

CAPÍTULO 2

REVISÃO DAS CARACTERÍSTICAS E DEFEITOS DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Este capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os diversos aspectos dos compressores alternativos que estão associados a este trabalho. Para tanto, foi estabelecida uma seqüência lógica, que vai da caracterização dos compressores alternativos até a análise de defeitos, passando por estudos de termodinâmica e de esforços, análises de vibração e de pulsação.

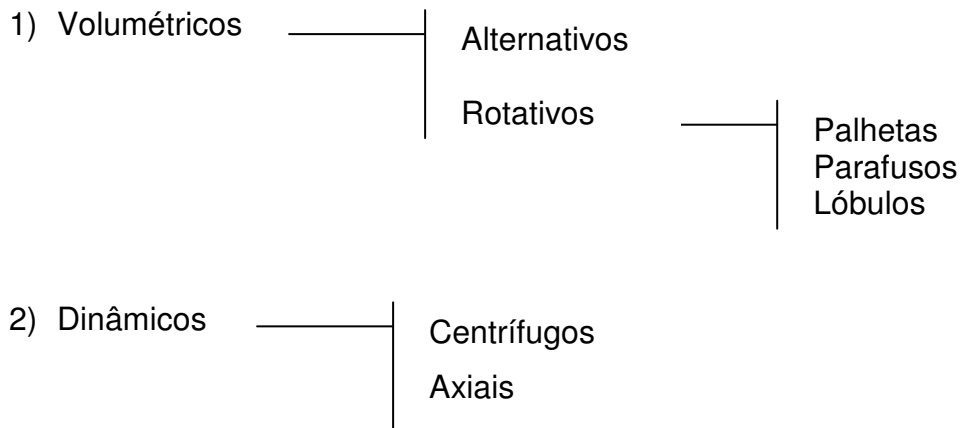
2.1 Definição e Classificação dos Compressores

Os compressores podem ser definidos como equipamentos destinados a elevar a pressão de um gás.

Rodrigues (1991) estabelece que os compressores podem ser de dois tipos:

- 1) Volumétrico ou de deslocamento positivo – Nestes compressores a pressão é elevada pela redução do volume.
- 2) Dinâmico ou turbo compressores – Neste tipo, o elemento chamado de impelidor fornece energia cinética ao gás, a qual é posteriormente convertida em energia de pressão no difusor.

Rodrigues (1991) apresenta o quadro geral da classificação dos compressores da seguinte forma:



2.2 Aspectos Construtivos de Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são máquinas necessariamente robustas, capazes de resistir a elevados esforços de inércia e do trabalho de compressão do gás. A partir desta característica, é possível subdividir os seus componentes em dois principais grupos (Figura 2.1):

- 1) A parte de força (*power end*) é responsável por transformar o movimento rotativo do eixo virabrequim (eixo de manivela) no movimento alternativo do pistão, e pode ser subdividida nos seguintes componentes:
 - O eixo de manivela ou eixo virabrequim – Converte o movimento rotativo em alternativo;
 - A biela – Transfere o movimento alternativo à cruzeta;
 - A cruzeta – Recebe o movimento da biela e transmite à haste, de forma retilínea e alternada;
 - A haste – Interliga a cruzeta ao pistão.

- 2) A parte de fluido (*fluid end*) é responsável pelo trabalho de compressão do gás, e suas principais partes são:
- A vedação – Impede o vazamento de gás pelo orifício de passagem da haste;
 - A válvula de descarga – Separa a câmara de compressão da descarga, dando passagem ao gás quando a pressão interna é superior à pressão de descarga;
 - A válvula de sucção – Separa a câmara de compressão da sucção, dando passagem ao gás quando a pressão interna é inferior à pressão de sucção;
 - O pistão – Executa o trabalho de compressão e expansão do gás a partir do movimento recebido pela haste;
 - Os anéis segmento – Executam a vedação do pistão em relação ao cilindro;
 - Os líquidos de refrigeração – São líquidos (normalmente água) usados para refrigerar o cilindro.

