

HAVA KOMPRESÖRLERİ

T. C.
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ
MERKEZ KÜTÜPHANESİ

Özer Kürümoğlu

Anadola Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak hazırlanmıştır

Danışman: Doç.Dr.Kirkor Yalçın



Eylül-1987

İÇİNDEKİLER

	<u>sayfa</u>
ÖZET	iv
RESUME	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Kompresörün Tarihçesi	1
1.2. Sıkıştırılmış Gaz ve Buharın Önemi	1
2. KOMPRESÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI	3
2.1. Genel	3
2.2. Dinamik Kompresörler	5
2.2.1. Eksenel kompresörler	5
2.2.2. Santrifüj kompresörler	7
2.2.3. Jet kompresörler	9
2.3. Pozitif Yer Değiştirmeli Kompresörler	10
2.3.1. Dönel kompresörler	10
2.3.1.1. Paletli kompresörler	10
2.3.1.2. Kayar paletli eksantrik kompresörler	12
2.3.1.3. Rotoru çeneli (loblu) kompresörler	14

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>sayfa</u>
2.3.1.4. Sıvı bilezikli kompresörler.....	15
2.3.1.5. Vidalı kompresörler	17
2.3.2. Pistonlu Kompresörler	22
2.3.2.1. Diyafram kompresörler	26
2.3.2.2. Çok karışık çapraşık (labyrinth) kompresörler	27
3. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN TERMODİNAMİĞİ	28
3.1. Tek Kademeli Sıkıştırıcıda Yapılan İş	28
3.2. Ölü Hacimli Kompresör Çevrimi	36
3.3. Volümetrik Verim	37
3.4. Gerçek Sıkıştırıcı Diyagramları	39
3.5. Çok Kademeli Sıkıştırıcıda Yapılan İş.....	41
3.6. Çok Kademeli Sıkıştırıcı	43
4. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN GENEL DİZAYNI VE DÜZENLENMESİ.....	46
4.1. Tek Kademeli Kompresörler	46
4.2. İki Kademeli Kompresörler	48
4.3. Üç Kademeli Kompresörler	53
4.4. Dört Kademeli Kompresörler	54
4.5. Çok Kademeli Kompresörler	55
5. PİSTONLU MAKİNALARIN DENGELENMESİ.....	57
5.1. Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematiği	57
5.1.1. Pistonun katettiği yol	57
5.1.2. Piston hızı	61

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>sayfa</u>
5.1.3. Pistonun ivmesi	63
5.2. Tek Silindirli Makinanın Atalet Kuvvetleri...	66
5.2.1. Kütlelerin indirgelenmesi	66
5.2.1.1. Pistonun kütlesi	66
5.2.1.2. Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi	68
5.2.1.3. Biyelin kütlesi	68
5.3. Krank-Biyel Mekanizmasının Genel Dinamik Bağıntıları	77
5.4. Pistonlu Makinaların Dengelenmesi	81
5.4.1. Tek silindirli bir makinanın dengelenmesi	82
5.4.2. İki silindirli bir makinanın dengelenmesi	84
5.4.3. İki silindirli v makinasının dengelenmesi	87
5.4.4. İki silindirli yıldız makinasının dengelenmesi	89
6. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN PARÇALARININ İNCELENMESİ..	91
6.1. Pistonlar	91
6.1.1. Piston arızaları	92
6.2. Biyel	94
6.2.1. Biyel arızaları	94
6.3. Krank Mili	95
6.3.1. Krank mili arızaları	95

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>sayfa</u>
6.4. Silindir	96
6.4.1. Silindir arızaları	97
6.5. Piston Pimleri	98
6.5.1. Pim arızaları	98
6.6. Segmanlar	98
7. OTOMATİK KONTROL SİSTEMİ	99
7.1. Genel	99
7.2. Otomatik Kontrol	99
7.3. Kompresörlerde Kullanılan Kontrol Sistemi ...	101
7.3.1. Açık kapalı kontrol	101
8. KOMPRESÖR SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLECEK HUSUSLAR	105
8.1. Pistonlu, Eksenel ve Santrifüj Kompresörlerin Seçimi	105
8.2. Dönel Kompresör Seçimi	105
8.3. Pistonlu ve Vidalı Kompresörlerin Karşılaştırılması	106
8.3.1. Devir sayısı.....	106
8.3.2. Aşınma	106
8.3.3. Bakım	106
8.3.4. Hava deposu ihtiyacı	107
8.3.5. Arıza ihtimali	107
8.3.6. Yağ tüketimi	108
8.3.7. Enerji tüketimi	108
8.3.8. Maliyet	108
9. SONUÇ	109

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>sayfa</u>
KAYNAKLAR DİZİNİ	111
Ek Açıklamalar-A	113
PROJE HESAP ÖRNEĞİ.....	113

ÖZET

Kompresörler günlük hayatımızda ve sanayinin çeşitli dallarında yaygın surette kullanılan aletlerdir. Sağlayacakları basınç, kullanılacakları yer ve verimlerine uygun olarak çeşitli kompresörler mevcuttur.

Bu çalışma içinde, çeşitli kompresörlerin tanıtımı ve özellikleri tüm incelikleri ile yapılmış ve kompresör imal eden bir fabrikada, proje hazırlayan mühendislerin kullanacakları hesap metodları örnek bir kompresör üzerinde uygulanarak verilmiştir. Bu dökümanın kompresör projesi hazırlayan mühendislere bir rehber olacağı ümit edilmektedir.

RESUME

Les compresseurs sont les dispositifs couramment utilises dans L'application et dans les divers domaines de l'industrie. Conformement aux pressions qu'ils doivent fournir et suivant Les lieux d'utilisation et Leur rendement, Les compresseurs divers sont mis en oeuvre.

Dans Le cadre de ce travail, conception et proprietes techniques des compresseurs, sont presentes en detail, en outre, Les methodes de calcul utilisees en cours de la preparation d'un projet, en appliquant directement ces methodes sur un projet particulier, sont donnees. Les travaux experimentaux, en raison des impossibilites diverses, ne sont pas ajoutes Le present document a pourtant son capacite d'aider Les ingenieurs charges de preparer Les projets et d'etre conseiller de choisir un compresseur conforme a son usage, je l'espere.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde yönlendirici danışmanlığı ile çok önemli katkılarını ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Doç.Dr.Kirkor Yalçın'a teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmalar sırasında kaynak temininde yardımcı olan Prof.Dr.Battal Kuşhan, Yrd.Doç.Dr.Yaşar Pancar ve tüm Makina Mühendisliği Bölümü hocalarıma ve çalışmayı daktilo eden Semra Ünan'a teşekkürü bir borç bilirim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>sayfa</u>
2.1. Eksenel kompresörün rotoru	6
2.2. Ondokuz kademeli eksenel kompresör	7
2.3. Sekiz kademeli santrifüj kompresör	8
2.4. Jet kompresör	9
2.5. Paletli kompresörün çalışma çevrimi	11
2.6. Kayar paletli eksantrik kompresör	13
2.7. Kayar paletli eksantrik kompresörün P-V diyagramı	13
2.8. Loblu kompresör	15
2.9. Sıvı bilezikli kompresör	16
2.10.Çene profilleri	17
2.11.İki kademeli bir kompresörün genel görünüşü ..	18
2.12.Vidalı kompresörün çalışma prensibi	19
2.13.Tek kademeli vidalı kompresörler için sabit verim eğrilerine karşı dağıtılan gaz miktarı ve sıkıştırma oranı.....	21
2.14.İki kademeli kompresörler	23
2.15.Tek etkili ve çift etkili kompresörler	24
2.16.Değişik tip pistonlu kompresörler	24
2.17.Mekanik diyafram kompresör	26
3.1. Ölü hacimsiz kompresör çevrimi	29
3.2. Ölü hacimli kompresör çevrimi	37
3.3. Gerçek sıkıştırma çevrimi	39
3.4. İki kademeli sıkıştırma	41
3.5. Tek kademeli sıkıştırmada basınç oranının etkisi	43

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>sayfa</u>
4.1. Tek kademeli tek silindirli kompresör.....	46
4.2. Tek kademeli kompresörler	47
4.3. İki kademeli kompresörlerin diyagramı	49
4.4. Dış silindirlerin birinci kademe ortadaki silindirin ikinci kademe olduğu iki kademeli kompresör diyagramı	49
4.5. Silindirleri aynı hizada olan kompresörler	50
4.6. İki silindirli kompresörler	50
4.7. Yatay kompresörler	51
4.8. Yatay karşılıklı dengelenmiş kompresör	51
4.9. Radyal kompresörler	52
4.10. Yatay ile kademeli kompresörler	52
4.11. İkinci ve üçüncü kademe silindirlerinin birinci kademe silindirleri üzerinde olacak şekilde dizayn edilmesi	53
4.12. Silindirlerin aynı hizada olduğu üç kademeli dik kompresör	53
4.13. Birinci kademenin ikinci ve üçüncü kademeye arka arkaya dizayn edildiği üç kademeli yatay kompresör	54
4.14. Dört kademeli kompresörlerin dizaynı	55
4.15. Karşılıklı dengelenmiş beş kademeli kompresör..	56
5.1. Krank-Biyel mekanizması.....	57
5.2. Krank mili	68
5.3. Krank-Biyel mekanizması	70
5.4. Biyel	75
5.5. Krank-Biyel mekanizması üzerine tesir eden kuvvetler	77

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>sayfa</u>
5.6. Krank miline tatbik edilen kuvvetler	79
5.7. Krank miline karşı ağırlık konulması.....	83
5.8. Kranklar aynı tarafta	84
5.9. Kranklar 180° farklı	85
5.10. İki silindirli yıldız makinası	89
7.1. Proses kontrol döngüsü blok şeması	100
7.2. Açık-kapalı basınç kontrol (ideal)	102
7.3. İdeal açık-kapalı kontrol transfer eğrisi ...	102
7.4. Histerisisli açık-kapalı kontrol eğrisi	103
7.5. Histerisisli açık-kapalı kontrol transfer eğrisi	104
9.1. Krank mili	117
9.2. Biyel	119
9.3. Silindir kovani kesiti	122
9.4. Yüzey basıncı ve eğilmeye magruz perno	125
9.5. Segman	129
9.6. Depo	131
9.7. İki kademeli kompresör	137

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
A_A	Erkek rotorların iki çenesi arasındaki kesit alanı, m^2 .
A_B	Dişi rotorların iki çenesi arasındaki kesit alanı, m^2 .
A_c	Civata kesit alanı, mm^2 .
a	Piston pernosu ile biyel ağırlık merkezi arasındaki uzaklık, mm.
α	Krank dönme açısı.
b	Piston ivmesi, m/sn^2 .
β	Biyelin eğim açısı.
c	Piston hızı, m/sn .
C_m	Pistonun ortalama hızı, m/sn .
C_{max}	Pistonun maksimum hızı, m/sn .
D_1	Birinci silindir çapı, mm.
D_2	İkinci silindir çapı, mm.
Δ	Strok silindir çapı oranı.
e	Kalınlık, mm.
ϵ	Ölü hacmin oranı.
ϵ_b	Biyelin açısal ivmesi, rad/sn^2 .
$\epsilon_{b(max)}$	Biyelin maksimum açısal ivmesi, rad/sn^2 .
ϵ_r	Sıkıştırma oranı.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
l_v	Volümetrik verim.
l_{vo}	Toplam volümetrik verim.
F_{atalet}	Atalet kuvveti, N.
F_{gaz}	Gaz kuvveti, N.
F_I	Birinci kademe silindir pernosuna etkiyen kuvvet, N.
F_{II}	İkinci kademe silindir pernosuna etkiyen kuvvet, N.
f	Düzeltilme faktörü, mm.
f_{max}	Maksimum düzeltilme faktörü, mm.
G_I	Kompresörün debisi, m ³ /saat.
G_b	Biyelin ağırlığı, N.
G_{kol}	Krank kolunun ağırlığı, N.
$G_{\text{kol kıs ind}}$	Krank mayfusunun indirgenmiş ağırlık, N.
G_{kz}	Krank mayfusunun ağırlığı, N.
G_{p1}	Birinci kademe pistonunun ağırlığı, N.
G_{p2}	İkinci kademe pistonunun ağırlığı, N.
$G_{R \text{ kw}}$	Bir krank için indirgenmiş kütle, N.
G_x	Karşı ağırlık, N.
γ	Özgül ağırlık, N/mm ³
h	Piston yüksekliği, mm.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
J_p	Polar atalet momenti, mm^4 .
k	Yay sabiti, N/mm .
L	Biyel uzunluğu, mm .
L_r	Rotor uzunluğu, m .
λ	Krank biyel oranı.
$M_{e\text{gI}}$	Birinci kademe eğilme momenti, Nmm .
$M_{e\text{gII}}$	İkinci kademe eğilme momenti, Nmm .
ΣM_i	Teğetsel atalet kuvvetlerinin piston pernosu eksenine göre momenti, Nmm .
M_r	Reaksiyon momenti, Nmm .
m_A	Erkek rotorların çenelerinin sayısı.
m_b	Biyel kütlesi, kg .
m_k	Krank maylusunun kütlesi, kg .
m_p	Perno kütlesi, kg .
m_x	Karşı ağırlığın kütlesi, kg .
m_1	Piston pernosuna indirgenmiş kütle, kg .
m_2	Krank maylusuna indirgenmiş kütle, kg .
m_3	Biyel ağırlık merkezine indirgenmiş kütle, kg .
m_{p1}	Birinci kademe piston kütlesi, kg .

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
m_{p2}	İkinci kademe piston kütlesi, kg.
$m_R kw$	Bir krank için indirgenmiş kütle, kg.
N_A	Erkek rotorun dönme sayısı, dev/dak.
N_e	Kompresörün teorik gücü, BG.
N_i	Kompresörün gerçek gücü, BG.
n	Devir sayısı, dev/dak.
ΣP_c	Merkezkaç kuvvetinin etkisi, N.
P_{cb}	Biyelin merkezkaç kuvveti, N.
P_{em}	Emniyet basıncı, N/mm ² .
ΣP_i	Atalet kuvvetlerinin bileşkesi, N.
P_i	İkinci kademe giriş basıncı, bar.
P_k	Son kademe çıkış basıncı, bar.
P_1	Giriş basıncı, bar.
P_2	Çıkış basıncı, bar.
ΣP_{i1}	Birinci mertebeden atalet kuvveti, N.
ΣP_{i2}	İkinci mertebeden atalet kuvveti, N.
$P_{i1 res}$	Birinci mertebeden atalet kuvvetleri bileşkesi, N.
$P_{iIII res}$	İkinci mertebeden atalet kuvvetleri bileşkesi, N.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
Q	Isı, Nm.
R	Evrensel gaz sabiti, kJ/kg K.
r	Yarıçap, mm.
ρ	Karşı ağırlığın uzaklığı, mm.
s	Piston yolu, mm.
S _I	Giriş entropisi.
S _{II}	Çıkış entropisi.
σ	Gerilme, N/mm ²
σ _{AK}	Akma gerilmesi, N/mm ² .
σ _{eğ}	Eğilme gerilmesi, N/mm ² .
σ _{em}	Emniyet gerilmesi, N/mm ² .
σ _ç	Çekme gerilmesi, N/mm ² .
σ _k	Kopma gerilmesi, N/mm ² .
σ _y	Çevresel gerilme, N/mm ² .
σ _x	Eksenel gerilme, N/mm ² .
T	Sıcaklık, K.
T _i	Birinci kademe çıkış sıcaklığı, K.
T ₁	Giriş sıcaklığı, K.
T ₂	Çıkış sıcaklığı, K.
V	Depo hacmi, m ³ .

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
V_i	İkinci kademe giriş hacmi, m^3 .
V_o	Ölü hacim, m^3 .
V_p	Silindir aktif hacmi, m^3 .
V_{1s}	Birinci silindire alınan gaz hacmi, m^3 .
V_{1s}	Birinci silindire siren gazın hacimsal debisi, m^3/dak .
V_{2s}	İkinci silindire alınan gaz hacmi, m^3 .
V_{2s}	İkinci silindire siren gazın hacimsal debisi, m^3/dak .
V_1	Giriş hacmi, m^3 .
V_2	Çıkış hacmi, m^3 .
W	Toplam iş, Nm.
W_{AB}	Gazın silindire alınmasındaki iş, Nm.
W_{BC}	Gazın silindir içerisinde sıkıştırılma işi, Nm.
W_{CD}	Gazı depoya verme işi, Nm.
$W_{2 \text{ kad}}$	İki kademede yapılan iş, Nm.
w	Açısal hız, rad/sn.
w_{kr}	Kritik açısal hız, rad/sn.
w_b	Biyelin açısal hızı, rad/sn.
$w_{b(max)}$	Biyelin maksimum açısal hızı, rad/sn.

Kısaltmalar

ÜÖN Üst ölü nokta.

AÖN Alt ölü nokta.

1. GİRİŞ

1.1. Kompresörün Tarihçesi

Demir devri öncesinden beri endüstrilesmenin bir gereği olarak gazları hareket ettirme ihtiyacı vardı. Aslında sadece endüstride değil, günlük yaşamımızda zamanla artan, sıkıştırılmış buhar ve gazlar önem kazanmıştır.

İnsanoğlu sıkıştırılmış havanın bazı işlerde kullanılabileceğini, zamanımızdan 5000 yıl önce düşünmeye başlamıştır. M.Ö. 2500 yılından itibaren sıkıştırılmış havanın nasıl elde edilebileceği üzerine çalışmalara başlandı. M.Ö. 1500 yılında keçi postundan basit, elle işlenmiş körükler yapıldı ve sıkıştırılmış hava ilk defa bu şekilde elde edildi (Chlumsky, 1965).

Endüstrinin gelişmesiyle birlikte ihtiyaçlar çoğaldı. Daha yüksek basınçlarda, daha süreli ve daha çok miktarlarda sıkıştırılmış gazlara ihtiyaç dayaldı. Bu ihtiyaçları el ile sağlamak zor ve tehlikeli idi. İşte o zamandan sonra basit olarak kompresörlerin dizaynına başlandı. Günümüzde halen yeni, denenmiş ve verimi yüksek kompresörler imal edilmekte olup, kompresörlerin daha da mükemmelleştirilmesi için çalışmalar devam etmektedir.

1.2. Sıkıştırılmış Gaz ve Buharın Önemi

Bir akışkan olarak gazlar yüksek basınçtan alçak basınca doğru hareket eder. Hemen hemen bütün sistemler gaz hareketine ihtiyaç duyarlar. Sıkıştırılmış hava artan verimliliğiyle çok önemli olan endüstri dallarında kullanılmaktadır. Bunlar madencilik, metalurji, inşaat mühendis-

liği ve mimarlık, bütün makina konstrüksiyon dalları, enerji mühendisliği ve diğer bir çok kullanım alanı sayabileriz. Bu sistemlerde üretimin bir vasıtası olarak tahrik gücü gereklidir. Genel olarak bir gazı yüksek basına çıkaran alete kompresör diyebiliriz.

Sıkıştırılmış hava, ağır kimya endüstrisinde, örneğin 300 bar basınçla soda üretiminde ve kömür madeninin kimyasal işleminde, yaklasık 1000 bar basınçla sentetik nişadırın üretiminde, 2500 bar'a kadar basınç kullanılarak etilenin birleştirilmesinde ve daha pek çok işlemlerde çok önemli rol oynar (Chlumsky, 1965).

Havalı (pnömatik) makina ve takımların avantajları, emniyetli, basit, kullanışlı ve ağırlığı az olmasıdır.

2. KOMPRESÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI

2.1. Genel

Kompresörlerin sınıflandırılması bir çok kriter gözönüne alınarak yapılabilir. Bunların bazıları çalışma prensibi, basınç oranı, kapasite olabilmektedir.

Çalışma prensibine göre kompresörleri iki gruba ayırabiliriz. Bütün kompresörler iki çalışma prensibinden yalnız birisine göre çalışırlar (Nisenfeld, 1982).

İlk çalışma prensibini kullanan kompresörlerde bir miktar gaz bir odada kapatılıp, odanın hacmi küçültülür ve gazın basıncı arttırılır. Bu prensibe göre çalışan kompresörlere pozitif yer değiştirmeli kompresörler denir.

Sıkıştırılmış gaz elde edilmesinin ikinci prensibini kullanan kompresörlere dinamik kompresörler denir. Bu prensip kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüştürülmesine dayanır. Akışkanın hızı daha yüksek bir hıza yükseltilir. Sonra akışkanın hızı düşürülerek akışın şekli değiştirilir ve böylece kinetik enerji potansiyel (basınç) enerjisine dönüştürülür. Kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüşümü Saint-Venant teoreminde belirtildiği gibi enerjinin dönüşümü prensibi ile açıklanabilir.

Kompresörlerin sınıflandırılması için diğer bir kriter giriş ve çıkış basıncıdır. Çıkış basıncının giriş basıncına oranı sıkıştırma veya basınç oranı diye adlandırılır. Sıkıştırma oranı içten yanmalı motorlardaki gibi olmayıp farklıdır.

Atmosfer basıncında makinaya giren ve sıkıştırma oranı 3'den daha az olan makinalar körükler diye adlandırılır.

rılırlar. Son basıncı 2 bar'dan 500 bar'a kadar olan makinalar kompresör diye isimlendirilirler. Kompresörler, düşük basınç, orta basınç ve yüksek basınçlı kompresörler diye de sınıflandırılabilirler. Son zamanlara kadar bu sınıflandırma tutarsızdı. Bu tutarsızlığı gidermek için bu şekilde sınıflandırılan kompresörleri uygulamalarının sınırları çıkış basıncı esasına göre aşağıdaki gibi standartlaştırılmıştır.

- a) Çıkış basıncı 25 bar'a kadar olanlar düşük basınç kompresörleri
- b) Çıkış basıncı 25'den 100 bar'a kadar olanlar orta basınç kompresörleri
- c) Çıkış basıncı 100'den 500 bar'a kadar olanlar yüksek basınç kompresörleridir (Chlumsky, 1965).

Çıkan havanın miktarı esasına göre kompresörlerin sınıflandırılması ise şöyledir.

- a) Küçük pistonlu kompresörler $160 \text{ m}^3/\text{saat'e}$ kadar
- b) Orta kompresörler 160'dan $4000 \text{ m}^3/\text{saat'e}$ kadar
- c) Büyük kompresörler $4000 \text{ m}^3/\text{saat'den}$ daha fazla olanlardır (Chlumsky, 1965).

Yüksek sıkıştırma oranına sahip kompresörlerin sıkıştırması iki veya daha fazla kademeye göre sınıflandırılabilir. Kademe sayısını arttırma, emniyeti arttırma ve giriş gücünü düşürebilmek için yapılır. Tek kademedeki sıkıştırma için makinanın ölçüsüne bağlı olarak maksimum basınç oranı 5 ile 8 arasında olabilir. Çıkış basıncı 500 bar'dan yüksek olan çok kademeli pistonlu makinalar hiper kompresör diye anılırlar. Bunlar 7 kademeye kadar olabilmektedirler. Yüksek giriş basıncı (örneğin 270 bar) ve düşük basınç oranı (örneğin 1.1) olan kompresörler sir-

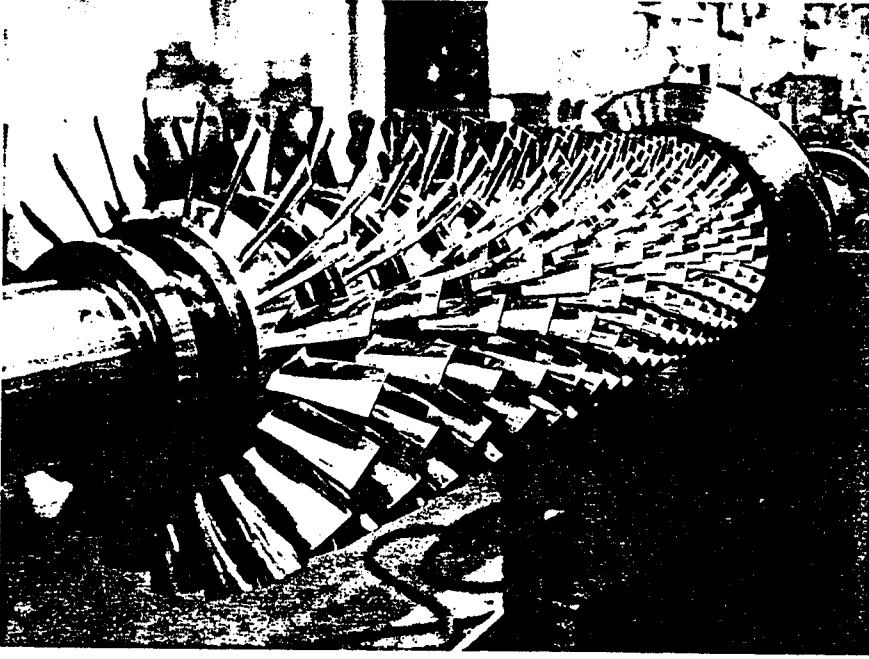
külasyon pompası veya sürküleyici diye kabul edilebilirler (Nisenfeld, 1982). Çok kanatlı kompresörlerde sızıntı kayıpları çok önemlidir. Bu yüzden düşük sıkıştırma oranları ve büyük gaz hacimlerinin sıkıştırılması için kullanılması uygundur. Pozitif yer değiştirmeli makinelerin kapsamında olan pistonlu kompresörler sıkıştırılan hacmin hesabı katılmadan orta ve yüksek sıkıştırma oranları için kullanılırken, dönel kompresörler düşük sıkıştırma oranları ve düşük veya orta gaz hacimleri için uygundur. Jet kompresörler düşük basınçlarda ve büyük gaz veya buhar hacimlerinin sıkıştırılmasında oldukça kabiliyetli çalışırlar (Chlumsky, 1965).

2.2. Dinamik Kompresörler

2.2.1. Eksenel kompresörler

Eksenel (aksiyal) akışlı makineler prensip olarak santrifüj makinalara benzerler. Hava, sabit ve dönel bir dizi kanatların arasından rotorun eksenine paralel olacak şekilde geçirilir. Genelde verimleri santrifüj makinalara göre daha yüksektir. Çünkü basit ve kısa yola sahip tirler. Büyük hava hacimleri için özellikle uygundurlar. Fakat santrifüj makineler açık alanlarda, miktar açısından kullanılmaları daha uygundur. Santrifüj makinalarda çıkış basıncı veya sıkıştırma oranındaki değişme nisbeten küçüktür.

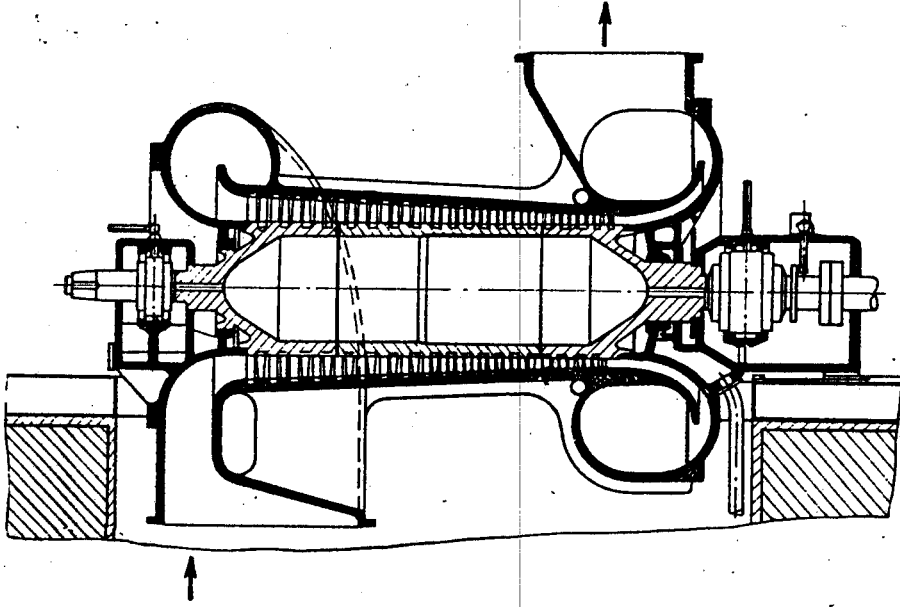
Eksenel kompresörün iki temel elemanı vardır. Bunlar rotor boyunca bir sıra halinde rotora bağlanmış olan hareketli kanatlar ile gövdeye bağlanmış olan sabit kanatlardır. Şekil 2.1.'de eksenel kompresörün rotora görülmektedir (Nisenfeld, 1982).



