

ÍNDICE

PÁGINAS

1. INTRODUÇÃO	3
2. COMPRESSORES, VENTILADORES, BOMBAS DE VÁCUO - FAIXAS DE ATUAÇÃO	4
3. COMPRESSORES - Classificação	4
4. TIPOS DE COMPRESSÃO	7
5. COMPRESSORES ALTERNATIVOS	8
5.1 - Características construtivas	8
5.1.1 - Sistema de lubrificação	9
5.1.2 - Selagem da Haste do Pistão	11
5.2 - Disposições dos cilindros	12
5.3 - Ciclo do compressor alternativo	14
5.3.1 - Diagrama Ideal de Compressão	15
5.3.2 - Diagrama da Compressão com Espaço Morto no Cilindro	22
5.4 - Válvulas	26
5.5 - Influência de variações das condições de serviço sobre performance	36
5.6 - Compressão em estágios	47
5.7 - Capacidade do compressor	56
5.8 - Controle da capacidade	61
5.9 - Estimativa da potência de compressão	71
5.10 - Compressores não lubrificado	81
5.11 - Compressão de gases corrosivos ou tóxicos	88
5.12 - Vibrações em um compressor alternativo	89
5.13 - Instrumentação de Proteção	90
5.14 - Bombas de vácuo alternativas	91
5.15 - Especificação	96
5.16 - Manutenção	107

6. COMPRESSORES VOLUMÉTRICOS ROTATIVOS	111
6.1 - Compressor Rotativo de Palhetas	111
6.2 - Compressor de lóbulos	120
6.3 - Compressor de parafusos	122
6.4 - Compressor de anel líquido	123
6.5 - Controle de Capacidade	124
PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE GASES	127

1. INTRODUÇÃO

"O transporte de fluidos compressíveis, tornado possível por máquinas como compressores, ejetores, ventiladores, sopradores (blowers) e bombas de vácuo, é parte fundamental dos processos da indústria química. Um fluido compressível pode ser evacuado de um sistema ou injetado nele para, por exemplo, auxiliar na obtenção de uma condição de pressão, volume e temperatura necessária para que haja uma determinada reação, ou para que uma operação unitária como absorção, condensação, destilação ou evaporação aconteça numa taxa ótima, ou para efetuar uma mudança de fase de um fluido. Em filtração, transporte ou mistura de materiais, um fluido compressível pode ser usado para, respectivamente, permitir a retenção de partículas sólidas carregadas pela corrente de fluido em uma superfície filtrante, transportar pequenos sólidos em uma corrente de fluido ou agitar sólidos ou líquidos. A compressão é usada também para permitir a armazenagem de grandes massas de gases em vasos, por liquefação ou, pelo menos, por redução de volume do gás.

O maior número de máquinas de compressão de gases na indústria química é usado para ar. Este é empregado para operação dos instrumentos pneumáticos, atuação de servo-sistemas, e para utilidades em geral em qualquer unidade de processos químicos. Um sistema de ar a 100 psig é comumente empregado para utilidades, para operar talhas, maquinaria de embalagem e outros equipamentos mecânicos. Compressores para ar a 250 psig são empregados na partida de grandes motores diesel ou a gás.

Ar para oxidação é a aplicação química mais largamente empregada. Qualquer pressão de ar requerida pode ser fornecida por alguma das máquinas de compressão, desde ventiladores descarregando a umas poucas polegadas de água de pressão, até compressores de vários estágios para pressões de 3000 psi. Unidades industriais de grande porte e produção contínua usam ar para oxidação na obtenção de produtos finais ou intermediários, tais como gás de síntese, formaldeído, metanol e ácido nítrico.

Além disso, é vital para o processo de cracking catalítico a regeneração do catalisador impregnado de carbono, realizada pela oxidação do carbono por ar suprido por um blower". (*)

Devido ao fato das máquinas de compressão terem em geral custo elevado, chegando a extremos da ordem de centenas de milhares de dólares e muitas vezes tornando anti-econômico ao usuário possuir máquinas de reserva, e tendo em mente ainda que a paralisação de uma unidade de processo pela falha de um compressor pode representar prejuízo por lucros cessantes de milhares de dólares diários, é fundamental para o engenheiro que tenha participação no projeto, operação ou manutenção de uma unidade, um conhecimento se não em detalhe ao menos básico das características dessas máquinas.

(*) Des Jardins, P.R., em "Chemical Engineering", Junho de 1956.

2. COMPRESSORES, VENTILADORES, BOMBAS DE VÁCUO CONDIÇÕES DE SERVIÇO

MÁQUINA	$p_{\text{sucção}}$	p_{descarga}	$D \quad p = p_{\text{desc.}} - p_{\text{sucção}}$ Δp
Compressor	> ou < p_{ambiente}	> p_{amb}	> 35 psi / 2,4 bar
Ventilador	< p_{ambiente} ou >	< > p_{amb}	< 1 a 2 psi / 0,15 bar
Soprador ou Blower (Ar)	= p_{amb}	> p_{amb}	2 a 35 psi / 0,15 a 2,4 bar
Bomba de vácuo	< p_{ambiente}	$\geq p_{\text{amb}}$	\leq 15 psi / 1 bar

Embora essas máquinas tenham basicamente a mesma função - aumentar a pressão de um gás - o fato de trabalharem em pressões diferentes faz com que apresentem características construtivas diversas (por exemplo quanto ao sistema de selagem da máquina, resistência mecânica das partes) e mesmo, às vezes, obedeçam a concepções de projeto totalmente diferentes.

3. COMPRESSORES - Tipos comuns

A compressão de um gás é efetuada praticamente segundo um de dois procedimentos básicos, os quais determinam duas classes de compressores:

I) Volumétricos

Nesses compressores, o aumento da pressão de uma certa massa de gás é conseguido pela redução do volume que esta ocupava.

A esta classe pertencem os seguintes compressores, divididos em dois grupos segundo o movimento fundamental das partes que efetuam a redução do volume:

a) Alternativos

Compressores de êmbolo (de pistão).

b) Rotativos

Compressores de lóbulos, compressores de palhetas, compressores de parafusos, compressores de anel líquido.

II) Dinâmicos

Neles, o fluxo de gás recebe inicialmente um trabalho mecânico, adquirindo energia cinética, e em seguida essa energia cinética é transformada em energia de pressão pela passagem do gás em canais cuja área transversal aumenta progressivamente no sentido do fluxo (fazendo com que o gás vá perdendo velocidade e aumentando a pressão).

De acordo com o modo pelo qual o fluxo de gás adquire energia cinética, esses compressores são agrupados em:

a) Turbo-compressores

Trabalho sobre o gás é efetuado por rotor provido de palhetas. A trajetória do fluxo em relação ao rotor da máquina estabelece ainda dois grupos desses compressores, com sensíveis diferenças de projeto e performance.

a.1) Centrífugos - trajetória radial

a.2) Axiais - trajetória axial

b) Ejetores (fig. 3.1)

Nestes, a fonte de gás é conectada à entrada de um difusor, onde se consegue uma pressão bastante baixa através de um fluxo auxiliar em alta velocidade. A diferença de pressões entre a fonte e esse ponto faz com que o gás desloque, adquira velocidade e portanto energia cinética, posteriormente convertida em energia de pressão no difusor. São usados geralmente como bombas de vácuo.

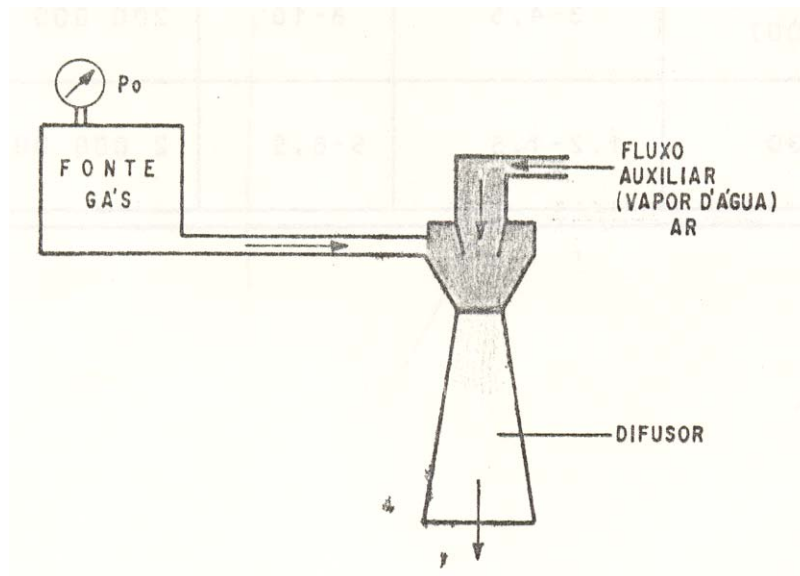
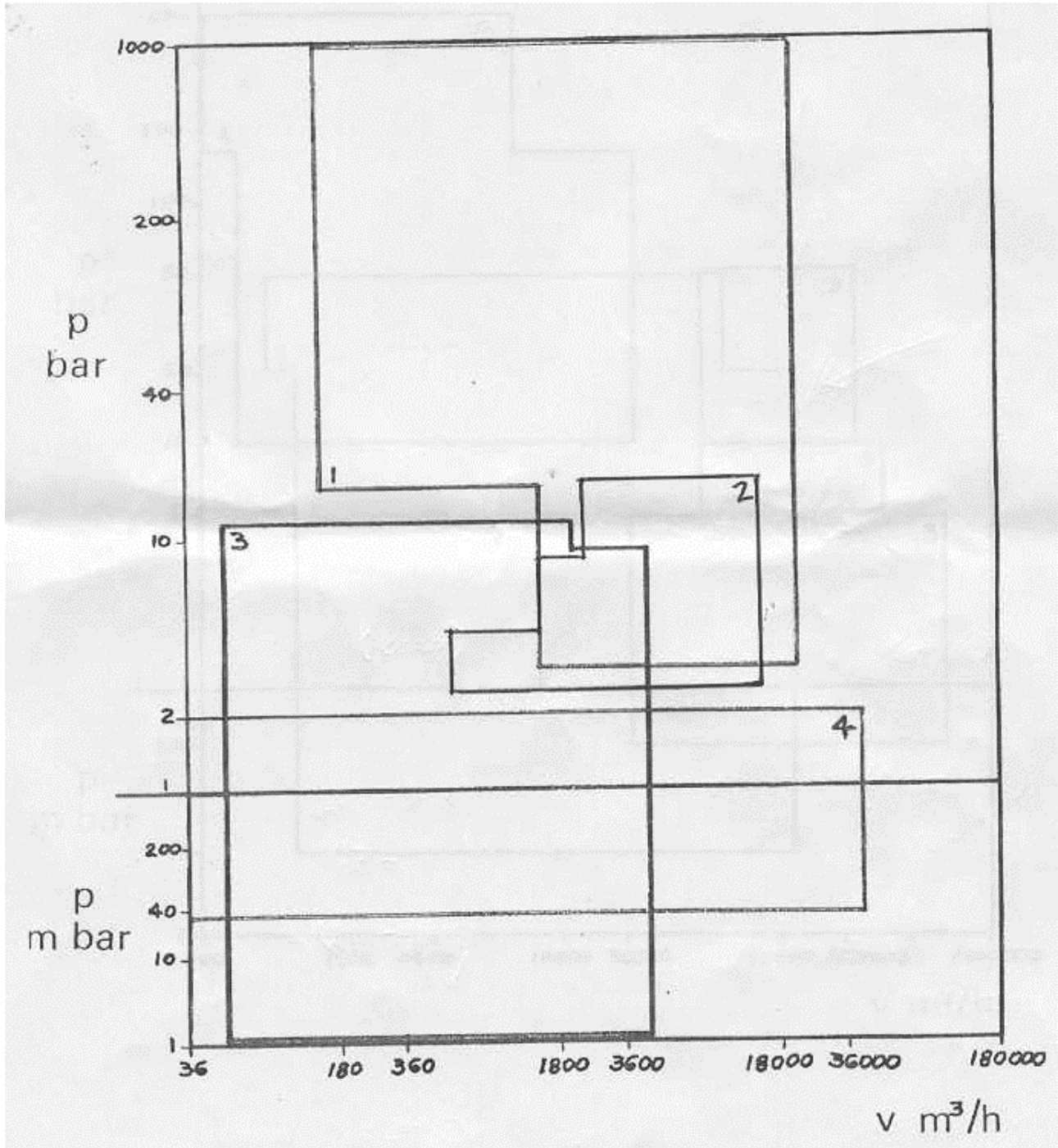


FIG. 3.1. EJETOR

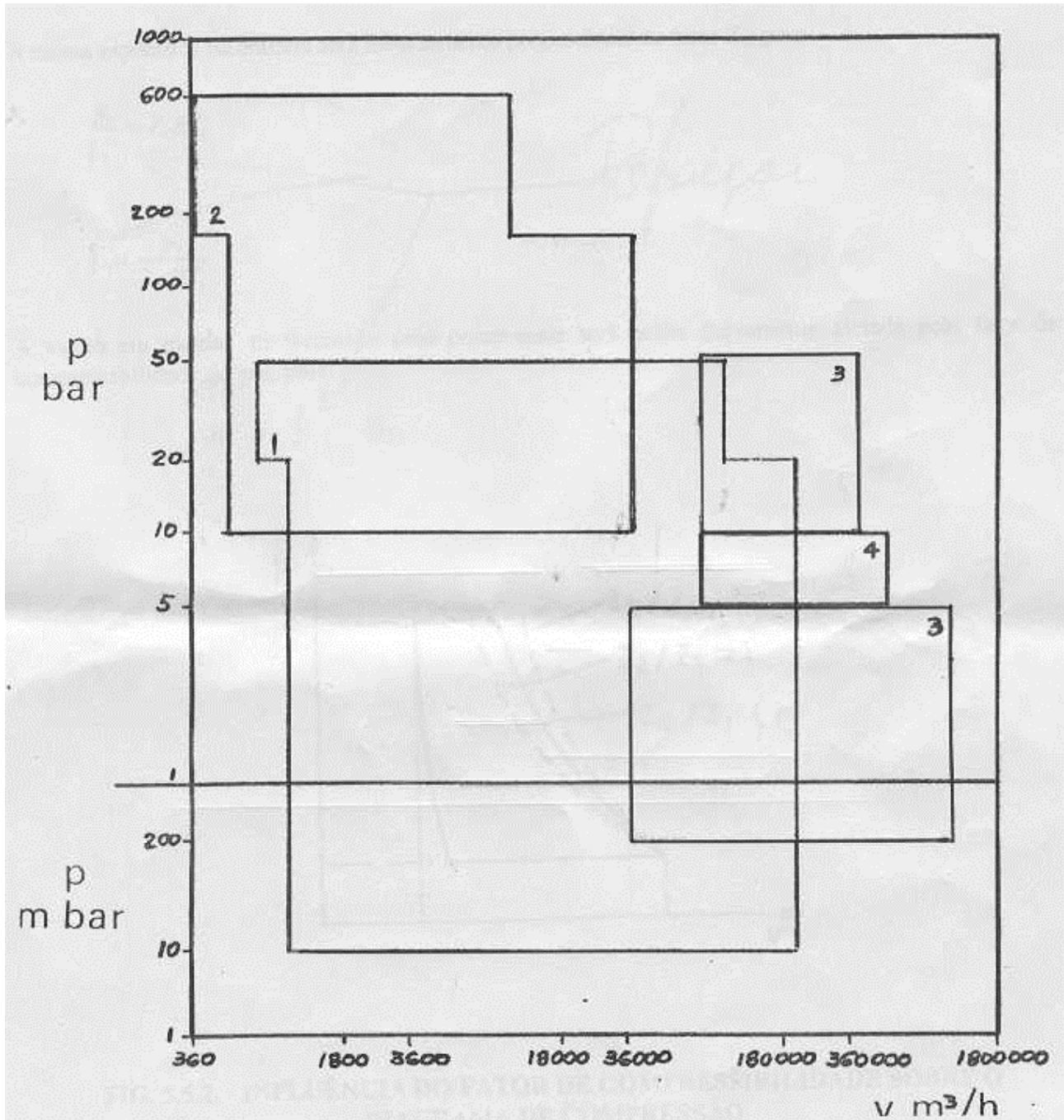
LIMITES GERAIS DOS DIVERSOS TIPOS DE COMPRESSORES

TIPO		max. pressão descarga (psig) (barg)	max. relação compressão por estágio	max. rel. compressão por máquina	max. vazão medida da sucção (CFM) (m ³ / h)
Volum	Alternativos	35000-50000 (2400-3400)	10	-	35000-50000 (6000-8500)
	Rotativos	(7 - 17) 100-250	4	8	(85.000) 50.000
Turbo	Centrífugos	(200-410/680) 3000-6000/10000	3-4, 5	8-10	200.000 (340.000)
	Axiais	80-130 (5,5 - 8,8)	1,2-1,5	5-6,5	2.000.000 (3400.000)