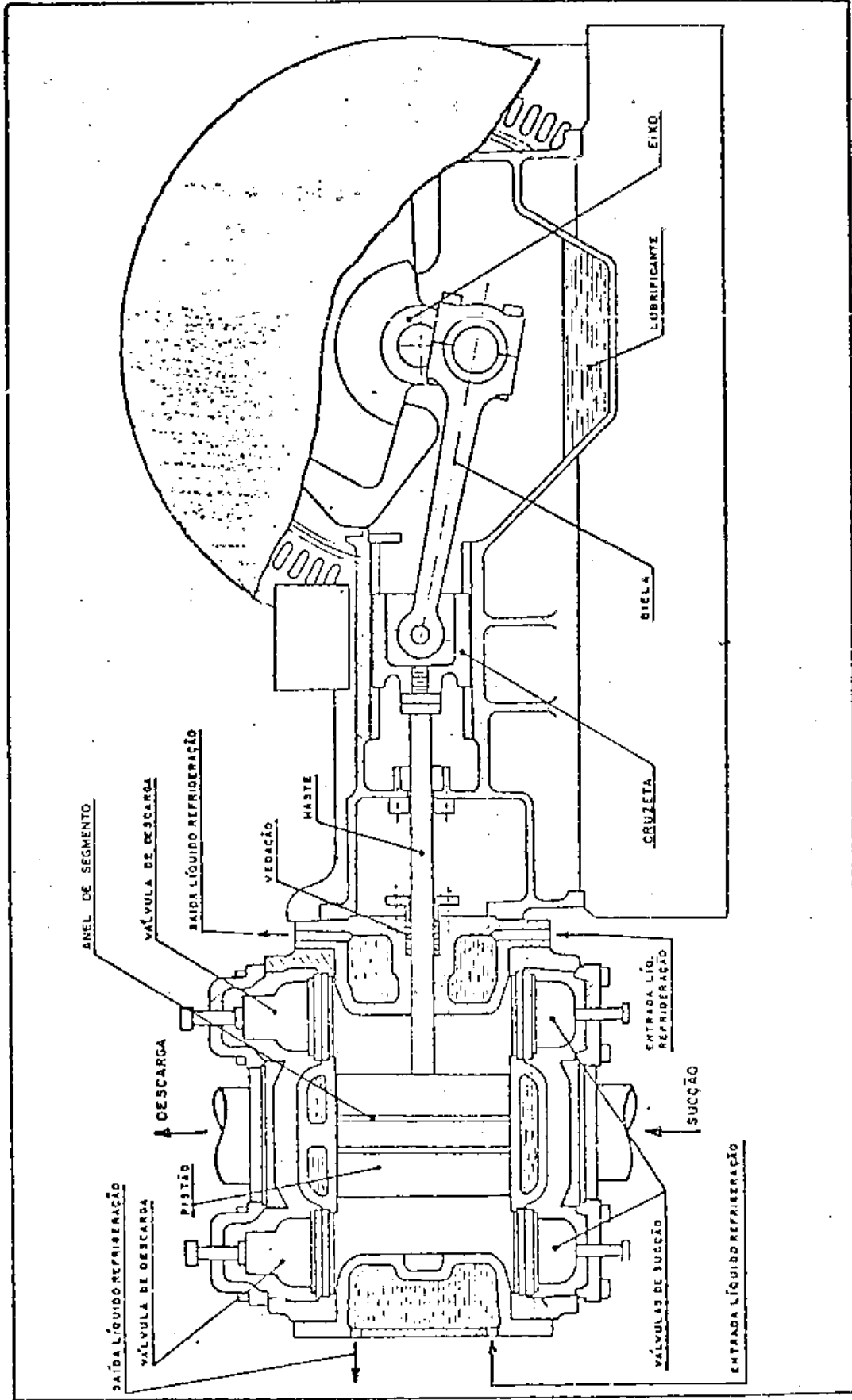


Figura 2.1 – Componentes de um compressor alternativo. (Rodrigues, 1984)

A parte de fluido, também chamada de câmara de compressão, está melhor detalhada na Figura 2.2, na qual é possível perceber o funcionamento das válvulas de sucção e descarga.

É possível também identificar nesta figura o sistema de resfriamento e a vedação da haste.

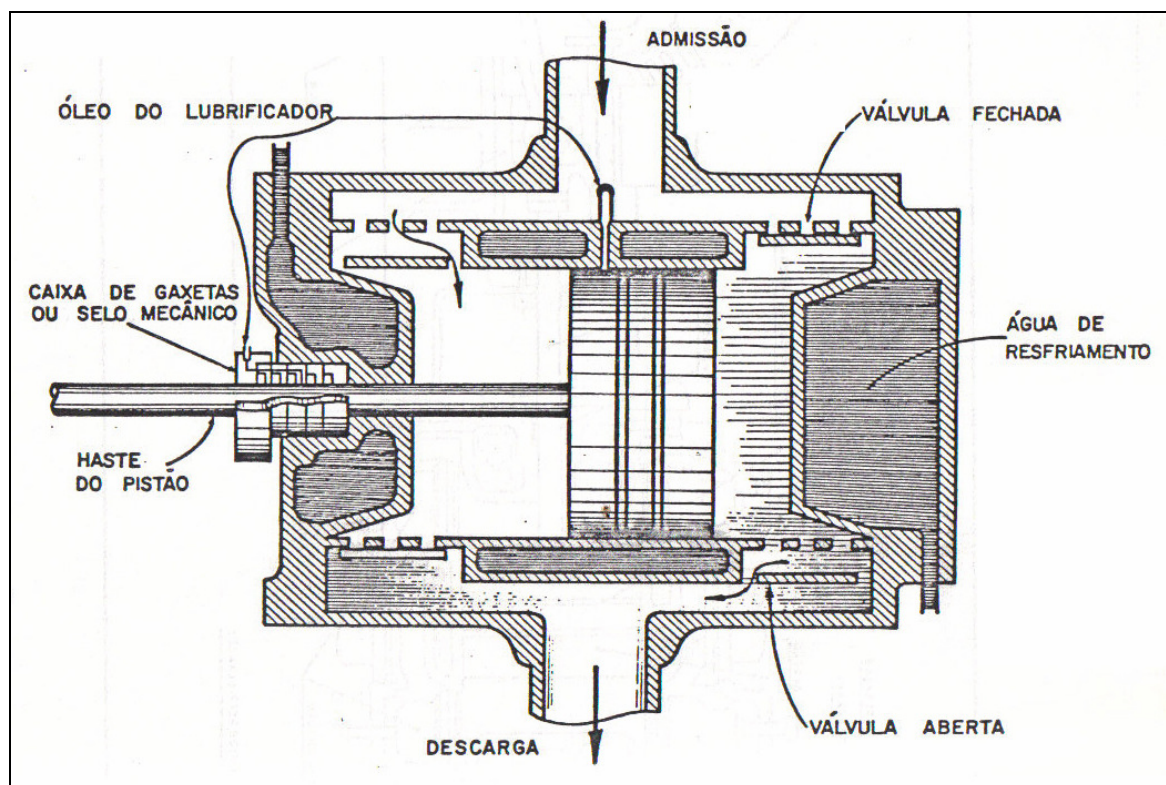


Figura 2.2 - Câmara de compressão de compressor alternativo. (Rodrigues, 1984)

Entre os elementos relacionados, Rodrigues (1991) destaca as válvulas como peças de maior importância para o funcionamento dos compressores alternativos.

Este autor descreve as seguintes qualidades associadas às válvulas:

- Permitem rápida abertura com pouca perda de carga, sem ocupar grandes espaços;
- Possuem máxima estanqueidade;

- Possuem alta resistência mecânica (choques e desgaste superficial);
- Possuem alta resistência à corrosão.

As válvulas são compostas de várias partes (Figura 2.3), cujas funções estão listadas a seguir:

- Obturador – É o elemento de vedação que trabalha comparando as pressões interna e externa atuantes em suas faces;
- Sede – É a região onde o obturador se apóia quando a válvula está fechada;
- Encosto – É o elemento que limita o curso da válvula na condição aberta;
- Mola – É o elemento de resistência progressiva para atenuação de choques.