Şekil 2.1. Eksenel kompresörün rotoru

Santrifüj kompresörün difüzöründe olduğu gibi eksenel kompresörlerde eğri olarak yapılmış olan kanatların olduğu yerde gaz akışı hızlandırılır. Dönel kanatlar tarafından gazın mutlak hızı arttırılır. Hareketli kanatlara göre gazın bağıl hızı düşer, mutlak hızı artar. Bu işlem kanat grubu boyunca sürekli tekrarlanır. Gaz sabit kanatlardan geçerken difüzörde olduğu gibi basıncı derece derece artar. Dağıtılan havanın miktarı santrifüj makinalara göre çıkan basınç tarafından daha kullanışlı hale getirilir (Warring, 1982).

Eksenel kompresörler kapasitesi $65 \text{ m}^3/\text{sn}$ ve efektif basıncı yaklaşık 14 bar'a kadar olan yerlerde seçilmesi uygundur. Şekil 2.2.'de eksenel kompresör görülmektedir.



Şekil 2.2. Ondokuz kademeli aksenel kompresör

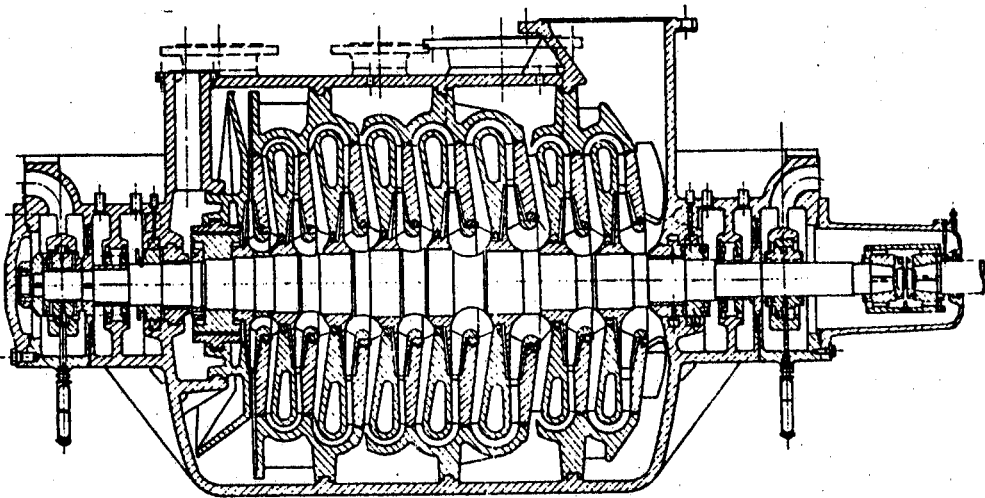
2.2.2. Santrifüj kompresörler

Bir santrifüj kompresörde çok kanatlı bir çark bir gövdede çok hızlı rotatif olarak döner. Hava kanatlar arasında hızlandırılır ve yönü değiştirilerek kanadın ucuna doğru fırlatılır. Kanadın ucundan yüksek basınç ve yüksek hızla ayrılan hava difüzöre girer. Akışın yönünde alan büyümesi vardır ve burada hızda bir azalma ve basınçta önemli bir artış meydana gelir. Hava difüzörden derece derece hızında düşme ve basınçta artmayla kıvrımlı çerçevede dolaşır, çark döndüğü sürece gerekli olan hava içeriye alınır. Kompresör tek akışlı olarak bilindiği zaman hava çarkın bir tarafından, çift akışlı tip olarak bilindiği zaman hava aynı anda her iki tarafından girer. Çift akışlı kompresörlerin avantajı, itme kuvvetinin çark üzerinde dengelenmesidir (Nisenfeld, 1982).

Çark, maksimum çevresel hızı 300 m/sn olacak şekil-

de döndürülürse, tek kademe ile 0.4 bar'a kadar çıkış basıncı olan gaz elde edilebilir. Daha yüksek basınçlar istendiğinde, bu daha fazla kademe ilavesiyle elde edilebilir. Umumiyetle 5 kademe 2.5 bar'lık çıkış basıncı elde edilebilmektedir. Daha fazla basınçlar için kademe sayısı arttırılabilir. Çıkış basıncı ve dağıtılan havanın hacmi birbiriyle alakalıdır.

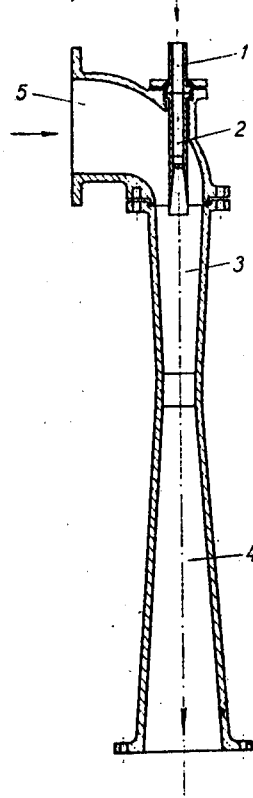
Santrifüj kompresörlerin çalışma hızları iyi performans için yüksek olması gerekir (örneğin 20000 dev/dak dan daha fazla). Esasen minimum kapasite son kademedeki akışkan tarafından 160 lt/sn olarak sınırlandırılmıştır. Genellikle santrifüj kompresörleri soğutmaya gerek yoktur (çok yüksek basınçlar için kullanılanları hariç). Normal çalışma basıncı 6-7 bar olan santrifüj kompresörlerin verimi (yüksek kapasiteli pistonlu kompresörler hariç olmak üzere) pistonlu kompresörlerden biraz düşüktür. Şekil 2.3.'de 8 kademeli santrifüj kompresör görülmektedir (Chlamsky, 1965).



Şekil 2.3. 8 kademeli santrifüj kompresör.

2.2.3. Jet kompresörler

Dinamik kompresör grubundan olan jet kompresörlerin çalışma prensibi kısaca şöyledir: Sisteme alınan buhar veya gaz Laval nozulunda çok yüksek hıza eristirildikten sonra karıştırma odasında sıkıştırılmış buhar veya gazla karıştırılır. Daha sonra bu karışım yüksek hızla difüzöre girer ve burada gazın kinetik enerjisi potansiyel enerjiye dönüşür. Şekil 2.4.'de jet kompresör görülmektedir (Chlamsky, 1965).



Şekil 2.4. Jet kompresör: 1) Laval nozulu girişi, 2) gazın hızlandırılması, 3) Laval nozulu havasıyla kompresör havasının karışımı, 4) difüzör, 5) kompröser girişi.

Bu tür kompresörler vakum destilasyonu, soğutma tekniği ve klima tesislerinde kullanılır (Aybar ve Yalçın,

1973).

2.3. Pozitif Yer Değiştirmeli Kompresörler

2.3.1. Dönel kompresörler

Bir dönel kompresör bir kutuda biçimlendirilmiş iki dönel eleman tarafından gazın hacminin sıkıştırılması prensibine göre çalışır. Bu elemanların sürekli çark gibi dönmesiyle kutunun içine alınan gazın hacmi küçültülür. Buna bağlı olarak basıncı arttırılır, bu basınç artışı pistonlu kompresörlerdeki gibi hesaplanır. Bu hesaplamada kullanılan formül,

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_{1s}}{V_{2s}} \right) \quad (2.1.)$$

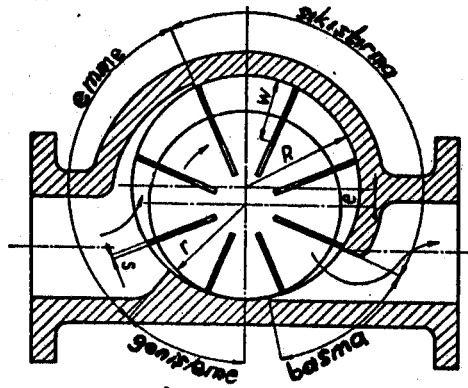
şeklindedir (Nisenfeld, 1982).

Sonuçta elemanlar dönerken çıkış gazı bir depo içinde toplanır. Bu tip kompresörler çok avantajlı olduğu iddia edilmesine rağmen kompresör endüstrisinde en az kullanılanlardır. Az kullanılmasının en büyük sebebi pahalı olmalarıdır. Bu tip kompresörlerin avantajları ise kapasite ve sıkıştırma oranlarıyla düşük dönme hızında ve bakımdaki performanslarıyla yüksek verimliliğe sahip olmalarıdır. Genellikle kirli ve aşındırıcı gazların sıkıştırılmasında dönel kompresörlerin avantajları tercih edilmelerini gerektirmektedir (Nisenfeld, 1982).

2.3.1.1. Paletli kompresörler

Paletli kompresörlerin dizaynında pek çok değişiklik vardır. Hemen hemen bütün tipleri bir silindir şeklindeki rotorun seri bir şekilde radyal bir boşluk meydana getirmesi prensibini takip eder. Rotor silindire eksantrik (merkezleri aynı olmayacak şekilde) monte edilir.

Rotordaki aynı açıklığı bir kanat taşır. Dış kenarın silindirik bağlantısı santrifüj kuvvet tarafından muhafaza edilir. Rotor dönerken boşluk arka arkaya gelen komşu paletlerin her bir çiftinin arasında artar ve azalır. İçeriye hava alınarak emme sistemi çalıştırılır. Emme sisteminin kapandığı yerde basma deliği açılır. Sistemin çalışma çevrimi Şekil 2.5.'de görülmektedir.



Şekil 2.5. Paletli kompresörün çalışma çevrimi. r-rotörün yarıçapı, R-silindirin yarıçapı, e-rotörün eksantrikliği, w-paletin genişliği, s-paletin kalınlığı.

Orta ve büyük kapasiteli paletli kompresörlerde yüksek hızlarda çalışırken palet ile gövde arasındaki bağlantıyı keserek aşınma, sürtünme kayıpları ve aşırı ısınma önlenabilir (Warring, 1982).

Bu tip kompresörlerin yüksek hızda çalışanlarının kanat sayısı 10 ile 12 arasında sınırlandırılmış olup, çıkış basıncı 7 bar'a kadar temin edilebilmektedir. Gerekli olduğunda birbirine yakın 8 kanat kullanılabilir (Warring, 1982).

Paletli kompresörlerde valf yoktur. Ancak kompre-

sörlerde çıkış sonrası kontrol amacıyla valf kullanılabil-mektedir. Bunlar açık-kapalı otomatik kontrol sistemleri için kullanılmaktadır.

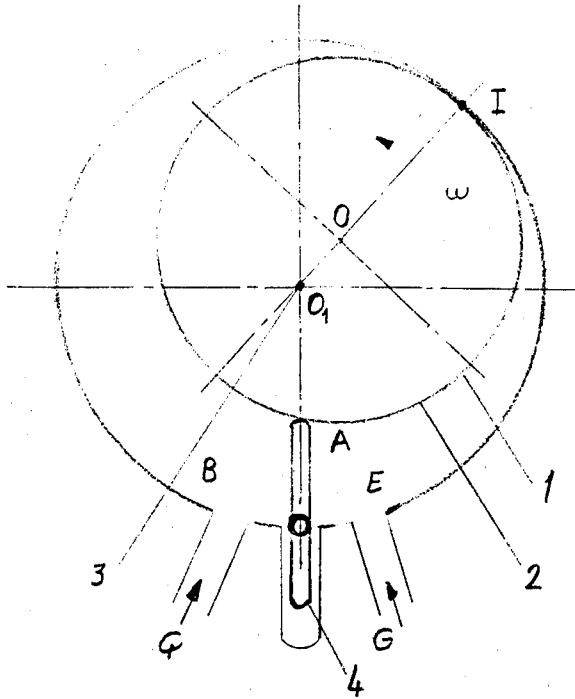
Paletli kompresörler bir veya iki kademeli olmaktadır. Su, hava veya yağ ile soğutulmaktadır.

Tek kademeli paletli makinalar genellikle 4 bar'a kadar kullanılmaktadır. İki kademeli olanları da 10 bar'a kadar kullanılmaktadır. Bunların bu basınçlardaki çalışma hızları 250 dev/dak dan 3500 dev/dak ya kadardır (Warring, 1982).

2.3.1.2. Kayar paletli eksantrik kompresörler

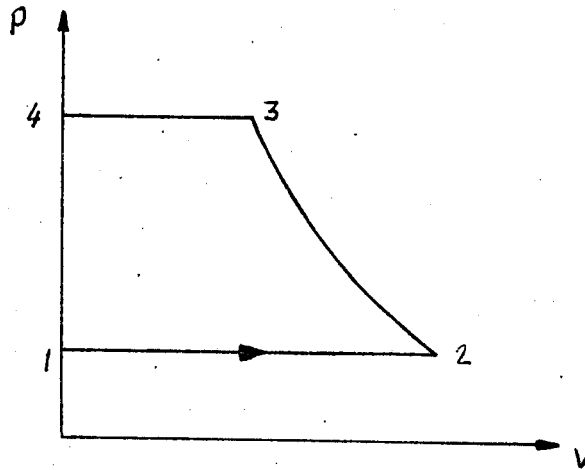
Alet, Şekil 2.6.'da görüldüğü gibi dairesel oyulmuş O merkezli bir gövde, O geometrik merkezi, gövde merkezine göre eksantrik konumda bir piston, pistonla A çizgisi boyunca daima temasta olan bir palet ile sistemi muhite kapatan bir kapak ve bağlama elemanlarından oluşmuştur. Mil pistonu kamalıdır, mil döndürülürse dönen piston gövde içinde emme ve basma olmak üzere değişken hacimli iki oda ayırır, G manifoldundan alınan hava böylece Ç manifolduna basılır. Palet (E-B) arasında bir perde oluşturarak, piston dönerken öteleme yapar. Böylece emme ve basma odalarındaki havanın birbirine karışmasını önler.

Burada, ölü hacim uygulamada bile mevcut değildir, alınan hava tamamen basılır ve pistonlu kompresörlerdeki ölü hacmin olumsuz etkileri tamamen ortadan kaldırılmıştır. Emme ağzına bir subap koymak gerekmez. Emme işi, atmosfer basıncında ve ona çok yakın basınçta bir emme olup, emme subabının olumsuz etkisi burada mevcut olmayacak, bu yüzden bu kompresör daha verimli olacaktır.



Şekil 2.6. Kayar paletli eksantrik kompresör:
1) gövde, 2) piston, 3) mil, 4) pa-
let.

Aletin kendisini tahrik eden motordan çekeceği güç
Şekil 2.7.'da görülen diyagramın alanı kadar olur.



Şekil 2.7. Kayar paletli eksantrik kompresörün
P-V diyagramı. 1-2 emme, 2-3 adia-
bat sıkıştırma, 3-4 ozibar basma.

Yapımının kolaylığı ve veriminin yüksekliği yanında bu kompresör diğer loblu ve paletli kompresörlerde de olduğu gibi 4 atmosferden daha yüksek basınç sağlayamamaktadır. Ancak aleti kademeli yaparak daha yüksek basınçlara çıkılabilmektedir.¹

2.3.1.3. Rotoru çeneli (loblu) kompresörler

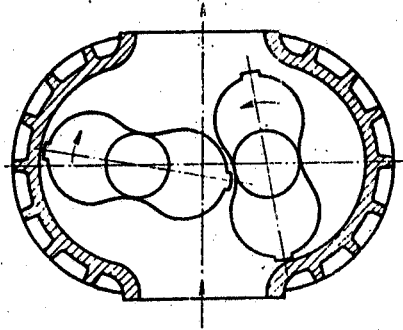
Rotoru çeneli kompresörler kuru tip dönel vidaalı kompresörlerle benzer prensipte çalışırlar. Fakat sadece düşük basınçlar için kullanılabilirler.

Volümetrik verim, rotorlar ve rotorlar ile çerçeve arasındaki mümkün olabilen küçük açıklığın sağlanması ve bu şekilde sürdürülebilecek açıklığa bağlıdır. Çıkış basıncı sistemdeki daha sıkıştırma yapılmadan önceki basınca bağlıdır. Çünkü gerçek bir sıkıştırma yapılamaz. Bu ise 0.6-0.7 bar'ın üzerindeki basınçlarda verimi düşürür. Ancak iki kademeli makinalarda uygun verimle iki bar basınç elde edilebilir. Roots kanatlarının özel biçimlendirilmesiyle 3 bar'a kadar istenilen basınç elde edilebilir. Kanatların bu şekilde biçimlendirilmesinin başlıca avantajları: Özellikle hava veya gazların düşük çıkış basınçları için kullanılmaya her an hazır olması ve konstrüksiyonlarının basit olmasıdır. Roots kanatlarının çalışma hızı büyük makinalar için yaklaşık 250 dev/dak dan 6000 dev/dak'ya kadar sıralanabilir ve küçükler için süper hızlı dönenler kullanılır (Warring, 1982). Genellikle yüksek hızlı olanlar makinanın boyutuna düşürmek için kullanılırlar. Böylece bu işlem sayesinde hacimsel verim arttırılır.

¹ Alet üzerinde çalışmalar ihtira beratı sahibi Doç.Dr.K. Yalçın tarafından halen sürdürülmektedir.

sızıntı oranı makinanın boyutlarına bağlı değildir. Fakat basıncın artmasıyla sızıntı da artar. Çıkıştaki basınç ve sıcaklık, girişteki basınç ve akışa bağlıdır.

Çıkış basıncı 0.6 bar'a kadar olanlar diğerleriyle karşılaştırıldığında verimleri daha yüksek olmaktadır. Maksimum basınca çıkılmak istendiğinde kayıplar arttığından tek kademelide 1 bar'a kadar ulaşılabilir. İki kademelilerde çıkış basıncı 2 bar'a kadar olabilmektedir. Ara soğutma sayesinde çıkış sıcaklığı muhafaza edilir. Roots kanatları 1 bar'ın altında $1.4 - 8.5 \text{ m}^3/\text{dak}$ kapasite için kullanılabilmektedir. Şekil 2.8. de loblu kompresör görülmektedir.



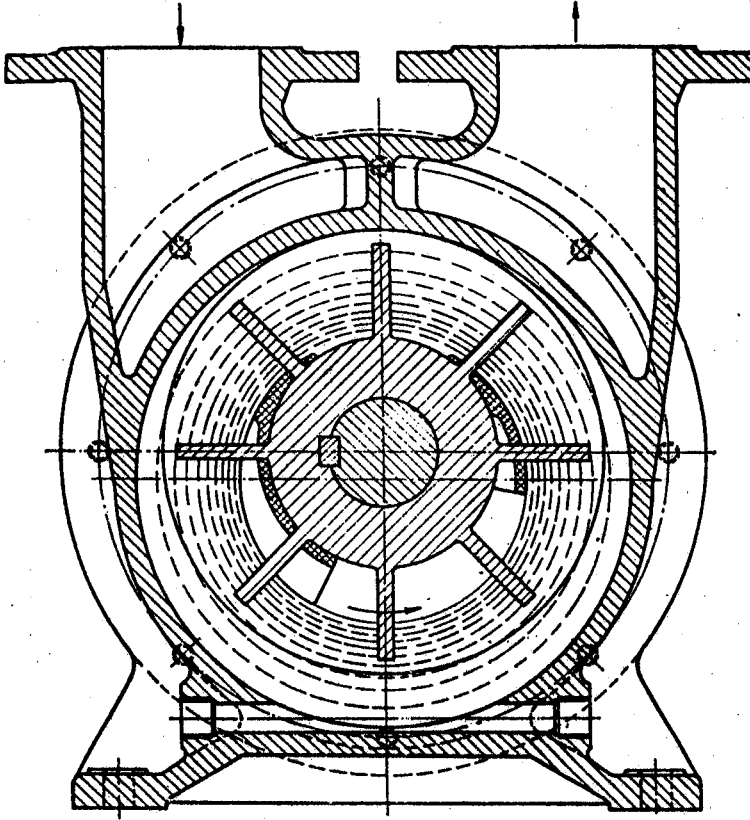
Şekil 2.8. Loblu kompresör.

2.3.1.4. Sıvı bilezikli kompresörler

Sıvı bilezikli kompresörler yağlamasız pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin diğer bir tipidir. Bir rotora bir seri halinde sabit kanatlar takılır ve silindire monte edilir. Silindir ile kanat uçları arasında bir miktar boşluk kalır. Şekil 2.9.'da sıvı bilezikli bir kompresörün görünüşü verilmiştir.

Hava üretecek makina olduğu zaman genellikle silindir su ile doldurulur. Çalışma sırasında su rotor kanatları etkisiyle silindir etrafında taşınır. Santrifüj kuv-

vet nedeniyle silindirin etrafında katı bir halka oluşur. Rotor uçlarıyla silindir iç duvarı arasındaki mesafeye göre sıvı bileziklerin durumu değişmektedir. Sonuç olarak kanatlar arasındaki boşluk kayar paletli kompresörlerde olduğu gibi dairesel bir şekil alır (Warring, 1982).



Şekil 2.9. Sıvı bilezikli kompresör.

Silindir duvarlarının uygun dizaynı ile her devirde sıkıştırma ve genişleme yapılmaktadır. Çalışma sırasında su kompresöre dışardan yollanmakta veya ısı değiştiricisinde devir-daim yaptırılmaktadır.

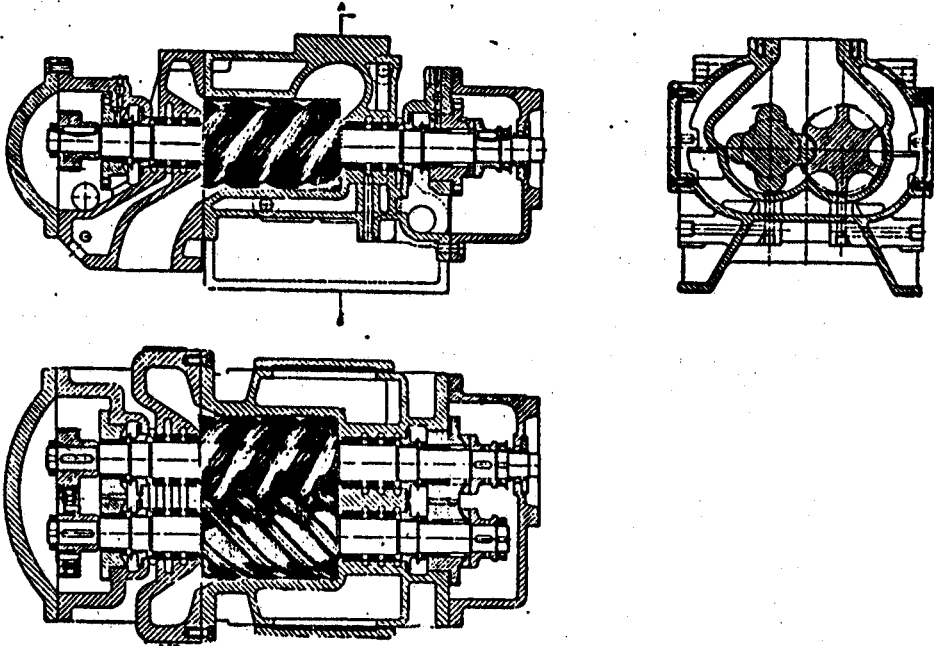
cak pratikte enerji kaybı vardır. Bu kanatların çalkalanmasından kaynaklanır (Warring, 1982).

Sıvı bilezikli kompresörler aynı işi yapan pistonlu kompresörlere göre verimi daha düşüktür. Fakat yağsız çalışmasından dolayı sıvı bilezikli kompresörler kimya endüstrisinde ve vakum pompası olarak kullanılabilir.

Sıvı bilezikli kompresörler 1 ile 80 m³/dak yapılırlar. Çalışma hızları 300 ile 3000 dev/dak arasında olup makinanın boyutlarına göre değişmektedir (Warring, 1982).

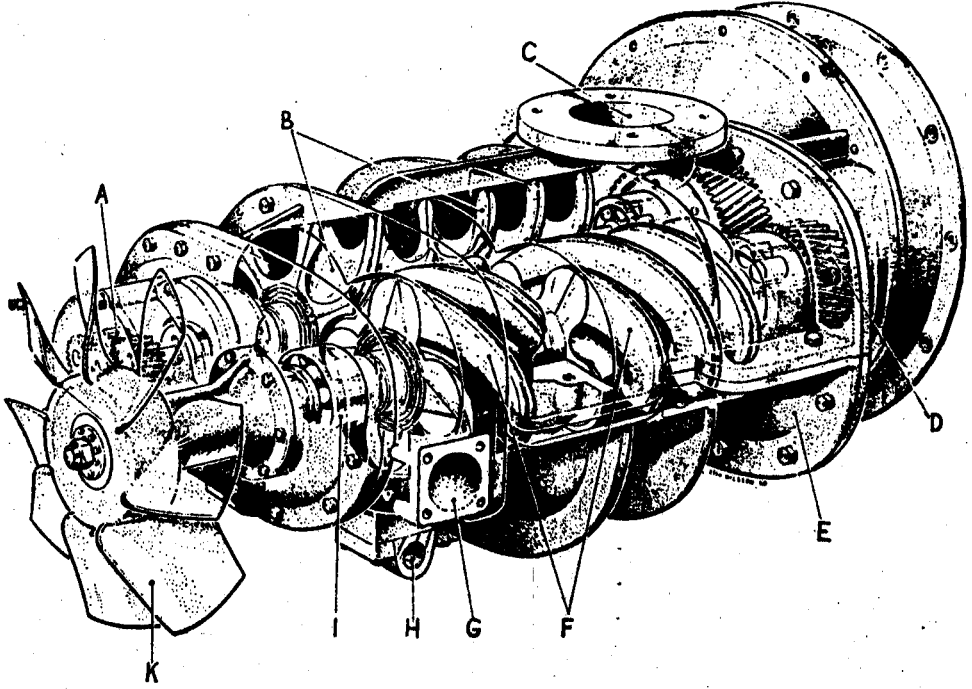
2.3.1.5. Vidalı kompresörler

Dönel vidalı kompresörlerde helisel oyuk açılmış olan bir dişi rotor ve bu dişi rotorla çalışacak bir erkek rotor vardır. Rotoru çeneli kompresörlerin tersi olan bu kompresörlerde gaz yavaş yavaş sıkışır. Erkek rotorda 3 veya 4 çene bulunur. Dişi rotorda 4, 5 veya 6 çene bulunur. Şekil 2.10.'da görüldüğü gibi, çenenin profili asimetrik (2 eğriden oluşan) veya dairesel olmaktadır (Chlumsky, 1965).



Şekil 2.10. Çene profilleri.

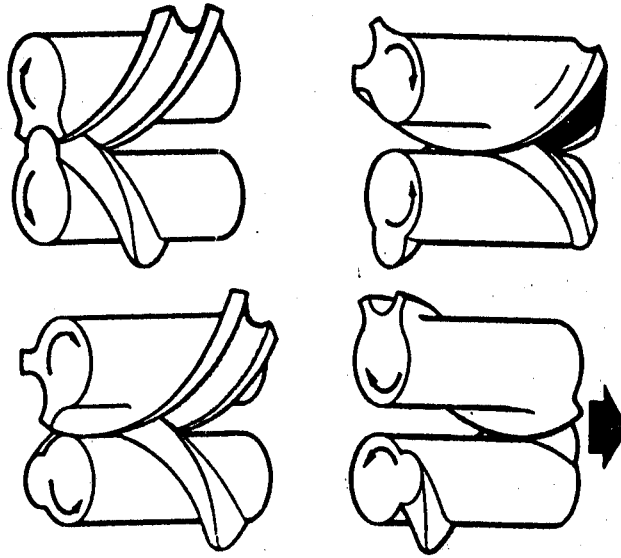
Yeni yapılan tiplerinde rotorun dış çapı değiştirilmemiştir. İki rotorun çeneleri birbirleriyle temas etmektedir (Şekil 2.11).