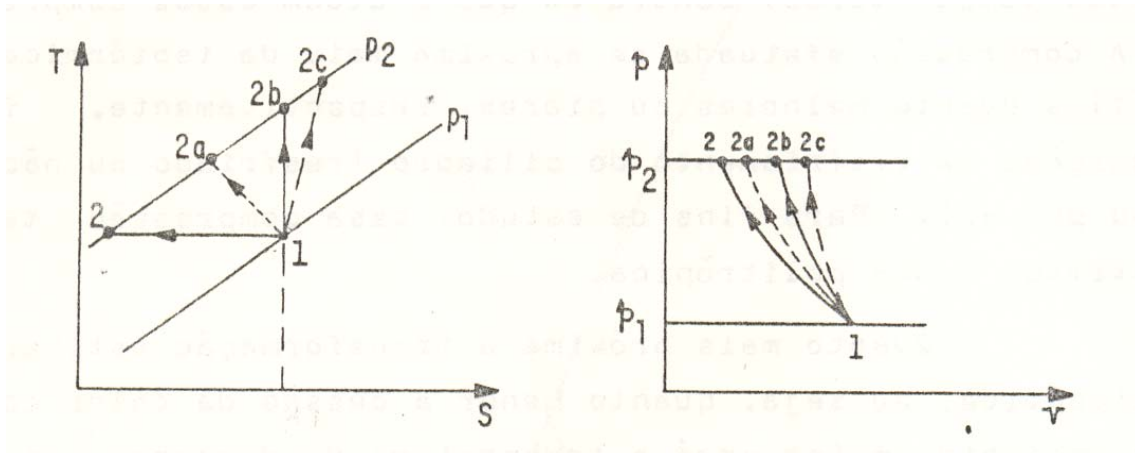
- 1 – RECIPROCATING COMPRESSORS
- 2 – SCREW COMPRESSORS
- 3 – ROTARY COMPRESSORS AND VACUUM PUMPS
- 4 – ROOTS COMPRESSORS AND BLOWERS



- 1 – CENTRIFUGAL COMPRESSORS
- 2 – CENTRIFUGAL BARREL-TYPE COMPRESSORS
- 3 – AXIAL-FLOW COMPRESSORS
- 4 – AXIAL-CENTRIFUGAL COMPRESSORS



4. TIPOS DE COMPRESSÕES NORMALMENTE EFETUADAS NOS COMPRESSORES



- TRANSF. 1 → 2c - ADIABÁTICA IRREVERSÍVEL (POLITRÓPICA)
- 1 → 2b - ADIABÁTICA REVERSÍVEL (ISOENTRÓPICA)
- 1 → 2a - COMPRESSÃO C/ RESFRIAMENTO (POLITRÓPICA)
- 1 → 2 - ISOTÉRMICA

FIG. 4.1 - TIPOS DE COMPRESSÃO

As transformações irreversíveis estão marcadas tracejadas porque na verdade não existem estados de equilíbrio intermediários numa transformação irreversível.

Uma compressão adiabática irreversível é a que se verifica normalmente nos turbo-compressores, estes geralmente não são resfriados, a além disso operam com altas vazões (causando altas velocidades do gás), fazendo com que o calor cedido por cada unidade de massa de gás ao ambiente seja bastante reduzido. Além disso, como as pressões de descarga para esses compressores não são muito altas, as temperaturas atingidas pelo gás não são muito elevadas, concorrendo para uma troca de calor reduzida. Mudanças de direção, atritos e choques do gás em altas velocidades são responsáveis pela irreversibilidade do processo. Para o estudo termodinâmico da compressão, aproxima-se esse processo irreversível a um reversível, o processo politrópico.

Os compressores alternativos efetuam compressões com resfriamento do gás, devido ao relativamente longo tempo de permanência de uma unidade de massa do gás trocando calor com o ambiente, e às altas pressões de descarga (com consequentes altas temperaturas) contra as quais atuam esses compressores. A compressão efetuada se aproxima mais da isotérmica ou adiabática quanto melhores ou piores, respectivamente, forem as condições de resfriamento do cilindro (resfriado ou não, por água ou por ar). Para fins de estudo, essa compressão também é aproximada a uma politrópica.

Quanto mais próxima a transformação estiver de uma adiabática, ou seja, quanto menor a cessão de calor do gás para o ambiente, maior será a temperatura de descarga de gás, com as seguintes implicações:

- menores tensões admissíveis dos materiais, portanto as espessuras das peças deverão ser maiores para os mesmos esforços.
- a viscosidade do lubrificante diminui com a temperatura, podendo causar problemas, em casos mais extremos o lubrificante pode se decompor ou, se a temperatura atingir valores excessivos, sobre combustão, com problemas de segurança.

Portanto, compressões com intensa troca de calor (mais próximas à isotérmica) são mais interessantes, sob o aspecto temperatura de descarga.

5. COMPRESSORES ALTERNATIVOS

5.1. Características construtivas

No compressor de duplo efeito, existem duas câmaras de compressão trabalhando em paralelo, cada uma delas limitada por uma face do pistão.