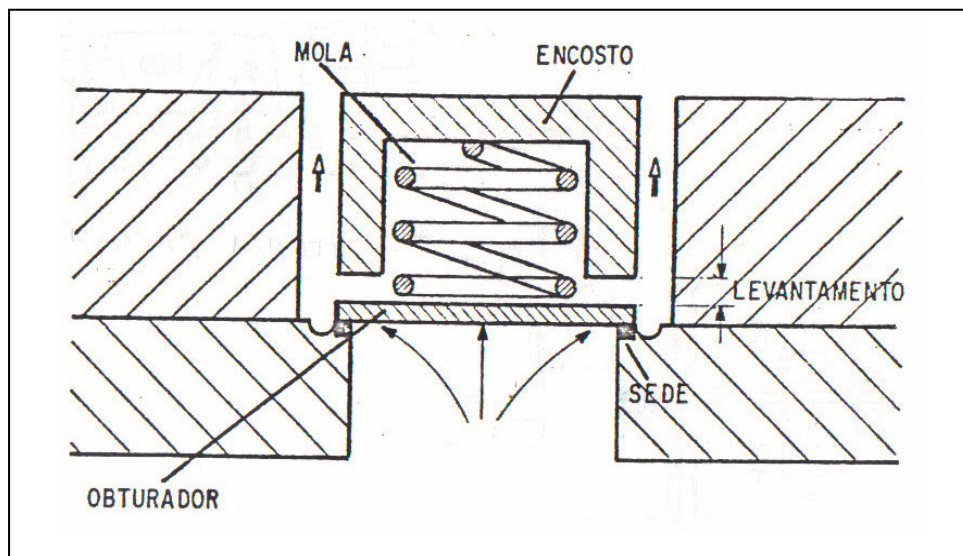


Figura 2.3 - Desenho esquemático de uma válvula. (Rodrigues,1987)

As válvulas reais diferem do desenho esquemático apresentado na Figura 2.3, embora possuam os mesmos componentes. A título de ilustração, a seguir estão apresentados três tipos de válvulas comerciais (Figuras 2.4a, 2.4b e 2.4c):

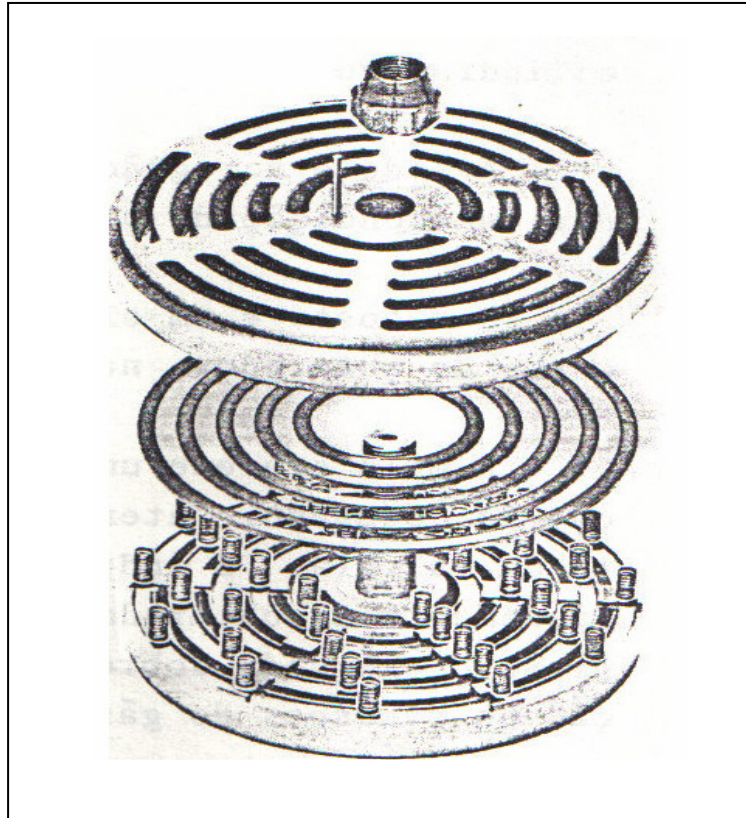


Figura 2.4 a - Válvula Faether (Rodrigues,1987)

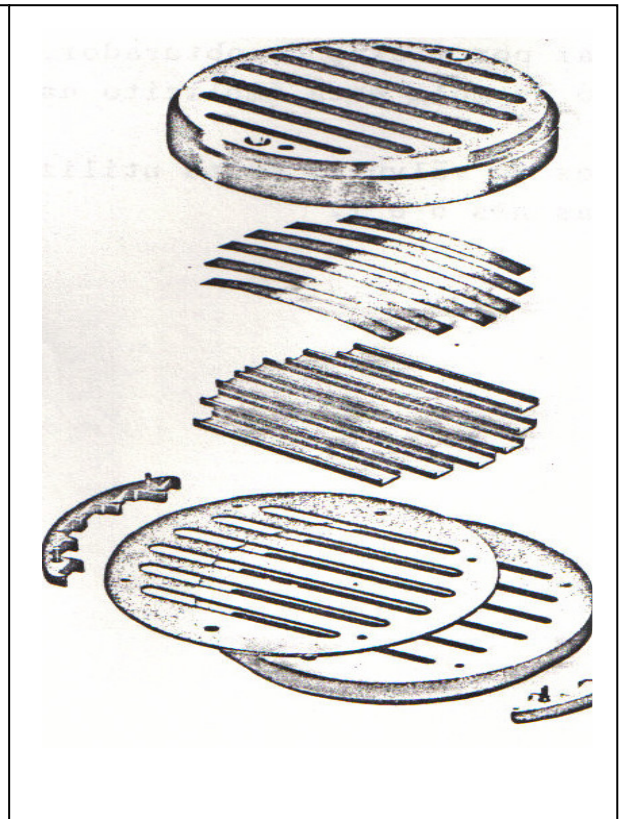
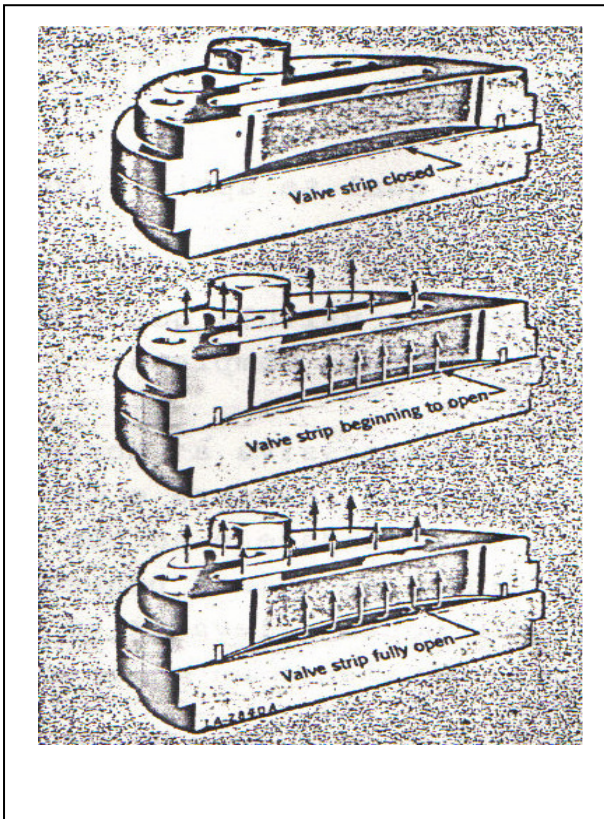


Figura 2.4 b - Válvula de canais (Rodrigues,1987)

Figura 2.4 c - Válvula de discos (Rodrigues,1987)

2.3 Princípio de Funcionamento do Compressor Alternativo

A principal ferramenta para análise de desempenho de um compressor alternativo é o diagrama $P \times V$. Segundo Schirmer, Fernandes e De Caux (2004), este diagrama (Figura 2.5) constitui a melhor maneira de representar o ciclo de trabalho de uma máquina alternativa.