Şekil 2.11. İki kademeli bir kompresörün genel görünüşü. A) yağ pompası, B) dişli rotorlar, C) hava girişi, D) kompresörün içinde valf ayarını temin eden iki dişli, E) gövde, F) erkek rotorlar, G) hava çıkışı, H) soğuk yağ girişi, I) rulmanın yuvarlanma bağlantısı, K) soğutma fanı.

İki şaft birbirine aksenel dişliyle bağlanmıştır ve bu dişliler arasında rotorun çeneleri arasındaki boşluktan daha küçük bir boşluk bırakılmıştır. Şaftların bağlandığı dişliler üzerindeki dişlerin oranı rotorların üzerindeki çenelerin sayısına bağlıdır. Dişli küçük bir tork iletir. Aldığı torkun en fazla % 10'unu iletir. Çünkü dişli rotor keçe benzer bir şekilde görev yapmaktadır (Chlamsky, 1965).

Bu tip kompresörlerde hava ne radyal ne de aksenel yönde akar. Hava akışı heliseldir. Erkek rotorun çenesi dişi rotorun çenesine göre daha hızlı dönmektedir. Vidalı kompresörün Şekil 2.12. de çalışma prensibi görülmektedir.



Şekil 2.12. Vidalı kompresörün çalışma prensibi.

Bir gövde içine monte edilen rotorların giriş tarafından dişi ile erkek rotor arası hava ile doldurulur. Rotorların her ikisi de dönerek iki rotor arasına alınan hava sıkıştırılır. İki rotor arasında kalan havanın hacmi küçülür ve basıncı artar. Basıncı arttırılmış olan hava çıkış tarafından kullanılmak için sevk edilir.

Vidalı kompresörlerin çalışma çevrimi (Bkz. Şekil 2.12) dört aşamadır.

1. Emme: Rotorların çenelerinin arasına emme tarafından gaz alınır.
2. Taşıma: Çeneler arasına alınan gaz dış çevre boyun-

ca basıncı değiştirilmeden erkek çenenin aralığı doldurulmasına kadar taşınır.

3. Sıkıştırma: Disi ve erkek çeneler arasındaki gazın basıncı rotorların dönmesiyle makinanın sonuna doğru artar.

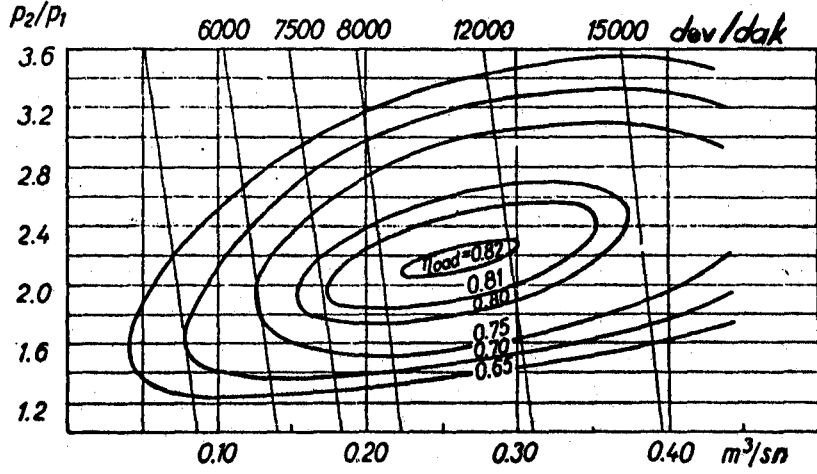
4. Basma: Sıkıştırılmış olan gaz erkek çenenin devamlı bir şekilde dönmesiyle dışarıya atılır. Sıkıştırma oranındaki kayıp, paletli kompresörlerdeki kayıba benzetilebilir.

Bu kompresörlerin çalışma hızı çok yüksektir. Küçük makinalar 32000 dev/dakya kadar çıkabilir. Büyük makinaların en düşüğü 3000 dev/dak dır. Sıkıştırılmış gazın yoğunluğuna bağlı olarak çenelerin çevresel hızı 50 ile 100 m/sn ye kadar sıralanabilir. Havanın hızı 80 ile 100 m/sn arasındadır. Yüksek hızla dönen makinalar küçüktür. Hafif makinalar, geniş hacimler kaplayabilir ve bunlar için özel malzemelerin kullanılmasına gerek yoktur. Rotorlar normal karbon çeliğinden dövülerek yapılır. Hacim büyüdükçe adyabatik verim artmaktadır (Chlumsky, 1965).

Tek kademeli kompresörler kullanıldığı zaman 3 bar basınca kadar $4 \text{ ile } 1000 \text{ m}^3/\text{dak}$ kapasitesinde vidalı kompresörler yapılmaktadır. İki kademelilerde basınç 7 ile 10 atm arasında değişmektedir (Chlumsky, 1965).

Orta büyüklükteki bir kompresör maksimum $4000 \text{ m}^3/\text{saat}$ ve sıkıştırma oranı 3 ile çalıştığında toplam verimi % 80 e kadar çıkmaktadır. Büyük makinalarda verim daha da arttırılabilir. Yüksüz çalışma esnasında harcanan güç oldukça küçüktür. Bu kompresörlerin özelliği hız ile adyabatik verimi karşılaştırıldığında çok düzgün bir eğri verir (Şekil 2.13.'de görülmektedir). Kaçağın azalmasıyla hız ar-

tar ve aynı zamanda hidrolik ve mekanik kayıplar artar.



Şekil 2.13. Tek kademeli vidalı kompresörler için sabit verim eğrilerine karşı dağıtılan gaz miktarı ve sıkıştırma oranı.

Farklı sıkıştırma oranları için sabit verim eğrileri ve tek kademeli kompresörlerin kapasiteleri görülmektedir. Eğrilerin düz olan yerleri küçük verim değişikliklerini göstermektedir. Sıkıştırma oranının kapasiteyi çok az etkilediğini sabit hız çizgileri göstermektedir (Chlumsky, 1965).

Bu kompresörlerin hassas işlenerek yapılması gerekir. Çünkü rotorların çapı 100 ile 500 mm arasında değişirken rotorların çeneleri arasındaki, çeneler ile silindir duvarları ve rotorlarla gövde arasındaki boşluk 0.1 ile 0.5 mm arasında olmalıdır (Chlumsky, 1965). Rotorlar saft boyunca su veya yağ geçirilerek soğutulur. Bu da metallerin birbirine temasını önler. Rotorların yağlanmasına ihtiyaç yoktur. Bu ise gazın yağlanmamasını sağlamaktadır. Yağla karışmayan gazın kullanım sahası açısından avantajları vardır. Sadece gıda endüstrisinde değil kimya endüstrisinde ve havalı makinalarda da kullanılmaktadır.

Bu vidalı kompresörün önemli iki özelliği vardır. Yağ sarfiyatı çok azdır ve silindirde yırtılma meydana gelmemektedir. En önemli özelliği ise basit olmasıdır. Emme ve basmanın kesikli olmasından dolayı yüksek frekansa ses çıkarması en büyük dezavantajıdır. Bu sesi azaltmak için susturucular emme ve basma borularına yerleştirilmektedir. Çenelerin hızına ve sayısına bağlı olarak doğal frekans 200 ile 1500 l/sn arasında değişmektedir, (Chlumsky, 1965). Şekil itibariyle yüksek frekanslar hesaplanabilir. Fakat bunlar çok az etkilidir.

Kompresör tarafından terk edilen hacim,

$$V = (A_A + A_B) m_A L_r N_A \eta_{vo} \quad (m^3/dak) \quad (2.2.)$$

formülüyle hesaplanabilir (Chlumsky, 1965). Burada,

A_A : Erkek rotorların iki çenesi arasındaki kesit alanı (m^2)

A_B : Dişi rotorların iki çenesi arasındaki kesit alanı (m^2)

m_A : Erkek rotorların çenelerinin sayısı

L_r : Rotorun uzunluğu (m)

N_A : Erkek rotorun dönme sayısı (dev/dak)

η_{vo} : Toplam volümetrik verimdir.

2.3.2. Pistonlu kompresörler

Değişik hızlarda çalışan pistonlu kompresörler yapılabilir. Pratikte tek kademeli pistonlu kompresörlerde maksimum çıkış basıncı yaklaşık olarak 10 bar'dır ve iki kademelilerde ise 70 bar'a kadardır, çok kademeli pistonlu kompresörlerde özel ihtiyaçlar için 700 bar'a kadar çıkış basıncı elde edilebilir (Warring, 1982). Dizayncı

ideale yaklaşmak için kademe sayısını seçerken çok dikkatli olmalıdır.

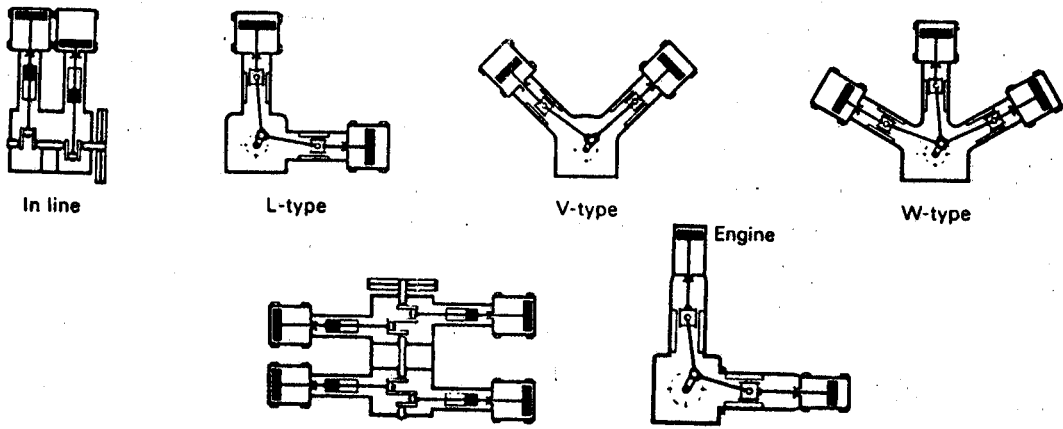
Büyük kompresörler kapalı devre ile soğutular, soğutma sırasında kullanılan su mekanik soğutucular veya soğutma kulelerinden geçirilerek soğutular. Tekrar sıcaklık kontrolu ile ikinci kademedeki silindirde sıcaklığın çok düşmesi önlemeye çalışılır.

Çift etkili kompresörlerde pistonun diğer tarafındaki boşluk kapatılır ve her iki tarafta sıkıştırma için kullanılır. Krank milinin her devrinde piston iki sıkıştırma stroku yapar. Alternatif olarak pistonun bir kenarı birinci kademe diğer kenarı diğer bir kademe olarak kullanılabilir. Bu iki kademeli kompresörlerde geçerlidir. Aynı ayrı silindirler çok kademeli sıkıştırma için kullanılabilir.

Pistonlu kompresörlerin büyük bölümü tek kademeli veya çift kademelidir. Pistonlu kompresörlerin çalışması için gerekli olan güç 2250 kW (3000 BG)'ye kadar olabilmektedir. Tek kademeli pistonlu kompresörlerin güç ihtiyacı elektrik motoruyla karşılanır. Orta ölçüdeki pistonlu kompresörler değişik şekillerde yapılabilmektedir. Dik pistonlu kompresörler aynı hizada bir veya daha çok silindir ihtiva ederler. Çok silindirli üniteler için V,W,H şekillerinde düzenleme yapılabilir ve L şeklinde düzenlendiğinde bir kranka bağlı yatay ve düşey silindirler kullanılır.

Silindirleri açısal bir şekilde düzenlediğimizde özel avantajları doğmaktadır. Bunlar, hacim küçülmesi, ağırlık azalması ve dengelemedeki kolaylıktır. Büyük maki-

nalar için L şekli avantajlıdır. Bunda dik silindirde alçak basınç ve yatay silindir yüksek basınç için kullanıldığında tesisatında kolaylık, sökme ve takmasında kolaylık ve muhafazasında kolaylık olmaktadır. Şekil 2.14.'de iki kademeli kompresörler görülmektedir. (Warring, 1982).

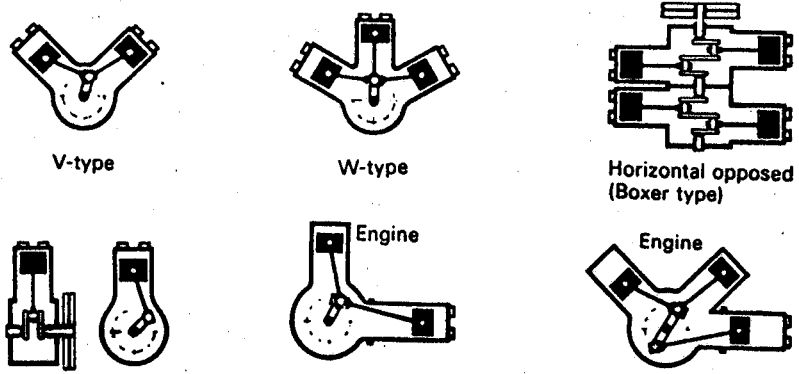


Şekil 2.14. İki kademeli kompresörler.

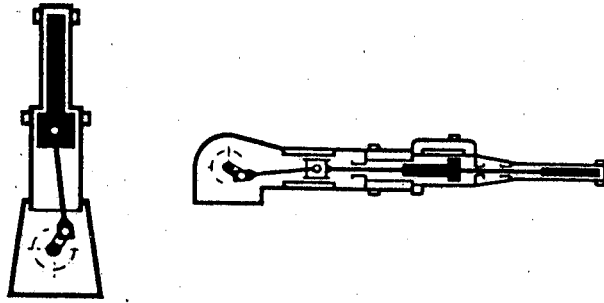
Tek etkili pistonlu kompresörler normalde uzun gövdeli pistonlu tip iken farklı pistonlu çift etkili kompresörler de olabilir. Şekil 2.15.'de iki tipte görülmektedir (Warring, 1982).

Şekil 2.16.'da görüldüğü gibi farklı veya kademeli de olabilir (Warring, 1982).

Genellikle çok kademeli pistonlu kompresörlerin kullanımı çok yüksek basınç ihtiyaçları için sınırlandırılmıştır. Üç kademedede 175 bar'a kadar çıkış basıncı elde edilebilir. Eğer perokliyse kademe eklemeye basınç verimi derece derece yükseltilebilir.



Şekil 2.15. Tek etkili ve çift etkili kompresörler.

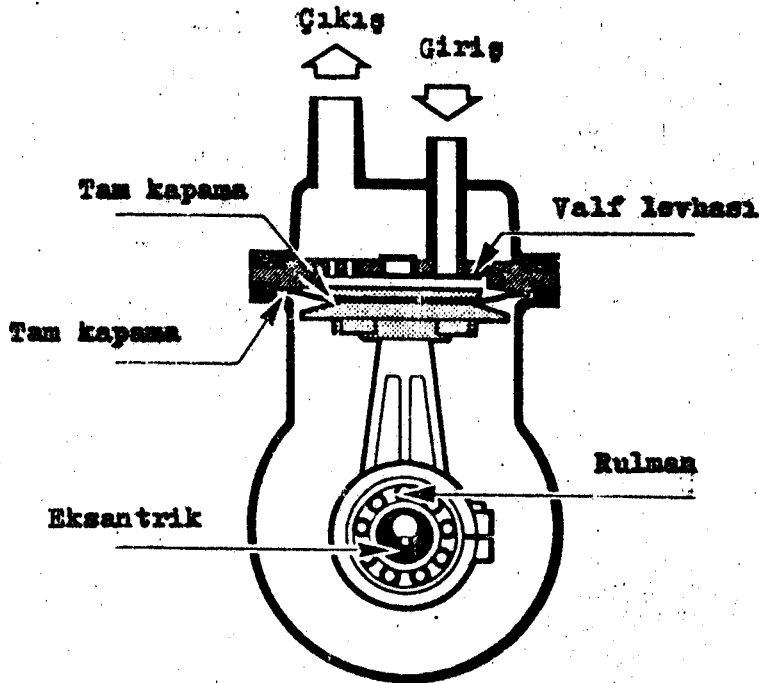


Şekil 2.16. Değişik tip pistonlu kompresörler.

Sürekli kullanımda her kademedeki sıkıştırma oranı genellikle 2.5 ile 3.5 arasında olmaktadır. Çok kademeli makinalarda tasarlandığı gibi aralıklarla kullanıldığında bu oran her kademedede 6 veya daha fazla olabilmektedir (Warring, 1982).

2.3.2.1. Diyafram kompresörler

Diyafram kompresörler yağlamasız pozitif yer değiştirmeli kompresörlerdendir. Diyafram kompresörler mekanik tahrikli veya hidrolik tahrikli olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Diyafram hareketi metoduna göre çalışırlar. Mekanik diyaframlı kompresörler hidrolik tahrikliyle göre çok küçük kapasitelerde üretim yaparlar. Bu iki tipinde kullanım alanı çok kısıtlıdır. Mekanik makinalar çok sık ve atmosfer basıncının altındaki uygulamalarda kullanılabilen biraz pahalı makinalardır. Şekil 2.17.'de diyafram kompresör görülmektedir (Warring, 1982).



Şekil 2.17. Mekanik diyafram kompresör.

Hidrolik kompresörlerde yüksek basınç mekanik kompresörlere göre daha kolay elde edilmektedir.

a) Diyafram kompresörlerin gerçek avantajları, sızdır-

maz halka kullanılmasıyla gazın sızması önlenerek sağlanır.

b) Gazın ayrışımı ve sıkıştırılmış gazın %100 yağsız tedariki mümkündür.

Bu kompresörlerdeki sınıflandırmanın esas kriterleri çıkış hızı ve sıkıştırma oranıdır (Warring, 1982).

Mekanik olarak çalışan diyaframlar normalde sentetik plastiktir. Hidrolik olarak çalışanlarda metalik diyaframlar kullanılır. Metalik diyaframlar yüksek basınç meydana getirirler. Her iki tipte de çok kademeli tipler vardır.

2.3.2.2. Çok karışık çaprasık (labyrinth) kompresörler

Segmansız çalışan (ki bunun yerine genişlemiş boğumlu salmastra kullanılır) yağlamasız pistonlu kompresörlerin tipidir. Bu salmastra silindir duvarına oluk açmak ve piston eteğinde iri vida dişi oluşturmakla düzenlenir. Pistonun çubuk salmastrası genellikle labyrinth tiptedir. Dağıtılan hava yağsızdır. Fakat pistonun sağımanlı tiplere göre iç sızıntı fazladır (Warring, 1982).

3. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN TERMODİNAMIĞI

3.1. Tek Kademeli Sıkıştırıcıda Yapılan İş

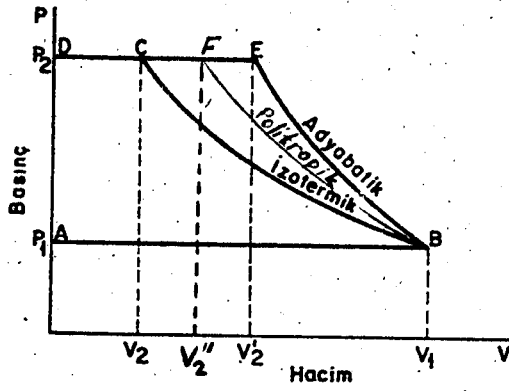
Pistonlu bir kompresörle yapılan tek kademeli bir sıkıştırma çevrimi esas itibarıyla üç işlemde meydana gelir. Birinci işlemde gaz silindire alınır. İkinci işlemde gaz, belli bir basınca kadar sıkıştırılır. Üçüncü işlem ise sıkıştırılmış gazların bir depoya doldurulmasıdır.

İdeal sıkıştırma çevriminde, silindir içinde sıkışmış olan gazların dışarı atılması sırasında, silindir içinde hiç gaz kalmadığı kabul edilir. Halbuki gerçek kompresörlerde piston hiç bir zaman silindirin en üst noktasına kadar gitmez. Çeşitli teknik sakıncalar nedeniyle silindirin üst kısmında pistonun ulaşamayacağı bir hacim kalır.¹ Silindir tabanında kalan bu boşluğa ölü hacim denir. Şekil 3.1.'de silindir içinde hiç ölü hacim kalmadığı kabul edilen ideal bir sıkıştırma çevrimi görülmektedir.

A noktası sıkıştırılmış gazların dışarı atıldığı ve pistonun geri çekilerek silindir içine yeni gaz alınmaya başladığı noktadır. P_1 basıncı silindir içine alınan gazın giriş basıncıdır. Piston AB doğrusu boyunca geriye doğru hareket ederek, P_1 basıncındaki gazdan V_1 litre silindir içine emer. Pistonun ileri doğru hareket etmesi halinde P_1 basıncındaki gaz BC (izotermik) veya BF (politropik) ya da BE (adyabatik) yoluyla P_2 basıncına kadar sıkış-

¹ Doç.Dr.K.Yalçın tarafından teknik sakıncaları olmayan ölü hacimsiz kayar paletli eksantrik kompresör yapılmıştır.

tırılır. Basınç P_2 ye gelince gazın hacmi V_2 veya V_2' ya da V_2'' değerini alır. Bu basınçta gaz bir depoya doldurulur. D noktasında silindir içindeki gazın tamamı dışarı atılmıştır. Yani silindir yeniden gaz almaya hazır durumdadır.



Şekil 3.1. Ölü hacimsiz kompresör çevrimi.

Kompresörle sıkıştırma işleminde yapılan iş, bu üç işlemlerde yapılan işlerin toplamına eşittir. Bu iş,

$$W = W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} \quad (3.1.)$$

şeklinde bulunabilir.

Bu işlemlerin her birindeki işleri ayrı ayrı yazalım. Gazın silindire alınmasında yapılan iş,

$$W_{AB} = P_1 V_1 \quad (3.2.)$$

formülüyle hesaplanır. Gazın silindir içerisinde sıkıştırılması,

$$W_{BC} = \int_{V_1}^{V_2} P \, dV \quad (3.3.)$$

formülüyle hesaplanır. Sıkıştırılmış gazların P_2 basıncındaki depoya verilmesi sırasında yapılan iş,

$$W_{CD} = -P_2 V_2 \quad (3.4.)$$

formülüyle hesaplanır. Şu halde çevrimin toplam işi,

$$W = P_1 V_1 - P_2 V_2 + \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (3.5.)$$

olarak elde edilir.

(3.5) denklemi ile verilen toplam iş Şekil 3.1.'de ABCD veya ABFD ya da ABED alanları ile gösterilebilir. Bu alan pistona bağlanmış bir yazıcı vasıtası ile, kompresörün çalışması sırasında otomatik olarak çizilebilir. Buna indikatör diyagramı veya indikatör kartı denir. İndikatör diyagramı vasıtası ile kompresörün yapmış olduğu gerçek iş tayin edilir.

Bir gazın izotermik, politropik ve adyabatik sıkıştırılması için gerekli tersinir iş birbirinden farklıdır. Bir gazı izotermik olarak sıkıştırmak için gerekli olan iş, diğer hallerdeki sıkıştırma için gerekli olan işlerden daha azdır. Fakat gerçek bir sıkıştırma işleminde gazın sıcaklığını sabit tutmak mümkün olmaz. Silindir çevresi soğutma suyu ceketini ile sarılmak suretiyle, gaz işlem sırasında soğutulmuş izotermik hale yaklaşılmaya çalışılır. Buna rağmen gerçek sıkıştırma işlemleri, izotermik halden çok adyabatik hale yakın bir politropik sıkıştırma olur.

Gerçek sıkıştırma işlemleri hiç bir zaman tersinir yapılmadığı halde, sıkıştırma için gerekli minimum işi tayin etmek üzere, tersinir iş daima hesap edilir. Böylece komp-

resörün verimini hesap etmek, veya verim belli ise, gerçek halde gerekli işi hesaplamak mümkün olur.

Kapalı bir sistemde, örneğin bir silindir içinde bulunan bir ideal gazın P_1 basıncından P_2 basıncına kadar çeşitli politropik şekillerde tersinir olarak sıkıştırılması için, verilmesi gereken iş aşağıdaki bağıntılar ile hesaplanır.

İzotermik sıkıştırma işi;

$$W = n R T \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (3.6.)$$

formülüyle hesaplanır. Adyabatik sıkıştırma işi;

$$W = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{k-1} \quad (3.7.)$$

formülüyle hesaplanır. Politropik sıkıştırma işi;

$$W = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \quad (3.8.)$$

Bu bağıntılar ideal gazların kapalı bir sistemde tersinir olarak sıkıştırılması için kullanılır. Daha önce incelenmiş olduğu üzere, gerçek bir gazın PV çarpımı ideal halden farklıdır. Bu nedenle gerçek bir gazın sıkıştırılması için gerekli iş gerçek P ve gerçek V değerleri kullanılarak hesaplanmalıdır. Gerçek bir gazın tersinir ve izotermik sıkıştırılmasında yapılan iş Van Der Waals denkleminde faydalanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Aybar ve Yalçın, 1973).

$$W = \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (3.9.)$$

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \quad (3.10.)$$

P'nin değeri yerine konular ve sıcaklığın sabit olduğu kabul edilirse,

$$W = RT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{v-b} - a \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{v^2} \quad (3.11.)$$

$$W = RT \ln \frac{V_2-b}{V_1-b} - a \left(\frac{1}{V_1} - \frac{1}{V_2} \right) \quad (3.12.)$$

bağıntısı elde edilir.

Bu denklem gerçek bir gazın V_1 hacminden V_2 hacmine kadar tersinir ve izotermik olarak sıkıştırılması için gerekli işi verir.

Gerçek gazların özellikle buharların sıkıştırılmasında veya soğaltılmasında yapılan iş gazın iç enerjisi ve entropi değerleri yardımıyla da bulunabilir. Endüstride çok kullanılan gazlar ve buharlar için bu değerler çizelgeler halinde verilmiştir.

İzotermik sıkıştırmada yapılan işin hesabı:

Termodinamiğin birinci prensibinden kapalı sistem için;

$$\Delta U = Q - W \quad (3.13.)$$

Termodinamiğin ikinci kanunundan kapalı sistem için;

$$Q = T \Delta S \quad (3.14.)$$

yerine koyularsa;

$$W = T \Delta S - \Delta U \quad (3.15.)$$

$$W = T(S_2 - S_1) - (U_2 - U_1) \quad (3.16.)$$

Sıkıştırılması söz konusu olan gazın belli sıcaklıkta ilk ve son basıncına karşılık olan entalpi ve iç enerji değerleri çizelgelerden veya diyagramlardan alınır.

Adyabatik sıkıştırmada yapılan işin hesabı;

$$W = Q - \Delta U \quad (3.17.)$$

Tersinir adyabatik bir proseste, $Q = 0$ olmaktadır.

$$W = - \Delta U \quad (3.18.)$$

$$W = -(U_2 - U_1) \quad (3.19.)$$

$$W = -(H_2 - P_2 V_2 - H_1 + P_1 V_1) \quad (3.20.)$$

$$W = H_1 - H_2 + (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad (3.21.)$$

Sıkıştırmanın izotermik olması halinde $P_1 V_1 = P_2 V_2$ olduğundan, iş ifadesi

$$W = \int_{V_1}^{V_2} P dV = n R T \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (3.22.)$$

veya

$$W = -n R T \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (3.23.)$$

şeklini alır.

Adyabatik sıkıştırma sırasında gazın sıcaklığı arttığından aynı basınca kadar sıkıştırma yapıldığında, adyabatik olarak sıkıştırılmış gazın hacmi izotermik olan-
dan daha büyük olup, politropik sıkıştırma bu ikisinin

arasındadır. Bu nedenle adyabatik sıkıştırma için, izotermik ve politropik sıkıştırmadan daha fazla işe ihtiyaç vardır. Şekil 3.1.'de de en fazla sıkıştırma işinin adyabatik sıkıştırmada olduğuna görülmektedir. İzotermik sıkıştırmaya göre politropik sıkıştırmadaki fazla iş BCF alanı kadardır. İzotermik sıkıştırmaya göre adyabatik sıkıştırmadaki fazla iş BCE alanı kadardır.