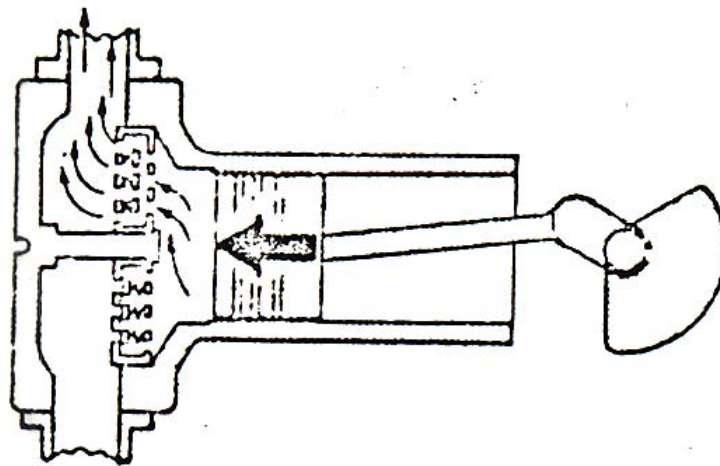


FIG. 5.1.a - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

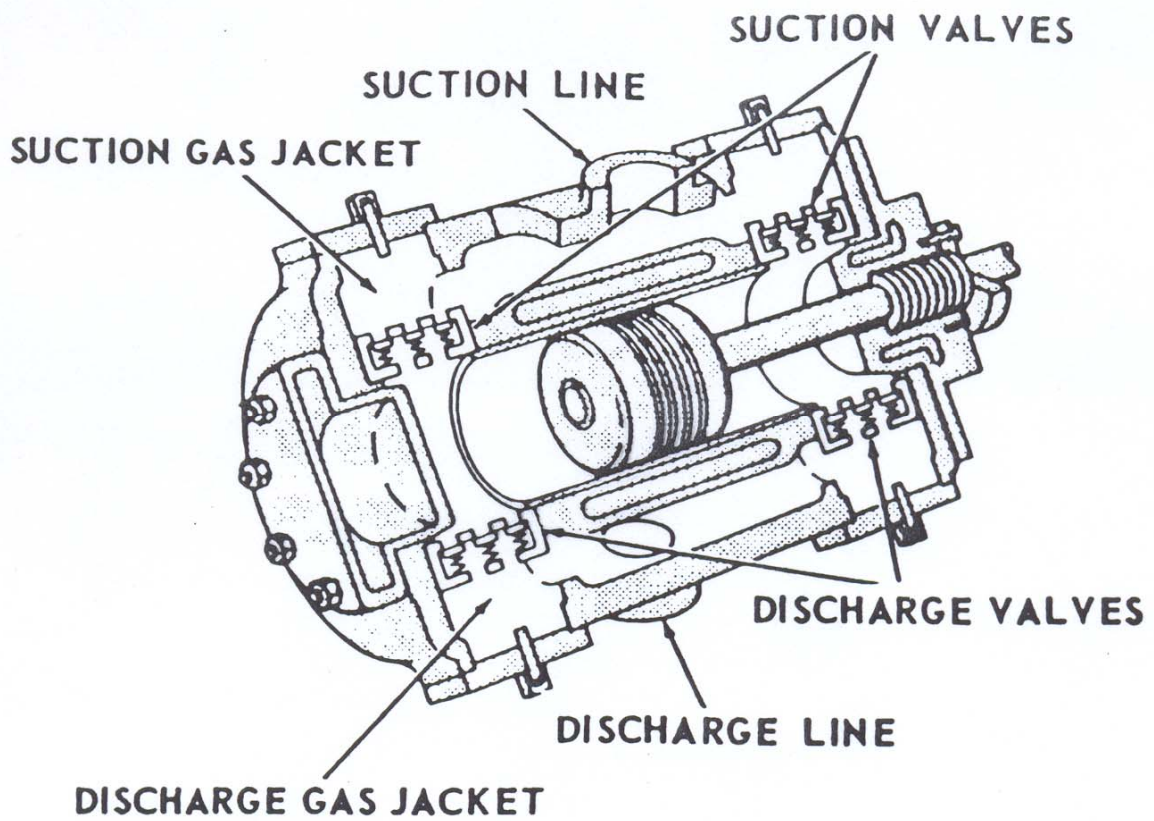


FIG. 5.1.b - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

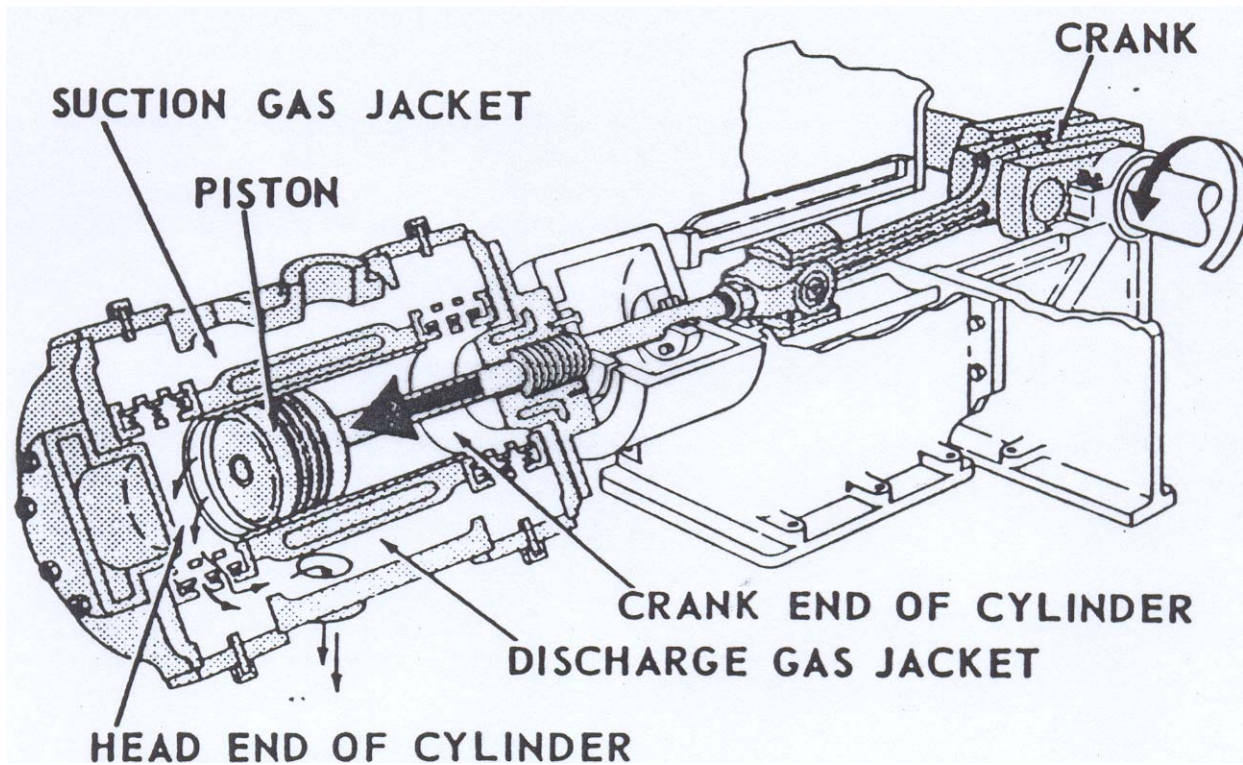


FIG. 5.1.c - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

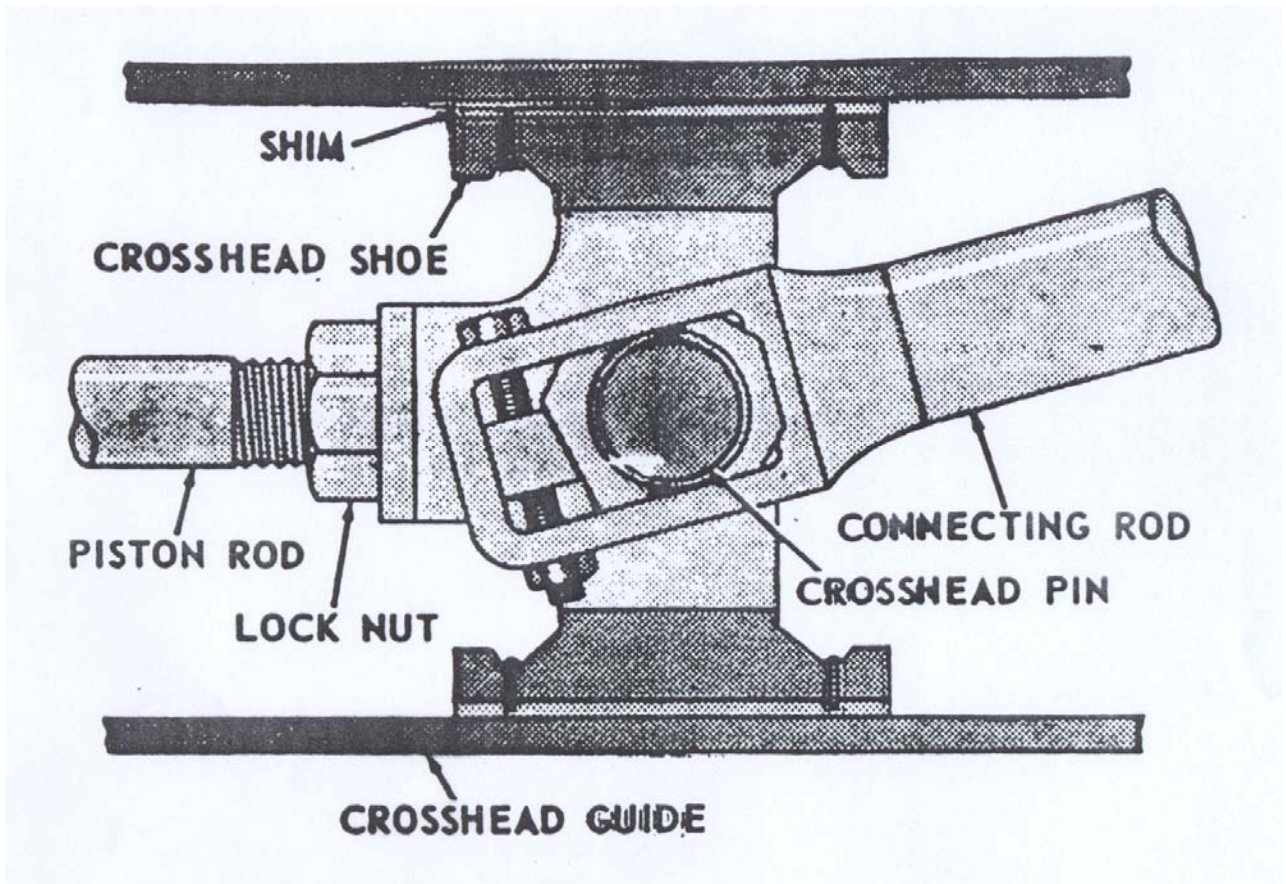


FIG. 5.1.d - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

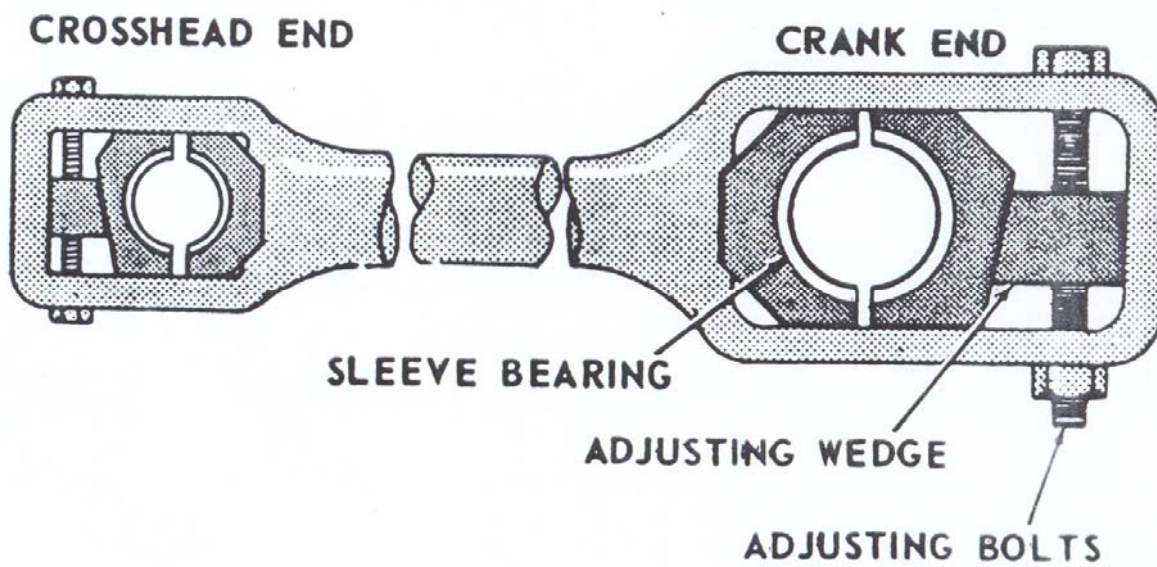


FIG. 5.1.e - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

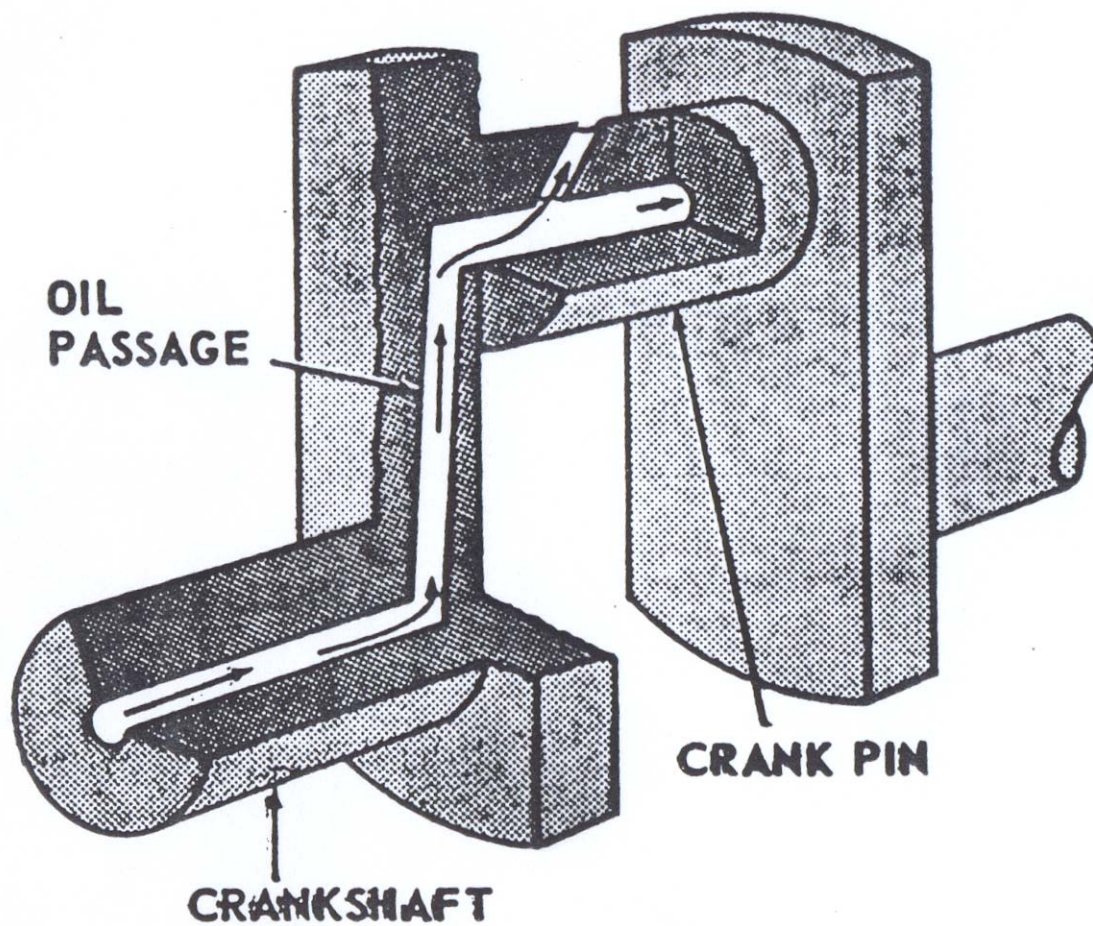


FIG. 5.1.f - COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Para que possa haver a vedação da câmara do lado do girabrequim, é necessário que o pistão seja movimentado pela haste guiada, articulada na biela.

As características dessa construção são:

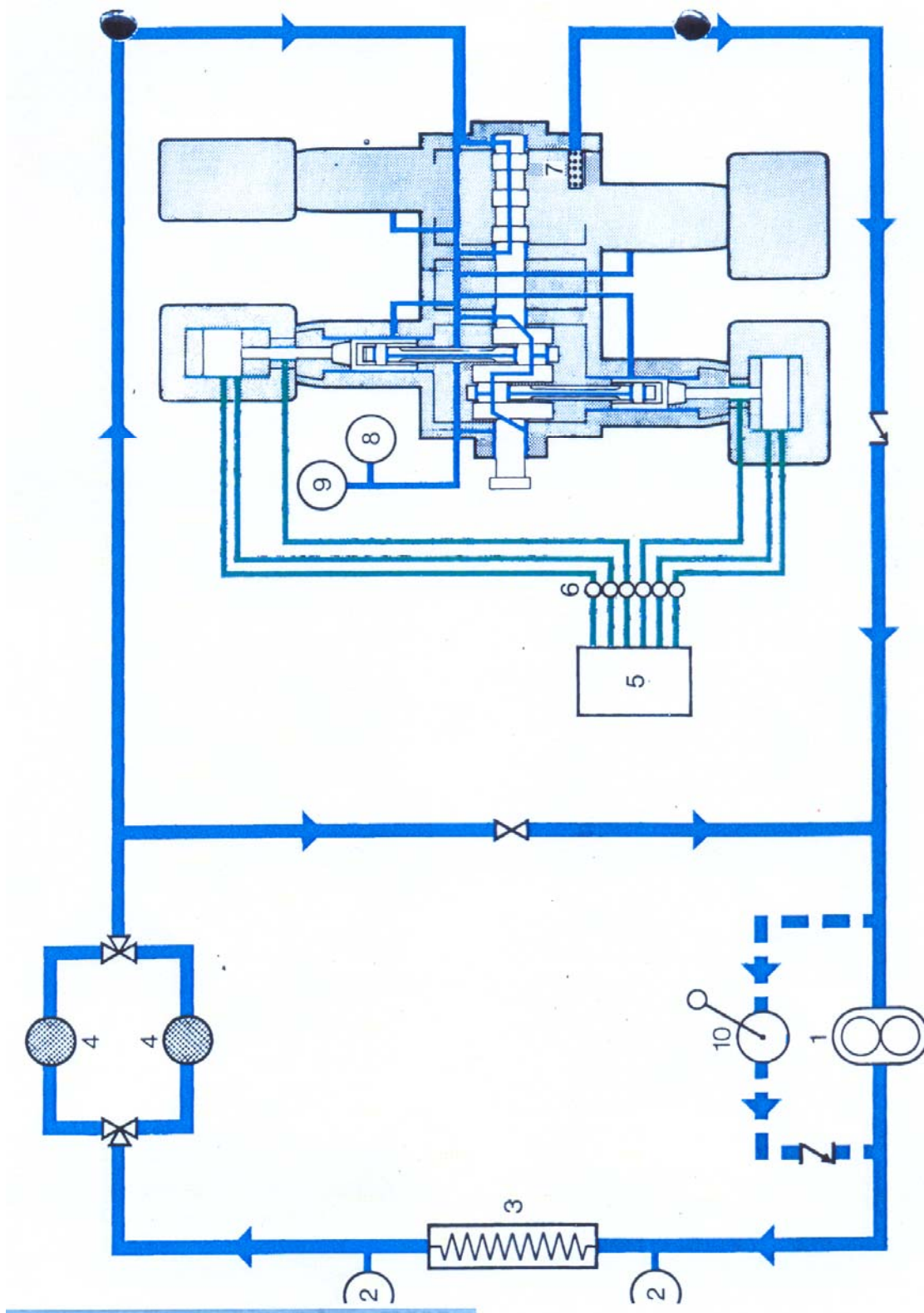
- torque mais regular - a cada volta do girabrequim, são efetuadas dois ciclos de compressão.
- grandes capacidades - observar apenas que um cilindro de duplo efeito não tem o dobro da capacidade de um de simples efeito de mesmo tamanho devido ao volume ocupado pela haste (a diferença é sensível na maioria dos casos).
- esforços laterais do pistão (anéis) contra o cilindro são muito reduzidos.
- contato lubrificante-gás pode ser mais eficientemente evitado.
- construção mais complexa.

Em geral, compressores para serviços de maior responsabilidade (processos, centrais de ar comprimido) são de duplo efeito.

5.1.1. Sistema de Lubrificação

Nos modernos compressores industriais de duplo efeito, a lubrificação dos mancais, girabrequim, cruzeta e anéis de selagem, pode ser feita por sistema de salpicos, ou através de um sistema a óleo sob pressão (lubrificação forçada).

Os cilindros são normalmente lubrificados com um lubrificador mecânico, com uma ou mais injeções em cada cilindro. Esse lubrificador mecânico pode ser acionado por um pequeno motor elétrico, ou pelo próprio girabrequim através de um jogo de engrenagens. Sendo que no último caso é necessária uma bomba de pré-lubrificação para a partida da unidade.



- | | | | |
|----------------|----------------------|-----------------|-------------------|
| 1 - Bomba | 4 - Filtro | 7 - Filtro-tela | 10 - Bomba manual |
| 2 - Termômetro | 5 - Lubrificador | 8 - Pressostato | |
| 3 - Resfriador | 6 - Visores de fluxo | 9 - Manômetro | |

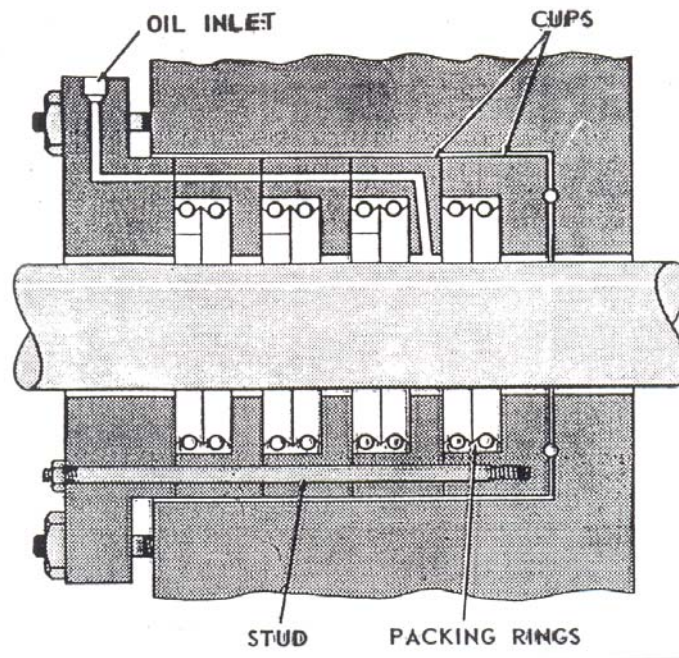
O material normalmente utilizado é o bronze, havendo injeção de óleo lubrificante para dissipar o calor gerado e funcionar ainda como auxiliar de vedação devido ao filme de óleo formado.

Quando o compressor é do tipo não lubrificado, se utilizam anéis de vedação de teflon ou carvão.

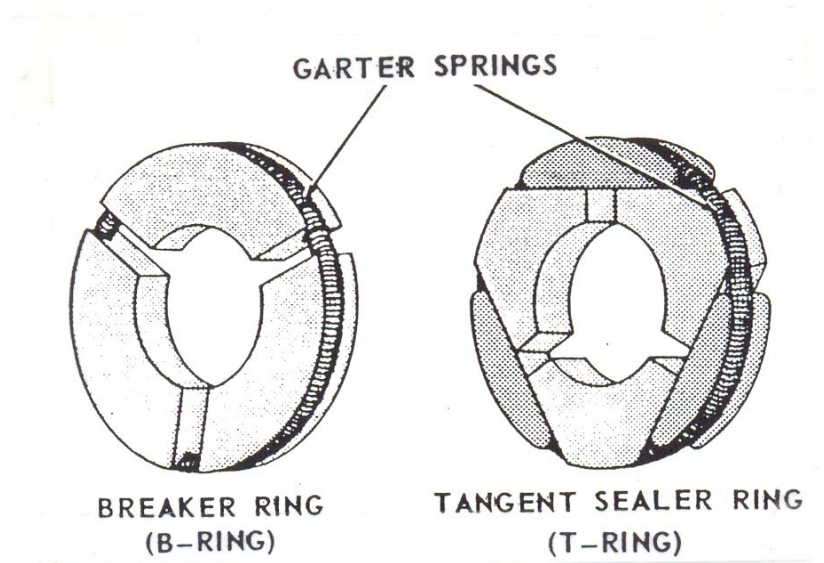
5.1.2. Selagem da Haste do Pistão

A maioria dos modernos compressores utilizam anéis metálicos para vedação da haste do pistão.

Os anéis são presos através de um parafuso passante como mostra a figura abaixo:



Os anéis são construídos em segmentos e apertados contra a haste do pistão por molas circulares:



5.2. Disposição dos Cilindros

Os compressores quanto à disposição dos cilindros podem ser:

a) Horizontais - características:

- facilidade de acesso, principalmente às válvulas
- ocupam muito espaço e exigem maiores fundações
- esforços laterais sobre os anéis do pistão.

b) Verticais

- acesso mais difícil
- menores fundações e espaço ocupado
- lubrificação mais fácil
- em compressores muito grandes, o peso do pistão poderia causar cargas adicionais sensíveis nas peças acionadoras; nesses casos são usados horizontais.

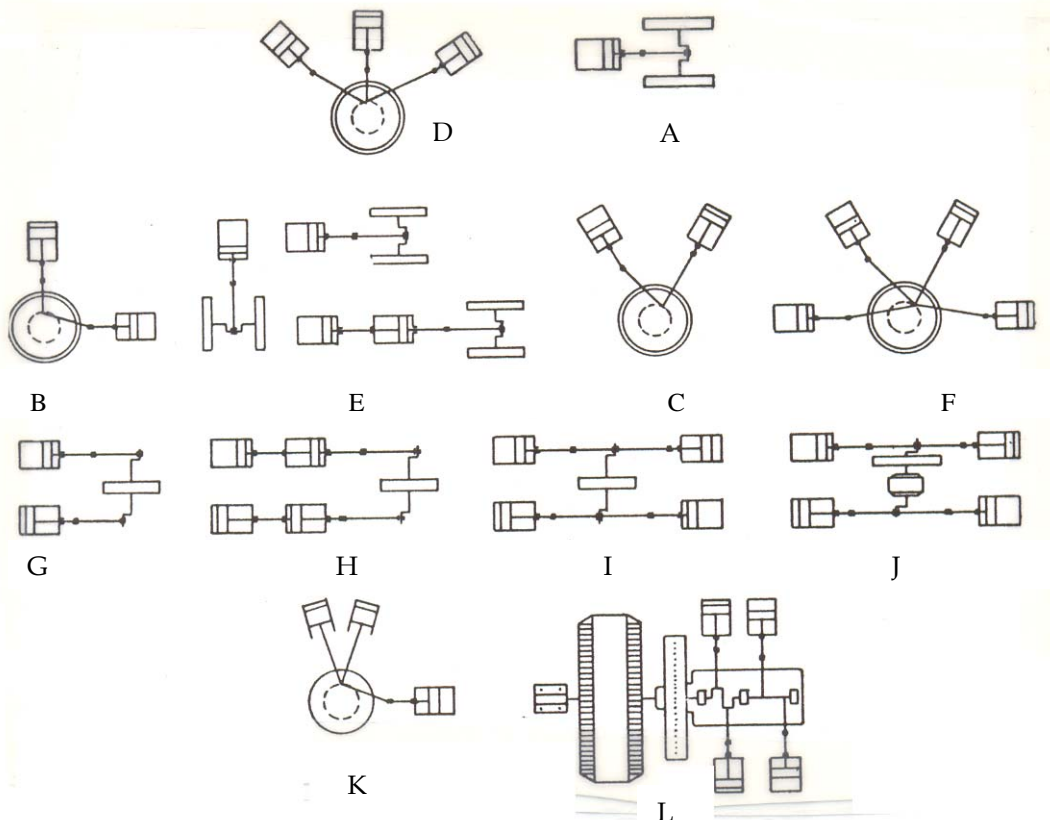


FIG. 5.2.1.1 - VÁRIOS TIPOS DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