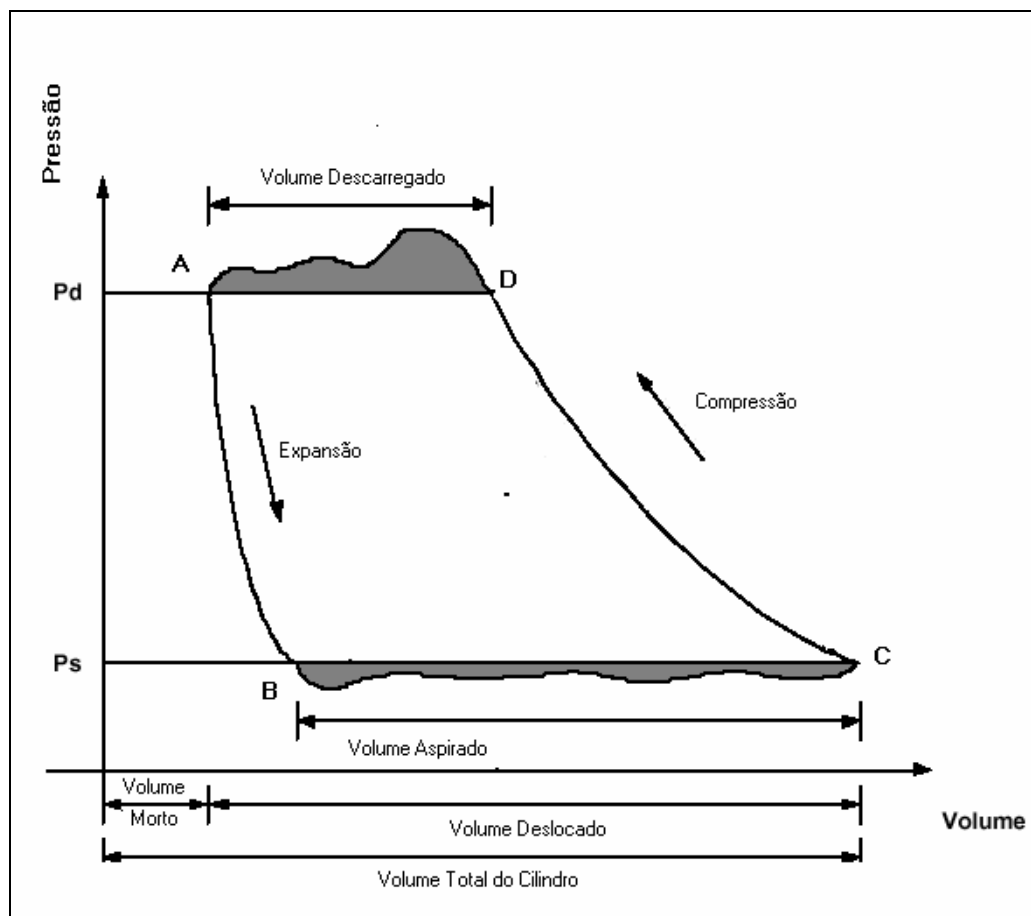


Figura 2.5 - Diagrama $P \times V$ (Schirmer, Fernandes e De Caux (2004))

Os autores descrevem as etapas deste ciclo da seguinte maneira:

1. Ponto A – válvulas de sucção e descargas estão fechadas, configurando o chamado ponto morto superior (PMS);
2. De A para B – Nesta etapa, chamada de expansão, o volume inicialmente contido no volume morto é expandido pelo movimento do pistão, gerando redução da pressão;

3. De B para C – Ao atingir o ponto B, a pressão interna do cilindro se iguala à pressão da linha de sucção. A partir deste ponto, o movimento do pistão reduz a pressão o suficiente para a abertura da(s) válvula(s) de sucção, com a conseqüente admissão de gás. A parte do volume gerado pelo curso percorrido pelo pistão nesta etapa é denominada de volume admitido;
4. De C para D – A partir do ponto C, o pistão inicia seu movimento de retorno, reduzindo o volume. Tal redução produz aumento de pressão e conseqüente fechamento da(s) válvula(s) de sucção. Esta etapa é denominada de compressão. Com este movimento, a pressão continua a ser elevada até o ponto em que a mesma se equaliza com a pressão das tubulações de descarga;
5. De D para A – O movimento do pistão nesse sentido gera um incremento de pressão suficiente para a abertura da válvula de descarga. Do ponto D para o ponto A, o gás contido no cilindro é descarregado. A parte do volume gerado pelo curso percorrido pelo pistão nesta etapa é denominada de volume descarregado.

Schirmer, Fernandes e De Caux (2004) chamam a atenção para o fato de que as regiões com hachuras, no gráfico apresentado na Figura 2.5, são decorrentes das diferenças entre o diagrama teórico e o real, representando a perda de carga nas válvulas. Eles afirmam que, por razões construtivas, todo compressor possui um volume morto que reduz a eficiência volumétrica na sucção, sendo esta definida como

$$\eta_{vs} = \frac{V_{asp}}{V_D} \quad (2.1),$$

onde V_{asp} é o volume aspirado e V_D volume deslocado. De maneira similar, a eficiência volumétrica na descarga é definida como

$$\eta_{VD} = \frac{V_{des}}{V_D} \quad (2.2),$$

onde V_{des} é o volume descarregado.

Outro conceito importante abordado por estes autores é o balanço de massa (BM), definido como

$$BM = \frac{Massa.Admitida}{Massa.Descarregada} \quad (2.3).$$

Idealmente, esta razão deve ser igual a 1. No entanto, a perda por vazamentos na válvula de sucção resultará num valor de BM maior que 1, enquanto a perda pela válvula de descarga resultará num valor de BM menor que 1.