Kompresörlerde yapılan adyabatik sıkıştırma işini hesaplariken, (Bkz.3.5.) denklemindeki üçüncü terim yerine (3.7.) deki değer konularsa,

$$W = P_1 V_1 - P_2 V_2 + \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{k-1} \quad (3.24.)$$

$$W = \frac{k(P_1 V_1 - P_2 V_2)}{k-1} \quad (3.25.)$$

veya gazın son hacmi yerine basınç cinsinden değeri konularsa,

$$W = \frac{k P_1 V_1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (3.26.)$$

bağıntısı elde edilir.

Son olarak politropik sıkıştırma işini hesaplariken, (3.5.) denklemindeki üçüncü terim yerine (3.8.) deki değer konularsa,

$$W = P_1 V_1 - P_2 V_2 + \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \quad (3.27.)$$

$$W = \frac{n(P_1 V_1 - P_2 V_2)}{n-1} \quad (3.28.)$$

veya gazın son hacmi yerine basınç cinsinden değeri konulursa,

$$W = \frac{n P_1 V_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad (3.29.)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntıda V_1 kompresörün silindiri-
rine bir defada alınan gaz hacmidir. Eğer kompresör daki-
kada N devir yapıyorsa, bir dakikada kompresörün silindiri-
ne giren gazın hacmi NV_1 olur. Hacim olarak NV_1 değeri
kullanılırsa, kompresörün bir dakikada yapmış olduğu iş el-
de edilir.

Bir gazın kompresörle yani açık sistem halinde adyaba-
tik olarak sıkıştırılması için gerekli iş gazın ilk ve son
entalpi değerleri kullanılarak kolayca hesaplanabilir. Ad-
yabatik sıkıştırma halinde $Q = 0$ olduğundan, $W = -\Delta U$ olur.
Bu değer (3.5.) denkleminde yerine konulursa,

$$W = P_1 V_1 - P_2 V_2 - (U_2 - U_1) \quad (3.30.)$$

$$W = (U_1 + P V) - (U_2 + P V) \quad (3.31.)$$

$$W = H_1 - H_2 \quad (3.32.)$$

$$W = \Delta H \quad (3.33.)$$

bağıntısı elde edilir. Kapalı bir sistemde adyabatik bir
sıkıştırma yapılırken, sıkıştırma işi gazın iç enerjisi ar-
tışına eşit olduğu halde, açık sistemlerde yapılan adyaba-
tik sıkıştırmalarda, sıkıştırma işi gazın entalpi değisi-
mine eşit olur (Aybar ve Yalçın, 1973).

3.2. Ölü Hacimli Kompresör Çevrimi

Pistonlu makinalarda, pistonun silindir kapağına çarpmaması ve ısıl genişlemelere karşı, pistonun erisebileceği ÜÖN ile silindir kapağı arasında bir miktar boşluk bırakılır. Bu boşluğa ölü hacim denir. Ölü hacim kompresör tipine bağlı olmakla beraber, genellikle ölü hacmin yüksekliği $c = 0.005 H + 0.5$ mm formülü ile hesaplanır. Burada H stroktar (Aybar ve Yalçın, 1973).

Gerçek sıkıştırma işlemlerinde, sıkıştırılmış gazın depoya verilmesi sırasında silindir içinde kalan bir miktar yüksek basınçlı gaz genişleyerek silindir içine daha az yeni gaz girmesine sebep olur.

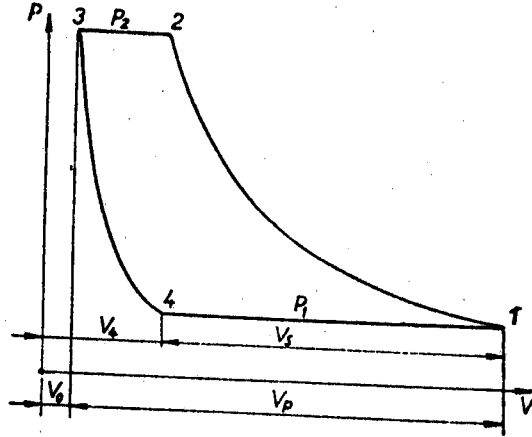
Ölü hacmin oranı, silindir ölü hacminin silindir aktif hacmine bölünmesiyle bulunur.

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_p} \quad (3.34.)$$

Bu oran konstrüksiyona bağlı olmakla birlikte genellikle 0.05 den küçük olmalıdır (Yalçın, 1980).

Şekil 3.2.'de ölü hacimli bir kompresörün basınç hacim diyagramı görülmektedir.

Şekil 3.2.'de görülen 1-2 eğrisi silindir içinde gazın sıkıştırılmasını gösterir. 2-3 P_2 basıncındaki gazın depoya verilmesini, 3-4 silindir ölü hacminde kalan sıkışmış gazın tekrar genişlemesini ve 4-1 arası da silindir içine yeni gaz alınmasını ifade eder. Piston silindir içerisinde 3 noktasına kadar ilerler. 3 noktasındaki V_0 ölü hacimdir. V silindirin toplam hacmidir. Top-



Şekil 3.2. Ölü hacimli kompresör çevrimi.
 V_o : Ölü hacim, V_p : Silindir aktif hacim, V_s : Silindire alınan yeni gaz hacmi, $V_o + V_s$: Silindir toplam hacmi, V_4 : P_2 basıncındaki gazın P_1 basıncına genişlemesinin bittiği hacim.

lam hacmin ölü hacim dışında kalan kısmına aktif hacim denir. V_p pistonun süpürdüğü hacimdir. V_s silindire alınan yeni gaz hacmidir.

3.3. Volümetrik Verim

Silindire alınan gaz hacminin pistonun süpürdüğü hacme oranına volümetrik verim denir ve

$$\eta_v = \frac{V_s}{V_p} \quad (3.35.)$$

formülüyle hesaplanır.

Ölü hacmin söz konusu olduğu silindirlerde, silindire her defasında alınan yeni gaz hacmini hesaplamak için, si-

lindirdeki ölü hacim içinde kalan sıkıştırılmış gazın, P_2 basıncından P_1 basıncına kadar adyabatik olarak genişlemesi gözönüne alınmalıdır (Yalçın, 1980).

$$V_4 = V_o \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.36.)$$

$$V_s = V_p + V_o - V_4 \quad (3.37.)$$

$$V_s = V_p + V_o - V_o \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.38.)$$

$$V_s = V_p + V_o \frac{V_p}{V_p} - V_o \frac{V_p}{V_p} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.39.)$$

$$V_s = V_p + \varepsilon V_p - \varepsilon V_p \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.40)$$

$$\eta_v = \frac{V_p \left(1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right)}{V_p} \quad (3.41.)$$

$$\eta_v = 1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.42.)$$

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \quad (3.43.)$$

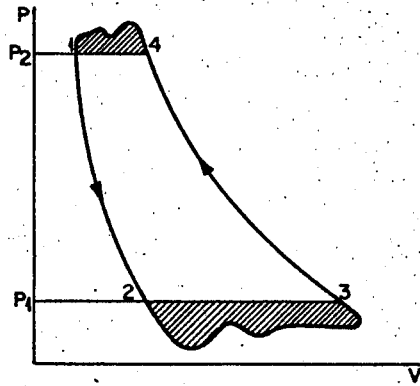
(3.43) ifadesinden de anlaşılacağı gibi hacimsal verim, ölü hacim yüzdesine ve basınç oranına bağlıdır. Basınç oranı büyüdükçe hacimsal oran azalır. Ölü hacim yüzdesinin büyük oluşu da hacimsal verimin azalmasına sebep olur.

Hacimsal verim, izotermik sıkıştırmalarda, adyabatik

sıkıştırılmalardan daha büyüktür. Politropik sıkıştırılmalarda ise, politropik üs n değeri küçüldükçe hacimsal verim büyür.

3.4. Gerçek Sıkıştırma Diyagramları

Kompresörde indikatör kartından elde edilen gerçek sıkıştırma diyagramları ideal haldeki P-V diyagramlarından oldukça farklıdır. Şekil 3.3.'de gerçek bir P-V diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.3. Gerçek sıkıştırma çevrimi.

Şekilde, 4 noktasında silindir ölü hacminde kalan gaz P_1 basıncına kadar genişlemiş durumdadır. Bu durumda silindir giriş supabı henüz açık değildir. Pistonun geriye doğru hareketi ile silindir içindeki basınç P_1 basıncından daha aşağıya düşer. Böylece giriş supabı açılır ve gaz silindir içine dolmağa başlar. Gazın içeri dolması ile silindir içindeki basınç biraz yükselir. Bu nedenle 4-1 eğrisi düz bir doğru üzerinde seyretmez ve Şekil 3.3.'de görüldüğü gibi süpürme oynamasından ileri gelen alçalma ve yükselmeler görülür.

Gerçek sıkıştırma çevrimlerinde, silindir içine gaz almak için emme basıncının, giriş basıncı P_1 den biraz daha küçük olması gerekir. Aynı şekilde, sıkıştırılmış olan gazların P_2 basıncındaki depoya verilmesi için de P_2 basıncından biraz büyük basınca ihtiyaç duyulur. Çünkü boşalma supabının açılması için silindir içindeki basıncın, depo basıncı olan P_2 den biraz daha büyük olması gerekir.

Sıkıştırılmış olan gazların boşaltılması sırasında da, gazın emilmesine benzer şekilde basınç oynamaları olur. Bunların sonucu olarak, gerçek indikatör diyagramlarının alanı, teorik P-V diyagramlarının alanından şekildeki taranmış alanlar kadar daha büyük olur. İndikatör diyagramları gerçek sıkıştırma diyagramları olduğu için, pratikte kompresörlerin verim kontrolü için kullanılır.

İndikatör diyagramları pistona bağlanmış bir yazıcı vasıtası ile otomatik çizilir. Pistonun tam bir devri sonucu Şekil 3.3.'de görülen kapalı bir grafik elde edilir. Bu grafiğin çevrelediği alan basınç ve hacim için seçilmiş birimler gözönüne alınarak yapılan gerçek işi verir. İndikatör diyagramlarından elde edilen işe indikatör işi de denir.

Piston dakikada kaç devir yapıyorsa, bir dakikada o kadar indikatör diyagramı elde edilir. İndikatör diyagramından gidilerek kompresörün gerçek gücünün hesaplanması mümkündür. Bu amaçla aşağıdaki formül kullanılır.

$$\text{İndikatör Beygir Gücü (İBG)} = \frac{P_m \cdot L \cdot A \cdot N}{4500} \quad (3.44.)$$

Burada,

P_m : Ortalama efektif basınç (at)

L : Pistonun hareket ettiği mesafe (m)

A : Silindir kesiti (cm²)

N : Pistonun dakikadaki devir sayısı veya bir dakikada çizilen indikatör diyagramı sayısı.

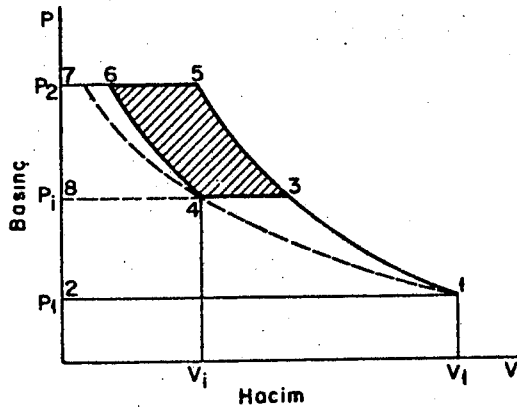
3.5. Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan İş

Çok kademeli sıkıştırmada yapılan iş, her kademede yapılan işlerin toplamına eşittir. Örnek olarak Şekil 3.4.'de görülen iki kademeli sıkıştırmayı ele alalım.

Birinci kademede yapılan iş,

$$W_1 = \frac{n P_1 V_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad (3.45.)$$

$$W_2 = \frac{n P_i V_i}{n-1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad (3.46.)$$



Şekil 3.4. İki kademeli sıkıştırma.

Çok kademeli sıkıştırılmalarda, gaz ara yerde soğutma suyu kullanılarak soğutulur. Soğutma genellikle gazın kompresöre girişteki ilk sıcaklığına kadar yapılır.

1 ve 3 noktasındaki gazın sıcaklığının aynı olduğu gözönüne alınırsa, $P_1 V_1 = P_i V_i$ bağıntısı yazılabilir. Bu değer yerine konulursa, iki kademede yapılan toplam iş

$$W_{2kad.} = \frac{n P_1 V_1}{n-1} \left[2 - \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left(\frac{P_2}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.47.)$$

şeklinde yazılabilir. Kompresörde k kademe sayısı olarak kabul edilirse,

$$W_k = \frac{n P_1 V_1}{n-1} \left[k - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \dots - \left(\frac{P_k}{P_{k-1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.48.)$$

Çok kademeli sıkıştırmada, her kademedeki sıkıştırma oranları birbirine eşit olduğu takdirde iş minimum olur. Bu nedenle kompresörler her kademede eşit basınç oranı temin edecek şekilde projelendirilir. Her kademenin sıkıştırma oranı birbirine eşit olması halinde,

$$\epsilon_r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_k}{P_{k-1}} \quad (3.49.)$$

ve buradan

$$\epsilon_r = \frac{P_2}{P_1} = \sqrt[k]{\frac{P_k}{P_1}} \quad (3.50.)$$

bağıntısı elde edilir. Yani gaz k kademe P_1 basıncından P_k basıncına kadar sıkıştırılıyorsa, her kademedeki basınç oranı 3.50. bağıntısı ile hesap edilir. Bu değer 3.48. ifade

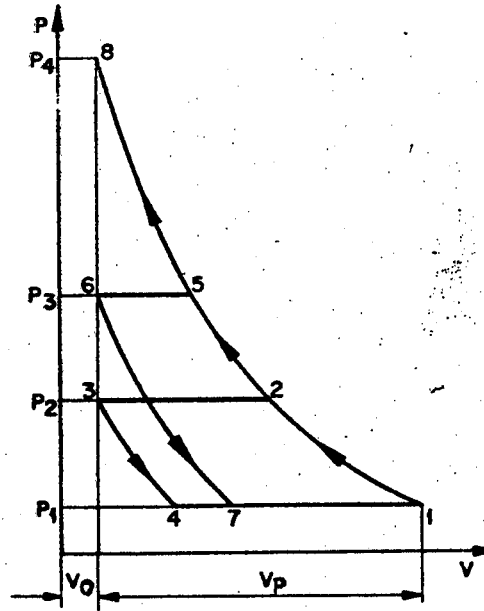
sinde yerine konulursa,

$$w_k = \frac{k P_1 V_1}{n-1} \left(1 - \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{kn}} \right) \quad (3.51.)$$

bağıntısı elde edilir.

3.6. Çok Kademeli Sıkıştırma

Ölü hacmi belli olan bir silindir ile sıkıştırma yapılırken, basınç oranı P_2/P_1 arttıkça silindire alınabilen yeni gaz hacmi gittikçe azalır.



Şekil 3.5. Tek kademeli sıkıştırmada basınç oranının etkisi.

Şekil 3.5.'de görüldüğü gibi ölü hacmi V_0 ve silindir

aktif hacmi V_p olan bir kompresörle P_1 basıncından P_2 basıncına kadar sıkıştırma yapılırsa, silindir içine V_5 hacmi kadar yeni gaz alınabileceği halde, basınç oranı P_3/P_1 e çıkarıldığı zaman silindire alınabilen yeni gaz hacmi bu defa $(V-V_7)$ olur. $V-V_7$ hacmi V_5 hacminden daha küçüktür.

Gaz tek kademede daha büyük bir basınç oranına sıkıştırılırsa, silindire alınan yeni gaz hacmi daha da azalır. Nihayet öyle bir P_4 basıncı vardır ki, gaz bu basınca kadar sıkıştırıldığında gazın son hacmi silindir ölü hacmine eşittir. Bu durumda sıkıştırılmış olan gaz silindirden dışarı atılamaz ve dolayısıyla bu basınç oranı ile çalışıldığında silindire yeni gaz da alınamaz. Bu nedenle tek kademeli sıkıştırma ile belli bir orandan daha yukarı sıkıştırma yapılamaz.

Tek kademeli sıkıştırma halinde, hacimsal verimin düşük olması yanında, kompresörden çıkan gazın sıcaklığı da çok yüksektir. Örneğin $k=1.4$ olan bir gazı 25°C sıcaklıkta bulunduğu basıncın on katına kadar adyabatik olarak sıkıştırırsak, gazın son sıcaklığı yaklaşık olarak 310°C olur. Bu kadar yüksek sıcaklıkta iş görececek yağlama yağı bulmak veya oksijen ihtiva eden gazların yanmasını önlemek güçleşir. Bu nedenlerle endüstride yüksek basınçlara sıkıştırma yapmak için çok kademeli sıkıştırma metodu uygulanır (Bkz. Şekil 3.4.) de iki kademeli bir sıkıştırma işleminin P-V diyagramı görülmektedir (Yalçın, 1980).

Birinci kademede gaz 2-1 doğrusu boyunca silindir içine alınır ve P_1 basıncına kadar sıkıştırılır. Birinci silindirden sıcaklığı yükselmis olarak çıkan gaz ikinci silindire girmeden önce sabit basınç altında başlangıç si-

caklığına kadar soğutulur ($T_1 = T_4$). 3-4 doğrusu gazın birinci silindirden dışarı atılışını gösterir. Bu sırada gaz sabit basınç altında soğutulduğu için hacmi V_3 den V_4 e kadar azalır. Dolayısıyla ikinci kademe sıkıstırmada oldukça küçük bir silindir hacmi yeterlidir. İkinci kademe gaz P_2 basıncına kadar 4-6 eğrisi boyunca sıkıstırılır. P_2 basıncındaki gaz 6-7 doğrusu boyunca dışarı atılır.

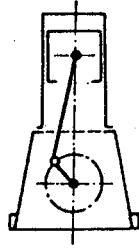
Şekilden görüleceği üzere, birinci silindirde sıkıstırma için yapılan iş 2138 alanı, ikinci silindirde yapılan iş ise 4678 alanı ile ifade edilebilir. V hacminde gazın P_1 basıncından P_2 basıncına kadar sıkıstırılması için gereken iş bu iki alanın toplamıdır. Eğer P_1 basıncından P_2 basıncına kadar sıkıstırma işlemi iki kademe yerine tek kademe yapılmış olsaydı, yapılacak iş 2157 alanına eşit olacaktı. Sıkıstırma iki kademe yapılmış olmakla 4356 alanı kadar (Bkz. Şekil 3.4. de taralı alan) daha az bir iş yapılmış olur.

Eğer gaz iki kademe yerine, ara yerde başlanış sıcaklığına kadar soğutma yapılarak daha çok kadeleler halinde sıkıstırılırsa, sıkıstırma için gerekli iş ettikçe azalır. Esasen kademe sayısı arttıkça sıkıstırma işlemi izotermik hale doğru yaklaşmış olur.

4. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN GENEL DİZAYNI VE DÜZENLENMESİ

4.1. Tek Kademeli Kompresörler

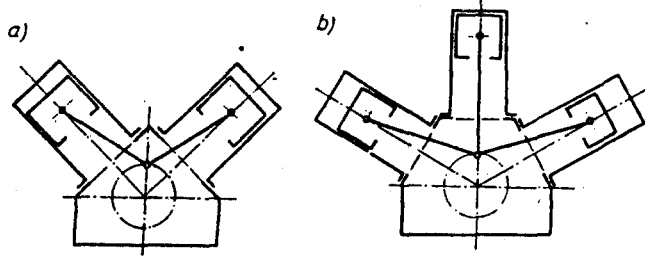
Küçük ve orta büyüklükteki kompresörler genellikle dikey olarak yapılırlar. Küçük tipleri tek silindirli olarak yapılırlar. Büyük tipte olanlar bir sıra halinde 2 den 8 silindire kadar yapılmaktadır. Kompresörlerin düzenlenmesi Şekil 4.1.'de görülmektedir. Tek silindirli olanlar tek kademelidir.



Şekil 4.1. Tek kademeli tek silindirli kompresör.

Şaftın sızdırmazlığına ve krankın yağlama kanalına dikkat etmek gerekir. Buna dikkat edildiğinde piston eteğinin sıkışması engellenmiş olur. Makinanın aksenel boyu ve kranktaki muylu sayısını azaltmak için kompresörlerdeki silindirler Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi V, W ve radyal tipte yapılmaktadır. Bu kompresörler çapraz çalışmazlar.

İçten yanmalı motorlarda maliyeti etkileyen esas faktörler karbüratör, ateşleme mekanizması ve püskürtme pompasıdır. Silindir sayısının maliyet üzerindeki etkisi bu elemanlara göre pek etkili değildir. Halbuki kompresörle-



Şekil 4.2. Tek kademeli kompresörler
a) V tipi, b) W tipi.

rin maliyetinde en önemli faktör olarak silindir sayısı gösterilebilir. Kompresörlerde silindir sayısını arttırmaktansa, silindir hacimlerini arttırmak maliyet açısından daha iyi olmaktadır. Bu yüzden bir çok imalatçı firmalar kompresörleri iki silindirli yapmayı tercih etmektedirler.

Çok silindirli kompresörlerin ise avantajı yüksek hıza sahip olmaları ve bu hıza kısa zamanda ulaşabilmeleridir. Bu ise ucuz elektrik motoru kullanmayı sağlamaktadır. Atalet kuvvetlerinin dengelenmesinde çok silindirli kompresörler daha iyidir. Volanın hızlı dönmesi torkun azalıp çoğalmasını önler. Hızlı dönmeye bağlı olarak yapının kütlesi küçük olmalıdır. Silindir sayısı çok olduğunda torkun değişimi azdır (Chlumsky, 1965).

Çok silindirli kompresörlerin dağıtım hattına küçük kesitli borular yerleştirilerek akışın düzenli olması sağlanır. Çok silindirli kompresörlerin emme ayarı yapılarak kapasite kontrolü yapılabilir. Silindirdeki emme ayarı kademeye göre ayarlanır. Bu kompresörler kolay çalıştırılır. Hareketli kütleler küçüktür ve küçük torkla çalışan elek-

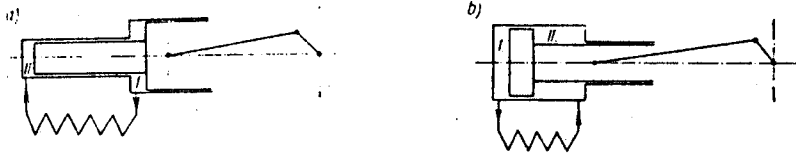
trik motoruyla tahrik edilir ve komple yapıları hafiftir. Otomatik çalışma için de çok uygundur.

Yağ tüketimi ve yağın hava ile karışma miktarı oldukça fazladır. Basınç değişimi ve akış hızı soğutucu veya yağ ayırıcılarda çok az değişmektedir. Bu sistemdeki soğutucu ve yağ ayırıcılar küçüktür. İdeal pistonlar ve parçalar kullanılarak farklı kapasitedeki makinalar üretilir.

Büyük tek kademeli kompresörler çoğunlukla eşit etkili bir veya iki silindirli ve yatay olarak yapılırlar.

4.2. İki Kademeli Kompresörler

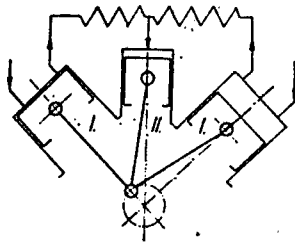
Uygulamada iki kademeli kompresörlerde farklı iki tip kullanılmaktadır ve bu kompresörler 16 silindire kadar olmaktadır. Pistonlar çapraz şekilde çalışmazlar. Bunlar daima dikey çalışacak şekilde yapılırlar (tek silindirli-ler nadiren yatay olarak yapılırlar). Çok küçük kompresörler genellikle Şekil 4.3.'de görüldüğü gibidir. Birinci ve ikinci kademe pistonları farklı büyüklüktedir. Bu sızdırmazlık açısından bir avantajdır. Bu yapıldığında birinci ve ikinci kademe max basınç oluşuyor. Sonuç olarak birinci ve ikinci kademe basınç farkı çok azdır. Bu düzenleme ile birinci kademedeki piston alanı pistonun alt tarafındaki alan ve ikinci kademedeki alan pistonun ön tarafındaki Şekil 4.3.b. de görülen alandır. Bu dizaynda sıkıştırma ve emme ikinci kademe yapılrken birinci kademe de emme ve genişleme yapılmaktadır. Bu sonuca göre birinci ve ikinci kademedeki silindirler arasında büyük bir basınç farkı olmaktadır.



Şekil 4.3. İki kademeli kompresörlerin diyagramı
a) Birinci ve ikinci kademeler pistonun arka tarafında,
b) Birinci kademe arkada ikinci kademe öndedir.

Çevre etrafında basınç sızdırmazlığı iyi olmalıdır. Aynı zamanda ikinci kademenin karterden sızdırmazlığı iyi olmalıdır. Bu tipin sızıntı kaybı birinci düzenlemeye göre oldukça yüksektir. İkinci tipte krank mekanizması üzerinde küçük yük vardır. Piston üzerine etki eden toplam kuvvetler küçüktür. Soğutucuların içinde basınç değişikliği küçüktür (Chlumsky, 1965).

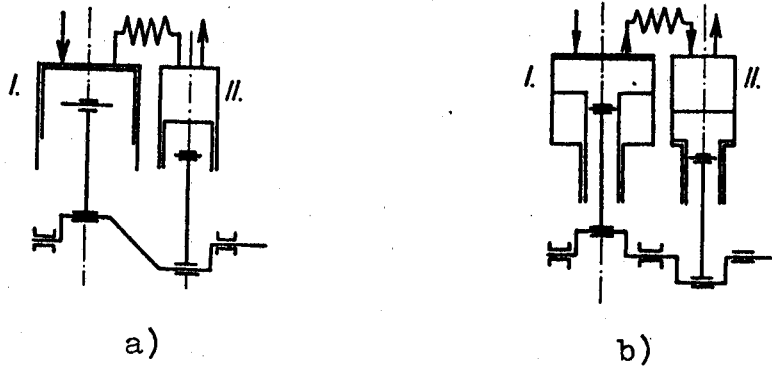
W tipi kompresörlerin genel dizaynı Şekil 4.4. de görüldüğü gibidir. Dış silindirler birinci kademe için, ortadaki kademe ikinci silindir için kullanılır.



Şekil 4.4. Dış silindirlerin birinci kademe ortadaki silindirin ikinci kademe olduğu iki kademeli kompresör diyagramı.

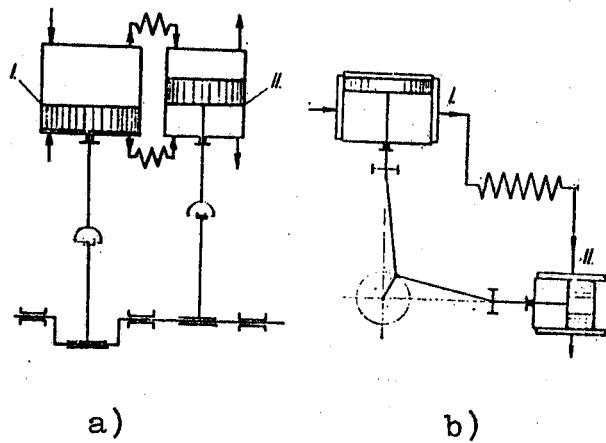
Silindirler Şekil 4.5.'de görüldüğü gibi de yapılabilir.

Bunların piston çapları farklı olup silindir strokları aynıdır.



