekil-4.11)'de, anamilin her devrinde (2) kurs yapan bir radyal pistonlu motor görülmektedir. Bu motor ilk kez (1906) yılında Hele - Shaw tarafından gerçekleştirilmiştir. Hele - Shaw tarafından gerçekleştirilen anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motor esas olarak karter, stator kamı, stator kamı üzerinde kayarak dönen silindir bloku ve pistonlardan oluşmuştur. Ayrıca silindir blokunun merkezinde (4) menfezli sabit bir distribütör vardır. Stator kamı üzerinde kaymayı kolaylaştırmak için pistonların başına birer rulman yerleştirilmiştir. Silindirlerin

içerisinde helisel yay bulunmaktadır. Helisel yayların işlevi pistonların stator kamı üzerine dayanmalarını sağlamaktır. Distribütörde (1) ve (3) numaralı menfezler pompa ile (2) ve (4) numaralı menfezler de hazne ile bağlantılıdır. (1) ve (3) numaralı menfezlerden silindirlere giren basınçlı akışkan pistonlara etkir ve



Şekil-4.11 Anamilin Her Devrinde İki Kurs Yapan Radyal Pistonlu Motor

rulmanlarda karşı kayma kuvvetlerinin oluşumuna neden olur. İşte pistonlara etkiyen basınç kuvvetleri ile rulmanlarda oluşan karşı koyma kuvvetlerinin bileşkeleri bir döndürme çiftleyi oluştururlar. Bu döndürme çiftleyi de silindir blokunun sağa dönmesini sağlar. (A-B) aralığında silindir içerisine basınçlı hidrolik akışkan dolar. (B-C) aralığında stator kamı üzerinde kayarak silindir içerisinden alternatif doğrusal hareket yapan piston hidrolik akışkanı hazneye basar. (C-D) ve (D-A) aralıklarında, daha önce (A-B) ve (B-C) aralıklarında geçen olaylar yinelenir.

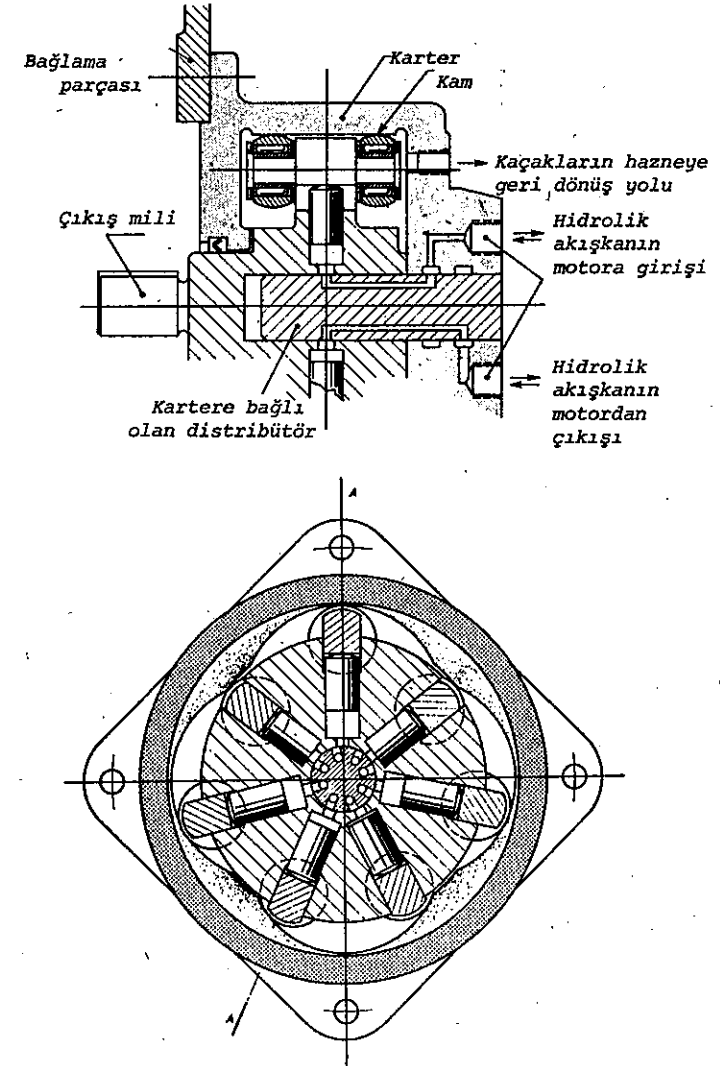
1.b.2.3.b) ANAMİLİN HER DEVRİNDE (4) KURS YAPAN RADİYAL PİSTONLU MOTORLAR

(Şekil-4.12)'de, anamilin her devrinde (4) kurs yapan bir radyal pistonlu motor görülmektedir. Bu motor esas olarak karter, stator kamı, çıkış miline bağlanmış olan ve stator kamı üzerinde kayarak dönen silindir bloku, pistonlar ve (8) menfezli sabit bir distribütörden oluşmuştur. Stator kamı üzerinde kayarak dönmeyi kolaylaştırmak için pistonların başına rulmanlar yerleştirilmiştir. Kartere bağlanmış olan sabit distribütörün karşılıklı olarak (4) menfezi hazne ile (4) menfezi de pompa ile bağlantılıdır. Bu motorun işleyişi ile anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motorun işleyişi arasında en küçük bir ayırım yoktur. Ancak anamilin her devrinde (4) kurs yapan radyal pistonlu motorda stator kamının eğimi (2) katına çıkarılmıştır. Bunun için bu motorda piston her kursunu (30°)'lik dönme açısında tamamlar ve devitken çiftley de anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motordaki devitken çiftleyin (2) katına eşit olur.

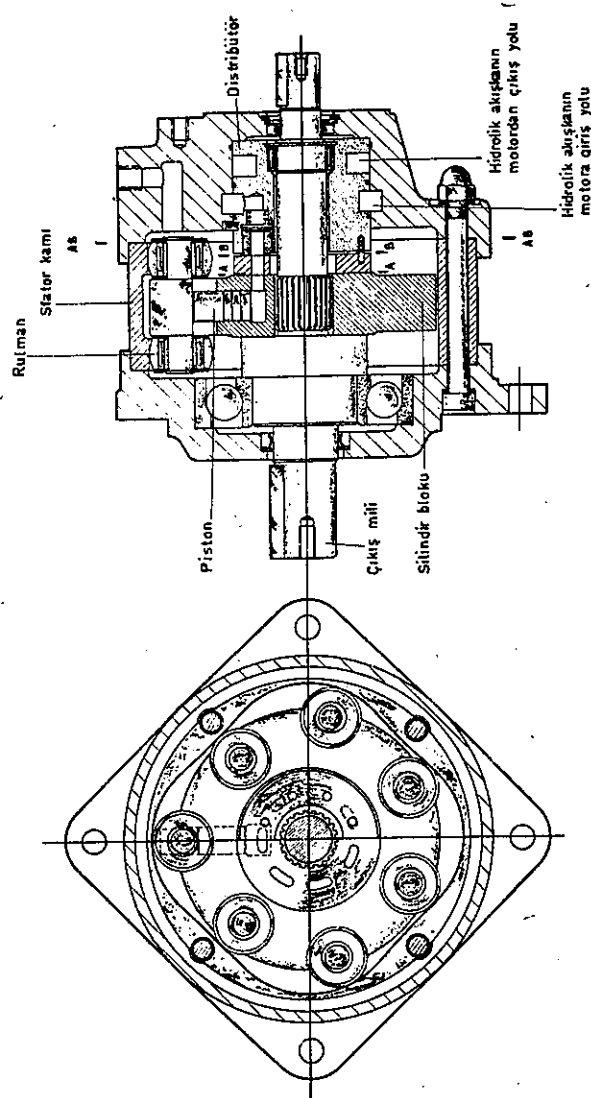
Anamilin her devrinde (6) ve (8) kurs yapan radyal pistonlu motorlar da vardır. Genellikle bir dişli redüktör olmaksızın düşük hızlı dönme hareketi elde edilmek istenildiği zaman bu motorlardan yararlanılır. Ayrıca piston gibi, alternatif hareket yapan parçaların eylemsizliği bu tür radyal pistonlu motorlarda maksimal hızı sınırlamaktadır. Maksimal dönme hızının her devirde (2) kurs yapan motorlarda (2000 dev/dak), (4) kurs yapan motorlarda (750 dev/dak), (6) kurs yapan motorlarda (250 dev/dak) ve (8) kurs yapan motorlarda da (150 dev/dak) olması gerekmektedir. Bu hidrolik motorlar genellikle, büyük güç isteyen bucurgatlarda kullanılmaktadırlar.

1.b.2.3.c) DÜZLEM DAĞITIMLI RADİYAL PİSTONLU MOTORLAR

Anamilin her devrinde (2), (4), (6), (8), kurs yapan radyal pistonlu motorlar, silindirik dağıtımlı oldukları için distribütörde iç kaçaklar meydana gelir. Hele yüksek basınç ve düşük hızlarda çalışıldığı zaman bu kaçakların yararlı debiden



Şekil-4.12 Anamilin Her Devrinde (4) Kurs Yapan Radyal Pistonlu Motor



Sekil-4.13 Düzlem Dağıtımli Radyal Pistonlu Motor

daha büyük olduğu da görülür. İşte silindirik dağıtımli radyal pistonlu motorlarda iç kaçakların özellikle, yüksek basınç ve düşük hızlarda yararlı debiden daha büyük değerler alması düzlem dağıtımli radyal pistonlu motorların yapımına yol açmıştır.

(Şekil-4.13)'de, düzlem dağıtımli bir radyal pistonlu motor görülmektedir. Düzlem dağıtımli radyal pistonlu motor da silindirik dağıtımli radyal pistonlu motor gibi, esas olarak karter, stator kamı, stator kamı üzerinde kayarak dönen silindir bloku, pistonlar ve merkezde sabit bir distribütörden oluşmuştur. Stator kamı üzerinde kayarak dönmeyi kolaylaştırmak için pistonların başına ayrıca rulmanlar monte edilmiştir.

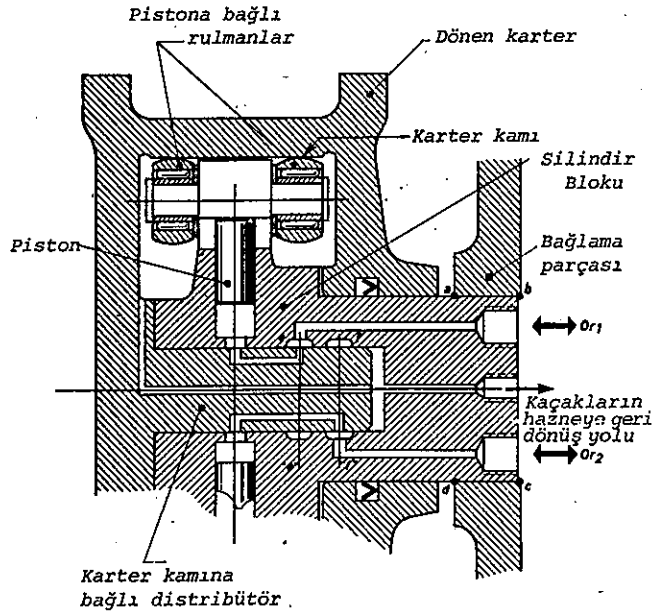
Silindir bloku üzerinde, yarım ay şeklinde silindirlere açılan delikler vardır. Distribütör mile geçirilmiş ve gövdeye bağlanmıştır. Ayrıca silindir bloku ile distribütör arasında üzerinde silindir sayısından bir fazla delik bulunan çok iyi işlenmiş halka şeklinde bir parça yerleştirilmiştir.

Distribütör üzerinde (8) menfez vardır. Karşılıklı olarak (4) menfez pompa ile (4) menfez de hazne ile motorun bağlantısını sağlar. Silindir bloku ile distribütör arasında yerleştirilen halkanın üzerindeki deliklerin pompa ve hazne ile motorun bağlantısını sağlayan distribütör üzerindeki menfezleri karşılaması gerekir. Silindir bloku araya yerleştirilen bu halka üzerinde çalışır. Bunun için aradaki boşluğun çok küçük olması zorunluluğu vardır. Bu boşluk yağla dolar yani silindir bloku ile halka arasında yağ filmi oluşur. Kalınlığı küçük olan yağ filmi çok düşük hızlarda zaten çok düşük değerlere sahip bulunan kaçakları yüksek hızlarda da azaltır. Bu çözüm radyal pistonlu motorun (200 kg/cm²)'den daha büyük basınçlarda çalışmasını ve maksimal hızın minimal hıza oranının (2000)'e kadar yükselmesini sağlayabilir.

Takım tezgâhlarında, bilindiği gibi, parçalar işlenirken yavaş, düzenli ve etkin hareketler, pozisyon değişikliklerinde de hızlı hareketler istenir. Düzlem dağıtımli radyal pistonlu motorlar, bu istemleri karşılayabilecek nitelikte oldukları için genellikle, takım tezgâhlarında kullanılmaktadır.

1.b.2.3.d) KARTERİ DÖNEN RADİYAL PİSTONLU MOTORLAR

Karteri dönen radyal pistonlu motorlar yukarıda incelemiş olduğumuz radyal pistonlu motorlardan biraz farklıdır. Bu motorlarda karter döner, fakat buna karşın silindir bloku sabit kalır. (Şekil-4.14)'de, karteri dönen bir radyal pistonlu motor görülmektedir. Karteri dönen radyal pistonlu motor karter, karter kamı, silindir bloku, pistonlar ve distribütörden oluşmuştur. Karterin silindir bloku üzerinde kayarak dönmesi için pistonların başına,



Şekil-4.14 Karteri Dönen Radyal Pistonlu Motor

diğer radyal pistonlu pompalarda olduğu gibi, rulmanlar monte edilmiştir. Distribütör kartere bağlı olduğu için karterle birlikte döner. Silindir bloku üzerinde pompa ve hazne ile bağlantılı silindir sayısı kadar kanal vardır. Bu kanalların silindirlerle bağlantısı distribütör üzerindeki kanallarla sağlanır. Karterin dönüş yönünü değiştirmek için daha önce pompa ile bağlantılı olan kanalları hazne ve hazne ile bağlantılı olan kanalları da pompa ile bağlantılı duruma getirmek gerekir.

Bu motorlarda karterin dönmesi, fakat buna karşın merkezi kısmın yani silindir blokunun sabit kalması ağır vasitalarda tekerlerin ya da bucurgatlarda tamburun doğrudan doğruya kartere bağlanarak dönme hareketi yapmalarını sağlar. Hatta bu motor ağır vasita tekerleğinin ya da bucurgat tamburunun ortasına da yerleştirilebilir. Bu durumda hem yerden kazanmak ve hem de gereksiz ayrıntılardan kaçınmak mümkün olur.

1.b.2.4) AKSİYAL PİSTONLU MOTORLAR

Aksiyal pistonlu motorlar daha önce, ayrıntılı olarak incelemiş olduğumuz aynı tip pompalardan türetilmişlerdir. Bu motorlarda yağın sıkıştırılabilirliğinin yan etkileri göz önünde bulundurulurken sadece dağıtım sisteminde küçük bir değişiklik yapılmıştır. Aksiyal pistonlu motorların hızı fazla, özgül gücü yüksektir. Hızı düşürmek için ayrıca redüktör kullanmak gerekir. Bu motorlarda kabul edilebilen maksimal basınç (300 kg/cm²)'dir.

2) ARA ORGANLAR

2.a) AKÜMÜLATÖRLER

Akümülatörler, akışkanı basınç altında tutarak hidrolik enerjiyi depolayan ve bunu gerektiği zaman geri verebilen organlardır. Akümülatörlerde, ilke olarak, azot ya da hava gibi sıkıştırılmış bir gazdan yararlanılır. (Şekil-4.15)'de, ayırma pistonlu bir akümülatör görülmektedir. Bu akümülatör esas olarak bir tarafı kapalı bir silindir ve silindir içerisinde hareket eden bir pistondan oluşmuştur. Akümülatörün üst kısmında sıkıştırılmış gaz,

alt kısmında da hidrolik akışkan vardır. Uygulamada, genellikle, akümülatörün ilk doldurma basıncı hidrolik devrenin minimal işletme basıncıdır. (1) Akümülatörün depoladığı enerjinin ve maksimal işletme basıncı için akümülatöre basılması gereken yağ miktarının hesabında, özellikle piston hızı düşük olduğu zaman gazın Boyle ve Mariotte Kanununa uyduğu kabul edilir. Boyle ve Mariotte Kanununa göre, sabit sıcaklıkta tutulan ve kütlesi değişmeyen bir gazın mutlak basıncı ile hacminin çarpımı daima sabit kalır. Gazın mutlak basıncını (P) ve hacmini de (V) ile gösterecek olursak Boyle ve Mariotte Kanunu uyarınca

$$P \cdot V = \text{SABİT}$$

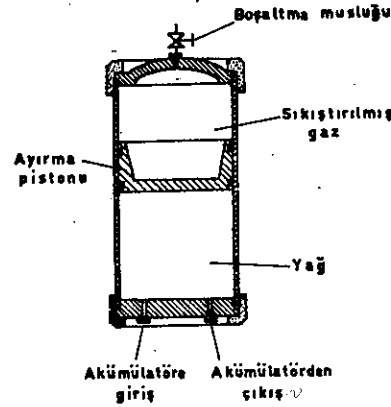
eşitliğini yazabiliriz. Akümülatörde gazın hacmi (ΔV) kadar azaldığı zaman basıncın (ΔP) kadar arttığını kabul edelim. Bu durumda Boyle ve Mariotte Kanunundan yararlanılarak

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta P}{P}$$

eşitliği yazılabilir. Piston hızı yüksek olduğu zaman akümülatörde bulunan gazın Boyle ve Mariotte Kanununa uyduğunu kabul etmek olanaksızdır. Piston hızı belirli bir değer üstüne çıkınca akümülatörde

(1) Basınç minimal işletme basıncına eşit olduğu zaman disjonktör-konjonktör pompadan akümülatöre yağ akımını başlatır. Bu yağ akımı basınç maksimal işletme basıncına yükselinceye dek devam eder. Akümülatörde basınç maksimal işletme basıncına yükseldikten sonra ancak disjonktör-konjonktör pompadan akümülatöre yağ akımını keser.

Basınç en az olduğunda düzengeç toplaca yağı yönlendirerek dolumunu sağlar. Basınç en çok olduğu anda dolum durur.



Şekil-4.15 Ayırma Pistonlu Akümülatör

bulunan gazın dönüşümü Laplace Kanununa uyar. Laplace Kanununa göre

$$P \cdot V^\gamma = \text{SABİT}$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitlikte yer alan (γ) gazın moleküler yapısına bağlıdır. Moleküler yapısı iki atomlu olan gazlar için ($\gamma = 1,41$) alınır. Akümülatörde bulunan gazın dönüşümü Laplace Kanununa uyduğu zaman mutlak basınç, hacim, basınç değişimi ve hacim değişimi arasındaki ilişki de

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P}{P}$$

eşitliği ile ifade edilir.

1. UYGULAMA

Maksimal işletme basıncı (70 kg/cm²) ve minimal işletme basıncı da (65 kg/cm²) olan bir hidrolik devre üzerinde ayırma pistonlu bir akümülatör bulunmaktadır. Hidrolik devre üzerindeki disjonktör-konjonktör, basınç minimal işletme basıncına düşüncü pompadan akümülatöre ve kullanım yerine yağ akımını başlatmakta, basınç maksimal işletme basıncına yükselince de pompadan akümülatör ve kullanım yerine yağ akımını kesmektedir. Akümülatörde basınç minimal işletme basıncına düştüğü zaman ayırma pistonunun silindir kapağında uzaklığı (50 cm) olmaktadır. Silindir çapı (1 m) olduğuna göre, ayırma pistonunun yavaş ve hızlı hareket ettiğini düşünerek basıncın maksimal işletme basıncına yükselmesi için akümülatöre basılması gereken yağ miktarını hesaplayalım.

Basıncın maksimal işletme basıncına yükselmesi için akümülatöre basılması gereken yağ miktarı, piston yavaş hareket ettiğine göre,

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta P}{P}$$

eşitliğinden ve piston hızlı hareket ettiğine göre,

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P}{P}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$P_{\max} = 70 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{\min} = 65 \text{ kg/cm}^2$$

olarak verilmiştir. Diğer yandan

$$d = 1 \text{ m}$$

$$h = 0,5 \text{ m}$$

olarak verildiği için

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \cdot 0,5 = 0,3925 \text{ m}^3$$

$$V = 0,3925 \text{ m}^3 = 392500 \text{ cm}^3$$

bulunur.

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min} = 70 - 65 = 5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 5 \text{ kg/cm}^2$$

$$P = P_{\min} = 65 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma = 1,41$$

olduğu için piston yavaş hareket ettiğine göre,

$$\Delta V = -V \cdot \frac{\Delta P}{P} = -392500 \cdot \frac{5}{65} = -30192 \text{ cm}^3$$

$$\Delta V = -30192 \text{ cm}^3$$

ve piston hızlı hareket ettiğine göre,

$$\Delta V = -\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta P}{P} \cdot V = -\frac{1}{1,41} \cdot \frac{5}{65} \cdot 392500 = -21412,765 \text{ cm}^3$$

$$\Delta V = -21412,765 \text{ cm}^3$$

olur. İşaretin (-) olmasının nedeni, (ΔV)'nin akümülatörde gazın hacminde meydana gelen azalmayı göstermiş olmasıdır. Akümülatöre ne kadar hidrolik akışkan basılırsa gazın hacmi de o kadar azalır.

Mutlak değer olarak akümülatörde gazın hacminde meydana gelen değişim miktarı hidrolik akışkanın hacminde meydana gelen değişim miktarına eşittir.

2. UYGULAMA

Üzerinde ayırma pistonlu akümülatör bulunan bir hidrolik devre, debisi ($750 \text{ cm}^3/\text{sn}$) olan bir dişli pompa tarafından beslenmektedir. Hidrolik devrenin minimal işletme basıncı (80 kg/cm^2)'dir. Akümülatörde basınç minimal işletme basıncına düştüğü zaman ayırma pistonu ile silindir kapığı arasındaki uzaklık (1 m) olmaktadır. Silindir çapı (1 m)'dir. Akümülatöre, basınç minimal basınca düşünce (90 saniye) yağ basılmakta ve daha sonra disjonktör-konjonktör yağ akımını kesmektedir. Pistonun yavaş hareket ettiğini düşünerek, hidrolik devrenin maksimal işletme basıncını hesaplayalım.

Hidrolik devrenin maksimal işletme basıncı, piston yavaş hareket ettiğine göre,

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{P}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$P = P_{\min} = 80 \text{ kg/cm}^2$$

$$t = 90 \text{ saniye}$$

$$q = 750 \text{ cm}^3/\text{sn}$$

$$d = 1 \text{ m}$$

$$h = 1 \text{ m}$$

olarak verilmiştir.

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \cdot 1 = 0,785 \text{ m}^3$$

$$V = 0,785 \text{ m}^3 = 785000 \text{ cm}^3$$

$$-\Delta V = q \cdot t = 750 \cdot 90 = 67500 \text{ cm}^3$$

$$-\Delta V = 67500 \text{ cm}^3$$

olduğu için

$$\Delta P = -P \cdot \frac{\Delta V}{V} = 80 \cdot \frac{67500}{785000} = 6,879 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P = 6,875 \text{ kg/cm}^2$$

olur. Diğer yandan basınç değişimi

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min}$$

eşitliği ile verilir.

$$\Delta P = 6,875 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{\min} = 80 \text{ kg/cm}^2$$

olduğu için

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min}$$

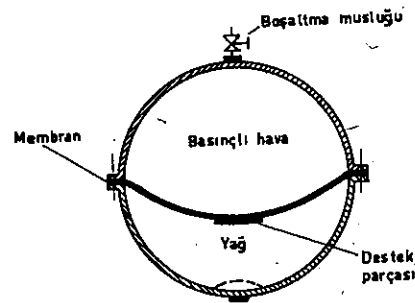
eşitliğinden yararlanılarak

$$P_{\max} = P_{\min} + \Delta P = 80 + 6,875 = 86,875 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{\max} = 86,875 \text{ kg/cm}^2$$

bulunur.

(Şekil-4.16)'da, bir membranlı akümülatör görülmektedir. Membranlı akümülatör, birbirine bağlanmış iki yarım küre tara-



Şekil-4.16 Membranlı Akümülatör

findan oluşturulan bir küresel kabtır. Bu küresel kab araya yerleştirilen bir kauçuk membranla ikiye ayrılmıştır. Akümülatörün üst kısmında basınçlı hava, alt kısmında da hidrolik akışkan vardır. Akümülatörde hidrolik akışkan bulunmadığı zaman basınçlı havanın etkisiyle membran alt yarım küreye yapışır. Hidrolik akışkanın giriş ve çıkış yönünde kauçuğun gerilmelerini azaltmak

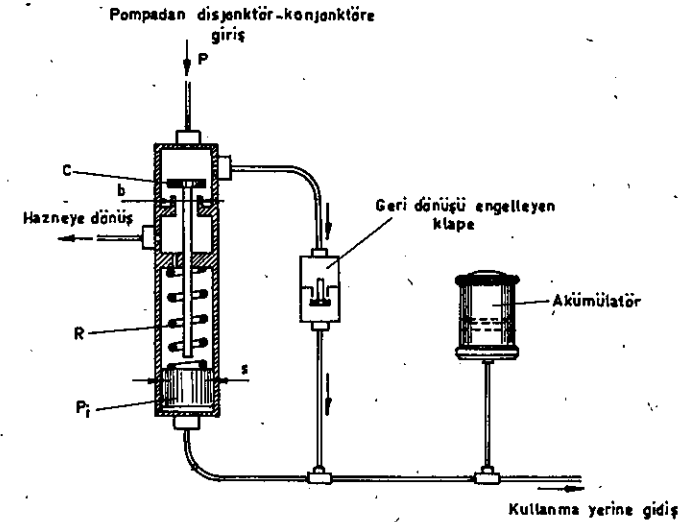
için membranın orta yerine ayrıca bir destek parçası yerleştirilmiştir. Bu akümülatörler ayırma pistonlu akümülatörlerden daha basit ve daha hafiftir.

2.b) HIDROLİK DISJONKTÖR-KONJONKTÖRLER SIVI DÜZENGEÇİ

Hidrolik disjonktör-konjonktör, daha önce de değinmiş olduğumuz gibi, sabit debili bir pompanın beslediği hidrolik devrede işletme basıncını maksimal ve minimal değerler arasında tutmak için kullanılır. Hidrolik disjonktör-konjonktörün asıl işlevi, hidrolik devrede basınç maksimal işletme basıncına yükseldiği zaman pompanın bastığı hidrolik akışkanı hazneye, basınç minimal işletme basıncına düştüğü zaman da pompanın bastığı hidrolik akışkanı yeniden akümülatör ve kullanım yerine yönlendirmektir. Yapımcı firmalar tarafından gerçekleştirilmiş olan birçok disjonktör-konjonktör vardır. Biz bunlardan sadece yapımı kolay ve işleyiş ilkesi basit olan iki tip disjonktör-konjonktör üzerinde duracağız.

2.b.1) DOĞRUDAN KUMANDALI DISJONKTÖR-KONJONKTÖR

(Şekil-4.17)'de, doğrudan kumandalı bir disjonktör-konjonktör görülmektedir. Bu disjonktör-konjonktör esas olarak bir



Şekil-4.17 Doğrudan Kumandalı Disjonktör - Konjonktör

silindirik gövde, silindirik gövde içerisinde hareket eden bir piston, bir klape ve pistonu sıkıştıran bir helisel yaydan oluşmuştur. Hidrolik devrede basınç minimal işletme basıncına düşüncce pompanın bastığı hidrolik akışkan geri dönüşü engelleyen yani tek yönlü klapeden geçerek akümülatör ve kullanım yerine yönelir. Akümülatörde basınç, yeterince hidrolik akışkan basıldıktan sonra maksimal işletme basıncına yükselir. Basınç maksimal işletme basıncına yükselinece (P_1) pistonu yukarıya doğru hareket ederek (C) klapesini açar. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan da hazneye yönelir. (C) klapesinin açılabilmesi için maksimal işletme basıncında piston ve klapeye etkiyen basınç kuvvetlerinin cebirsel toplamının (R) helisel yayının gerilimine eşit ya da (R) helisel yayının geriliminden daha büyük olması gerekir. Maksimal işletme basıncını (P_{max}), (P_1) pistonunun kesit alanını (S_2), (C) klapesinin kesit alanını (S_1) ve helisel yayın gerilimini de (T) ile gösterecek olursak

$$T \leq P_{max} (S_1 - S_2)$$

bağıntısını yazabiliriz. Basınç minimal işletme basıncına düştüğü zaman (C) klapesi kapanır. Bunun için minimal işletme basıncından (P_1) pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin (R) helisel yayının gerilimine eşit ya da (R) helisel yayının geriliminden daha küçük olması zorunluluğu vardır. Minimal işletme basıncını (P_{min}) ile gösterelim. Bu durumda

$$T \geq P_{min} \cdot S_1$$

bağıntısı yazılabilir.

$$T \leq P_{max} (S_1 - S_2)$$

ve

$$T \geq P_{min} \cdot S_1$$

olduğu için

$$P_{max} (S_1 - S_2) = P_{min} \cdot S_1$$

olur. Buradan da

$$\frac{P_{max} - P_{min}}{P_{max}} = \frac{S_2}{S_1}$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik bize, işletme basıncını maksimal ve minimal değerler arasında tutmak için disjonktör-konjonktör kullanılan bir hidrolik devrede, klapanın kesit alanının pistonun kesit alanına oranının

$$\frac{P_{max} - P_{min}}{P_{max}}$$

sıkıştırma oranına eşit olduğunu göstermektedir.

Doğrudan kumandalı disjonktör-konjonktör çok sade bir yapıya sahiptir. Ancak akümülatör ve kullanım yerine basınçlı yağ akımının başlatılmasında ve kesilmesinde meydana gelen çok sert vuruntu ve titreşimler bu disjonktör-konjonktörün yegane kusuruna oluşturmaktadır. Vuruntular hem boruların ve hem de deve üzerinde bulunan hidrolik cihazların yorulmasına neden olur. Vuruntuların şiddet ve etkinliğini azaltmak için (P_1) pistonunun hidrolik devre ile bağlantısını sağlayan boru üzerine bir ventil yerleştirilerek silindirin içerisine alttan giren yağ miktarını azaltmak gerekir. Yağ miktarı azalınca klapanın açılış ve kapanış hızı da azalır. Bütün bu koşulların yerine getirilmesi, uygulamada, sıkıştırma oranının (% 25)'den daha büyük olmasını gerektirmektedir.

UYGULAMA

Sabit debili bir pompanın beslediği bir hidrolik devrede minimal işletme basıncı ($P_{min} = 60 \text{ kg/cm}^2$) ve maksimal işletme basıncı da ($P_{max} = 80 \text{ kg/cm}^2$)'dir. Hidrolik devre üzerinde ayrıca pompadan akümülatör ve kullanım yerine yağ akımını başlatan ve kesen bir disjonktör-konjonktör bulunmaktadır. Bu disjonktör-konjonktörde klapanın kesit alanının pistonun kesit alanına oranını bulalım.

Disjonktör - konjonktörde klapanın kesit alanının pistonun kesit alanına oranı sıkıştırma oranına eşittir.

$$P_{min} = 60 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{max} = 80 \text{ kg/cm}^2$$

olarak verilmiştir. Buna göre

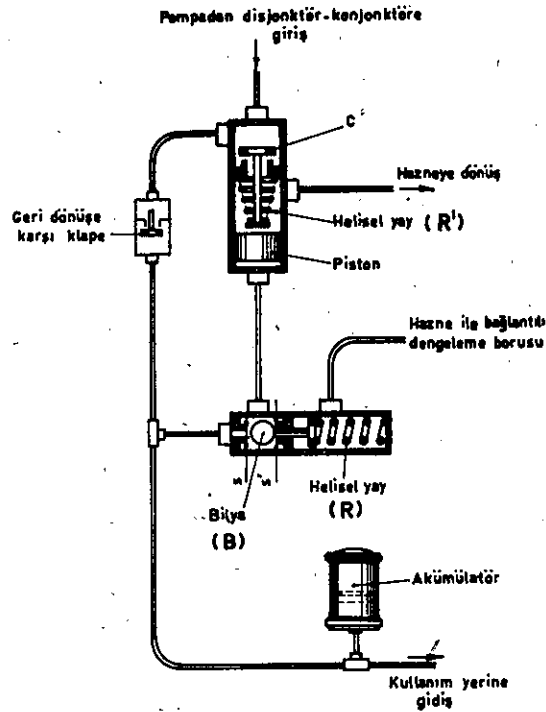
$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{80 - 60}{80} = 0,25$$

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,25$$

olur. Açık olarak görülmektedir ki, disjonktör-konjonktör klapenin kesit alanının pistonun kesit alanına oranı (0,25)'tir.

2.b.2) DOLAYLI KUMANDALI DISJONKTÖR-KONJONKTÖR

(Şekil-4.18)'de dolaylı kumandali bir disjonktör-konjonktör görülmektedir. Dolaylı kumandali disjonktör-konjonktör de



Şekil-4.18 Dolaylı Kumandali Disjonktör - Konjonktör

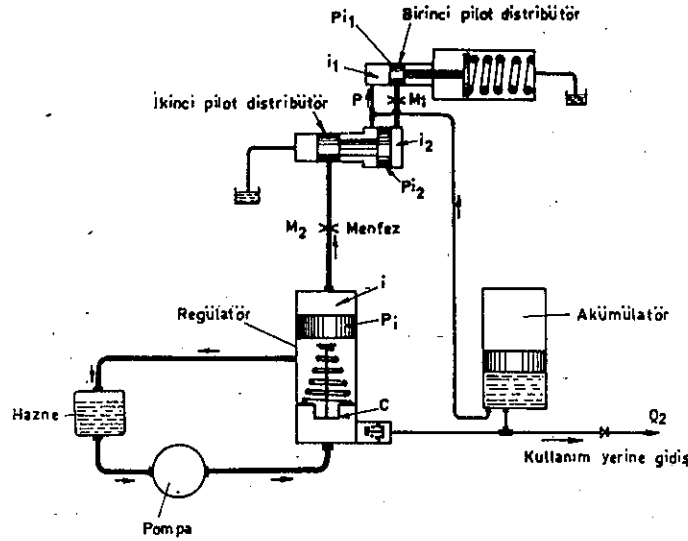
esas olarak bir silindirik gövde, bir piston, bir klap ve bir de helisel yaydan oluşmuştur. Bu disjonktör-konjonktörün doğrudan kumandali disjonktör-konjonktörden farkı, ayrıca pistonun alt taraftan hazne ile bağlantısını sağlayan bilyalı bir klape-nin bulunmuş olmasıdır. Bilyalı klape-nin asıl işlevi, (C) klape-sinin açılmasına ve kapanmasına kumanda eden (P₁) pistonunu iniş-çıkış hareketinde hızı azaltarak dengelemektedir. (P₁) pistonunun hızı azalınca akümülatöre ve kullanım yerine yağ akımının başla-tılmasında ve kesilmesinde çok sert vuruntuların meydana gelmesi önlenmiş olur. Hidrolik devrede basınç minimal işletme basıncına düşünce (B) bilyası (R) helisel yayının etkisi ile sol yandaki klap e yuvasına oturur. Bu durumda hem alt yüzü hem de üst yüzü hazne ile bağlantılı olduğu için piston dengelenir. (R') helisel yayının etkisi altında (C) klapesi kapanır. Pompanın bastığı hid-rolik akışkan geri dönüşü engelleyen klapeden geçerek akümülatör ve kullanım yerine yönelir. Yeterince hidrolik akışkan basılınca akümülatörde basınç maksimal işletme basıncına yükselir. Daha son-ra basınç kuvvetlerinin etkisi ile (R) helisel yayını sıkıştıran (B) bilyası sağ yandaki klap e yuvasına oturur ve böylece pistonun alt tarafının hazne ile bağlantısı kesilmiş olur. Piston bu duru-mda maksimal basınç kuvvetlerinin etkisi altında yukarıya doğru ha-reket ederek (R') helisel yayını sıkıştırır, (C) klapesini açar. (C) klapesinden geçen hidrolik akışkan da hazneye yönelir.

2.b.3) DOLAYLI KUMANDALI DISJONKTÖR-KONJONKTÖRLERİN YAPIMCI FİRMALAR TARAFINDAN REGÜLATÖR OLARAK ADLANDIRILAN TÜRLERİ

Bu başlık altında, dolaylı kumandali disjonktör-konjonktör-lerin yapımçı firmalar tarafından regülatör olarak da adlandırılan türleri üzerinde durulacaktır.

2.b.3.a) SMM REGÜLATÖRÜ / PILOT DİSTRİBÜTÖRLÜ SMM DISJONKTÖR-KONJONKTÖRÜ

(Şekil-4.19)'da, pilot distribütörlü SMM disjonktör-konjonk-törü görülmektedir. Pilot distribütörlü SMM disjonktör-konjonktörü akümülatör ve kullanım yeri ile bağlantılı olarak pompa ve hazne arasına yerleştirilmiştir. Bu disjonktör-konjonktöre, akümülatörle



Şekil-4.19 Pilot distribütörlü SAMM disjonktör-konjonktörü

kumanda edilir. Akümülatörde basınç, maksimal işletme basıncını aşınca yani sabit debili pompanın basma basıncına eşit olunca basınç kuvvetlerinin etkidiği birinci pilot distribütörün helisel yayla dengelenen pistonu sağa doğru hareket eder. Bu durumda birinci pilot distribütörü ikinci pilot distribütöre bağlayan (M_1) menfezi açılır ve akümülatörden gelen hidrolik akışkan ikinci pilot distribütörde (i_2) boşluğuna dolar. (Pi_2) pistonu diferansiyen pistondur. (Pi_2) pistonunun sağ yüzüne etkiyen basınç kuvvetleri sol yüzüne etkiyen basınç kuvvetlerinden daha büyük olduğu için (Pi_2) pistonu sola doğru hareket eder, ikinci pilot distribütörü regülatöre bağlayan (M_2) menfezi açılır ve akümülatörden gelen hidrolik akışkan regülatöre dolar. Burada basınç kuvvetleri (Pi) pistonuna etkir. Aşağı doğru hareket eden (Pi) pistonu da helisel yayla dengelenen (C) klapesini açar. (C) klapesi açılınca pompanın bastığı hidrolik akışkan hazneye yönlendir.

2.b.3.b) MESSIER REGÜLATÖRÜ / MESSIER DISJONKTÖR-KONJONKTÖRÜ

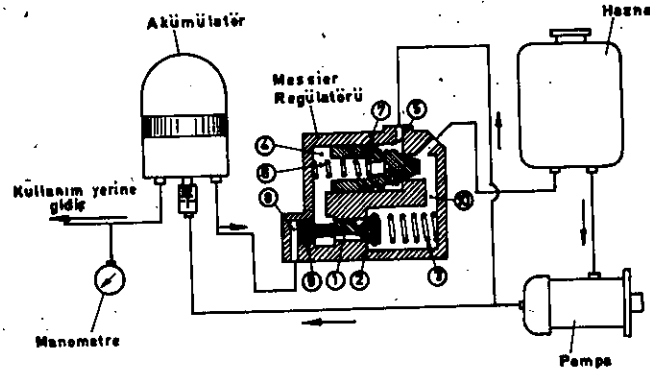
(Şekil-4.20) ve (Şekil-4.21)'de, iki ayrı konumda MESSIER disjonktör-konjonktörü görülmektedir. Bu disjonktör-konjonktörün işleyiş ilkesi, yukarıda incelemiş olduğumuz pilot distribütörlü SAMM disjonktör-konjonktörünün işleyiş ilkesinden farklıdır. Akümülatörde basınç maksimal işletme basıncını aşınca Messier disjonktör-konjonktörü pompanın bastığı hidrolik akışkanı doğrudan doğruya hazneye yönlendirir. Messier disjonktör-konjonktörü çalışmadığı yani boş konumda olduğu zaman pompa hidrolik akışkanı akümülatöre basar.

Messier disjonktör-konjonktörü, (Şekil-4.20)de boş konumda ve (Şekil-4.21)'de de çalışır konumda gösterilmiştir.

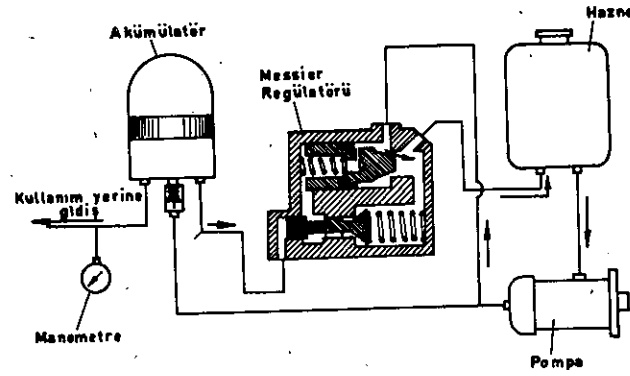
Akümülatörde basınç maksimal ve minimal değerler arasında bulunduğu zaman (3) numaralı helisel yayın dengelediği (1) numaralı klape, klape yuvasına oturarak (2) numaralı menfezi kapatır. Diğer yandan (4) ve (5) numaralı hücrelerde basınç aynı değerlere sahip bulunduğu için (6) numaralı helisel yayın dengelediği (7) numaralı klape, menfezi kapatarak pompa ile haznenin bağlantısını keser. Akümülatörde basınç, maksimal işletme basıncının üstüne çıkınca (8) numaralı hücre akümülatörle bağlantılı olduğu için basınç kuvvetleri (9) numaralı pistonu etkiler. Bu durumda (9) numaralı piston sağa doğru hareket eder ve (3) numaralı helisel yayla dengelenen (1) numaralı klapeyi açar. (1) numaralı klape açılınca (10) numaralı hücre ile bağlantılı duruma gelen (4) numaralı hücrede basınç hazne basıncına düşer. Sonra pompa ile bağlantılı olan (5) numaralı hücrede basınç kuvvetleri (6) numaralı helisel yayla dengelenen (7) numaralı klapeye etkir ve (7) numaralı klape de açılır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan hazneye yönlendir. Akümülatörde basınç maksimal basınca düşünce (1) numaralı klape (3) numaralı helisel yayın etkisiyle yeniden kapanır ve (4) numaralı hücredeki basınç (5) numaralı hücredeki basınca eşit olur. İşte o zaman (6) numaralı helisel yayın dengelediği (7) numaralı klape kapanarak pompadan hazneye yağ akımını keser.

2.c) BASINÇÜSTÜ KLAPELERİ

Basınçüstü klapelerinin işlevi, hidrolik devrenin



Şekil-4.20 Boş konumda messier regülatörü
(MESSIER DISJONKTÖR - KONJONKTÖRÜ)



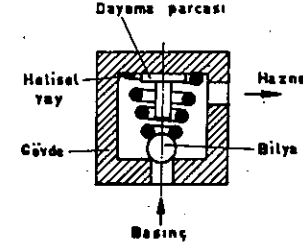
Şekil-4.21 Çalışır konumda messier regülatörü
(MESSIER DISJONKTÖR - KONJONKTÖRÜ)

bir kesiminde basınç maksimal işletme basıncını aştığı zaman pompanın bastığı hidrolik akışkanı hazneye yöneltmektir. Bunun için hidrolik mekanizmalar teknolojisinde basınçüstü klapeleri güvenlik supapları olarak da adlandırılır.

2.c.1) BİLYALI BASINÇÜSTÜ KLAPELERİ

2.c.1.a) BİLYASI DOĞRUDAN HELİSEL YAYLA SIKIŞTIRILAN BASINÇÜSTÜ KLAPEİ

(Şekil-4.22)'de, bilyası doğrudan helisel yayla sıkıştırılan bir basınçüstü klapesi görülmektedir. Bu basınçüstü klapesi bir gövde, bir helisel yay ve helisel yayın dengeleyerek

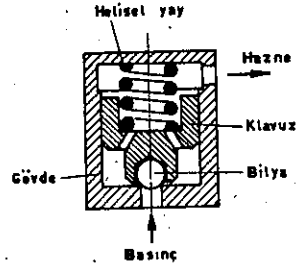


Şekil-4.22 Bilyası Doğrudan Helisel Yayla Sıkıştırılan Basınçüstü Klapesi

sıkıştırdığı bir bilyadan oluşmuştur. Yukarıya kaçmaması için bilyanın arkasına ayrıca bir dayanak yerleştirilmiştir. Hidrolik devrenin bir kesiminde basınç herhangi bir nedenle maksimal işletme basıncını aşınca bilyaya etkiyen basınç kuvvetleri bilyayı iterek menfezi açar. Açılan menfezden giren pompanın bastığı hidrolik akışkan hazneye yönelir. Bilyası doğrudan helisel yayla sıkıştırılan basınçüstü klapelerinin çok sade olmalarına karşın güvenilir olmaktan uzak bulduklarını da açıklamakta yarar vardır. Bir kez klape işlevini yaparken yani pompanın bastığı hidrolik akışkanı hazneye yönlendirirken bilya titreşir ve döner. Bilyanın titreşmesi ve dönmesi de menfezin aşınmasına neden olur. Güvenlik supabı gibi de işlev gören bu basınçüstü klapeleri genellikle, küçük debi veren pompaların beslediği işletme basıncı düşük hidrolik devrelerde kullanılırlar.