Os diagramas apresentados por Bloch (1995) permitem uma boa associação entre as etapas do ciclo de trabalho do compressor alternativo e o seu diagrama $P \times V$ (ver Figuras 2.6a, 2.6b, 2.6c e 2.6d).

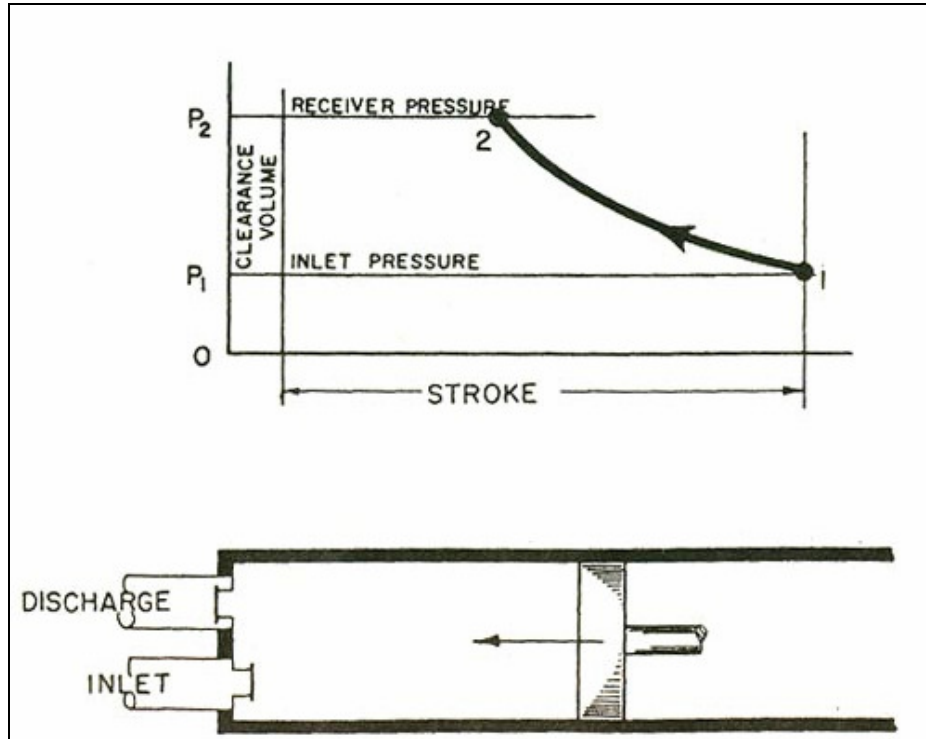


Figura 2.6a – Etapa de compressão (Bloch, 1995)

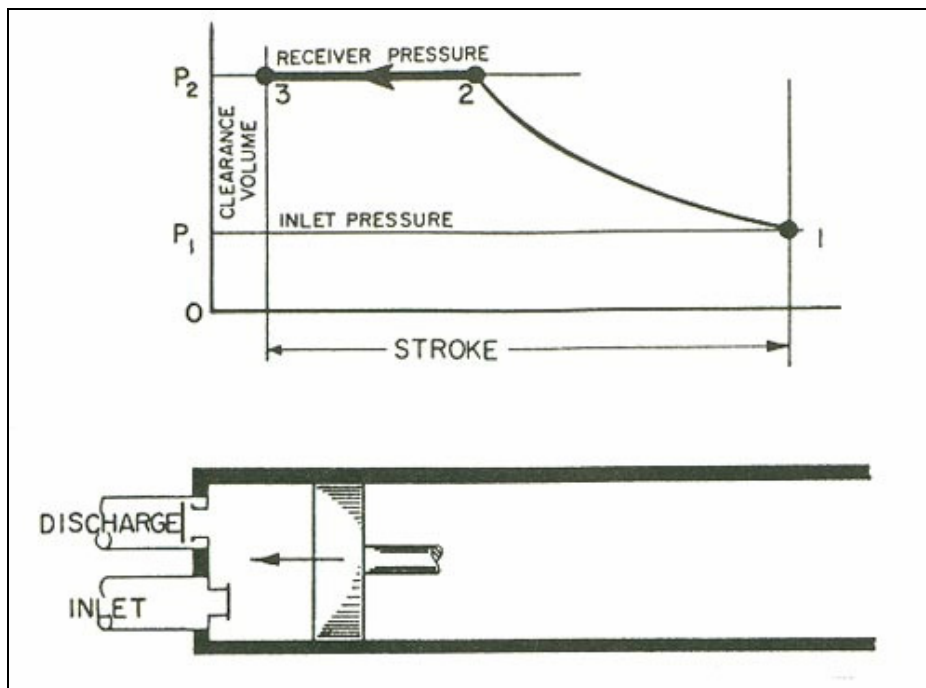


Figura 2.6b – Etapa de descarga (Bloch, 1995)

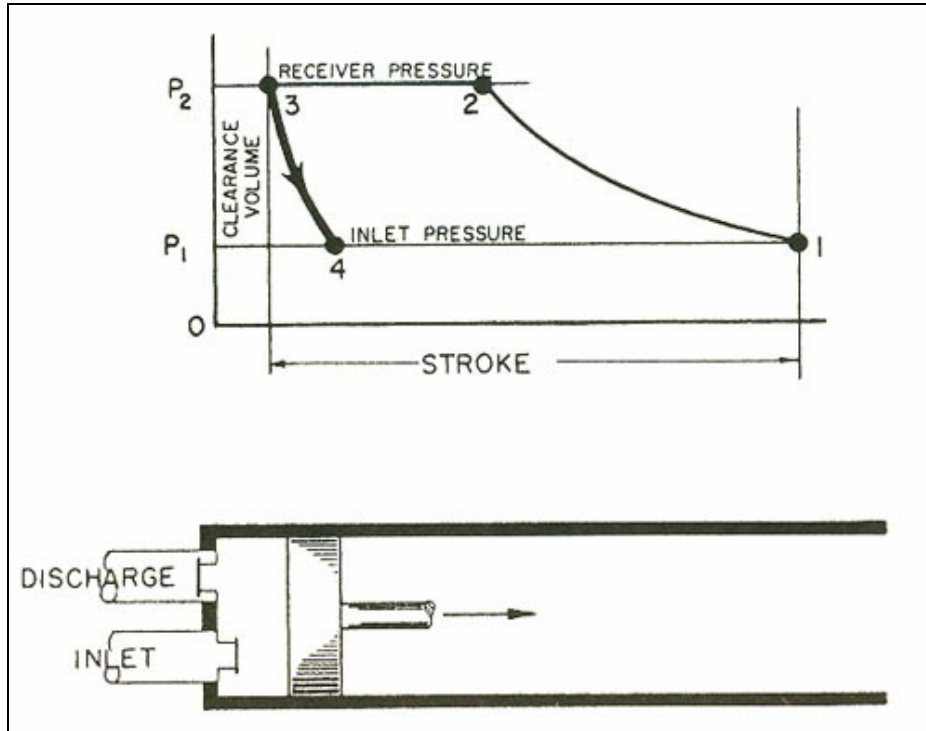


Figura 2.6c – Etapa de expansão (Bloch, 1995)