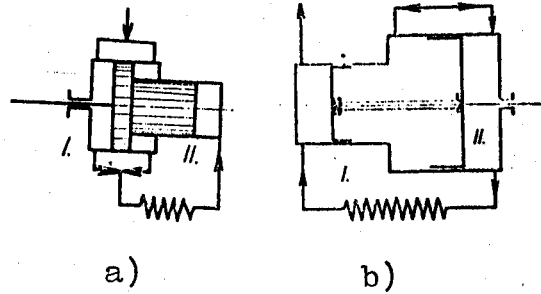
Şekil 4.5. Silindirleri aynı hizada olan kompresörler
a) iki kademeli, b) iki kademeli, iki etkili.

Bazı ülkelerde genellikle çift etkili ve iki kademeli kompresörler dikey olarak düzenlenmektedir (Şekil 4.6.a.). Bir dikey bir yatay silindire sahip olan kompresör 4.6.b. de gösterilmiştir (Chlumsky, 1965).



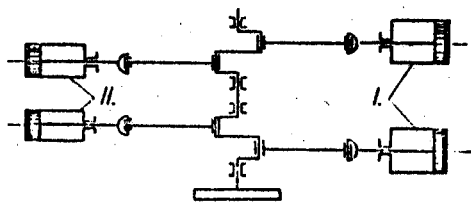
Şekil 4.6. İki silindirli kompresörler:
a) Dik kompresör, b) Biri dik diğeri yatay silindirli kompresör.

Yatay orta boy iki kademeli kompresörler Şekil 4.7.a. ve Şekil 4.7.b. şeklindedir.



Şekil 4.7. Yatay kompresörler: a) Birinci kademe ortada, ikinci kademe yanda, b) birinci kademe pistonun önünde ikinci kademe pistonun arkasındadır.

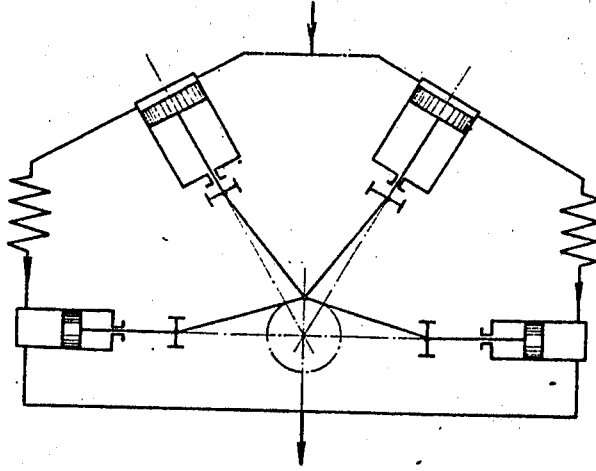
Yatay iki kademeli kompresörlerin çok ileri dizaynı 180° lık krank dizaynı ile karşılıklı pistonlarla kullanılmaktadır. Şekil 4.8.'de görüldüğü gibi (Chlumsky, 1965).



Şekil 4.8. Yatay karşılıklı dengelenmiş kompresör.

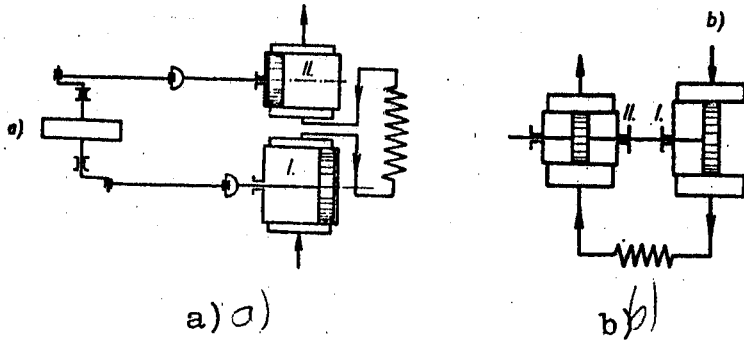
Yarı radyal tip kompresörler Şekil 4.9.'da gösterildiği gibidir.

Büyük iki kademeli kompresörler genellikle yatay iki etkili tipinde yapılıyor. Bunların düzenlenmesi birbiri ardına ve üst üste yapılıyor. Şekil 4.10.(a-b) de görül-



Şekil 4.9. Radyal kompresörler.

düğü gibidir (Chlumsky, 1965).

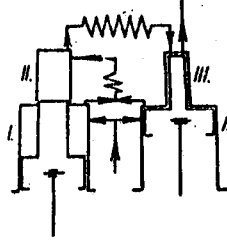


Şekil 4.10. Yatay iki kademeli kompresörler:
a) Aynı anda çalışan, b) birbirini
arkasına gelecek şekilde düzen-
lenmiş.

Çok silindirli ünitelerin iyi servis ve korunması için küçük bir yapı, uygun bir oda gereklidir. Yüksek hızda 300 ile 600 dev/dak çalışır. Bunun sonucu olarak makina küçük boyutlu olur ve kasnakla tahrik edilir (Chlumsky, 1965).

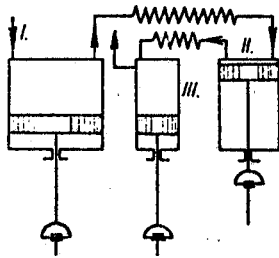
4.3. Üç Kademeli Kompresörler

Genel olarak kullanılan küçük üç kademeli kompresör tek etkili iki silindirli düzenlemelerde oluşmaktadır (Şekil 4.11). Bu durumda ikinci ve üçüncü kademe birinci kademelerin üzerinde oluşmaktadır (Chlumsky, 1965).



Şekil 4.11. İkinci ve üçüncü kademe silindirlerinin birinci kademe silindirleri üzerinde olacak şekilde dizayn edilmesi.

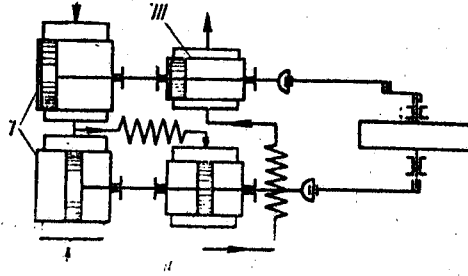
Orta boy dikey üç kademeli kompresörler çoğunlukla bağımsız silindirlere yerleştiriliyor. Bu da her bir kademelerin ayrımı için yapılıyor (Şekil 4.12.)



Şekil 4.12. Silindirlerin aynı hizada olduğu üç kademeli dik kompresör.

Küçük yüksek basınçlı kompresörler (3 den 5'e kadar olan kademe) normalde sadece bir tane su ceketine sahiptirler.

Büyük üç kademeli kompresörler Şekil 4.13.(a ve b) de görüldüğü gibi yatay şekilde yapılmaktadır (Chlumsky, 1965).



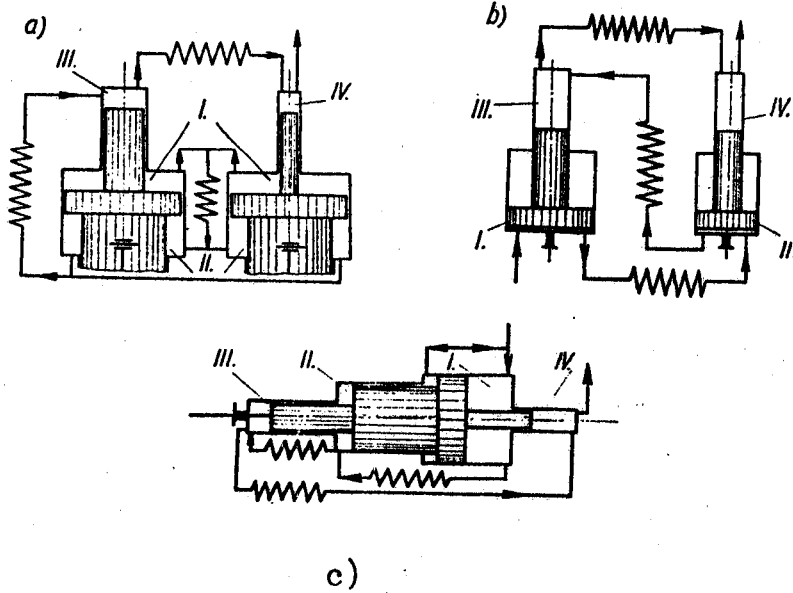
Şekil 4.13. Birinci kademeli kompresörün ikinci ve üçüncü kademeleriyle arka arkaya dizayn edildiği üç kademeli yatay kompresör.

4.4. Dört Kademeli Kompresörler

Küçük ve orta ölçüdeki dört kademeli kompresörlerin düzenlenmesi Şekil 4.14.a.'da görüldüğü gibidir. İki eşit diferansiyel piston üçüncü kademedeki bir piston üzerine oturtulmuştur ve bir piston dördüncü kademedeki bir pistonun üzerine oturtulmuştur (Chlumsky, 1965).

Çoğunlukla bazı çapraz tipteki makinalar Şekil 4.14b'ye göre düzenlenmektedir.

Yatay kademeli kompresörün kullanışlı dizaynı Şekil 4.14c'de görülmektedir.



Şekil 4.14. Dört kademeli kompresörlerin diyagramı: a) birinci kademeden dördüncü kademeye gazın gidişi görülmektedir, b) krozhed tip, birinci kademeden dördüncü kademeye gazın gidişi görülmektedir, c) çift etkili yatay makine birinci, ikinci ve üçüncü kademe pistonunun önünde dördüncü kademe pistonunun ortasındadır.

4.5. Çok Kademeli Kompresörler

Genellikle kompresörler beş kademeye kadar yapılabilmektedir (Şekil 4.15).

Kademe sayılarının artmasıyla beraber düzenleme sorunları da artıyor. Bu sebepten dolayı 5, 6, 7 kademelilerin sematik çizimi zordur.

Şekil 5.1. Krank-Biyel mekanizması.

Şekil 5.1.'den,

$$\begin{aligned} s &= \overline{B_0 O} - \overline{BO} = \overline{B_0 O} - (\overline{BC} + \overline{CO}) \\ &= L + r - (L \cos \beta + r \cos \alpha) \end{aligned} \quad (5.1.)$$

yazılır. Bu formülde biyelin β eğim açısını yok edelim. Şekilden,

$$L \sin \beta = r \sin \alpha$$

yazılır ki, buradan da

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha$$

veya

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$$

bulunur. $(\cos \beta)$ için bulunan bu değeri 5.1.formülüne koyarsak

$$s = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \quad (5.2.)$$

elde edilir.

Bu ifade pistonun s yolu için, matematik bakımından doğru bir bağıntıyı gösterir. Fakat ilerideki hesaplar için bu ifade uygun değildir ve pratikte yaklaşık formüller kullanılır. Böyle bir yaklaşık formül çıkarmak için

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \\ &= (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \end{aligned}$$

ifadesini Newton binomuna göre sonsuz seriye açalım.

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{2 \cdot 4} \lambda^4 \sin^4 \alpha$$

Her nevi pistonlu makinalar için λ büyüklüğünün değeri

ri pratikte, normal olarak $\frac{1}{3}$ ile $\frac{1}{5}$ arasında bulunmaktadır. Netice olarak λ nın kuvvetleri sayet çabuk azalmaktadır (Palavan, 1975).

λ nın ikinci dereceden büyük kuvvettteki terimlerini ihmal edip,

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2\alpha$$

elde edilir. Yani,

$$s = r(1 - \cos\alpha) \pm \frac{r^2}{2L} \sin^2\alpha \quad (5.3.)$$

elde edilir. Ya da,

$$s = r(1 - \cos\alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha) \quad (5.4.)$$

elde edilir.

(5.3) ve (5.4) formüllerinde (+) işareti, pistonun aşağı doğru hareketine tekabül eder; bu hal için α açısı (ÜÖN) den itibaren ölçülür. (-) işareti de yukarı doğru harekete aittir; bu halde de α , (AÖN) dan itibaren ölçülür. Formüldeki işaretlerin manası doğrudan doğruya sekilden anlaşılabilir. $2 \sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha$ bağıntısı sözönünde tutulursa; piston yolunun ifadesine

$$s = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - (\cos\alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha) \right] \quad (5.5.)$$

sekli verilebilir.

Sonsuz uzunlukta bir biyel ($L = \infty$) için

$$\lambda = \frac{r}{\infty} = 0$$

olup, (5.3) ifadesi,

Çizelge 5.1. Pistonun katettiği mesafenin değerleri.

α krank açısı	λ — nın değerleri										α krank açısı
	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	
-0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	360
10	0 020	0 020	0 020	0 018	0 018	0 018	0 018	0 017	0 017	0 016	350
20	0 078	0 076	0 076	0 074	0 074	0 074	0 073	0 073	0 072	0 072	340
30	0 174	0 172	0 170	0 168	0 166	0 164	0 162	0 161	0 160	0 159	330
40	0 300	0 296	0 292	0 288	0 286	0 284	0 282	0 280	0 277	0 275	320
50	0 450	0 446	0 442	0 436	0 432	0 428	0 424	0 421	0 418	0 416	310
60	0 620	0 612	0 606	0 600	0 594	0 590	0 586	0 582	0 578	0 575	300
70	0 800	0 792	0 784	0 776	0 770	0 764	0 758	0 752	0 746	0 740	290
80	0 982	0 974	0 964	0 956	0 950	0 944	0 938	0 933	0 928	0 923	280
90	1 160	1 150	1 142	1 134	1 128	1 122	1 116	1 110	1 105	1 100	270
100	1 330	1 320	1 312	1 304	1 296	1 290	1 284	1 269	1 255	1 241	260
110	1 484	1 476	1 468	1 460	1 454	1 448	1 442	1 438	1 434	1 430	250
120	1 620	1 612	1 606	1 600	1 594	1 590	1 586	1 582	1 578	1 575	240
130	1 736	1 730	1 725	1 720	1 716	1 712	1 710	1 707	1 704	1 701	230
140	1 832	1 828	1 824	1 821	1 818	1 816	1 814	1 811	1 809	1 807	220
150	1 906	1 904	1 902	1 900	1 898	1 896	1 894	1 893	1 892	1 891	210
160	1 958	1 956	1 956	1 954	1 954	1 954	1 954	1 953	1 952	1 951	200
170	1 990	1 989	1 989	1 989	1 988	1 988	1 988	1 988	1 988	1 988	190
180	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	2 000	180

$$s = r(1 - \cos \alpha)$$

şeklini alır.

Bu suretle, (5.3) ifadesinin birinci kısmı, yani $r(1 - \cos \alpha)$; biyel sonsuz uzunlukta olduğu takdirde, pistonun katedeceği yolu gösterir. İkinci kısım, yani

$$f = \frac{r^2}{2L} \sin^2 \alpha$$

ise biyelin boyunun sınırlı olmasını gözönüne alan bir ilave "düzeltici terimdir". $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ için f düzeltici terimi en büyük değerini alır.

$$f_{\max} = \frac{r^2}{2L}$$

Pistonun katettiği mesafenin değerleri, krank yarıçapının misilleri olarak, α nın 0° den 360° ye ve λ nın $\frac{1}{3.2}$ den $\frac{1}{5}$ e kadar değişen kıymetleri için Çizelce 5.1.1'de gösterilmiştir.

5.1.2. Piston hızı

Pistonun hızını bulmak için (5.4) ifadesinin zamana göre türevini alalım. Böylece,

$$c = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\left[r(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha)\right]}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}$$

$$c = r(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.6.)$$

elde edilir. $\frac{d\alpha}{dt}$ türevi krank milinin verilen t anındaki açısal hızını göstermektedir. Bu açısal hızı sabit olarak kabul edersek, yani

Çizelge 3.2. Piston hızlarını bulmak için kullanılan B katsayısının değerleri.

α krank açısı	λ — nın değerleri										α krank açısı
	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	360
10	0 227	0 224	0 221	0 218	0 216	0 214	0 212	0 210	0 209	0 208	350
20	0 442	0 436	0 432	0 427	0 423	0 419	0 415	0 412	0 409	0 406	340
30	0 635	0 627	0 622	0 615	0 609	0 604	0 599	0 595	0 591	0 587	330
40	0 796	0 787	0 782	0 775	0 768	0 761	0 756	0 751	0 746	0 741	320
50	0 919	0 910	0 906	0 898	0 891	0 884	0 879	0 874	0 869	0 865	310
60	1 001	0 993	0 990	0 983	0 977	0 971	0 966	0 961	0 957	0 953	300
70	1 040	1 034	1 032	1 027	1 022	1 018	1 014	1 011	1 008	1 005	290
80	1 038	1 036	1 034	1 031	1 029	1 027	1 025	1 023	1 021	1 020	280
90	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000	270
100	0 931	0 934	0 935	0 938	0 941	0 943	0 945	0 947	0 949	0 951	260
110	0 839	0 845	0 847	0 852	0 857	0 861	0 865	0 869	0 872	0 875	250
120	0 730	0 738	0 742	0 749	0 755	0 761	0 766	0 771	0 775	0 779	240
130	0 612	0 621	0 623	0 634	0 641	0 647	0 652	0 658	0 663	0 668	230
140	0 488	0 498	0 503	0 511	0 518	0 524	0 530	0 536	0 540	0 544	2 0
150	0 364	0 372	0 378	0 385	0 391	0 396	0 401	0 405	0 409	0 413	210
160	0 241	0 247	0 252	0 257	0 261	0 265	0 269	0 272	0 275	0 278	200
170	0 120	0 123	0 126	0 129	0 131	0 133	0 135	0 137	0 138	0 139	190
180	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	0 000	180

$$\frac{d\alpha}{dt} = w = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \quad 1/\text{san}$$

ise, pistonun hızı için aşağıdaki ifadeyi buluruz.

$$c = wr(\sin\alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (5.7.)$$

wr nin krank maylusunun lineer hızını gösterdiğini düşünürsek, aynı formülü

$$c = v(\sin\alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (5.8.)$$

şeklinde yazabiliriz. Piston hızlarını bulmak için kullandığımız $B = (\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$ katsayısının değeri Çizel-se 5.2.de gösterilmiştir.

5.1.3. Pistonun ivmesi

Pistonun ivmesini bulmak için, pistonun hızının (5.7) zamana göre türevini almak kâfidir.

$$b = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\left[wr(\sin\alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)\right]}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$b = wr(\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.9.)$$

yine w sabit varsayarsak,

$$b = rw^2(\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \quad (5.10.)$$

bulunur. İvmelerin bulunması için gereken

$$c = (\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha)$$

değeri Çizel-se 5.3.'de gösterilmiştir.

5.1.4. Biyelin kinematiği

Biyelin hareketi iki harekete ayrılabilir. Yukarıda

piston için bulunan kanuna uygun olan sidiş-gelme ve piston pernosunun etrafındaki dönme hareketidir.

Piston pernosu etrafındaki dönme hareketinin açısal hızı w_b yi bulalım, biyelin eğim açısı β ile gösterildiğine göre, bu hız

$$w_b = \frac{d\beta}{dt}$$

olur. Diğer taraftan

$$\sin\beta = \lambda \sin\alpha$$

bağıntısını türetirsek

$$(\cos\beta) \frac{d\beta}{dt} = (\lambda \cos\alpha) \frac{d\alpha}{dt}$$

bulunur. Buradan

$$w_b = w \lambda \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} = w \lambda \frac{\cos\alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{1/2}} \quad (5.11.)$$

elde edilir. Bu formülden görüldüğü gibi. w_b açısal hızının değerleri $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ için sıfır olur.

Biyelin ε_b açısal ivmesini elde etmek için (5.11) in zamana göre türevini almak kâfidir.

$$\varepsilon_b = \frac{dw_b}{dt} = w^2 \lambda \frac{-\sin\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} + \cos\alpha \frac{\lambda^2 \sin\alpha \cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}$$

basitleştirmeden sonra

$$\varepsilon_b = w^2 \lambda \sin\alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{3/2}} \quad (5.12.)$$

Çizelge 5.3. İvmelerin bulunması için gereken C katsayısının değerleri.

α krank açısı	λ — nın değerleri										α krank açısı
	1/3.2	1/3.4	1/3.6	1/3.8	1/4.0	1/4.2	1/4.4	1/4.6	1/4.8	1/5.0	
0	+1.312	+1.294	+1.278	+1.263	+1.250	+1.238	+1.227	+1.217	+1.209	+1.200	360
10	+1.278	+1.261	+1.246	+1.232	+1.220	+1.208	+1.198	+1.189	+1.181	+1.173	350
20	+1.179	+1.165	+1.152	+1.141	+1.131	+1.122	+1.114	+1.106	+1.099	+1.093	340
30	+1.022	+1.013	+1.005	+0.997	+0.991	+0.985	+0.980	+0.975	+0.970	+0.966	330
40	+0.820	+0.817	+0.814	+0.812	+0.809	+0.807	+0.805	+0.804	+0.802	+0.801	320
50	+0.588	+0.591	+0.595	+0.597	+0.599	+0.601	+0.603	+0.605	+0.607	+0.608	310
60	+0.343	+0.352	+0.361	+0.368	+0.375	+0.381	+0.386	+0.391	+0.396	+0.400	300
70	+0.102	+0.116	+0.129	+0.140	+0.150	+0.160	+0.168	+0.175	+0.182	+0.189	290
80	-0.120	-0.102	-0.087	-0.073	-0.061	-0.050	-0.040	-0.031	-0.022	-0.014	280
90	-0.312	-0.294	-0.278	-0.263	-0.250	-0.238	-0.227	-0.217	-0.208	-0.200	270
100	-0.470	-0.450	-0.435	-0.421	-0.408	-0.397	-0.387	-0.378	-0.369	-0.362	260
110	-0.581	-0.567	-0.555	-0.543	-0.533	-0.524	-0.516	-0.509	-0.502	-0.495	250
120	-0.656	-0.647	-0.639	-0.631	-0.625	-0.619	-0.614	-0.609	-0.604	-0.600	240
130	-0.697	-0.693	-0.691	-0.688	-0.686	-0.684	-0.682	-0.680	-0.679	-0.677	230
140	-0.711	-0.715	-0.718	-0.720	-0.723	-0.725	-0.727	-0.728	-0.730	-0.731	220
150	-0.709	-0.719	-0.727	-0.734	-0.741	-0.747	-0.752	-0.757	-0.762	-0.766	210
160	-0.700	-0.714	-0.727	-0.738	-0.748	-0.757	-0.766	-0.773	-0.780	-0.786	200
170	-0.691	-0.708	-0.724	-0.738	-0.750	-0.761	-0.771	-0.780	-0.789	-0.797	190
180	-0.687	-0.705	-0.722	-0.737	-0.750	-0.762	-0.773	-0.783	-0.792	-0.800	180

bulunur. Böylece ϵ_b nin değerinin sıfır olduğu açılar $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 180^\circ$ için olduğu görülmüşür. Mekanizmanın bu konumları için w_b açısal hızı aşağıdaki maksimum değerlerini alır.

$$(w_b)_{\max} = \pm w \lambda \quad (5.13.)$$

Açısal ivme, aşağıda gösterilen en büyük değerini (5.13) 13) de gösterildiği gibi $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ olduğu zaman alır.

$$\epsilon_{b_{\max}} = \pm w^2 \lambda \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2)^{3/2}} = \pm \frac{w^2 \lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}$$

5.2. Tek Silindirli Makinanın Atalet Kuvvetleri

5.2.1. Kütlelerin İndirgelenmesi

Bir veya birkaç cisimde (halimizde krank biyel mekanizması) hareketi ya da iş yapan kuvvetleri tetkik ettiğimiz zaman kuvvetleri ve kütleleri o hal için uygun noktalara indirgelemek her zaman faydalıdır. İşte bunun için krank biyel mekanizmasındaki kütle ve kuvvetlerin indirgelenmesiyle uğraşacağız.

Bir pistonlu makinanın atalet kuvvetlerinin tayini için, o sistem hesaplamayı kolaylaştıracak şekle sokular. Bunun için aşağıdaki kütleler indirgelenmelidir.

1. Pistonun, seşmanları ve pernosu ile beraber, kütlesi
2. Krankın dengelenmemiş kısımlarının kütlesi
3. Biyelin kütlesi (Palavan, 1975)

5.2.1.1. Pistonun kütlesi

Piston sisteminin doğrusal hareketi sayesinde sözkonusu kütleyi piston pernosunun merkezinde toplanmış farzedebi-

liriz.

5.2.1.2. Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi

İlerideki hesapları basitleştirmek için bu kütleyi krank maylusunun eksenine indirgelemek uygundur. Diğer bir deyişle bu, kütleyi krank maylası üzerinde bulunan diğer bir m_k kütlesiyle değiştirmektir. Bu yeni kütlenin büyüklüğü indirgenmiş m_k kütlesinin merkezkaç kuvvetlerinin bileşkesine eşit olacak şekilde tayin edilir.

Örnek olarak Şekil 5.2'deki krank mili şemasını düşünelim. Krank kolunu ele alalım, burada cd kenarının simetrigi olan ab yi çizelim. Dengelenmemiş parçaların yalnız ab nin üst kısmındakiler olduğu sözüktüyor. Yani bu kısımlar krank mili döndüğü zaman serbest merkezkaç kuvvetler vereceklerdir. Diğer taraftan gh ya simetrik ef eğrisini çizdikten sonra ghef ile sınırlanmış krank parçasının krank maylası ile beraber ağırlık merkezinin krank maylusunun eksenini üzerinde bulunduğunu görürüz.

O halde yalnız abef çevresi ile sınırlanmış kol parçalarını krank maylasına göre indirgenmesi gerekir. Bu 2 parçanın hakiki kütlesi m_d ve ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığı ρ ile österilirse merkezkaç kuvvet,

$$m_d w^2 \rho$$

olar. O halde indirgenmiş $[m_d]_r$ kütlesi için aynı kuvvet

$$[m_d]_r r w^2$$

ve indirgenme şartlarından

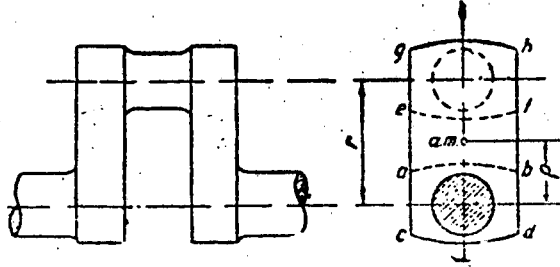
$$[m_d]_r r w^2 = m_d w^2 \rho$$

yazılır ki buradan da

$$[m_d]_r = \frac{m_d}{r}$$

bulunur. Böylece indirgelenmiş kütle dönme eksenine göre statik momentinin irca yarıçapı ile bölümüne esittir.

Bir krankın dengelenmiş toplam m_k kütlesi; $[m_d]_r$ ile krankın efsa ile çerçevelenmiş kısmının toplamına eşittir (Palavan, 1975).



Şekil 5.2. Krank mili.

5.2.1.3. Biyelin kütlesi

Herhangi sekildeki bir cisim, birbirine rijit olarak bağlanmış maddi noktalar sistemiyle değiştirilebilir. Bu esnada seçilen noktaların durumları ve büyüklükleri öyle olmalıdır ki, yeni sistem statik ve dinamik tesirler bakımından eski cisme eşdeğer olsun. Maddi noktaların sayısının sınırı yoksa da, mümkün olduğu kadar küçük bir sayı seçmek daha uygun olur. Pratikteki seçimlerde üçten büyük sayıya nadiren rastgelinir (Kashan, 1987).

Alçak hızda dönen makinaların dinamik etüdünde bir fikir elde etmek için, biyel kütlesinin, 0.3~0.35 kadarı

piston pernosunda ve kalanı da krank mıylusunda olacak şekilde iki noktada toplandığı farzedilir. Gösterilen metod ancak nisbeten alçak devirli makinalarda tatbik olunabilir. Eğer makinanın devir sayısı çoğalırsa, bu metodun hassasiyeti, kütlelerin hakiki tevzi şekline göre, hissedilecek kadar azalabilir. Bu metod henüz parçaların resimleri bulunmadığı zamanlar ilk hesaplar için kullanılabilir. Projenin kesinleştiği zamanlarda ise daha hassas metodlar kullanılır.

Hesapların daha dakik yapılması için, biyel kütlesinin aşağıdaki indirgelenme metodları kullanılabilir.