2.c.1.b) BİLYASI KILAVUZLA MERKEZLENEN BASINÇÜSTÜ KLAPEİ

(Şekil-4.23)'de, bilyası kılavuzla merkezlenen bir

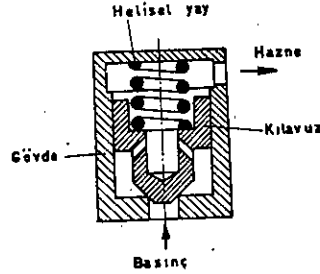


Şekil-4.23 Bilyası Kılavuzla Merkezlenen Basınçüstü Klapesi

basınçüstü klapesi görülmektedir. Bu klapanın yukarıda incelemiş olduğumuz klapeden farkı, bilyanın kılavuz denilen bir parça ile merkezlenmesi ve sıkıştırma yayının da doğrudan bilyaya değil kılavuza etkimesidir. Bilyayı merkezleyen kılavuz bilyanın titreşmesini ve dönmesini de önler.

2.c.2) KONİK KILAVUZLU BASINÇÜSTÜ KLAPESİ

(Şekil-4.24)'de görülen konik kılavuzlu basınçüstü klapesinde bilya tamamen kaldırılmıştır. Bu klape bir gövde, ucu konik olarak işlenmiş olan bir kılavuz ve bir de helisel yaydan oluşmuştur. Konik kılavuzlu basınçüstü klapesinde bilyanın işlevini doğrudan doğruya kılavuzun kendisi yerine getirmektedir. Titreşim ve dönme olmadığı için ayrıca kılavuzun klape çalışırken menfezi aşındırması da olanaksızdır. Bu klapelere genellikle, hidrolik devrelerde geri dönüşü engelleyen klapelere giriş ve çıkış yerleri arasındaki basınç farkı küçük olduğu zaman olumlu sonuç alınabilmektedir.

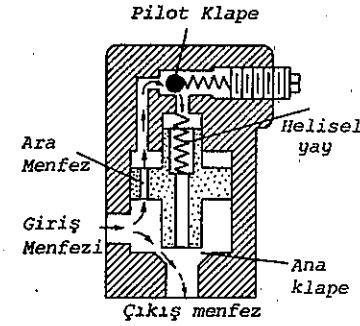


Şekil-4.24 Konik Kılavuzlu Basınçüstü Klapesi

2.c.3) PILOT KLAPE İLE DENGELENMİŞ BASINÇÜSTÜ KLAPESİ

Debi arttığı zaman, yukarıda incelemiş olduğumuz basınçüstü klapelere hem kesit ölçülerini hem de helisel yayların boyutlarını büyütme zorunluluğu ile karşılaşılır. Bu

durumda pilot klape ile dengelenmiş basınçüstü klapesi kullanmak gerekir. Pilot klape ile dengelenmiş basınçüstü klapesi diğer basınçüstü klapelere göre daha hafif ve daha kullanışlıdır. (Şekil-4.25)'de pilot klape ile dengelenmiş bir basınçüstü klapesi görülmektedir. Bu klape esas olarak bir gövde, bir ana klape ve bir de pilot klapeden oluşmuştur.



Şekil-4.24 Pilot Klape ile Dengelenmiş Basınçüstü Klapesi

Burada basınç kuvvetleri helisel yayla sıkıştırılan bilyayı etkiliyerek sağa doğru iter. Bilyanın tıkağı kanal açılır. Bu kanaldan geçen hidrolik akışkan ana klapanın üstündeki boşluğa dolar. Ana klapanın pistonu hem alttan ve hem de üstten basınç kuvvetleri tarafından etkilenir. Pistonun üst yüzü alt yüzünden daha küçüktür. Bu nedenle pistonun üst yüzüne etkileyen basınç kuvvetleri alt yüzüne etkileyen basınç kuvvetlerinden daha küçük olur. Pistonun üst ve alt yüzeylerine etkileyen basınç kuvvetlerinin cebirsel toplamı ana klape pistonunu sıkıştıran helisel yayın gerilimini aştığı zaman çıkış menfezi açılır ve hidrolik akışkan hazneye yönelir.

2.e) DAĞITICILAR / YÖN DEĞİŞTİRME VALFLARI ⁽¹⁾

Hidrolik kumanda sistemleri teknolojisinde, "DAĞITICI" olarak adlandırılan yön değiştirme valflarının işlevi, hidrolik güç iletiminde kullanılan devrelerde, boşa çalışma ya da bekleme durumu dışında, hidrolik alıcıların hem pompa ve hem de hazne ile bağlantısını sağlamaktır. Yön değiştirme valflarını, yapı ve işlevi düzenini gözönünde bulundurarak, ÇEKMECELİ ve KLAPELİ YÖN

⁽¹⁾ Hidrolik devrelerde, alıcıların pompa ve hazne ile bağlantısını sağlayan ara organa, yerine göre, hem "DAĞITICI", hemde "YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ", denilmektedir.

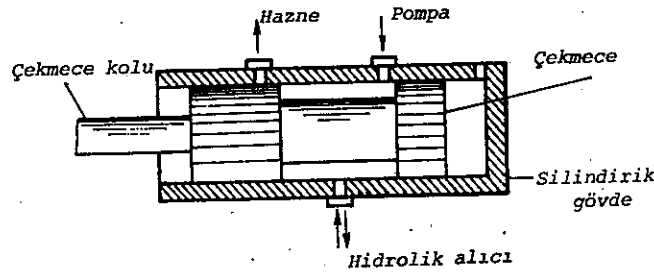
DEĞİŞTİRME VALFLARI olmak üzere ik bölüme ayırıp inceliyeceğiz.

2.d.1) ÇEKMECELİ DAĞITICILAR / ÇEKMECELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFLARI

Çekmeceli yön değiştirme valflerinin yapısı çok sade ve işleyişi çok basittir. Bu yön değiştirme valflerinin bölümlenmesinde, genellikle, pompa ve hazne ile bağlantıyı sağlayan yolların sayısı, geçişler, çekmecenin çalışma ve bekleme konumları gözönünde bulundurulur.

2.d.1.a) ÜÇ YOLLU TEK GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU ÇEKMECELİ DAĞITICI / ÜÇ YOLLU TEK GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU ÇEKMECELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ

(Şekil-4.26)'da, üç yollu tek geçişli iki konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi görülmektedir. Bu yön değiştirme valfi, hidrolik güç iletiminde, genellikle, tek etkili silindirlere yararlanan sabit ya da değişken debili sabit basınçlı pompanın beslediği hidrolik devrelerde kullanılır. Yön değiştirme valfi üzerinde, "YOL" olarak da adlandırılan üç menfez vardır. Menfezlerden biri hazne, biri pompa ve biri de hidrolik alıcı ile bağlantılıdır. Bekleme konumuna getirilmesi olanaksız olan bu yön



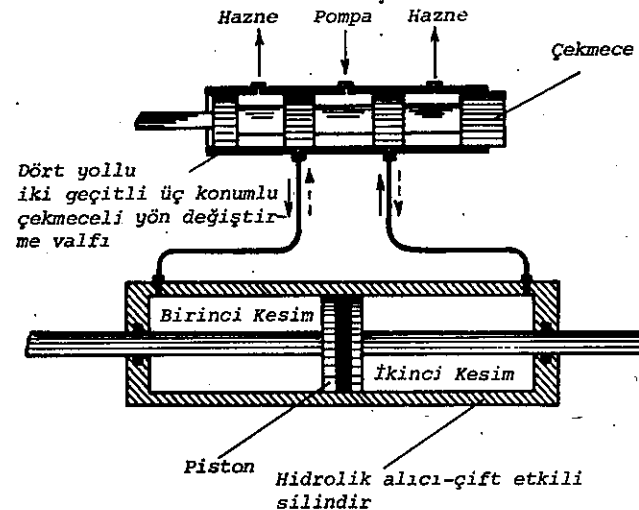
Şekil-4.26 Üç yollu tek geçişli iki konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi

değiştirme valfi, hidrolik alıcının ya hazne ya da pompa ile bağlantısını sağlar. Yön değiştirme valfi, hidrolik alıcının pompa ile bağlantısını sağladığı zaman pompanın bastığı hidrolik akışkan alıcının silindire dolmağa başlar ve piston, silindire giren hidrolik akışkanın miktarı ile orantılı bir hızla hareket

ederek hidrolik gücü kullanım yerine iletir. Hidrolik güç iletimi, hidrolik alıcıda, piston, kursunun sonuna gelinceye dek devam eder. Sonra çekmece geriye çekilerek pompa ile hidrolik alıcının bağlantısı kesilir ve hidrolik alıcı ile hazne bağlantılı duruma getirilir. Tek etkili silindirde örneğin bir helisel yayın etkilediği ve dengelediği piston, zıt yönde hareket ederek daha önce pompanın silindire basmış olduğu hidrolik akışkanı hazneye gönderir.

2.d.1.b) DÖRT YOLLU İKİ GEÇİŞLİ ÜÇ KONUMLU ÇEKMECELİ DAĞITICI / DÖRT YOLLU İKİ GEÇİŞLİ ÜÇ KONUMLU ÇEKMECELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ

Dört yollu iki geçişli üç konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi, hidrolik güç iletiminde, hidrolik alıcı olarak çift etkili silindirlere yararlanan hidrolik devrelerde kullanılır. (Şekil-4.27)'de görülen dört yollu iki geçişli üç konumlu yön değiştirme valfi üzerinde beş menfez vardır. Bu menfezlerden ikisi hazne, ikisi hidrolik alıcı ve biri de pompa ile bağlantılıdır. Hazne ile bağlantıyı sağlayan menfezler yön değiştirme valfinin dışında, geri dönüş borusunda birleştirildikleri için bunlar tek menfez olarak kabul edilirler.



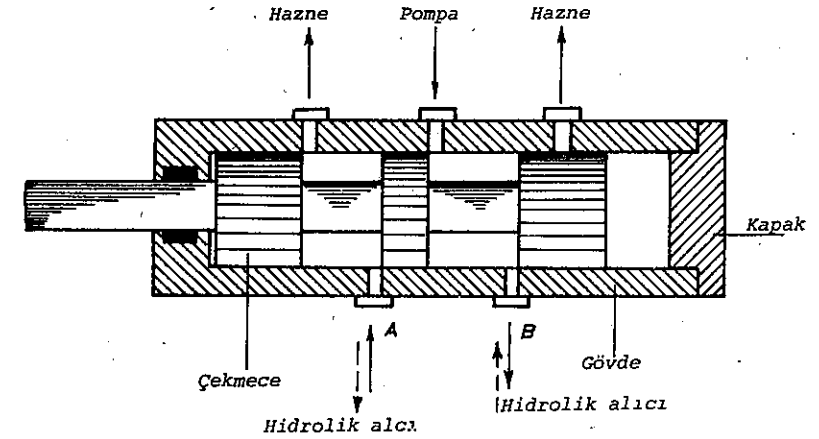
Şekil-4.27 Dört yollu iki geçişli üç konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi

(Şekil-4.27)'de, çift etkili bir silindirin pompa ve hazne ile bağlantısını sağlayan, dört yollu iki geçişli üç konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi bekleme konumunda görülmektedir. Bu yön değiştirme valfini bekleme konumundan çalışma konumuna getirmek için çekmeceyi sağa doğru itmek gerekir. Çekme sağa doğru itilince hidrolik alıcının birinci kesiminin hazne, ikinci kesiminin de pompa ile bağlantısı sağlanır ve pompanın bastığı hidrolik akışkan hidrolik alıcının ikinci kesimine dolmağa başlar. Bu durumda piston, pompanın bastığı hidrolik akışkanın miktarı ile orantılı bir hızla sola doğru hareket eder ve hidrolik alıcının birinci kesiminde bulunan hidrolik akışkanı hazneye gönderir. Bu, piston, kursunun sonuna gelinceye dek devam eder. Hidrolik alıcının birinci kesiminin pompa ve ikinci kesiminin hazne ile bağlantısını sağlamak için çekmeceyi, yeniden sağa doğru itmek zorunluluğu vardır. Çekmece, yeniden sağa doğru itildikten sonra bu kez hidrolik alıcının birinci kesiminin pompa, ikinci kesiminin hazne ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda piston sağa doğru hareket eder ve hidrolik alıcının ikinci kesiminde bulunan hidrolik akışkanı da hazneye yönlendirir.

2.d.1.c) DÖRT YOLLU İKİ GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU ÇEKMECELİ DAĞITICI / DÖRT YOLLU İKİ GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU ÇEKMECELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ

(Şekil-2.28)'de, dört yollu iki geçişli iki konumlu bir çekmeceli yön değiştirme valfi görülmektedir. Bu çekmeceli yön değiştirme valfi, hidrolik güç iletimi için uçaklarda ve özel takım tezgâhlarında yararlanılan değişken debili sabit basınçlı pompaların beslediği hidrolik devrelerde kullanılır. Bazı önemsiz ayrıntılar dışında bir çekmece ve bir de silindirik gövdeden oluşan dört yollu iki geçişli iki konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi üzerinde beş menfez vardır. Bu menfezlerden ikisi hazne, ikisi hidrolik alıcı ve biri de pompa ile bağlantılıdır. Şekilde görülen konumda (A) menfezi hazne ve (B) menfezi de pompa ile hidrolik alıcının bağlantısını sağlamaktadır. Hidrolik alıcıda piston, kursunun sonuna geldiği zaman zıt yönde hidrolik güç iletimini sağlamak

için (A) menfezinin pompa, (B) menfezinin hazne ile bağlantılı duruma getirilmesi gerekir. Bu nedenle çekmece kapağa dayanmaya dek sağa itilir.



Şekil-4.28 Dört yollu iki geçişli iki konumlu çekmeceli yön değiştirme valfi

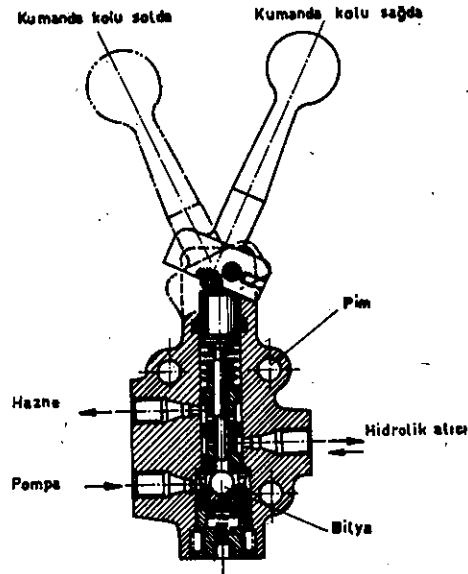
2.d.2) KLAPELİ DAĞITICILAR / KLAPELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFLARI

Çekmeceli yön değiştirme valflarında, projelendirme, yapım ve kullanım aşamalarında alınan bütün önlemlere karşın sızdırmazlığı tam olarak sağlamak mümkün olamamaktadır. İşte çekmeceli yön değiştirme valflarının bu sakıncasını ortadan kaldırmak istemi ve düşüncesiyle klapeli yön değiştirme valfları gerçekleştirilmiştir.

2.d.2.a) ÜÇ YOLLU TEK GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU KLAPELİ DAĞITICI / ÜÇ YOLLU TEK GEÇİŞLİ İKİ KONUMLU KLAPELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ

(Şekil-4.29)'da, üç yollu tek geçişli iki konumlu klapeli bir yön değiştirme valfi görülmektedir. Bu yön değiştirme valfi, daha önce incelemiş olduğumuz (Şekil-4.26)'da görülen üç yollu tek geçişli iki konumlu çekmeceli yön değiştirme valfinin işlevini yerine getirmektedir. Üç yollu tek geçişli iki konumlu klapeli yön değiştirme valfi bir gövde, gövdenin içerisine yerleştirilmiş helisel

yayla sıkıştırılan bir bilya, yine helisel yayla sıkıştırılan bir pim ve bir de kumanda kolundan oluşmuştur. Gövde üzerinde, pompa, hazne ve hidrolik alıcıya açılan üç menfez vardır. Kumanda kolu sağda iken hidrolik alıcı hazne ile bağlantılıdır. Hidrolik alıcının hazne ile bağlantısını kesmek için kumanda kolunu sola getirmek gerekir. Kumanda kolu sola getirildiği zaman pim aşağıya iner. Bu durumda hazne ile hidrolik alıcının bağlantısını



Şekil-4.29 Üç yollu tek geçişli iki konumlu klapeli yön değiştirme valfi

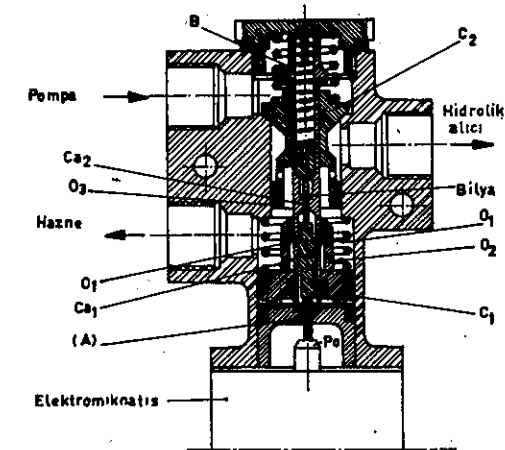
kesen pim, bilyayı iterek bilyanın tıkaadığı menfezi açar ve böylece pompa ile hidrolik alıcının bağlantısı sağlanmış olur. Hidrolik alıcının pompa ile bağlantısını kesmek ve hazne ile bağlantısını sağlamak için kumanda kolunu yeniden sağa getirmek gerekir.

2.d.2.b) ELEKTROMİKNATISLA KUMANDA EDİLEN KLAPELİ DAĞITICI/ ELEKTROMİKNATISLA KUMANDA EDİLEN KLAPELİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ

Seri imalat için belirli işlemlerin yapıldığı özel takım.

tezgâhları ile preslerdeki hidrolik devreler üzerine yerleştirilmiş olan klapeli yön değiştirme valflerinde, klappenin açılmasına ve kapanmasına elektromıknatısla kumanda etmek zorunluluğu vardır.

(Şekil-4.30)'da, elektromıknatısla kumanda edilen bir yön değiştirme valfi görülmektedir. Üç yollu tek geçişli iki konumlu bu elektromıknatısla kumanda edilen yön değiştirme valfi gövde, klape dizgesi ve elektromıknatıstan oluşmuştur. Klape dizgesi, oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Gövde üzerinde üç menfez vardır ve bu menfezlerden biri pompaya, biri hazneye, biri de hidrolik alıcıya açılır. Şekilde görülen konumda, elektromıknatısla kumanda edilen klapeli yön değiştirme valfi hidrolik alıcı ile haznenin bağlantısını sağlamaktadır. Pompa ile hidrolik alıcı arasında bağlantı kurabilmek için elektromıknatısla kumanda edilen (P_0) iticisinin (A) pimini iterek yukarıya kaldırması gerekir. Akım verildiği zaman elektromıknatıs oluşur. Elektromıknatıs oluşunca (P_0) dayanağı yukarıya kalkar ve (A) pimini de iterek



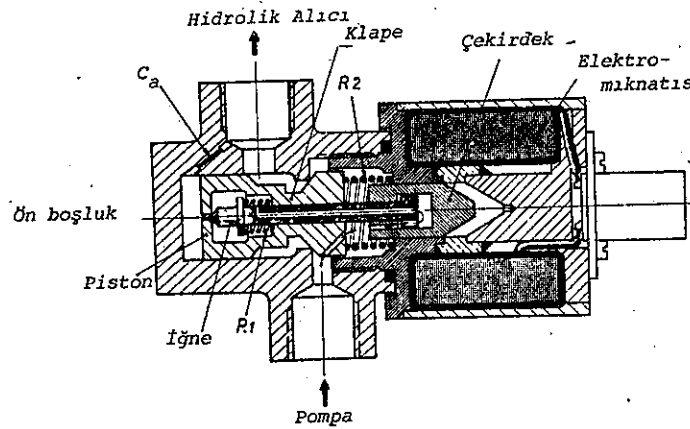
Şekil-4.30 Elektromıknatısla kumanda edilen klapeli yön değiştirme valfi

yukarıya kaldırır. Bu durumda (A) pimine kılavuzluk yapan (B) parçası üzerindeki (O_1) menfezi kapanır ve bilyanın tıkadığı (Ca_2) kanalı açılır. (Ca_2) ve (Ca_1) kanallarından geçen hidrolik akışkan da (C_1) klapesinin altındaki boşluğa dolmağa başlar. Bir helisel yayla dengelenen (C_1) klapesi yukarıya doğru hareket eder, önce (O_3) menfezi ni tıkayarak hidrolik alıcının hazne ile bağlantısını keser ve sonra (C_2) klapesinin kapatmış olduğu menfezi açarak pompanın hidrolik alıcısı ile bağlantısını sağlar. Hidrolik alıcıda, piston, kursunun sonuna gelince örneğin kılavuz miline monte edilmiş olan bir kumanda kolunun aracılığı ile elektrik akımı kesilir. Bu durumda elektromıknatısın etkinliği kaybolur ve dengeleme yayının etkilediği (A) pimi ve (P_0) dayanağı ilk konumuna gelir. (A) pimi ilk konuma gelince (O_1) menfezleri açılır. Bilya (Ca_2) kanalı kapatır. Pompanın bastığı hidrolik akışkanla bağlantısı kesilen (C_1) klapesi de aşağıya doğru hareket eder ve (O_3) menfezi açıldığı için hidrolik alıcı ile hazne arasında yeniden bağlantı kurulur. Ayrıca helisel yayla dengelenen (C_2) klapesi kapanarak hidrolik alıcının pompa ile bağlantısını keser.

2.e) ELEKTROMİKNATISLI MUSLUK

Hidrolik devrelerde, genellikle, basma hattı üzerine güvenlik supabından sonra yerleştirilen elektromıknatıslı musluğun işlevi, gerektiği zaman pompa ile hidrolik alıcının bağlantısını kesmektir.

(Şekil-4.31)'de, klapesine elektromıknatısla kumanda edilen bir elektromıknatıslı musluk görülmektedir. Bu elektromıknatıslı musluk, gövde piston-



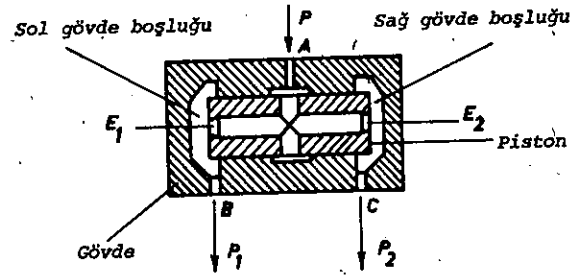
Şekil-4.31 Elektromıknatıslı musluk

klape, piston-klape içerisine yerleştirilen iğne ve elektromıknatıstan oluşmuştur. Ayrıca iğne ve piston-klapeyi dengeleyen iki helisel yay bulunmaktadır. Şekil üzerinde görülen konumda alıcı ile pompa arasında bağlantı kesilmiştir. Elektrik akımı verildiği zaman elektromıknatıs çekirdeği sağa doğru çeker, çekirdekle birlikte sağa doğru çekilen iğne de kapatmış olduğu menfezi açar. Bu menfezden giren ve ön boşluğa dolan hidrolik akışkan piston-klapeyi sağa doğru iter. Helisel yayla dengelenen piston-klapenin tıka- mış olduğu menfez açılır ve pompanın bastığı hidrolik akışkan alıcıya yönelir. Elektrik akımı kesilince elektromıknatıs çekirdeği bırakır, iğne de yuvasına oturur ve ön boşluğa yağ akımı kesilir. Daha sonra (R_2) yayının ittiği piston-klape hem pompa ile alıcının bağlantısını sağlayan menfezi kapatır hem de ön boşlukta bulunan hidrolik akışkanın bir kısmını (Ca) kanalının aracılığı ile alıcıya gönderir.

2.f) DEBİ BÖLÜCÜLERİ

İki alıcı içeren hidrolik devrelerde pompanın bastığı hidrolik akışkanı iki kola ayırmak zorunluluğu vardır. Bu durumda genellikle, DEBİ BÖLÜCÜSÜ denilen organlardan yararlanılır. Debi bölücüsünün işlevi, pompanın bastığı hidrolik akışkanı iki kola ayırmak yanında, işletme basıncından bağımsız olarak kollar- da debilerin eşitliğini sağlamaktır. İşletme basıncından bağımsız olarak kollar- da debilerin eşitliğinin sağlanması, bölücü üzerinde, yersel yük kayıplarını minimal değerlere indirgeyen düzenlemelerin gerçekleştirilmesini gerektirir. (Şekil-4.32)'de böyle bir debi bölücüsü görülmektedir. Bu debi bölücüsü bir gövde ve gövde içe- risinde her iki yönde de öteleme hareketi yapabilen bir piston- dan oluşmuştur. Gövde üzerinde pompa ve kollarla bağlantıyı sağlayan üç menfez vardır. Pompanın bastığı hidrolik akışkan (A) menfez- den debi bölücüsüne girer, (E_1) ve (E_2) menfezlerinden geçerek (B) ve (C) menfezlerinin aracılığı ile kollar- a yönelir. (B) menfezinin açıldığı kolda işletme basıncı (P_1) ve (C) menfezinin açıldığı kolda işletme basıncı da (P_2)'dir. Yersel yük kayıpları,

bilindiği gibi, debiye bağlıdır. Debi artarsa buna bağlı olarak yersel yük kayıpları da artar. (B) menfezinin açıldığı koldaki



Şekil-4.32 Debi Bölücüsü

debi (C) menfezinin açıldığı koldaki debiden daha büyük olduğu zaman (E₁) menfezindeki yersel yük kaybı da (E₂) menfezindeki yersel yük kaybindan daha büyük olur. Bu durumda sol gövde boşluğundaki basınç sağ gövde boşluğundaki basıncın altına düşer. Piston sola doğru hareket ederek kollardaki debi eşit oluncaya dek (B) koluna yağ akımını engeller.

2.g) FILTRAJ VE FİLTRELER

Sızıntı ve kaçakların büyük değerler alması istenilmiyorsa hareketli parçalar arasındaki boşluğun birkaç mikrondan daha fazla olmaması gerekir. Basıncılı yağ, içerdiği tüm yabancı maddeleri de beraberinde sürükleyerek madensel parçalar arasındaki bu bir mikronluk boşluklardan geçer. Yağın içerdiği katı ve çoğu zaman etkin aşındırıcı olan yabancı maddeler, dönme ve öteleme hareketi yapan madensel parçaların aşınmasına neden olurlar. Aşınmanın önüne ancak yağın içerisinde bulunan bu katı ve etkin aşındırıcı maddelerin boyutları, yağ filminin kalınlığından daha küçük olduğu zaman geçilebilir. Yağ filminin kalınlığı son derece değişkendir. Bu, yağın viskozitesine, kuvvetlere, basınca ve madensel parçaların hızına bağlıdır.

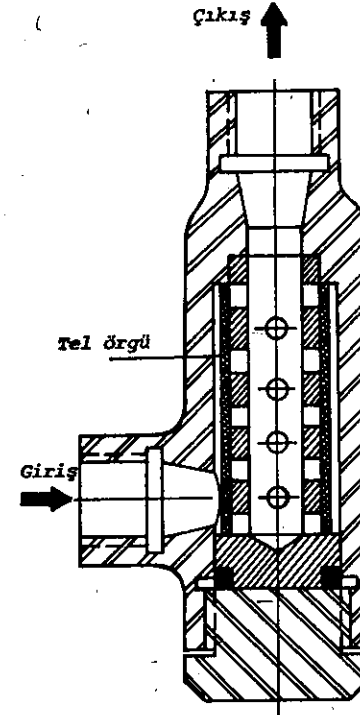
Katı ve aşındırıcı maddelerden tamamen arındırılmış bir hidrolik akışkan kullanılmış olsa bile bir hidrolik devrede hareket halindeki parçaların zamanla aşınması, çok küçük aşındırıcı nitelikte parçaların oluşumuna yol açar. İşte hidrolik devrelerin, aşınma sonunda oluşan çok küçük parçalardan arındırılması filtrelerin aracılığı ile gerçekleştirilir.

Hidrolik devrelerde çeşitli filtreler kullanılır. Şimdi hidrolik devrelerde kullanılan bu filtrelerden bazılarını inceleyeceğiz.

2.g.1) MADENSEL TEL ÖRGÜLÜ FİLTRELER

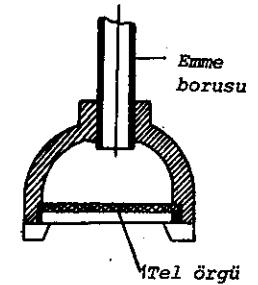
Tel örgülü filtrelerde filtraj elemanı olarak madensel tel örgüler kullanılır. Tek katlı madensel tel örgülerin filtraj gücü (50 µ)'dur. Madensel tel örgüleri üst üste koyarak filtraj

gücünü (5 µ)'na kadar yükseltmek mümkündür.



Şekil-4.34 Sevk borusu üzerine yerleştirilen madensel tel örgülü filtre

(Şekil-4.33) ve (Şekil-4.34)'de madensel tel örgülü filtrelerden ilginç iki örnek görülmektedir. Tel örgünün sık sık çıkarılarak temizlenmesi için filtre gövdesine kolay sökülüp takılması gerekir.



Şekil-4.33 Haznenin içerisinde emme borusunun ucuna yerleştirilen tel örgülü filtre

Filtre, hazne ile pompa arasında emme borusu üzerine yerleştirilmelidir. Bazan filtrenin sevk borusu ya da hazneye geri dönüş borusu üzerine yerleştirildiği de olur. Genellikle madensel tel örgülü filtrelerden olumlu yani kabul edilebilir nitelikte sonuçlar alınır. Bununla beraber yağın polimerizasyonu ile oluşan maddelerin tel örgü üzerinde toplanarak filtrenin işlevini yerine getirmesine engel olduğu da gözlenmektedir.⁽¹⁾ Böyle bir durumda yapılması gereken iş, filtraj elemanını hemen temizlemek olmalıdır. Gücü (50 μ) olan tel örgüler kolay temizlenebilir. Ancak daha ince filtraj elemanlarını temizlemek için ultra-sonik yöntemlerden yararlanmak gerekir.

2.g.2) FILTRAJ ELEMANI KÂĞIT OLAN FİLTRELER

(Şekil-4.35)'de filtraj elemanı kâğıt olan bir filtre görülmektedir. Bu filtre esas olarak gövde, kapak ve içi boş silindirik delikli tıkaçtan oluşmuştur. Gövde üzerinde giriş ve çıkış menfezleri vardır. İçi boş silindirik delikli tıkaçın üzerine periyodik olarak kalınlığı (0,1 mm) olan özel maddeler emdirilmiş filtraj kâğıtları ile kalınlığı (0,5 mm) olan çelik diskler geçirilir. Bu çelik disklerin işlevi filtraj kâğıtlarını birbirinden ayırmak ve sıkıştırmaktır. Yağ, çelik diskler arasında kalan filtraj kâğıtlarından geçerken içerisinde bulunan yabancı maddeleri bırakır. Ucuz olmalarına karşın üstün nitelikte süzme yapabilen filtraj kâğıtlarını filtrede tıkanma olduğu zaman hemen değiştirmek gerekir.

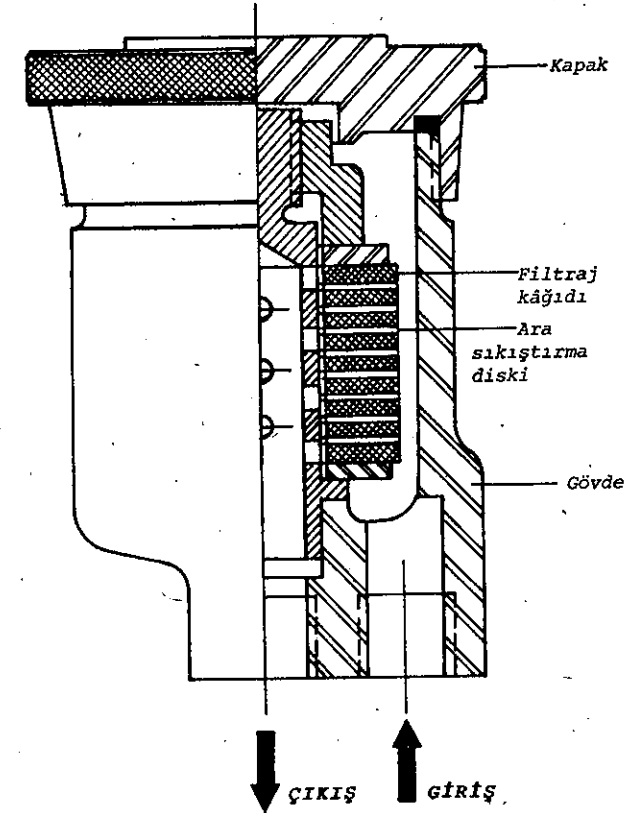
Filtrelerde süzme elemanı olarak tel örgüler ve özel maddeler emdirilmiş kâğıtlar dışında üstüğü ve kum gibi neshelerin kullanıldığı da olur. Üstüğü, hemen belirtelim ki, iyi sonuç veren bir süzme elemanıdır. Ancak çoğu zaman filtreyi tıkayarak yağ akımına engel olur. Bu nedenle pek kullanılmaz.

2.h) YAĞLARDA KİRLİLİĞİN ANALİZİ

Yağlarda kirliliğin analizinden belirli bir miktar yağın içerdiği taneciklerin sayısal olarak belirlenmesi anlaşılmalıdır. Bunun için genellikle, (100 cm³) yağ alınır ve beyaz kareli

⁽¹⁾ Polimerizasyon, bir molekülün, aynı yapıya ve aynı niteliklere sahip moleküllerle yeni bağlar oluşturarak birleşmesidir. Polimerizasyonda yüzde bileşimi aynı, fakat molekül tartısı öncekinin birkaç katı olan katı maddeler meydana gelir ve bunlara Kimyada genel olarak polimeri denir.

kâğıttan yapılmış (1 μ)'luk filtreden geçirilir. Yağ tamamen filtreden geçirildikten sonra binoküler mikraskoptan yararlanılarak filtrenin (1 mm²)'lik bir bölgesinde toplanmış olan tanecikler sayılır. (100 cm³) yağın içerdiği toplam tanecik miktarını bulmak



Şekil-4.35 Emme borusu üzerine yerleştirilen filtraj elemanı olarak özel maddeler emdirilmiş kâğıtların kullanıldığı bir filtre

için filtraj kâğıdı üzerinde taneciklerden oluşan kabartının alanı ile binoküler mikraskopta belirlenen tanecik sayısını çarpmak gerekir. Yapılan deneysel araştırmalar sonunda çok iyi filtraj

edilmiş yağların içinde bile önemli miktarda tanecikler bulunduğu anlaşılmıştır. Bu arada yeri gelmişken önemli bir yanılığa da değineceğiz. Örneğin (10 μ)'luk filtreden geçirilen bir yağın içerisinde (10 μ)'dan daha büyük taneciklerin bulunmadığı sanılır. Oysa deneyler bunun böyle olmadığını göstermektedir. (10 μ)'luk filtreden geçirilen yağın içerisinde de (10 μ)'dan daha büyük tanecikler bulunur. Ancak bunların sayısı azdır. Aşağıda görülen (4.1. Numaralı) çizelgede taneciklerin boyut ve sayısına göre yağların sınıflandırılması yapılmıştır.

Yağ fazla akıcı olduğu zaman üstün nitelikte filtraj zorunluluğu ortaya çıkar. Çünkü akıcı yağlarda yağ filminin kalınlığı çok azdır.

Piyasada satılan yağların doğrudan doğruya hidrolik devrelerde kullanılmayacak kadar kirli oldukları da daima göz önünde bulundurulmalıdır. Yağı hazneye doldurmadan önce filtreden geçirmenin hidrolik devreyi oluşturan tüm organların korunması bakımından gerekliliğini ayrıca belirtmek isteriz. Hidrolik devre çalışmaya başladıktan sonra yapılan filtraj yağın içerdiği taneciklerin azalmasını yani fizik niteliklerinin daha fazla yükselmesini sağlar.

2.4) DEBİ SINIRLAYICILARI / LİMİTÖRLER

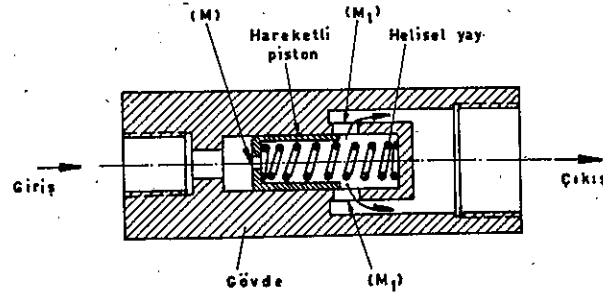
Bir devrede hidrolik motor tarafından soğurulan debi işletme basıncına, karşı koyma çiftleyine ve yük kayıplarına bağlıdır. Karşıkoyma çiftleyi uygulama yerine göre değişir ve düşük değer aldığı zaman yüksek dönme hızlarından kaçınmak için debiyi sınırlamak gerekir. Yüksek dönme hızları, bilindiği gibi, hidrolik motoru oluşturan mekanik organlara çok zararlıdır. Debi sınırlayıcıların bulunmadığı devrelerde çoğu zaman bir frenleme sisteminden yararlanılır. Ancak karşı koyma çiftleyi yüksek değerlere sahip olursa frenleme sisteminden yararlanma zorunluluğu ortadan kalkar.

Yersel ve sürekli yük kayıpları debinin karesi ile orantılıdır. Debi sınırlayıcılarının asıl işlevi, yük kayıpları ve

Mikron olarak taneciklerin boyutları	YAĞLARIN SINIFLARI																	
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				
	100 cm ³ yağ için taneciklerin sayısı																	
5 ≤ a < 15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1020000				
15 ≤ a < 25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22900	45600	21200	182400				
25 ≤ a < 50	4	8	16	32	63	136	253	506	1012	2025	4050	8100	11200	32400				
50 ≤ a < 100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760				
a ≤ 100	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024				
	Hidrolik Devre için						Kritik			Orta			Kabuç edilebilir durumda			Kullanılmaz		

debi arasındaki bu ilişkiye bağlı kalarak belirli bir dönme hızını veren debinin hidrolik motor tarafından soğurulmasını sağlayan yersel yük kayıplarını meydana getirmektedir.

(Şekil-4.36)'da, devrenin hidrolik motoru besleme hattı üzerine yerleştirilen bir debi sınırlayıcısı görülmektedir.⁽¹⁾ Şimdi



Şekil-4.36 Debi Sınırlayıcısı

gövde, piston ve helisel yaydan oluşan bu basit debi sınırlayıcısının debiyi nasıl sınırladığını açıklayalım. Pompanın bastığı hidrolik akışkan önce (M) ve sonra (M₁), (M₂) menfezlerinden geçerek kullanım yerine gider. (M) menfezi hareketli piston üzerindedir. Pistonun arkasında gerilimi sabit olan bir helisel yay vardır. Hidrolik akışkan (M) menfezinden geçerken meydana gelen yersel yük kaybı, (γ) özgül ağırlık ve (U) akım hızı olduğuna göre, Bernoulli Teoremi uyarınca

$$\Delta P = \gamma \cdot \frac{U^2}{2g}$$

eşitliği ile verilir. Diğer yandan (M) menfezinin kesit alanını (S_m), debisini de (q) ile gösterelim. Bu durumda

$$U = \frac{q}{S_m}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$\Delta P = \gamma \cdot \frac{U^2}{2g}$$

ve

⁽¹⁾ Debi sınırlayıcısından, yalnız dönme hareketi yapan hidrolik motorların kullanıldığı hidrolik devrelerde değil çift etkili silindirelerin kullanıldığı hidrolik devrelerde de yararlanılır.

$$U = \frac{q}{S_m}$$

eşitliklerinin birleşiminden de

$$\Delta P = \gamma \cdot \frac{q^2}{S_m^2} \cdot \frac{1}{2g}$$

eşitliği elde edilir. Pistonun dengede olabilmesi için helisel yayın geriliminin pistonu etkileyen basınç kuvvetlerine eşit olması gerekir. Pistonun kesit alanı (S_p), helisel yayın gerilimi de (F) ile gösterilirse (M) menfezinin giriş ve çıkış yerleri arasında basınç farkı (ΔP) olduğu için

$$F = S_p \cdot \Delta P$$

eşitliğini yazmak mümkün olur. Ayrıca

$$\Delta P = \gamma \cdot \frac{q^2}{S_m^2} \cdot \frac{1}{2g}$$

eşitliği ile

$$F = S_p \cdot \Delta P$$

eşitliğinin birleşimi yapılırsa

$$\frac{F}{S_p} = \gamma \cdot \frac{q^2}{S_m^2} \cdot \frac{1}{2g}$$

eşitliği elde edilir. Belirli bir dönme hızına ulaşmak için hidrolik motor tarafından soğurulan debi (q₀) olsun. eğer

$$q > q_0$$

olursa yersel yük kaybı artar, pistonu etkileyen basınç kuvvetleri helisel yayın geriliminden daha büyük değerlere ulaşır ve piston sağa doğru hareket eder. Piston sağa doğru hareket edince gövde üzerindeki (M₁), (M₂) menfezleri kısmen kapanır ve debi azalarak (q₀) değerini alır.

$$q < q_0$$

olduğu zaman yersel yük kaybı azalır. Bu durumda pistonu etkileyen

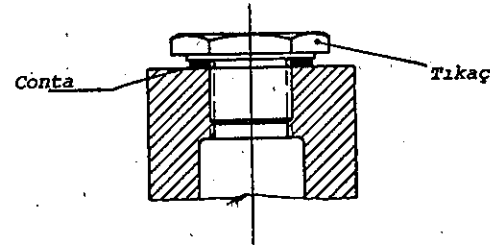
basınç kuvvetleri de helisel yayın geriliminden küçük olduğu için piston sola doğru hareket ederek gövdeye dayanır. Piston sola doğru hareket ederek gövdeye dayanınca (M_1), (M_2) menfezleri tamamen açılır ve debi sınırlayıcısının verdiği debi (q_0) oluncaya dek artar.

2.j) CONTALAR

Yukarıda incelemiş olduğumuz tüm cihazlarda, iç ve dış yağ kaçaklarını önlemek için contalardan yararlanır. Dış kaçaklar yağ kaybına, iç kaçaklar da verimin düşmesine neden olurlar. Şimdi bir hidrolik devrede yer alan ana ve ara organlarda yağ kaybına ve verimin düşmesine neden olan kaçakların önlenmesinde kullanılan contaları gözden geçirelim.

2.j.1) MADENSEL CONTALAR

Genellikle, bakır ve alüminyumdan yapılan madensel contalar, (şekil-4.37)'de görüldüğü gibi, vidalı tıkaçlarda sızdırmazlığın sağlanmasında kullanılır. Bakır conta vidalı tıkaçın altına yerleştirilmeden önce mutlaka ısıtılmalıdır. Bakır contanın sızdırmazlığı sağlaması için iyi sıkıştırılması gerekir. Bu conta, hemen belirtelim ki, büyük basınçlara dayanabilir.

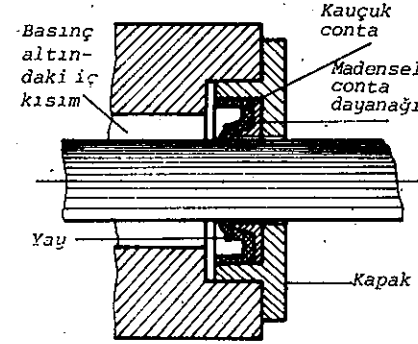


Şekil-4.37 Madensel Conta

2.j.2) DUDAKLI CONTALAR

Madensel contalar dışında kalan bütün contaların yapımında, hidrolik devrenin içerdiği akışkana dayanıklı bir organik polimerden yararlanır. Bu yüksek organik polimerinin en belirleyici niteliği esnek olması ve üretiminde sentetik kauçuk kullanılmasıdır.

Dudaklı contalardan, kılavuz mili üzerine geçirilmiş sızdırmazlığı sağlayan esnek contalar anlaşılmalıdır. Madensel yağlara en iyi dayanan dudaklı contalar salt sentetik kauçuktan yapılmış olan dudaklı contalardır. (Şekil-4.38)'de bu dudaklı contalardan birinin montajı

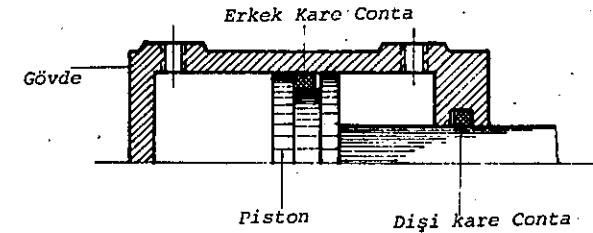


Şekil-4.38 Dudaklı Kauçuk Conta

talardan birinin montajı görülmektedir. Dudaklı conta üzerine dudağı takviye eden halka şeklinde bir yay geçirilmiştir. Ayrıca contanın yüksek işletme basıncına dayanmasını sağlayan bir madensel conta dayanağı vardır. Conta ve conta dayanağı kılavuz miline geçirildikten sonra kapağın içerisine yerleştirilir. Kapak vidaları gövdeye bağlanır.

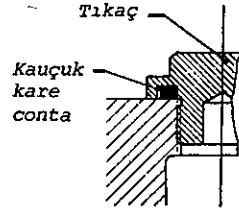
2.j.3) KARE CONTALAR

(Şekil-4.39)'da, bir hidrolik alıcıda piston ve gövde üzerine yerleştirilmiş dişi ve erkek iki tip kare conta görülmektedir. Bu tür contaların yapımında da sentetik kauçuk kullanılır. Kare conta olarak adlandırılan contaların kesiti kare ya da dikdörtgen şeklindedir. Basınç kuvvetlerinin etkisiyle radyal olarak

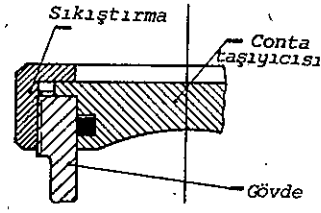


Şekil-4.39 Kare Conta

genleşen kare contalar sıkıştırarak yan boşlukları tıkar ve sızdırmazlığı sağlar. (Şekil-4.40) ve (Şekil-4.41)'de düzlem ve silindirik yüzeyler üzerine oturtulmuş statik tıkaç contaları görülmektedir.