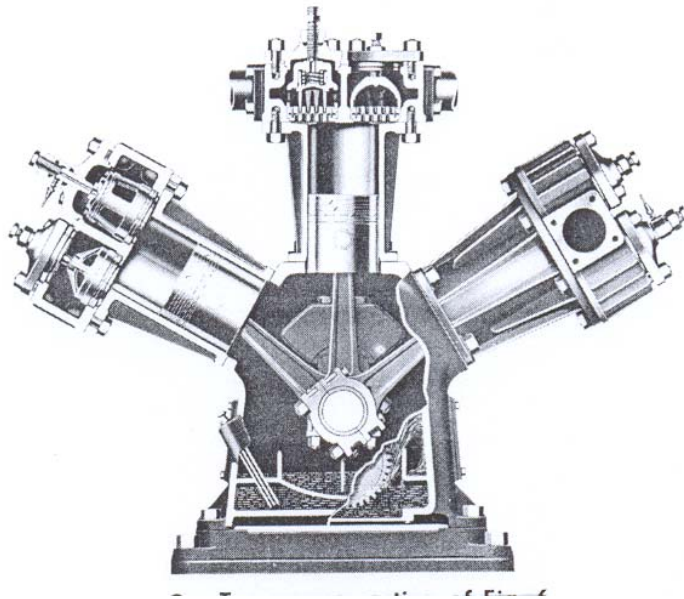


FIG. 5.2.1.2

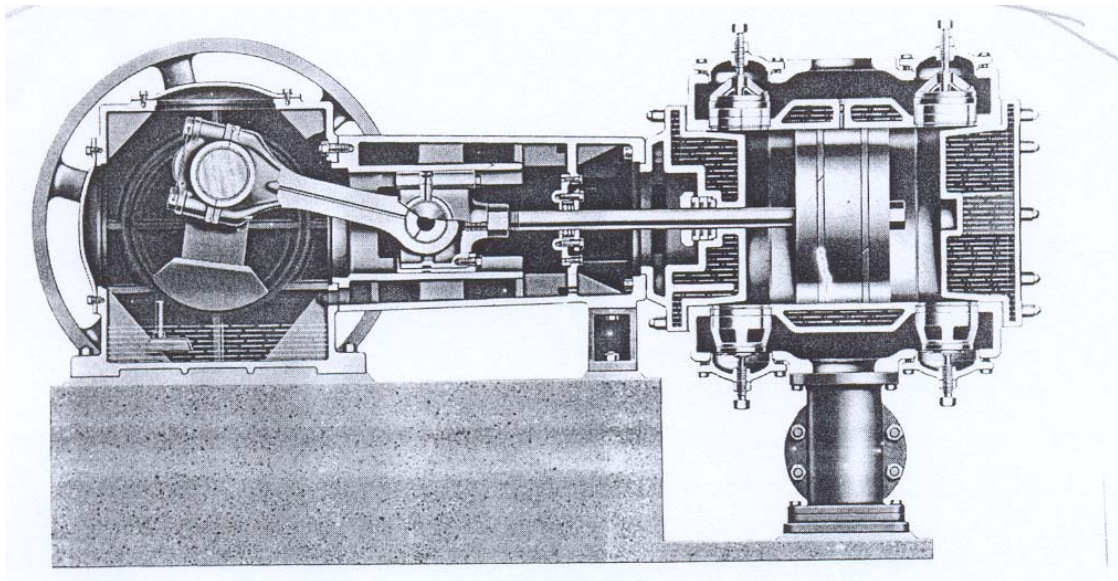


FIG. 5.2.1.3 – Horizontal, straight-line, single-stage, water-cooled, heavy-duty, crosshead-type compressor. Also available with two and three stages to 2500 psiG. 20 to 150 HP.

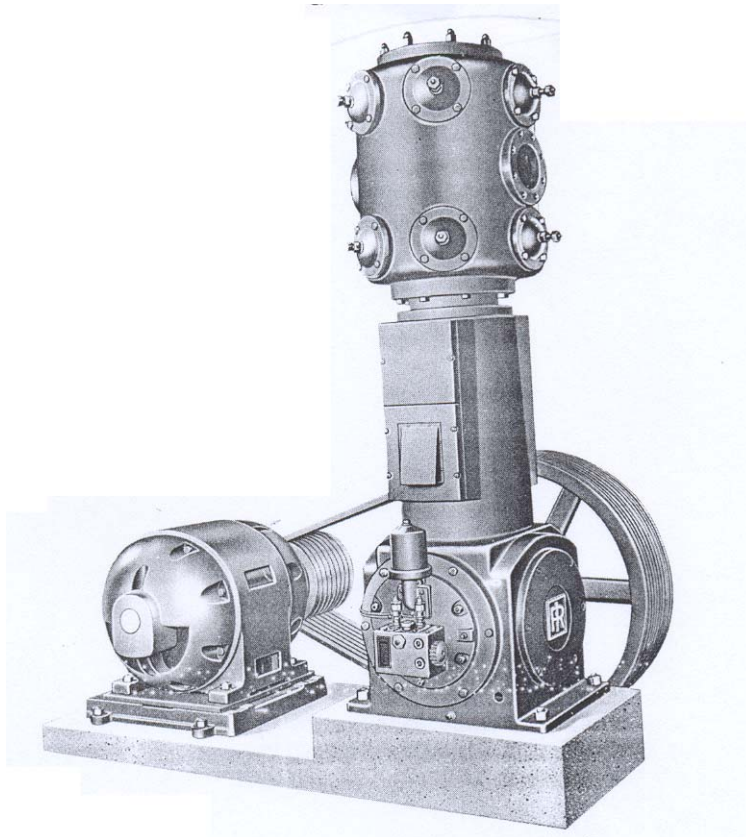


FIG. 5.2.1.4 – Vertical, straight-line, single-stage, water cooled, heavy-duty compressor. 20 to 125 HP.

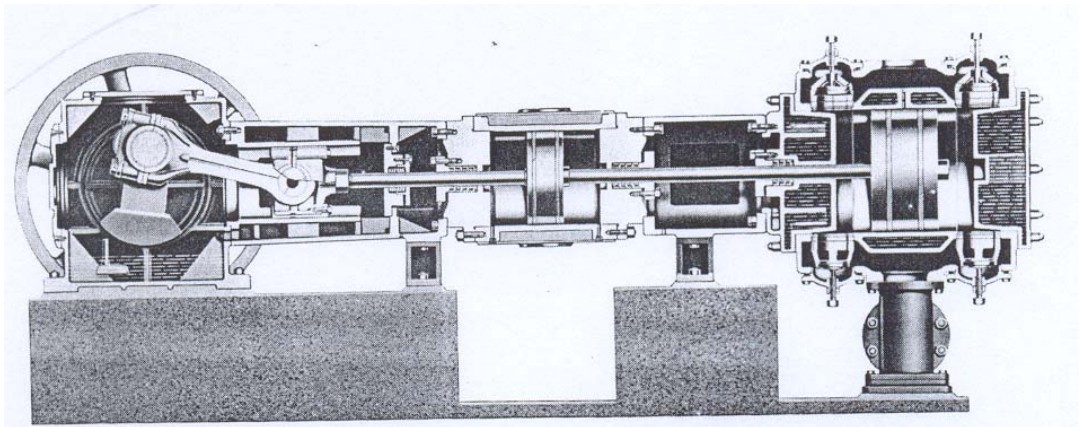


FIG. 5.2.1.5 – Horizontal, straight-line, single-stage, water-cooled, steam driven compressor. Also available with two and three stages to 2500 psiG. 40 to 150 HP.

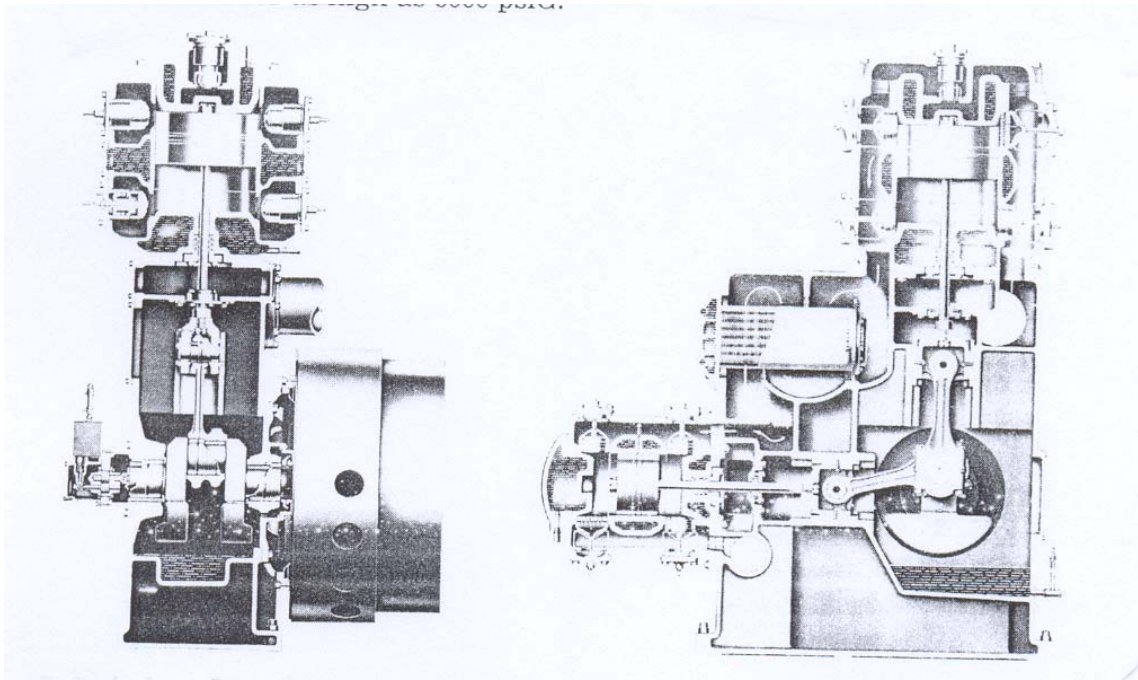


FIG. 5.2.1.6 – One type of angle compressor. Two-stage, heavy-duty, water-cooled, built-in finned tube intercooler. 75 to 1250 HP.

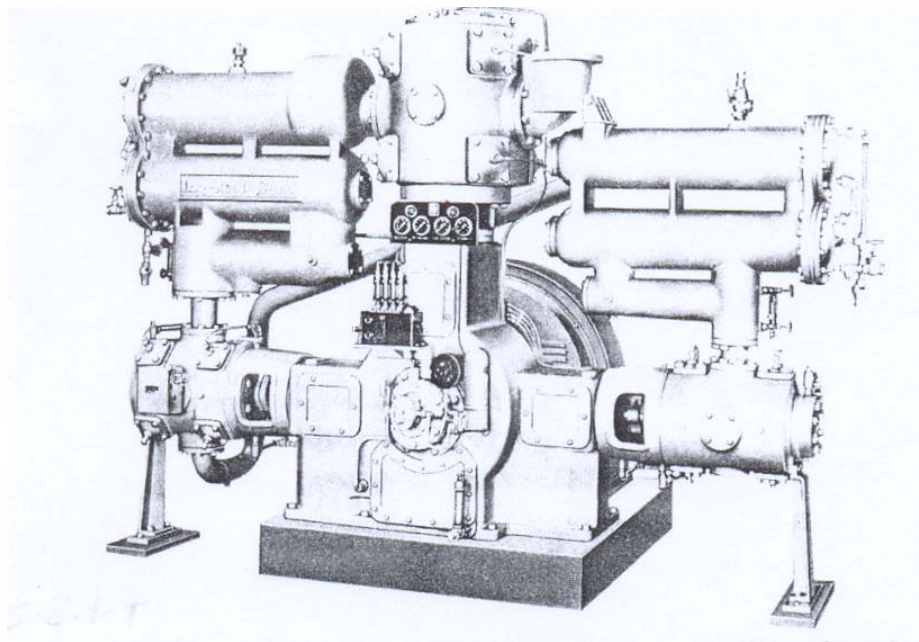


FIG. 5.2.1.7 – Three-cylinder, three-stage angle arrangement for 500 psiG service.

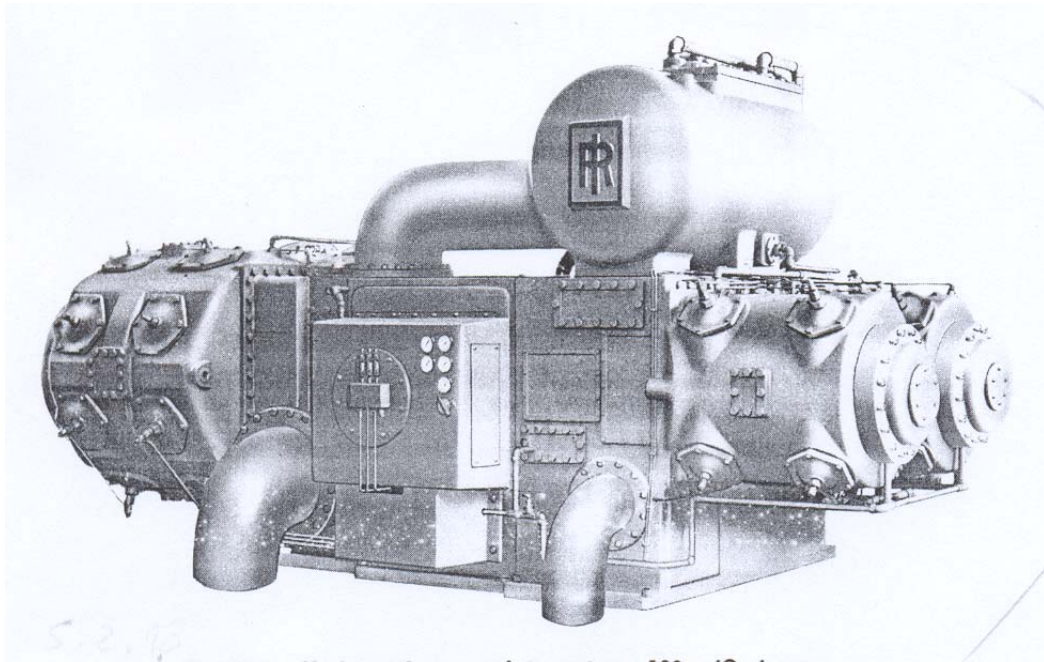


FIG. 5.2.1.8 – Horizontal-opposed, two-stage, 100 psiG air compressor. 500 to 1250 HP. Also available in “L” arrangement.

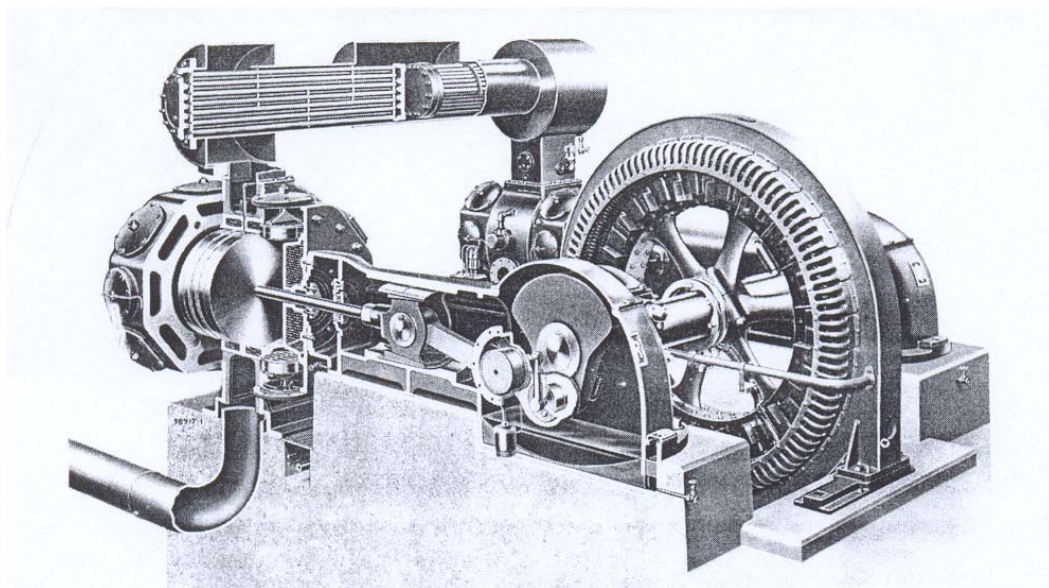


FIG. 5.2.1.9 – Typical horizontal duplex arrangement for engine-type synchronous motor drive. 400 to 1000 HP.

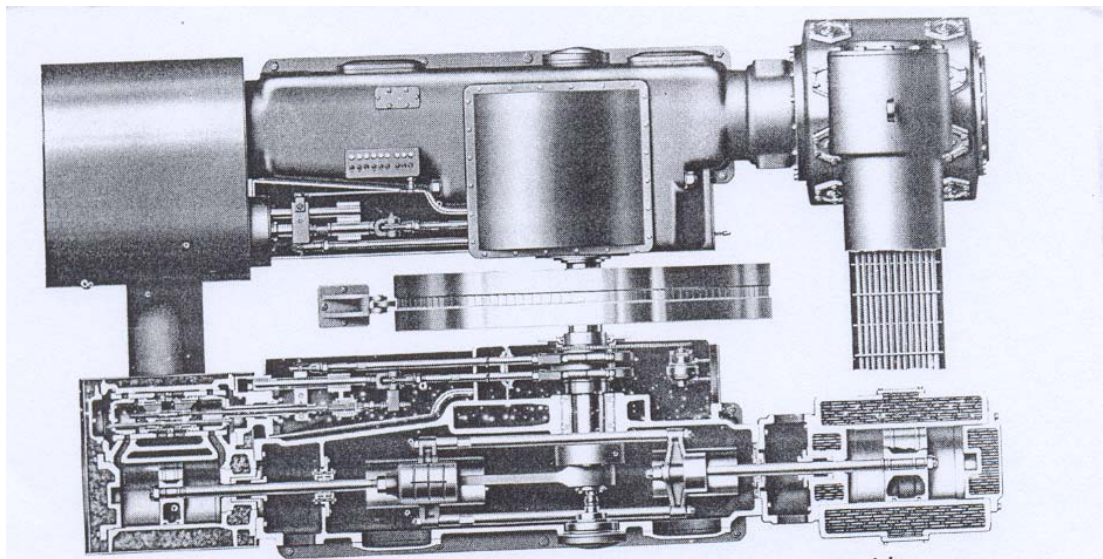


FIG. 5.2.1.10 – Four-corner integral steam-driven compressors with compound steam cylinders at the left. 150 ro 1500 HP.