- I- Bütün biyel kütlesi kendi ağırlık merkezinde toplanmış kabul edilir.
- II- Biyel kütlesi B ve C noktalarında toplanmış kabul edilir.
- III- Biyel kütlesi piston pernosu ekseniiyle krank mıylusunda toplanmış kabul edilir.
- IV- Biyel kütlesi aşağıdaki 3 noktada toplanmış kabul edilir. Perno merkezi, mıylu merkezi, ağırlık merkezi (Palavan, 1975).

Yukarıda sayılan metodları inceleyelim:

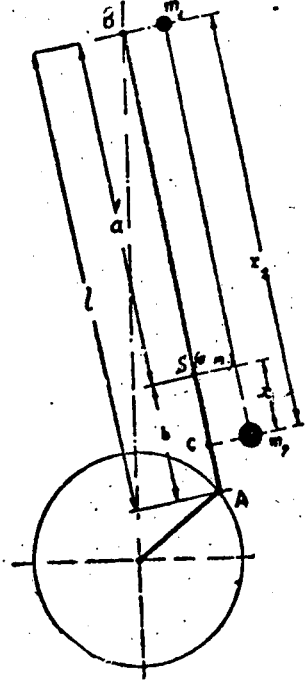
I-Metod:

Bu metod nadiren tatbik edilir; çünkü burada biyel atalet momenti sıfıra eşit kabul edildiğinden, biyelin yüksek atalet momenti değerleri halinde ihmal edilemeyecek hatalar verir.

II-Metod:

(Şekil 5.3) B ve C deki toplanmış kütleler sisteminin

dinamik bakımdan biyel kütlesine eşdeğer olması için aşağıdaki şartlar gerçekleşmelidir.



Şekil 5.3. Krank-Biyel mekanizması.

- a) m_1 ve m_2 kütlelerinin toplamı, biyelin hakiki kütlesine eşit olmalıdır.

$$m_1 + m_2 = m_b$$

- b) m_1 ve m_2 kütlelerinin müşterek ağırlık merkezi, biyelin ağırlık merkeziyle intibak etmelidir. Yani,

$$m_1 a = m_2 x$$

olmalıdır ki, burada a-ağırlık merkezinin B noktasına olan ve belirli farzedilen uzaklığıdır. m_1 ve m_2 kütleler sisteminin, öteleme hareketi esnasında biyelinkine eşit atalet kuvvetleri bileşke-

si oluşturması için (a) ve (b) şartlarına uyması lazımdır.

- c) Bundan başka, iki kütle sistemi biyelin ağırlık merkezine göre biyelinkine eşit atalet momentine sahip bulunmalıdır.

$$m_1 a^2 + m_2 x^2 = I_b = m_b i^2$$

Burada i , biyel övdesinin ağırlık merkezine göre atalet yarıçapıdır. Yazılan üç denklem m_1 ve m_2 nin değerlerinin ve m_2 kütlesinin konumunun bulunmasını mümkün kılar. İlk iki denklemden

$$m_1 = m_b - m_2$$

$$m_1 a = m_2 x = m_b a - m_2 a$$

ve buradan,

$$m_1 = \frac{m_b x}{a+x}$$

$$m_2 = \frac{m_b a}{a+x}$$

bulunur.

Bu son değerleri (3.3) esas denkleme götürürsek

$$\frac{m_b x}{a+x} a^2 + \frac{m_b a}{a+x} x^2 = m_b i^2,$$

ve buradan

$$x = \frac{i^2}{a} \quad (5.14.)$$

elde edilir.

Böylece m_2 kütlesinin konumunun B noktasında olan

uzaklığı

$$x_1 = a + \frac{i^2}{a} \quad (5.15.)$$

olmalıdır.

x_1 uzaklığının, B merkezi etrafında kendi ağırlığı tesiriyle salınım yapan biyelle senkron matematik sarkacın boyuna tamamen eşit olduğu gözükür.

Gerçekten, biyelin B ye göre atalet momenti Θ_B ile gösterilirse; biyelin salınım periyodu için

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_B}{m_b g a}} = 2\pi \sqrt{\frac{m_b i^2 + m_b a^2}{m_b \cdot g \cdot a}} = 2\pi \sqrt{\frac{x_1}{g}} = T_{mat}$$

bulunur. Kütlelerin değerleri ise

$$m_1 = \frac{m_b \cdot i^2}{a^2 + i^2} \quad (5.16.)$$

$$m_2 = \frac{m_b \cdot a^2}{a^2 + i^2} \quad (5.17.)$$

olur.

III-Metod:

Geçen metodda m_2 kütesinin bulunduğu konum A noktasına yakın olduğundan, çok defalar biyel kütesi, piston pernosu ve krank muylusu üzerinde 2 kütleyle değiştirilir. Şartları yine yazalım.

a) m_1 ve m_2 kütlelerinin toplamı, biyelin hakiki külesine eşit olmalıdır.

$$m_1 + m_2 = m_b$$

- b) Bu 2 kütlenin müşterek ağırlık merkezi biyelin a-
ğırlık merkeziyle intibak etmelidir.

$$m_1 a = m_2 b$$

Bu iki şarttan,

$$m_1 = \frac{m_b \cdot b}{a+b} \quad (5.18.)$$

$$m_2 = \frac{m_b \cdot a}{a+b} \quad (5.19.)$$

bulunur.

Bu iki kütlenin, biyelin ağırlık merkezine göre ata-
let momentini hesap edelim:

$$\theta_1 = m_1 a^2 + m_2 b^2 = m_b \frac{b}{a+b} a^2 + m_b \frac{a}{a+b} b^2$$

yani,

$$\theta_1 = m_b \cdot b \cdot a$$

dır. Biyelin atalet momenti,

$$\theta_b = m_b \cdot i^2$$

ye eşit olduğundan θ_1 ve θ_b nin eşitliğinin ancak $b \cdot a = i^2$ halinde mümkün olacağı görülür. Bu son e-
şitliği $b + a = \frac{i^2}{a} + a$ yazar ve $x_1 = a + \frac{i^2}{a}$ formülü-
nünde düşünürsek, işaret edilen atalet momentlerinin
 $x = i$ halinde eşdeğerine eşit oldukları görülür.

Senkron sarkaç boyu biyelinkinden küçük olduğundan:

$$\frac{i^2}{a} + a < b + a$$

ve buradan

$$ba > i^2$$

elde edilir. Bu son eşitsizlik θ_1 ~~in~~ θ_b den büyük olacağını gösterir. Yani piston pernosu ile krank muylusuna konmuş olan m_1 ve m_2 kütleleri, biyelin ağırlık merkezine göre hakikisinden daha büyük atalet kuvvetleri momenti husule getirirler.

$$\theta_1 \varepsilon_b > \theta_b \varepsilon_b$$

O halde metotta, biyele kendi düzleminde tesir eden ilave bir atalet kuvvetleri momenti tatbik etmelidir.

$$\phi = (\theta_1 - \theta_b) \varepsilon_b = m_b (ba - i^2) \varepsilon_b \quad (5.20.)$$

$$x_1 = a + \frac{i^2}{a} \quad \text{denklemine göre}$$

$$\phi = m_b \cdot a \cdot (1 - x_1) \varepsilon_b \quad (5.21)$$

yazılır yani, ilave moment biyel ve senkron matematik sar-kaç boyları farkı ile orantıdır. İlave moment, mekanizmasının ölü durumlarında sıfır değerini alır. Çünkü bu konumlarda $\varepsilon_b = 0$ dir. Bu momentin maksimum değerleri

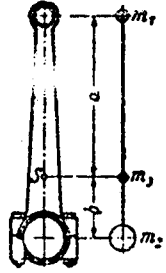
$$\phi_{\max} = \pm m_b a (1 - x_1) \frac{\lambda w^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \quad (5.22.)$$

dir. Yaklaşık hesaplarda, bu metod kullanılırken ilave moment ihmal edilir.

IV-Metod:

(Şekil 5.4) Bu usulde dinamik eşdeğerliğin gerçekleşmesi için aşağıdaki şartlar mevcuttur.

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_b$$



Şekil 5.4. Biyel

$$m_2 = \frac{m_b i^2}{b(a+b)}$$

$$m_3 = m_b \left(1 - \frac{i^2}{ab}\right) \quad (5.25.)$$

(5.23), (5.24), (5.25) denklemlerini gerçekliyen kütle sisteminin biyelin hakiki kütlesiyle dinamik bakımdan eşdeğer oldukları gösterilebilir (Eraslan, 1952). Bu gaye ile aynı hareket esnasında hakiki biyelde ve bu 3 kütle sisteminde husule gelen atalet kuvvetlerini hesaplayalım. Biyelin öteleme hareketindeki atalet kuvvetlerinin bileşkesinin tatbik noktası biyelin ağırlık merkezi ve değeri de

$P_{ib} = -m_b j$ dir. (Burada piston ivmesi j ile gösterilmiştir.)

Biyelin merkezkaç kuvveti, piston bernosundan krank muylusuna doğru yönlenmiştir; değeri ise

$$P_{cb} = m_b \cdot a \cdot \omega_b^2 \text{ dir.}$$

Nihayet, biyelin teğetsel atalet kuvvetleri

$$m_1 a = m_2 b$$

$$m_1 a^2 + m_2 b^2 = \theta_b = m_b i^2$$

Bu denklemlerin çözümü 3 kütle için aşağıdaki değerleri verir.

$$m_1 = \frac{m_b i^2}{a(a+b)} \quad (5.23.)$$

$$(5.24.)$$

$$M_{ib} = \theta_B \varepsilon_b$$

momentini husule getirirler. Burada θ_B , biyelin piston pernosu eksenine göre atalet momentidir.

Şimdi üç kütle sistemi için deminki büyüklükleri hesap edelim. Öteleme hareketindeki atalet kuvvetlerinin bileşkesi,

$$\sum P_i = -m_1 j - m_2 j - m_3 j = -(m_1 + m_2 + m_3)j = -m_b j = P_{ib}$$

3 kütle sisteminin merkezkaç kuvvetlerinin bileşkesi:

$$\begin{aligned} \sum P_c &= m_3 a w_b^2 + m_2 l w_b^2 \\ &= w_b^2 (m_3 a + m_2 a + m_2 b) = w_b^2 (m_3 a + m_2 a + m_1 a) \\ &= m_b \cdot a w_b^2 = P_{cb} \end{aligned}$$

Teğetsel atalet kuvvetlerinin piston pernosu eksenine göre momenti

$$\begin{aligned} \sum M_i &= -m_3 a^2 \varepsilon_b - m_2 l^2 \varepsilon_b = -\varepsilon_b [(m_b - m_1 - m_2) a^2 + m_2 (a+b)^2] \\ &= -\varepsilon_b (m_b a^2 - m_1 a^2 - m_2 a^2 + m_2 a^2 + 2m_2 ab + m_2 b^2) \\ &= -\varepsilon_b [m_b a^2 + m_1 a^2 + m_2 b^2] = -\varepsilon_b [m_b a^2 + \theta_b] \\ &= -\varepsilon_b \theta_B = M_{ib} \end{aligned}$$

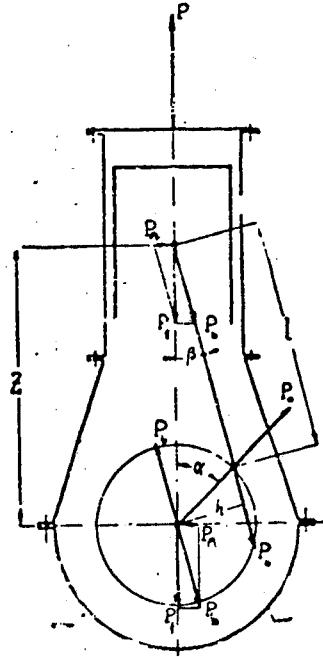
yazılan bu denklemlerden, 3 kütle sisteminin dinamik bakımından biyele eşdeğer olduğu anlaşılır.

Not: II, III, IV hesap metodlarının prensip bakımından aynı olduğunu görmek zor değildir. Bu metodlarda yalnız bileşke kuvveti ile momentin hakikate uygun olduğuna işaret

etmeliyiz. Bu metodlar ancak pistonlu makinaların dengelenmesinden genel dinamik etüdü için geçerlidir. Biyel gövdesinin mukavemet bakımından hesabı için (atalet kuvvetlerinden doğan eğilme) bu metodlar kullanılmaz; çünkü bu halde kütlelerin biyel boyunca dağıtımını gözönünde tutmak lazımdır (Palavan, 1975).

5.3. Krank-Biyel Mekanizmasının Genel Dinamik Bağlantıları

Krank-biyel mekanizmasının parçaları üzerine tesir eden kuvvetleri gözönüne alalım (Şekil 5.5). 0 anda silindir içindeki basınç p atü olsun. Bu halde silindir cidarlarının enine kesidine değeri aşağıda yazılı ve yukarı doğru yönelmiş olan bir çekme kuvveti tesir eder:



Şekil 5.5. Krank-biyel mekanizması üzerine tesir eden kuvvetler.

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p \quad (\text{kg})$$

Buna eşit fakat zıt yönde bir kuvvet de pistona tesir eder. Dinamik analizde, piston pernosunun biyel üzerine yaptığı tesir

$$P_1 = P + P_i$$

olarak kabul edilir. Burada

$$P_i = (m_p + m_1 + m_3 \frac{b}{l}) r \omega^2 (\cos \alpha + \cos 2\alpha) \quad \text{dir.}$$

P_1 kuvvetini 2 bileşene ayıralım; biri biyel eksenini doğrultusunda, diğeri de silindir eksenine dik doğrultuda olsun. Biyel eksenini boyunca olan kuvvet

$$P_b = - \frac{P_1}{\cos \beta}$$

ve silindir eksenine dik kuvvet ise:

$$P_n = P_1 \tan \beta \quad \text{dir.} \quad \text{Buna kısaca "normal kuvvet" denir.}$$

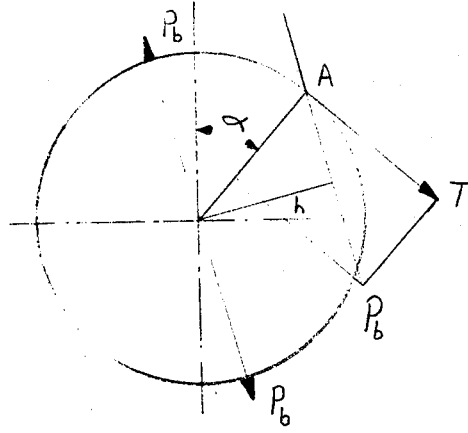
P_b kuvvetini krank mıylusuna nakil edelim. Krank milinin dönme merkezine P_b ye paralel ve aksi yönde iki P_b kuvveti tatbik edelim. Bunlardan biriyle beraber P_b kuvveti $P_b h$ gibi bir kuvvet çifti teşkil eder. Bu çift motorun döndürme momentine eşittir.

Gerçekten taranmış üçgenlerin benzerliğinden (Şekil 5.6).

$$\frac{h}{r} = \frac{T}{P_b}$$

yazılabilir. Buradan

$$P_b h = Tr = M_d \quad \text{bulunur.}$$



Şekil 5.6. Krank miline tatbik edilen kuvvet.

Formülde T, teğetsel kuvveti gösterir. Serbest kalan P_b kuvveti krank mili sayesinde makina gövdesine nakledilecektir. Bu kuvvet de şekilde görüleceği gibi yatay ve düşey bileşenlere ayrılabilir. Düşey bileşen $P_b \cos \beta = P_1$, motor mesnâdine tesir eder. Yatay bileşen $P_b \sin \beta = \frac{1}{\cos \beta} \sin \beta = P_{nl}$ silindir cidarına tesir eden normal kuvvetle beraber, makinayı devirmeye çalışan bir çift teşkil eder. Buna devirme veya reaksiyon (tepki) momenti denir. Bu M_r momenti daima (yani pistonun her konumu için) ~~makinanın T dön-~~ dürme momentine eşit ve zıt yöndedir.

Gerçekten (Şekil 5.5) den,

$$\begin{aligned}
 M_r &= -P_n \cdot z - P_1 \operatorname{tg} \beta (1 \cos \beta + r \cos \alpha) \\
 &= -\frac{P_1 \sin \beta}{\cos \beta} r \left(\frac{1}{r} \cos \beta + \cos \alpha \right) \\
 &= -\frac{P_1 r}{\cos \beta} \left(\sin \beta \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos \beta + \sin \beta \cos \alpha \right) \\
 \frac{M_r}{r} &= -\frac{P_1}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta) \quad \text{dır.}
 \end{aligned}$$

Diğer taraftan

$$M_d = P_b h = \frac{P_1}{\cos \beta} r \sin(\alpha + \beta) \text{ olduğundan}$$

$$M_r = - M_d$$

bulunur.

Böylece mutlak değer bakımından döndürme ve reaksiyon momentleri yekdiğerine eşittir. O halde reaksiyon momenti sabit bir değeri haiz olmayıp, M_d döndürme momentinin değışimlerinin aynı olarak değışir.

Kompresörlerde iş krank mili vasıtasıyla nakledilir ve makina gövdesi temel üzerine hareket edemiyecek şekilde tespit edilir. Döndürme momenti, direnç kuvvetlerinin M_w toplam momentini yenmek ve bütün dönen kütlelerin ivmesini değıştirmek için harcanır. Böylece

$$M_d = M_w + \theta \frac{dw}{dt}$$

yazılabilir. Burada,

θ - bütün dönen kütlelerin toplam atalet momenti,

$$\frac{dw}{dt} = \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \varepsilon = \text{verilen andaki dönme açısal ivmesidir.}$$

Kuvvetlerin yukardaki ayırma ve nakil işlemlerinin sonunda silindir eksenini boyunca tesir eden P_1 serbest kuvvetini de elde ettik. Düşey kuvvetlerin farkı olan $(P - P_1)$ motor gövdesine intikal edecektir. Bu farkın değeri

$$P - P_1 = P_i m r w^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

dır. Veya piston ivmesinin daha tam olan değeri koyarsak

$$P_i = mrw^2 (\cos \alpha + 4a_2 \cos 2\alpha - 16a_4 \cos 4\alpha + 36a_6 \cos 6\alpha - \dots)$$

elde edilir.

Gidip gelen kütlelerin atalet kuvvetleri böylece sonsuz terimli bir seri ile gösterilebilir.

Bu serinin ilk terimi olan

$$P_{i1} = mrw^2 \cos \alpha$$

ya birinci mertebeden atalet kuvveti denir. Bu kuvvetin değişim periyodu krank milinin tam bir devrine eşittir. Yani bu kuvvet en büyük veya en küçük değerlerini, krank milinin bir devri esnasında yalnız bir defa alır.

Bu serinin ikinci terimi olan

$$P_{i2} = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

ya ikinci mertebeden atalet kuvveti denir. Bu kuvvetin değişim periyodu krank milinin yarım devrine eşittir.

Söz konusu serinin diğer terimleri periyot olarak, krankın tam bir devrinin 1/4, 1/6... katlarına sahiptirler. Buna göre onlara 4 üncü, 6 ıncı... mertebeden atalet kuvveti denir.

Hallerin çoğunda ilk 2 terimin yani 1. ve 2. mertebeden atalet kuvvetlerinin, dönüşülmesi kafidir.

5.4. Pistonlu Makinaların Dengelenmesi

Tek silindirli bir makinanın çalışması esnasında temeline ağırlığından başka aşağıdaki kuvvetler gelir.

1. Birinci mertebeden atalet kuvveti

$$P_{i1} = m r w^2 \cos \alpha$$

2. İkinci mertebeden atalet kuvveti

$$P_{i2} = m r w^2 \cos 2\alpha$$

(P_{i1}) ve (P_{i2}) kuvvetleri daima silindir ekseni boyunca tesir ederler. Bu kuvvetlerin şiddetleri periyodik olarak değişir.

3. Dengelenmemiş dönen kütlelerin atalet kuvveti

$$P_c = m_r r w^2$$

dir. Bunun değeri sabit olup, doğrultusu sürekli bir şekilde değişir. Makinanın reaksiyon momenti

$$M_r = -M_d = -(M_w + \theta \frac{dw}{dt})$$

dir. M_w , makina rejim halindeyken, sabit bir değere sahiptir. Fakat w , sabit olmadığı zaman titreşimlere sebebiyet verebilir.

5.4.1. Tek silindirli bir makinanın dengelenmesi

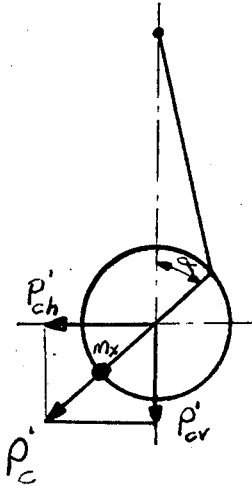
P_c merkezkaç kuvveti; krank kollarının karşısına 180° dönmüş olan çıkıntılar üzerine tespit edilen karşı ağırlık sayesinde dengelenebilir. Bu karşı ağırlığın ağırlık merkezi, dönen kütlelerin ağırlık merkezinin düzleminde bulunmalıdır. Aksi halde yeni bir devirme momenti meydana gelir. Konstrüksiyon bakımından her krank koluna bir karşı ağırlık konur. Böyle bir karşı ağırlığın kütlesi (Şekil 5.7).

$$2m \times r w^2 = m_r r w^2$$

denkleminde bulunabilir. Buradan

$$m_x = \frac{1}{2} \left(\frac{m_r r}{g} \right)$$

elde edilir. g , karşı ağırlığın ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığıdır. Şimdi P_{il} kuvvetini, kütlesi m olan bir karşı ağırlığı r uzaklığına yerleştirmek suretiyle, dengelemeye çalışalım (Şekil 5.7).



Şekil 5.7. Krank miline karşı ağırlık konulması.

Bu halde değeri birinci mertebeden atalet kuvvetine eşit ve daima zıt yönde olan bir

$$P'_{cv} = m r w^2 \cos \alpha$$

yüzey bileşeni elde ederiz. Bu kuvvet P_{il} kuvvetini dengeler. Bunun probleme çözüm teşkil etmediği kolayca görülür; çünkü yeni bir serbest kuvvet meydana gelir.

$$P'_{ch} = m r w^2 \sin \alpha$$

Bu son kuvvetin periyot ve genliği, birinci mertebeden atalet kuvvetininkine eğit ve tesir doğrultusu silindir eksenine diktir. Bir karđı ağırlığın toplam kütlesi (dönen kütlelerin de dengesi gözönüne alınarak),

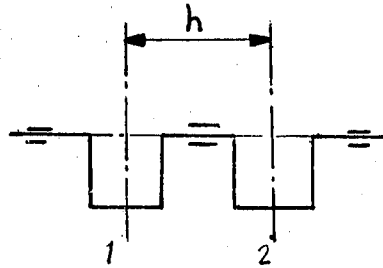
$$m'_{\times} = \frac{1}{2} (m_r + \frac{1}{2} m) \frac{r}{\xi}$$

olur. Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi Lanchester metoduna göre yapılabilir. Bu metodun mahsuru makinanın yapısının karışık olmasındandır

Tek silindirli bir makinada 2. mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenmesi için açısal hızları 2ω olan 2 karđı ağırlık konabilir. Böyle bir tertibatın yapılma zorluğu ve P_d kuvvetinin küçüklüğünden dolayı bu dengeleme yapılmaz (Kuşhan, 1987).

5.4.2. İki silindirli makinanın dengelenmesi

1. Kranklar aynı tarafta



Şekil 5.3. Kranklar aynı tarafta.

Her iki silindirdeki benzer kuvvetler aynı yönde olup, bileşkelerinin tatbik noktaları silindirler arasındaki uzaklığın ortasındadır. Bileşke

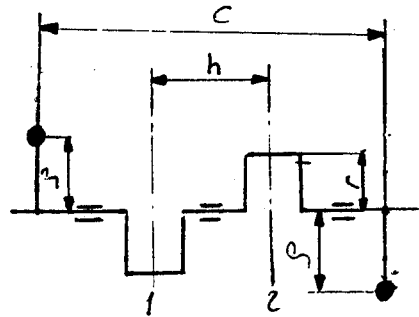
$$\Sigma P_{i1} = 2 m r w^2 \cos \alpha$$

$$\Sigma P_{i2} = 2 m r w^2 \lambda \cos 2\alpha$$

$$\Sigma P_c = 2 m_r w^2 \text{ olur.}$$

Dengeleme, tek silindirli makinaninkine benzer şekilde yapılabilir. Kuvvetler aynı yönde olduklarından, bileşke momentler mevcut değildir.

2. Kranklar 180° farklı



Şekil 5.9. Kranklar 180° farklı.

Birinci mertebeden atalet kuvvetleri her an eşit ve aksi yöndedirler; birinci silindir için

$$P_{i11} = m r w^2 \cos \alpha$$

ve ikinci silindir için krank açısı $(\alpha + 180^\circ)$ olduğundan

$$P_{i12} = m r w^2 \cos(\alpha + 180^\circ) = -m r w^2 \cos \alpha$$

bulunur. Bu iki kuvvet

$$M_{Ires} = mrw^2 h \cos \alpha$$

serbest momentini doğurur. Milin dönme ekseninden geçen düşey düzlem içinde bulunan bu momenti, iki karşı ağırlıkta dengelemeye çalışalım (Şekil 5.10). Karşı ağırlığın kütlesi

$$(mrw^2 \cos \alpha)h = (m_x g w^2 - \cos \alpha) \cdot c$$

denkleminde bulunur.

$$m_x = m \frac{rh}{gc}$$

Fakat kullandığımız karşı ağırlıklardan

$$M'_I = (m_x g w^2 \cdot \sin \alpha) \cdot c$$

serbest momentini doğar.

Bu moment silindir eksenlerine dik düzlemde tesir edecektir. Bunun periyodu ve genliğe M_{Ires} inkiye eşittir. Birinci mertebeden atalet kuvvetleri momentlerini dengelemeye çalışmamız bizi bu momentin tesirini bir düzlemde diğerine nakletmeye sevketti. Görüldüğü üzere bu metod, M_{Ires} momentini ancak kısmen dengelemeye yarar.

2. mertebeden atalet kuvvetleri:

Silindir 2 için:

$$P_{i2l} = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

Silindir 2 için:

$$P_{i2l} = mrw^2 \lambda \cos 2(\alpha + 180^\circ) = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

dir. Yani gözönüne alınan makinada, 2. mertebeden atalet

kuvvetleri daima aynı yöndedirler. Bu kuvvetlerin bileşkesi

$$P_{i2res} = 2mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

olur. Bu toplam kuvvet ancak $2w$ hızı ile dönen ~~hız~~ ağırlıklar yardımıyla dengelenebilir.

M_{IIres} bileşke momenti mevcut değildir. İki silindirin dönen kütlelerinin merkezkaç kuvvetleri

$$M_{c res} = P_c h$$

serbest momentini verirler. Bu moment krankların düzleminde bulunur ve karşı ağırlıklarla tamamen dengelenebilir.

5.4.3. İki silindirli v makinasının dengelenmesi

P_c merkezkaç kuvvetidir ve karşı ağırlık konarak dengelenebilir. m_r nin değerinin hesaplanması esnasında, her 2 biyelden gelen ilaveleri de gözönüne almak gerekir. Bunun için $m_r = m_r(kr_{mili}) + m_r(biyel1) + m_r(biyel2)$ formülü kullanılır.

$m_r(biyel1)$ ve $m_r(biyel2)$ - dönen harekete ait biyel kütlelerinin kısımlarıdır.