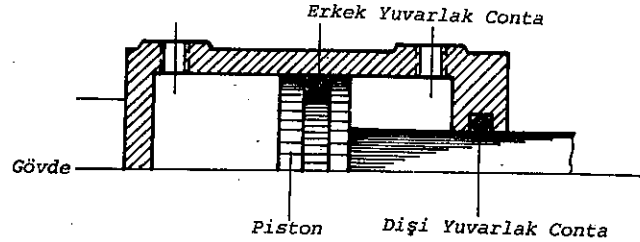
Şekil-4.40 Düzlem yüzey üzerine oturtulmuş statik kare conta



Şekil-4.41 Silindirik yüzey üzerine oturtulmuş statik kare conta

2.j.4) YUVARLAK CONTALAR

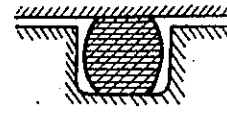
Yapımı kolay, maliyeti düşük olduğu ve asıl önemlisi iki yönde de sızdırmazlığı sağladığı için kare contaların yerine çoğu zaman yuvarlak contalar kullanılır. (Şekil-4.42)'de, bir hidrolik alıcıda piston ve gövde üzerine montaj edilmiş dişi ve erkek iki tip yuvarlak conta görülmektedir. Kullanımının yaygın



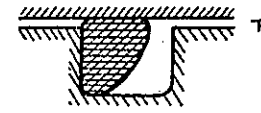
Şekil-4.42 Yuvarlak Conta

olması bu contaların işlevlerinin derinlemesine irdelenmesini gerektirmektedir. Basınç kuvvetlerinin etkisi altında olmadığı zaman yuvarlak conta, yuvasında (Şekil-4.43)'de görülen konumda bulunur. (100 kg/cm²)'lik işletme basıncının altındaki basınçlarda

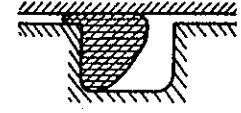
basınç kuvvetleri contayı etkileyince (Şekil-4.44)'de görülen biçimi alır. Basınç kuvvetlerinin etkisiyle yuvarlanın karşı yüzüne iyice dayanan conta radyal olarak genişir ve pistonla silindir arasındaki boşluğu örtterek sızıntıyı önler. İşletme basıncı (100 kg/cm²)'ye yaklaştığı ya da (100 kg/cm²)'yi aştığı



Şekil-4.43

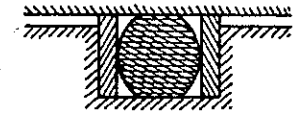


Şekil-4.44



Şekil-4.45

zaman conta, basınç kuvvetleri yönünde bir çıkıntı yaparak pistonla silindir arasındaki boşluğu doldurur. Bu durumda, kayan yüzeyler arasında oluşan yağ filmi yağlama ve soğutma işlevlerini yerine getirmesine rağmen conta kısa sürede parçalanarak kullanılmayacak duruma gelir. Yuvarlak contaların sızdırmazlığı sağlanması ve parçalanarak kullanılmayacak bir duruma gelmesinin önlenmesi, basıncın sınırlandırılması yanında hızın da sınırlandırılmasını gerektirir. Hidrolik devrelerde işletme basıncı azaldığı zaman hız artar. Gerçi ontalar için işletme basıncı gibi deneyimle saptanmış bir öteleme hız limiti yoktur. Ancak (10 kg/cm²)'den daha küçük işletme basınçları için hız (2 m/sn) olarak sınırlandırılmalıdır. (100 kg/cm²)'nin üstünde bulunan işletme basıncında yuvarlak contaları korumak için conta yuvasının iki yanına, (Şekil-4.46)'da görüldüğü gibi piriç ya da köseleden yapılmış dayanaklar yerleştirmek gerekir. Bu dayanakların kalınlığı (2 mm)'den daha fazla olmamalıdır.



Şekil-4.46

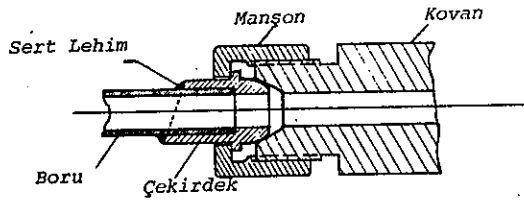
2.k) RAKORLAR

Bir devrenin çeşitli hidrolik cihazları borular tarafından birleştirilir. Boruların bağlanması çok önemlidir. Bunun

için rakor adı verilen bağlantı elemanlarından yararlanılır. Hidrolik devrelerde boru bağlantı elemanı olarak kullanılan değişik firmaların imal etmiş oldukları rakorlar vardır. Biz bu rakorlardan yapısı basit, kullanımını yaygın olanlar üzerinde kısaca duracağız.

2.k.1) LEHİMLİ RAKOR

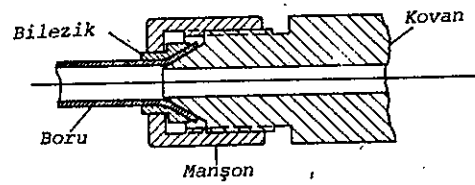
(Şekil-4.47)'de lehimli rakor görülmektedir. Bu rakor manşon, çekirdek ve kovandan oluşmuştur. Çekirden boruya lehimlenerek bağlanır. Kovandaki yuvaya iyi oturması için çekirdeğin baş tarafı konik yapılıdır. Tepe açısı yaklaşık olarak (60°) 'dir. lehimli rakor aksiyal kuvvetlere karşı dayanıklı ve sağlam olduğu için çoğu zaman diğer rakorlara tercih edilir.



Şekil-4.47 Lehimli Rakor

2.k.2) ÇEKİRDEKSİZ RAKOR

(Şekil-4.48)'de görülen çekirdeksiz rakor esas olarak manşon, kovan ve dayanma bileziğinden oluşmuştur. Bu rakorda çekirdek yoktur. Borunun ucu kovan başına rahatça oturacak biçimde dışa doğru konikleştirilir. Konikleştirilen kısmın arkasına dayanma

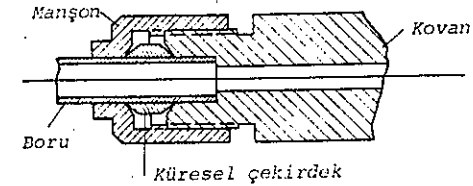


Şekil-4.48 Çekirdeksiz rakor

bileziği yerleştirilir. Manşon dayanma bileziğinin üzerine geçirilir. Dayanma bileziğinin işlevi manşon vidalandığı zaman hem boruyu sıkıştırarak sabitleştirmek hem de sızdırmazlığı sağlamaktır.

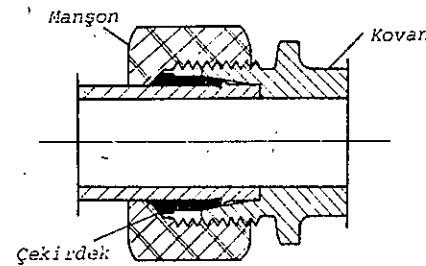
2.k.3) KÜRESEL ÇEKİRDEKLİ RAKOR

Küresel çekirdekli rakor, yukarıda incelemiş olduğumuz lehimli ve çekirdeksiz rakorlardan farklı bir yapıya sahiptir. Bu rakor, (Şekil-4.49)'da da görüldüğü gibi, manşon, kovan ve bir de küresel çekirdekten oluşmuştur. Pirinç ya da çelikten yapılan küresel çekirdek boruya geçirilir. Borunun serbest ucu kovanın içindeki silindirik yuvaya yerleştirildikten sonra manşon vidalanır. Bu



Şekil-4.49 Küresel Çekirdekli Rakor

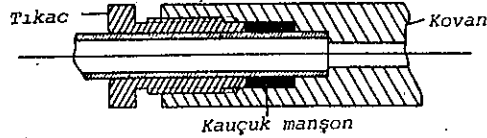
durumda kovan ve manşon arasında aksiyal kuvvetlerin etkisiyle basılmağa zorlanan küresel çekirdek boruyu sıkıştırarak sabitleştirir. (Şekil-4.50)'de, çekirdekli rakorların ilginç bir varyantı görülmektedir. Bu rakorda, sıkıştırmanın daha büyük bir etkinlik kazanması için çekirdeğe disimetrik bir biçim verilmiştir.



Şekil-4.50 Disimetrik Çekirdekli Rakor

Ayrıca borunun berbest ucunda, çekirdeğin kaymasını önleyerek belirli bir yerde kalmasını sağlayan tırnak vardır. (Şekil-4.51)'de, çekirdekli rakorlar sınıfına sokulabilen başka bir rakor görülmektedir. Bu rakorda manşonun yerini tıkaç, çekirdeğin yerini de kauçuk manşon almıştır. Kauçuk manşon boruya geçirildikten sonra borunun

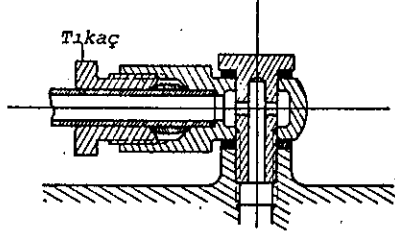
serbest ucu kovan içindeki silindirik yuvaya yerleştirilir. Daha sonra tıkaç vidalanarak kauçuk manşon sıkıştırılır. Bu durumda radyal olarak genleşen kauçuk manşon boruyu kavrar ve sabitleştirir.



Şekil-4.51 Kauçuk Manşonlu Rakor

2.k.4) DİRSEKLİ RAKOR

(Şekil-4.52)'de, bir dirsekli rakor görülmektedir. Dirsekli rakor esas olarak küresel çekirdekli rakora benzer. Bu rakorun küresel çekirdekli rakordan ayırımı üzerinde hidrolik akışkanın

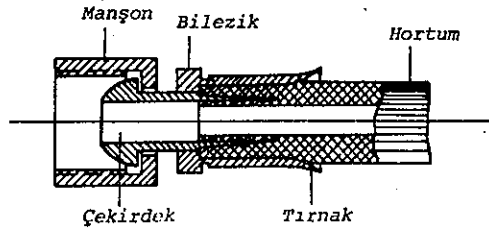


Şekil-4.52 Dirsekli Rakor yön değiştirmesini sağlayan bir dirseğin bulunmuş olmasıdır. Yer, normal rakorlardan birinin kullanılmasına elverişli olmadığı zaman dirsekli rakordan yararlanılır.

2.k.5) HORTUM RAKORU

(Şekil-4.53)'de görülen

hortum rakorunun lehimli rakordan fazla bir ayırımı yoktur. Hortum rakorunda çekirdeğin hortumla bağlantısı, bakır ya da pirinçten yapılmış olan bir bilezikle



Şekil-4.53 Hortum Rakoru

gerçekleştirilir. Hortumun serbest ucu, çekirdek ve bilezik arasında kalan boşluğa yerleştirilir. Daha sonra bileziğin tırnak adı verilen kısmı, küçük bir çekiçle vurularak içe doğru eğilir. İçe doğru eğilen tırnak hortuma saplanır ve hortumun çekirdekten ayrılmasını engeller.

2.1) GÜVENLİK ORGANLARI

Hidrolik devrelerde güvenlik organlarının önemli bir yeri ve işlevi vardır. Güvenlik organlarının işlevi, hemen belirtelim ki, çoğu zaman önemsenmeyen bazı küçük arızaların, hidrolik devreleri işlevini yapamaz bir duruma getiren büyük arızalara neden olmasını önlemektir.

Hidrolik devrelerde karşılaşılan küçük arızaları ve bunların hidrolik devreleri işlevini yapmaktan alıkoyan büyük arızalara dönüşmesinin nasıl engellendiğini kısaca açıklayalım.

2.1.1) Pompa debi vermez

Pompa debi vermediği zaman genellikle, bir yardım pompasından ya da bir el pompasından yararlanılır. Ayrıca basma borusu üzerinde geri dönüşü engelleyen bir klape bulunmalıdır. Çünkü debi vermeyen arızalanmış bir pompa hidrolik devreye basılan yağın hazneye dönmesine neden olabilir.

2.1.2) Borulardan biri üzerinde kaçak ya da sızıntı vardır

Sabit basınçlı hidrolik devrelerde, borulardan biri üzerinde kaçak ya da sızıntı olması çok tehlikelidir. Çünkü hazne tamamen boşalabilir. Özellikle uçaklarda iniş takımının açılmasını güvence altına almak için yeteri kadar yağ içeren bir yardım pompası ya da el pompası ile birlikte küçük bir yardımcı hazne bulundurulur.

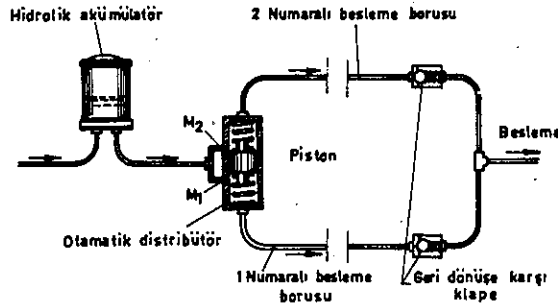
2.1.3) Borulardan biri patlamıştır

Uçaklarda, servokumanda, iniş takımı kumanda sistemi ve frenleme gibi, mutlak olarak güvenliğe gerek duyulan organlarda

biri yardımcı olmak üzere çift besleme borusu kullanılır. Patlayan boru kendiliğinden ve anında devre dışı kalmalıdır.

3.1.3.a) Değişmeyen akım yönüne sahip hidrolik devrelerde basma borularının dubleması

Değişmeyen akım yönüne sahip hidrolik devrelerde basma borularının dubleması için (şekil-4.54)'de görüldüğü gibi, hidrolik pompa ya da hidrolik akümülatörün çıkış yerine yerleştirilen bir otomatik distribütörden yararlanır. Otomatik distribütör silindirik bir gövde, bir piston ve pistonu dengeleyen iki helisel yaydan oluşmuştur. Basma hattı üzerine yerleştirilen otomatik distribütör uçlarından iki besleme borusuna bağlanır. Besleme boruları üzerinde geri dönüşü engelleyen klape vardır. Besleme borularından biri, örneğin 1 numaralı besleme borusu



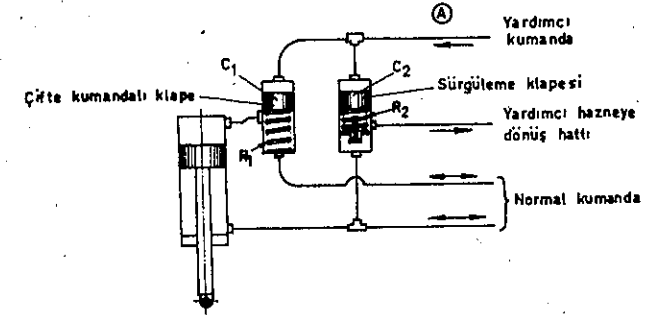
Şekil-4.54 Otomatik Distribütörden Yararlanılarak Boruların Dubleması

patladığı zaman pistonun iki yanı arasında bir basınç farkı meydana gelir. Meydana gelen bu basınç farkı pistonun aşağıya doğru hareket etmesine neden olur. Aşağıya doğru hareket eden piston (M₁) menfezini kapatarak bu menfezin bağlı olduğu besleme borusuna yağ akımını keser. 2 numaralı besleme borusu ile kullanım yerine iletilen yağın 1 numaralı besleme borusuna geçmesi geri dönüşü engelleyen klapeler tarafından önlenir.

2.1.3.b) KUMANDA SİSTEMİNİN DUBLEMANI

2.1.3.b.1) Uçaklarda iniş takımında kumanda sisteminin dubleması

Uçaklarda iniş takımında kumanda sisteminin dubleması için (şekil-4.55)'de görüldüğü gibi, örneğin yardımcı el pompası tarafından beslenen ikinci bir hidrolik devreden yararlanır. (R₁) ve (R₂) helisel yaylarının işlevi, normal kumanda sistemi



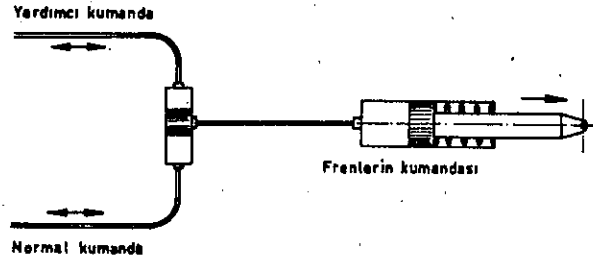
Şekil-4.55 İniş takımında kumanda sisteminin dubleması

çalışırken (C₁) ve (C₂) klapelelerini şekil üzerinde görülen konumda tutmaktır. Hidrolik mekanizmalar teknolojisinde (C₁) klapesine çift kumandalı klapeler, (C₂) klapesine de kilitleme klapesi adı verilir. Normal kumanda sistemi arızalandığı zaman yardımcı kumanda sistemi çalıştırılır. Yardımcı kumanda sistemini çalıştırmak için el pompası ile hidrolik akışkan (A) hattına basılır. Bu durumda (C₁) ve (C₂) klapelelerinin iki yanında basınç farkı meydana gelir. (C₁) klapesi aşağıya doğru hareket ederek hidrolik alıcının üst yanının (A) hattı ile bağlantısını, (C₂) klapesi de yine aşağıya doğru hareket ederek hidrolik alıcının alt yanının hazne ile bağlantısını sağlar.

2.1.3.b.2) Frenlerde kumanda sisteminin dubleması

(Şekil-4.56)'da, frenlerde kumanda sisteminin dubleması görülmektedir. Bu dubleman yukarıda incelemiş olduğumuz

iniş takımı kumanda sistemi dublemanının sadeleştirilmiş bir şeklidir. Normal kumanda sistemi arızalandığı zaman devreye



Şekil-4.56 Frenlerde kumanda sisteminin dublemanı

hemen yardımcı kumanda sistemi sokulur. Yardımcı kumanda sistemi devreye girdikten sonra normal kumanda sisteminin hidrolik alıcısı ile bağlantısı kesilir.

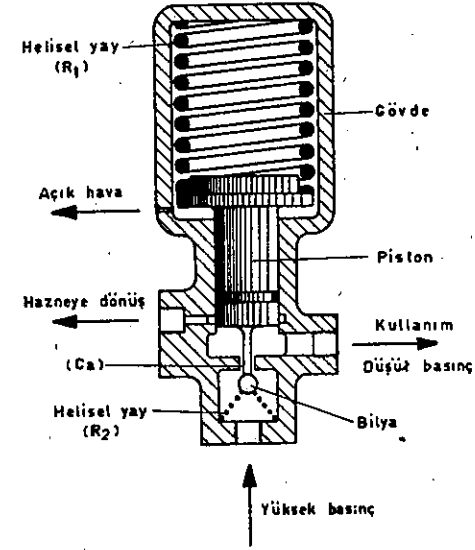
2.1.3.c) HİDROLİK DEVRELERİN DUBLEMANI

Çok büyük yolcu ve nakliye uçaklarında aynı işlevi yerine getiren birbirinden tamamen bağımsız iki ya da üç hidrolik devre bulundurulur. Kaza olasılığını minimal bir değere indirmek için örneğin uçak dümeni servokumandalarında olduğu gibi, ne kadar yardımcı devre varsa o kadar da hidrolik alıcı kullanılır.

2.m) DETANTÖRLER

Detantörlerin işlevi bir hidrolik devrenin basıncını düşürerek alıcının gereksinmelerine ayarlamaktır.

(Şekil-4.57)'de, hidrolik devrenin basıncını düşürerek alıcının gereksinmelerine ayarlayan bir detantör görülmektedir. Bu detantör silindirik bir gövde, gövde içerisine yerleştirilmiş bir piston ve pistonu dengeleyen iki helisel yaydan oluşmuştur. Detantör üzerinde üç menfez ve bir kanal vardır. Menfezlerden biri hazne, biri alıcı ve biri de pompa ile bağlantılıdır. Pistona etkiyen basınç kuvvetleri (R_1) yayının geriliminden küçük



Şekil-4.57 Detantör

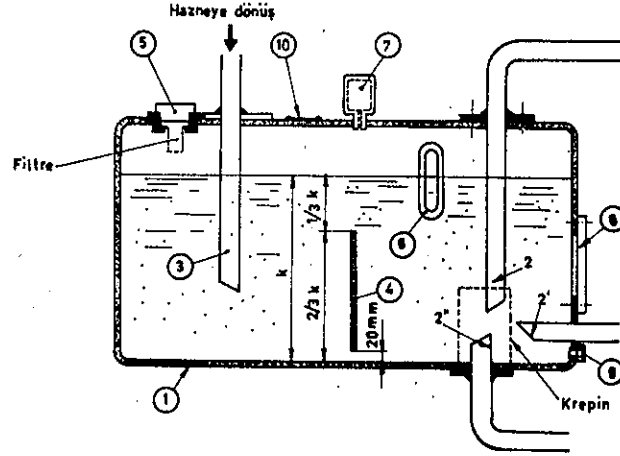
ya (Ca) kanalını kapattığı zaman pistonun daha önce kapatmış olduğu hazne ile bağlantılı menfez açılır ve alıcıya basılmış olan yağ hazneye döner.

2.n) YAĞ HAZNELERİ

Yağ haznelerinin asıl işlevi hemen belirtelim ki, bir hidrolik devrenin yedek yağ stokunu hazır bulundurmak yani kaçak ve sızıntıların, genişlemelerin, kullanım sürecinde hidrolik devre tarafından yutulmuş yağın neden olduğu hacim farklarını karşılamaktır. Yağ haznelerinin başka önemli işlevleri de vardır. Bunlar sırasıyla yağın emülsiyonuna engel olmak, yağı tortusundan ve yabancı maddelerden ayırmak yani filtrelerin rolünü tamamlamak ve nihayet kendi konveksiyonu ve radyasyonu ile yağın soğumasını sağlamaktır. Bu işlevlerin yerine getirilmesi,

olduğu zaman piston hazne ile bağlantılı menfezi kapatır, buna karşın bilyanın tıkadığı (Ca) kanalı açılır ve bu kanaldan geçen hidrolik akışkan alıcıya yönlendirilir. Pompanın bastığı hidrolik akışkanın basıncı, alıcıya gereksinme duyulan basınçtan daha büyük olursa pistonu etkileyen basınç kuvvetleri de (R_1) yayının geriliminden daha büyük olur ve bu durumda bilya (Ca) kanalını kapatarak pompadan alıcıya yağ akımını keser. Pompadan alıcıya yağ akımı kesildiği yani bilya

haznelerin bazı kurallara ve tekniklere uygun olarak yapılmasına bağlıdır. (Şekil-5.58)'de, örnek bir yağ haznesi görülmektedir. Şimdi sırasıyla iyi bir yağ haznesinin yapımında göz önünde bulundurulması gereken kurallara ve tekniklere değinelim.



Şekil-4.58 Tüm İşlevlerin Yerine Getirilmesini Sağlayacak Kural ve Tekniklere Uygun Olarak Yapılmış Bir Yağ Haznesi

2.n.1) HAZNENİN KAPASİTESİ

Haznenin kapasitesi, pompanın (1 dakika)'lık çalışma sürecinde bastığı hidrolik akışkanın en az bir ve eğer olanak varsa iki katına eşit olmalıdır. Bu kapasite, havalandırma krepinleri hazne içine konulduğu zaman meydana gelen normal seviye değişmelerini soğurmalıdır. Hazne ayrıca kendiliğinden yağın soğumasına olanak sağlayan bir dış yüzeye sahip olmalıdır. Eğer hazne doğal soğumaya olanak sağlayan bir dış yüzeye sahip değilse hidrolik devreye mutlaka bir eşanjör yerleştirilmelidir.

2.n.2) EMMENİN YAPILMASI

Emme borusu içerisinde akım hızı en fazla (1,5 m/sn) olmalıdır. Tortuların emilmemesi için emmenin hazne dibinin

(4 cm ~ 8 cm) yukarısından yapılması gerekir. Girişte yersel yük kayıplarını azaltmak için emme borusunun ucu eğik kesilir. Ayrıca emme borusunun ucu tıkanmaya karşı bir krepinle korunmalıdır.

2.n.3) YAĞIN HAZNEYE GERİ DÖNMESİ

Yağ, bir borunun aracılığı ile hazneye geri döner. Yağın geri dönüş borusunda akım hızı en fazla (1,5 m/sn) olmalıdır. Bu akım hızı hem yağın yabancı maddelerden arınması ve hem de emülsiyonun önlenmesi için gerçekleştirilmelidir.

2.n.4) KAÇAKLARIN HAZNEYE GERİ DÖNMESİ

Hidrolik devredeki kaçaklar ayrı bir borunun aracılığı ile hazneye geri gönderilir. Kaçakları hazneye taşıyan borunun serbest ucu, haznedeki yağın içerisinde olmamalıdır. Bunun nedeni, kaçakların içerdiği havanın, yağ fışkırarak borunun ağzından çıkarken yağdan ayrılmasını sağlamaktır. Ayrıca yüksek basınçta emülsiyon olmuş yağın daha fazla ısındığı da göz önünde bulundurulmalıdır.

2.n.5) DEFLEKTÖR

Deflektörün işlevi, emülsiyonun karşıtı olan işlemi yani ayrılmış yağ partiküllerinin birleşmesini gerçekleştirmek ve kaynaşmayı önleyerek yağın içerisinde bulunan yabancı maddelerden arınmasını kolaylaştırmaktır. Deflektör, emme ve hazneye geri dönüş boruları arasına yerleştirilmelidir. Deflektörün yüksekliği yağ seviyesinin (2/3) katına eşit olmalıdır. Yağ seviyesi azaldığı zaman da işlevini yerine getirebilmesi için deflektör haznenin tabanından daha yüksek bir yere bağlanmalıdır.

2.n.6) DOLDURMA DELİĞİ

Her haznedeki mutlaka filtre ile donatılmış bir doldurma deliği bulunmalıdır. Hazneye yağ doldurulduktan sonra bu delik ayrıca bir kapak ya da tıkaqla kapatılmalıdır.

2.n.7) SEVIYE GÖSTERGELERİ

Haznede, belirli seviyede yağ bulunup bulunmadığını kontrol etmek için hazne camdan yapılmış bir seviye göstergesi ile donatılır.

2.n.8) BACA

Baca, yağ buharının ve doldurma yapılırken haznenin içerisinde bulunan havanın dışarıya atılmasını sağlar. Bacaya filtre de takılmalıdır.

2.n.9) TEMİZLEME KAPAĞI

Hazneyi temizlemek için temizleme kapaklarına gereksinim vardır. Temizleme kapakları kolun rahatça girmesini sağlayacak kadar geniş olmalıdır. Tortu ve yabancı maddelerin temizleme kapaklarının yakınında birikmesi için haznenin dibi bu kapaklara doğru eğik yapılmalıdır. Ayrıca filtre ve krepinler de haznenin boşaltılmasına gerek kalmadan kolayca sökülüp takılabilmelidir.

2.n.10) BOŞALTMA TIKACI

Haznenin en alt kısmına bir tıkaç ya da bir boşaltma musluğu yerleştirilir. Böylece haznenin istenildiği zaman tamamen boşaltılması mümkün olur.

2.n.11) İŞARET PLAKASI

Haznenin üzerinde, hidrolik devrede kullanılan yağın önemli karakteristiklerini gösteren bir işaret plakası bulunmalıdır.

2.n.12) CONTALAR

Bütün contalar yağdan etkilenmemeli ve kesin olarak sızdırmazlığı sağlamalıdır.

2.n.13) TAMAMLAYICI TEÇHİZAT

Yukarıda ayrıntılı olarak açıklamış olduğumuz elemanlar

dışında, haznede, tamamlayıcı teçhizatın bulundurulmasında da yarar vardır. Şimdi bu tamamlayıcı teçhizatı oluşturan öğelere kısaca değinelim.

a) Krepinin kirlenip kirlenmediğini anlamak için emme borusu üzerine yerleştirilen basınç düşmesini gösteren bir en-dikatör.

b) Haznede geri dönüş bölgesine ya da boşaltma tıkaçı üzerine yerleştirilen manyetik ayırma elemanı.

c) Termometre

d) Seyyar bir temizleme grubuna bağlamak için özel bir çıkış borusu

2.n.14) SICAKLIĞIN SABİT TUTULMASI

(36 °C)'de viskozitesi (20 ve 65 santistok) arasında bulunan yağları (50 ve 65 °C) arasında bir sıcaklıkta ve yine (36 °C)'de viskozitesi (65 ve 160 santistok) arasında bulunan yağları da (70 °C) sıcaklıkta tutmak gerekir. Yağların bu sıcaklıklarda tutulabilmesi için haznenin soğutulması zorunluluğu vardır. Haznenin soğutulmasında genellikle, bütün yüzeylerinden yararlanmayı amaçlayan önlemler alınır.

2.n.15) ÇEPERLERİN KALINLIĞI

Isı transferini gerçekleştirebilmek için çeperler fazla kalın yapılmamalıdır. Kapasitesi (100 dm³)'den az olan haznelerde çeperlerin kalınlığı (1,5 mm), kapasitesi (400 dm³)'den az olan haznelerde çeperlerin kalınlığı (3 mm) ve nihayet kapasitesi (400 dm³)'den fazla olan haznelerde de çeperlerin kalınlığı (6 mm) olmalıdır. Genellikle haznenin tabanı daha kalın sactan yapılır. Pompa ve elektrik motorunun haznenin tavanına monte edilmesi söz konusu olduğu zaman titreşimleri önlemek için tavan kalınlığının yukarıda verilen değerlerin en azından dört katına eşit olması gerekir.

2.n.16) HAZNELERİN BOYANMASI

a) FONT HAZNELER

Font haznelerin içi boyanmaz. Bunlar dökülerek yapıldığı için iç yüzeylerini kum ve diğer pisliklerden basınçlı kam püskürterek iyice temizlemek zorunluluğu vardır.

b) ÇELİK SAC HAZNELER

Çelik sac hazneler de talaş ve çapaklardan mekanik yöntemlerle temizlenmelidir. Yağ ve gresi temizlemek için bunları çözen tiner ve benzin gibi maddelerden yararlanmak gerekir.

Çelik sac haznelerin boyanmasında daima şu esaslar göz önünde bulundurulur:

1°) Haznenin içerisine madensel yağ doldurulacaksa iç yüzeyler genellikle, madensel yağlara dayanıklı bir boya ile boyanır,

2°) Haznenin içerisine doldurulacak hidrolik akışkan esterfosfat esaslı kolay tutuşmayan bir sıvı ise iç yüzeyler boyanmaz. Gerçi esterfosfat esaslı kolay tutuşmayan sıvılara dayanıklı boyalar vardır. Ancak esterfosfat esaslı sıvıların antikorozif bir özelliğe sahip bulunması boya kullanma zorunluluğunu tamamen ortadan kaldırmaktadır. Haznenin iç yüzeyleri mutlaka boyanmak istenirse bu taktirde epoksilik esaslı reçine ya da poliüretan esaslı aştar kullanmak gerekir,

3°) Haznenin içerisine doldurulacak hidrolik akışkan su-yağ ya da su-glikol karışımı olursa iç yüzeyler kesin olarak boyanmaz. Çünkü bu tür akışkanlar boyayı kaldırır.

2.n.17) HAZNENİN BAKIMI

Hidrolik devrede kullanılan akışkanın karakteristiklerini gösteren işaret plakası haznenin iç yüzeylerinin boyanmasında kullanılacak boyanın niteliğini de belirler.

Hidrolik Cihaz	Simge	Hidrolik Cihaz	Simge
ANA BORU HATTI Kalın bir çizgi ile gösterilen bu boru hattı, hidrolik enerjisi taşıyan akışkanı pompadan alıcıya iletir.		ANA BORU HATTI UZERİNDE KESİT DARALMASI	
KILAVUZ BORU HATTI Kılavuz boru hattının işlevi bir devrede valflerin kumandasına yarayan hidrolik akışkanı taşımaktır. Bu boru hattına KUMANDA BORU HATTI da denilmektedir.		ESNEK BORU HATTI Büyük iki nokta ile sınırlanan bir eğri	
HAZNEYE GERİ DÖNÜŞÜ SAĞLAYAN BORU HATTI Kısa kesik çizgi ile gösterilen bu boru hattı haznede son bulur.		BASINÇ DÜZENLEMELİ DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPA	
ANA BORU HATTINDA YAĞIN AKIŞ YÖNÜ Kalın çizgi üzerinde içi dolu ok		BASINÇ DÜZENLEMELİ DEBİ SINIRLAYICISI	
ANA BORU HATTINDA GAZIN AKIŞ YÖNÜ Kalın çizgi üzerinde içi boş ok		AÇIK HAZNE	
BİRİBİRİNİ ÜZERİNDEN ATLAYAN ÇAPRAZ HATLAR Biribirini kesen iki kalın çizgi		KAPALI HAZNE	
BAĞLANTILI KESİŞEN HATLAR Biribirini kesen iki kalın çizgi ve kesişme yerinde büyük bir nokta		SABİT DEBİLİ POMPA	
BAĞLANTILI UÇ YOLLU KESİŞEN HATLAR Kalın çizgi üzerine indirilen bir dikme ve büyük bir nokta		DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPA	
		SABİT DEBİLİ HİDROLİK MOTOR	
		DEĞİŞKEN DEBİLİ HİDROLİK MOTOR	
		HİDROLİK ALICI TEK ETKİLİ SİLİNDİR	
		HİDROLİK ALICI ÇİFT ETKİLİ SİLİNDİR	

Hidrolik Cihaz	Simge	Hidrolik Cihaz	Simge
HİDROLİK ALICI ÇİFT ETKİLİ KILAVUZLU YA DA ÇİFT KOLLU SİLİNDİR		ANA MILİN DÖNÜŞ YÖNÜ	
HİDROLİK ALICI DİFERANSİYEL PİSTONLU SİLİNDİR		YAĞLA KUMANDA	
GAZ YÜKLÜ AKÜMÜLATÖR		GENEL KUMANDA	
ISITICI		BASMA DÜĞMESİ İLE KUMANDA	
SOĞUTUCU		LÖVVE İLE KUMANDA	
SICAKLIK KONTROLÜ		PEDAL İLE KUMANDA	
FİLTRE		MİKANİK KUMANDA	
MANOMETRE		DİŞLİ KUMANDA	
TERMOHETRE		BASINÇ DÜZENLEMELİ KUMANDA	
ELEKTRİK MOTORU		ELEKTROMİKNATİSLİ KUMANDA	
		ÇİFT YÖNLÜ MOTORLA KUMANDA	

Hidrolik Cihaz	Simge	Hidrolik Cihaz	Simge
UZAKTAN BASINÇLA KUMANDA		3 YOLLU TEK GEÇİŞLİ 2 KONUMLU YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
İÇERDEN BASINÇLA KUMANDA		4 YOLLU 2 GEÇİŞLİ 2 KONUMLU YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
GERİ DÖNÜŞÜ ENGELLEYEN KLAPE - TEK YÖNLÜ KLAPE-CHECK VALVE		4 YOLLU 2 GEÇİŞLİ 3 KONUMLU YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
ELLE AÇILIP KAPANAN MUSLUK		DEBİ AYARLAMA VENTİLİ	
GÜVENLİK SUPABI - BASINÇLI KLAPESİ - By - Pass		4 YOLLU 2 GEÇİŞLİ 3 KONUMLU VE BOŞ KONUMDA 4 YOLU GEÇİŞLİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
DISJONKTÖR - KONJONKTÖR		4 YOLLU 2 GEÇİŞLİ 3 KONUMLU VE BOŞ KONUMDA 2 YOLU GEÇİŞLİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
GERİ DÖNÜŞSÜZ BASINÇ VE SICAKLIK DÜZENLEMELİ DEBİ SINIRLAYICISI		4 YOLLU 2 GEÇİŞLİ 3 KONUMLU VE BOŞ KONUMDA 2 YOLU GEÇİŞLİ YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ	
2 YOLLU TEK GEÇİŞLİ 2 KONUMLU YÖN DEĞİŞTİRME VALFİ - 2 YOLLU TEK GEÇİŞLİ 2 KONUMLU DAĞITICI		TIKAÇ	

Entegre hazneler oluşturmaktan kesin olarak kaçınılmalıdır. Haznenin her yanından rahatça nüfuz edilebilen ayrı birimlerden oluşması gerekir. Küçük haznelerin bazan ruletler üzerine monte edildiği de olur. Makinaların içerisine yerleştirilen haznelerin bakımı güçtür.

2.0) HİDROLİK DEVREDE YER ALAN POMPA, RESEPTÖR VE ARA ORGANLARIN SİMGELELERLE GÖSTERİLMESİ

Bir elektrik ya da radyo-elektrik devre şemasının simgelerle gösterilmesi gibi hidrolik devre şemasının da simgelerle gösterilmesi adet olmuştur. Aşağıda başlıca simgeleri ve bu simgelerin anlamını içeren bir tablo bulunmaktadır.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Hidrolik alıcıların işlevi nedir ?
- 2) Hidrolik alıcılar mekanik enerjiyi çevreye nasıl iletirler ?
- 3) Tek etkili silindirde pistonun ilk konuma gelmesi nasıl sağlanır ?
- 4) Çift etkili silindirde, mekanik enerjinin çevreye iletiminde simetriklik ve dengeleme nasıl gerçekleştirilir ?
- 5) Diferansiyel pistonlu silindirin en önemli karakteristikleri nelerdir ?
- 6) Silindirlerde kilitleme hangi amaçla yapılır ve nasıl gerçekleştirilir ?
- 7) Dönme hareketi veren hidrolik alıcılar hangi amaçla imal edilmişlerdir ?
- 8) Dönme hareketi veren kriko karakterli lineer hidrolik alıcının karakteristikleri nelerdir ?
- 9) Hidrolik motor nedir ?
- 10) Uygulama alanında karşılaşılan hidrolik motor tipleri nelerdir ?

- 11) Dişli motorların kullanım basıncını hangi etkenler sınırlar ?
- 12) Dişli motorların tercih edilmesinin nedenleri nelerdir ?
- 13) Paletli motorlar hangi pompalardan türetilmişlerdir ?
- 14) Paletli motorların kullanım basıncı hangi sınırlar arasında değişir ?
- 15) Anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motor ilk kez ne zaman ve hangi araştırmacı tarafından gerçekleştirilmiştir ?
- 16) Anamilin her devrinde (2) kurs yapan radyal pistonlu motor nasıl devinir ve önemli karakteristikleri nelerdir ?
- 17) Anamilin her devrinde (4) kurs yapan radyal pistonlu motor nasıl devinir ve önemli karakteristikleri nelerdir ?
- 18) Düzlem dağıtımlı radyal pistonlu motorların yapımına yol açan nedenler nelerdir ?
- 19) Düzlem dağıtımlı radyal pistonlu motor nasıl devinir, önemli karakteristikleri nelerdir ve nereelerde kullanılır ?
- 20) Karteri dönen radyal pistonlu motor nasıl devinir, önemli karakteristikleri nelerdir ve nereelerde kullanılır ?
- 21) Akümülatörlerin işlevi nedir, kaç türlü akümülatör vardır ?
- 22) Hidrolik disjonktör-konjonktörlerin işlevi nedir, kaç türlü hidrolik disjonktör-konjonktör vardır ?
- 23) Basınçüstü klapelerinin işlevi nedir, kaç türlü basınçüstü klapesi vardır ?
- 24) Yön değiştirme valflarının işlevi nedir ?
- 25) Çekmeceli yön değiştirme valflarının bölümlenmesinde neler gözönünde bulundurulur ?
- 26) Üç yollu tek geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi hangi hidrolik devrelerde kullanılır ?
- 27) Dört yollu iki geçişli üç konumlu yön değiştirme valfi hangi hidrolik devrelerde kullanılır ?

- 28) Dört yollu iki geçişli iki konumlu yön değiştirme valfi hangi hidrolik devrelerde kullanılır ?
- 29) Klapeli yön değiştirme valfları hangi nedenlerle gerçekleştirilmişlerdir ?
- 30) Elektromıknatısla kumanda edilen yön değiştirme valfi nerelerde kullanılır ?
- 31) Elektromıknatıslı musluğun işlevi nedir ?
- 32) Debi bölücüsünün işlevi nedir, bu işlevi nasıl yerine getirir ?
- 33) Filtraj nedir ?
- 34) Hidrolik devrelerde hangi tür filtreler kullanılır ?
- 35) Yağlarda kirliliğin analizinden ne anlaşılmalıdır ?
- 36) Polimerizasyon nedir ?
- 37) Debi sınırlayıcılarının asıl işlevi nedir ?
- 38) Contalardan hangi amaçlarla yararlanılır ?
- 39) Madensel contalar nerelerde kullanılır ?
- 40) Dudaklı contalar hangi gereçten yapılır ve nerelerde kullanılır ?
- 41) Kare contalar hangi gereçten yapılır ve nerelerde kullanılır ?
- 42) Yavarlak contalar hangi gereçten yapılır ve nerelerde kullanılır ?
- 43) Rakor nedir, kaç türlü rakor vardır ?
- 44) Güvenlik organlarının işlevi nedir ?
- 45) Pompanın debi vermemesine, borulardan biri üzerinde kaçak ya da sızıntının bulunmasına, borulardan birinin patlamasına karşı hangi önlemler alınır ?
- 46) Değişmeyen akım yönüne sahip hidrolik devrelerde basma borularının dublemanı nasıl yapılır ?
- 47) Frenlerde kumanda sisteminin dublemanı nasıl yapılır ?

48) Hidrolik devrelerin dublemanı nasıl yapılır ?

49) Detantörlerin işlevi nedir ?

50) Yağ haznesinin işlevi nedir ?

51) İyi bir yağ haznesinin yapımında gözönünde bulundurulması gereken kurallar ve teknikler nelerdir ?

52) Haznenin bakımı nasıl yapılır ?

V. B Ö L Ö M
S E R V O M E K A N İ Z M A L A R

- 1) Servomekanizma kavramı
- 2) Servokumandanın tarihsel gelişimi
- 3) Servokumandanın gerçekleşmesinde yararlanılan genel ilkeler
 - 3.a) Değişken debili pompaların kullanıldığı servokumandalar
 - 3.b) Sabit basınçlı bir kaynağın kullanıldığı servokumandalar
 - * 3.b.1) Çekmeceli dağıtıcıların kullanıldığı servokumandalar
 - * 3.b.2) Rotatif silindirik dağıtıcıların kullanıldığı servokumandalar
 - 3.c) Rotatif Servomekanizmalar
- 4) Elektrohidrolik Servomekanizmalar
- 5) Elektrihidrolik Servovalflar
 - 5.a) Tek kademeli elektrohidrolik servovalflar
 - 5.b) Çift kademeli elektrohidrolik servovalflar

V. BÖLÖMDE KULLANILAN SİMGELERİN ANLAMI

- y - çıkış büyüklüğü
- v - giriş büyüklüğü
- k - oran etkeni
- e - hata sinyali
- μ - amplifikasyon kazancı
- β - geri besleme devresinin transmisyon oranı
- x - lövyenin serbest ucunun sağa doğru yer değiştirme miktarı (giriş büyüklüğü)
- z - çekmecenin sağa doğru yer değiştirme miktarı (çıkış büyüklüğü)
- E₁ - elektrohidrolik servomekanizmalarda giriş büyüklüğü
- E₂ - elektrohidrolik servomekanizmalarda çıkış büyüklüğü

SERVOMEKANİZMALAR

1) SERVOMEKANİZMA KAVRAMI

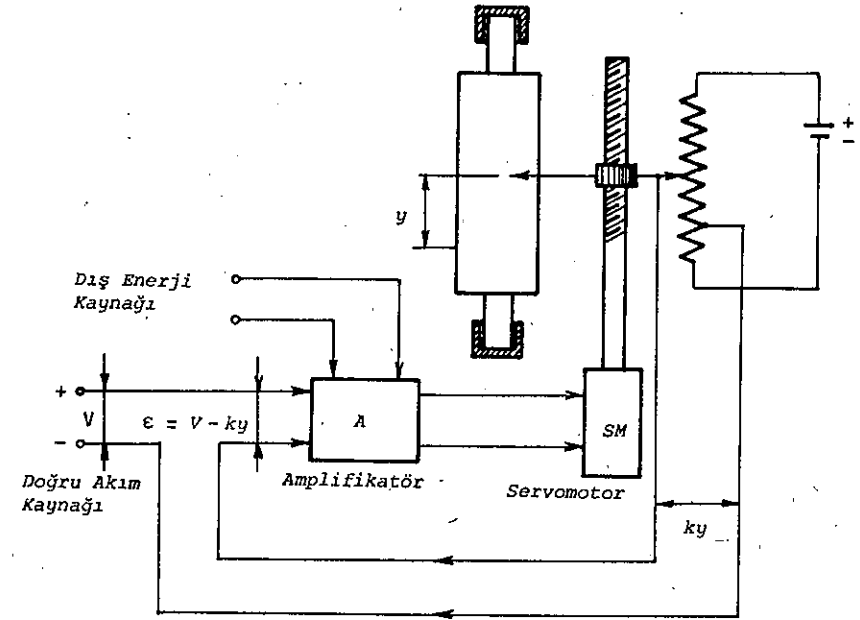
Günümüzde uzamanların servomekanizmanın tanımı üzerinde anlaşmalarının güç ve hatta olanaksız olduğu bilinmektedir. Buna rağmen bazı özelliklerinden yararlanarak servomekanizmanın bir tanımını vermeğe çalışacağız. Servomekanizma bir çıkış büyüklüğünü bir giriş büyüklüğünün kumandası altına sokan bir organ ya da bir organlar topluluğudur. Bu büyüklük, hemen belirtelim ki, bir yer değiştirme miktarı, bir hız, bir ivme, bir kuvvet, bir sıcaklık ve bir basınç olabilir. Servomekanizma çıkış büyüklüğünü giriş büyüklüğünün kumandası altına sokarken bir dış enerji kaynağı tarafından beslenir.