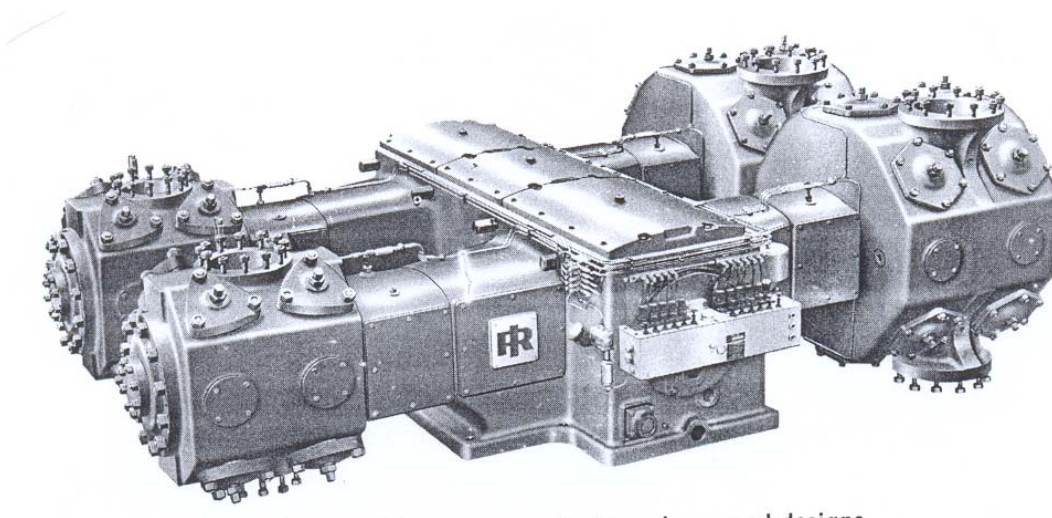


FIG. 5.2.1.11 – Smaller size horizontal-opposed designs in the 500 to 2000 HP range operate at 1000 rpm.

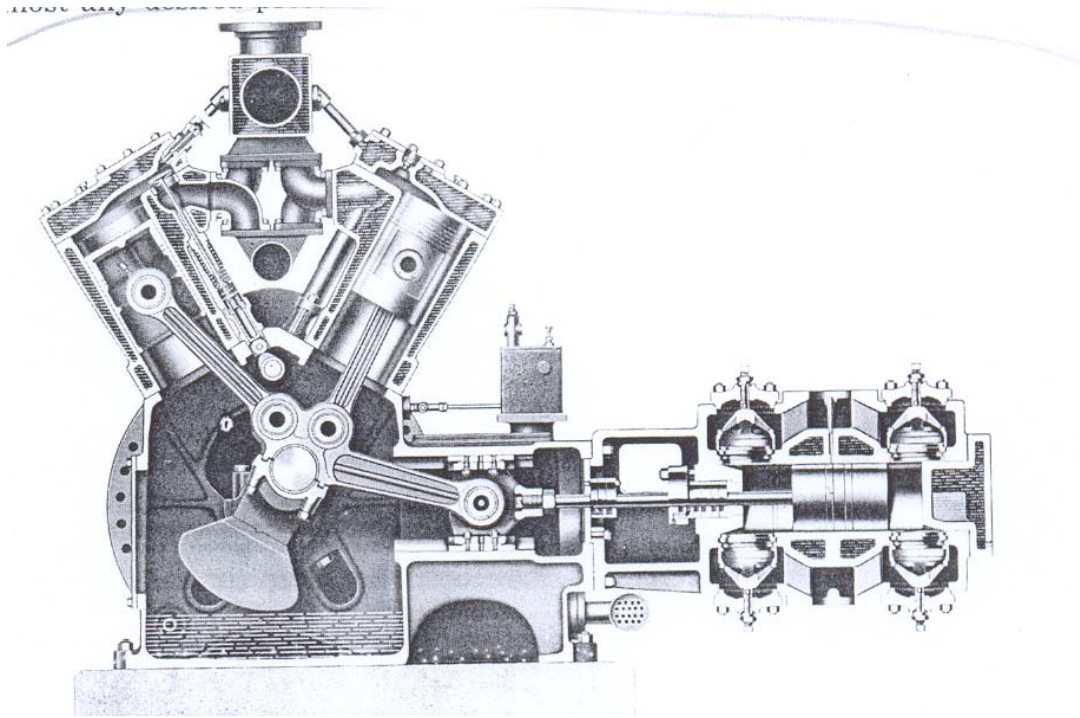


FIG. 5.2.1.12 – A “V”-angle arrangement of an integral gas-engine driven compressor. Also built as an “L” design with engine cylinders vertical. 120 to 5500 HP.

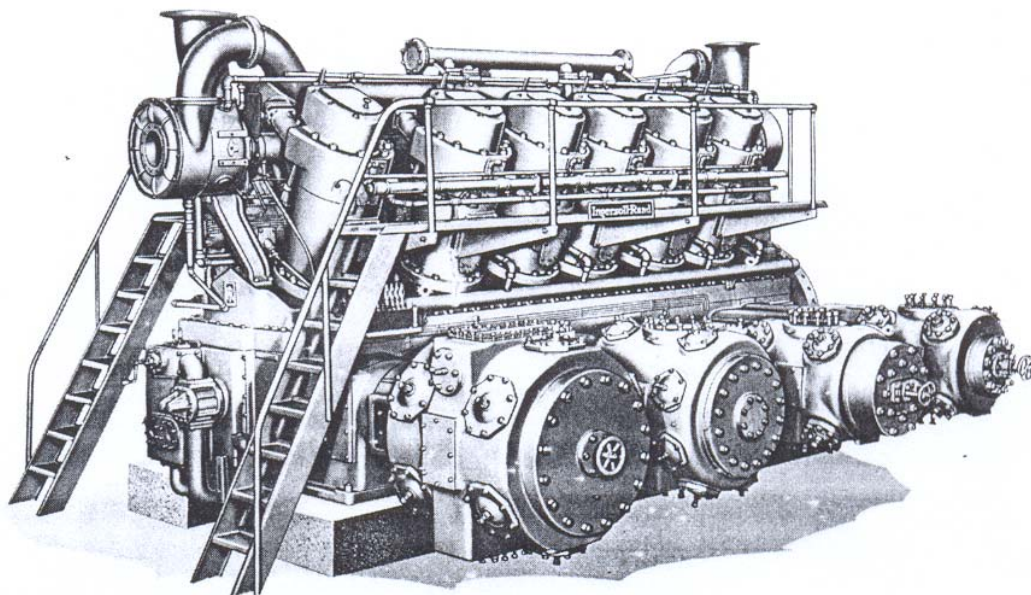


FIG. 5.2.1.13 – A typical 2000 HP integral gas engine and four-stage compressor.

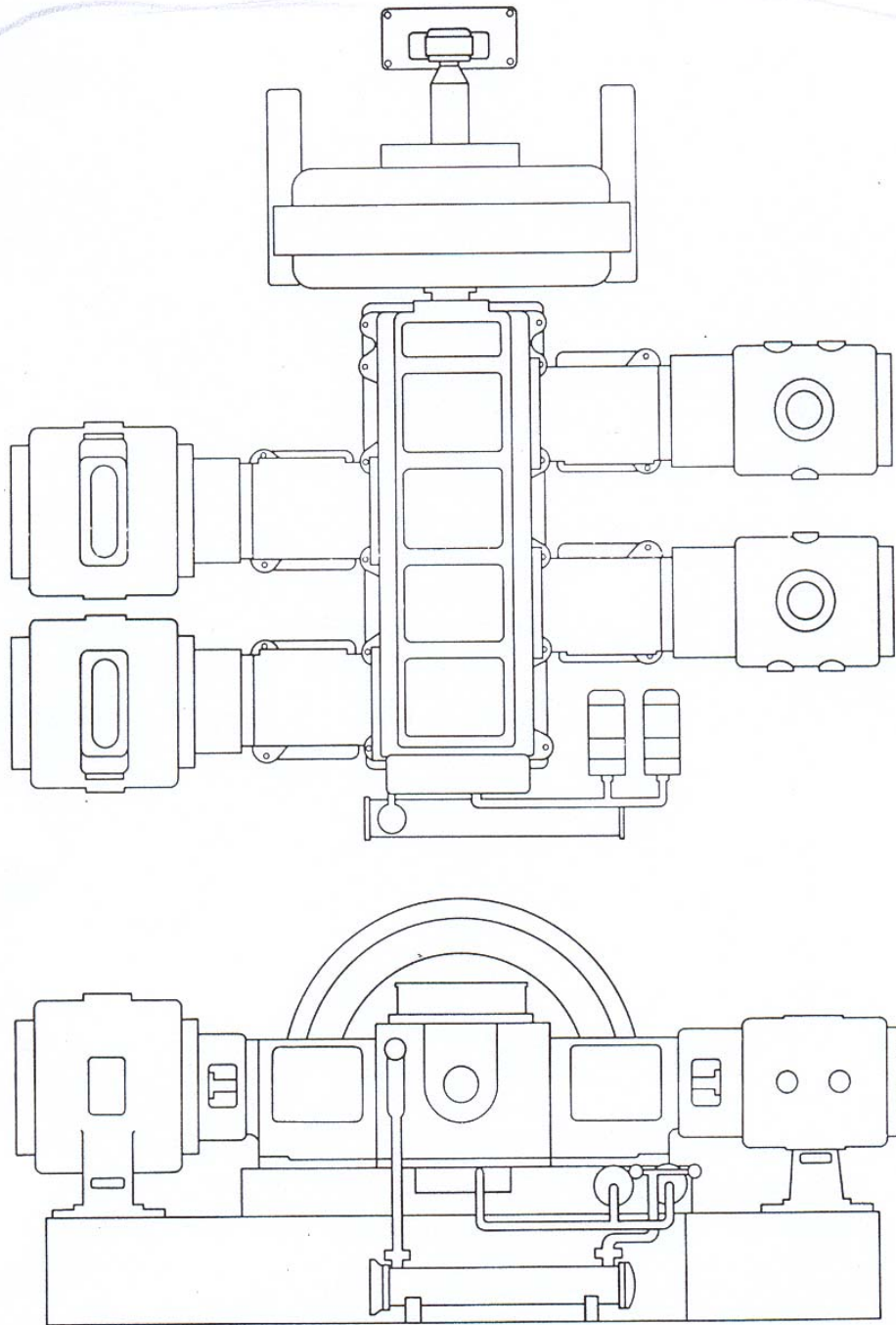


FIG. 5.2.1.14 – Plan of a four-cylinder, horizontal-opposed, heavy-duty compressor, usually synchronous motor drive, but may be gear-driven from a steam turbine. Built with one to ten crank throws and cylinders. 200 to more than 12,000 HP.

As disposições mais comuns dos cilindros dos compressores são mostradas na fig. 5.2.1.1:

a) Cilindros em linha - cilindros paralelos em um mesmo lado girabrequim.

Na figura: G

2 cilindros em linha - duplex

Características:

- Compressão simultânea nos dois cilindros provoca torque resistente irregular. Redutores não devem ser usados pois haveriam choques entre os dentes das engrenagens.

b) Cilindros horizontais opostos - os mais usados

Na figura: I e J

- duplex opostos

Características:

- Torque irregular

- Forças de inércia compensadas.

c) Cilindros em tandem - pouco usado atualmente

Na figura: E

cilindros em tandem

Características:

- Torque irregular

- Forças de inércia não se compensam

d) Cilindros em ângulo - bielas articuladas na mesma manivela.

Na figura: C

em V ou em Y - geralmente ângulos de 45° com a vertical.

Características:

- Torque mais regular.

- Forças de inércia podem ser compensadas por contra-peso.

B - em L

F - semi-radial

e) Disposições especiais

H - duplex em tandem

I - duplex acionado por cilindros a vapor

J - duplex opostos acionados por motor elétrico

K - moto-compressor

- em um bloco único, o cilindro de compressão é acionado diretamente pelo girabrequim de motor de combustão interna em V.

L - conjunto balanceado de cilindros opostos.

Cilindros opostos, dois a dois, em dois planos defasados de 90° .

Características:

- Torque regular.

- Forças de inércia compensadas.

5.3. Ciclo do Compressor Alternativo

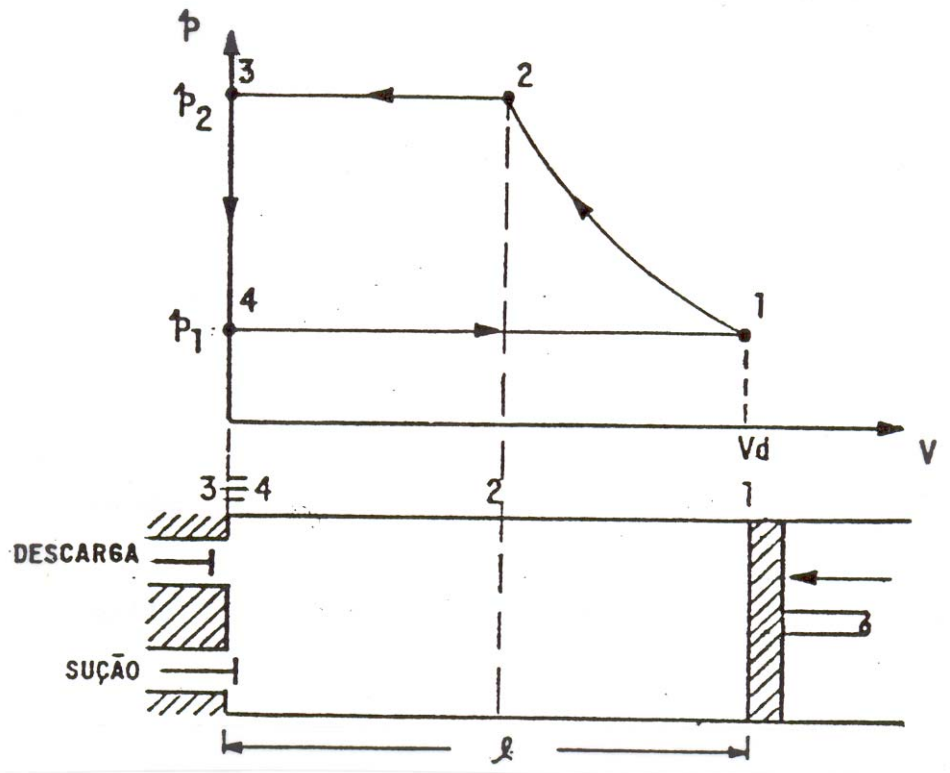
A expressão ciclo se refere ao fato de que, a cada rotação do girabrequim, ocorre a mesma sucessão de transformação com o gás que preenche o cilindro, ela não significa obviamente que o gás completa um ciclo termodinâmico.

O ciclo do compressor alternativo será estudado num diagrama pressão x volume do cilindro pois, como veremos, esse diagrama facilitará bastante o cálculo do trabalho de compressão.

5.3.1. Diagrama Ideal da Compressão

Observe que a cada volume do gás (volume do cilindro) corresponde uma posição do pistão.

Os processos que ocorrem a cada rotação do girabrequim e que vamos supor reversíveis são:



4 → 1 - Ao se deslocar o pistão, a válvula de sucção abre, permitindo a entrada do volume V_d de gás no cilindro, na pressão p_1 , a mesma do reservatório de sucção.

1 → 2 - Com as válvulas de sucção e descarga fechadas, o pistão comprime o gás segundo uma transformação politrópica (como já vimos). Ao atingir o gás a pressão p_2 , abre-se a válvula de descarga, permitindo a saída do gás para o reservatório de descarga.

2 → 3 - O pistão desloca todo o gás que estava contido no cilindro para o reservatório de descarga a uma pressão constante P_2 , igual à do reservatório.

3 → 4 - Contendo o cilindro uma massa infinitésima de gás no ponto 3, ao se deslocar ligeiramente o pistão, haverá uma rápida expansão desse gás. Ao atingir o gás a pressão P_1 , igual à do reservatório de sucção, abre-se a válvula de sucção, o cilindro recebe nova massa de gás no curso 4 → 1 e os processos se repetem.

São definidas algumas grandezas características:

- relação de compressão - $r_c = \frac{P_2}{P_1}$

- volume deslocado do cilindro - $v_d = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l$

d = diâmetro do pistão

l = curso do pistão

- volume aspirado - V_{asp} - é o volume de gás nas condições de sucção que é retirado do reservatório de sucção pelo cilindro a cada rotação do girabrequim.