Birinci mertebeden atalet kuvvetleri

Birinci silindir için:

$$P_{i11} = mrw^2 \cos \alpha \quad \text{ve}$$

İkinci silindir için:

$$P_{i12} = mrw^2 \cos(270^\circ + \alpha) \quad mrw^2 \sin \alpha$$

yazılır. Her 2 kuvvet, ait oldukları silindir eksenini doğrultusunda tesir ederler. Bileşkesini, geometrik toplama yolu ile bulacağız.

$$P_{ilres} = \sqrt{(mrw^2 \cos \alpha)^2 + (mrw^2 \sin \alpha)^2} = mrw^2$$

$$P_{i11} = P_{i2res} \cdot \cos \phi$$

denklemden bulunur. Denklemdaki ϕ , bileşke ile birinci silindir eksenini arasındaki açıdır.

$$\cos \phi = \frac{P_{i11}}{P_{i2res}} = \frac{mrw^2 \cos \alpha}{mrw^2} = \cos \alpha$$

olduğu kolayca görülür. O halde: 1. mertebeden atalet kuvvetlerinin bileşkesi sabit değere sahip olup daima krank kolu doğrultusunda tesir eder. Dolayısıyla bu bileşke, kolun diğer tarafındaki çıkıntılara tespit edilen karşı ağırlık sayesinde kolayca dengelenebilir. Böylece P_c ve P_{ilres} in tamamen dengelenmesi için, kütlesi

$$m_x = \frac{r}{\rho} \left[m_r(krmili) + m_{rbiyel 1} + m_r(biyel 2) + m \right]$$

formülünden bulunan bir karşı ağırlık konmalıdır. Burada m , bir silindire ait gidip gelen parçaların kütlesidir (Talan, 1975).

İkinci mertebeden atalet kuvvetleri

Birinci silindir için:

$$P_{i21} = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

ve 2. silindir için

$$P_{i22} = mrw^2 \lambda \cos 2(270^\circ + \alpha) = -mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

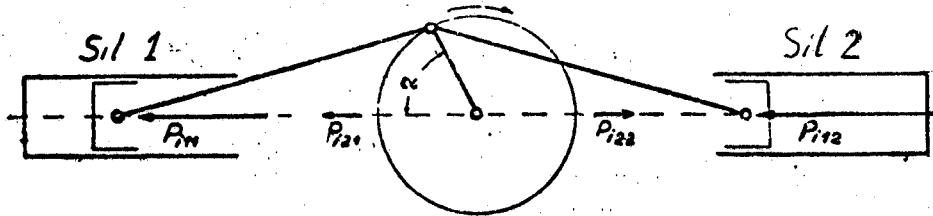
bulunur. O halde bu atalet kuvvetlerinin mutlak değerleri her an eşit, fakat işaretleri birbirinin aksidir. Bileşkesi daima yatay olacaktır. Değeri

$$P_{i2res} = \sqrt{(P_{i21})^2 + (P_{i22})^2} = \sqrt{2} mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

formülü ile bulunur. Bu son bileşke Lanchester metodu ile dengelenebilir. Karşı ağırlığın kütlesi $2m_r g(2w)^2 \cos 2\alpha$ yani $m_x = \frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{mr\lambda}{4g}$ Atalet momentleri mevcut değildir (Palavan, 1975).

5.4.4. İki silindirli yıldız makinanın dengelenmesi

Makinanın şeması (Şekil 5.10) da gösterilmiştir. (Bu makinanın silindir eksenleri açısı 180° olan V-makinası gibi düşünülebilir.)



Şekil 5.10 İki silindirli yıldız makinası.

$$P_c = \left[\frac{m}{r} (krmili) + 2 \frac{m}{r} (biyel) \right] rw^2 \text{ dir.}$$

Birinci mertebeden atalet kuvvetleri her an aynı yönde olup,

$$P_{ilres} = 2 mrw^2 \cos \alpha$$

bileşkesini teşkil eder. Çünkü

$$P_{i11} = mrw^2 \cos \alpha$$

$$P_{i12} = mrw^2 \cos (\alpha + 180^\circ) = -mrw^2 \cos \alpha$$

dır. Yani, bir kuvvet krank milinden pistona doğru ise ötekisi de pistondan krank miline doğrudur.

İkinci mertebeden atalet kuvvetleri birbirini dengeler gerçekten

$$P_{i21} = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

$$P_{i22} = mrw^2 \lambda \cos 2(\alpha + 180^\circ) = mrw^2 \lambda \cos 2\alpha$$

olduğundan, kuvvetler daima zıt yöndedirler.

Bu motorda karşı ağırlık sayesinde yalnız iç kuvveti tamamen dengelenebilir (Palavan, 1975).

6. PİSTONLU KOMPRESÖRLERİN PARÇALARININ İNCELENMESİ

6.1. Pistonlar

Krank milinden biyel yardımıyla aldığı hareketle sıkıştırma yapılmasına yarayan elemana piston denir.

Pistonlar, genellikle dökme demir ve alüminyum alaşımlarından yapılırlar. Günümüzde daha çok alüminyum alaşımlarından yapılmış pistonlar kullanılmaktadır. Bu alaşımların ısı iletkenliği, dökme demire kıyasla daha iyi ve genleşmeleri ise daha fazladır. Bu nedenle alüminyum alaşımlı pistonların bu sakıncalarını karşılamak için pistonlar bir miktar oval yapılır; bazı hallerde küçük dayanma yüzeyine yarıklar açılır ya da V tipi makinelerde olduğu gibi, piston eteğinin pim eksenine doğrultusundaki kısımları boşaltılır. Ayrıca döküm sırasında piston eteğinin içine yerleştirilen çelik halka ya da plakalar eteğin genleşmesini kontrol altına alır. Böylece makinenin çalışma sıcaklığında, piston ile silindir arasında yeterli bir çalışma boşluğu sağlanır.

Alüminyumun ısıya karşı dayanımını arttırmak için içerisine bakır, magnezyum, nikel, silisyum gibi metaller katılır. Bu katıqlarla oluşturulan alaşım ile yapılan pistonlar ısı işleminden sonra elektrolitik (anodik) işlemden geçirilir. Elektrolitik işlem, piston üzerinde ince bir alüminyum oksit katmanı oluşturur. Bu katman az miktarda gözenekli olup, pistonun aşınmaya karşı dayanımını arttırır. Ayrıca, üzerinde bir miktar yağ tutularak makinenin ilk çalışmasında piston-silindir yüzeyi arasında daha iyi bir yağlama sağlanır. Bazı yapımcılar, pistonla-

rı elektroliz yöntemiyle kalay ve benzeri yumuşak bir metalle kaplamaktadırlar. Bu tür kaplamalar yağlayıcıyı madde gibi etki göstererek makina alıştırma devresini kısaltırlar (Işıksoluğu, 1984).

Pistonlar tam ve yarı işlenmiş olarak iki şekilde yapılırlar. Tam işlenmiş pistonlar, çaplarına uygun silindirlere bir işlem görmeden takılıp kullanılabilecek ölçü ve kalitede üretilirler. Bu tür pistonların çapları, silindir çaplarına uygun olarak standart üstü 0.25 mm (0.010 inç) aralıklarla büyür. Standarttan büyük pistonların ağırlığı ile standart pistonların ağırlığı aynı değerde yapılır. Bu nedenle, bazı silindirlerin yenileştirilmesi ile değiştirilen büyük çaplı pistonlar makinada bir dengesizlik oluşturmaz.

Yarı işlenmiş pistonlar standarttan daha büyük çaplı ve daha fazla metal kalınlığında yapılmışlardır. Bunlar silindirlerin çapına göre işlenerek kullanılırlar.

Pistonda hareketli pimlerin yuvalarına, dökme demir pistonlarda burç geçirilir; alüminyum pistonlarda ise yuva burçsuz olarak kullanılır.

6.1.1. Piston arızaları

Pistonlar yetersiz soğutma, yağlama, fazla ya da az piston boşluğu, hatalı ya da yanlış montaj, kir ve pislik, yüksek ısı, yüksek basınç gibi nedenlerle değişik şekilde arızalanabilirler.

Bu arızaların başlıcaları segman yuvalarının bozulması, piston yüzeyinin aşınması, çizilmesi, sıyrılıp kazınması (pörtüklenmesi), piston başının yanması ya da delin-

mesi, piston eteğinin, pim yuvasının ya da segman setlerinin kırılmasıdır. Pistonla birlikte çalışan segmanlarda da benzer arızalar görülür. Segman yuvalarının bozulması, yüksek ısı, fazla basınç, araya giren pislik ve segman boşluğunun azlığından ileri gelir.

Piston ve segman yüzeyinde görülen çizilme, sıyrılma, kazınma, yetersiz soğutma ve yağlamadan, silindirle piston yüzeyleri arasına pislik girmesinden, yanlış ya da yetersiz piston ve yatak boşluğundan, piston kırılmasından, silindire soğutma suyu sızmasından, segman boşluklarının az olmasından ileri gelir.

Biyelin eğik ya da buruk olması ya da ters bağlanması, piston ve segmanların silindirle olan normal temas şeklini bozar. Bunun sonucu temas yüzeyleri daralır, birim alana gelen yük artar, aşınma hızlanır.

Değişik nedenlerle arızalanan ve onarılması mümkün olmayan ya da çatlayan, belirli yerleri kırılan, fazla aşınan pistonlar değiştirilmelidirler.

Pistonları yaparken ya da seçerken dikkat edilmesi gereken noktalar şunlardır:

- 1) Sürtünmeyi mümkün olduğu kadar azaltmak ve malzemenin aşınmaya karşı yüksek mukavemet göstermesi (Eraslan, 1952).
- 2) Hafiflik
- 3) Isının silindire çabuk ve iyi iletilmesi
- 4) Yağın piston yüzüne ve sıkıştırma odasına çıkmasını önlemek.
- 5) Piston pernosunu taşıyacak yatakları yapmak
- 6) Çalışma sıcaklığında mukavemet özelliklerini kay-

lerin, diğer zamanlara göre büyük olmasından ileri gelir. Konik aşınma ise, ana yatak muylularında, genellikle, yatak yuvalarının şekil bozukluğuna uğraması, keplerin bir taraflarından fazla sıkması, yatakların aksenel doğrultularının kayması, biyel muylularında da, biyelin eğrilmesi, piston piminin ayarsız olması ya da yağda biriken madeni parçaların yağ deliğinden çıktığı çevreyi aşındırması sonucu meydana gelir (Işıksoluğu, 1984).

Muylulardaki aşınmalar, kompresör çalışırken yağ basıncının düşük olmasından, yataklardan çekiç sesine benzer ses duyulmasından anlaşılır.

6.4. Silindir

Pistonun içinde gidip gelme yaptığı elemana silindir denir.

Silindir blokları dökme demir ya da alüminyum alaşımlarından yapılır. Dökme demirin içine, korozyon ve aşınmaya karşı dayanımı ve sertliği arttırmak için bakır, krom, nikel gibi bazı metaller katılır.

Silindirler, ya bu bloklar üzerine açılır ya da ayrı ayrı dökülerek üst kartere bağlanır. Alüminyum bloklara, silindir görevi yapan dökme demir ya da çelik gömlekler de geçirilmektedir. Bazı küçük kompresörlerde silindir yüzeyleri aşınmayı azaltmak ve yenileştirme süresini uzatmak için kromla kaplanır (Işıksoluğu, 1984).

Silindirler, blokların yapımı sırasında standart çaplara göre tornalanıp honlanırlar.

6.4.1. Silindir arızaları

Aşınma: Genel anlamda aşınma, sürtünme sonucu aşamalı ve düzgün bir şekilde oluşan şekil bozukluğudur. Silindirler düzgün değil, oval ve konik olarak aşınırlar.

Aşınmış silindirler, ya segman değiştirilerek ya da bir üst çapa tornalanarak yenileştirilir.

Parlaklık: Parlaklık, silindir yüzeylerinin, belli bir çalışma döneminden sonra ayna gibi parlak hale gelmesidir. Parlaklığın, yeni segman takılmadığı sürece bir sınıncası olmaz; tersine yüzeylerin çizilmesini önler. Yeni segman takıldığında ise segmanların silindire uyumu zorlaşır; yağ sarfiyatını, kompresyon kaçacağını arttırır. Bu sakıncaları önlemek için, çelik alaşımlı ya da sertleştirilmiş dökme demirden yapılan silindirler, parlaklık giderilinceye kadar honlanmalıdır.

Pörtükleme: Birbirine sürtünen iki yüzey arasındaki sıcaklığın, metallerin ergime noktasına kadar yükselmesi sonucu bu yüzeylerden biri üzerinden bir miktar metal parçasının kopup diğer yüzey üzerine yapışıp kalması ile oluşan yüzey pürüzlülüğüdür.

Pörtüklemiş : silindirler, duruma göre, ya honlanarak ya da bir üst çapa tornalanarak düzeltilir.

Çatlaklık: Silindir bloklarında görülen çatlaklar, ya yetersiz ve dengesiz soğutma ya da soğutma suyunun blok içinde donması sonucu oluşur. Çatlamış silindirler kuru gömlek geçirilerek düzeltilmezse blok kullanılmamalıdır.

6.5. Piston Pimleri (veya pernolar)

Piston pimi, pistonu biyele bağlayan, çelik alaşımlarından yapılmış, içi boş, silindirik ve dayanıklı, dış yüzeyi sertleştirilmiş ve taşlanarak leplenmiş bir motor parçasıdır. Pimler, genellikle standart ve 0.04: 0.075; 0.125 mm (0.0015; 0.003; 0.005; 0.10 inç) standart üstü çaplarda yapılırlar.

6.5.1. Pim arızaları

Piston pimi ve yuvalarında normal aşınmanın yanı sıra, fazla ısı, yağ boşluğu ve yağlamanın yetersizliği, montaj hataları, biyelin eğrilip burulmaları, yuvaların şekil değiştirmesi gibi nedenlerle düzensiz aşınma, sarma, sıkıştırma gibi arızalar görülür.

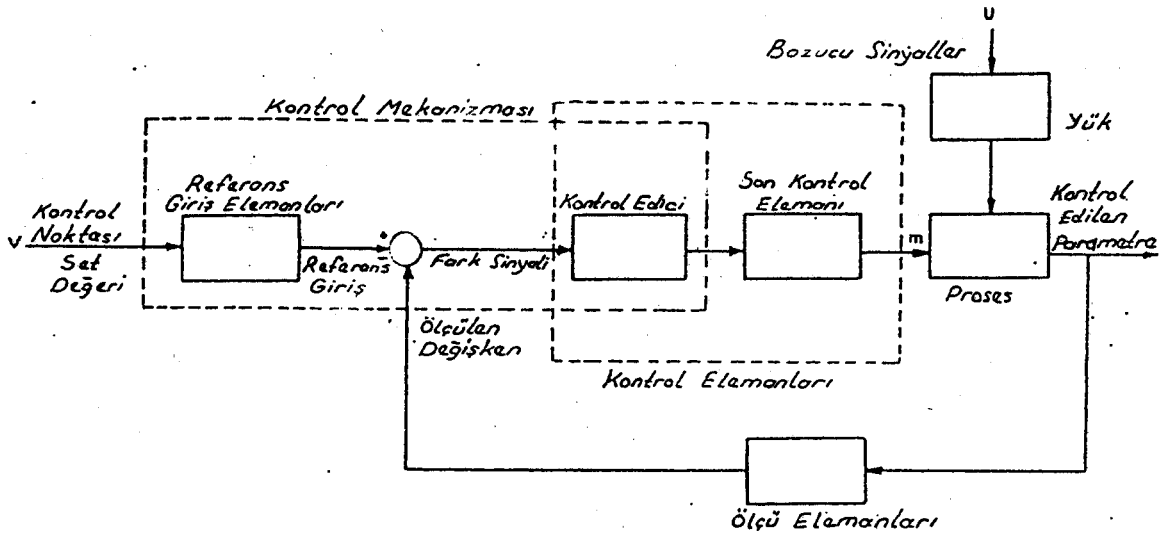
Yetersiz yağ boşluğu, genellikle yuva ve pim yüzeylerinin çizilip pörtüklenmesine, piston, biyel ve segmanların hareketliliğinin azalmasına, piston yüzeyinin çizilmesine yol açar.

6.6. Segmanlar

Segmanlar, silindir içinde hava sızdırmazlığını sağlamak, silindir yüzeyindeki yağı kontrol etmek ve piston üzerindeki ısıyı silindir çeperine geçirmek amacıyla kullanılırlar.

Segmanlar genellikle dökme demir, çelik ve çelik alaşımlarından silindirik ya da eksantrik tipte, çevresel şekildeki bir yerden kesilerek yapılırlar.

gın biçimde kullanılmaktadır. Bu "kontrol döngüde" ölçülen ve kontrol edilen değer, proses değişkenlerinden herhangi birisi olabilir. Örneğin sıcaklık, basınç, hız, debi v.b. gibi. Ancak kompresörlerde en çok ölçülen, kayıtlı edilen ve kontrol edilen fiziksel parametre basınçtır.



Şekil 7.1. Proses Kontrol döngüsü blok şeması.

Bu kontrol döngüsünde basıncın kontrolü elle veya otomatik olarak yapılabilir. Elle kontrolde operatör belli periyotlarda basıncı okur. Arzu edilen değer altında veya üzerinde ise, gözle algıladığı olayı beyni ile değerlendirir, gerekli kararı verdikten sonra giderek, yapması gereken basıncı yükseltme veya düşürme işlemi için, ellerini kullanarak gerekli ayarlamayı yapar. Elle kumanda, kontrolü kritik olmayan uygulamalarda kullanılabilir. Eğer proses parametrenin kontrolü belli bir hassa-

siyet gerektiriyorsa veya parametre değişimleri operatörün düzeltme yapabileceği hızdan daha hızlı ise bu takdirde otomatik kontrole gereksinim duyulacaktır.

Otomatik kontrol konusunda prosese göre en uygun kontrol cihazı seçmek ve bu seçilen cihazın en iyi şekilde fonksiyonlarını yapması,

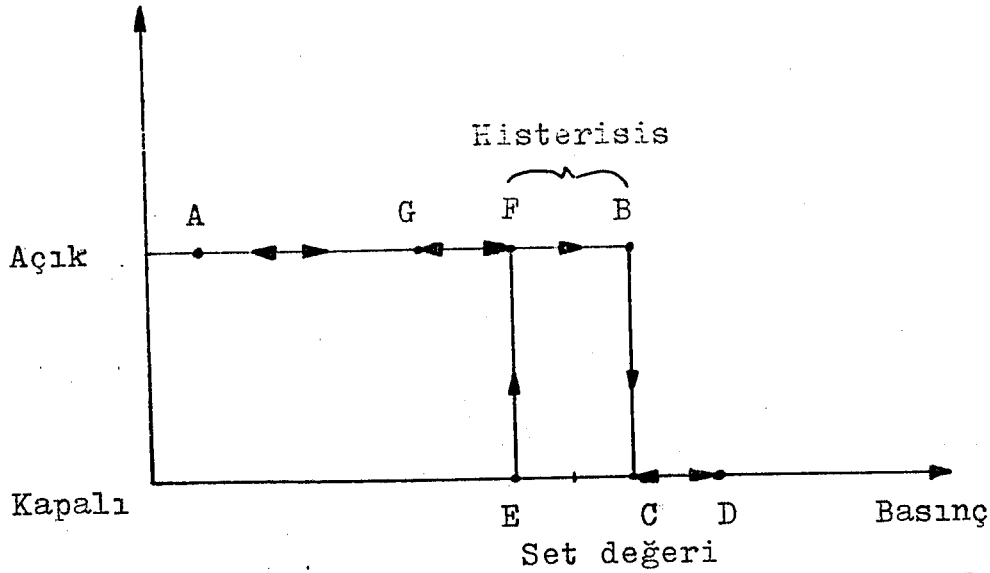
- 1) Proses karakteristiklerine
- 2) Set noktası etrafında ne kadarlık bir sapma kabul edilebileceğine
- 3) Ve seçilen kontrol cihazının ayarlarının en iyi şekilde yapılmasına bağlıdır.

7.3. Kompresörlerde Kullanılan Kontrol Sistemi

7.3.1. Açık-kapalı kontrol

Açık-Kapalı kontrol cihazı set değeri üstünde veya altında ayar değişkenini açar veya kapar. Kontrol cihazının çıkışı iki konumludur; ya tamamen açık, ya da tamamen kapalıdır. Örneğin ayar değişkeni elektrik enerjisi olan bir sistemde kontrol cihazı, set değerinin altında elektrik enerjisini sisteme tamamen verir, set değerinin üstünde ise tamamen keser veya, tam tersi düşünülebilir. Açık-Kapalı kontrolde kontrol altında tutulan değişken örneğin basınç, sürekli salınım halindedir. Set değerinin etrafında salınır. Bu salınımda tepeden tepeye değişim ve salınım sıklığı proses karakteristiklerine bağlıdır. Şekil 7.2.'de açık-kapalı kontrol cihazıyla kontrol edilen bir sistemin, basınç-zaman eğrisi görülmektedir (Uğurlubilek, 1987).

Bu tip bir kontrolün ideal transfer eğrisi Şekil 7.3. de görülmektedir.



Şekil 7.5. Histerisizli açık-kapalı kontrol transfer eğrisi.

olmayacaktır. Basınç B noktasına geldiğinde kompresörün enerjisi kesilecektir. C noktasından D noktasına kadar basınç kendi kendine bir miktar yükselip tekrar düşecek, C noktasında ve set değerinde kompresör kapalı, ancak E noktasının altına düştüğü anda kompresörün enerjisi verilecektir. F noktasından G noktasına kadar basınç, kompresör açık olmasına rağmen kendi kendine düşüşe devam edip, G noktasından sonra tekrar bir önceki şekilde kontrol fonksiyonuna devam edecektir. Burada sabit band F ve B veya E ve C arasındaki basınç fark değeridir.

Açık-kapalı kontrol formu basınç değişkeni ile kullanıldığı gibi basınç değişkeni yerine sıcaklık, seviye, debi gibi değişkenler de kullanılabilir.

Sistemlerde en yaygın olarak açık-kapalı kontrol kullanılmasına rağmen bu kontrol formunun yeterli olmadığı proseslerde bir üst kontrol formu olan oransal kontrole geçilir.

8. KOMPRESÖR SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLECEK HUSUSLAR

8.1. Pistonlu, Eksenel ve Santrifüj Kompresörlerin Seçimi

Kuramsal olarak hiç bir kompresör denenmeden emniyetli olamaz.

Düşük akış oranları için, yaklaşık 3000 d/dk veya daha az pistonlu kompresörler genellikle mükemmeldir. Pistonlu kompresörler genellikle yüksek basınç istenildiğinde tercih edilmelidir. Santrifüj kompresör teknolojisi gün geçtikçe yüksek basınç alanlarındaki uygulamalarıyla yaygınlaşmaktadır. Pistonlu makineler daha fazla muhafaza (bakım), düşük verimlilik ve sistem içindeki yüksek titreşim gibi olumsuz faktörlere sahiptir.

Santrifüj kompresörler yüksek akış oranları ve düşük basınçlar için tercih edilmelidir. Tarif edildiği gibi akış oranı 150 den 60000 m³/dak arasında değişmektedir. Eksenel kompresörlerin tayfının tamamı normal giriş alanlarıyla 2025 ile 16200 m³/dak dir. Eksenel kompresörlerin çıkış basıncı santrifüj ve pistonlu kompresörlere göre daha düşüktür. Giriş kapasitesi 540 m³/dak olan yerlerde genelde santrifüj kompresör tercih edilmesine rağmen, eksenel kompresörler de kullanılmaktadır (Nisenfeld, 1982).

8.2. Dönel Kompresör Seçimi

Dönel kompresörler akışı ve basıncı belli bir yere uygularlar. Büyük kapasiteli yerler ve değişen sıkıştırma oranları için diğer kompresör tiplerine göre çok uygundur. Konstrüksiyonun özel elemanlarına ihtiyaç duyulan kirli ve

aşındırıcı gazların sıkıştırılmasında dönel kompresörler çok sık kullanılır. Ancak dönel kompresörler çok pahalı olduklarından dolayı fazla tercih edilmemektedirler

8.3. Pistonlu ve Vidalı Kompresörlerin Karşılaştırılması

Pistonlu ve vidalı tip kompresörler çeşitli yönlerden aşağıdaki gibi karşılaştırılabilirler.

8.3.1. Devir sayısı

Giriş ve çıkış valfleri ihtiva etmemeleri ve dengelenmemiş mekanik kuvvetlerin bulunmaması nedeniyle vida tipi kompresörler çok yüksek devir sayısında çalıştırılabilirler. Dolayısıyla vida tipi küçük ebadlarda büyük hava debilerinin elde edilebilmesine olanak sağlarlar. Pistonlu kompresörlerde ise halen en yüksek devir sayıları 1500 dev/dak dolaylarındadır.

8.3.2. Aşınma

Vidalı kompresörlerde erkek ve dişi rotorların birbirlerine temas etmeden dönmeleri sonucu basınçlı hava üretilir. Bu nedenle hareket dişlileri dışında kalan elemanlarda aşınma yoktur. Pistonlu kompresörlerde piston ve segmanlar sürekli sürtünmeye maruz kaldıklarından aşınırlar. Bu nedenle pistonlu kompresörlerde yedek parça üretimi daha fazladır.

8.3.3. Bakım

Vidalı kompresörler genellikle filtre elemanlarının

ve yağın belirli çalışma süreleri sonunda değiştirilmeleri dışında, bir bakım gerektirmezler. Bakım için sarfedilen süre çok kısadır. Buna karşılık kullanılan filtre elemanlarının çoğu halen ithal edilmektedir ve oldukça pahalıdır.

Aşınma miktarının yüksek olması nedeniyle pistonlu kompresörlerin yıllık bakıma alınmaları zorunludur. Kullanılan yedek parçaların tümü yerli olarak yapılabilir. tedir.

8.3.4. Hava deposu ihtiyacı

Vidalı kompresörlerde sıkıştırılmış gaz depoda toplanmadan doğrudan doğruya kullanma yerine gönderilebilir. Pistonlu kompresörler kesikli olarak havayı sıkıştırır ve basar. Bu durum çıkış kanallarında vuruntuya neden olur. Vuruntunun kullanma yerine intikalinin önlenmesi için belirli hacimde bir tank kullanılması zorunludur.

8.3.5. Arıza ihtimali

Sübapların ve atalet kuvvetlerinin bulunmaması nedeniyle vidalı kompresörler arıza yapmadan uzun süre sürekli olarak çalışabilirler. Buna karşılık herhangi bir arıza halinde çoğunlukla arıza yapan kompresörün vidalarının ve gövdesinin tamamen değiştirilmesi gerekir. Kalkış momentinin daha büyük olması nedeniyle vidalı kompresörler özellikle düşük voltajda çalıştırıldıkları zaman daha fazla elektrik arızasına ve motor yanmalarına sebep olurlar.

8.3.6. Yağ tüketimi

Etkin yağ ayırıcılarının geliştirilmiş olması nedeniyle vidalı kompresörlerde hava ile kaçan yağ miktarı çok daha azdır. Buna karşılık, kullanılan yağ hacminin büyük olması nedeniyle her yağ değiştirmede kullanılan yağ miktarı çok daha fazladır. Ayrıca vidalı kompresörlerde özel yağ kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle, eş çalışma süresi için yağ giderleri daha fazladır (Havamak, 1986).

8.3.7. Enerji tüketimi

Verimlerinin yüksek olması nedeniyle pistonlu kompresörler aynı iş için vida tipi kompresörlere nazaran % 10 mertebesinde daha az enerji tüketirler (Havamak, 1986).

8.3.8. Maliyet

Yüksek devirli olmaları nedeniyle daha küçük hacimli olan özel bir temele çıkış deposu gerektirmeyen vida tipi kompresörleri genellikle seri halinde imalat yapan üretici firmalar daha ucuza mal edebilirler. Buna karşılık bunların yerli piyasadaki satış fiyatları %100-200 daha yüksektir.

9. SONUÇ

Sıkıştırılmış hava, genel olarak sıkıştırılmış gazlar günlük hayatımızda ve sanayinin çeşitli kollarında yaygın surette kullanılır. Kompresörler bu sıkıştırma işini yapan aletlerdir. Gerek yüksek basınçlara çıkabilmesi, bu aletlerin verimleri gerekse kullanım yerlerine uygunlukları esas alınarak çok çeşitli kompresörler geliştirilmiş ve uygulamaya konulmuştur. Bu çalışmada, çeşitli kompresörlerin özelliklerini ortaya koyduktan sonra, kompresör seçimi yapılırken bunlardan hangisinin tercih edileceğine dair ana düşünceler özetlenmeye çalışıldı.