Bir değişkenli bir kumanda sisteminin temel denklemini çıkarmak ve servomekanizma kavramına açıklık kazandırmak için önce (şekil-5.1)'de görülen kayıt cihazının çalışmasını inceleyeceğiz. Bu kayıt cihazında kayıt kaleminin konumunda meydana gelen değişme miktarı doğru akım geriliminde meydana gelen değişme miktarı ile orantılıdır. Çıkış büyüklüğü (y) daima giriş büyüklüğü (V)'yi karşılar. Yani çıkış büyüklüğü (y) olduğu zaman giriş büyüklüğü de (V) olur. Burada (y) kayıt kaleminin yer değiştirme miktarını (V) de doğru akımın gerilimini göstermektedir. Bilindiği gibi, yalnız aynı türden büyüklükler mukayese edilebilir. Çıkış büyüklüğü ile giriş büyüklüğünü mukayese edebilmek için kayıt kaleminin yer değiştirme miktarını bir tradük-törün aracılığı ile elektrik gerilimine dönüştürmek gerekir. (k) oran etkeni olduğuna göre, (y)'nin elektrik gerilimi olarak eş-değeri ($k.y$) olur.

Servomekanizma teknolojisinde giriş büyüklüğü ile çıkış büyüklüğü arasındaki farka hata sinyali denir. Hata sinyalini (ϵ) ile gösterecek olursak

$$\epsilon = V - k.y$$

eşitliğini yazabiliriz. Hata sinyali, amplifikasyondan sonra uygun bir sinematik sistemin aracılığı ile servomotoru çalıştırır. Servomotorun işlevi kayıt kalemini hareket ettirmektir. Amplifikatör ve servomotor arasındaki bağlantı da çok önemlidir. Gerekli koşullar yerine getirildikten sonra amplifikatör ve servomotor arasındaki bağlantı gerçekleştirilirse bu sistem azar azar



Şekil-5.1 Kayıt Cihazı

hata sinyalinin değerini azaltan bir işlerlik kazanır ve sonunda hata sinyali sıfır olur. Hata sinyali sıfır olduğu zaman sistem otomatik kararlı çalışma durumuna geçer. Diğer yandan özellikle sabit bir (V) gerilimi için sürtünme dirençlerinin bulunmadığı sürtünmesiz bir ortamda kumanda gerilimi yani hata sinyali sıfır olmadığı müddetçe servomotor dönme hareketine devam eder. Bazan (V) gerilimi, zamanın lineer olarak artan bir fonksiyonu olur. Bu durumda hata sinyali öyle bir değere ulaşır ki, hata

sinyalinin amplifikasyonu karşı koyma çiftleyine eşit bir devitken çiftley oluşturarak servomotorun sabit hızla dönmesini sağlar.

Kaydedilecek gerilimin belirli bir değişimi için amplifikasyon kazancı ne kadar yüksek olursa hata sinyali o kadar zayıf ve besleme de o kadar mükemmel olur. Bu arada hemen belirtelim ki, sadece sonsuz büyük bir amplifikasyon kazancı için hata sinyali sonsuz küçük ve geri besleme yani çıkış büyüklüğü de giriş büyüklüğüne eşit olmaktadır. Buna göre,

$$\varepsilon = V - k.y = 0$$

eşitliğini yazabiliriz. Ayrıca

$$\varepsilon = V - k.y = 0$$

eşitliğinden yararlanarak

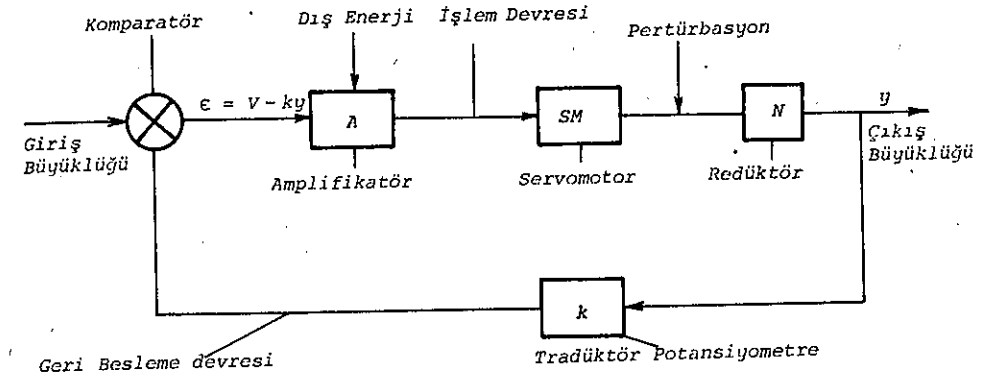
$$y = \frac{k}{V}$$

eşitliğini yazmak mümkündür.

Sistemin işlevini yapması yalnızca tradüktör potansiyometreye bağlıdır. Bununla beraber amplifikasyon kazancı azar arttığı zaman bir kararsızlıktan sonra sistemin düzenli titreşimlerle yeni denge konumuna geldiği görülür. Öyle bir an gelir ki, artık sistem ototitreşime (devamlı salınım) başlar. Bu, hemen belirtelim ki, geri besleme ve kararlılık için yerine getirilmesi gerekli koşulların gerçekte çelişkili olduğunu da kanıtlar. Geri besleme ve kararlılığın gerektirdiği çelişkili koşulları eş zamanda yani aynı anda yerine getirebilmek için sisteme servomekanizma teknolojisinde korrektör olarak adlandırılan ve elektrik ya da mekanik filtrelerden oluşturulan yardımcı organlar bağlamak gerekir.

Kumanda sisteminin yukarıda ayrıntılı olarak açıkladığımız nitelikleri (şekil-5.2)'deki bağlantı şeması üzerinde açık olarak görülmektedir.

Sistemin girişi ve çıkışı arasında iki ayrı devre kullanılır. Bunlardan biri işlem devresi, diğeri de geri besleme devresidir. İşlem devresi girişten çıkışa doğru yönlendirilmiştir. İşlem devresi üzerinde hata sinyalini oluşturan komparatör, amplifikatör, servomotor ve redüktör vardır. Çıkıştan girişe doğru yönlendirilmiş olan geri besleme devresi üzerinde ise sadece çıkış



Şekil-5.2 Kayıt Cihazının Fonksiyonel Şeması

büyükliğünün tradüktör potansiyometresi bulunur. Sistemde transmisyon işlevi işlem devresine, servomekanizma teknolojisindeki adı ile besleme işlevi de geri besleme devresine verilmiştir. Kısaca söylemek gerekirse işlem devresinin işlevi kayıt kaleminin hareketine gerekli olan gücü vermek, geri besleme devresinin işlevi de bağlantının beslenmesini sağlamaktır.

Bu arada bağımsız büyüklük kavramına da değinmek ve açıklık kazandırmak gerekir. Bağımsız büyüklüğün sistem üzerine etkimesi tersinir değildir. Üstelik bu etkiye öylesine bir etkimedir ki, varyasyonları sistemin davranış, hareket ve tepkimesini değiştirir. Sistemin bağımsız büyüklüğü değiştirmesi olanaksızdır. (Şekil-5.2)'deki bağlantı şeması üzerinde üç tür bağımsız büyüklük görülmektedir. Şimdi bu bağımsız büyüklüklere ayrıntılara kaçmadan kısaca değinelim.

a) GİRİŞ BÜYÜKLÜĞÜ

Giriş büyüklüğünün işlevi bir emir ya da kumanda vermektedir. Sistem giriş büyüklüğünün verdiği emir ya da kumandaya kesinlikle uyar.

b) KARŞI KOYMA ÇİFTLEYİ

Genellikle sistemin katı noktalarında oluşan az ya da çok değişken bir karşı koyma çiftleyi servomotorun mili üzerine etkiler. Karşı koyma çiftleyi bir pertürbasyona yani bir düzensizliğe neden olur. Sistem, bu pertürbasyonun etkilerini geri besleme koşullarının gerektirdiği bir değere indirger. Pertürbasyonun etkileri geri besleme koşullarının gerektirdiği bir değere indirgenince sistem emir ya da kumandayı algılar ve pertürbasyonun olumsuz etkilerine karşı koyar.

Sabit bir pertürbatör çiftleyin etkisi altında hata sinyali öyle bir değer alır ki, hata sinyalinin amplifikasyonu ile oluşan devitken çiftley pertürbasyona eşit olur.

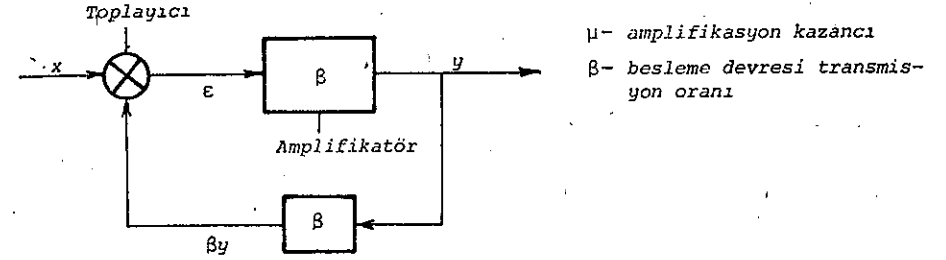
Kumanda sisteminin iki ana işlevi vardır. Bunlardan birincisi hata sinyali ile verilen emirlere uymak ikincisi de pertürbasyonun etkilerine karşı koymaktır.

c) DIŞ ENERJİ

(A) amplifikatörü, genellikle, bir dış enerji kaynağı tarafından beslenir. Bu dış enerji kaynağı bir elektrik şebekesi olabileceği gibi, bir elektrojen grubu da olabilir. Amplifikatör bir enerji kaynağı değildir ve hiç bir zaman bir enerji kaynağı olarak da değerlendirilmemelidir. Amplifikatörün işlevi tıpkı debi ayarlayan bir valf gibi enerjinin miktarını ayarlamaktır. Zaten işlev şeması üzerinde bu açık olarak görülmektedir. Amplifikatöre verilen dış enerjinin bağımsız bir büyüklük olduğu da hiçbir zaman gözden uzak tutulmamalıdır.

Genellikle, bir değişkenli bir kumanda sisteminin işlev şeması (şekil-5.3)'de görüldüğü gibi ifade edilir. Bir değişkenli kumanda sisteminden yalnız bir giriş büyüklüğü ile bir çıkış

büyüklüğüne sahip bulunan kumanda sistemi anlaşılmalıdır. Burada amplifikasyon kazancı (μ) ve geri besleme devresinin transmisyon oranı da (β) ile gösterilmiştir. Servomekanizma teknolojisinde



Şekil-5.3 Bir Değişkenli Bir Kumanda Sisteminin Genel Şeması

çıkış büyüklüğünün hata sinyaline oranına amplifikasyon kazancı ve giriş büyüklüğü ile hata sinyali arasındaki farkın çıkış büyüklüğüne oranına da geri besleme devresinin transmisyon oranı denir. Giriş büyüklüğünü (x), çıkış büyüklüğünü (y) ve hata sinyalini de (ϵ) ile gösterecek olursak yukarıda yapmış olduğumuz tanımlar uyarınca

$$\mu = \frac{y}{\epsilon}$$

ve

$$\beta = \frac{x - \epsilon}{y}$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerinin birleşiminden de

$$\frac{x}{y} = \beta + \frac{1}{\mu}$$

eşitliği elde edilir. Eğer amplifikasyon kazancı (μ) büyük olursa

$$\frac{x}{y} = \beta + \frac{1}{\mu}$$

eşitliği yerine yaklaşık olarak

$$\frac{x}{y} = \beta$$

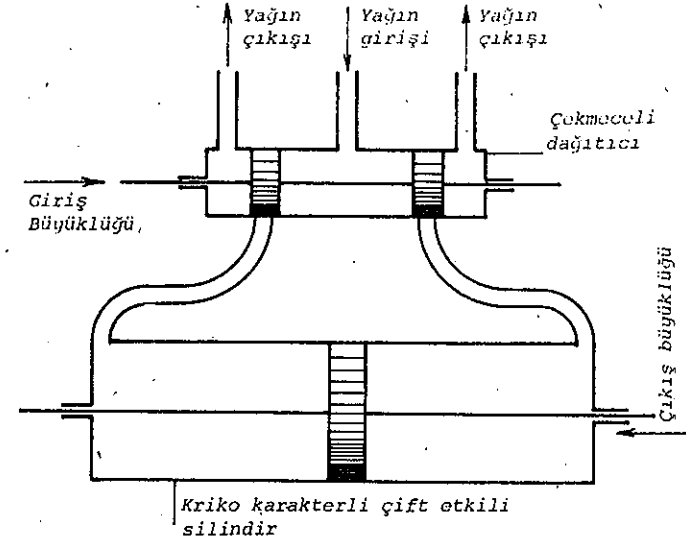
eşitliği yazılabilir. Kayıt cihazı için yukarıda çıkarmış olduğumuz denklemi genelleştiren bu eşitlik aynı zamanda TERSİNE DÖNÜŞTÜRME İLKESİNİN matematik ifadesidir. Tersine Dönüştürme ilkesine göre, amplifikasyon kazancı yüksek olan bir kumanda sisteminin işlem devresinin transmisyon oranı geri besleme devresinin transmisyon oranının tersine eşittir. Bu ilke uyarınca herhangi bir fizik sistemin aracılığı ile herhangi bir işlem gerçekleştirilse bu işlemin tamamen tersi olan başka bir işlemi gerçekleştirmek için fizik sistemi amplifikasyon kazancı yüksek bir kumanda sisteminin geri besleme devresi üzerine yerleştirmek gerekir.

Servomekanizma kavramına az da olsa bir açıklık kazandırdıktan ve bir değişkenli bir kumanda sisteminin temel denklemini çıkardıktan sonra şimdi asıl konumuz olan hidrolikle ilgili bir örnek üzerinde duracağız.

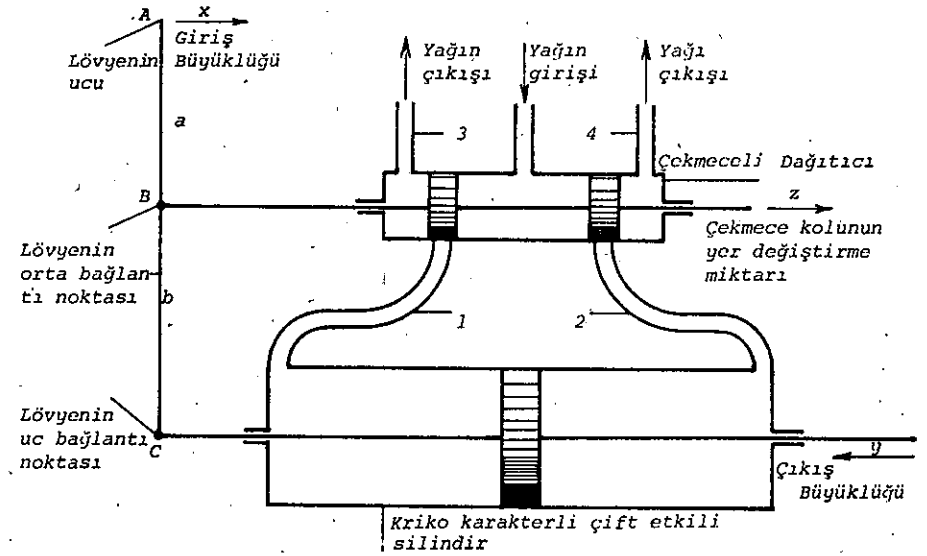
(Şekil-5.4)'de, serbest pistonlu klâsik bir amplifikatör görülmektedir. Bu amplifikatör çekmeceli bir dağıtıcı ve kriko karakterli çift etkili bir silindirden oluşmuştur. Bu hidrolik amplifikatörde hareketli parçaların sürtünme ve eylemsizliği ile yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edildiği zaman, çekmecenin belirli bir (x) konumu için yağ debisi ile piston hızının sabit olduğu görülür.

Çekmeceli dağıtıcı ile kriko karakterli çift etkili silindirden oluşan serbest pistonlu hidrolik amplifikatör, (şekil-5.5a)'da görüldüğü gibi, bir geri besleme devresinin aracılığı ile giriş ve çıkış büyüklükleri arasında ilişki kuran bir kumanda sistemine dönüştürülebilir. Burada geri besleme devresi, piston kolu ile çekmece koluna mafsallı olarak bağlanmış bir lövye tarafından oluşturulur.

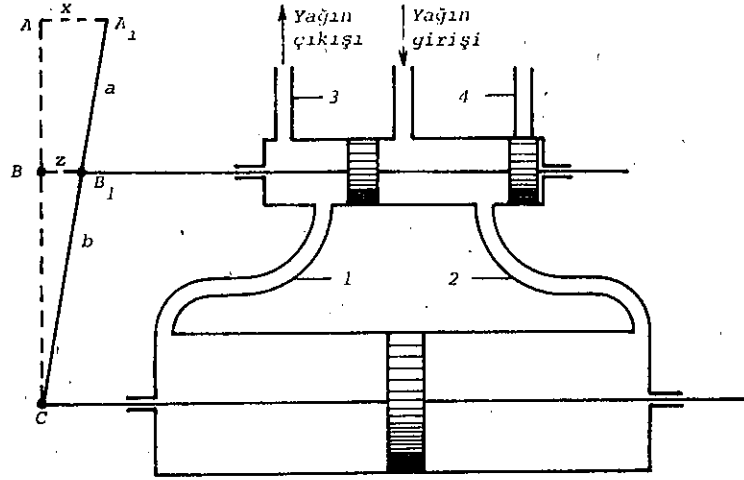
Lövyenin serbest ucu, (şekil-5.5b)'de görüldüğü gibi, sağa doğru yer değiştirerek (A) noktasından (A₁) noktasına gelirse



Şekil-5.4 Serbest Pistonlu Hidrolik Amplifikatör



Şekil-5.5a Pistonu Kumandalı Hidrolik Amplifikatör



Şekil-5.5b

gelirse (C) bağlantı noktası sabit kaldığı için çekmece de sağa doğru yer değiştirir ve orta bağlantı noktası (B)'den (B₁)'e gelir. Lövyenin serbest ucunun sağa doğru yer değiştirme miktarını (x), çekmecenin sağa doğru yer değiştirme miktarını da (z) ile gösterecek olursak (Şekil-5.5b)'deki konum için

$$\frac{x}{z} = \frac{a+b}{b}$$

eşitliğini yazabiliriz. Çekmecenin (Şekil-5.5b)'de görülen konumunda silindiri dağıtıcıya başlayan kanallar açılır. Bu durumda 1 numaralı kanal 3 numaralı çıkış yolunun aracılığı ile silindir ve hazne arasındaki bağlantıyı, 2 numaralı kanal da giriş yolunun aracılığı ile silindir ve pompa arasındaki bağlantıyı sağlar. Pompanın bastığı hidrolik akışkan silindire dolmaya başlayınca piston ve pistonu başlı olarak çekmece sola doğru hareket eder. Lövyenin serbest ucu (A₁) noktasında sabit kalır ve uc bağlantı noktası.

(C)'den (C₁)'e, orta bağlantı noktası da yeniden (B₁)'den (B)'ye gelir. Orta bağlantı noktası (B₁)'den (B)'ye geldiği zaman taraflı konumu alan çekmece 1 ve 2 numaralı kanalları kapatarak silindirin hazne ve pompa ile bağlantısını keser. Bu durumda çekmecenin yer değiştirme miktarı (z) ve pistonun yer değiştirme miktarı da (y) olduğuna göre, (Şekil-5.5c)'deki konum için

$$\frac{y}{z} = \frac{a+b}{b}$$

eşitliğini yazabiliriz..

$$\frac{x}{z} = \frac{a+b}{a}$$

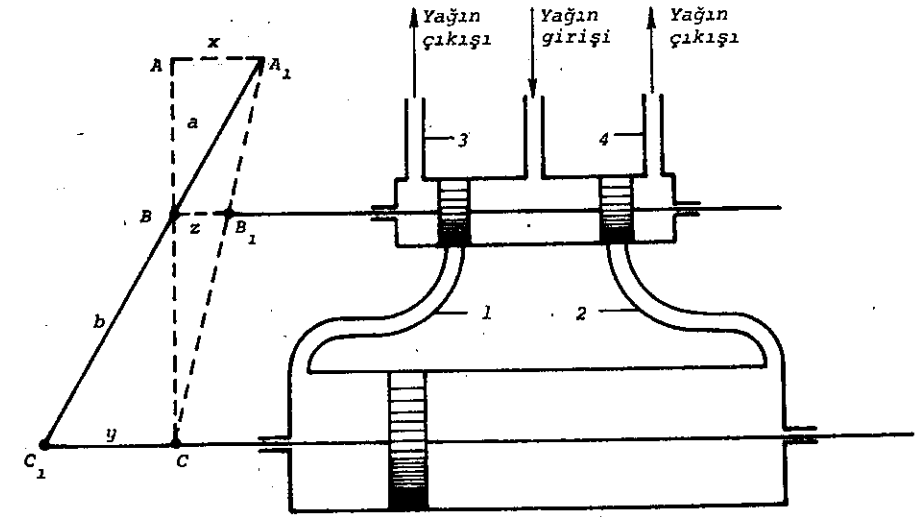
ve

$$\frac{y}{z} = \frac{a+b}{b}$$

eşitliklerinin birleşiminden

$$\frac{x}{y} = \frac{a}{b}$$

eşitliği elde edilir.

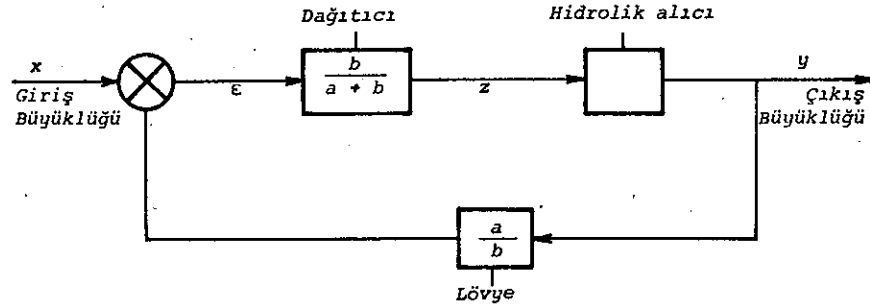


Şekil-5.5c

Hidrolik kumanda sisteminde bu eşitliğin, diğer bir deyişle Tersine Dönüştürme ilkesinin geçerli olması, özellikle statik rejimde yavaş varyasyonlar için amplifikasyon yani integrasyon kazancının sonsuz büyük olması koşuluna bağlıdır. Integrasyon kazancı sonsuz büyük olunca bilindiği gibi, hata sinyali sıfır olur. Ancak bu arada hemen belirtelim ki,

$$y = \frac{b}{a} \cdot x$$

eşitliğinin dinamik rejim için mutlak anlamda gözden geçirilmesi gerekir.



Şekil-5.6 Pistonu Kumandalı Hidrolik Amplifikatörün Fonksiyonel Şeması

(Şekil-5.6)'da hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu şema ile bir değişkenli bir kumanda sisteminin genel şeması arasında benzeşimin reel değil imajiner olduğu daima göz önünde bulundurulmalıdır.

2) SERVOKUMANDANIN TARİHSEL GELİŞİMİ

Servomekanizmanın özel bir türü olan hidrolik kumanda sistemi, servomekanizma teknolojisinde SERVOKUMANDA olarak adlandırılır.

Servokumandaların projelendirilmesi ve yapımında genel

ilkelerden yararlanılır. Servokumandalar ilk kez gemilerde, dümenin hareketine kumanda için kullanılmışlardır. Bunların takım tezgâhlarında ve uçaklarda kullanılması oldukça yenidir. İngiltere'de, 1938 yılında, Dowty adlı araştırmacı uçaklarda kanat üzerinde volelerin hareketini servokumanda aracılığı ile gerçekleştirmiştir. Daha sonra (1938) yılında, Amerika'da Douglas firması (DC 4) uçaklarını ve (1940 yılında, Fransa'da Dassault firması da (Laté 631) hidravyonunu servokumandalarla donatmışlardır. Fakat servokumandaların uçaklarda kullanımı ancak (1945) yılından sonra yaygınlaşmıştır. Başlangıçta servokumandalar bir dizi karışıklık, düzensizlik ve arızanın da nedeni olarak görülmüşler ve değerlendirilmişlerdir. Ancak yapılan deneysel araştırmalar sonunda, servokumandaların sübsonik hızlı büyük hacimli uçaklarda güç ve yakıt tasarrufunu amaçlayan aerodinamik profillerin seçimine olanak sağladığı anlaşılmıştır. Diğer yandan motorlardan biri arızalanıp durduğu zaman servokumanda ile dümenlere anında müdahale edilebilmesi uçak için büyük tehlike yaratan hareketlerin başlamasını da önlemektedir.

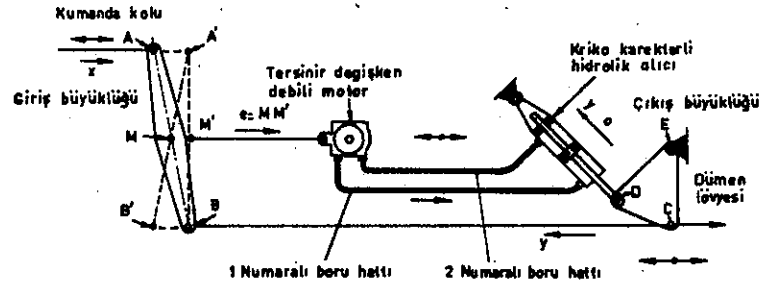
3) SERVOKUMANDANIN GERÇEKLEŞTİRİLMESİNDE YARARLANILAN GENEL İLKELER

Servokumandanın gereksinmelerini karşılayan, işlevini yapmasını sağlayan fizik araçlar, hemen belirtelim ki, elektrik ve hidrolik sistemlerle sınırlanmıştır. Çalışma güvenliği, özgül güç, kullanım yeri ve maliyet gibi etkenler konstrüktörü yönlendiren temel öğelerdir. Çıkış büyüklüğünün alternatif doğrusal hareket olması istenildiği zaman kriko karakterli hidrolik alıcılardan yararlanılır. Kriko karakterli hidrolik alıcıya değişken debili pompanın ya da dağıtıcının aracılığı ile kumanda edilir.

3.a) DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALARIN KULLANILDIĞI SERVOKUMANDALAR

Değişken debili pompaların kullanıldığı servokumandaların genel çalışma ilkesini açıklamak için (şekil-5.7)'de görülen düzenlemeden yararlanacağız. Önce sistemin (şekil-5.7) görüldüğü

gibi, belirli bir konumda durdurulmuş olduğunu kabul edelim. Sonsuz küçük bir zaman aralığında kumanda kolu hareket ettirilerek (A) noktası (A') noktasına getirilmiş olsun. Bu durumda dümen bir



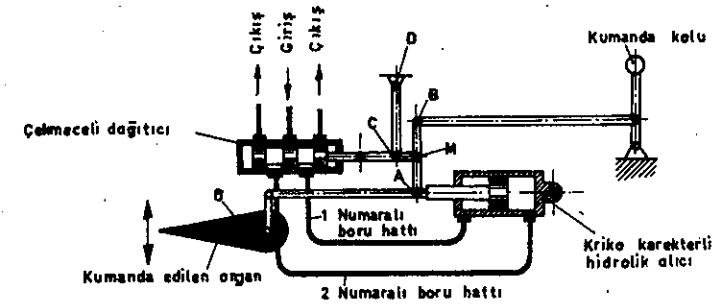
Şekil-5.7 Değişken Debili Pompanın Kullanıldığı Servokumanda

eylemsizliğe sahip bulunduğu için yer değiştirmez, dümen lövyesi üzerindeki (C) ve (D) noktaları sabit kalır. (C) ve (D) noktaları sabit kalınca (A) noktası (A') noktasına getirilirken kumanda kolu (B) noktası çevresinde döner ve (M) noktası da (M') noktasına gelir. (M) noktası görüldüğü gibi, hidrolik pompanın debisine kumanda etmektedir. Hidrolik pompanın debisi, hemen belirtelim ki, (M) noktasının yer değiştirme miktarı ile orantılıdır. Pompanın bastığı hidrolik akışkan dümen lövyesini hareket ettiren kriko karakterli hidrolik alıcıya gönderilir. Pompayı hidrolik alıcıya bağlayan boru hatlarındaki akım yönü de önemlidir. Kumanda kolu sağa doğru hareket ettirilerek (A) noktası (A') noktasına getirildiği zaman, pompanın bastığı hidrolik akışkan resepdire, silindirdeki hidrolik akışkan da pompaya yönelir. Bu durumda (A') noktası sabit kalır, (B) ve (C) noktaları sola doğru hareket eder. (B) noktası (B') noktasına geldiği zaman (M') noktası da (M) noktasına gelir ve debi yeniden sıfır olur. Bu sistemde yer değiştirmelerinin amplitüdü çok küçük olan ve her hareketten sonra aynı konumu alan (M) noktası yarısabıt nokta olarak adlandırılır.

3.b) SABİT BASINÇLI BİR KAYNAĞIN KULLANILDIĞI SERVOKUMANDALAR

3.b.1) ÇEKMECELİ DAĞITICILARIN KULLANILDIĞI SERVOKUMANDALAR

Çekmeceli dağıtıcıların kullanıldığı servokumandaların genel çalışma ilkesini elemanter düzeyde, (şekil-5.8)'de görülen düzenlemeden yararlanarak açıklayacağız. Bu düzenlemede değişken debili hidrolik pompa kaldırılmış ve yerini bir çekmeceli dağıtıcı almıştır. Genel çalışma ilkesini açıklamak için sistemin tarafsız konumda bulunduğunu kabul edeceğiz. Sistem tarafsız konumda iken kumanda kolu sonsuz küçük bir zaman aralığında sağa doğru hareket ettirilecek olursa (A) noktası eylemsizlik nedeniyle sabit kaldığı için (AB) lövyesi bu noktanın çevresinde döner, (B), (C), (M) noktaları da sağa doğru hareket eder. (M) noktası ile birlikte çekmece de sağa doğru hareket ettiği için dağıtıcı 2 numaralı boru hattının pompa ve 1 numaralı boru hattının hazne

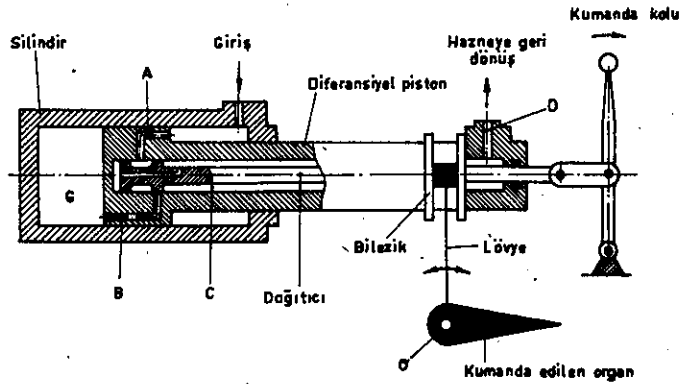


Şekil-5.8 Çekmeceli Dağıtıcının Kullanıldığı Servokumanda

ile bağlantısını sağlar. Pompanın bastığı hidrolik akışkan hidrolik alıcının silindrine dolmaya başlayınca piston sola doğru hareket eder. Bu durumda (B) noktası daha önce gelmiş olduğu yerde sabit kalır. (AB) lövyesi bu kez (B) noktasının çevresinde döner. (AB) lövyesi (B) noktasının çevresinde dönünce (A), (C), (M) noktaları sola doğru

hareket ederler. Yarı sabit (M) noktası ile birlikte çekmece sola doğru hareket ettiği için yeniden (1) ve (2) numaralı boru hatlarının hazne ve pompa ile bağlantısı kesilir. Böylece kumanda edilen organ da sabit (o) noktasının çevresinde sola dönmüş olur.

Şimdi kısaca bu tür servokumanda düzenlemesinin değişik iki varyantı üzerinde duracağız. (Şekil-5.9)'da, dağıtıcısı piston üzerinde bulunan diferansiyel hidrolik alıcılı bir servokumanda görülmektedir. Dağıtıcı ve hidrolik alıcı tarafsız konumda bulunmaktadırlar. Dağıtıcı ve hidrolik alıcı bu konumda iken kumanda kolu sonsuz küçük bir zaman aralığında sağa doğru hareket ettirilirse (A) ve (B) kanalları arasında bağlantı sağlanır, pompanın bastığı hidrolik akışkan bu kanallardan geçerek (G) bölümüne dolar. Diferansiyel pistonun sol yüzüne etkiyen basınç kuvvetleri sağ yüzüne



Şekil-5.9 Dağıtıcısı Piston Üzerinde Bulunan Diferansiyel Hidrolik Alıcılı Servokumanda

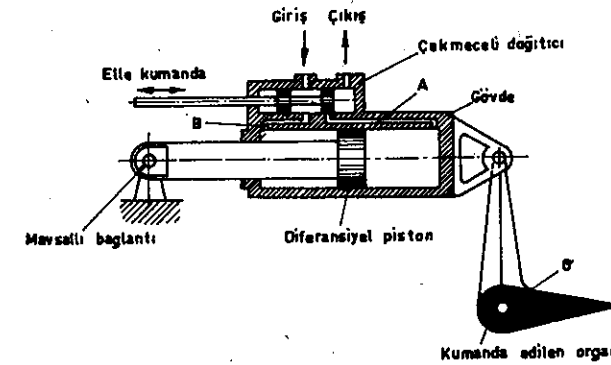
etkiyen basınç kuvvetlerinden daha büyük olduğu için (A) ve (B) kanallarının bağlantısı kesilinceye dek diferansiyel piston sağa doğru hareket eder. Bu durumda lövy (o) noktası çevresinde kumanda edilen parça ile birlikte sağa döner.

Kumanda kolu sola doğru hareket ettirildiği zaman (B)

kanalı hazne ile bağlantılı duruma gelir. Diferansiyel pistonun sağ yüzüne etkiyen basınç kuvvetleri diferansiyel pistonu sola doğru hareket ettirirler. Diferansiyel piston sola doğru hareket başlayınca (G) bölümünde bulunan hidrolik akışkan (B), (C) ve (D) kanallarından geçerek hazneye yönlendirilir. Öyle bir an gelir ki, (B) kanalının yeniden hazne ile bağlantısı kesilir ve diferansiyel pistonun sola doğru hareketi son bulur. Diferansiyel piston sola doğru hareket ederken lövy, kumanda edilen organla birlikte sabit (o) noktası çevresinde sola döner.

(Şekil-5.10)'da görülen servokumanda yukarıda incelemiş olduğumuz servokumandan farklıdır. Bir çekmeceli dağıtıcı ile bir diferansiyel pistonlu hidrolik alıcıdan oluşan bu servokumandanın en belirgin niteliği hemen belirtelim ki, gövdesinin hareketli olmasıdır.

Dağıtıcı ve hidrolik alıcının tarafsız konumunda kumanda kolu sonsuz küçük zaman aralığında sola doğru hareket ettirilirse (A)



Şekil-5.10 Gövdesi Hareketli ve Diferansiyel Hidrolik Alıcılı Servokumanda

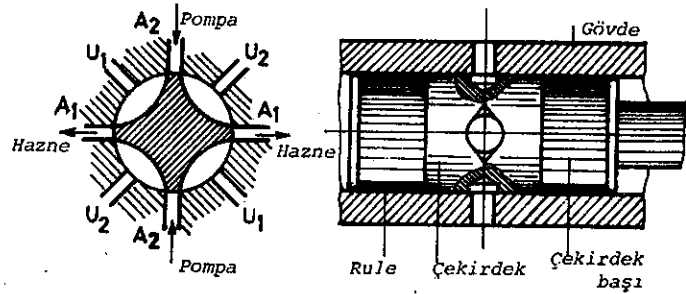
kanalının hazne ile bağlantısı sağlanır. (B) kanalı zaten pompa ile bağlantılı olduğu için pompanın bastığı hidrolik akışkan silindirin sol kesimine dolmaya başlar. Bu durumda gövde sola doğru

hareket eder, silindirin sağ kesiminde bulunan hidrolik akışkan hazneye yönlendirilir ve kumanda edilen organ da sola döner. Gövdenin sola doğru hareketi (A) kanalı kapanarak haznenin silindirin sağ kesimi ile bağlantısı kesilinceye dek devam eder.

Yine kumanda kolu sonsuz küçük bir zaman aralığında sağa doğru hareket ettirilirse silindirin hem sağ kesimi ve hem de sol kesimi pompa ile bağlantılı bir duruma gelir. Ancak diferansiyel pistonun sağ yüzüne etkiyen basınç kuvvetleri sol yüzüne etkiyen basınç kuvvetlerinden daha büyük olduğu için gövde sağa doğru hareket eder ve hidrolik akışkan silindirin sağ kesimine dolar. Gövde sağa doğru hareket edince kumanda edilen organ da sabit olan (o) noktası çevresinde sağa döner. Sonra (A) kanalı kapanır. (A) kanalı kapanınca silindirin sağ kesimi ile pompanın bağlantısı kesilir ve bu durumda gövdenin sağa doğru hareketi de son bulur.

3.b.2) ROTATİF SİLİNDİRİK DAĞITICILARIN KULLANILDIĞI SERVOKUMANDALAR

Çekmeceli dağıtıcıların kullanıldığı servokumandalardan sonra kısaca rotatif silindirik dağıtıcılara ve bu dağıtıcıların kullanıldığı servokumandalara değineceğiz. (Şekil-5.11)'de esas olarak bir gövde ve gövde içerisine yerleştirilmiş uzunluk eksenine çevresinde dönebilen bir çekirdeğin oluşturdukları silindirik rotatif dağıtıcı görülmektedir. Böyle bir dağıtıcı



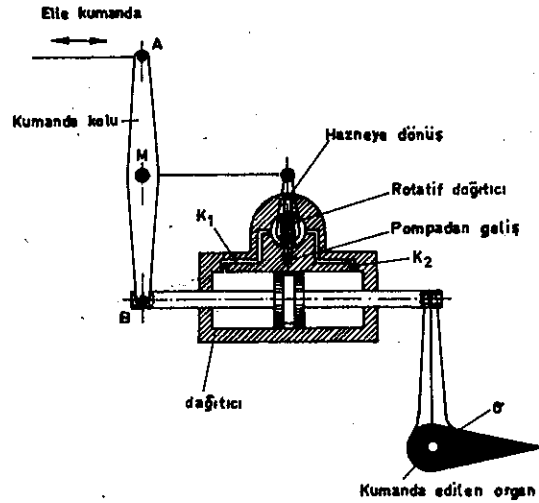
Şekil-5.11 Rotatif Silindirik Dağıtıcı

iyi sonuç almak için dengelemek gerekir. Bundan hemen belirtelim ki, dağıtıcıda diyametral olarak karşılıklı iki noktada aynı basıncın oluşması anlaşılmalıdır. Rotatif silindirik dağıtıcılarda kaçaklar da önemli bir sorundur. Kaçakların önlenmesi çekirdek ile gövde arasındaki boşlukların azaltılmasına bağlıdır. Çekirdek ile gövde arasındaki boşlukları azaltmanın bir yolu bilindiği gibi, çekirdek başını rulmanlar üzerine alarak merkezlemektir. Çekirdek başı rulmanlar üzerine alınıp merkezlendiği zaman çekirdek ve gövde arasındaki boşluğu birkaç mikrona indirgemek mümkün olur. Fakat en iyisi çekirdek başını, boşluksuz alıştırılabilen ve konsantritesitesi de üstün nitelikte gerçekleştirilen rulolar üzerine oturmaktır. Çekirdek başı ruleler üzerine oturtulursa hem yapışma önlenir ve hem de çekirdeğin daha kolay dönmesi sağlanır.

Gövde üzerinde rotatif silindirik dağıtıcının hidrolik alıcı pompa ve hazne ile bağlantısını sağlayan kanallar vardır. Çekirdek tarafsız konumda iken sola döndürülürse hidrolik alıcının birinci kesimi (U₁) ve (A₁) kanallarının aracılığı ile hazneye ikinci kesimi de (U₂) ve (A₂) kanallarının aracılığı ile pompaya bağlanır. Hidrolik alıcının birinci kesimini pompaya ve ikinci kesimini de hazneye bağlamak için önce çekirdeği tarafsız konuma getirmek ve sonra sağa döndürmek gerekir.

(Şekil-5.12)'de rotatif silindirik dağıtıcılı elemanter bir servokumanda görülmektedir. Dağıtıcı ve piston tarafsız konumda iken kumanda kolu sonsuz küçük bir zaman aralığında sağa doğru hareket ettirilirse (B) noktası sabit kaldığı için yarı sabit (A) noktası da sağa doğru hareket eder ve bir manivela sistemi ile yarı sabit (M) noktasına bağlı olan rotatif silindirik dağıtıcının çekirdeği de sağa döner. Çekirdek sağa döndüğü zaman silindirin birinci kesiminin (K₁) kanalı tarafından hazne ile ve ikinci kesiminin (K₂) kanalı tarafından pompa ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan silindirin ikinci kesimine dolmağa başlar. (A) noktası sabit kaldığı için yarı sabit (M) noktası ile (B) noktası sola doğru

hareket ederler ve kumanda edilen organ da sabit (o) noktası çevresinde sola döner. Yarı sabit (M) noktası eski yerini alınca dağıtıcı tarafsız konuma gelir ve pistonun sola doğru hareketi ile kumanda edilen organın sabit (o) noktası çevresinde sola rotasyonu son bulur.



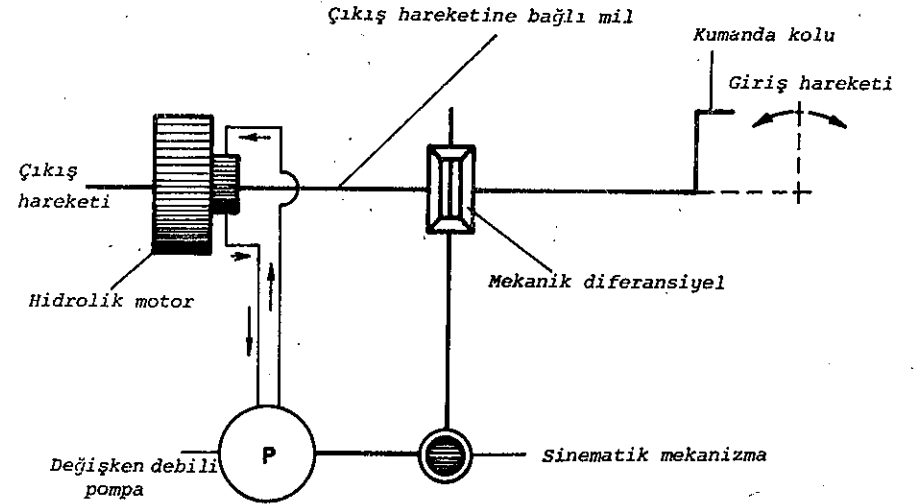
Şekil-5.12 Rotatif Silindirik Dağıtıcılı Servokumanda

3.C) ROTATİF HAREKETLİ SERVOKUMANDALAR

Yukarıda, kriko karakterli hidrolik alıcılardan yararlanılan servokumanda düzenlemelerini inceledik. Bu servokumanda düzenlemelerinin en belirgin niteliği, kriko karakterli hidrolik alıcılarda amplitüdün sınırlı olmasıdır. Öyle yerler ve uygulamalar vardır ki, buralarda örneğin gemi ve tankların dönme hareketi yapan kulelerinde olduğu gibi, amplitüdü sınırlamak olanaksızdır. Bunun için bu tür uygulamalarda hidrolik motorlardan yararlanmak gerekir.

Rotatif hareketli servokumanda düzenlemesinde ya değişken debili pompalar ya da çekmeceli dağıtıcılar kullanılır. (Şekil-5.13)'de değişken debili pompanın kullanıldığı rotatif hareketli

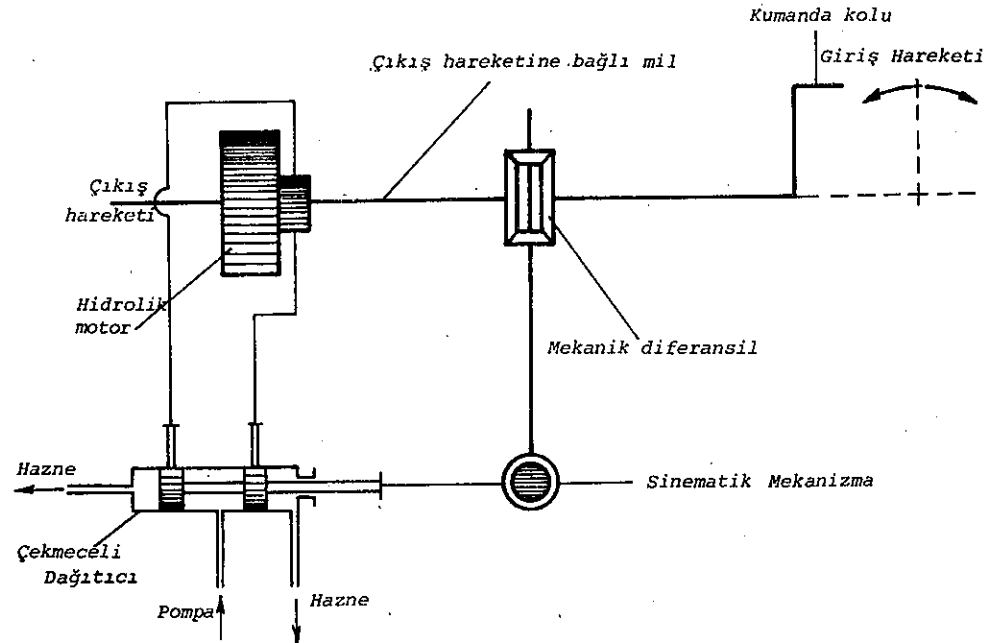
servokumanda düzenlemesinin şeması ve (şekil-5.14)'de de sabit basınçlı bir pompa ve çekmeceli dağıtıcının kullanıldığı rotatif hareketli servokumanda düzenlemesinin şeması görülmektedir. Bu servokumanda düzenlemelerinde debi ve dağıtıma kumanda edebilmek için giriş ve çıkış hareketleri arasında bir mekanik diferansiyel yerleştirilir. Mekanik diferansiyelde uydunun değişken debili pompa ya da çekmeceli dağıtıcı ile bağlantısı bir sinematik mekanizma ile sağlanır.