No caso da compressão ideal, $V_{asp} = V_d$

TRABALHO DA COMPRESSÃO IDEAL

Será calculado supondo que o gás obedeça à lei dos gases perfeitos.

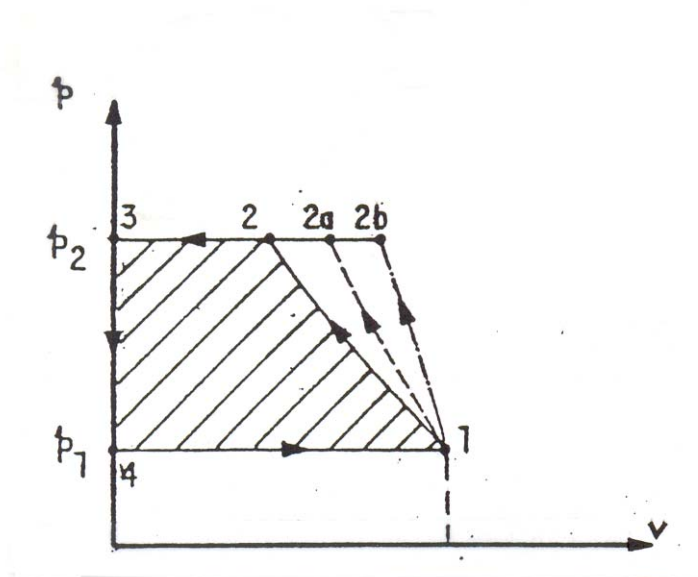


FIG. 5.3.2. TRABALHO DA COMPRESSÃO IDEAL

Inicialmente, notemos que as equações que relacionam as propriedades de estado para a transformação reversível de uma massa de gás são:

- isotérmica - $pV = \text{cte}$

- politrópica - $pV^n = \text{cte}$

n - coeficiente politrópico - é função do gás e da intensidade de troca de calor com o meio durante a transformação.

- isoentrópica - $pV^k = \text{cte}$

k - razão dos calores específicos $k = \frac{c_p}{c_v}$ do gás.

c_p - calor específico do gás a pressão constante (valor tomado a uma temperatura média entre as de início e fim da transformação).

c_v - calor específico do gás a volume constante à temperatura média.

Observar que no caso $1 < n < k$.

O trabalho W realizado pelo pistão contra o gás do cilindro em cada ciclo será:

$$W = \left| \int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV + \int_3^4 p dV + \int_4^1 p dV \right| = \left| \int_{1234} p dV \right|$$

O valor dessa integral é igual à área achurada no diagrama da fig. 5.3.2. e é fácil ver ainda que:

$$W = \left| \int_{1234} p dV \right| = \left| \int_{1234} V dp \right|$$

$$\text{Como } \int_2^3 V dp = \int_3^4 V dp = \int_4^1 V dp = 0$$

$$W = \int_1^2 V dp$$

Supondo a transformação $1 \rightarrow 2$ isotérmica, para os estados pelos quais passa nessa transformação temos:

$$pV = \text{cte} = p_1 V_1$$

$$W = \int_1^2 V dp = \int_{1p}^2 \text{cte} dp = \text{cte} \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = P_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

Como $P_1 V_1 = mRT_1$, (equação de estado de gás perfeito).

processo

$$\text{isotérmico } \rightarrow W_t = mRT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

m - massa de gás no cilindro

$$R - \text{constante do gás} = \frac{\bar{R}}{M}$$

\bar{R} = constante universal dos gases

M = peso molecular do gás

Usando o mesmo procedimento, para os outros tipos de compressão resultará:

politrópico

$$W_p = mRT_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

isoentrópico

$$W_s = mRT_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

A observação das áreas no diagrama mostra facilmente (e se demonstra matematicamente, lembrando que $1 < n < k$).

$$W_{\text{isot}} < W_{\text{polit}} < W_{\text{isoent}}$$

Portanto, a compressão isotérmica apresenta as seguintes vantagens:

- menor trabalho requerido - acionador menor consumo de potência mais baixo.
- menor temperatura de descarga - já comentada no capítulo 4.

Por outro lado, uma compressão isotérmica requer uma maior troca de calor, e portanto o sistema de resfriamento do cilindro deverá ser mais cuidado.

O calor Q a ser retirado em cada ciclo é calculado pela 1ª lei da Termodinâmica aplicada a um sistema.

$$Q = W - m(u_2 - u_1)$$

u = energia interna específica do gás

m = massa do gás aspirada em cada ciclo

$$Tds - pdv = du$$

$$Tds + vdp = dh$$

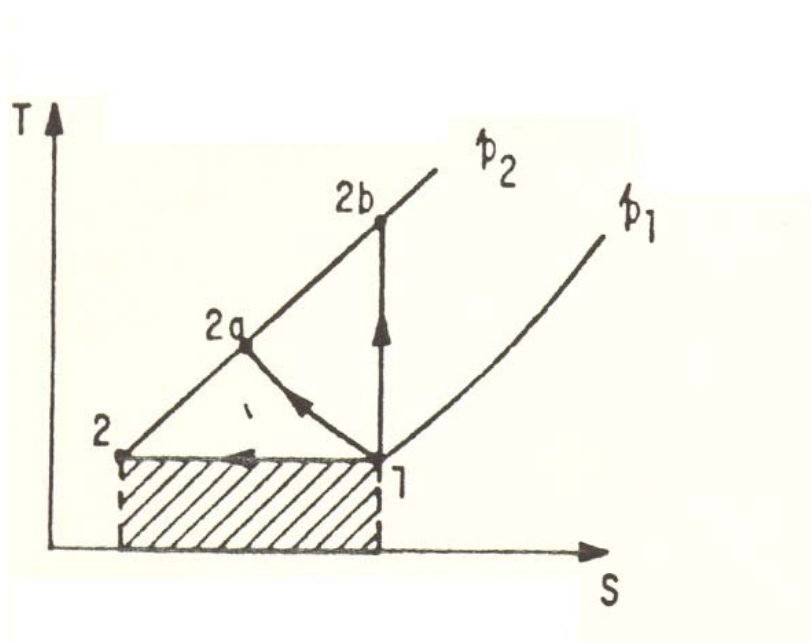


FIG. 5.3.3. CALOR CEDIDO NA COMPRESSÃO

Pode também ser calculado pela área sob a linha de transformação no diagrama

T - S (ver fig. 5.3.3.), pois para um sistema,

$$dq_{\text{revers.}} = Tds$$

ou

$$Q_{\text{revers.}} = m \int_1^2 Tds$$

q - calor trocado por unidade de massa

s - entropia específica

IMPORTANTE:

Observe que para uma compressão adiabática, a potência necessária pode ser calculada simplesmente aplicando a 1a. lei da Termonâmica a um volume de controle que envolve o cilindro (fig. 5.3.4).

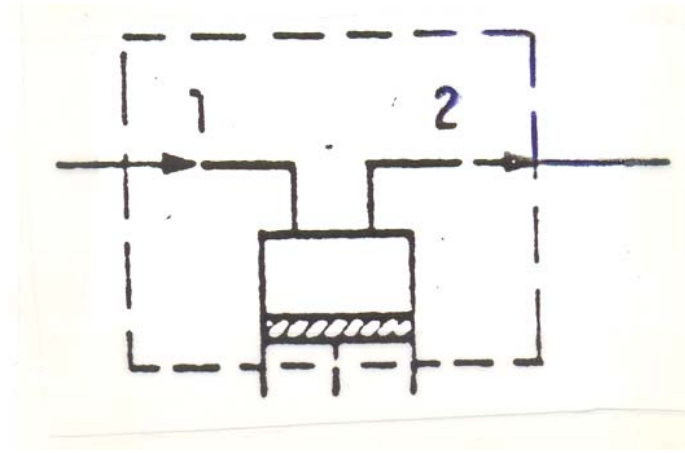


FIGURA 5.3.4 - CÁLCULO DA POTÊNCIA CONHECENDO ESTADOS FINAL E INICIAL

$$N = m (h_2 - h_1)$$

N - potência empregada na compressão

m - vazão em massa de gás

h - entalpia específica

5.3.2. Diagrama da Compressão com Espaço Morto no Cilindro

Na realidade, ao atingir o pistão a posição extrema junto ao cabeçote, há um volume finito de gás no cilindro, à pressão de descarga, que não será descarregado (fig. 5.3. 5.).

A existência desse volume é inevitável e se deve a:

- válvulas
- folga necessária entre cabeçote e pistão na posição extrema.

A massa de gás existente neste espaço não é descarregada e portanto esse volume é denominado espaço morto ou espaço nocivo.

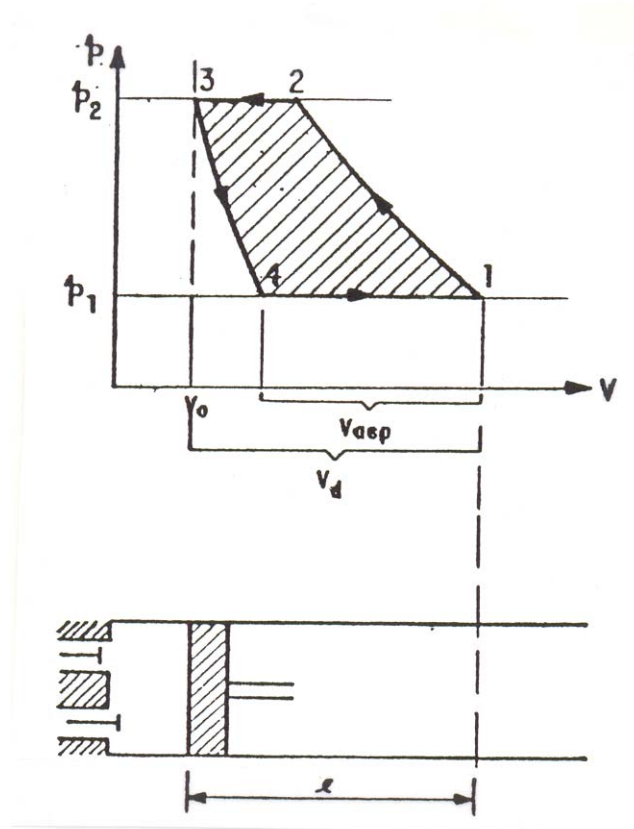


FIG. 5.3.5. - DIAGRAMA COM ESPAÇO MORTO

RENDIMENTO VOLUMÉTRICO TEÓRICO

Quando o pistão inicia o seu retorno, o gás contido no espaço morto se expande, fazendo com que a pressão diminua gradualmente segundo um processo politrópico, função das condições de resfriamento do cilindro.

Com isso, a pressão no cilindro só atingirá P_1 quando o pistão tiver percorrido um trecho do seu curso, e então o volume aspirado do reservatório de sucção a partir daí, V_{asp} , será obviamente menor que o volume deslocado V_d .

Denomina-se rendimento volumétrico teórico:

$$\eta_{vt} = \frac{V_{asp}}{V_d} = \frac{V_1 - V_4}{V_d}$$

Como $p_1 V_4^n = p_2 V_3^n$ ou, sendo $V_3 = V_0$

$$V_4 = V_0 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = V_0 r_c^{1/n}$$

Sendo também $V_1 = V_o + V_d$

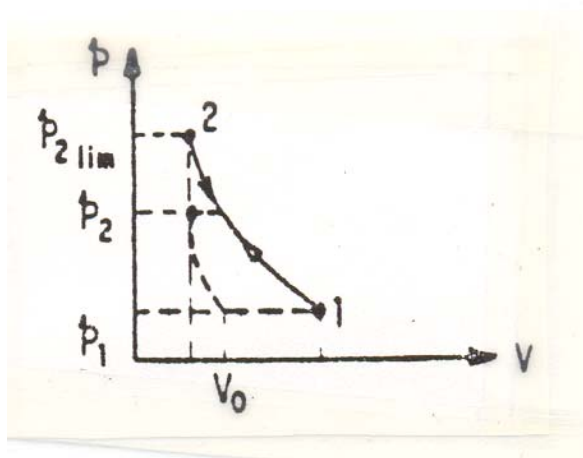
$$\eta_{vt} = \frac{V_o + V_d - V_o r_c^{1/n}}{V_d}$$

$$\eta_{vt} = 1 - \frac{V_o}{V_d} (r_c^{1/n} - 1)$$

Portanto:

- aumentando a relação $\frac{V_o}{V_d}$, ou
- aumentando a relação de compressão r_c , ou
- diminuindo n (mais próxima da isotérmica), diminui o rendimento volumétrico teórico.

Se a relação de compressão (fig. 5.3.6.) for muito grande pode acontecer inclusive que $h_{vt} = 0$, ou seja, o cilindro não aspira gás, pois em todo o curso do pistão o gás do espaço morto se expande, somente atingindo a pressão p_1 no final do curso. Para um dado cilindro a relação de compressão que causa $\eta_{vt} = 0$ é chamada relação de compressão limite.



**FIG. 5.3.6. - RELAÇÃO DE COMPRESSÃO LIMITE
TRABALHO DE COMPRESSÃO COM ESPAÇO MORTO**

Suporemos politrópicas a compressão do gás e a expansão do gás contido no espaço morto.

O trabalho corresponde à área achurada do diagrama da fig. 5.3.5.

$$W = \left| \int_{1234} V dp \right| = \left| \int_1^2 V dp + \int_3^4 V dp \right|$$

$$w = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - p_1 V_4 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\text{ou } W = p_1 (V_1 - V_4) \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W = p_1 V_{asp} \frac{n}{n-1} \left[r_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Portanto, o trabalho total consumido por dois cilindros trabalhando nas mesmas condições (P_1 , r_c e n) e aspirando o mesmo volume de gás, é igual, independentemente dos seus espaços nocivos.

Observe, contudo que se um deles tiver relação $\frac{V_o}{V_d}$ maior o seu rendimento volumétrico será menor, e para que ela forneça a mesma vazão do outro cilindro, deverá ter:

- V_d maior - pois $V_{asp} = V_d \times \eta_{vt}$, ou
- rotação mais alta

5.4. Válvulas do Compressor Alternativo

As qualidades necessárias das válvulas são:

- estanqueidade, quando fechadas
- causar pequena perda de carga quando abertas, para isso devem ter seção de passagem suficiente e menor número possível de mudanças de seção e de direção do fluxo de gás.
- pequena inércia das partes móveis, para que a sua abertura ou fechamento se faça rapidamente.
- resistência das peças a choques, pressões, temperaturas elevadas e à corrosão.
- não aumentar muito o espaço morto.
- facilidade de manutenção.

As válvulas podem ser:

Automática

A sua abertura ou fechamento se faz pela diferença entre a pressão do reservatório de gás com o qual ela comunica o cilindro, e a pressão interna do gás no cilindro. São muito mais usadas que as outras.

Comandadas:

Abertura comandada por um eixo de cames engrenado ao girabrequim. A abertura e o fechamento dessas válvulas se fazem portanto, sempre para uma mesma posição do pistão, independentemente de quais sejam as pressões no cilindro ou no reservatório.