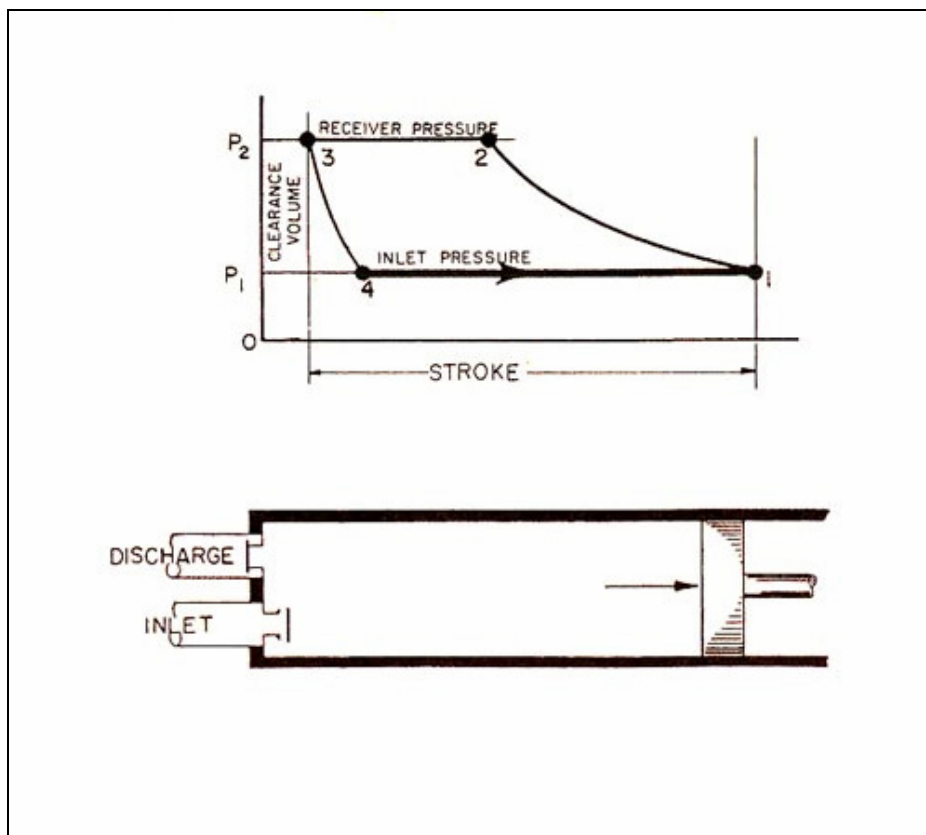


Figura 2.6d – Etapa de admissão (Bloch, 1995)

2.4 Ciclo Termodinâmico: Revisão Teórica

Os diagramas P x V teóricos são referências comparativas importantes para o diagnóstico de defeitos em válvulas e outros componentes. Segundo Bloch (1995), dois tipos de ciclos teóricos podem ser aplicados à avaliação de compressores alternativos: o ciclo isotérmico e o ciclo adiabático ou isoentrópico.

Assumindo a hipótese isotérmica, que pressupõe a compressão com retirada contínua de calor, a temperatura é mantida constante. Neste caso, a equação definida por Bloch (1995) é

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 = \text{Constante} \quad (2.4),$$

onde P_1 é pressão inicial, V_1 o volume inicial, P_2 pressão final e V_2 volume final .

Segundo Bloch (1995), a hipótese adiabática pressupõe que não seja retirado ou introduzido calor no sistema; neste caso, pode-se usar a equação 2.5.

$$P_1 \times V_1^k = P_2 \times V_2^k \quad (2.5),$$

sendo k correspondente à razão dos calores específicos, ou seja,

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.6),$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante e C_v é o calor específico a volume constante.

Bloch (1995) demonstra graficamente, no diagrama da Figura 2.7, que a hipótese isotérmica requer menor consumo de trabalho, pois corresponde à área delimitada pelos pontos ADEF. A validade desta afirmação está comprovada no Item 2.5.3, onde se demonstra que a área sob a curva é igual ao trabalho.