Şekil-5.13 Değişken Debili Bir Pompanın Kullanıldığı Rotatif Hareketli Servokumandanın Şeması

Rotatif hareketli servokumanda düzenlemesinde kullanılan hidrolik motorların yapısı biraz farklıdır. Ön taraftaki ana çıkış hareketinin arka tarafta da yinelenmesini sağlayacak şekilde bu hidrolik motorların projelendirilmesi gerekir. (Şekil-5.15)'de böyle bir hidrolik motor görülmektedir.

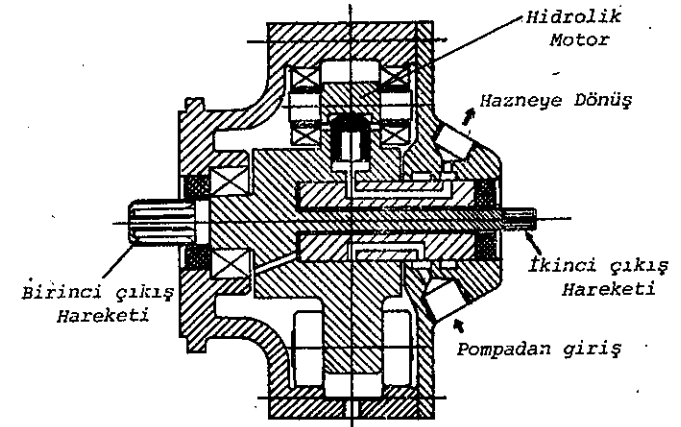
Bazı hallerde rotatif hareketli servokumanda düzenlemesinde çekmeceli dağıtıcı kaldırılarak rotatif dağıtıcıya yer verilir. Bu durumda mekanik diferansiyelin işlevini bir rotatif



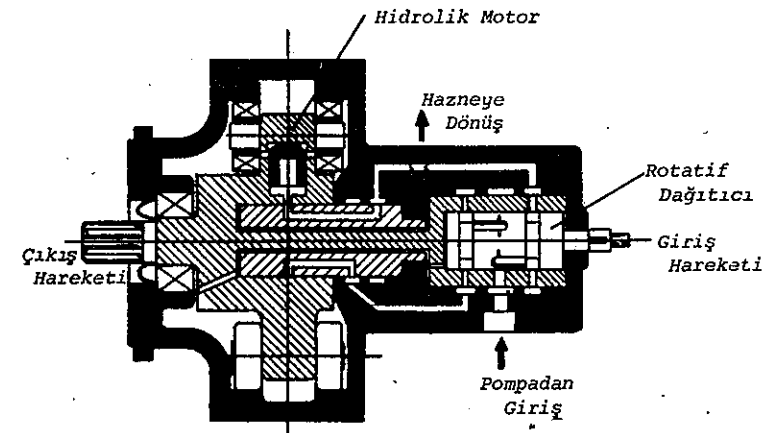
Şekil-5.14 Sabit Basıncılı Bir Pompa ve Çekmeceli Dağıtıcının Kullanıldığı Rotatif Hareketli Servokumandanın Şeması

dağıtıcıya yüklemek zorunluluğu ile karşılaşılır. (Şekil-5.16)'da mekanik diferansiyelin işlevini üstlenen rotatif dağıtıcı ile donatılmış bir hidrolik motor görülmektedir. Bu tür hidrolik motorlara servomekanizma teknolojisinde Çiftley Amplifikatörü adı verilir. Rotatif dağıtıcı esas olarak çıkış hareketine bağlı bir gömlek ve giriş hareketine bağlı silindirik bir çekirdekten oluşmuştur. Gömlek ve silindirik çekirdeğin bağlı hareketi,

hidrolik motoru besleyen hidrolik akışkanın dağıtımını düzenler. Genellikle nümerik kumandalı takım tezgâhlarında bu hidrolik çiftley amplifikatörlerinin ilginç ve modern uygulamaları ile karşılaşılır.



Şekil-5.15 Ön taraftaki çıkış hareketinin arka tarafta yinelenildiği hidrolik motor



Şekil- 5.16 Hidrolik Çiftley Amplifikatörü

4) ELEKTROHİDROLİK SERVOMEKANİZMALAR

Elektrohidrolik servomekanizmalar, hidrolik güç iletiminde çıkış büyüklüğü olarak yer değiştirme miktarını giriş büyüklüğü olarak elektrik geriliminin kumandası altına sokan ve sabit basınçlı bir kaynağın kullanıldığı bir organ ya da organlar topluluğu olarak tanımlanır.

Elektrohidrolik servomekanizmalarda çıkış hareketini gerçekleştirmek için daha önce açıkladığımız servokumandalarda olduğu gibi giriş büyüklüğüne gereksinme vardır. Elektrohidrolik servomekanizmalarda, elektrik gerilimi olan giriş büyüklüğü bir elektrik telekumanda ile oluşturulur. Giriş büyüklüğü ile çıkış büyüklüğünün mukayese edilebilmesi için çıkış büyüklüğünün bir tradüktör tarafından doğru akım gerilimine dönüştürülmesi de gerekir. Ancak çıkış büyüklüğü tradüktör tarafından doğru akım gerilimine dönüştürüldükten sonra işlem devresi ile geri besleme devresinin birleştiği toplayıcıda hata sinyali oluşur. Hata sinyali bilindiği gibi, giriş ve çıkış büyüklüklerinin cebirsel toplamıdır. Giriş büyüklüğünü (E_1), çıkış büyüklüğünü (E_2) ve hata sinyalini de daha önce olduğu gibi, (ϵ) ile gösterecek olursak

$$\epsilon = E_1 - E_2$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$E_1 = E_2$$

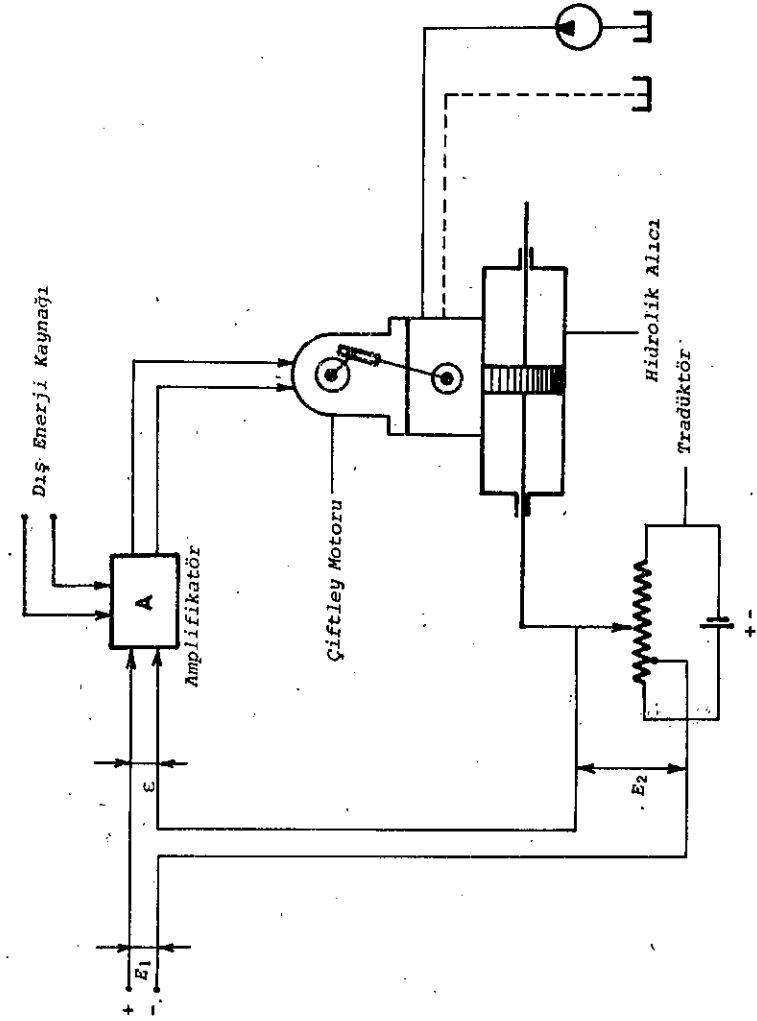
olduğu zaman

$$\epsilon = 0$$

olur ve bu durumda sistem kararlı çalışma durumuna geçer.

$$E_1 > E_2$$

olunca hata sinyali amplifikatörden geçtikten yani amplifikasyondan sonra dağıtıcının bağlı olduğu çiftley motorunu çalıştırır. Bu durumda tarafsız konumdan işlem konumuna geçen dağıtıcı, hidrolik alıcının pompa ve hazne ile bağlantısını sağlar. Hidrolik alıcının pistonu, hata sinyali sıfır yani giriş büyüklüğü



Şekil-5.17 Elektrohidrolik Servomekanizma

çıkış büyüklüğüne eşit oluncaya dek hareketine devam eder. (Şekil-5.17)'de bir elektrohidrolik servomekanizmanın şeması görülmektedir.

Elektrohidrolik servomekanizmaların en önemli ögeleri, hemen belirtelim ki, çiftley motoru ve dağıtıcıdır. Servomekanizma teknolojisinde çiftley motoru ve dağıtıcıdan oluşan birime genellikle elektrohidrolik servovalf adı verilir.⁽¹⁾

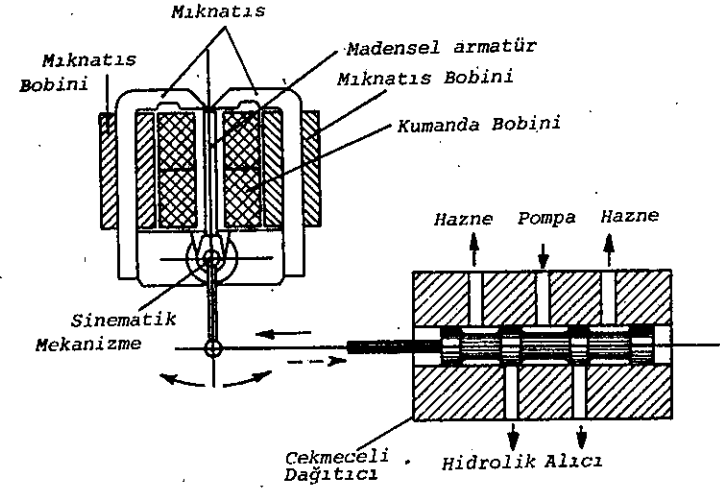
5) ELEKTROHİDROLİK SERVOVALFLAR

5.a) TEK KADAMELİ ELEKTROHİDROLİK SERVOVALFLAR

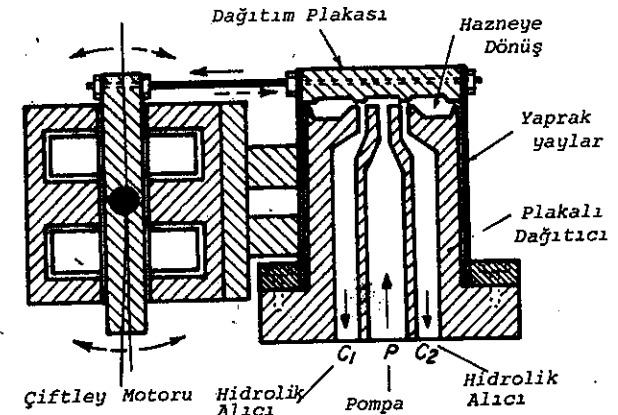
Tek kademeli elektrohidrolik servovalfların değişik birçok türleri vardır. Biz bunlardan sadece hidrolik preslerde ve takım tezgâhlarında çok kullanılan iki tip üzerinde duracağız. (Şekil-5.18)'de ve (şekil-5.19)'da ilk kez Amerika Birleşik Devletlerinde Lear ve Oilgear Firmaları tarafından gerçekleştirilen tek kademeli elektrohidrolik servovalflar görülmektedir. Lear servovalfı genliği düşük bir çiftley motoru ile bir çekmeceli dağıtıcıdan, Oilgear servovalfı da yine genliği düşük bir çiftley motoru ile bir plakalı dağıtıcıdan oluşmuştur. Bu servovalflarda, genliği düşük çiftley motorunun ($\pm 30^\circ$) ile sınırlı dönme hareketini öteleme hareketi olarak çekmeceye ve dağıtım plakasına ileten mekanik düzenlemelere yer verilmiştir.

Çiftley motoru, (şekil-5.20)'de görüldüğü gibi, uzunluk eksenini çevresinde dönebilen yarım dairesel bir mıknatıs, kendi konumuna dik bir kuvvet alanı oluşturabilen bir armatürün içine yerleştirilerek elde edilir. Kuvvet alanının oluşması için

(1) "Çiftley motoru", terimi, her iki yönde sınırlı dönme hareketi yapan ve moment yaratan genliği düşük elektronik motor anlamında kullanılmıştır.

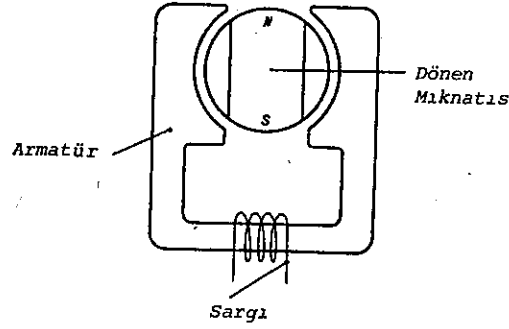


Şekil-5.18 Tek Kademeli Elektrohidrolik Lear Servovalfı



Şekil-5.19 Tek Kademeli Elektrohidrolik Oilgear Servovalfı

sargılara elektrik akımının verilmesi gerekir. Sargılara elektrik akımı verildikten sonra elde edilen döndürme çiftleyi, hemen



Şekil-5.20 Çiftley Motorunun Şeması

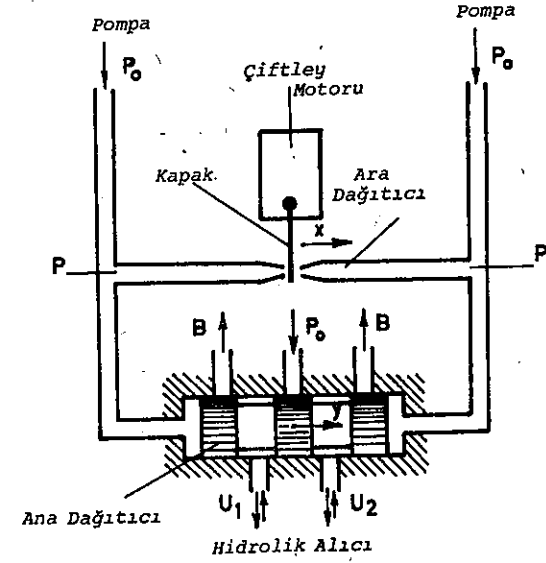
hemen belirtelim ki, entansite ile orantılı, fakat ($\pm 30^\circ$)'lik bölge içinde dönme açısından tamamen bağımsızdır.

5.b) ÇİFT KADAMELİ ELEKTROHİDROLİK SERVOVALFLAR

Çift kademeli elektrohidrolik servovalfların tek kademeli elektrohidrolik servovalflardan farkı, bunlarda ana dağıtıcının hareketine kumanda eden bir ara dağıtıcının bulunmasıdır. Ara dağıtıcıdan hazneye doğru devamlı yağ akımı vardır. Bu dağıtıcının asıl işlevi, dönme hareketi sınırlı bir çiftley motorunun yardımı ile ana dağıtıcının iki yanı arasında bir basınç farkı oluşturarak çekmecenin sağa ya da sola doğru hareketini sağlamaktır.

(Şekil-5.21)'de görülen şema ile çift kademeli elektrohidrolik servovalfin çalışma ilkesi açıklanmaktadır. Ara dağıtıcı

esas olarak pompanın beslediği iki püskürteçten oluşmuştur. Ayrıca püskürteçlerin arasına yerleştirilmiş olan kapağın yatay konumda öteleme hareketi dönme açısı sınırlı bir çiftley motoru

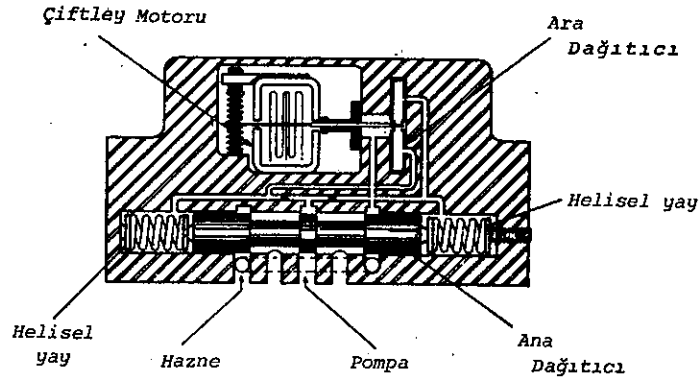


Şekil-5.21 Çift Kademeli Elektrohidrolik Servovalfin Çalışma İlkesi

tarafından sağlanmaktadır. Kanat sağa doğru yer değiştirdiği zaman sol yandaki püskürtecin debisi artar, sağ yandaki püskürtecin debisi de azalır. Bunun sonucu sol yandaki basınç sağ yandaki basınçtan daha büyük olur ve ana dağıtıcının çekmecesini sağa doğru yer değiştirir. Ana dağıtıcının çekmesi sağa doğru yer değiştiren hidrolik alıcıya açılan (U_1) kanalının pompa ve (U_2) kanalının da hazne ile bağlantısı sağlanır. Giriş büyüklüğü ile çıkış büyüklüğü arasında fark yani hata sinyali sıfır olunca ya dek hidrolik alıcının pistonu sola ya da sağa doğru hareket eder. Daha sonra otomatik kumanda ile sola doğru öteleme hareketine başlayan kapak sol yandaki püskürtecin debisinin azalmasına ve sağ yandaki püskürtecin debisinin artmasına neden olur. Bu

durumda sağ yandaki basınç sol yandaki basınçtan daha büyük bir değere ulaşır, dağıtıcının çekmecesine sola doğru yer değiştirir, (U₁) kanalının hazne ve (U₂) kanalının da pompa ile bağlantısı sağlanır.

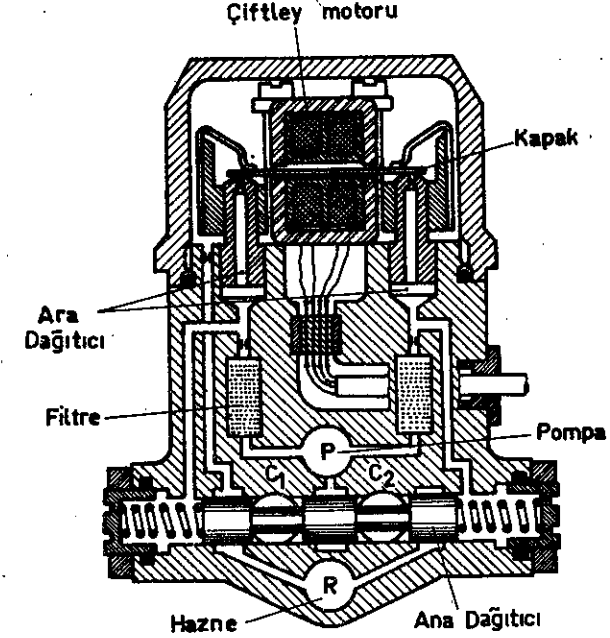
(Şekil-5.22) ve (şekil-5.23)'de yukarıda açıklamış olduğumuz ilkeye göre çalışan MOOG ve BENDIX servovalfları görülmektedir. Bu servovalfların en belirgin niteliği, helisel yaylar tarafından ana dağıtıcının çekmecesinin tarafsız konuma getirilmesidir.



Şekil-5.22 MOOG Servovalfı

Tek kademeli elektrohidrolik servovalflar tarafından dağıtımı yapılan debilerin minimal değeri (4 dm³/dak) ve maksimal değeri de (10 dm³/dak)'dır. Ancak maksimal değeri (2500 dm³/dak)'ya kadar yükselen debilerin dağıtımı için mutlak anlamda çift kademeli elektrohidrolik servovalflardan yararlanmak gerekir. Çift kademeli elektrohidrolik servovalfların ara dağıtıcısında genellikle püskürteç çapı (0,25 mm)'den daha küçük ve püskürteçle kanat arasındaki açıklık da (0,025 mm)'ye yakın alınır. Boyutların böylesine küçük tutulması çift kademeli elektrohidrolik

servovalfların kullanıldığı hidrolik devrelerde filtrajın ne kadar önemli olduğunu gözler önüne sermektedir. Pompanın bastığı hidrolik akışkanın ara dağıtıcıya girmeden önce, Bendix Servovalfında olduğu gibi, mutlaka filtreden geçirilmesi gerekir. Çift



Şekil-5.23 BENDIX Servovalfı

kademeli elektrohidrolik servovalfların üstün teknolojik niteliklere sahip bulunmaları yanında küçük hacimli ve hafif olmaları bunların füzelerden uçaklara ve modern takım tezgâhlarına dek çok geniş bir alanda kullanılmasını sağlamıştır.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Servomekanizma nedir ?
- 2) Hata sinyali nedir ?
- 3) Sistem otomatik kararlı çalışma durumuna ne zaman geçer ?
- 4) Amplifikasyon kazancı nedir ?

- 5) Servokumanda nedir ?
- 6) Servokumandaların gerçekleştirilmesinde yararlanılan genel ilkeler nelerdir ?
- 7) Elektrohidrolik servomekanizma nedir ?
- 8) Elektrohidrolik servomekanizmalarda giriş büyüklüğü nasıl oluşturulur ?
- 9) Elektrohidrolik servomekanizmalarda çıkış büyüklüğü neden doğru akım gerilimine dönüştürülür ?
- 10) Dağıtıcıdan ve çiftley motorundan oluşan birime ne denir ?
- 11) Lear ve Oligear servovalflarının önemli karakteristikleri nelerdir ?
- 12) Çift kademeli elektrohidrolik servovalflarla tek kademeli elektrohidrolik servovalflar arasındaki en önemli ayırım nedir ?
- 13) Tek kademeli elektrohidrolik servovalflar tarafından dağıtımı yapılan debilerin minimal değeri ile maksimal değeri nedir ?
- 14) Hangi debilerin dağıtımı için çift kademeli elektrohidrolik servovalflardan yararlanmak gerekir ?
- 15) Çift kademeli elektrohidrolik servovalflarda filtraja önem verilmesinin nedenleri nelerdir ?

VI. B Ü L Ü M

U Y G U L A M A L A R

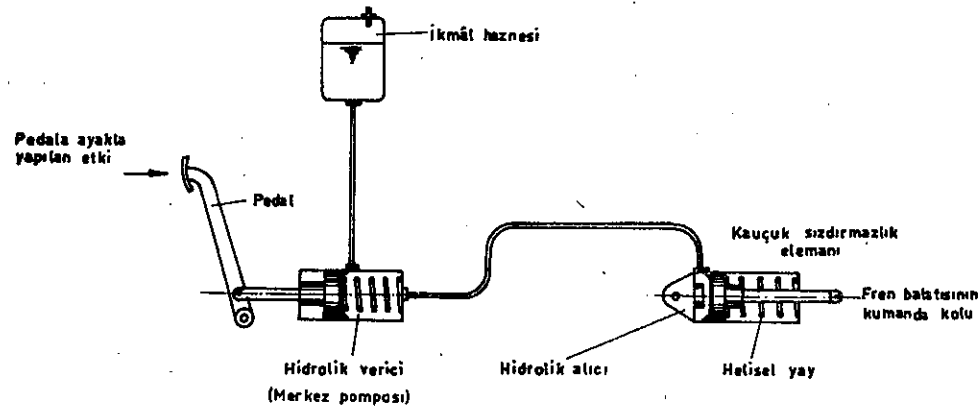
- 1) Otomobillerin ve küçük uçakların frenleme düzeni
- 2) Basınç mültiplikatörleri
 - 2.a) Elektrik direnç kaynağı makinası üzerinde tek etkili basınç mültiplikatörü
 - 2.b) Çift etkili basınç mültiplikatörü
- 3) Uzaktan kumanda sistemi
- 4) Hidrolik varyatörler
- 5) Kalıplama presinin hidrolik kumanda sistemi
- 6) Sıcak kalıp demirciliğinde kullanılan presin hidrolik kumanda sistemi
- 7) Kopya freze tezgâhının hidrolik kumanda sistemi
- 8) Düzlem yüzey taşlama tezgâhının hidrolik kumanda sistemi
- 9) Kullanım yerine ve amacına göre bir hidrolik devrenin elemanlarının belirlenmesine ve simgelerden yararlanılarak fonksiyonel şemasının çizimine ilişkin uygulamalar

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

UYGULAMALAR

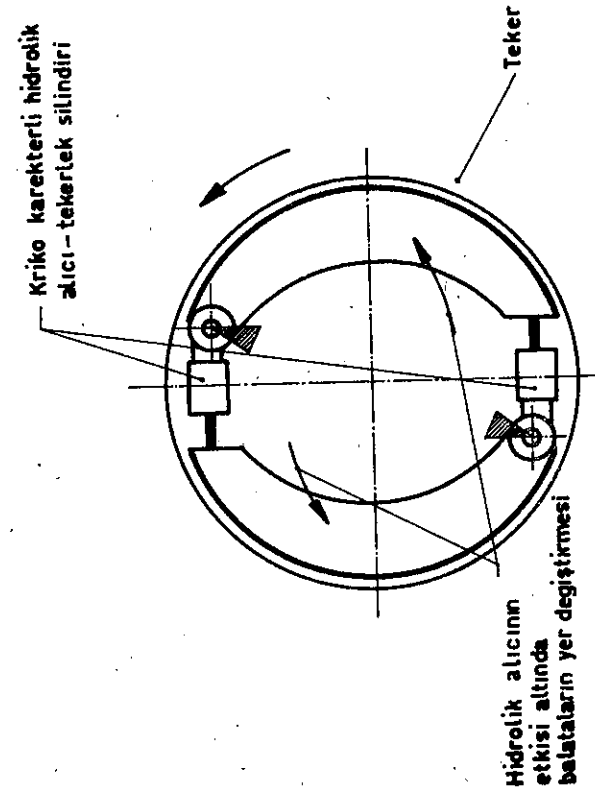
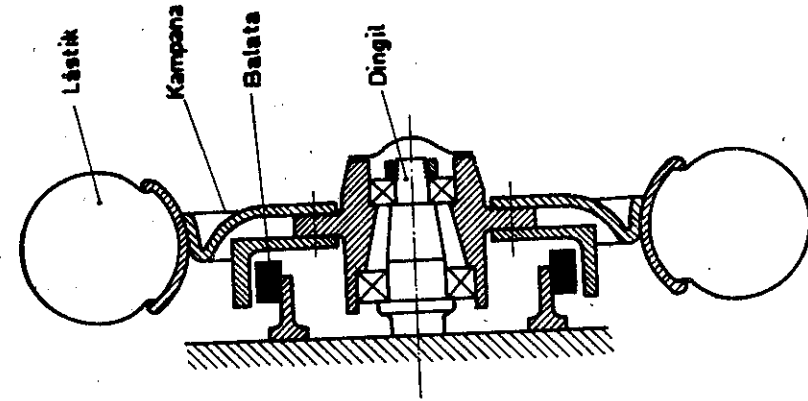
1) OTOMOBİLLERİN VE KÜÇÜK UÇAKLARIN FRENLEME DÜZENİ

Otomobillerde ve küçük uçaklarda aynı ilkeye göre çalışan hidrolik frenleme düzeninden yararlanılır. Bu frenleme düzeni esas olarak bir hidrolik verici, kriko karakterli hidrolik alıcılar ve bir ikmal haznesinden oluşmuştur. (Şekil-6.1)'de otomobiller ve küçük uçaklar için gerçekleştirilmiş olan bir frenleme düzeni görülmektedir.



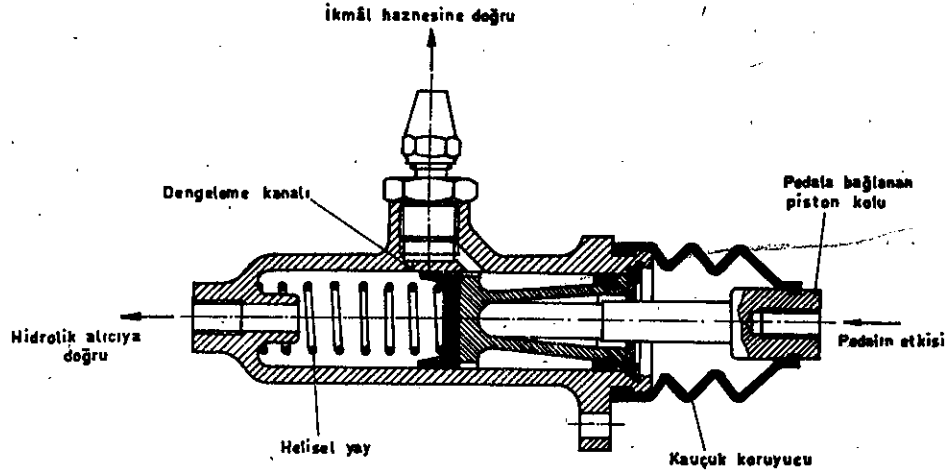
Şekil- 6.1 Frenleme Düzeni

Frenleme yapılmadığı zaman yani tarafsız konumda hidrolik verici ve hidrolik alıcılar ikmal haznesi ile bağlantılı durumda bulunurlar. Bu küçük ikmal haznesinin işlevi, hemen belirtelim ki, kaçakların neden olduğu yağ kayıplarını telafi etmek ve



Özellikle sıcaklık değişmelerinden etkilenen yağın normal emilmesini sağlamaktır.

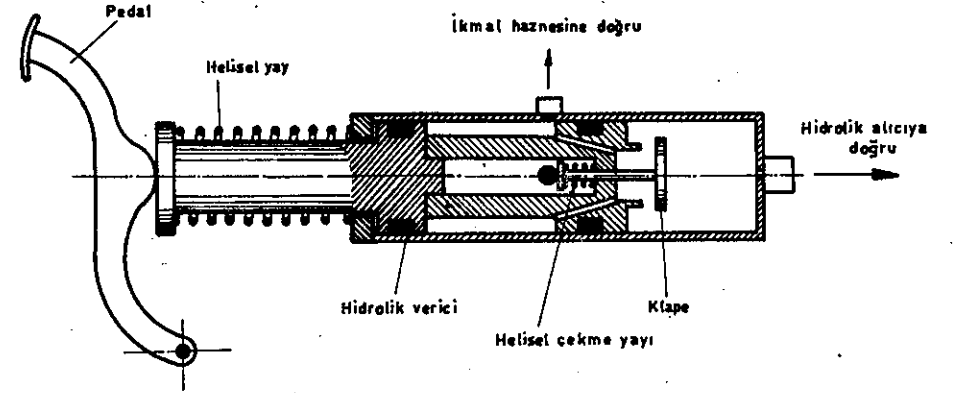
Hidrolik vericinin pistonuna bir pedalla kumanda edilir. Piston kolu pedala eklemli olarak bağlanmıştır. Pedal üzerine ayakla basıldığı zaman vericinin pistonu sağa doğru hareket eder. Vericinin pistonu sağa doğru hareket edince ikmal haznesinin verici ve alıcılarla bağlantısı kesilir, vericinin silindiri içerisinde bulunan hidrolik akışkan alıcının silindrine dolmağa başlar, alıcının pistonu da sağa doğru hareket eder. Alıcıların pistonu, (Şekil-6.2)'de görüldüğü gibi, piston kolunun aracılığı ile fren balatalarına bağlı olduğu için fren balataları açılarak kampanay sıkıştırırlar. Kampana sıkıştırılınca teker durur. Ayak pedal üzerinde çekildiği zaman helisel yayların etkisi ile hem vericinin ve hem de alıcıların pistonları sola doğru hareket ederler. Vericinin ve alıcıların pistonları sola doğru hareket edince fren balataları gevşer, alıcıların silindiri içerisinde bulunan hidrolik akışkan da yeniden vericinin silindrine dolar. (Şekil-6.3) ve



Şekil- 6.3 Hidrolik Verici (Merkez Pompası)

(Şekil-6.4)'de otomobil ve küçük uçakların frenleme düzenini oluşturan öğelerden hidrolik vericilerin iki değişik ve ilginç varyantı

görülmektedir. (Şekil-6.4)'de görülen hidrolik vericinin (Şekil-6.3)'de görülen hidrolik vericiden farkı, birincide ikmal haznesinin verici ve alıcı ile bağlantısının helisel yayla dengelenen bir klappe tarafından kesilmekte ya da sağlanmakta olmasıdır.



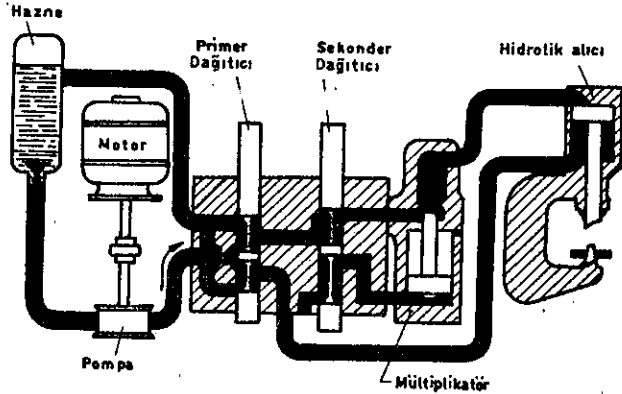
Şekil- 6.4 Klapeli Hidrolik Verici (Merkez Pompası)

2) BASINÇ MÜLTİPLİKATÖRLERİ

2.a) ELEKTRİK DİRENÇ KAYNAĞI MAKİNASI ÜZERİNDE TEK ETKİLİ BASINÇ MÜLTİPLİKATÖRÜ

Elektrik direnç kaynağı makinalarının bilindiği gibi, büyük hızlı bir yaklaşma kursu ile düşük hızlı büyük basınçlı bir iş kursunu gerçekleştirecek nitelikte olması gerekir. Elektrik direnç kaynağı makinalarına büyük hızlı bir yaklaşma kursu ile düşük hızlı büyük basınçlı bir iş kursunu gerçekleştirme niteliği ancak tek etkili basınç mültiplikatörü ile kazandırılabilir. (Şekil-6.5)'de, elektrik direnç kaynağı makinasına uygulanan tek etkili bir basınç

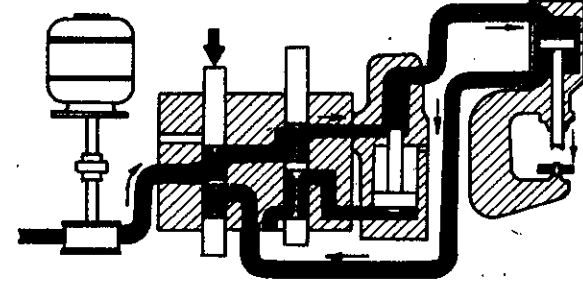
multiplikatörü görülmektedir. Bu klâsik elektrik direnç kaynağı makinasının üst çenesine kriko karakterli bir hidrolik alıcı



Şekil- 6.5

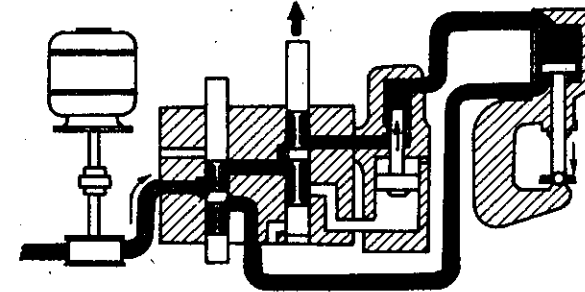
tarafından kumanda edilmektedir. (Şekil-6.5)'de görülen konumda sistem çalışmakta ve pompa haznedeki emdiği hidrolik akışkanı yine hazneye basmaktadır. Sistem, pompa ve alıcıdan başka ardışık iki çekmeceli dağıtıcı ve tek etkili bir multiplikatörden oluşmuştur. Multiplikatör sekonder dağıtıcı ile alıcı arasında yerleştirilmiştir. Primer dağıtıcının çekmecesini (Şekil-6.6)'de görüldüğü gibi, aşağıya doğru hareket ettirilirse alıcının pompa ile doğrudan bağlantısı sağlanır ve pompanın bastığı hidrolik akışkan alıcının silindrine döler. Bu durumda alıcının pistonu büyük bir hızla yaklaşma kursuna başlar. Alıcının pistonuna etkiyen kuvvet pompanın maksimal basıncı ile sınırlı olduğu için yüksek bir değere sahip değildir. Pompanın maksimal basıncı (100 kg/cm²)'ye yakındır. Elektrik direnç kaynağı, yukarıda da değinmiş olduğumuz gibi, büyük sıkıştırma kuvvetini gerektiren bir kaynaktır. Bu sıkıştırma kuvvetini sağlayabilmek için pompanın maksimal basıncından en az (6) kez daha büyük olan (600 kg/cm²)'lik bir

sıkıştırma basıncı vermesi olanaksızdır ve mutlaka bir multiplikatörden yararlanılması gerekir.



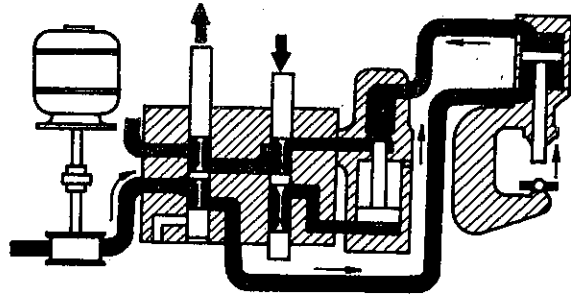
Şekil- 6.6

(Şekil-6.7)'de görüldüğü gibi, sekonder dağıtıcının çekmecesini yukarıya doğru hareket ettirilirse pompayı multiplikatöre bağlayan kanal açılır, pompanın bastığı hidrolik akışkan multipli-



Şekil- 6.7

katörün silindirine dolar ve piston yukarıya doğru harekete başlar. Pistonun hidrolik akışkanla temas eden alt yüzünün alanı üst yüzünün alanından (6) kez daha büyük olduğu için üst bölümdeki basınç alt bölümdeki basınçtan yani pompanın maksimal basıncından (6) kez daha büyük olur ve alıcının pistonuna bağlı olanı üst çene kaynatılacak parçaları büyük bir kuvvetle sıkıştırır. Parçalar kaynatıldıktan sonra (Şekil-6.8)'de görüldüğü gibi, primer dağı-



Şekil- 6.8

tıcının çekmecesini yukarıya doğru, sekonder dağıtıcının çekmecesini de aşağıya doğru hareket ettirilirse alıcının alt kısmının pompa, üst kısmının da hazne ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda alıcının pistonu yukarıya kalkarak kaynatılan parçaların serbest kalmasını sağlar.

2.b) ÇİFT ETKİLİ BASINÇ MÜLTİPLİKATÖRÜ

Hidrolik pompaların yüksek basınç vermesi daha açık bir deyişle yüksek basınç gerektiren devrelerde hidrolik pompaların doğrudan kullanımı olanaksızdır. Pistonlu pompalarda maksimal

basıncın (300 kg/cm^2)'nin üstüne çıkmasına karşın dişli pompalarda maksimal basıncın (100 kg/cm^2)'nin üstüne çıktığı pek görülmez.

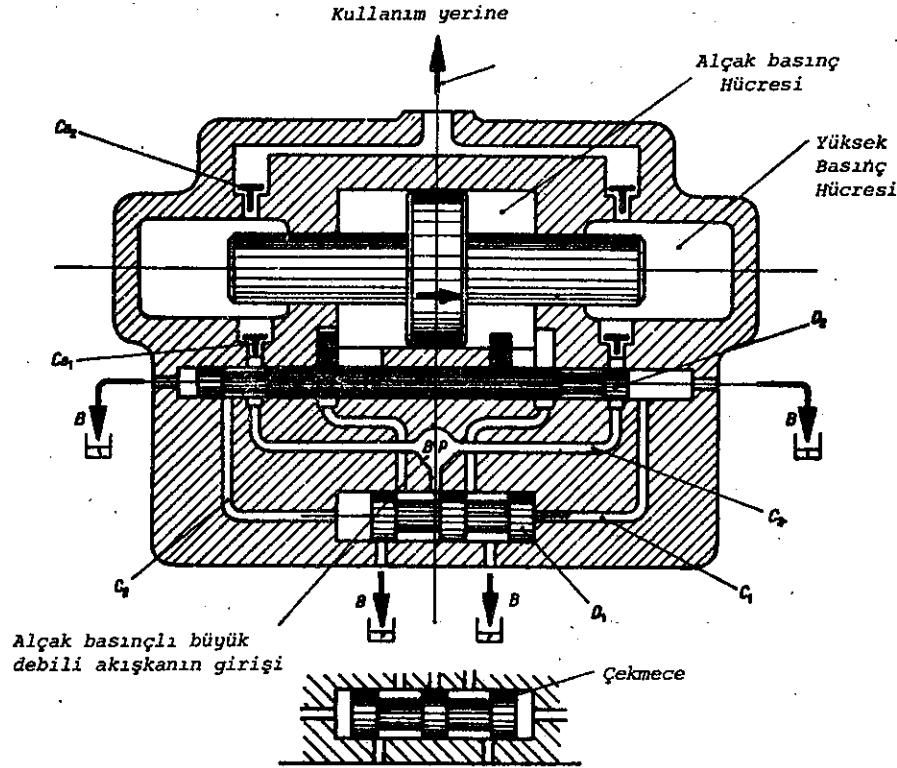
Pistonlu pompalarda, bilindiği gibi, dönme hareketi alternatif doğrusal harekete dönüştürülür. Pistonlu pompalarda yüksek basınç elde etmek için sinematik mekanizmayı oluşturan elemanların boyutlarının büyük tutulması gerekir. İşte yüksek basınç elde etmek için sinematik mekanizmayı oluşturan elemanların boyutlarını büyütme zorunluluğu pistonlu pompalarda maksimal basıncın çoğu zaman (300 kg/cm^2) olarak sınırlandırılmasına neden olmuştur.

Kriko karakterli hidrolik alıcılarda durum farklıdır. Çünkü yer değiştirme hızı düşük olduğu zaman kriko karakterli hidrolik alıcılar (600 kg/cm^2)'ye varan çok yüksek işletme basınçlarına kolayca uyum sağlayabilmektedir.

Pompa ve alıcıların bu çelişkili konumu düşük basınçlı büyük debili bir pompa tarafından beslenen fakat yüksek basınçlı küçük debili veren alternatif doğrusal hareket esasına dayalı bir cihazın yani bir basınç mültiplikatörünün gerçekleştirilmesi zorunluluğu ile konstrüktörleri karşı karşıya bırakmaktadır.