VÁLVULAS AUTOMÁTICAS

Os tipos mais comuns são:

- de lâminas elásticas planas

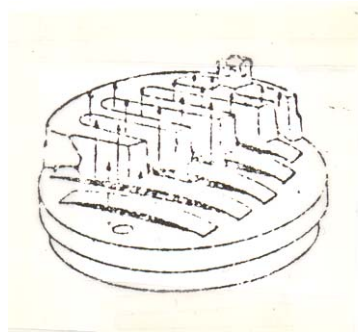


FIG. 5.4.1

- de lâminas elásticas curvas

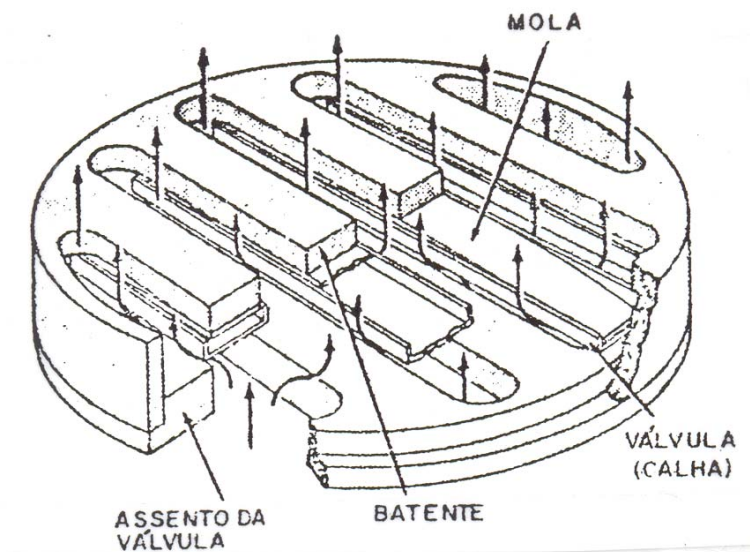
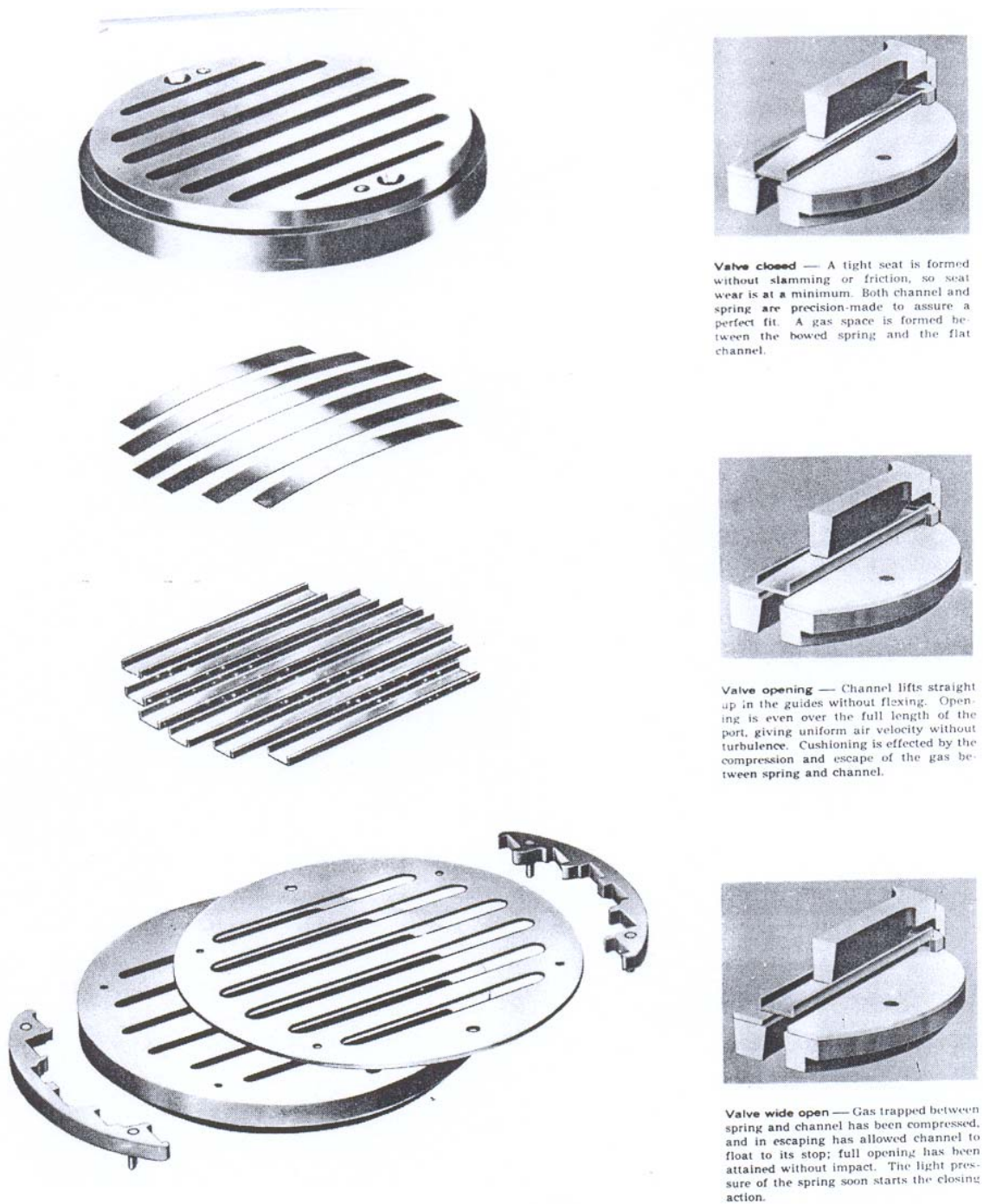


FIG. 5.4.2.a



Valve closed — A tight seat is formed without slamming or friction, so seat wear is at a minimum. Both channel and spring are precision-made to assure a perfect fit. A gas space is formed between the bowed spring and the flat channel.

Valve opening — Channel lifts straight up in the guides without flexing. Opening is even over the full length of the port, giving uniform air velocity without turbulence. Cushioning is effected by the compression and escape of the gas between spring and channel.

Valve wide open — Gas trapped between spring and channel has been compressed, and in escaping has allowed channel to float to its stop; full opening has been attained without impact. The light pressure of the spring soon starts the closing action.

FIG. 5.4.2.b – Typical cushioned channel valve before assembly and sections showing operation

- de disco plano

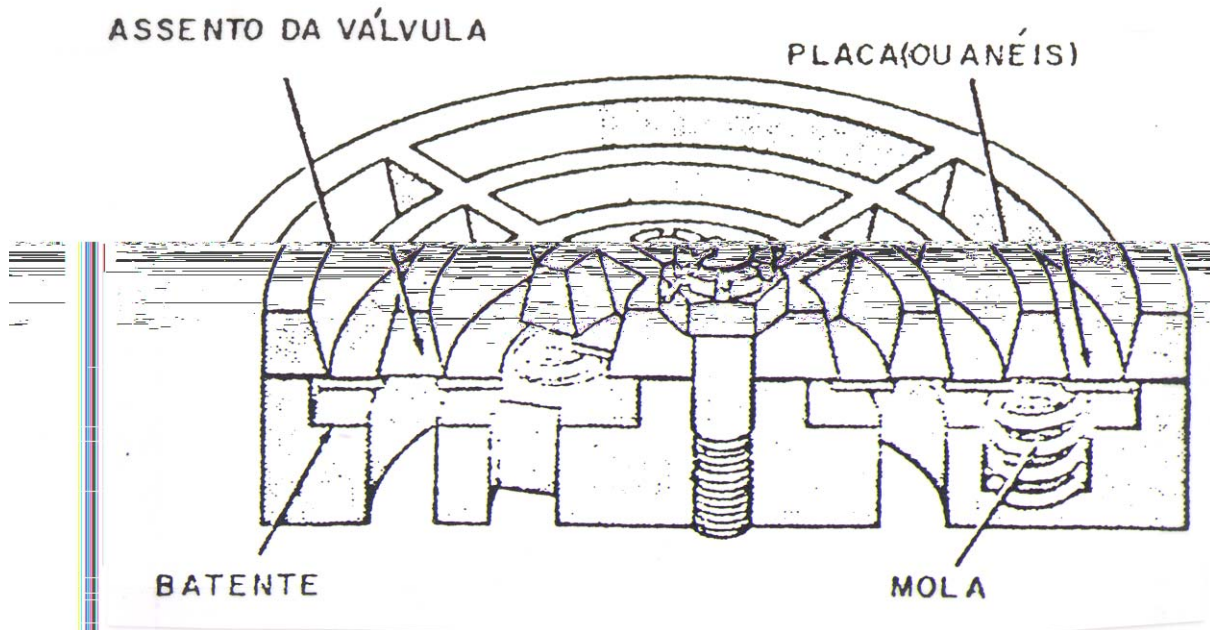


FIG. 5.4.3

- poppet

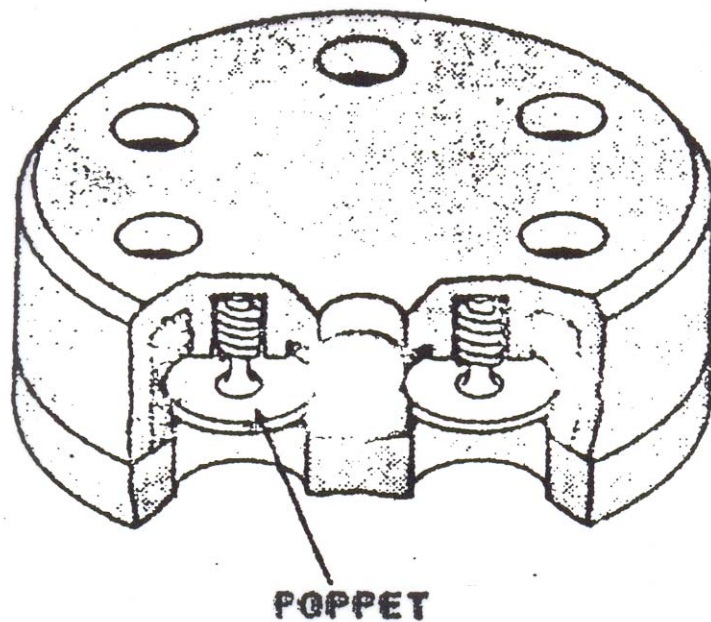


FIG. 5.4.4

vantagem

Grande área de passagem dos gases, permitindo grandes vazões, sem ocupar muita área de parede do cilindro.

desvantagem

Espaço nocivo grande.

Aplicadas para grandes vazões e baixas relações de compressão (onde o espaço nocivo grande não causa grande diminuição do rendimento volumétrico).

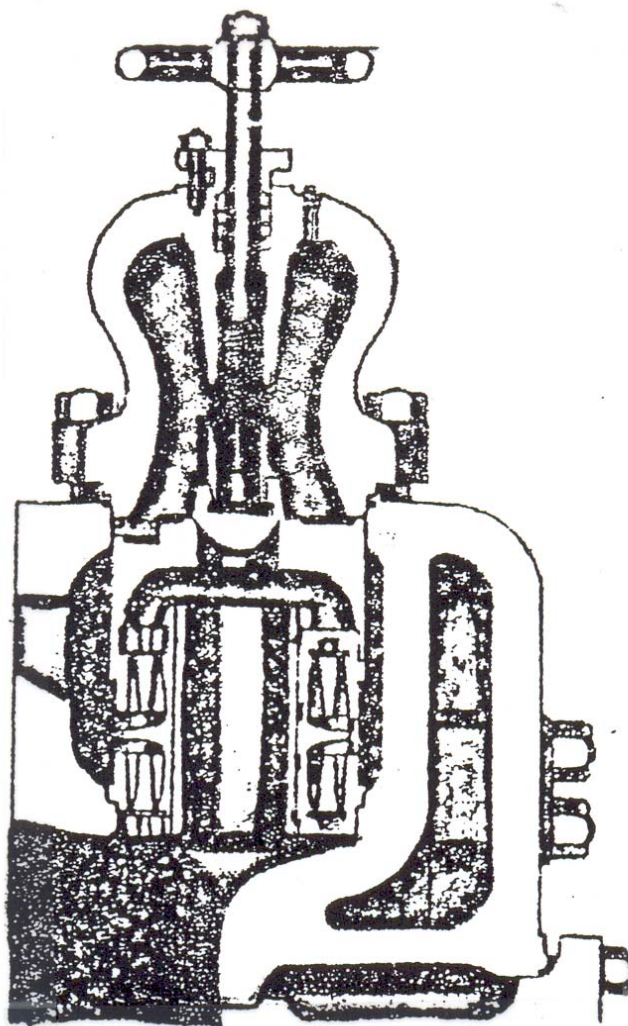


FIG. 5.4.5

- double deck

INFLUÊNCIA DAS VÁLVULAS AUTOMÁTICAS NO DIAGRAMA DE COMPRESSÃO

Referir-se à fig. 5.4.6. Vamos considerar a válvula de descarga.

Para que a válvula abra, a pressão do gás no cilindro deve ser maior que a do reservatório de descarga um Δp suficiente para:

- compensar o excesso de área do obturador do lado do reservatório
- vencer a força da mola
- vencer inércia do obturador

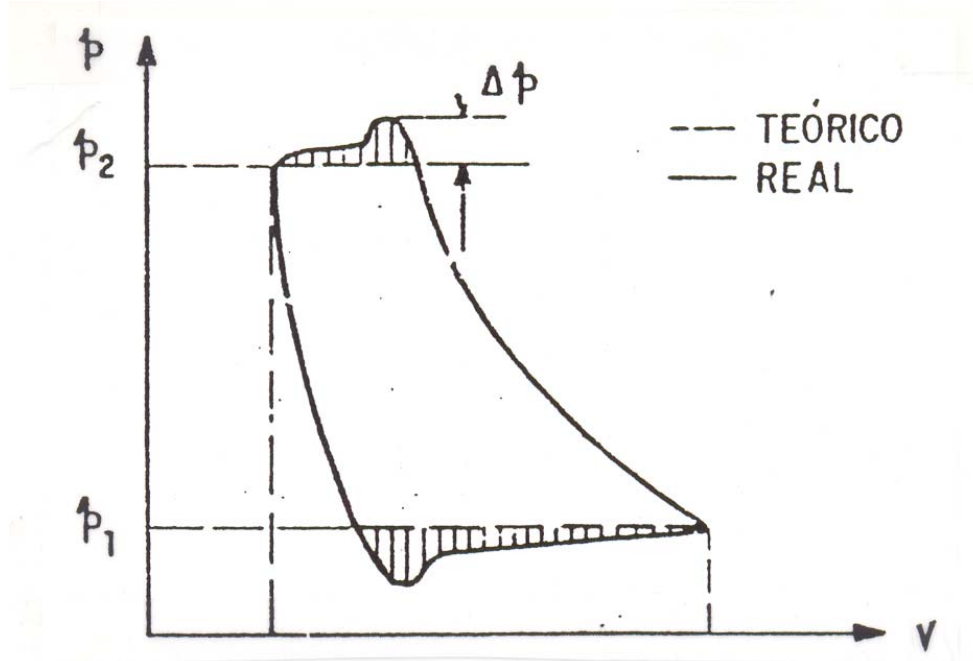


FIG. 5.4.6. INFLUÊNCIA DAS VÁLVULAS AUTOMÁTICAS NO DIAGRAMA DE COMPRESSÃO

Quando a válvula começa a abrir, a diferença Δp (causada pela perda de carga na válvula) ainda aumenta porque:

- a velocidade é elevada
- a velocidade do pistão é elevada
- como a abertura da válvula não é completa, a seção de passagem é pequena, a velocidade do gás alta, e portanto a perda de carga na válvula é alta.

A perda de carga vai aumentando até se atingir Δp decresce, pois a velocidade do pistão já é baixa e a abertura da válvula é total.

Quando Δp atinge um valor que seja equilibrado pela força da mola, a válvula inicia o fechamento.

Na válvula de sucção o fenômeno é análogo.

Uma consequência desse fato pode ser observada no diagrama, onde estão marcadas e com achuras verticais as áreas que representam acréscimos no trabalho requerido em relação ao teórico.

Outra consequência será a diminuição do rendimento volumétrico, a ser estudada no item 5.9.

VÁLVULAS COMANDADAS

As válvulas automáticas introduzem perdas de carga elevadas em virtude da limitação do levantamento.

As válvulas comandadas permitem levantamentos maiores, com menores perdas de carga.

Os inconvenientes das válvulas comandadas são:

- construção complexa, custo bem maior, causa principal da sua rara utilização.
- acréscimo de trabalho necessário para relações de compressão diferentes da de projeto devido ao fato das válvulas abrirem e fecharem em pontos determinados do curso do pistão, independentes da pressão de sucção ou descarga.

(ver fig. 5.4.7. a) e b)).

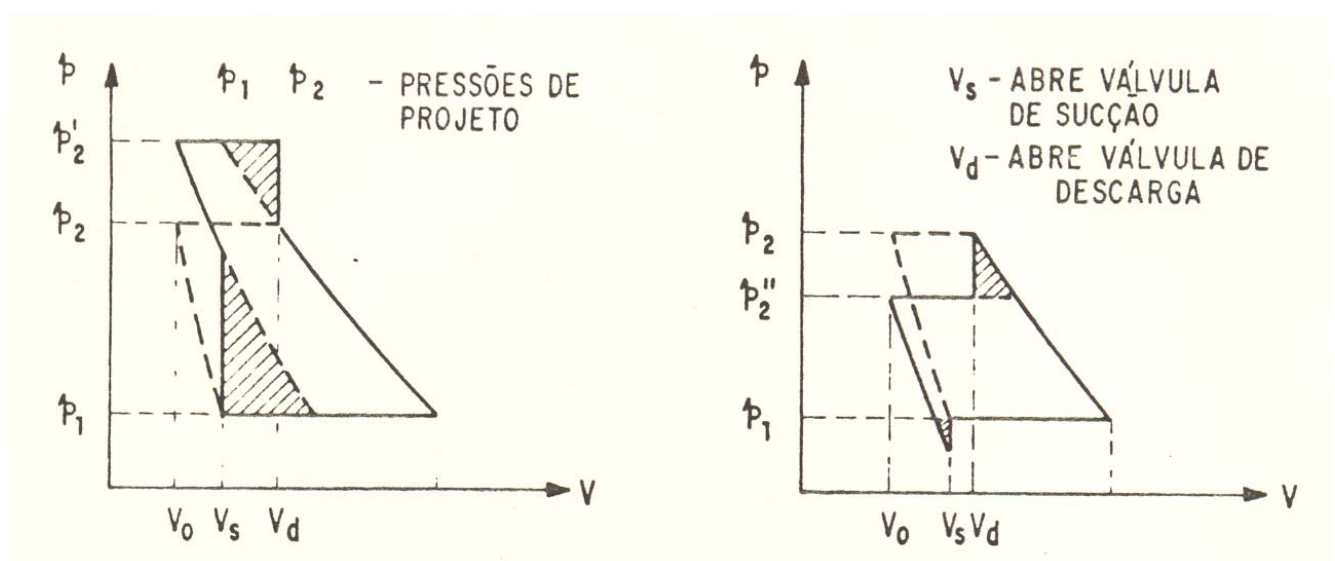


FIG. 5.4.7. INFLUÊNCIA DAS VÁLVULAS COMANDADAS NO DIAGRAMA DE COMPRESSÃO

O diagrama mostra facilmente que existe acréscimo de trabalho em relação ao teoricamente necessário, acréscimo este correspondente às áreas achuradas. Esse aumento no trabalho de compressão é em geral pequeno.