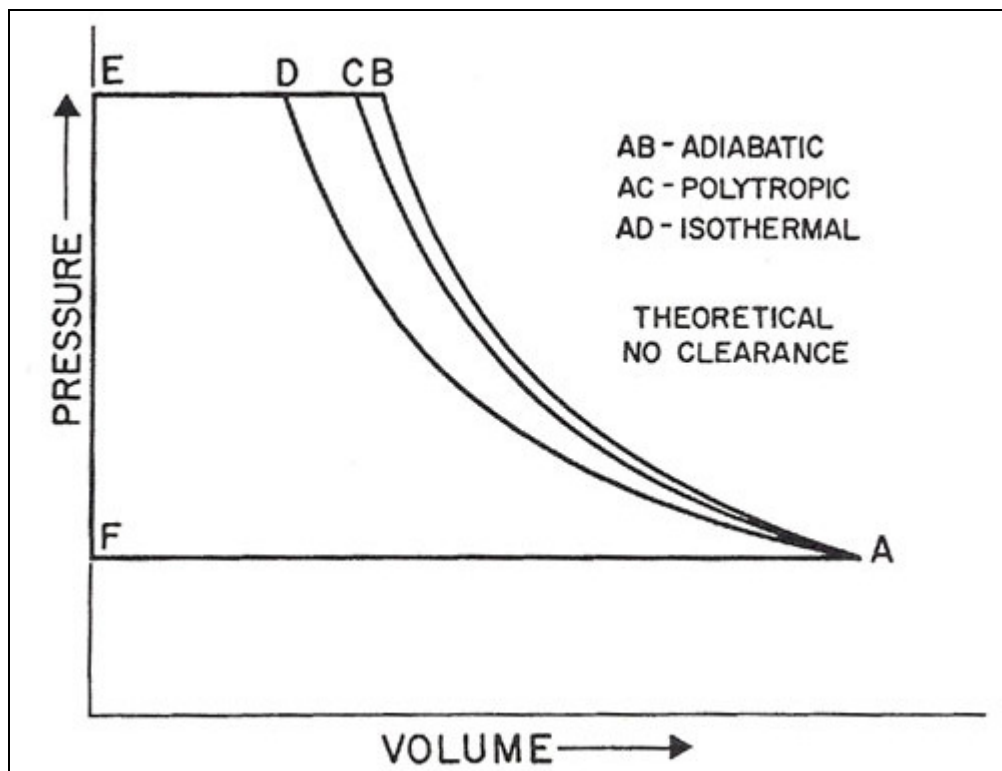


Figura 2.7 - Diagrama P x V para ciclos teóricos. (Bloch,1995)

Segundo a mesma base teórica, pode-se assegurar que a hipótese adiabática requer o maior consumo de trabalho – a área delimitada pelos pontos ABEF (ver Figura 2.7) corresponde ao trabalho consumido no processo adiabático.

No entanto, Bloch (1995) afirma que a hipótese adiabática, assim como a isotérmica, não é integralmente aplicável ao compressor comercial, onde a

compressão real ocorre em um ciclo denominado politrópico, correspondendo à equação 2.7.

$$P_1 \times V_1^n = P_2 \times V_2^n \quad (2.7)$$

Bloch (1995) mostra, ainda, que o expoente n pode ser determinado experimentalmente a partir da medição das pressões e temperaturas de sucção e de descarga, conforme a equação 2.8.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (2.8),$$

onde T_1 e T_2 representam, respectivamente, as temperaturas inicial e final.

2.5 Ciclo Termodinâmico Real

Quando se trata do ciclo real, é importante analisar a questão das trocas térmicas durante o trabalho de compressão e expansão. Segundo Rodrigues (1991), a temperatura das paredes do cilindro está situada entre a temperatura de sucção e descarga, o que faz com que haja aquecimento em parte do ciclo de expansão e resfriamento em parte do ciclo de compressão. As influências destes fatores podem ser vistas nas alterações do diagrama $P \times V$ (Figura 2.8) de um dado ciclo de compressão.

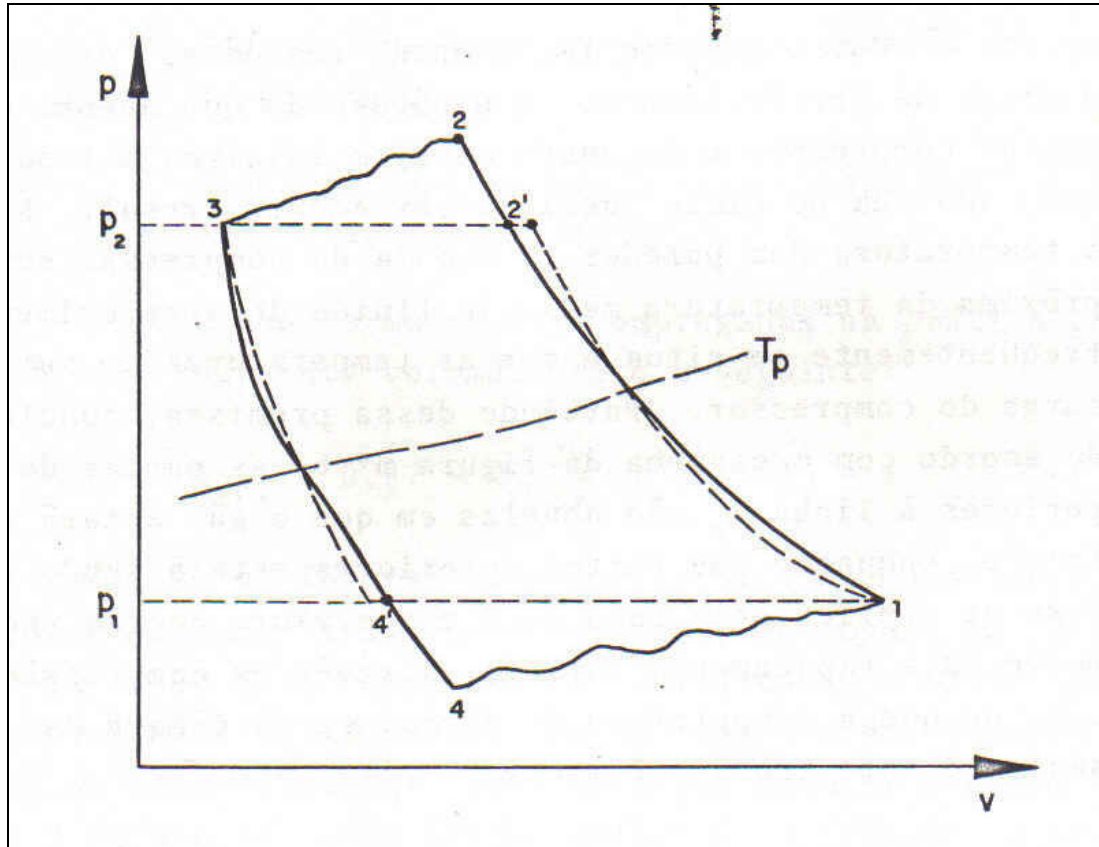


Figura 2.8 - Diagrama P x V real. (Rodrigues,1984)

2.5.1 Cálculo do Rendimento Volumétrico

Como já foi apresentado no Item 2.3, um dos parâmetros utilizados para avaliação de desempenho de um compressor alternativo é o rendimento volumétrico na sucção (η_{vs}). A necessidade da avaliação da eficiência, no processo de aspiração, se deve à existência de um volume morto na extremidade do cilindro quando este inicia a fase de expansão. Isto significa que o pistão executa um certo deslocamento sem que a pressão interna do cilindro seja suficientemente baixa para que haja abertura da válvula de admissão. Ou seja, do volume total V_D deslocado pelo pistão, somente o volume de gás V_{asp} é aspirado.