(Şekil-6.9'da bu tür çift etkili bir basınç mültiplikatörü görülmektedir. (D_1) çekmecesini sağa doğru hareket ettirdiği zaman pompanın bastığı hidrolik akışkan sol alçak basınç hücrelerine dolar ve ana piston sağa doğru hareket eder. Bu arada (C_1) klapesinin aracılığı ile sol yüksek basınç hücreleri beslenir ve sağ yüksek basınç hücrelerinde bulunan hidrolik akışkan basıncı yükseltilecek şekilde kullanılmaya başlar. Sağ alçak basınç hücrelerindeki akışkan hazneye yönelir. Ana piston kursunun sonuna gelince (D_2) çekmecesini sağa doğru hareket ettirir ve böylece dağıtıcının (C_2) kanalı tarafından hazne, (C_3) ve (C_2) kanalları tarafından da pompa ile bağlantısı sağlanır. Dağıtıcının pompa ile bağlantısı sağlandıktan sonra (D_1) çekmecesini sola doğru

harekete başlar. Bu kez pompanın bastığı hidrolik akışkan sağ alçak basınç hücrelerine dolarak ana pistonu sola doğru hareket



Şekil- 6.9 Çift Etkili Basınç Multiplikatörü

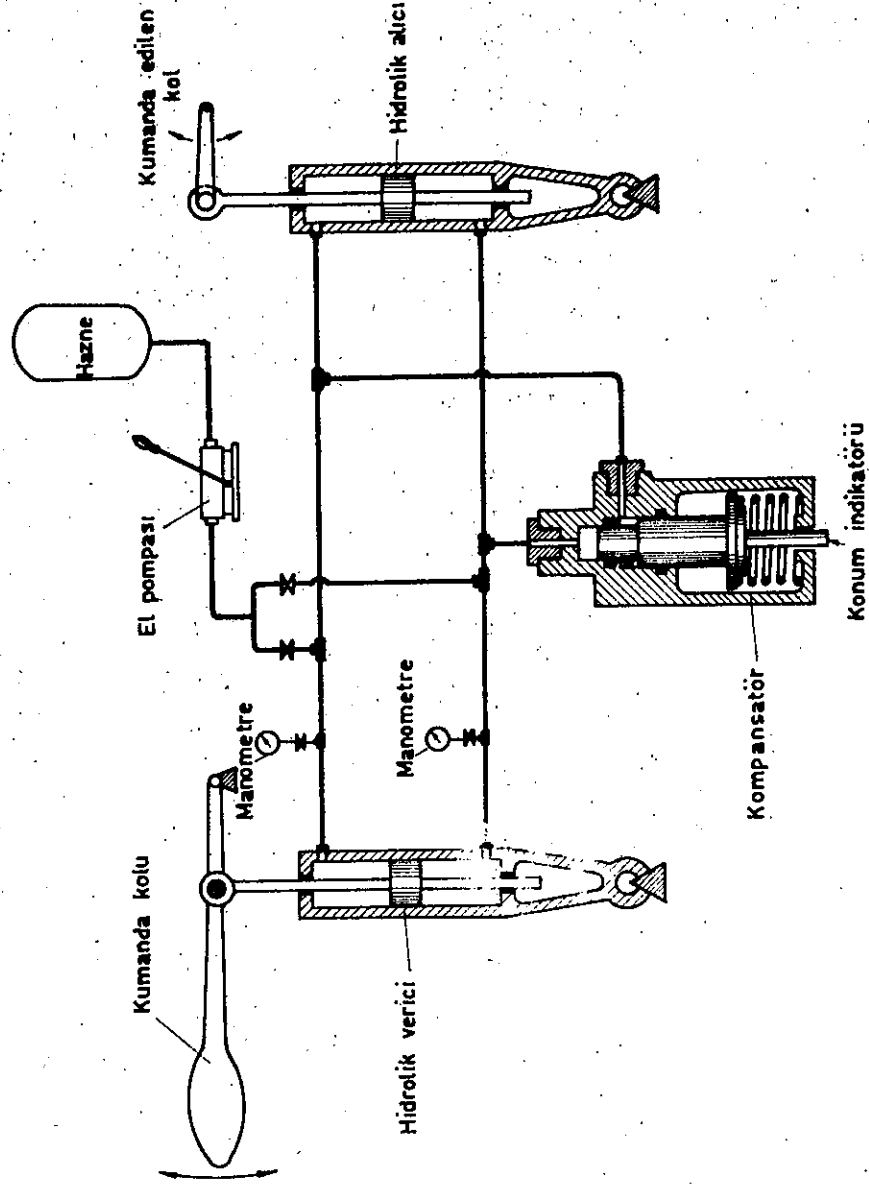
ettirir. Ana piston sola doğru harekete başlayınca sol yüksek basınç hücreindeki basıncı yükselterek hidrolik akışkanı (C_{a1}) klapesinin aracılığı ile yüksek basınç kullanım yerine basar. Yüksek basınç hücreindeki hidrolik akışkan alıcıya basılırken sağ yüksek basınç hücreleri pompanın bastığı hidrolik akışkanla beslenir ve sol alçak basınç hücreindeki hidrolik akışkan da hazneye döner.

3) UZAKTAN KUMANDA SİSTEMİ

Mekanik organlarla bağlantı sağlamanın çok güç ya da olanaksız olduğu durumlarda bir hareketin, bir kuvvetin olduğu gibi uzakta bulunan bir yere iletimi hidrolik uzaktan kumanda sistemi tarafından gerçekleştirilir. (Şekil-6.10)'da, bir hidrolik uzaktan kumanda sistemi görülmektedir. Bu hidrolik uzaktan kumanda sistemi esas olarak hidrolik verici, hidrolik alıcı, el pompası, hazne ve kompensatörden oluşmuştur. Hidrolik uzaktan kumanda sistemini oluşturan organlardan hem hidrolik verici ve hem de hidrolik alıcı kriko karakterlidir. Hidrolik vericinin silindir çapı hidrolik alıcının silindir çapına eşit olduğu zaman hidrolik vericinin her hareketi, hidrolik alıcıda zıt yönde bu harekete özdeş başka bir hareketin oluşumuna neden olur.

Hidrolik devreye paralel olarak, bir kompensatör bağlanmıştır. Bu kompensatörün asıl işlevi, belirli sıcaklık sınırları arasında hidrolik uzaktan kumanda sisteminin düzenli çalışmasını sağlamaktır. Kompensatörde helisel yayla dengelenen pistonun yukarıdan aşağıya ya da aşağıdan yukarıya doğru öteleme hareketi doğrudan sıcaklığa bağlıdır. Diğer yandan el pompası da devreye paralel olarak bağlanmıştır. Sistem tarafısız konumda iken hidrolik devrede basıncın belirli bir değerde bulunması ve yağ kaçaqlarının telafisi el pompası tarafından sağlanır.

Kumanda kolu elle aşağıya doğru hareket ettirilirse vericinin pistonu da aşağıya doğru hareket eder ve pistonun altında kalan hidrolik akışkan alıcıya basılır. Bu durumda alıcının pistonu yukarıya doğru harekete başlar ve pistonun üstünde kalan kesimdeki hidrolik akışkan da vericinin silindirine yönelir. Alıcı ile pistonun yer değiştirme miktarı tıpkı verici de olduğu gibi pistonun altında kalan kesime dolan hidrolik akışkanın miktarı ile orantılıdır.

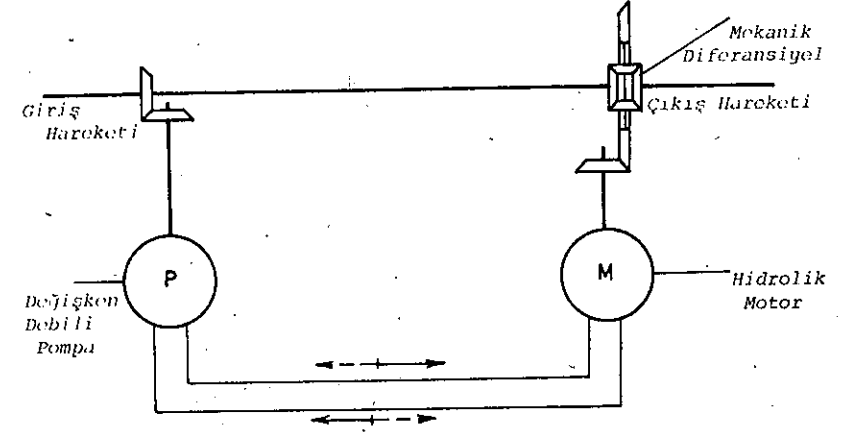


Şekil-6.10 Uzaktan Kumanda Sistemi

4) HİDROLİK VARIYATÖRLER

Hidrolik varyatörler, değişken debili pompa ve dönme hızı genellikle maksimal dönme hızı ($+N_{max}$) ile minimal dönme hızı ($-N_{max}$) arasında değişen bir hidrolik motor tarafından oluşturulan cihazlardır. Bu arada hemen belirtelim ki, takım tezgahlarını, ağır vasıtaları ve binek otomobillerini kapsayan endüstriyel uygulamalarda, hidrolik motorun dönme hızının maksimal dönme hızı ($+N_{max}$) ile minimal dönme hızı ($+0,2 N_{max}$) arasında değişmesi istenebilir.

(Şekil-6.11)'de, mekanik diferansiyelli bir hidrolik varyatörün fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu hidrolik varyatörde giriş büyüklüğü değişken debili pompa ile mekanik diferansiyelin birinci alın dişlisi tarafından algılanmaktadır. İkinci alın

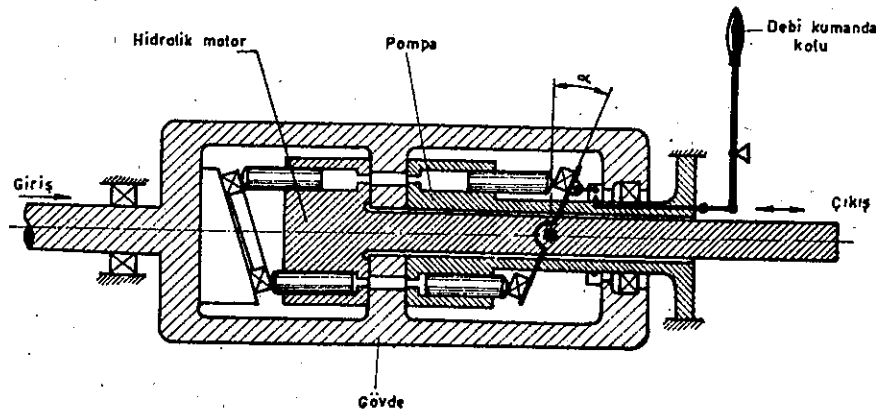


Şekil-6.11 Mekanik Diferansiyelli Hidrolik Varyatörün Fonksiyonel Şeması

dişlisi çıkış büyüklüğünü veren bir mile bağlanmıştır. Mekanik diferansiyelin uydusu hareketini hidrolik motordan almaktadır. Pompanın verdiği debi sıfır olduğu zaman hidrolik güç daha açık bir deyişle ifade etmek gerekirse hata sinyali de sıfır olur.

Hata sinyalinin sıfır olması için bilindiği gibi, çıkış büyüklüğünün giriş büyüklüğüne eşit olması gerekir. Pompa negatif ya da pozitif yönde debi vermeğe başlayınca hidrolik motor da negatif ya da pozitif yönde devinmeğe başlar ve bu durumda hidrolik güç yani hata sinyali sıfırdan farklı olduğu için çıkış büyüklüğü de giriş büyüklüğünden farklı bir değer kazanır.

Mekanik diferansiyelli hidrolik varyatörlerin en belirgin niteliği, bunlarda düşük boyutlu ve düşük güçlü değişken debili hidrolik pompa ve motorların kullanılabilmesidir. Ancak sistemin çok sayıda ve değişik yapıda dişli çarkları gerektirmesi, mekanik diferansiyelli hidrolik varyatörlerin terk edilmesine neden olmuştur. Günümüzde artık hidrolik transmisyonlu varyatörler kullanılmaktadır. Hidrolik transmisyonlu varyatörler, değişken debili hidrolik pompa ile hidrolik motor doğrudan birbirine bağlanarak oluşturulmaktadır. (Şekil-6.12)'de, değişken debili hidrolik pompa ve hidrolik motorun doğrudan birbirine bağlanması ile oluşturulan hidrolik transmisyonlu bir varyatör görülmektedir. Hidrolik pompanın debisi, kumanda kolunun aracılığı



Şekil-6.12 Hidrolik Transmisyonlu Varyatör

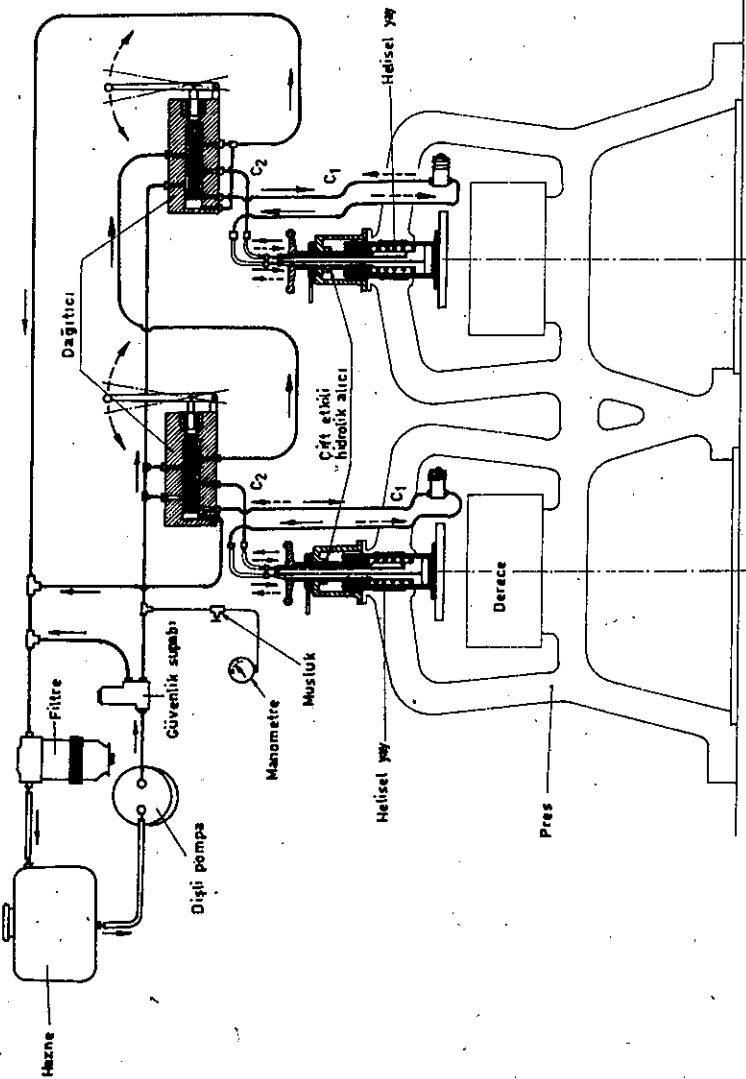
ile (α) açısı değiştirilerek ayarlanır. (α) açısı sıfır olduğu zaman hata sinyali de sıfır olur ve hidrolik motorun mili ile gövdenin mili aynı hızla dönerler. Hidrolik pompanın debisi (α) açısının aldığı değerlere göre, negatif ya da pozitif değerler kazanınca hata sinyali sıfırdan farklı olur ve hidrolik motorun mili de negatif ya da pozitif yönde gövde milinden farklı bir hızla dönmeğe başlar.

5) KALIPLAMA PRESİNİN HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİ

Bazı dökümhanelerde döküm kalıpları hâlâ derecenin içine yerleştirilen ağaç, plastik ya da madensel modelin çevresindeki kum elle sıkıştırılarak yapılmaktadır. Ancak günümüzde seri imalatın geçerli olduğu iş yerlerinde, modelin çevresindeki kumun elle değil mekanik ve hidrolik araçlarla sıkıştırılarak döküm kalıplarının yapılması zorunluluğu orta çıkmıştır.

İletimin kolaylığı yanında dengeli kullanımı, döküm kalıplarının yapımında hidrolik enerjiden giderek büyüyen bir ölçekte yararlanılmasına neden olmaktadır. (Şekil-6.13)'de iki sıkıştırma postasını içeren bir presin hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu hidrolik preste hidrolik güç iletimi, 2. Bölümde değinmiş olduğumuz 3. ilke uyarınca gerçekleştirilmiştir. Hidrolik devre üzerinde, görüldüğü gibi, çekmeceli iki dağıtıcı ve kriko karakterli iki alıcı bulunmaktadır. Dağıtıcıların çekmecesine, kumanda kolundan yararlanılarak elle kumanda edilmektedir. Hidrolik devrenin güvenliğini mutlak anlamda sağlamak için dağıtıcılarla alıcılar arasında ayrıca By-Pass yerleştirilmiştir. Hidrolik devre üzerinde bulunan kriko karakterli hidrolik alıcıların ilginç bir yapısı da vardır. Bu hidrolik alıcılarda piston sabit fakat silindir hareketlidir. Diğer yandan pistonla silindir arasında yerleştirilen helisel yay dengeleme işlevini yerine getirmektedir.

Biribirinden bağımsız olan dağıtıcıların çekmecesine sola doğru hareket ettirildiği zaman (C_1) kanallarının pompa



Şekil-6.13 Kalıplama presi hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması

ve (C₂) kanallarının da hazne ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan pistonun altında kalan bölmeye dolmağa başlar, silindir bu bölmeye dolan hidrolik akışkanın miktarı ile orantılı bir hızla aşağıya doğru hareket eder ve pistonun üstünde kalan bölmedeki hidrolik akışkan da hazneye yönlendirilir. Silindirin zıt yönde yani aşağıdan yukarıya doğru hareketi için dağıtıcıların çekmecelerini tarafsız konuma getirdikten sonra sağa doğru hareket ettirmek gerekir. Hidrolik devreyi besleyen pompanın çıkışına yerleştirilen güvenlik supabının işlevi, hidrolik reseptörde kursun sonuna gelindiği zaman basıncı ve basınca bağlı olarak da maksimal sıkıştırma kuvvetini belirli bir değerde sınırlamaktır.

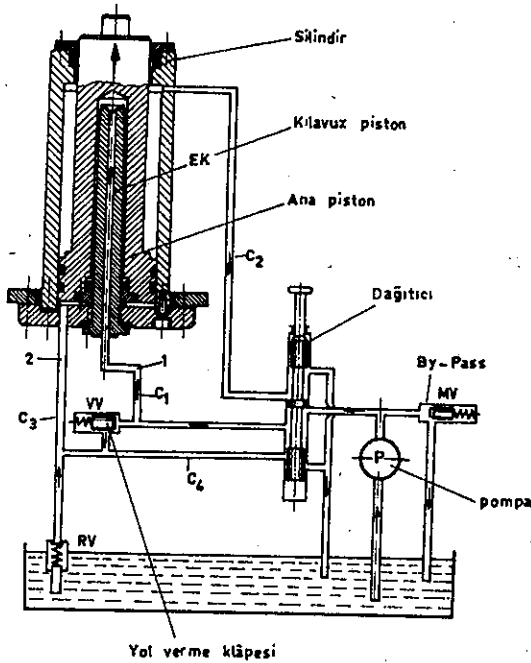
Son yıllarda özellikle, Avrupa ülkelerinde bazı kurum ve firmalar, döküm kalıplarının seri olarak yapımı amacına yönelik üstün nitelikte hidrolik presler imal etmektedirler. Bu kurum ve firmalar; imal ettikleri hidrolik presleri, kumun sıkışmasında homojenliği sağlamak için ayrıca bir ototitreşim sistemi ile donatmaktadır.

6) SICAK KALIP DEMİRCİLİĞİNDE KULLANILAN PRESİN HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİ

Hidrolik preslerin bilindiği gibi, makina yapım sanayinde seçkin bir yeri ve büyük bir etkinliği vardır. Günümüzde çeşitli kullanım amaçlarına yönelik değişik tipte üstün nitelikli hidrolik presler imal edilmektedir. Biz burada sadece sıcak kalıp demirciliğinde kullanılan elemanter bir hidrolik presin işleyişini ayrıntılara kaçmadan açıklayacağız. (Şekil-6.14)'de, sıcak kalıp demirciliğinde kullanılan bir presin hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu hidrolik preste hidrolik güç iletimi yine 2. Bölümde değinmiş olduğumuz 3. İlke uyarınca gerçekleştirilmiştir. Hidrolik devre, görüldüğü gibi, kriko karakterli, bir hidrolik alıcılığı, çekmeceli bir dağıtıcıyı sabit debili değişken basınçlı bir pompa ve ara organları içermektedir. Hidrolik alıcılığın yapısı, daha önce incelemiş olduğumuz kriko karakterli hidrolik alıcıların yapısından

farklıdır. Bu hidrolik alıcı sabit bir silindir, bir ana piston ve ana pistonun içerisine yerleştirilmiş olan bir de kılavuz pistondan oluşmuştur.

Dağıtıcının çekmecesini yukarıya doğru hareket ettirilirse alıcının (C₁) kanalı tarafından pompa ve (C₂) kanalı tarafından da hazne ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan (C₁) kanalından ve kılavuz pistondan geçerek ana pistonun ortasındaki bölmeyle dolar ve ana piston yukarıya doğru harekete başlar. Ana piston yukarıya doğru hareket ederken ana pistonun üst yüzü ile silindir arasında kalan bölmedeki hidrolik akışkan hazneye yönelir. Diğer yandan silindirin ana pistonun alt yüzü tarafından sınırlanan kesimi hazne ile bağlantılı olduğu için geri dönüşe karşı klape ve (C₃) kanalından geçen hidrolik akışkan bu bölmeyle dolar.



Şekil-6.14 Sıcak Kalıp Demirciliğinde Kullanılan Bir Preste Hidrolik Kumanda Sisteminin Fonksiyonel Şeması

(C₁) ve (C₂) kanalları arasında belirli bir basınca göre, ayarlanmış bir klape yerleştirilmiştir. Sıkıştırma kursunun sonunda basınç bu değerine üstüne çıkınca helisel yayla dengelenen klape açılır. Bu klape açılınca ana pistonun altında kalan bölme ile pompa arasında bağlantı kurulur ve pompanın bastığı hidrolik akışkan tarafından etkilenen yüzey büyüdüğü için ana pistonun iş parçasına ilettiği basınç kuvvetleri ve basınç kuvvetlerine bağlı olarak güç çok yüksek değerlere ulaşır.

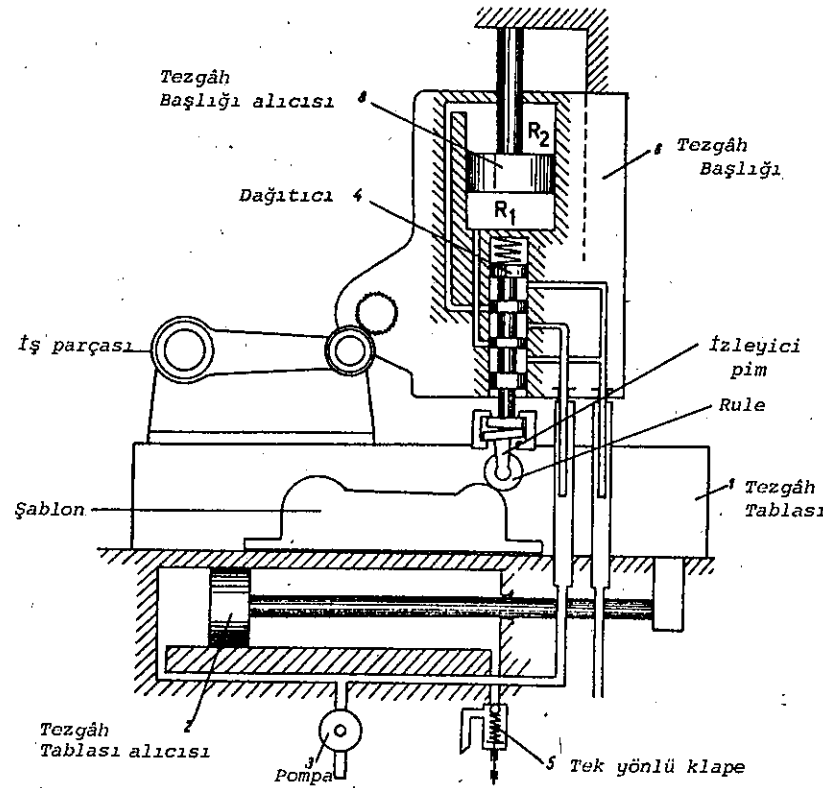
Dağıtıcının çekmecesini tarafsız konuma getirildikten sonra aşağıya doğru hareket ettirilirse bu kez alıcının (C₃), (C₄) ve (C₁) kanalları tarafından hazne ve (C₂) kanalı tarafından da pompa ile bağlantısı kurulur. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan ana pistonun üstünde kalan bölmeyle dolar ve ana piston aşağıya doğru harekete başlar. Ana piston aşağıya doğru harekete başlayınca ana pistonun altında kalan bölmedeki hidrolik akışkan da (C₁), (C₃), (C₄) kanallarının aracılığı ile hazneye döner.

7) KOPYA FREZE TEZGAHININ HİDROLİK KUMANDA SİSTEMİ

Kopya freze tezgâhı, seri üretim için özel olarak imal edilmiş bir tezgâhtır. Bu freze tezgâhında iş parçası ve şablon yatay konumda öteleme hareketi yapan tezgâh tablasına, freze bıçağı da düşey konumda öteleme hareketi yapan tezgâh başlığına bağlanır. Tezgâh başlığının düşey konumda öteleme hareketini, ucunda rule bulunan bir pim aracılığı ile şablonu izleyen çekmeceli dağıtıcı düzenler. Pimin ucuna kaymayı kolaylaştırmak için rule takılmıştır. Bu pime tesviyecilik teknolojisinde izleyici pim adı verilir.

(Şekil-6.15)'de elemanter bir kopya freze tezgâhının hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Hidrolik devre esas olarak, yatay ve düşey konumda kriko karakterli iki hidrolik alıcı, izleyici pimle kumanda edilen bir çekmeceli dağıtıcı, hidrolik pompa, hazne ve ara organlardan oluşmuştur. Pompa, görüldüğü gibi, yatay konumdaki alıcı ile doğrudan

bağlanmalıdır. Ancak düşey konumdaki alıcı ile pompa arasında çekmeceli dağıtıcı vardır. Düşey konumdaki alıcının pompa ve hazne ile bağlantısı çekmeceli dağıtıcı tarafından sağlanmaktadır. (Şekil-6.15)'de, hidrolik devrenin fonksiyonel şeması üzerinde görülen dağıtıcı tarafsız konumdadır. Dağıtıcının



Şekil-6.15 Kopya Freze Tezgâhında Hidrolik Devrenin Fonksiyonel Şeması

bu konumunda alıcının hem hazne ve hem de pompa ile bağlantısı kesilir. Dağıtıcının tarafsız konumunda izleyici pimin ucuna bağlı ruleye teğet olan yatay düzleme tarafsız düzlem denir. İzleyici pimin izlediği yörünge'nin bir bölümü tarafsız düzlemin

altında, bir bölümü de tarafsız düzlemin üstünde bulunur. İzleyici pim şablonu izlerken yörünge'nin tarafsız düzlemin altında kalan bölümü için (R_1) bölümünün pompa, (R_2) bölümünün hazne ve yörünge'nin tarafsız düzlemin üstünde kalan bölümü için (R_1) bölümünün hazne, (R_2) bölümünün pompa ile bağlantısı sağlanır.

Dağıtıcı tarafsız konumda iken pompanın bastığı hidrolik akışkan yatay konumdaki alıcının silindirene dolar, piston ve pistonu bağlı tezgâh tablası sağa doğru harekete başlar. Piston ve pistonu bağlı tezgâh tablası sağa doğru harekete başlayınca izleyici pim de şablonu izlemeğe başlar. Şablonu sınırlayan yörünge'nin bir bölümü tarafsız düzlemin altında, bir bölümü de tarafsız düzlemin üstünde bulunduğu için izleyici pim şablonu sınırlayan yörünge'nin tarafsız düzlemin altında kalan bölümünü izlediği zaman pompanın bastığı hidrolik akışkan (R_1) bölümüne dol- lar.

Bu durumda tezgâh başlığı aşağıya hareket eder ve (R_2) bölümündeki hidrolik akışkan da hazneye yönelir. Tezgâh başlığının aşağıya doğru hareketi (R_1) ve (R_2) bölmelerinin pompa ve hazne ile bağlantısı kesilinceye dek sürer. (R_1) ve (R_2) bölmelerinin hazne ile bağlantısı kesilince tezgâh başlığı kilitlenir. Eğer izleyici pim tarafsız düzleme paralel bir yörüngeyi izliyorsa kilitlenme bu yörünge son buluncaya kadar devam eder. İzleyici pim yörünge'nin tarafsız düzlemin üstünde kalan bölümünü izlediği zaman bu kez (R_2) bölümüne pompanın bastığı hidrolik akışkan dolar ve tezgâh başlığı yukarıya doğru harekete başlar. Bu durumda (R_1) bölümünde bulunan hidrolik akışkan hazneye döner. Kilitlenmenin olması için izleyici pimin yine tarafsız düzleme paralel bir yörüngeyi izlemesi gerekir.

8) DÜZLEM YÜZEY TAŞLAMA TEZGÂHININ HIDROLİK KUMANDA SİSTEMİ

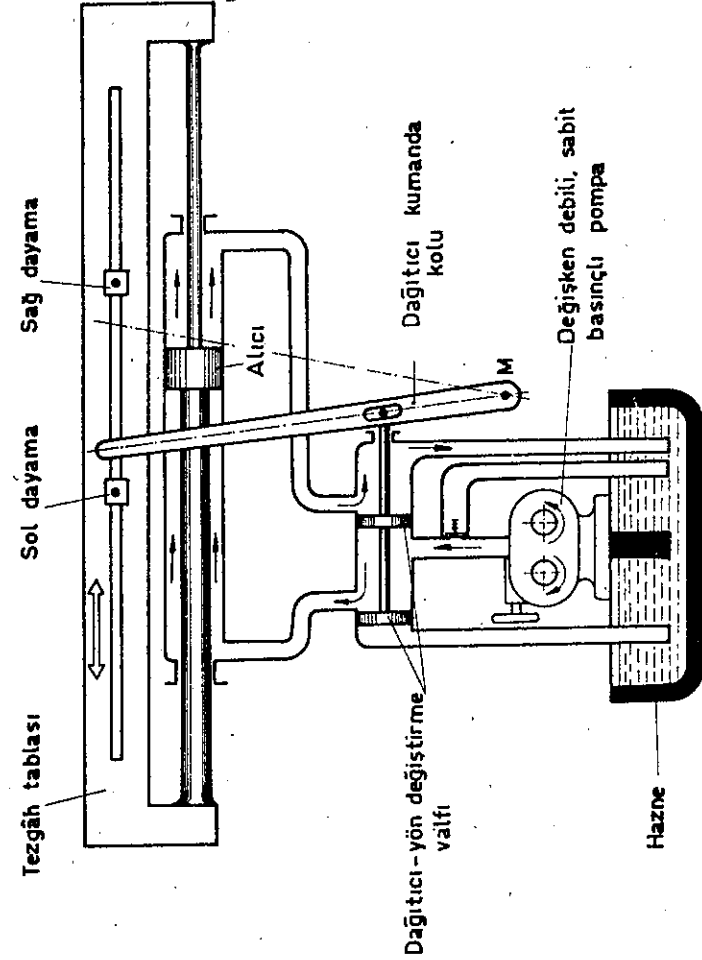
Seri imalâttâ kullanılan çok önemli takım tezgâhlarından biri de taşlama tezgâhidir. Taşlama tezgâhının çalışma ilkesi yüksek dönme hızına sahip bulunan zımpara taşı ile madensel parçalar üzerinden talaş kaldırmaktır. Makina yapım sanayiinde kullanılan

font, demir, bronz, sertleştirilmiş ya da sertleştirilmemiş çelik gibi gereçleri taşlama tezgâhında işlemek mümkündür. Taşlama tezgâhının diğer bir özelliği de hemen belirtelim ki, bu tezgâhta işlenen parçalar için çok küçük toleransların ve üstün yüzey kalitesinin elde edilebilmesidir. Bu nedenle taşlama tezgâhının titreşimsiz çalışması, ağır ve sağlam yapılı olması gerekir.

Bazı taşlama tezgâhlarında sadece düzlem yüzeyler taşlanır. Düzlem yüzeylerin taşlandığı tezgâhlara tesviyecilik teknolojisinde düzlem yüzey taşlama tezgâhı adı verilir. Düzlem yüzey taşlama tezgâhlarında zımpara taşının bağlandığı mil hem yatay ve hem de dikey konumda olabilir. Zımpara taşının bağlandığı mil yatay konumda olursa tezgâh yatay milli düzlem yüzey taşlama tezgâhı ve zımpara taşının bağlandığı mil dikey konumda olursa tezgâh dikey milli düzlem yüzey taşlama tezgâhı adını alır.

Genellikle freze ve vargel tezgâhlarında kaba işlenmiş parçaların hassa yüzey işlemleri düzlem yüzey taşlama tezgâhlarında yapılır. Düzlem yüzey taşlama tezgâhlarında işlenecek demir, sertleştirilmiş ya da sertleştirilmemiş çelik parçalar elektromıknatıslı tezgâhtablasına bağlanır. Modern düzlem yüzey taşlama tezgâhlarında elektromıknatıslı tezgâh tablasının iki nokta arasında gidip-gelme hareketi bir hidrolik kumanda sistemi ile sağlanır.

(Şekil-6.17)'de, bir düzlem yüzey taşlama tezgâhında, elektromıknatıslı tezgâh tablasının alternatif doğrusal hareketini düzenleyen hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Hidrolik devre esas olarak değişken debili sabit basınçlı bir hidrolik pompa, kriko karakterli bir hidrolik alıcı, bir çekmeceli dağıtıcı ve ara organlardan oluşmuştur. Bu hidrolik devrede hidrolik güç iletimi 2. Bölümde ayrıntılı olarak değindiğimiz 3. ilke uyarınca gerçekleştirilir. Dağıtıcının çekmecesine bir lövyeye ile kumanda edilmektedir. (Şekil-6,17)'de görülen konumda alıcının sol bölgesi pompa ve sağ



Şekil-6.17 Düzlem Yüzey Taşlama Tezgâhının Hidrolik Kumanda Sistemi

bölmesi de hazne ile bağlantılıdır. Bu konumda pompanın bastığı hidrolik akışkan alıcının sol bölümüne dolar, piston elektromıknatıslı tezgâh tablası ile birlikte sağa doğru hareket eder ve alıcının sağ bölümünde bulunan hidrolik akışkan hazneye yönelir. Piston, kursunun sonuna geldiği zaman sol dayama kumanda kolunun serbest ucuna etkir ve kumanda kolu (M) noktası çevresinde sağa döner. Kumanda kolu (M) noktası çevresinde sağa dönünce çekmece sağa doğru hareket eder ve alıcının sol bölümünün hazne, sağ bölümünün de pompa ile bağlantısı sağlanır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan alıcının sağ bölümüne dolar, piston bağlı olduğu elektromıknatıslı tezgâh tablası ile birlikte sola doğru hareketle başlar ve alıcının sol bölümünde bulunan hidrolik akışkan da hazneye döner. Piston ve tezgâh tablasının sola doğru hareketi sağ dayama kumanda kolunun serbest ucuna etkiliyip kumanda kolunu (M) noktası çevresinde sola döndürüncüye dek devam eder. Daha sonra piston ve tezgâh tablasının sağa doğru hareketi yeniden başlar.

9) KULLANIM YERİNE VE AMACINA GÖRE BİR HİDROLİK DEVRENİN ELEMANLARININ BELİRLENMESİNE VE SİMGELERDEN YARARLANILARAK FONKSİYONEL ŞEMASININ ÇİZİMİNE İLİŞKİN UYGULAMALAR

1. UYGULAMA

Bir işyerinde, kurşun boru çekmek için bir pres imal edilecektir. Bu preste, hareketli çenenin çift etkili bir silindire bağlanması istenilmektedir. Hidrolik kumanda devresinde, değişken debili sabit basınçlı pompa kullanılacak, yön değiştirme valfına da lövye ile kumanda edilecektir. Bu verilerden yararlanarak devrenin diğer elemanlarını belirleyiniz, fonksiyonel şemasını çizin ve çalışmasını açıklayınız.

Ç Ü Z Ö M

a) Hidrolik devrenin elemanları

1) Değişken debili sabit basınçlı pompa

Hidrolik devrede, jeneratör olarak değişken debili sabit basınçlı pompa kullanıldığı için basınç düzenlemeli bir debi sınırlayıcısına gereksinme duyulmaz ve hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren hidrolik alıcının pistonuna istenilen hız verilebilir.

2) Hidrolik alıcı / Çift etkili silindir.

Kurşun boru çekme presinde hareketli çenenin silindirik pota içinde bulunan ergimiş kurşuna tek yönde etkimesi zorunluluğu vardır. Bununla beraber hareketli çenenin çift etkili silindire bağlanması gerekir.

3) Yön değiştirme valfı / Dağıtıcı

Preslerde, genellikle, hareketli çenenin belirli bir konumda kilitlemesi arzu edilir. Kilitleme ancak 4 yollu 2 geçişli 3 konumlu bir yön değiştirme valfı ile sağlanabilir. Boş konumda pompanın hazneye bağlanmasında yarar vardır. Böylece pompanın bastığı hidrolik akışkanın, maksimal işletme basıncına ayarlanmış güvenlik supabından geçmeden doğrudan doğruya hazneye dönmesi sağlanmış olur. Ayrıca boş konumda pistonun iki yanında kalan ve içerisinde hidrolik akışkan bulunan silindir kesimleri, kilitlemeyi güvence altına almak için bağlantılı duruma getirilmelidir. Bütün bunlar ancak 4 yollu 2 geçişli 3 konumlu ve boş konumda 4 yolu geçişli bir yön değiştirme valfı ile gerçekleştirilebilir. Diğer yandan yön değiştirme valfına lövye ile kumanda edilmesi istenildiği için diğer kumanda düzenlemelerine de gereksinme yoktur.

4) Filtre

Pompanın haznedeki emdiği ve hidrolik kumanda devresine bastığı hidrolik akışkanın filtrajı için pompa ile hazne arasında pompaya giriş borusu üzerine bir filtre yerleştirilmelidir.

5) Güvenlik supabı / By - Pass

Jeneratör olarak değişken debili sabit basınçlı bir pompadan yararlanılan bir hidrolik kumanda devresinde genellikle güvenlik supabı kullanılmaz. Ancak meydana gelebilecek tıkanmaların ana boru hattının patlamasına neden olmaması için pompa ile hazne arasında pompadan çıkış borusu üzerine paralel olarak bir güvenlik supabı bağlamakta yarar vardır.

6) Hazne

Hidrolik akışkan bir haznede bulundurulur. Tüm ara ve ana organlar pompa ile hazne arasında geri dönüş devresi ile işlem devresi üzerine yerleştirilir. Hazne açık olmalıdır.

Açık hazne dolaylı ya da doğrudan hidrolik akışkanın atmosferle temasını sağlar.

b) Hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

Hidrolik devrenin fonksiyonel şemasını çizmek için bu aşamada önce hidrolik devre üzerinde ana ve ara organların yerini belirlemek gerekir. Şimdi hidrolik devre üzerinde ana ve ara organların yerini belirleyelim.

1) Filtre

Filtre, hazne ile pompa arasında pompaya giriş borusu üzerine yerleştirilir.

2) Güvenlik supabı

Güvenlik supabının hazne ile pompa arasında bulunması zorunluluğu vardır. Ancak güvenlik supabını, maksimal işletme basıncına ayarlamak ve pompadan çıkan ana boru hattına da paralel bağlamak gerekir.

3) Yön değiştirme valfı

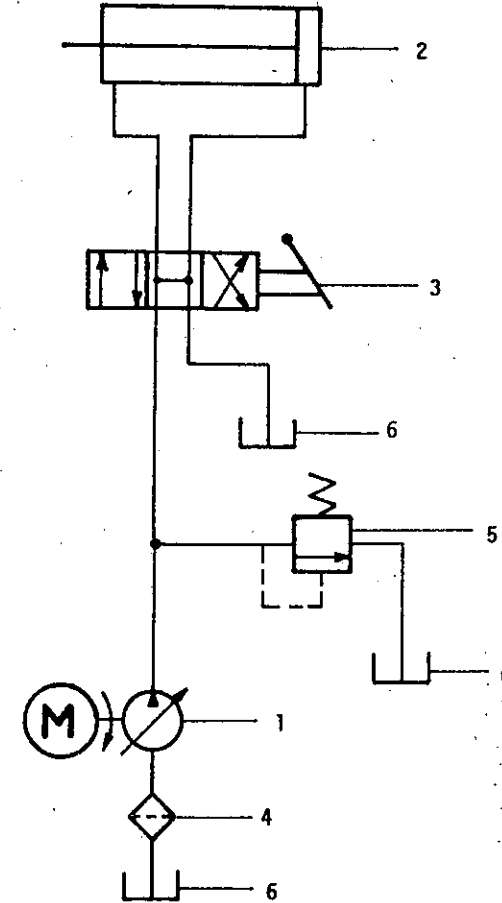
4 yollu 2 geçişli 3 konumlu ve boş konumda 4 yollu geçişli yön değiştirme valfı işlem devresi ile geri dönüş devresi üzerinde ve pompa, hazne, hidrolik alıcı arasında bulunur.

Ana ve ara organların yeri ve işlevi belirlendikten sonra hidrolik devrenin fonksiyonel şemasını, bu ana ve ara organları ifade eden simgelerden yararlanarak (şekil-6.18)'de görüldüğü gibi çizebiliriz.

c) Hidrolik devrenin çalışması

1) Lövyeye ile kumanda edilen yön değiştirme valfı boş konumdan çapraz konuma getirilir. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan silindirin sağ kesimine dolar ve piston sola doğru harekete başlar. Piston sola doğru hareket edince silindirin sol kesimindeki hidrolik akışkan hazneye yönelir. Piston, kursunun sonuna geldiği zaman yön değiştirme valfı boş konuma getirilerek devre kilitletir.

2) Boş konumdan düz konuma getirilen yön değiştirme valfı, silindirin sol kesiminin pompa ve sağ kesiminin de hazne ile bağlantısını sağlar. Bu durumda piston sağa doğru hareket eder ve kursunun sonunda yön değiştirme valfı yeniden boş konuma getirilir.



Şekil-6.18 Kurşun Boru Çekme Presinde Hidrolik Kumanda Devresinin Simgelerden Yararlanılarak Çizilen Fonksiyonel Şeması

2. UYGULAMA

Takım tezgâhları imal eden bir fabrikada projelendirilen bir torna tezgâhı, hidrolik kumandalı boyuna talaş verme ve geri dönüş devresi ile donatılacaktır. Arabanın boyuna talaş verme devresinde değişik hızla öteleme hareketi yapması istenilmektedir. Hidrolik kumandalı boyuna talaş verme ve geri dönüş devresinde jeneratör olarak sabit debili pompa ve hidrolik alıcı olarak da çift etkili silindir kullanılacaktır. Buna göre, ara ve yardımcı organları belirleyerek Hidrolik kumandalı talaş verme ve geri dönüş devresinin fonksiyonel şemasını çiziniz ve çalışmasını açıklayınız.

Ç Ö Z Ü M

a) Hidrolik devrenin elemanları

- 1) Açık hazne
- 2) Filtre
- 3) Sabit debili pompa

Hidrolik devrede jeneratör olarak kullanılan sabit debili pompanın ihtiyacı olan enerji pompaya bağlanan bir elektrik motoru tarafından sağlanır.

- 4) Güvenlik supabı / By - Pass
- 5) 4 yollu 2 geçişli 3 konumlu ve boş konumda 4 yolu geçişli yön değiştirme valfi / Dağıtıcı

Modern takım tezgâhlarında, yön değiştirme valfine, genellikle, elektromıknatıslı kumanda ile kumanda edilir.

6) Basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısı

Arabanın boyuna talaş verme devresinde değişik hızla öteleme hareketi yapması istenildiği için zorunlu olarak bir basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısına gereksinme vardır. Basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısı hidrolik alıcı ile hazne arasına yerleştirilir ve hazne ile bağlantısı yön değiştirme valfi tarafından sağlanır.

7) Mekanik kumandalı çift yönlü valf

Mekanik kumandalı çift yönlü valfin işlevi, silindirin sağ kesiminin geri dönüş devresinde pompa ile bağlantısını sağlamak ve talaş verme devresinde de piston kursunun yarısında hazne ile bağlantısını keserek hidrolik akışkanı basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısı üzerinden hazneye yönlendirmektir. Devreye işlerlik kazandırmak için ayrıca boru hattı üzerine mekanik kumandalı çift yönlü valfa paralel olarak tek yönlü bir klape bağlamak gerekir.

8) Kumanda kamı

Mekanik kumandalı çift yönlü valfa kumanda edecek kumanda kamı, piston koluna bağlanır. Kumanda kamı hareketini pistondan alır.

9) Hidrolik alıcı / Çift etkili silindir

b) Hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

Hidrolik kumandalı talaş verme ve geri dönüş devresinin, ana ve ara organları gösteren simgelerden yararlanılarak çizilen fonksiyonel şeması (şekil-6.19)'da görülmektedir.

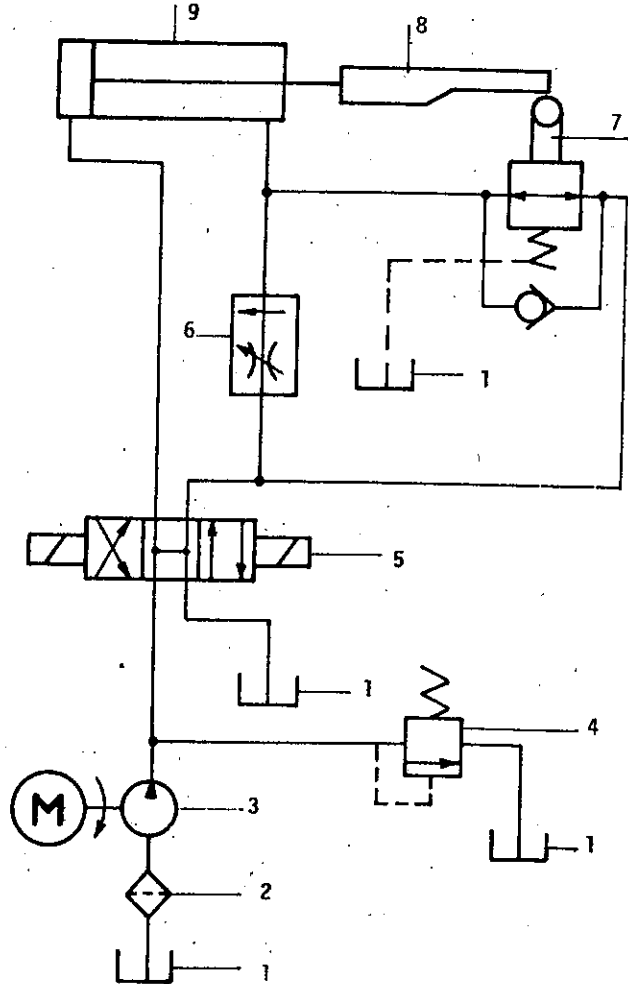
c) Hidrolik devrenin çalışması

1) Yön değiştirme valfi, elektromıknatıslı kumanda ile boş konumdan düz konuma getirilir. Pompanın bastığı hidrolik akışkan ana boru hattından geçerek silindirin sol kesimine dolar ve hidrolik alıcının pistonu sağa doğru hareket eder. Silindirin sağ kesimindeki hidrolik akışkan, mekanik kumandalı çift yönlü valftan geçerek hazneye dolmağa başlar.

2) Piston kursunun yarısı geçilince piston koluna bağlı olan kam mekanik kumandalı çift yönlü valfa etkir ve bu valf da hazne ile hidrolik alıcının bağlantısını keser.