DISPOSIÇÃO DAS VÁLVULAS

Deve-se objetivar:

- pequeno V_o
- não prejudicar o resfriamento

A colocação no cabeçote proporciona V_o mínimo, mas dificulta o resfriamento do cabeçote, onde o justamente se atingem as temperaturas mais elevadas.

Geralmente a válvula é colocada:

- compressores de simples efeito - no cabeçote.
- compressores de duplo efeito - no cilindro junto aos cabeçotes.

ÁREAS DAS VÁLVULAS

É estabelecida tendo em vista limitar a um máximo a velocidade de passagem do gás, para que a perda de carga introduzida não seja excessiva.

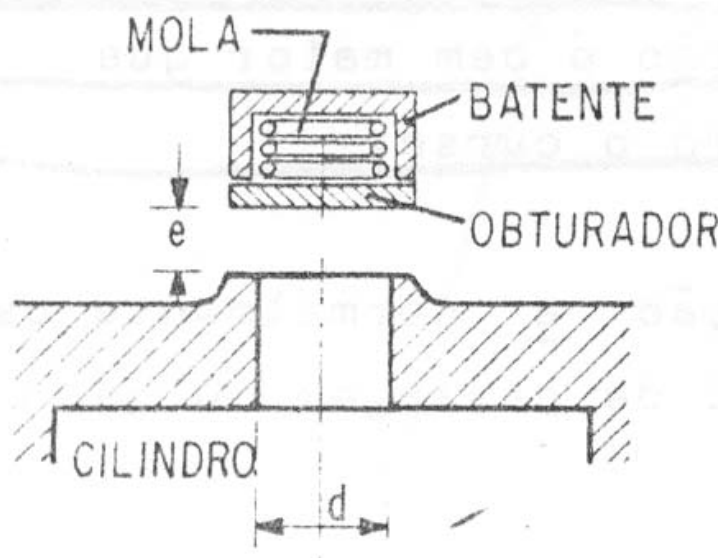


FIG. 5.4.8. ESQUEMA DE VÁLVULA

Para a válvula esquemática da fig. 5.4.8., a velocidade instantânea de passagem do gás pela válvula na seção de mínima área pode ser assim calculada:

$$\bar{V}_v = \bar{V}_p \cdot \frac{A_p}{A_v} \text{ e sendo } A_v = n \cdot p \cdot e$$

V_v - velocidade instantânea de passagem do gás.

\bar{V}_p - velocidade instantânea do pistão

A_p - área do pistão

n - número de válvulas

A_v - área mínima de passagem do gás na válvula

p - soma dos perímetros das passagens em uma válvula

e - levantamento do obturador

Para o cálculo da perda de carga média durante os processos de sucção ou descarga, recomenda-se usar contudo.

$$\bar{V}_{vm} = 1,5 \bar{V}_{pm} \cdot \frac{A_p}{A_v}$$

$$\bar{V}_{pm} = 2 \cdot \ell \cdot r$$

\bar{V}_{vm} - velocidade média de passagem do gás

\bar{V}_{pm} - velocidade média do pistão

ℓ - curso do pistão

r - número de rotações na unidade de tempo

O fator 1.5 leva em conta o fato de que os processos de sucção ou descarga se fazem em apenas uma parte do curso em que a velocidade média do pistão é bem maior que a sua velocidade média considerando-se todo o curso.

SCHEEL indica que a relação a normalmente usada entre a área do pistão total de passagem do gás nas válvulas, em válvulas de disco.

$$8 \leq a \leq 12$$

Uma relação $a < 5$ geralmente indica uma válvula de grande levantamento tipo poppet. Ainda segundo SCHEEL, os levantamentos comuns para válvulas automáticas são:

TIPO DE VÁLVULA	CONDIÇÕES DE SERVIÇO	LEVANTAMENTO (in)
DISCO	$p_c < 100$ psig	0.100
	$p_c < 1000$ psig	0.080
	$p_d > 2000$ psig	0.050
	peso mol. do gás < 10 $p_d > 2000$ psig	0.030 (diminui manutenção)
Poppet de nylon	$p_c \cong 1000$ psig	0.250

Um valor máximo em geral recomendado para a velocidade do gás na válvula é 7500 fpm. Valores mais específicos, para diversos fluidos, podem ser vistos em COMPRESSORES, por REMI B. SILVA, tabela 5.4., ed. 1972.

Os valores indicados podem ser empregados (com alguma tolerância) em verificações de projeto de válvulas.

MATERIAIS DAS VÁLVULAS

São escolhidos levando em conta as pressões de serviço, temperatura de descarga, a agressividade do gás e as condições de lubrificação.

Em compressores de pistão lubrificado, o gás carrega partículas de óleo, formando uma película lubrificante na válvula. Em compressores não lubrificados as condições de serviço da válvula são portanto mais precárias.

Os materiais em geral usados são:

COMP. LUBRIFICADOS	Obturador	aço inox. 18-8 materiais termoplásticos (PIC) inox. 14% Cr
	Sede e encosto	- aço Fo Fo. Bronze
	Molas	- aço Cr - Si - Mo
COMP. NÃO LUBRIFICADOS	Obturador – materiais termoplásticos (PIC) Aço inox	

5.5. Influência de Variações das Condições de Serviço sobre a Potência Requerida e a Temperatura de Descarga

PROPRIEDADES DO FLUIDO

- Tipo de fluido

Sabe-se que o trabalho necessário à compressão em cada ciclo.

$$W = \int_{1234} p dV$$

Para uma compressão isentrópica, temos:

$$pV^k = \text{cte.} = p_1 V_1^k$$

Estando P_1 e V_1 (que é fixo para o cilindro) determinados, verifica-se que W não varia com o peso específico do fluido, sendo apenas função da razão dos calores específicos K .

Na verdade as perdas de pressão nas válvulas do compressor durante os processos de sucção e descarga são proporcionais ao peso molecular do fluido, e portanto este tem uma influência razoável sobre o trabalho de compressão para determinadas condições.

Da mesma forma, sendo para a temperatura de descarga T_2 em uma compressão isentrópica

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad \text{ou} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

e estando T_1 determinada, T_2 é função do coeficiente k , que varia de fluido para o fluido.

Quando gases diferentes são submetidos as mesmas condições de compressão, as temperaturas de descarga poderão variar bastante. A observação desse fato é muito importante quando se faz o teste de um compressor com fluido diferente daquele de serviço, pois poderão ser atingidas temperaturas excessivas.

Observe que o peso molecular M do fluido tem influência sobre a massa de gás fornecida pelo cilindro, pois, pela lei dos gases perfeitos.

$$P_1 V_1 = \frac{m}{M} \bar{R} T_1$$

m - massa de gás que preenche o cilindro no final da sucção

M - peso molecular do gás

\bar{R} - constante universal dos gases perfeitos

Para as mesmas condições de sucção, quanto maior o peso molecular do gás, maior a massa de gás fornecida em cada ciclo.

- **Fator de compressibilidade**

Até agora, todo o nosso estudo considerou o gás obedecendo à lei dos gases perfeitos.

Na realidade, somente em condições particulares (pressões bastante baixas) esse comportamento é observado).

Para adaptar a lei dos gases perfeitos ao comportamento real dos gases usa-se um fator de correção, denominado fator de compressibilidade Z , sendo

$$Z = Z(P_r, T_r)$$

$$e \quad P_r = \frac{P}{P_c}$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

P_r - pressão reduzida do gás em um determinado estado

T_r - temperatura reduzida do gás

P_c - pressão crítica do gás

T_c - temperatura crítica

e de tal forma que a lei que exprime o comportamento real de um gás, com suficiente precisão seja

$$pv = Z R T$$

Fato fundamental é que a função $Z = Z(p_r, T_r)$ coincide com boa aproximação para a maiores dos gases (lei dos estados correspondentes) e portanto o diagrama que representa essa função pode ser usado para gases dos quais não se conheçam as propriedades em toos os estados. Por essa razão, o diagrama é denominado carta generalizada de compressibilidade (fig. 5.5..1).

Torna-se necessário então fazer correções no trabalho requerido de compressão que fora calculado através da lei dos gases perfeitos.

Por facilidade, costuma-se usar a seguintes correção.

$$W_p = p_1 V_{asp} \frac{n}{n-1} \left(r_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1}$$

Este cálculo parece fornecer suficiente aproximação, embora correções mais precisas possam ser estabelecidas.

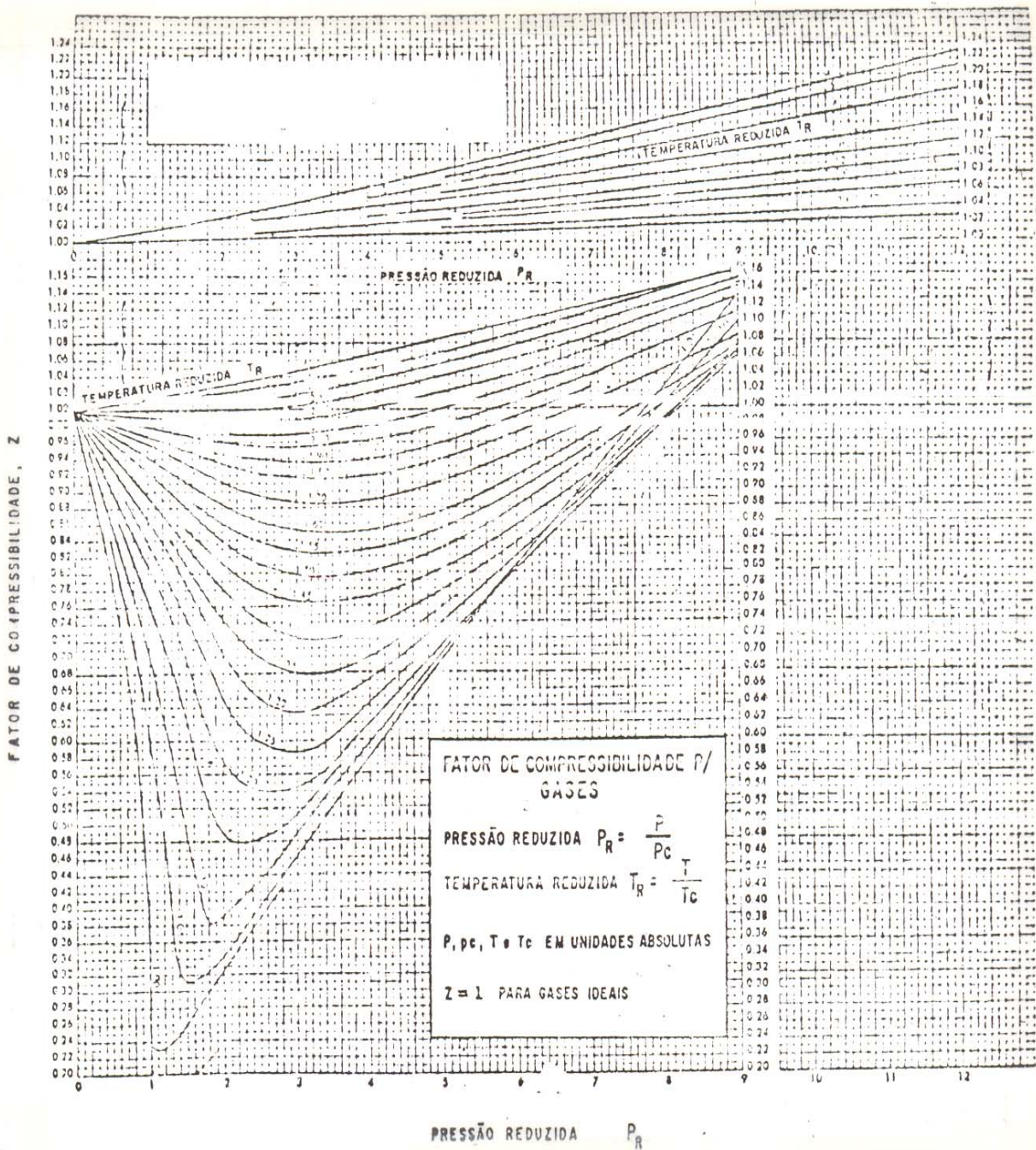


FIG. 5.5.1. - CARTA GENERALIZADA DE COMPRESSIBILIDADE

A influência do fator de compressibilidade Z sobre o trabalho requerido pode ser vista na fig. 5.5.2.

É fácil notar também, observando a figura, que uma relação $Z_2/Z_1 < 1$ causa um decréscimo do rendimento volumétrico, fazendo com que seja menor a vazão em volume do que aquela prevista usando a lei dos gases perfeitos. Existem correções propostas para o rendimento volumétrico que levam em conta a influência do fator de compressibilidade (ver ítem 5.9).

A massa específica na entrada será inversamente proporcional ao fator Z_1 , pois

$$\rho_1 = \frac{p_1}{Z_1 RT_1}$$

$$\rho_i = \frac{p_i}{Z_i RT_i}$$

A vazão em massa m fornecida pelo compressor será então duplamente afetada pelo fator de compressibilidade do gás, pois

$$m = \rho_1 Q_{v1}$$

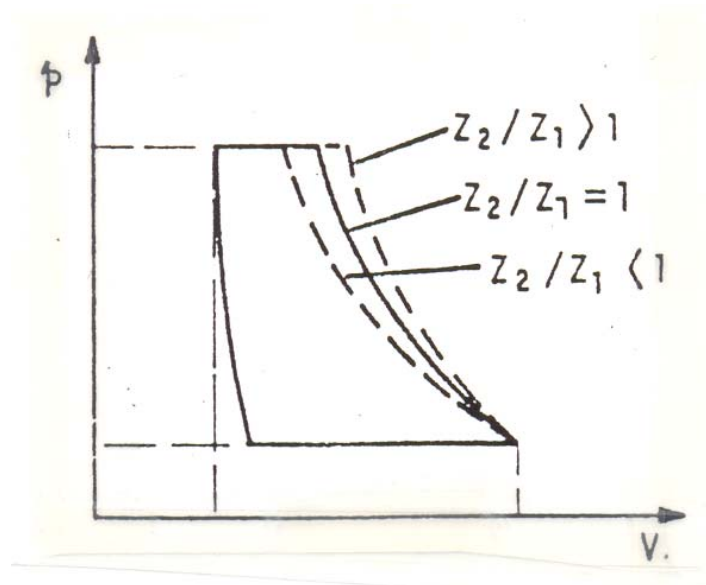


FIG. 5.5.2. - INFLUÊNCIA DO FATOR DE COMPRESSIBILIDADE SOBRE O DIAGRAMA DE COMPRESSÃO

- Umidade

Em compressores de alta pressão que usam intercoolers para reduzir a temperatura do gás, a presença de vapor condensável no gás causa problemas, pois ele condensa nos intercoolers e deve ser removido para não causar danos ao compressor.

No processo de compressão, a pressão parcial do vapor aumenta na mesma proporção que a pressão total. Como a pressão de saturação é função apenas da temperatura, o vapor condensaria se não houvesse o aumento de temperatura da mistura causado pela compressão. Nos intercoolers, contudo, a temperatura da mistura é reduzida a pressão constante, muitas vezes até um ponto abaixo da temperatura de saturação do vapor, causando condensação.

Observe que o cálculo comum da potência empregada na compressão de misturas com componentes condensáveis está limitada e misturas com o vapor superaquecido em pelo menos 20° F. Se a mudança for muito grande, calor pode ser cedido pelo gás para a vaporização do condensado, reduzindo assim o aumento de temperatura.

- Compressão de misturas de gases

As propriedades termodinâmicas de uma mistura de gases podem ser determinadas se a composição da mistura, em peso ou volume, é conhecida, além das propriedades dos componentes.

A lei de DALTON, "a pressão total de uma mistura de gases é a soma das pressões parciais que os gases componentes isolados exerceriam ocupando o mesmo volume", aliada à lei dos gases perfeitos, permite algumas relações.

$$pV = mRT \quad p = \frac{T}{V}mR$$

$$p_1V = m_1R_1T \quad p_1 = \frac{T}{V}m_1R_1$$

$$p_nV = m_nR_nT \quad p_n = \frac{T}{V}m_nR_n$$

sendo

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n$$

$$MR = m_1R_1 + \dots + m_nR_n$$

$$R = \frac{m_1}{m}R_1 + \dots + \frac{m_n}{m}R_n$$

Como:

$$q_n = \frac{m_n}{m} \quad q_n - \text{fração em peso de um componente na mistura}$$

resulta

$$R = q_1 R_1 + \dots + q_n R_n$$

Os calores específicos da mistura também podem ser calculados como

$$c_p = q_1 c_{p1} + \dots + q_n c_{pn}$$

$$c_v = q_1 c_{v1} + \dots + q_n c_{vn}$$

A composição de uma mistura pode ser dada por análise volumétrica, exprimindo o volume que cada gás constituinte ocuparia, como uma fração (ou percentagem) do volume total, se todos os componentes estivessem à mesma pressão e temperatura. Para calcular as propriedades da mistura em função das propriedades dos vários componentes, as frações volumétricas (ou molares) devem ser convertidos em frações em peso.