Günümüze kadar geliştirilip uygulamaya konulmuş bulunan bu aletlerin, onları imal eden bir fabrikada, asıl mühendisleri ilgilendiren hesaplama ve aleti dizayn ederek imal etme yanında, örnek bir aleti tecrübeye tabi tutarak teknik karakteristiklerini ortaya koymak çalışmanın esas payesi olmuştur. Bu maksat ile Ek Açıklamalar-A'da, uygulamada yüksek basınç elde etmek üzere tek seçeneğimiz olan pistonlu bir kompresörün hesapları, tüm incelikleriyle verilmeye çalışıldı.

Kompresörler, pompalar gibi, akışkana enerji sağlayan aletlerdir. Günümüzde, enerjinin ekonomik biçimde kullanılmasını sağlamak mühendisler için ön planda ele alınacak bir konudur. Bu yüzden bir kompresörün, sağlayacağı basınca uygun olarak, kullanacağı enerjiyi minimum bir değere indirmek, yani verimini tesbit etmek, en önemli teknik karakteristiği olup alet seçilirken tercih sebebidir.

Her mühendislikte problem teorik modellemeler içinde tartışıldıktan sonra uygulamaya konular ve deneysel çalışmalar aletin özelliklerini ortaya koyar, teorik beklentilerden az-çok fark eder. Aradaki farkı azaltmak mühendis için zahmetlidir; insanoğluna yapacağı mesleki görevidir. Bu çalışmanın, gelecekte geniş kapsamlı çalışmalara esas olacak teorik bir düzeye getirildiğine inanılmaktadır.

Ek Açıklamalar-A

PROJE HESAP ÖRNEĞİ

Atmosfer basıncındaki havayı 15 bar basınca çıkaran 264 m³/saat lik kompresör dizaynı.

Bu sıkıştırma işlemi iki kademe gerçekleştirilebilir. Silindir çapları

$$D_1 = 85 \text{ mm}$$

$$D_2 = 60 \text{ mm}$$

şeklinde seçilebilir.

$$\Delta = \frac{H}{D} = 0.7 \div 1.7 \text{ arasında kabul edilebilir.}$$

$$\Delta = 0.94 \text{ alındığında}$$

$$H = \Delta D = 0.941 \times 85 = 79.9 = 80 \text{ mm}$$

bulunur.

Strok hacmi,

$$V_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot H = \frac{\pi \times (85)^2}{4} \cdot 80 = 453960.13 \text{ mm}^3$$

$$V_p = 4.53 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

olarak elde edilir. Sıkıştırma oranı

$$\epsilon_r = \sqrt{\frac{P_k}{P_1}} = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} = \sqrt{\frac{15}{1}} = 3.872$$

olarak bulunur. Buradan birinci kademe çıkış basıncı

$$P_1 = 3.872 \text{ bar}$$

olacaktır.

Silindir ölü hacim yüzdesi,

$$\epsilon = (\%2 \div 10) v_p$$

$$n = 1.32$$

Silindire bir defada alınan havanın hacmi,

$$V_{1s} = v_p \left[1 + \epsilon - \epsilon \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{1/n} \right]$$

denklemleriyle,

$$V_{1s} = 453.96 \left[1 + 0.05 - 0.05 \left(\frac{3.872}{1} \right)^{1/1.32} \right]$$

$$V_{1s} = 453.96 \left[1.05 - 0.05 (3.872)^{0.7575} \right]$$

$$V_{1s} = 453.96 \left[1.05 - 0.05 (2.739478) \right]$$

$$V_{1s} = 414.477 \text{ cm}^3 = 4.14 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

olarak bulunur.

Silindire 1 dakikada alınan havanın hacmi

Kompresörün devir sayısı 1000 dev/dak seçilerek,

$$\dot{V}_{1s} = 414.477 \times 1000 = 0.414 \text{ m}^3/\text{dak}$$

olarak bulunur.

Hacimsal verim,

$$\eta_v = 1 + \epsilon - \epsilon \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{1/n}$$

$$n = 1.32 \text{ seçilerek}$$

$$\eta_v = 1 + 0.05 - 0.05 (3.872)^{0.7575} = 0.91$$

olarak bulunur.

Dakikada emilen hava şimdi hesaplanırsa,

$$\dot{V}_{1s} = \dot{V}_{1s} \eta_v = 0.414477 \times 0.91 = 0.377174 \text{ m}^3/\text{dak}$$

olarak bulunur.

Havanın birinci silindirde sıkıştırıldıktan sonraki sıcaklığı,

$$T_1 = 20^{\circ}\text{C} \text{ kabul edilerek,}$$

$$\frac{T_i}{T_1} = \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_1 = 273 \left(\frac{3.872}{1}\right)^{\frac{1.32-1}{1.32}}$$

$$T_1 = 273(3.872)^{0.2424}$$

$$T_1 = 273 \times 1.3884$$

$$T_1 = 379.03 \text{ K}$$

olarak bulunur.

Not: İkinci silindire girişteki sıcaklık soğutularak birinci silindire girişteki şartlara getirilecektir. İkinci silindire dakikada basılan hava hacmi,

$$\dot{V}_{2s} = \dot{V}_{1s} \left(\frac{P_1}{P_i}\right)^{1/n}$$

$$\dot{V}_{2s} = 0.377174 \left(\frac{1}{3.872}\right)^{1/1.32}$$

$$\dot{V}_{2s} = 0.135249 \text{ m}^3/\text{dak}$$

olarak bulunur.

İkinci kademedan çıkan havanın sıcaklığı,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{2n}}$$

$$T_2 = 293 (15)^{\frac{1.32-1}{2 \times 1.32}}$$

$$T_2 = 293 \times 1.3885$$

$$v = w.r = 104.71 \times 0.040 = 4.188 \text{ m/sn}$$

hesaplanır. Bulunan v aşağıdaki formülde kullanılarak

$$C_{\max} = v \sqrt{1 + \lambda^2}$$

$$C_{\max} = 4.188 \sqrt{1 + 0.25}$$

$$C_{\max} = 4.682 \text{ m/sn}$$

şeklinde elde edilir.

Bu hıza karşılık gelen krank açısı

$$\text{Cotg } \alpha = \frac{r}{L} = \lambda$$

$$\alpha = \text{arcCotg } (0.25)$$

$$\alpha = 75^{\circ} 96'$$

olur.

Piston ortalama hızı

$$C_m = \frac{Hn}{30} = \frac{80 \times 1000}{30} = 2666.6 \text{ mm/sn}$$

$$C_m = 2.666 \text{ m/sn}$$

elde edilir.

Kompresörlerde $C = 1$ ile 5 m/sn

Piston ivmesi

$$b = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \cos 2\alpha)$$

formülüyle hesaplanır.

$$\alpha = 0^{\circ} \text{ ve } \alpha = 180^{\circ}$$

için ivmenin ölü noktasındaki değerleri bulunur. Bunlar,

$$b(\ddot{ÜÖN}) = rw^2(1 + \lambda)$$

$$= 0.04 \times 104.71(1 + 0.25)$$

$$b(\ddot{ÜÖN}) = 5.2355 \text{ m/sn}^2$$

$$b(\ddot{AÖN}) = -rw^2(1 - \lambda)$$

$$b(\ddot{AÖN}) = -3.1413 \text{ m/sn}^2$$

olarak bulunur.

Biyelin kinematiği hesaplanırken, biyelin, piston pernosu etrafındaki salınımı sırasındaki açısal hızı,

$$w_b = w \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}$$

formülünde

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{ve} \quad \alpha = 270^\circ \quad \text{için} \quad w_b = 0 \quad \text{ve}$$

$$\alpha = 90^\circ \quad \text{ve} \quad \alpha = 180^\circ \quad \text{için} \quad w_b = w_{b(\max)} \quad \text{olar.}$$

$$w_{b(\max)} = w \cdot \lambda$$

$$w_{b(\max)} = 104.71 \times 0.25$$

$$w_{b(\max)} = 26.1775 \text{ rad/sn}$$

olarak bulunur.

Biyelin salınım hareketinin açısal ivmesi,

$$\epsilon_b = w^2 \lambda \sin \alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}}$$

formülünde

$$\alpha = 90^\circ \quad \text{ve} \quad \alpha = 270^\circ \quad \text{için}$$

$$\epsilon_{b(\max)} = \pm w^2 \lambda \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2)^{3/2}}$$

$$\varepsilon_{b(\max)} = (104.71)^2 \times 0.25 \frac{(0.25)^2 - 1}{[1 - (0.25)^2]^{3/4}}$$

$$\varepsilon_{b(\max)} = 2741.046 \frac{-0.9375}{0.9077}$$

$$\varepsilon_{b(\max)} = 2830.94 \text{ rad/sn}^2$$

elde edilir.

Kütlelerin indirgelenmesi hesaplanırken,

Pistonlu kompresörün atalet kuvvetlerinin tayini için, sistem hesaplamayı kolaylaştıracak şekle sokulur. Bunun için aşağıdaki kütleler indirgelenmelidir.

1) Pistonun sermanları ve pernosu ile beraber kütlesi,

1. kademe için:

$$m_{p1} = \frac{G_{p1}}{g} = \frac{4.60}{9.81} = 0.47 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

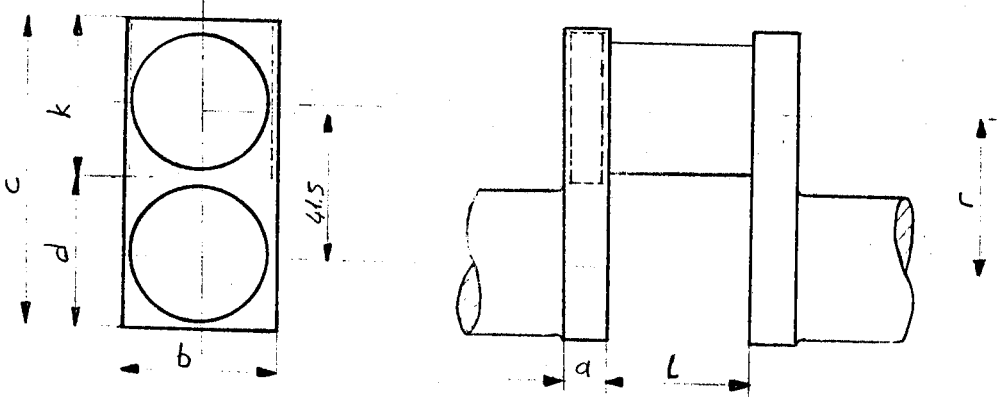
$$m_{p2} = \frac{G_{p2}}{g} = \frac{2.35}{9.81} = 0.24 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

2) Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi hesaplanırken, kolaylık sağlaması bakımından krank kollarının kesidi dikdörtgen kabul edilebilir.

krank maylasunun ağırlığı,

$$G_{kz} = \frac{D^2}{4} \times L \times \gamma$$



Şekil 9.1. Krank mili.

formülüyle ve

$$\gamma = 7.85 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3 \text{ (dövme çelik için)}$$

kabul edilerek,

$$G_{kz} = \frac{\pi \times (35)^2}{4} \times 38 \times 7.85 \times 10^{-5}$$

$$G_{kz} = 2.86 \text{ N}$$

hesaplanır.

Krank kolu ağırlığı,

$$G_{kol} = a \cdot b \cdot c \cdot \gamma$$

formülünden,

$$G_{kol} = 12 \times 40 \times 83 \times 7.85 \times 10^{-5}$$

$$G_{kol} = 3.12 \text{ N}$$

bulunur.

Yatak basınçları bakımından kolun sırf çizgili olarak gösterilen kısmı gözönüne alınmalıdır. Bu kısmın

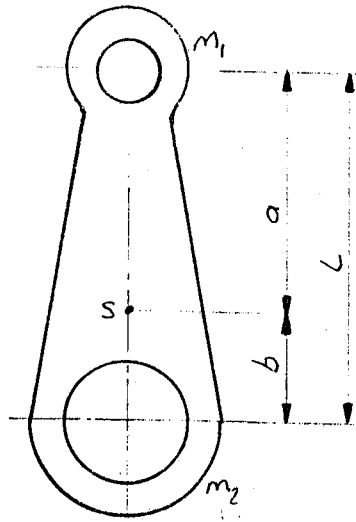
formülünden

$$m_{R \text{ kw}} = \frac{5.88}{9.81}$$

$$m_{R \text{ kw}} = 0.6 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

3) Biyelin kütlesi,



Şekil 9.2. Biyel.

Birinci kademe için,

$$m_b = \frac{G_b}{g}$$

$$m_b = \frac{2.70}{9.81} = 0.27 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Piston pernosuna indirgelenmiş kütle,

$$m_l = \frac{m_b \cdot b}{a + b}$$

$$m_1 = \frac{0.27 \times 110}{185}$$

$$m_1 = 0.11 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Krank maylusuna indirgelenmiş kütle,

$$m_2 = \frac{m_b \cdot a}{a+b} = \frac{0.27 \times 110}{185}$$

$$m_2 = 0.16 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

İkinci kademe için,

$$m_b = \frac{G_b}{g} = \frac{2.60}{9.81} = 0.26 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

$$m_1 = \frac{m_b \cdot b}{a+b} = \frac{0.26 \times 72}{185} = 0.10 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

$$m_2 = \frac{m_b \cdot a}{a+b} = \frac{0.26 \times 113}{185} = 0.16 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

Atalet kuvvetlerinin dengelenmesi,

$$m_r = m_{r(kr \text{ mili})} + m_{r(biy.1)} + m_{r(biy.2)}$$

$$m_r = 0.6 + 0.16 + 0.16$$

$$m_r = 0.92 \text{ kg}$$

bulunur.

Birinci mertebeden atalet kuvvetleri

$$P_{ilres} = m_r r w^2 = 0.92 \times 0.043 \times (104.71)^2 = 433.74 \text{ N}$$

P_c ve P_{ilres} tamamen dengelenmesi için kütlesi,

$$m_x = \frac{r}{\rho} [m_{r(kr \text{ mili})} + m_{r(biy.1)} + m_{r(biy.2)} + m]$$

$$m_x = \frac{43}{\rho} [0.92 + 0.47]$$

$$m_x = 59.77 \text{ kg mm}$$

$$\rho = 20 \text{ mm seçilirse}$$

$$m_x = 3 \text{ kg}$$

olması gerekir.

İkinci mertebeden atalet kuvvetleri

Bileske;

$$P_{i2res} = \sqrt{2} m_r w^2 \lambda \cos 2\alpha = 2 \times 0.47 \times 0.043 (104.71)^2 \times 0.25 \times 1$$

$$P_{i2res} = 78.34 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Bu kuvvet Lanchester metoduyla dengelenebilir.

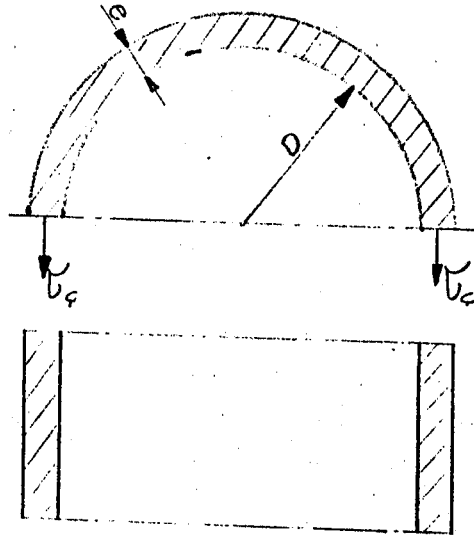
$$m_x = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{m_r \lambda}{4\rho} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{0.47 \times 43 \times 0.25}{4 \times 20}$$

$$m_x = 0.044 \text{ kg} = 44 \text{ gr}$$

$$G_x = m_x \cdot \rho = 0.044 \times 9.81 = 0.43 \text{ N karşı ağırlıkla}$$

dengelenabilir.

Kovan etinin hesabı,



Şekil 9.3. Silindir kovani kesiti.

Malzeme olarak GG 15 seçildiğinde,

$$\sigma_k = 150 \text{ N/mm}^2$$

olur.

$$e = 4 \div 8 \text{ mm}$$

$e = 6 \text{ mm}$ seçilerek,

$$e = \frac{P \cdot D}{2\sigma}$$

formülünden alçak basınç silindiri için,

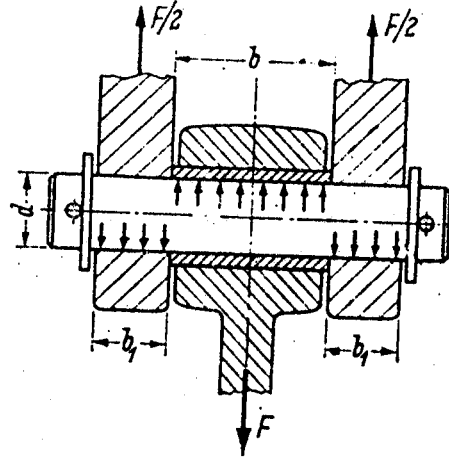
$$\sigma_\phi = \frac{P \cdot D}{2e} = \frac{0.387 \times 85}{2 \times 6} = 2.74 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur. Yüksek basınç silindiri için,

$$\sigma_\phi = \frac{P \cdot D}{2e} = \frac{1.5 \times 60}{2 \times 6} = 7.5 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur.

Böylece GG 15 in uygunluğu ispat edilmiş olur.



Şekil 9.4. Yüzey basıncı ve eğilmeye maruz perno.

$$F_{\text{atalet}} = m r w^2 (1 + \lambda)$$

$$m = 0.47 + 0.11$$

$$m = 0.57 \text{ kg}$$

$$F_{\text{atalet}} = 0.58 \times 0.043 \times (104.71)^2 (1 + 0.25)$$

$$F_{\text{atalet}} = 341.8 \text{ N}$$

bulunur.

$$F_I = 2196 - 341.8$$

$$F_I = 1854 \text{ N}$$

olarak bulunur.

$$M_{\text{eğI}} = \frac{F_I (b + b_1)}{4} = \frac{1854 (28 + 11)}{4}$$

$$M_{\text{eğI}} = 18078 \text{ N mm}$$

olarak bulunur ve Perno A 16×50 TS 69/1-Fe 34 seçilebilir.

$$\delta_{\text{eğI}} = \frac{M_{\text{eğI}}}{w_I}$$

$$W_I = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times (16)^3}{32} = 402.12 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{e\text{II}} = \frac{18078}{402.12} = 44.95 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur.

$$\tau_e \text{ 34 için } \tau_{em} = 340 \div 420 \text{ N/mm}^2$$

olduğundan emniyetlidir.

Y.B. Silindiri perno hesabı,

$$F_{II} = F_{\text{raz}} - F_{\text{atalet}}$$

$$F_{\text{raz}} = \frac{\pi D_{II}^2}{4} \cdot P_2$$

$$F_{\text{raz}} = \frac{\pi \times (60)^2}{4} \times 1.5$$

$$F_{\text{raz}} = 4241.15 \text{ N}$$

bulunur.

$$F_{\text{atalet}} = m r w^2 (1 + \lambda)$$

$$m = 0.24 + 0.10$$

$$m = 0.34 \text{ kg}$$

$$F_{\text{atalet}} = 0.34 \times 0.043 \times (104)^2 (1 + 0.25)$$

$$F_{\text{atalet}} = 200.37 \text{ N}$$

bulunur.

$$F_{II} = 4241.15 - 200.37$$

$$P_2 = \frac{1854}{2 \times 11 \times 16} = 5.26 \text{ N/mm}^2 < P_{em}$$

emniyetli olarak bulunur.

Piston ile perno arasındaki yüzey basıncı,

$$P_1 = \frac{F_I}{b \cdot d}$$

$$P_1 = \frac{1854}{28 \times 16} = 4.13 \text{ N/mm}^2 < P_{em}$$

emniyetli olarak bulunur.

Y.B. silindiri için:

$$P_2 = \frac{F_{II}}{2b_1 d}$$

$$P_2 = \frac{4040.78}{2 \times 14 \times 18} = 8.01 \text{ N/mm}^2 < P_{em}$$

emniyetli olarak bulunur.

$$P_I = \frac{F_{II}}{b d}$$

$$P_1 = \frac{4040.78}{37 \times 18} = 6.82 \text{ N/mm}^2 < P_{em}$$

emniyetli olarak bulunur.

Seçman font döküm olursa,

$$\sigma_{em} = 40 \text{ N/mm}^2$$

olar ve seçman yüksekliği

$$h_I = \frac{3}{100} \quad D = \frac{3}{100} \quad 85 = 2.55 \text{ mm}$$

Yay sabiti k ,

$$k = \frac{8.086 \times 10^4 \times 147323.51}{(38)^3}$$

$$k = 217097.59 \text{ N/mm}$$

olarak bulunur. Ve kritik hız,

$$w_{kr} = \frac{217097.59}{2.86}$$

$$w_{kr} = 275.51 \text{ rad/sn}$$

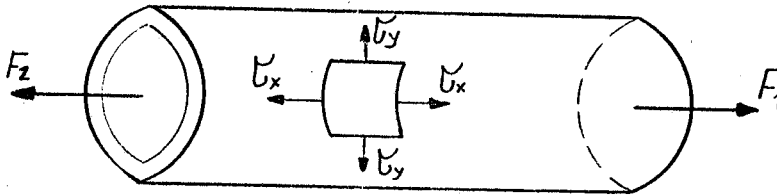
olarak bulunur. Kritik frekans

$$f_{kr} = \frac{1}{2} w_{kr}$$

$$f_{kr} = 43.84 \text{ 1/sn}$$

olarak bulunur.

Deponun mukavemet hesabı,



Şekil 9.6. Depo.

Yay sabiti k ,

$$k = \frac{8.086 \times 10^4 \times 147323.51}{(38)^3}$$

$$k = 217097.59 \text{ N/mm}$$

olarak bulunur. Ve kritik hız,

$$w_{kr} = \frac{217097.59}{2.86}$$

$$w_{kr} = 275.51 \text{ rad/sn}$$

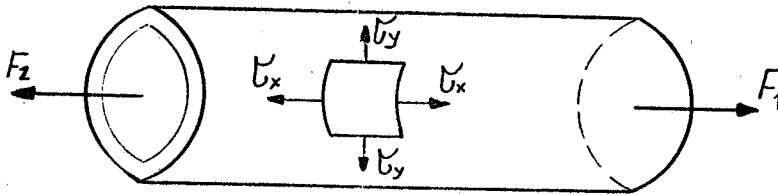
olarak bulunur. Kritik frekans

$$f_{kr} = \frac{1}{2} w_{kr}$$

$$f_{kr} = 43.84 \text{ 1/sn}$$

olarak bulunur.

Deponun mukavemet hesabı,



Şekil 9.6. Depo.

Deponun boyutları

$$D_o = 400 \text{ mm}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

Depo malzemesi St 37

$$\sigma_k = \sigma_{em} = 370 \text{ N/mm}^2 \text{ seçilerek deponun hacmi,}$$

$$V = \frac{\pi D_o^2}{4} L = \frac{\pi \times (0.4)^2}{4} \times 0.12 = 0.150 \text{ m}^3$$

olarak bulunur.

F_1 : Cidarsız kısma etkiyen kuvvet olmak üzere,

$$F_1 = P \pi r_o = 1.5 \times \pi (200)^2 = 188495.5 \text{ N}$$

olarak bulunur.

F_2 : Cidara etkiyen kuvvet olmak üzere

$$F_2 = 2P \pi r_o^2 t = 2 \times 1.5 \times \pi (200)^2 \times 5 = 1884955.5 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Eksenel gerilme,

$$\sigma_x = \frac{Pr}{2t} + \frac{F_1}{A} = \frac{1.5 \times 200}{2 \times 5} \times \frac{188495.5}{\frac{\pi \times (200)^2}{4}} = 30 + 5.99$$

$$\sigma_x = 35.99 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur.

Çevresel gerilme,

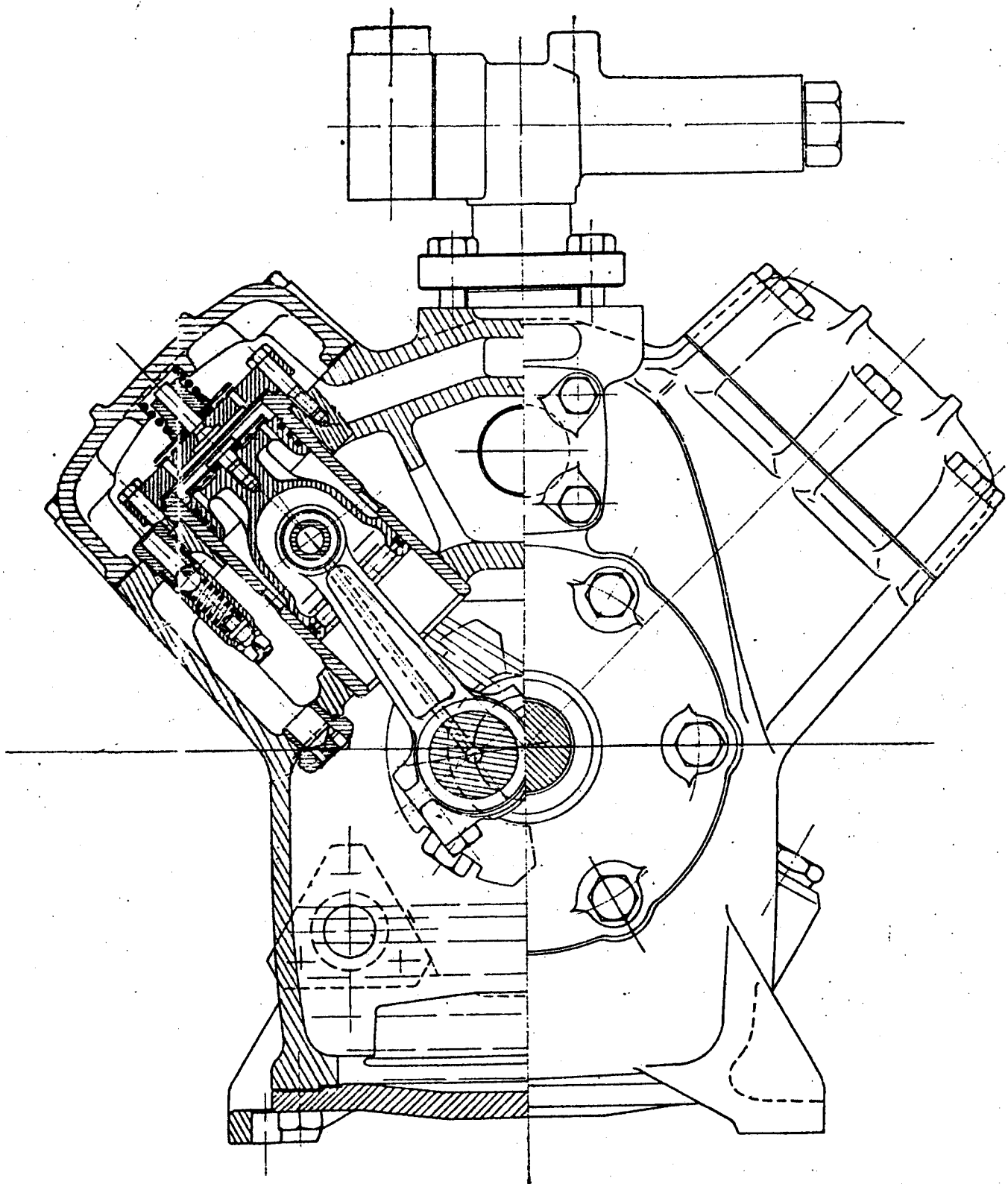
$$\sigma_y = \frac{P \cdot r}{t} = \frac{1.5 \times 200}{5} = 60 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur.

$$\sigma_y < \sigma_{em}$$

olduğundan, depo basınca dayanıklıdır.

Bu hesaplamalar sonrası çizilen resim Şekil 9.7. deki gibi olabilmektedir.



Şekil 9.7. İki kademeli kompresör.