3) Çift yönlü valf hazne ile hidrolik alıcının bağlantısını keser kezmez silindirin sağ kesimindeki hidrolik akışkan basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısı üzerinden hazneye

yönlendirir. Basınç düzenlemeli debi sınırlayıcısının işlevi, geri dönüş devresinden birim zamanda geçen akışkan miktarını azaltarak, öteleme hareketi yapan pistonun ve piston koluna bağlı olan arabanın hızını istenilen değere düşürmektir.



Şekil-6.19 Hidrolik Kumandalı talaş verme ve geri dönüş devresinin simgelerden yararlanılarak çizilen fonksiyonel şeması

4) Piston, kursunun sonuna geldiği zaman, yön değiştirme valfi, elektromıknatıslı kumanda ile bu kez çapraz konuma getirilir. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan tek yönlü klape üzerinden silindirin sağ kesimine dolmağa başlar. Piston sola doğru hareket eder ve silindirin sol kesimindeki akışkanı hazneye yönlendirir. Piston kursunun yarısı geçilince kamdan kurtulan çift yönlü valf açılır ve pompa ile hidrolik alıcının bağlantısını sağlar. Piston, kursunun sonuna gelinceye dek hareketini sürdürür.

3. UYGULAMA

Bir takım tezgâhı fabrikasında, seri halde imal edilecek bir düzlem taşlama tezgâhında, projelendirme aşamasında tablanın hareketinin hidrolik kumanda sistemi ile düzenlenmesi düşünülmektedir. Seçeneklerden biri, pompa ile hidrolik alıcı ve hidrolik alıcı ile hazne arasındaki bağlantının elektromıknatıslı kumanda ile kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu bir yön değiştirme valfi ile sağlanmasını gerektirmektedir. Buna göre, tezgâh tablasının hareketini düzenleyecek hidrolik kumanda sisteminin ana ve ara elemanlarını belirleyiniz, fonksiyonel şemasını çizin ve çalışmasını açıklayınız.

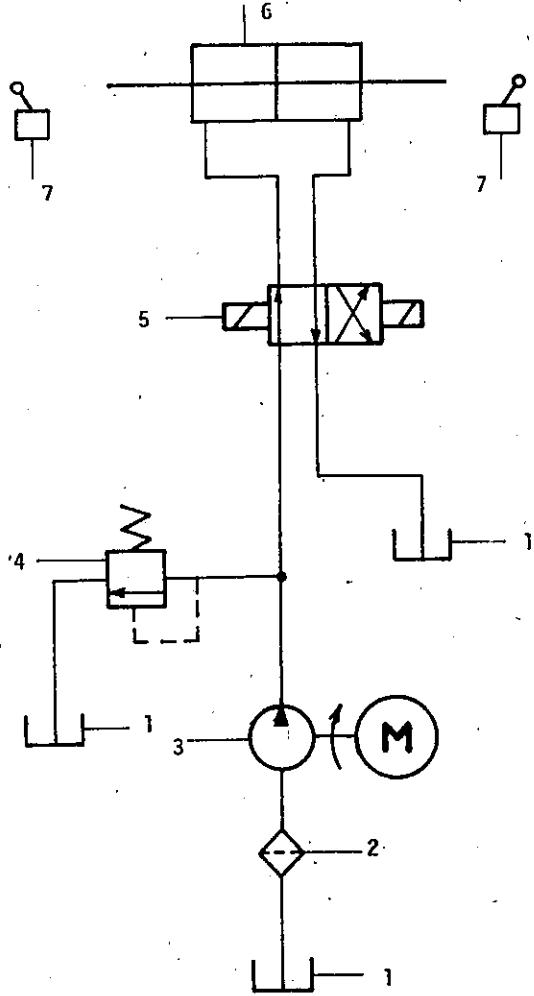
Ç Ö Z Ü M

a) Hidrolik devrenin elemanları

- 1) Açık hazne
- 2) Filtre
- 3) Sabit debili pompa
- 4) Güvenlik supabı / By - Pass
- 5) Elektromıknatıslı kumanda ile kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi / Dağıtıcı
- 6) Hidrolik alıcı / çift etkili silindir
- 7) Çift etkili silindirin piston kolları tarafından etkilenen kontak anahtarları

b) Hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

Düzlem taşlama tezgâhında tablanın hareketini düzenleyen hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması, (şekil-6.20)'de görülmektedir. Filtre, hazne ile pompa arasında, pompaya giriş hattı üzerine yerleştirilmiş, güvenlik supabı da



Şekil-6.20 Düzlem taşlama tezgâhında tablanın Hareketini düzenleyen hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması

yine pompa ile hazne arasında pompadan çıkış hattına paralel olarak bağlanmıştır. Diğer vandan hidrolik alıcı ile pompa ve hazne ile hidrolik alıcı arasındaki bağlantı da 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi ile sağlanmıştır. Ayrıca elektromıknatısların bağlı olduğu elektrik devrelerini açmak ve kapamak için hidrolik devre, piston kolları ile kumanda edilen (2) kontak anahtarı ile danatılmıştır.

c) Hidrolik devrenin çalışması

1) Elektromıknatıslı kumanda ile kumanda edilen yön değiştirme valfi düz konumda iken, çift etkili silindirin sol kesimi pompa ve sağ kesimi de hazne ile bağlantılıdır. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan silindirin sol kesimine dolduğu için piston sağa doğru hareket eder. Piston kursunun sonuna geldiği zaman piston kolu (7) numaralı kontak anahtarına etkir, kontak anahtarı elektrik devresini kapar ve elektromıknatısla kumanda ile kumanda edilen yön değiştirme valfi çapraz konuma gelir.

2) Çapraz konumda, yön değiştirme valfi silindirin sağ kesiminin pompa ve sol kesiminin hazne ile bağlantısını sağlar. Bu durumda pompanın bastığı hidrolik akışkan silindirin sağ kesimine dolar ve piston sola doğru harekete başlar. Piston kursunun sonunda, piston kolu (8) numaralı kontak anahtarına etkiyerek elektrik devresinin kapanmasını ve yön değiştirme valfinin da yeniden düz konuma gelmesini sağlar.

4. UYGULAMA

Seri olarak yapımına geçilmeden önce projelendirilen bir planya tezgâhında tezgâh tablasının hareketinin bir hidrolik kumanda sistemiyle düzenlenmesi arzu edilmektedir. Hidrolik kumanda sisteminde jeneratör olarak sabit debili bir pompa ve hidrolik alıcı olarak da çift etkili bir silindir kullanılacaktır. Ayrıca pompanın bastığı akışkanın dağıtımı içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfi ile yapılacaktır. Buna göre, hidrolik devrenin diğer elemanlarını belirleyiniz ve tezgâh tabla-

sının hareketini düzenleyen hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şemasını çizerek çalışmasını açıklayınız.

Ç Ö Z Ü M

a) Hidrolik devrenin elemanları

- 1) Açık hazne
- 2) Filtre
- 3) Sabit debili pompa
- 4) Güvenlik supabı / By - Pass
- 5) İçerden basınçla kumandalı 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi / Dağıtıcı
- 6) Mekanik kumandalı 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi / Dağıtıcı

Mekanik kumandalı 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi ana yön değiştirme valfinin pompa ve hazne ile bağlantısını sağlar. Bu yön değiştirme valfinin asıl işlevi, içerden basınçla kumanda için ana çıkış hattına paralel olarak bağlanan kılavuz hattın aracılığı ile pompanın bastığı hidrolik akışkanı ana yön değiştirme valfine yönlendirmektir.

7) Mekanik kumanda kolu

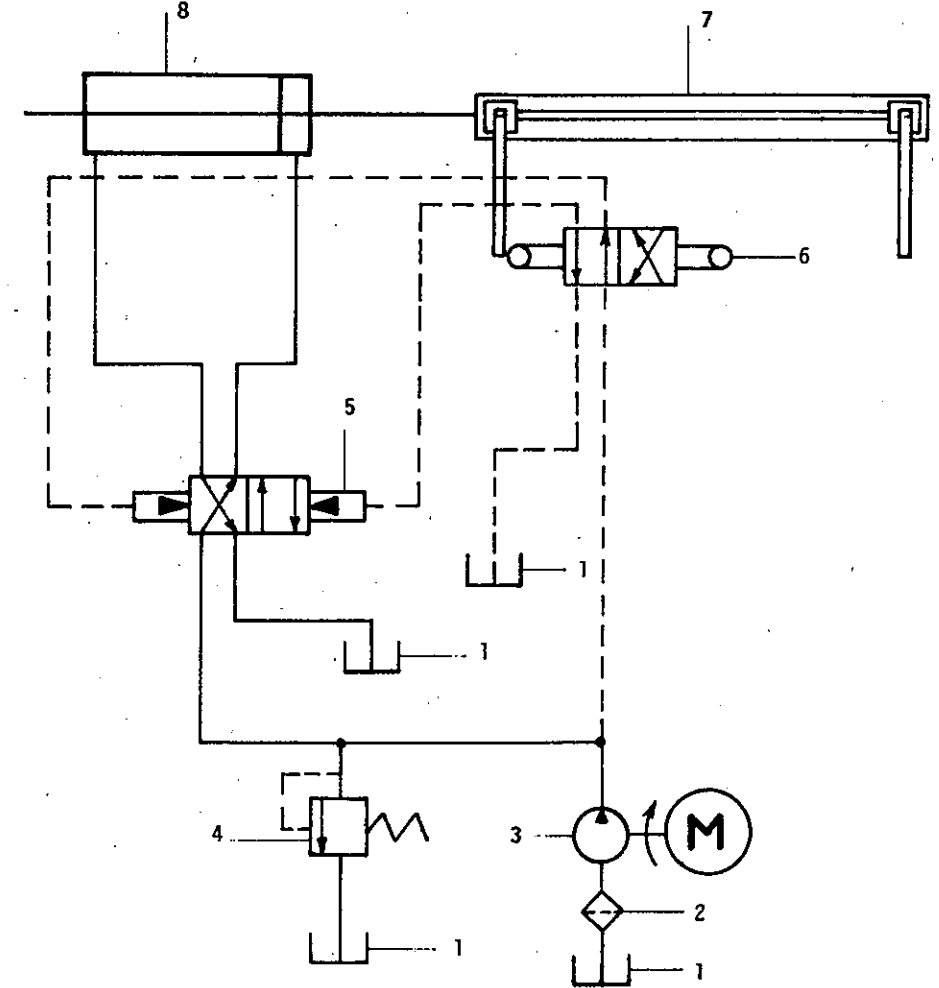
Mekanik kumanda kolu hareketini piston kolundan alır ve bununla mekanik kumandalı 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfine kumanda edilir.

8) Hidrolik alıcı / Çift etkili silindir

b) Hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

Planya tezgâhında, tezgâh tablasının hareketine kumanda eden hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması (şekil-6.21) de görülmektedir. Diğer hidrolik devrelerde olduğu gibi, bu hidrolik devrede de filtre, pompa ile hazne arasında pompaya giriş hattı üzerine yerleştirilmiş ve güvenlik supabı da içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfi ile pompa arasında ana boru hattına paralel olarak bağlanmıştır. Pompanın hidrolik alıcı

ve hidrolik alıcının da hazne ile bağlantısı içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfi ile sağlanmıştır. Mekanik kumandalı yön değiştirme valfinin pompa, hazne ve ana yön değiştirme valfi ile bağlantısı vardır. Bu bağlantı kılavuz boru hattının aracılığı ile kurulmuştur.



Şekil-6.21 Planya tezgâhında tezgâh tablasının hareketine kumanda eden hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması

c) Hidrolik devrenin çalışması

1) Mekanik kumandalı yön değiştirme valfi düz konumda iken, pompanın bastığı hidrolik akışkan kılavuz boru hattından geçerek, içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfine etkir ve bu valfi çapraz konuma getirir. Çapraz konuma gelen yön değiştirme valfi, çift etkili silindirin sağ kesiminin pompa, sol kesiminin de hazne ile bağlantısını sağlar. Pompanın bastığı hidrolik akışkan çift etkili silindirin sağ kesimine dolar ve piston sola doğru hareket eder.

2) Piston, kursunun sonuna gelince piston koluna bağlı olan kumanda kolu, mekanik kumandalı yön değiştirme valfine etkir ve bu valfi çapraz konuma getirir. Çapraz konuma geldikten sonra mekanik kumandalı yön değiştirme valfi, pompanın bastığı hidrolik akışkanı kılavuz boru hattının aracılığı ile içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfine sevkeder. Bu durumda, içerden basınçla kumandalı yön değiştirme valfi, çapraz konumdan düz konuma gelir ve çift etkili silindirin sol kesiminin pompa, sağ kesiminin de hazne ile bağlantısını sağlar. Sol kesimi pompa ile bağlantılı olan çift etkili silindirin pistonu sağa doğru harekete başlar. Piston, kursunun sonuna gelince, kumanda kolu mekanik kumandalı yön değiştirme valfini ilk konumuna getirir ve daha önce açıklamış olduğumuz hareket yinelenir.

5. UYGULAMA

Bir işyerinde sac işlerinde kullanılmak üzere, bir kıvrırma makinası imal edilecektir. Projelendirme aşamasında, bu kıvrırma makinasının sıkıştırma çenesi ile kıvrırma çenesine çift etkili iki ayrı silindirle kumanda edilmesidüşünülmektedir. Hidrolik devrede jeneratör olarak sabit debili pompa kullanılması, ayrıca çift etkili silindirlerin pompa ve hazne ile bağlantılarının da 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu elektromıknatıslı kumanda ile kumanda edilen yön değiştirme valfi tarafından sağlanması arzu edilmektedir. Buna göre, hidrolik devrenin diğer elemanlarını belirleyiniz ve fonksiyonel şemasını çizerek çalışmasını açıklayınız.

Ç Ü Z Ü M

a) Hidrolik devrenin elemanları

- 1) Açık hazne
- 2) Filtre
- 3) Sabit debili pompa
- 4) Güvenlik pupası / Bv - Pass
- 5) Elektromıknatısla kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfi / Dağıtıcı
- 6) Birinci çift etkili silindir / Hidrolik alıcı
Birinci çift etkili silindirle kıvrırma makinasının sıkıştırma çenesine kumanda edilecektir.
- 7) İkinci çift etkili silindir / Hidrolik alıcı
İkinci çift etkili silindirle kıvrırma makinasının kıvrırma çenesine kumanda edilecektir.
- 8) Basınçüstü klapesi

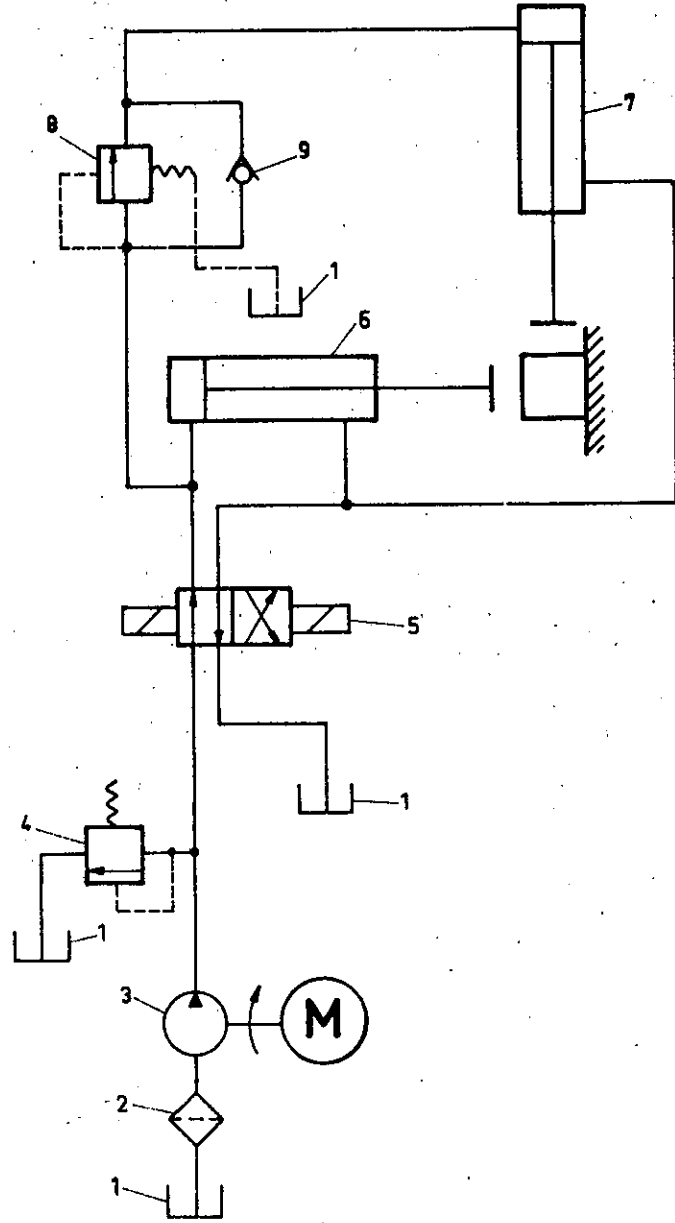
Çift etkili silindirleri, elektromıknatısla kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfine bağlayan boru hatlarının daha valfa girmeden birleştirilmeleri zorunluluğu vardır. Ayrıca yön değiştirme valfi düz konumda iken ikinci çift etkili silindirin pompa ile bağlantısını sağlayan boru hattı üzerine de bir basınçüstü klapesi yerleştirmek gerekir. Basınçüstü klapesinin işlevi, birinci çift etkili silindirin pistonu işlevini yerine getirdikten yani parça sıkıştırıldıktan sonra pompanın bastığı hidrolik akışkanı tamamen ikinci çift etkili silindire yönlendirmektir.

9) Tek yönlü klape

Basınçüstü klapesi üzerinde bulunduğu hattın hazne ile bağlantısını keser. Bu hattın geri dönüş devresinde hazne ile bağlantısını sağlamak için hat üzerine basınçüstü klapesine paralel tek yönlü bir klape monte etmek gerekir.

b) Hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

(Şekil-6.22)'de, sac kıvrırma makinasında sıkıştırma çenesi ile kıvrırma çenesine kumanda eden hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması görülmektedir. Filtre zorunlu olarak



Şekil-6.23 Kıvrırma makinasında sıkıştırma çenesi ile kıvrırma çenesinin hareketine kumanda eden hidrolik kumanda sisteminin fonksiyonel şeması

açık hazne ile pompa arasına yerleştirilmiş, güvenlik supabı da pompa ile yön değiştirme valfı arasında basma hattına paralel olarak bağlanmıştır.

c) Hidrolik devrenin çalışması

1) Pompanın bastıracağı hidrolik akışkan, düz konuma getirilmiş elektromıknatısla kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfı tarafından birinci çift etkili silindirin sol kesimine yönlendirilir. Bu durumda piston kolu aracılığı ile sıkıştırma çenesine kumanda eden piston sağa doğru hareket ederek iş parçasının sıkıştırılmasını sağlar.

2) İş parçası sıkıştırılınca pompanın bastıracağı hidrolik akışkan bu kez basınçüstü klapesi üzerinden ikinci çift etkili silindire yönlendirilir, hidrolik akışkan silindirin üst kesimine dolar ve piston aşağıya doğru hareket eder. Piston kolu tarafından kumanda edilen kıvrırma çenesi iş parçasını biçimlendirdikten sonra, elektromıknatısla kumanda edilen 4 yollu 2 geçişli 2 konumlu yön değiştirme valfı çapraz konuma getirilir. Bu durumda, birinci silindirin sağ kesiminin pompa, sol kesiminin hazne ve ikinci silindirin de üst kesiminin hazne, alt kesiminin pompa ile bağlantısı sağlanır. Birinci silindirde piston sola, ikinci silindirde piston yukarı doğru harekete başlar ve birinci silindirin sol kesimindeki hidrolik akışkan doğrudan, ikinci silindirin üst kesiminde bulunan hidrolik akışkan da tek yönlü klape üzerinden hazneye yönlendirilir.

6. UYGULAMA

Seri imalâtta kullanılacak bir kalıplama presinin yapımı tasarlanmaktadır. Bu kalıplama presinde, boşta çalışma ve işlem sırasında üst çenenin hareketinin elektrohidrolik servomekanizmalı bir hidrolik devre ile düzenlenmesi arzu edilmektedir. Ayrıca hazne ve pompanın hidrolik alıcı ile bağlantısının tek kademeli elektrohidrolik Lear servovalfı tarafından sağlanması düşünülmektedir. Buna göre, elektrohidrolik servomekanizmalı hidrolik devrenin elemanlarını belirleyerek fonksiyonel şemasını çizin ve çalışmasını açıklayınız.

Ç Ü Z Ö M

a) Elektrohidrolik servomekanizma ile kumanda edilen hidrolik devrenin elemanları

BİRİNCİ KESİM

- 1) Açık hazne
- 2) Filtre

Elektrohidrolik servomekanizmalı bir hidrolik devrede, sadece hazne ile pompa arasına filtre koymak yeterli değildir. Servovalf çok hassas olduğu için ayrıca pompa ile servovalf arasına da filtre koyarak filtrajan yetkinliğini sağlamak gerekir.

- 3) Sabit debili değişkin basınçlı pompa, akümülatör ve disjonktör - konjonktörden oluşan sabit basınç kompleksi
- Elektrohidrolik servomekanizmalı bir hidrolik devrenin sabit basınçlı bir kaynak tarafından beslenmesi gerekir.

Sabit debili bir pompa kullanıldığı zaman basıncı sabit tutmak için çıkış hattı üzerine bir akümülatör monte etmek zorunluluğu vardır. Ayrıca çıkış hattı üzerine akümülatör ile pompanın ve pompa ile haznenin bağlantısını sağlayan bir disjonktör - konjonktör yerleştirmek gerekir.

İKİNCİ KESİM

- 1) Ters polariteli elektrik telekumanda cihazı

Ters polariteli elektrik telekumanda cihazının işlevi, elektrik gerilimi olarak kumanda sinyalini, daha açık bir deyişle giriş büyüklüğünü toplayıcıya göndermektir.

- 2) Toplayıcı

Toplayıcı, ters polariteli elektrik telekumanda cihazının elektrik gerilimi olarak gönderdiği giriş büyüklüğü ile geri besleme devresi üzerinden doğru akım gerilim olarak gelen çıkış büyüklüğünü kıyaslayarak hata sinyalini oluşturur.

- 3) Amplifikatör

Bir dış enerji kaynağı tarafından beslenen amplifikatörün işlevi, toplayıcının oluşturduğu hata sinyalinin amplifikasyonu gerçeğe getirmektir.

Hata sinyali, bilindiği gibi, amplifikasyondan sonra çiftley motorunu çalıştırır ve çiftley motoru da bağlı olduğu dağıtıcının konumunu değiştirerek sabit basınç kompleksinden gelen hidrolik akışkanın silindire, silindirde buhunan hidrolik akışkanın da hazneye yönlendirilmesini sağlar.

- 4) Elektrohidrolik servovalf

Elektrohidrolik servovalf, çiftley motoru ile dağıtıcıdan oluşmuş bir birimdir.

Elektrohidrolik servomekanizmada tek kademeli Lear servovalfi kullanılacaktır. Bu servovalfin dağıtıcısı 4 yönlü 2 geçişli 3 konumlu bir çekmeceli yön değiştirme valfidir.

- 5) Hidrolik alıcı

Elektrohidrolik mekanizmada, hidrolik alıcı olarak çift etkili bir silindir kullanmak zorunluluğu vardır.

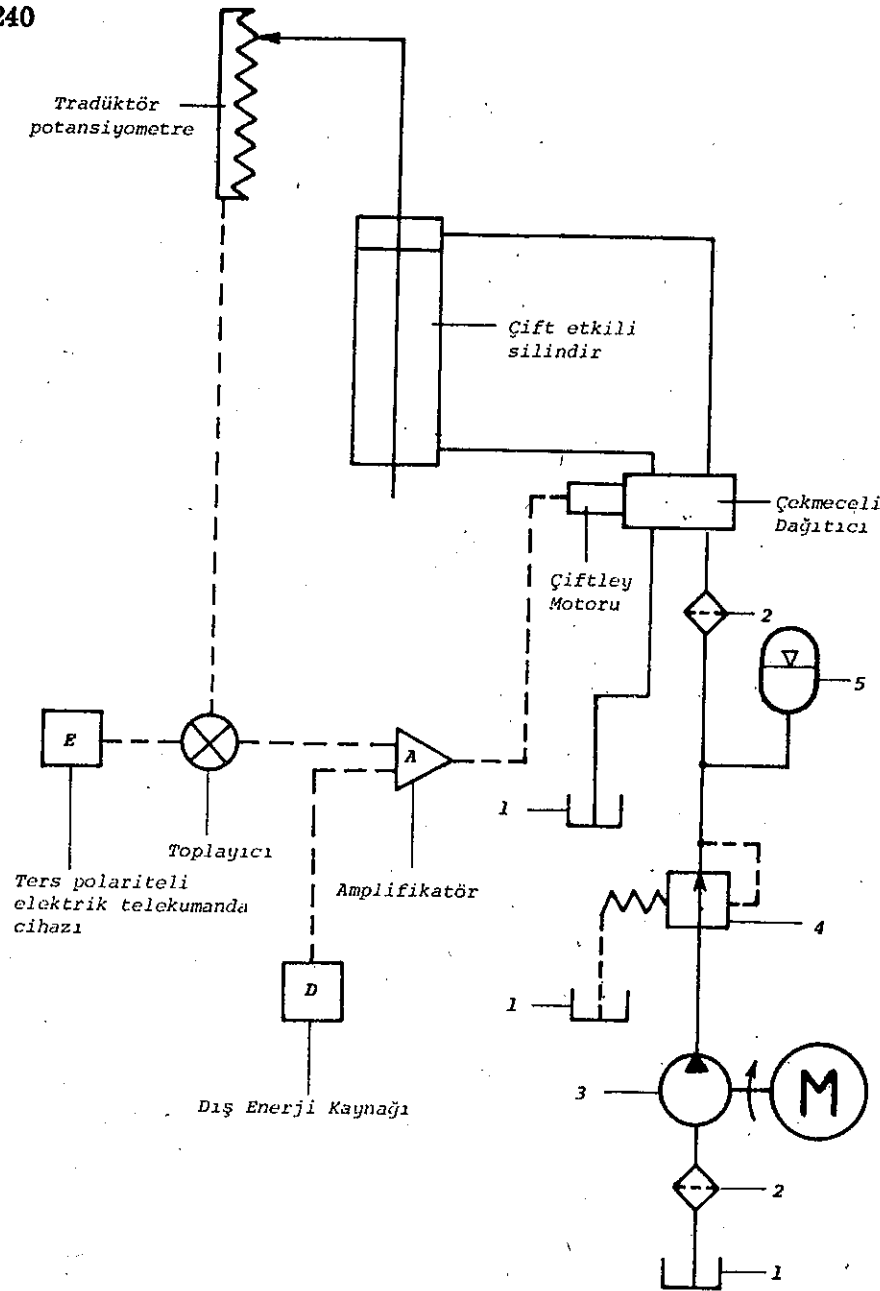
- 6) Tradüktör potansiyometre

Geri besleme devresi üzerine yerleştirilen tradüktör potansiyometrenin işlevi, çıkış büyüklüğünü doğru akım gerilimine dönüştürmektir. Tradüktör potansiyometre, çıkış büyüklüğünü doğru akım gerilimine dönüştürdükten sonra geri besleme devresi üzerinden toplayıcıya göndererek hata sinyalinin oluşumunu sağlar.

- b) Elektrohidrolik servomekanizmalı hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

(Şekil-6.23)'de, kalıplama presinde üst çenenin hareketini düzenleyen elektrohidrolik servomekanizmalı hidrolik devrenin fonksiyonel şeması görülmektedir.

Pompaya giriş hattı üzerine filtre, pompadan çıkış hattı üzerine de disjonktör - konjonktör, akümülatör ve filtre yerleştirilmiştir. Disjonktör - konjonktör, pompanın hazne ile bağlantısını çıkış hattı üzerinden sağlamaktadır. Tek kademeli elektrohidrolik Lear servovalfına, diğer hidrolik devrelerde olduğu gibi, çift etkili silindirle pompa ve hazne arasında yer verilir. Elektrohidrolik mekanizmanın işlem devresi üzerinde tek kademeli elektrohidrolik Lear servovalfı ile birlikte amplifikatör ve çift etkili



Şekil-6.23 Kalıplama presinde üst çenenin hareketini düzenleyen elektrohidrolik servomekanizmalı hidrolik devrenin fonksiyonel şeması

silindir, geri besleme devresi üzerinde de yalnızca tradüktör potansiyometre bulunur. İşlem devresi ile geri besleme devresi toplayıcıda birleştirilir. Ayrıca kumanda sinyalini vererek toplayıcının hata sinyalini oluşturmasını sağlamak için toplayıcıya ters polariteli bir elektrik telekumanda cihazı bağlanır.

c) Elektrohidrolik servomekanizmalı hidrolik devrenin çalışması

1) Ters polariteli elektrik telekumandanın doğru akım gerilimi olarak verdiği kumanda sinyali toplayıcıya gelir ve toplayıcı hata sinyalini oluşturur. Daha sonra, amplifikatör dış enerji kaynağından aldığı enerji ile hata sinyalinin amplifikasyonunu gerçekleştirir. Amplifikasyonu gerçekleştirilen hata sinyali servovalfin çiftley motorunu çalıştırır. Çiftley motoru çalışınca dağıtıcının konumu değişir. Örneğin boş konumdan düz konuma gelen dağıtıcı, sabit basınç kompleksindeki hidrolik akışkanın çift etkili silindirin üst kesimine ve çift etkili silindirin alt kesiminde bulunan hidrolik akışkanın da hazneye yönlennesini sağlar. Bu durumda piston, yukarıdan aşağıya doğru öteleme hareketine başlar. Pistonun yer değiştirme miktarı yani çıkış büyüklüğü, tradüktör potansiyometre tarafından doğru akım gerilimine dönüştürülerek, geri besleme devresi üzerinden toplayıcıya gönderilir. Piston, kursunun istenilen bir yerine geldiği zaman çıkış büyüklüğü giriş büyüklüğüne eşit ve hata sinyali de sıfır olur. Hata sinyali sıfır olunca sistem kararlı çalışma durumuna geçer ve çiftley motoru ilk konumuna, çiftley motoruna bağlı olan dağıtıcı da boş konuma gelir.

2) Sistem kararlı çalışma durumuna geçtikten sonra, ters polariteli elektrik telekumanda cihazı ile toplayıcıya, daha önceki kumanda sinyaline ters bir kumanda sinyali gönderilir. Toplayıcı hata sinyalini oluşturur. Dış enerji kaynağından enerji alan amplifikatör, hata sinyalinin amplifikasyonunu gerçekleştirir. Hata sinyali, amplifikasyonun sonuna çiftley motoruna etki ve çiftley motorunun dağıtıcıyı boş konumdan çapraz konuma getirmesini sağlar. Dağıtıcı boş konumdan çapraz konuma gelince çift

etkili silindirin üst kesiminde bulunan hidrolik akışkan hazneye, sabit basınç kompleksindeki hidrolik akışkan da silindirin alt kesimine yönlenir. Bu durumda piston yukarı doğru öteleme hareketine başlar. Pistonun yer değiştirme miktarı, tradüktör potansiyometre tarafından doğru akım gerilimine dönüştürülerek geri besleme devresi üzerinden toplayıcıya gönderilir. Piston, kursunun belirli bir yerine gelince çıkış büyüklüğü giriş büyüklüğüne eşit olur ve sistem de kararlı çalışma durumuna geçer. Sistem kararlı çalışma durumuna geçince çiftley motoru yeniden ilk konumuna ve dağıtıcı da boş konuma gelir.

Hidrolik alıcının periyodik olarak sürekli çalışmasını sağlamak için ters polariteli elektrik telekumanda cihazına, pistonu bağlı başka bir düzenleme ile otomatik olarak kumanda etmek gerekir.

VII. B Ü L Ü M

HİDROLİĞİN TEKNOLOJİSİ

1) MALZEMENİN SEÇİMİ

- Pompaları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi
- Kriko karakterli hidrolik alıcıları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi
- Supapların yapımı için malzeme seçimi
- Dağıtıcıların yapımı için malzeme seçimi

2) YÜZEYLERİN İŞLENMESİ

3) HİDROLİK DEVREYİ OLUŞTURAN CİHAZ VE ARA ORGANLARIN MONTAJINDA ALINMASI GEREKLİ ÖNLEMLER

- Hidrolik cihazların montajında alınması gerekli önlemler
- Boruların montajında alınması gereken önlemler
 - Esnek borular
 - Eklemlili bağlantılar
 - Esnek olmayan borular

4) DENEYLER

5) HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞTIRILMASI

6) HİDROLİK DEVRE ÇALIŞIRKEN YAPILAN KONTROLLAR

7) HİDROLİK DEVRENİN BAKIMI

8) AYIRMA PİSTONLU HİDROLİK AKÜMÜLATÖRÜN BAKIMI

- Hidrolik akümülatörün ilk kez devreye sokulması
- Hidrolik devre çalışırken akümülatörde basıncın kontrol edilmesi

9) HİDROLİK DEVREDE YAĞIN DEĞİŞTİRİLMESİ

- İki yıllık kullanımdan sonra yağın değiştirilmesi
- Yağ kategorisinin değiştirilmesi

10) HİDROLİK DEVRELERDE KARŞILAŞILAN ARIZALAR VE BU ARIZALARIN GİDERİLMESİ

- a) Pompa gürültülü çalışmaktadır.
- b) Pompada sızıntı ve kaçaklar vardır.
- c) Pompa çok fazla ısınmaktadır.
- d) Pompa debi vermemektedir.
- e) Hidrolik devrede basınç yetersizdir.
- f) İşleyiş düzensizdir.

11) HIDROLİK POMPALARIN, HIDROLİK ALICILARIN VE ARA ORGANLARIN DEPOLANMASI

- a) Hidrolik devrenin komple depolanması
- b) Hidrolik pompaların ve hidrolik alıcıların depolanması

12) HIDROLİK DEVRENİN TERMİK DENGESİ

- a) Hidrolik devrede soğutma cihazına gereksinme olup olmadığının araştırılması
- b) Hidrolik devrede sıcaklık yükselmesine neden olan fazla ısıyı soğurmak için yararlanılan su ya da hava dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli su ya da hava miktarının hesabı
 - 1) Su dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli su miktarının hesabı
 - 2) Hava dolaşımını soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli hava miktarının hesabı

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

VII. BÖLÜMDE KULLANILAN SİMGELERİN ANLAMI

- Q_c - Hidrolik devreyi oluşturan ana ve ara organların atmosferik çevreye ilettiği ısı miktarı
- S - Hidrolik devreyi oluşturan ana ve ara organların dış yüzeylerinin toplam alanı
- ΔT - Hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkı
- k - katsayı
- η - Hidrolik pompanın verimi
- Q - Hidrolik pompanın debisi
- P - Basma basıncı
- N_c - Kullanılan mekanik enerji
- Δq - Hidrolik devrede, soğutma cihazı tarafından birim zamanda soğurulan ısı miktarı
- G_m - Su dolaşımını soğutma cihazında dolaşım için gerekli su miktarının ağırlık olarak değeri
- T_1 - Soğutma suyunun bulunduğu sıcaklık
- T_2 - Soğutma süreci sonunda soğutma suyunun sıcaklığı
- C - Suyun özgül ısınma ısısı
- C_p - Havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı
- γ - Oran etkeni
- A - Eşdeğerlik katsayısı
- R - Havanın gaz sabiti
- T_1 - Sabit basınçta dolaşım yapan havanın bulunduğu sıcaklık
- T_2 - Sabit basınçta dolaşım yapan havanın soğutma süreci sonundaki sıcaklığı

HİDROLİĞİN TEKNOLOJİSİ

Bundan önceki bölümlerde hidrolik mekanizmaları, sadece kuramsal ya da fonksiyonel görünümüne bakarak inceledik ve bu hidrolik mekanizmalarda karşılaşılan mekanik problemlerin nasıl çözümlendiğini açıklamaya çalıştık. Ancak hidrolik mekanizmalarda karşılaşılan mekanik problemlerin nasıl çözümlendiğini açıklarken hidrolik mekanizmaları oluşturan elemanların yapımında kullanılan malzemeye, işleme özelliklerine, deney, bakım ve işletme yöntem ve uygulamalarına hiç değinmedik. İşte bu bölümde, hidrolik mekanizmaları oluşturan çeşitli elemanların yapımında kullanılan malzemeyi, işleme özelliklerini, deney, bakım ve işletme yöntem ve uygulamalarını irdelleyeceğiz.

1) MALZEMENİN SEÇİMİ

Hidrolik mekanizmaları oluşturan elemanların yapımında kullanılan malzemenin seçimini salt dayanım koşullarından başka sürtünme koşulları da etkiler. Sürtünme koşullarından hemen belirtelim ki, biri diğerine göre belirli bir hızla hareket eden iki parçanın birbirine temas eden yüzleri arasında oluşan sürtünme direnci anlaşılmalıdır. Bu sürtünme direnci yüzeylerin pürüzlülüğüne bağlıdır. Yağlamanın başta gelen amacı, bilindiği gibi, birbirine temas eden yüzeyler arasında bir yağ filiminin oluşmasını sağlayarak sürtünme direncini minimal bir değere indirmektir. Parçaların harekete başladığı ya da hareketin yönü değiştiği anda yağ filiminin kalınlığı çok azalır, neredeyse sıfır olur. Yağ filiminin kalınlığı azalınca parçalarda sarma başlar ve yüzeyler kısa zamanda parçaların değiştirilmesini gerektirecek kadar bozulur. Parçaların harekete başladığı ya da hareketin yönü değiştiği anda yağ filiminin kalınlığında meydana gelen azalmanın olumsuz etkilerinden parçaları korumak için sertleştirme, yüzey işleme ve kaplama gibi, temel işlemleri içeren önlemler almak gerekir.

a) Pompaları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi

Yıldız pompalarda, esas olarak üç sürtünme elemanı bulunmaktadır. Bunlar sırası ile merkezi kaymalı yatak, silindir bloku içinde alternatif doğrusal hareket yapan pistonlar ve pistonların taç üzerinde kaymasını sağlayan patenlerdir. Yıldız pompalarda silindir bloku genellikle orta sertlikte bronzdan yapılır. Ayrıca silindir bloku içinde alternatif doğrusal hareket yapan pistonlarla patenlerin üzerinde kaydığı tacın çok sert alaşımlı çelikten yapılmasında yarar vardır. Yıldız pompalarda merkezi milin bir diğer işlevi de dağıtımı düzenlemektir. Merkezi mil, aşınmayı önlemek için mutlaka semente ya da nitrüre edilerek sertleştirilmelidir. ⁽¹⁾

Değişken debili kovanlı pompaların işleyiş ilkesi, bilindiği gibi, yıldız pompaların işleyiş ilkesinden farklıdır. Bu pompalarda silindir bloku font ya da bronzdan, pistonlar da sementasyon çeliğinden yapılır.

b) Kriko karakterli hidrolik alıcıları oluşturan parçaların yapımı için malzeme seçimi

Kriko karakterli hidrolik alıcının en önemli parçaları olan piston ve piston kolunun oksitlenmeye karşı korunması gerekir. Bunun için piston ve piston kolu alaşımlı çelikten yapılmalı ve üzeri kromla kaplanmalıdır. Krom aşınmaya karşı büyük bir dayanıklılık gösterir, iyi sürtünme niteliklerine sahiptir. Kriko karakterli hidrolik alıcılarda gövde hafif alaşımlardan yapılabileceği gibi, bronz ve fontan da yapılabilir.

c) Supapların yapımı için malzeme seçimi

Supaplar, hidrolik devrede, çok önemli ara organlardır. Bunların devamlı çalışır durumda bulunması kolay aşınmayan gereçlerden yapılmasını zorunlu kılar. Supap ve supap yuvalarını alaşımlı çeliklerden yapmak ve sonra sertleştirmek gerekir.

⁽¹⁾ Pompaları oluşturan parçaların yapımında kullanılan bronz kalay bronzudur. Sertliği (55 R_B) olan orta sertlikte kalay bronzunda bakırın ağırlık oranı (% 91~% 89) kalayın ağırlık oranı da (% 9~% 11)'dir. Kalay bronzunda ayrıca (% 0,25) mertebesinde fosfor da bulunabilir.

d) Dağıtıcıların yapımı için malzeme seçimi

Dağıtıcılar , bilindiği gibi, çekmece ve silindirik gövdeden oluşmuşlardır. Çekmece genellikle, semantasyon çeliğinden yapılır. Çekmecenin semente ya da nitrüre edilerek sertleştirilmesi gerekir. Silindirik gövdenin yapımında font ve yumuşak çelik kullanılabilir.

2) YÜZEYLERİN İŞLENMESİ

Makina yapım sanayiinde yüzeylerin işlenmesinin çok önemli bir yeri vardır. Yüzeylerin işlenmesi, genel anlamda makina parçalarının işlenmesinden iki noktada ayrılır. Bunlardan biri kesinlik ve hassasiyet, diğeri de yüzeyin temizliği ve pürüzsüzlüğüdür. Hassasiyet ve kesinlik, biri diğerrinin içerisinde çalışın iki parça arasındaki boşluğu kabul edilebilir bir değere indirmek için gereklidir. Bu hemen belirtelim ki, hem çok duyarlı modern takım tezgâhlarının kullanımını, hem de rektifikasyon, süperfinisyon ve rodaj gibi işlemlerin yapılmasını zorunlu kılar.

Süperfinisyon ve rodajın rektifikasyondan sonra parçaya uygulanması gerekir. Süperfinisyon ve rodajın amacı, rektifikasyondan sonra kalan (0,5 µ), (0,1 µ) ve hatta (0,01 µ)'luk pürüzleri ortadan kaldırmaktır.

Torna tezgâhında (3 µ) ve (1 µ) arasında değişen bir yüzey durumu elde edilebilir. Rektifikasyonla elde edilen yüzey durumu (1 µ) ve (0,4 µ), süperfinisyon ve rodajla elde edilen yüzey durumu da (0,2 µ) ve (0,02 µ) arasında değişmektedir.⁽¹⁾

3) HİDROLİK DEVREYİ OLUŞTURAN CİHAZ VE ARA ORGANLARIN MONTAJINDA ALINMASI GEREKLİ ÖNLEMLER

a) HİDROLİK CİHAZLARIN MONTAJINDA ALINMASI GEREKLİ ÖNLEMLER

Hidrolik devreyi oluşturan cihaz ve ara organların montajı mümkün olduğu kadar toz, duman ve diğerr yabancı maddelerden arınmış bir ortamda yapılmalıdır.

(1) Burada yüzey durumunu gösteren değerlerden (Ra) pürüzlülük değeri anlaşılmalıdır. (Ra) pürüzlülük değeri ortalama çizgi ile etken profil eğrisinin sınırladığı düzlem yüzeyin alanının örnek uzunluğa oranıdır. Ortalama çizgi etken profil eğrisinin sınırladığı düzlem yüzeyin alanını örnek uzunluk içinde iki eşit parçaya ayıran çizgi olarak tanımlanmaktadır.

Hassas ve temiz işlenmiş yüzeyleri içeren font parçalar, kum ve derinliklere işlemiş silis taneciklerinden basınçlı kum püskürtülerek temizlenmelidir.

Montajdan önce bütün parçaları trikloretilenle yıkamak, basınçlı hava püskürterek kurutmak ve madensel yağlarla yağlamak gerekir. Hidrolik devreyi oluşturan cihaz ve ara organların yağlanmasında hiçbir zaman bitkisel yağlar kullanılmaz. Bunun nedeni bitkisel yağlarda, kullanıldıkça artan asit miktarıdır.

Montajdan sonra hidrolik cihazın iyi çalışıp çalışmadığının anlaşılması için kontrol deneylerinin yapılması da gerekir. Bir hidrolik cihaz hemen kullanılmayacaksa çok kararlı bir stokaj yağı ile doldurulmalı, giriş ve çıkış menfezleri plastik tıkaçlarla tıkanmalı ve hava dolaşımına engel olan bir naylon torbaya yerleştirilmelidir.

b) BORULARIN MONTAJINDA ALINMASI GEREKLİ ÖNLEMLER

Hidrolik devrede, hidrolik cihazların bağlantısı borularla sağlanır. Hidrolik cihazlar arasındaki uzaklık ve iletilen güç, borularla bağlantıyı olumsuz yönde etkileyen önemli etkenlerdir. Hidrolik devrenin elden çıkması ile sonuçlanabilecek kazaların önüne geçmek için boruların montajında belirli kurallara uymak zorunluluğu vardır. Aşağıda bu kurallara kısaca değineceğiz.

1) Esnek borular

Bir hidrolik devrede karşılaşılan uzatma, genleşme ve titreşim sorunları, genellikle, koç darbesine ve yüksek basınca dayanıklı esnek boruların kullanımı ile çözümlenir. Esnek boruların kullanımında şu kurallar daima göz önünde bulundurulmalıdır:

1° Köşe dönüşlerinde dirseklerden yararlanılmı (S) şeklindeki kıvrıntılardan kesinlikle kaçınılmalıdır,

2° Esnek boru burulmaya değil fakat yalnız eğilmeye çalışacak şekilde bağlanmalıdır. En güç konumlarda bile eğrilik

yarıçapı imalâtçı firma tarafından belirlenen eğrilik yarıçapından daha küçük olmamalı ve borunun kolları aynı düzlem üzerinde bulunmalıdır,

3°) Rakorlu bağlantıda burulma zorlanması mümkün olduğu kadar azaltılmalıdır,

4°) Titreşimlerin etkisini azaltmak için borunun boyu yeterince uzun olmalıdır,

5°) Sarkan büyük buklelerden kaçınılmalı ve eğer büyük bukle varsa boru askıya alınmalıdır,

6°) Eğriyi gören merkez açısı hiçbir zaman (180°)'den daha büyük olmamalıdır.

2) Eklemli bağlantılar

Eklemli bağlantılar genellikle, hareketli iki nokta arasında kullanılan bağlantılardır. Eklemli bağlantılar kullanıldığı zaman boru ve rakorların sağlam ve dayanıklı olmalarına özen göstermek gerekir.

3) ESNEK OLMAYAN BORULAR

Hidrolik devrelerde kullanılan esnek olmayan boruların yapımında, genellikle, yumuşak çelik, paslanmaz çelik ve hafif metaller kullanılır. Montajdan önce boruların baz esaslı su ya da trikloretilende çözülmüş bir dekapanla temizlenmesi gerekir. Ayrıca baz esaslı su ya da trikloretilende çözülmüş bir dekapanla temizlenmiş borunun içerisinden saf ve filtre edilmiş yağ da geçirilmelidir.

Borular genellikle, soğuk olarak özel cihazlarda biçimlendirilir. Bu özel cihazlar metalin direncini azaltmayan düzgün kavisler elde edilmesini sağlar. Ayrıca boruları testere ile değil talaş çıkarmayan dönen bıçaklarla kesmek gerekir.

a) Küçük boyutlu boruların döşenmesi

Dış çapı (6 mm)'den daha küçük olan boruları döşemek, korumak ve takviye etmek için özenle çalışmak, duyarlı montaj aletlerinden yararlanmak gerekir. Ayrıca bu boruların bağlantı

elemanı olarak kullanıldığı hidrolik devrelerin yüksek sıcaklıklarda belirlenen esaslara uygun çalışıp çalışmadığı da kontrol edilmelidir.

b) Borularda burulma, basılma ve çekilme

Borularda burulma, basılma ve çekilme gibi zorlanmalardan kesinlikle kaçınmak gerekir. Hareketli iki nokta arasında esnek olmayan boruların kullanımı için titreşim etkilerinin bulunmaması, burulma, basılma ve çekilme gibi zorlanmaların da borunun maksimum direncinin (%10)'nu geçmemesi zorunluluğu vardır.

c) Boruların işlevinin ve akım yönünün belirtilmesi

Bütün tesisatı oluşturan boruların görülebilecek şekilde, işaretlenmesi gerekir. Bu işaretler akım yönünü ve borunun işlevini belirtecek nitelikte olmalıdır. İşaretlerin gerektiği kadar konulmasında, özellikle, bakım ve onarım çalışmalarını kolaylaştırmak için kapalı bölmelerde giriş ve çıkış yerlerine yerleştirilmesinde büyük yarar vardır.

d) Dayanaklar

Hidrolik devrede kullanılan bütün borular kelepçelerle askıya alınarak ya da dayanaklar üzerine oturtularak hiç oynamayacak şekilde bağlanmalıdır. Kelepçe ve dayanaklar mümkün olduğu kadar kavislere yakın yerlere yerleştirilmelidir. Kelepçe ve dayanaklar arasında bulunması öngörülen açıklık aşağıda (7.1 Numaralı Çizelgede) verilmiştir. Boru hattı üzerinde dirsek ve rakor bulunduğu zaman çizelgede verilen değerler (%20) azaltılır. Ayrıca genleşme ya da diğer zorlanmaların etkisi ile borunun boyunda meydana gelen değişimleri gözönünde bulundurarak dayanaklar yerleştirilirken gerekli düzenlemeler yapılmalı ve önlemler alınmalıdır.

e) Boruların birleştirilmesi

Boruların klâsik bakım ve onarım işlerine zararlı olmadan sökülebilecek şekilde birleştirilmesi istenildiği zaman lehimlenmesi ya da kaynatılması tavsiye edilir. Lehimli ya da kaynaklı birleştirmenin kolaylığı yanında sakıncaları da daima göz önünde bulundurulmalıdır.

7.1 Numaralı Çizelge

Borunun iç çapı mm	Borunun dış çapı mm	İki dayanak ya da kelepçe arasındaki uzaklık	
		Alüminyum alaşımı borular için (cm)	Çelik borular için (cm)
5	10	25 - 20	29 - 35
8	15	35 - 38	40 - 45
12	17	42	50
15	21	48 - 56	58 - 65
21	27	60	70
26	34	64	75
33	42	72	80
40	49	75	82

f) Bazı ara organların montajı

Geri dönüşe karşı klapelerle debi ayarlama klapeleri gibi hafif ara organların montajdan sonra kelepçelerle askıya alınması ya da dayanaklar üzerine oturtularak bağlanması gerekir.

g) Boruların döşemi

Hidrolik devrede boruların üzeri örtülmemeli ve borular kollektörlerden, elektrikli cihazlardan, oksijen tesisatından ve yalıtma organlarından uzak yerlere döşenmelidir. Ayrıca kaçakların neden olabileceği bir yangından kaçınmak için borular, hidrolik akışının tutuşma sıcaklığından daha düşük sıcaklıklarda bulundurulmalıdır. Diğer yandan yardımcı organlar ve boruların bağlantı yerlerine kolayca yaklaşılabilmelidir.

h) Titreşimler

Hidrolik tesisat motorların neden olduğu titreşimlerden etkilenmemelidir. Ayrıca titreşimlerin hidrolik tesisatın elden çıkması ile sonuçlanabilecek boyutlara ulaşmasını engelleyen önlemlerin de başlangıçta alınmış olması gerekir.

4) DENEYLER

Endüstriyel hidrolikte deneylerin önemli bir yeri ve anlamı vardır. Endüstriyel hidrolik alınında yapılması zorunlu deneyleri şöyle sıralayabiliriz:

- Bir prototip ortaya koymak için yapılan deneyler,
- Prototipin yapımında ve daha sonra seri imalâtta kullanılacak malzemenin seçimi için yapılan deneyler,
- Prototipin yapımında ve daha sonra seri imalâtta kullanılacak malzemenin aşınma ve çeşitli zorlanmalara karşı dayanımını saptamak için yapılan deneyler.

Bütün bu deneylerin amacı, hemen belirtelim ki, muayene edilen organ ya da organlar topluluğunu mümkün olduğu kadar çalışma koşullarına yakın koşullarda bulundurarak performansını belirlemek ve saptamaktır. Çalışma koşullarından hız, eylemsizlik kuvvetleri gibi karakteristiklerden başka sıcaklık, atmosferik basınç, titreşimler ve kütle gibi, organ ya da organlar topluluğunun çalışmasını dolaylı olarak etkileyen etkenler anlaşılmalıdır.

5) HİDROLİK DEVRENİN ÇALIŞTIRILMASI

Bir hidrolik devre faaliyete geçirilmeden önce hazırlayıcı nitelikte bazı çalışmaların yapılması ve önlemlerin alınması gerekir. Bu hazırlayıcı nitelikte çalışmaları ve alınacak önlemleri kısaca şöyle sıralayabiliriz:

- Hidrolik devrede boru ağının bütün kolları gözden geçirilmeli ve rakorların iyi sıkılıp sıkılmadığı kontrol edilmelidir,
- Hazne işletme ve kullanım yönergesinde belirtilen yağla doldurulmalıdır. Yağ hazneye doldurulurken gerekli temizlik koşulları yerine getirilmeli ve filtreden geçirilmelidir,
- Pompanın motoru kısa bir süre çalıştırılmalı ve sonra hemen durdurulmalıdır. Bu esnada motorun dönüş yönünün pompa üzerinde gösterilen dönüş yönü ile aynı olup olmadığı kontrol edilmelidir.

Pompanın kısa aralıklarla birkaç kez çalıştırılarak yağla dolması sağlanmalı ve fonksiyonel çalışmaya bundan sonra geçilmelidir. Pompanın basma basıncı basma borusu üzerine yerleştirilmiş olan manometre ile kontrol edilmeli, bir uyumsuzluk olduğu takdirde pompa hemen durdurulmalı ve bunun nedenleri araştırılmalıdır. Ayrıca imalatçı firmanın yönergesi izlenerek hidrolik devrenin havası boşaltılmalıdır. Bunun için yağ gelinceye dek ya bu amaca hizmet için hidrolik devre üzerine yerleştirilmiş tıkaçlar açılmalı ya da pompaya en uzak bir yerde bulunan birleştirme rakorlarından biri çözülmelidir. Diğer yandan mümkün olduğu kadar dağıtıcılara kumanda edilerek önce boşta ve sonra yüklü hidrolik alıcıların devinimlerinin düzenliliği ve kararlılığı sağlanmalıdır. Hidrolik devre yağla doldurulurken haznenin seviyesi de kontrol edilmelidir. Hidrolik devre en az 15 dakika ve eğer mümkünse 1 saat dolaşımdaki bütün yağın filtrasyonu için boşta çalıştırılmalıdır.

6) HİDROLİK DEVRE ÇALIŞIRKEN YAPILAN KONTROLLAR

a) Her (10) saatta bir yağ seviyesi, basınç, debi, hız, dış kaçağın olup olmadığı mutlaka kontrol edilmelidir. Hidrolik devre çalışırken sıcaklık yükselir. Sıcaklığın yükselmesi belirli bir sınıra kadar olağan karşılanmalıdır. Filtreler gözden geçirilmeli, tıkalı olduğu görüldüğü zaman filtraj elemanları temizlenmeli ya da değiştirilmelidir.

b) Hidrolik devrenin çeşitli yerlerinde işletme basıncı kontrol edildikten sonra manometreler musluk ya da ventillerin aracılığı ile hidrolik devreden yalıtılmalıdır.

7) HİDROLİK DEVRENİN BAKIMI

Bir hidrolik devreyi oluşturan organ ve organlar topluluğunun bakımı, bunların niteliklerine ve kullanımlarına göre değişir. Bununla beraber belirli zamanlarda yapılması gereken bakım çalışmalarını şöyle sıralayabiliriz:

a) Filtrelerde filtraj elemanlarının hazneye yeni yağ konulduktan sonra 10 saatlik çalışma için birinci kez, 100 saatlik

çalışma için ikinci kez ve 1000 saatlik çalışma için de üçüncü kez temizliği yapılmalıdır.

b) 2000 saatlik ya da 2 yıllık bir çalışmadan sonra yağ mutlaka değiştirilmelidir. Çünkü 2000 saatlik ya da 2 yıllık bir çalışmadan sonra yağ hem yağlama özelliklerini kaybeder ve hem de oksitleyici bir nitelik kazanır.

Uçaklarda, hidrolik kumanda sisteminde filtrelerin daha sık temizlenmesi ve yağın daha kısa sürede değiştirilmesi gerekir. Ayrıca pompa ve alıcılarla tüm ara organlar 1000 saatle 4000 saat arasında çalıştıktan sonra sökülerek temizlenmeli ve sızdırmazlığı sağlayan salmastralar, aşınmış parçalar değiştirilmelidir. Pompa ve alıcılarla ara organların bakım ve onarımı yapıldıktan sonra bunlar deney tezgâhlarında deneylerden geçirilmeli, işlevlerini tam olarak yapıp yapmadıkları saptanmalıdır.

8) AYIRMA PİSTONLU HİDROLİK AKÜMÜLATÖRÜN BAKIMI

a) HİDROLİK AKÜMÜLATÖRÜN İLK KEZ DEVREYE SOKULMASI

Hidrolik akümülatör, genellikle, imalatçı firma tarafından içerisindeki gaz boşaltılmış olarak teslim edilir. Bu nedenle hidrolik akümülatör ilk kez devreye sokulmadan önce işletme yönergesinde belirtilen basınçta hava ya da azotla doldurulur. Doldurma için yapılması gereken çalışmaları ve alınması gereken önlemleri şöyle sıralayabiliriz:

1°) Hidrolik akümülatörün üst kısmına basınç ölçümü için bir manometre yerleştirilir,

2°) Hidrolik akümülatöre hava ya da azot doldurmak için basınçlı hava ya da azot içeren tüp ya doğrudan ya da dolaylı doldurma ventiline bağlanır,

3°) Doldurma ventili açılıp yeterince hava ya da azot girdikten ve basınç yönergede belirtilen değere yükseldikten sonra doldurma ventili kapatılır.

b) HİDROLİK DEVRE ÇALIŞIRKEN AKÜMÜLATÖRDE BASINÇIN KONTROL EDİLMESİ

1°) Hidrolik devre çalışırken akümülatörde basınç kontrolü ya yağ basıncı sıfıra düşürülerek ya da güvenlik supabına elle kumanda edilerek yapılmalıdır. Basınç, işletme basıncının (3/4) katı olan nominal gaz doldurma basıncının (%10) kadar altına düşerse akümülatöre yeniden gaz doldurmak gerekir. Ayrıca sabit hacimde tutulan gazın basıncının sıcaklığa bağlı olarak değiştiği daima göz önünde bulundurulmalı, akümülatöre nominal gaz doldurma basıncının belirlenmesinde bu olgu da hesaba katılmalıdır. Eğer basınç nominal gaz doldurma basıncının (% 25) kadar altına düşerse o zaman bir yapım hatası olduğu düşünülmeli ve akümülatör onarılmalı ya da değiştirilmelidir.

2°) Akümülatör işlevini yapsa bile 2000 saat ya da 2 yıl çalıştıktan sonra mutlaka revizyondan geçirilmelidir.

9) HİDROLİK DEVREDE YAĞIN DEĞİŞTİRİLMESİ

a) İKİ YILLIK KULLANIMDAN SONRA YAĞIN DEĞİŞTİRİLMESİ

İki yıllık kullanımdan sonra yağ değiştirilirken şu önlemler alınır:

- 1°) Hazne boşaltılır ve temizlenir,
- 2°) Boşaltma kanalları açılır, dağıtıcılardaki ve hidrolik alıcılardaki yağ boşaltılır,
- 3°) Filtreler sökülür, filtraaj elemanları temizlenir ya da değiştirilir,
- 4°) Hazneye yeni yağ doldurulur.

b) YAĞ KATEGORİSİNİN DEĞİŞTİRİLMESİ

Yağ kategorisi ancak özel durumlarda değiştirilir. Belirleyici koşullar dışında, farklı nitelikte iki yağın karışımı, çoğu zaman, hidrolik devre çalışırken emülsiyona⁽¹⁾ neden

⁽¹⁾ Emülsiyondan, bir sıvının diğer bir sıvı içinde o sıvı ile homojen bir karışım oluşturmadan mikron mertebesinde küçük parçacıklara bölünmesi anlaşılmalıdır. Örneğin süt yağın su içinde bir emülsiyondur.

olur. Bunu önlemek için (2) yıllık kullanımdan sonra yağ değiştirilirken, yukarıda sıralamış olduğumuz önlemlere ek olarak şu önlemlerin de alınması gerekir:

- 1°) Hazne yeni yağla doldurulur,
- 2°) Hidrolik devre (15) dakika çalıştırılır,
- 3°) Yağ yeniden boşaltılır, filtraaj elemanları temizlenir,
- 4°) Yeni yağla hazne yeniden doldurulur.

10) HİDROLİK DEVRELERDE KARŞILAŞILAN ARIZALAR VE BU ARIZALARIN GİDERİLMESİ

a) POMPA GÜRÜLTÜLÜ ÇALIŞMAKTADIR

NEDEN- Pompa hava almış olabilir.

ÇARE - Bu durumda hazne ve emme menfezi kontrol edilir. Haznede yağ seviyesi emme menfezinin altına düşmüş ise hazneye emme menfezi yağ seviyesinin altında kalıncaya dek yağ doldurulur. Rakorlar, salmastralar ve havanın girebileceği yerler gözden geçirilir. Kuşkulanılan yerlere yağ dökülür. Gürültü kesilirse pompanın bu yerden hava aldığı anlaşılır ve orası hemen onarılır.

NEDEN- Emilen yağın içerisinde hava kabarcığı bulunabilir.

ÇARE - Haznede yağ seviyesi düşük olduğu ya da geri dönüş borusunun ağzı yağ seviyesinin üstünde kaldığı zaman hava kabarcıkları oluşur. Bu durumda haznede yağ seviyesini geri dönüş borusunun hazneye açılan ağzının üstüne çıkarmak gerekir.

NEDEN- Kaviteasyon meydana gelmiş olabilir.

ÇARE - Emme borusu ve emme borusu üzerinde bulunan krepin ya da filtre gözden geçirilir. Diğer yandan yağın viskozitesi de çok yüksek olabilir. Bunun için imalatçı firmanın hazırlamış olduğu işletme yönergesini incelemek gerekir.

- NEDEN-** Pompanın parçaları gevşemiş ya da aşınmış olabilir.
- ÇARE -** Bu durumda yapılması gereken ilk iş imalâtçı firma tarafından hazırlanmış olan bakım yönergesini incelemektir. Daha sonra bütün bağlantı elemanlarını sıktırmak, sızdırmazlık elemanlarını gözden geçirmek ve zorunluluk varsa değiştirmek gerekir. Ayrıca aşınmış parçaların hiç zaman geçirilmeden yenileştirilmesinde de sayılamıyacak kadar yarar vardır.
- NEDEN-** Palet ve klapelerde gomlaşma ya da yapışma meydana gelebilir.
- ÇARE -** Madensel partiküller ve elyaflar pompayı oluşturan birçok organların tutukluk yapmasına neden olabilir. Bu durumda tutukluk yapan organları sökmek ve özenle temizlemek gerekir. Parçaları sökerken çelik çekiçler kullanılmamalı ve temizlemek için ege, zımpara kağıdı gibi mekanik temizleme araçlarından yararlanılmamalıdır. Gom, vernik, lak ve tortu gibi ayrışmış yağ artıkları gomlaşmaya neden olabilir. Bunun için temizlik işinde çözücü sıvılar kullanılmalı ve parçalar yerine takılmadan önce iyice kurulanmalıdır. Parçalar korrozyon ya da paslanma nedeniyle tutukluk yaptıkları zaman mutlaka değiştirilmelidir. Diğer yandan kullanılan yağın korrozyona karşı iyi bir koruyucu olmasına da dikkat edilmelidir.
- NEDEN-** Filtre ya da krepin çok kirli ya da filtre çok küçüktür.
- ÇARE -** Geçişin yeterli olması için filtre ve krepin her zaman temiz tutulmalıdır. Orijin filtresi yeterince büyük olmalı ve filtrenin kapasitesi ayrıca gözden geçirilmelidir.
- NEDEN-** Pompa çok hızlı çalışabilir.
- ÇARE -** Pompanın imalâtçı firma tarafından saptanmış olan bir hızla çalışıp çalışmadığı kontrol edilir. Eğer pompa imalâtçı firmanın saptamış olduğu hızdan daha

daha büyük bir hızla çalışıyorsa ya devitken motor değiştirilir ya da redüktör kullanılır.

- NEDEN-** Pompa ve devitken motorun çalışmasında uyumsuzluk olabilir.
- ÇARE -** Pompa ve devitken motorun uyumlu çalışıp çalışmadığı gözden geçirilmelidir. Genleşme ya da sıcaklık değişimi gibi etkenler pompa ve devitken motor arasında uyumsuzluğa neden olabilir.

b) POMPADA SIZINTI VE KAÇAKLAR VARDIR

- NEDEN-** Sızdırmazlık elemanları aşınmıştır.
- ÇARE -** Eğer varsa sıkıştırma civataları sıkıştırılır ya da sızdırmazlık elemanları değiştirilir. Yağın içerisinde bulunan sert ve aşındırıcı partiküller, bildiği gibi, aşınmaya neden olurlar. Bunun için sert ve aşındırıcı maddelerin hidrolik devrenin herhangi bir yerinden yağın içerisine karışmamasına özen gösterilmelidir. Ayrıca işletme basıncı yüksek olduğu zaman sızıntı ve kaçakların çok tehlikeli olduğu da unutulmamalıdır.

c) POMPA ÇOK FAZLA ISINMAKTADIR

- NEDEN-** İç kaçaklar vardır.
- ÇARE -** Sızdırmazlık elemanları ile parçaların aşınıp aşınmadıkları kontrol edilir. Yağın viskozitesi yetersiz olabilir. Ayrıca yüksek sıcaklığın yağın viskozitesini düşürdüğü de daima göz önünde bulundurulmalıdır. Bu durumda iç kaçakları önlemek için imalâtçı firmanın yönergesinde belirtilen yağdan daha viskos bir yağ kullanmaktan kesinlikle kaçınılmalıdır.
- NEDEN-** Basma basıncı çok yüksektir.
- ÇARE -** By - Pass bazan işletme basıncının çok üstündeki bir basınca ayarlanmış olur. Bu durumda basınç yükselir ve iç kaçaklar yüksek değerlere ulaşır. Basıncın yükselmesini önlemek için by - pass'ı maksimal işletme

basıncına çok yakın bir basınca ayarlamak gerekir.

NEDEN- Yağ radyatörü tıkanmıştır.

ÇARE - Bazı hallerde yağı soğutmak için radyatör kullanılır. Radyatör tıkalı olduğu zaman yağın sıcaklığı giderek artar. Tıkanıklığı gidermek için radyatöre yüksek basınçta hava basmak gerekir. Bundan olumlu bir sonuç alınmadığı takdirde çözücü bir sıvı kullanılarak radyatörü temizlemek gerekir.

NEDEN- Parçalar temiz ve hassas işlenmemişlerdir.

ÇARE - Pompanın temiz ve hassas işlenmemiş parçaları, yağlama ne kadar mükemmel yapılırsa yapılsın sürtünmeye neden olurlar. Bunun için temiz ve hassas işlenmemiş parçalar araştırılarak değiştirilmelidir.

NEDEN- Yağ rezervi çok azalmıştır.

ÇARE - Yağ rezervi çok azaldığı zaman aynı miktar ısı bu yağ rezervi üzerinde toplandığı için özellikle radyatörsüz hidrolik devrelerde sıcaklık çok yüksektir. Bu durumda yağ seviyesi gözden geçirilmeli ve hazneye yeterince yağ eklenmelidir.

d) POMPA DEBİ VERMEMEKTEDİR

NEDEN- Anamil ters yönde dönmektedir.

ÇARE - Devitken motor derhal durdurulur. Dişliler, kayış ve kasnaklar kısaca tüm aktarma organları gözden geçirilir. Ayrıca devitken motorun elektrik bağlantısını da kontrol etmek gerekir. Çünkü üç fazlı bir motorda kondüktörün ters çevrilmesi devitken motorun ters yönde dönmesine neden olur.

NEDEN- Emme borusu tıkanmıştır.

ÇARE - Hazneyi pompaya bağlayan boru hattı gözden geçirilir. Filtre ve krepinin tıkalı olup olmadığı araştırılır.

NEDEN- Haznede yağ seviyesi emme borusunun hazneye açılan ağzının altına düşmüştür.

ÇARE - Haznede yağ seviyesi kontrol edilir ve yağ seviyesi emme borusunun hazneye açılan ağzının altına düşmüş

ise hazneye, yağ seviyesi emme borusunun hazneye açılan ağzının üstüne çıkıncaya dek yağ doldurulur.

NEDEN- Yağla birlikte hava da emilmiş olabilir.

ÇARE - Pompa yağla birlikte hava da emdiği zaman gürültülü çalışır. Bu durumda emme borusu üzerinde hava alan yerler araştırılır. Kuşkulanan yerlere yağ dökülür. Gürültü kesilirse o yerlerin hava alan yerler olduğu anlaşılır ve tıkanır.

NEDEN- Dönme hızı çok azdır.

ÇARE - Bazı pompalardan maksimal ve minimal dönme hızları arasında, bazı pompalardan da dönme hızı belirli bir değere ulaşınca ancak debi alınabilir. Bunun için önce imalatçı firma tarafından belirlenen pompanın debi verdiği dönme hızını öğrenmek gerekir. Daha sonra takimetre ile anamilin dönme hızı ölçülür. Dönme hızının düşük olduğu saptanırsa devitken motar değiştirilir.

NEDEN- Yağ çok kalındır.

ÇARE - Yağ çok kalın olduğu zaman bazı pompalar çalışmaz. Bu durumda viskozitesi uygun bir yağ buluncaya dek deney yapılır. Uygun nitelikte yağ bulununca hidrolik devreden kalın yağ boşaltılır ve yerine yeni yağ doldurulur.

NEDEN- Mil kırılır, kavrama gevşer ya da başka bir mekanik arıza olabilir.

ÇARE - Böyle bir mekanik arıza olduğu zaman büyük gürültüler meydana gelir. Pompa derhal durdurulur. Mekanik arızanın nedeni belirlendikten sonra bakım ve onarım yönergesinde belirlenen yöntem ve ilkelere uygun olarak onarım yapılır.

e) HİDROLİK DEVREDE BASINÇ YETERSİZDİR

NEDEN- Basınçüstü klapesi işletme basıncından daha düşük bir basınca ayarlanmıştır.

ÇARE - Basınçüstü klapesi işletme basıncından daha düşük bir basınca ayarlandığı zaman yağ kullanım yerine ulaşmadan hazneye geri döner. Bu durumda bir manometreden yararlanarak basınçüstü klapesini işletme basıncına ayarlamak gerekir.

NEDEN- Basınçüstü klapesi tıkanmıştır.

ÇARE - Basınçüstü klapesinin içinde tortu bulunup bulunmadığına bakılır. Klape kirli ise sökülür ve temizlenir. Klape tıkanmasına yağın eski ve kirli olması neden olabilir. Bunun için yağı değiştirmekte yarar vardır.

NEDEN- Hidrolik devrede kaçaklar olabilir.

ÇARE - Bütün hidrolik devre kontrol edilir. Dış kaçakları belirlemek ve saptamak kolaydır. Ancak iç kaçakları saptamak sanıldığı kadar kolay değildir ve bunun için pompaya yakın bir yere basma borusu üzerine bir manometre yerleştirilir. Daha sonra hidrolik devre bölümlere ayrılır ve her bölüm uygun bir yerinden tıkanarak basınç kontrol edilir. Manometre üzerinde ani bir basınç değişikliği gözlemlendiği zaman tıkalı olan son nokta ile bir önceki nokta arasında kaçak olduğu anlaşılır.

NEDEN- Pompanın parçaları kırılmış ya da aşınmıştır.

ÇARE - Pompanın basma borusu üzerine bir manometre yerleştirilir ve basınçüstü klapesinden sonra devre yalıtılır. Eğer basınçüstü klapesi bozuk değilse ve manometre basınç olmadığını gösteriyorsa pompada mekanik bir arızanın bulunduğu anlaşılır. Bu durumda mekanik arızaya neden olan kırılmış ya da aşınmış parçayı hemen değiştirmek gerekir.

NEDEN- Yön değiştirme valfinin (dağıtıcı) ayarı bozuktur.

ÇARE - Yön değiştirme valfinin ayarı bozuk olursa tarafsız konumda yağ hazneye geri döner ve basınç düşer. Bu durumda yapılması gereken iş yön değiştirme valfinin ayarını düzeltmek olmalıdır.

f) İŞLEYİŞ DÜZENSİZDİR

NEDEN- Yön değiştirme valflerinde (dağıtıcı) ve pompalarda parçalar sarmış olabilir.

ÇARE - Önce bozuk olduğu sanılan parçalar gözden geçirilir. Sonra yağın içerisinde taşıdığı kir, bıraktığı tortu ve vernik, lake belirtileri araştırılır. Bozuk olan, saran parçalar hemen yenilenir. Ayrıca yağın kirliliğinin ve bıraktığı tortunun buna neden olduğu göz önünde bulundurularak hidrolik akışkan değiştirilir.

NEDEN- Pompa devinmeğe başladıktan hemen sonra vuruş ve sarsıntı ile karşılaşılır.

ÇARE - Hidrolik akışkan kalın olduğu zaman işletme sıcaklığında vuruşlar ve sarsıntılar oluşur. Bu durumda yağı ısıtarak inceltmek ya da ince bir yağla değiştirmek gerekir.

11) HİDROLİK POMPALARIN, HİDROLİK ALICILARIN VE ARA ORGANLARIN DEPOLANMASI

Hidrolik pompalar, hidrolik alıcılar ve ara organlar depolanırken Batı Avrupa Standartlarına göre, (H. 515), (Norm AIR 3250) ya da (OM 15) numaralı yağlardan yararlanılır.

a) HİDROLİK DEVRENİN KOMPLE DEPOLANMASI

Hidrolik devreyi komple depolamak için önce hazneyi tamamen boşaltmak ve daha sonra stokaj yağı ile doldurmak gerekir. Bu arada hidrolik pompa, hidrolik alıcı ve ara organların, stokaj yağı ile dolması için hidrolik devrenin kısa bir süre çalıştırılması gerekir.

Eğer bu kısa çalışma esnasında haznede yağ seviyesi azalırsa hazneye yeniden stokaj yağı doldurulur. Hidrolik devrenin depoda rutubetsiz ve güneş almayan bir yerde bulundurulması zorunluluğu vardır. Çevre sıcaklığı hiçbir zaman (50°C)'nin üstünde olmamalıdır.

b) HİDROLİK POMPALARIN VE HİDROLİK ALICILARIN DEPOLANMASI

Hidrolik pompalar ve hidrolik alıcılar depolanmadan önce kapasitelerinin (2/3) katı kadar stokaj yağı ile doldurulurlar. Hidrolik pompaları ve hidrolik alıcıları stokaj yağı ile doldurduktan sonra giriş ve çıkış menfezlerini tıkaçlarla kapatmak gerekir. Bu cihazlar da depoda güneş almayan rutubetsiz yerlerde bulundurulmalıdır. Hidrolik pompaların ve hidrolik alıcıların, hidrolik devreye bağlanmadan önce içerisinde bulunan stokaj yağı boşaltılmalıdır.

12) HİDROLİK DEVRENİN TERMİK DENGESİ

a) HİDROLİK DEVREDE SOĞUTMA CİHAZINA GEREKSİNME OLUP OLMADIĞININ ARAŞTIRILMASI

Bir cismin sahip olduğu ısı ışıma, kondüksiyon ya da konveksiyon ile başka bir cisme terk edilir. Hidrolik devre zamanla ısınır. Hidrolik devrenin zamanla ısınmasının nedeni mekanik enerjinin ısıya dönüşmesidir. Hidrolik devrenin üzerinde toplanan ve sıcaklığının yükselmesine neden olan ısının zararlı olmaması için çevreye iletilmesi ya da bir soğutma cihazı tarafından soğutulması gerekir. Hidrolik devreyi oluşturan pompa, alıcı ve ara organların atmosferik çevreye ilettiği ısı miktarı (kcal/sn) olarak

$$Q_C = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot \Delta T$$

şeklindeki deneysel formülden yararlanılarak bulunur. Bu eşitlikte yer alan (S) (m²) olarak dış yüzeylerin toplam alanını, (ΔT) de (°K) olarak hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkını göstermektedir. (k)

$$k = 4,65 + 0,06 \cdot \Delta T$$

eşitliği ile verilen bir katsayıdır. Uygulamada (k)'nin değeri yaklaşık olarak (6,45) alınır. (ΔT) yani hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkı (30°K)'ne yakın olduğu zaman hidrolik devreyi soğutmak için soğutma cihazı kullanılmaz.

1. Uygulama

Verimi (η = 0,6) olan bir hidrolik pompa (25 kg/cm²) basınçta sürekli olarak (50 · 10⁻⁶ m³/sn) debi vermektedir. Hidrolik devrenin atmosferik çevre ile temas eden dış yüzeylerinin toplam alanı (S = 1 m²) ve (k = 6,45) olduğuna göre, soğutma cihazına gereksinme olup olmadığını araştıralım.

Bunun için önce hidrolik devrede kullanılan enerji miktarını bulmak gerekir. Hidrolik pompanın debisi (Q), basma basıncı (P) ve kullanılan enerji de (N_C) olduğuna göre.

$$\eta = \frac{P \cdot Q}{N_C}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$P = 25 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$Q = 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$\eta = 0,6$$

olarak verildiğine göre

$$N_C = \frac{P \cdot Q}{\eta} = \frac{25 \cdot 10^4 \cdot 50 \cdot 10^{-6}}{0,6} = 20,83 \text{ kgm/sn}$$

$$N_C = 20,83 \text{ kgm/sn}$$

olur. Diğer yandan

$$S = 1 \text{ m}^2$$

$$k = 6,45$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$Q_C = A \cdot N_C$$

$$Q_C = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot \Delta T$$

olduğu için

$$\Delta T = \frac{\Lambda \cdot N_C}{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S} = \frac{\frac{1}{427} \cdot 20,83}{2387 \cdot 10^{-7} \cdot 6,45 \cdot 1} = 31,6 \text{ } ^\circ K$$

$$\Delta T = 31,6 \text{ } ^\circ K$$

bulunur.

$$\Delta T = 31,6 \text{ } ^\circ K$$

olması hidrolik devrede bir soğutma cihazına gereksinme olmadığını göstermektedir.

2. UYGULAMA

1. Uygulama için verilmiş olan değerleri pompanın çift etkili olduğunu düşünerek kullanalım. Bu durumda

$$\Delta T = 63,2 \text{ } ^\circ K$$

bulunur. Hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkında gözlenen artış gerçekten çok yüksektir. Bu durumda hidrolik devrede bir soğutma cihazına gereksinme vardır ve ileride açıklayacağımız gibi soğutma cihazının saat başına (175,14 kcal) ısıyı soğuracak güçte olması da gerekir. Hidrolik devrelerin soğutulmasında genellikle, su dolaşımli soğutma cihazlarından yararlanır. Bazı hallerde su dolaşımli soğutma cihazlarının yerine hava dolaşımli soğutma cihazlarının da kullanıldığı olur.

b) HİDROLİK DEVREDE SICAKLIK YÜKSELMESİNE NEDEN OLAN FAZLA ISIYI SOĞURMAK İÇİN YARARLANILAN SU YA DA HAVA DOLAŞIMLI SOĞUTMA CİHAZLARINDA DOLAŞIMA GEREKLİ SU YA DA HAVA MİKTARININ HESABI

1) SU DOLAŞIMLI SOĞUTMA CİHAZLARINDA DOLAŞIMA GEREKLİ SU MİKTARININ HESABI

Su dolaşımli soğutma cihazlarında dolaşıma gerekli su miktarının bulunması için suyun özgül ısınma ısısı ile birim zamanda soğurulması gereken ısı miktarının bilinmesi gerekir. Suyun özgül ısınma ısısı, bilindiği gibi, (1 kcal/kg $^\circ K$)'dir. Diğer

yandan hidrolik devrede, soğutma cihazı tarafından birim zamanda soğurulması gereken ısı miktarı, hidrolik devre için hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkının kabul edilebilen maksimal değeri (30 $^\circ K$) olduğuna göre

$$\Delta q = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S (\Delta T - 30)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Su dolaşımli soğutma cihazında dolaşımdaki suyun hidrolik devrede sıcaklığın sabit kalması için bu ısıyı birim zamanda soğuracak nicelikte olması zorunluluğu vardır. Su dolaşımli soğutma cihazında dolaşım için gerekli su miktarını ağırlık olarak (G_m) ile gösterecek olursak (T_1) suyun bulunduğu sıcaklık ve (T_2) de suyun yükselmesi istenilen sıcaklık olduğuna göre,

$$\Delta q = C \cdot G_m \cdot (T_2 - T_1)$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$\Delta q = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S (\Delta T - 30)$$

ve

$$\Delta q = C \cdot G_m (T_2 - T_1)$$

eşitliklerinin birleşiminden

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)}{C(T_2 - T_1)}$$

eşitliği elde edilir. Suyun özgül ısınma ısısı sabit olduğu için su dolaşımli soğutma cihazında dolaşım için gerekli su miktarı görüldüğü gibi daima hidrolik devrede atmosferik çevre ile temas eden dış yüzeylerin toplam alanına, hidrolik akışkanla atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkına ve nihayet dolaşım suyunun bulunduğu sıcaklıkla yükselmesi istenilen sıcaklığa bağlı olmaktadır.

UYGULAMA

Bir hidrolik devrede hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkı (90 $^\circ K$) olduğu için bu hidrolik devreyi su dolaşımli bir soğutma cihazı ile soğutmak gerekmektedir. Su dolaşımli soğutma cihazında dolaşım suyunun bulunduğu sıcaklık (17 $^\circ C$),

yükselmesi istenilen sıcaklık da (30 °C)'dir. Hidrolik devrenin atmosferik çevre ile temas eden dış yüzeylerinin toplam alanı (1 m²) olduğuna göre, dolaşım için gerekli su miktarını hesaplayalım.

Dolaşım için gerekli su miktarı

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)}{C (T_2 - T_1)}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanabilir.

$$t_1 = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 90 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$S = 1 \text{ m}^2$$

$$C = 1 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{K}$$

olarak verilmiştir.

$$T_1 = 273 + t_1$$

$$T_2 = 273 + t_2$$

ve

$$k = 4,65 + 0,06 \cdot \Delta T$$

olduğu için

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 17 = 290 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 290 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 30 = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

ve

$$k = 4,65 + 0,06 \cdot 80 = 10,05$$

$$k = 10,05$$

bulunur. Bu değerler yukarıdaki eşitlikte yerlerine konulursa

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)}{C (T_2 - T_1)} = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot 10,05 \cdot 1 \cdot 60}{1 \cdot 13} = 0,011 \text{ kg/sn}$$

$$G_m = 0,011 \text{ kg/sn}$$

elde edilir.

2) HAVA DOLAŞIMLI SOĞUTMA CİHAZLARINDA DOLAŞIMA GEREKLİ HAVA MİKTARININ HESABI

Azot ve oksijen karışımı olan havanın bağlı olduğu fizik kanunları suyun bağlı olduğu fizik kanunlarından farklıdır. Hava dolaşimli soğutma cihazında sabit basınçta dolaşım yapan havanın, bulunduğu sıcaklık (T₁) ve yükselmesi istenilen sıcaklık da (T₂) olduğuna göre, dolaşım sürecinde soğurduğu ısı miktarı

$$\Delta q = G_m \cdot C_p (T_2 - T_1)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Bu eşitlikte yer alan (C_p) havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısıdır. Burada bir yetkin gaz olarak kabul edilen havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} A R$$

eşitliği ile verilir. (γ) bilindiği gibi, sabit basınçtaki özgül ısınma ısısının sabit hacimdeki özgül ısınma ısısına oranıdır. (A) eşdeğerlik katsayısı ve (R)'de havanın gaz sabitidir. Moleküler yapısı iki atomlu olan gazlar ve bu gazların karışımları için

$$\gamma = 1,41$$

alınır. Eşdeğerlik katsayısı (A)'nın değeri (1/427 kcal/kgm) ve havanın gaz sabiti (R)'nin değeri de (29,4 kgm/kg.°K)'dir.

Hidrolik devrede, hava dolaşimli soğutma cihazı tarafından soğurulması gereken ısı miktarı, daha önce açıklamış olduğumuz gibi,

$$\Delta q = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$\Delta q = G_m \cdot C_p (T_2 - T_1)$$

eşitliği ile

$$\Delta q = 2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)$$

eşitliğinin birleşimi yapılırsa

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)}{C_p (T_2 - T_1)}$$

eşitliği elde edilir. Havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı sabit olduğu için hava dolaşımli soğutma cihazında da soğutma için gerekli hava miktarı hidrolik devrenin atmosferik çevre ile temas eden dış yüzeylerinin toplam alanına, hidrolik akışkanla atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkına ve dolaşım havasının bulunduğu sıcaklıkla yükselmesi istenilen sıcaklığa bağlı olmaktadır.

UYGULAMA

Bir hidrolik devrede hidrolik akışkan ve atmosferik çevre arasındaki sıcaklık farkı (60 °K) 'dir. Bu hidrolik devre hava dolaşımli bir soğutma cihazı ile soğutulmak istenmektedir. Hava dolaşımli soğutma cihazında dolaşım havasının bulunduğu sıcaklık (14 °C) ve yükselmesi istenilen sıcaklık da (16 °C) 'dir. Hidrolik devrenin atmosferik çevre ile temas eden dış yüzeylerinin toplam alanı (1 m²) olduğuna göre, dolaşım için gerekli hava miktarını hesaplayalım.

Hava dolaşımli soğutma cihazında dolaşım için gerekli hava miktarı

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S \cdot (\Delta T - 30)}{C_p (T_2 - T_1)}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Ancak daha önce havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısını hesaplamak gerekir. Havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısını hesaplamak için

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} A \cdot R$$

eşitliğinden yararlanacağız.

$$\gamma = 1,41$$

$$A = \frac{1}{427} \text{ kcal/kgm}$$

$$R = 29,4 \text{ kgm/kg. } ^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} A R = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot \frac{1}{427} \cdot 29,4 = 0,2367 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{K}$$

$$C_p = 0,2367 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{K}$$

bulunur. Diğer yandan

$$t_1 = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 60 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$S = 1 \text{ m}^2$$

olarak verilmiştir. (T₁), (T₂), (k)

$$T_1 = 273 + t_1$$

$$T_2 = 273 + t_2$$

$$k = 4,65 + 0,06 \cdot \Delta T$$

eşitliklerinden yararlanılarak hesaplanabilir. Bu durumda

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 14 = 287 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 287 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 273 + t_2 + 273 + 16 = 289 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 289 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$k = 4,65 + 0,06 \cdot \Delta T = 4,65 + 0,06 \cdot 60 = 8,25$$

$$k = 8,25$$

elde edilir. Bunları yukarıdaki eşitlikte yerlerine koyacak olursak

$$G_m = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot S (\Delta T - 30)}{C_p (T_2 - T_1)} = \frac{2387 \cdot 10^{-7} \cdot 8,25 \cdot 1,30}{0,2367 \cdot 2} = 0,1247 \text{ kg/sn}$$

$$G_m = 0,1247 \text{ kg/sn}$$

buluruz.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Hidrolik mekanizmaları oluşturan elemanların yapımında kullanılan malzemenin seçimine etkiyen belirleyici etkenler nelerdir ?
- 2) Yağlamanın amacı nedir ?
- 3) Yağ filminin kalınlığında meydana gelen azalmanın olumsuz etkilerinden parçaları korumak için hangi önlemler alınır ?
- 4) Pompaları oluşturan parçaların yapımında hangi malzeme kullanılır ?
- 5) Hidrolik alıcıların yapımında hangi malzeme kullanılır ?
- 6) Supapların yapımında hangi malzeme kullanılır ?
- 7) Dağıtıcıların yani yön değiştirme valflerinin yapımında hangi malzeme kullanılır ?
- 8) Süperfinişyon ve rodajın amacı nedir ?
- 9) (R_a) pürüzlülük değeri nedir ?
- 10) Hidrolik cihazların montajlarında hangi önlemler alınır ?
- 11) Boruların montajında hangi önlemler alınır ?
- 12) Endüstriyel hidrolikte yapılması zorunlu olan deneyler nelerdir ?
- 13) Hidrolik devre faaliyete geçirilmeden önce hazırlayıcı nitelikte hangi çalışmalar yapılır ve hangi önlemler alınır ?
- 14) Hidrolik devre çalışırken yapılan kontroller nelerdir ?
- 15) Hidrolik devrenin bakımı nasıl yapılır ?

- 16) Hidrolik akümülatör ilk kez devreye nasıl sokulur ?
- 17) Hidrolik devre çalışırken akümülatörde basınç nasıl kontrol edilir ?
- 18) (2) yıllık kullanımdan sonra yağ değiştirilirken hangi önlemler alınır ?
- 19) Yağ kategorisi değiştirilirken nelere dikkat edilir ?
- 20) Emülsiyon nedir ?
- 21) Pompanın gürültülü çalışmasının nedenleri nelerdir ?
- 22) Pompanın gürültülü çalışmasına engel olmak için hangi önlemleri almak gerekir ?
- 23) Pompada sızıntı ve kaçakların nedenleri nelerdir ?
- 24) Pompada sızıntı ve kaçaklar nasıl önlenir ?
- 25) Pompanın çok fazla ısınmasının nedenleri nelerdir ?
- 26) Pompanın çok fazla ısınmasının önüne nasıl geçilir ?
- 27) Pompanın debi vermemesinin nedenleri nelerdir ?
- 28) Pompanın debi vermesi nasıl sağlanır ?
- 29) Hidrolik devrede basınç yetersizliğinin nedenleri nelerdir ?
- 30) Hidrolik devrede basınç yetersizliği nasıl giderilir ?
- 31) Hidrolik devrede işleyiş düzensizliğinin nedenleri nelerdir ?
- 32) Hidrolik devrede işleyiş nasıl düzenli bir duruma getirilebilir ?
- 33) Hidrolik devrenin komple depolanmasında nelere dikkat edilir ?
- 34) Hidrolik pompaların ve hidrolik alıcıların depolanması nasıl yapılır ?

KAYNAKÇA

Fransızca Eserler

- 1) Construction des avions - Du Merle
- 2) Commande hydraulique de machines - outilles - Pomper
- 3) Étude de la lubrification et calcul des paliers - Leloup
- 4) Étude et détermination des systèmes hydraulique - Guillon
- 5) Technologie et calcul pratique des systèmes asservis-P.Naslin
- 6) Pompes centrifuges et pompes hélices - Stepanoff
- 7) Théorie et technique des asservissemets -
Gille Deaulne Pélegrin
- 8) Mécansimes hydraulique et électrohydraulique- J.Faisandier
- 9) Commande des machines - outilles automatisées -
R.Tonilliez - M.Chapuis - J.P.Cro

Almanca Eserler

- 1) Taschenbuch für den Maschinenbau
"Zweitzer band"
- 2) Einführung in die Hydraulik - Dipl. Ing. G.Hoffmann
- 3) Hydraulische Antriebe und Druckmittelstenerungen
an Werkzeugmaschinen - A.Dürr und O.Wacter
- 4) Fackkunde für metallverarbeitende Berufe
Dip. Ing. A.Leyensetter

Türkçe Eserler

- 1) Genel Hidrolik - M.Emin Zorkun
- 2) Makina Elemanları Hesabı - Dip. Ing. Bosch
Çev. Prof. Dr. Hilmi İleri

İmalat
"Makina
motor"
←→
"Makina"
anlayış
or
F.B
7-12-22