Admitindo que o gás se comporte de maneira ideal, Rodrigues (1991) apresenta a equação 2.9 para cálculo do rendimento volumétrico ideal.

$$\eta_{VS} = 1 - C(r^{1/k} - 1) \quad (2.9),$$

onde C representa a folga devido ao espaço morto, definida como

$$C = \frac{V_0}{V_D} \quad (2.10).$$

Na equação 2.10, V_0 é o volume morto e a variável r da equação 2.9 é a taxa de compressão, definida pela equação 2.11.

$$r = \frac{P_d}{P_s} \quad (2.11),$$

sendo P_d a pressão de descarga e P_s a pressão de sucção.

A variável V_0 constitui uma característica geométrica do compressor, enquanto r está associada às condições operacionais do sistema.

Entretanto, existem desvios em relação ao ciclo ideal que devem ser levados em consideração para que se obtenha a equação do rendimento volumétrico real.

Rodrigues (1991) relaciona os seguintes desvios a serem considerados:

1. O aquecimento do gás no processo de admissão reduz a massa admitida;
2. Existem fugas por anéis e válvulas;
3. Existem desvios devido à não idealidade dos gases.

A partir destas considerações, foram desenvolvidas diversas equações empíricas para o cálculo do rendimento volumétrico real na sucção. Como o objetivo deste trabalho não é especificamente este tema, a seguir está apresentada a equação 2.12 sugerida por Bloch (1995), que é considerada aceitável para fins práticos.

$$\eta_{VS} = 1 - C(r^{1/k} - 1) - L \quad (2.12),$$

onde L é o fator de correção para o ciclo não ideal. Bloch (1995) recomenda o valor de 5% (0,05 na base unitária) para compressores de média pressão lubrificados. Vale lembrar que a equação 2.12 foi escrita por Bloch (1995) na forma de rendimento percentual, mas preferiu-se apresentá-la em base unitária.

2.5.2 Cálculo da Vazão

Sabe-se que o compressor alternativo apresenta uma vazão flutuante, haja visto que a cada ciclo o compressor aspira e descarrega um certo volume de gás. É possível, no entanto, calcular a sua vazão média nas condições de sucção aplicando a equação 2.13 apresentada por Rodrigues (1991).

$$\dot{V} = \frac{V_{asp} \times N}{\Delta t} \quad (2.13),$$

sendo N o número de ciclos na unidade de tempo e Δt o tempo para um ciclo.

2.5.3 Trabalho

O trabalho é definido como sendo o produto da força pelo deslocamento. Se o trabalho realizado pelo pistão no processo de compressão (do ponto 1 ao 2, Fig 2.8) for analisado, a seguinte equação pode ser escrita:

$$W = \int_1^2 F \cdot dl \quad (2.14),$$

onde dl é o deslocamento infinitesimal e F é a força.

Como a força F é igual ao produto da pressão p pela área A , é possível reescrever a equação 2.14:

$$W = \int_1^2 p \cdot A \cdot dl \quad (2.15).$$

Sabendo que $A \cdot dl$ corresponde ao volume infinitesimal dV , a seguinte expressão é obtida:

$$W = \int_1^2 p \cdot dV \quad (2.16).$$

Esta equação define que a área sob a curva de um diagrama $P \times V$ corresponde ao trabalho consumido.

O rendimento adiabático (η_k) é definido como o quociente entre o trabalho consumido no ciclo ideal adiabático (w_k) e o trabalho consumido no ciclo real (w), ou seja,

$$\eta_k = \frac{w_k}{w} \quad (2.17).$$

Partindo do princípio de que o trabalho pode ser calculado pela integral da área do diagrama $P \times V$, Rodrigues (1991) demonstra que é possível calcular o rendimento adiabático (η_k) dividindo a área correspondente ao ciclo ideal adiabático (w_k) pela área obtida do ciclo real (w). A partir da Figura 2.9, a seguinte expressão pode ser escrita:

$$\eta_k = \frac{A_0}{A_0 + A_1 + A_2} \quad (2.18).$$

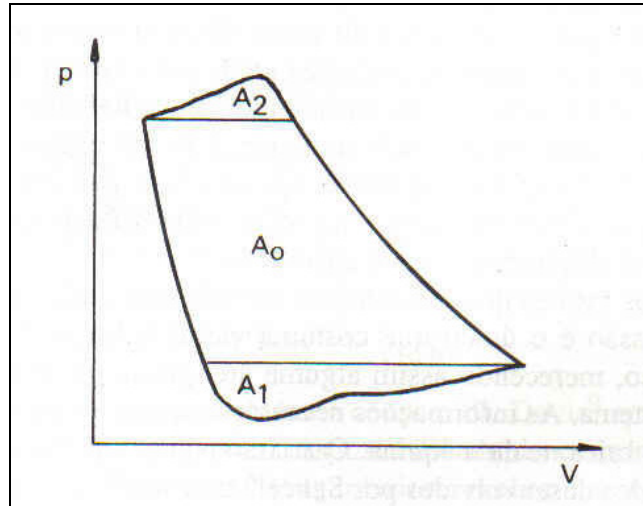


Figura 2.9 - Áreas utilizadas para geração da equação 2.18 (Rodrigues,1991)

Rodrigues (1991) informa que o rendimento adiabático é muito usado para avaliação de compressores alternativos, situando-se normalmente entre 0,78 e 0,98. Este mesmo autor considera que, apesar de suas imprecisões, o método de integração gráfica do diagrama é o mais adequado para a identificação do rendimento adiabático e propõe a seguinte expressão para o cálculo da potência consumida pelo compressor:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \times w_k}{\eta_k \times \eta_{mec}} \quad (2.19),$$

onde

- \dot{W} é a potência consumida pelo compressor;
- \dot{m} é a vazão mássica comprimida;

- η_{mec} é o rendimento mecânico que Rodrigues (1991) diz situar-se entre 0,90 e 0,95.

Para estimar o rendimento mecânico, Scheel (1972) propõe a equação 2.20.

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{1}{\sqrt{BHP}} \quad (2.20),$$

onde BHP é a potência elétrica recebida pelo compressor.

2.6 Análise de Esforços

Um aspecto a ser analisado em compressores alternativos é a parte de esforços atuantes durante todo ciclo de trabalho deste tipo de compressor. Rodrigues (1991) classifica estes esforços em duas categorias: esforço de inércia e esforço de pressão. As forças de inércia originam-se das acelerações e desacelerações de peças móveis, enquanto as forças de pressão se devem às diferenças de pressão que agem sobre o pistão. Para o estudo das forças de inércia será utilizado o modelo apresentado na Figura 2.10, que representa esquematicamente os principais componentes móveis de um compressor alternativo.

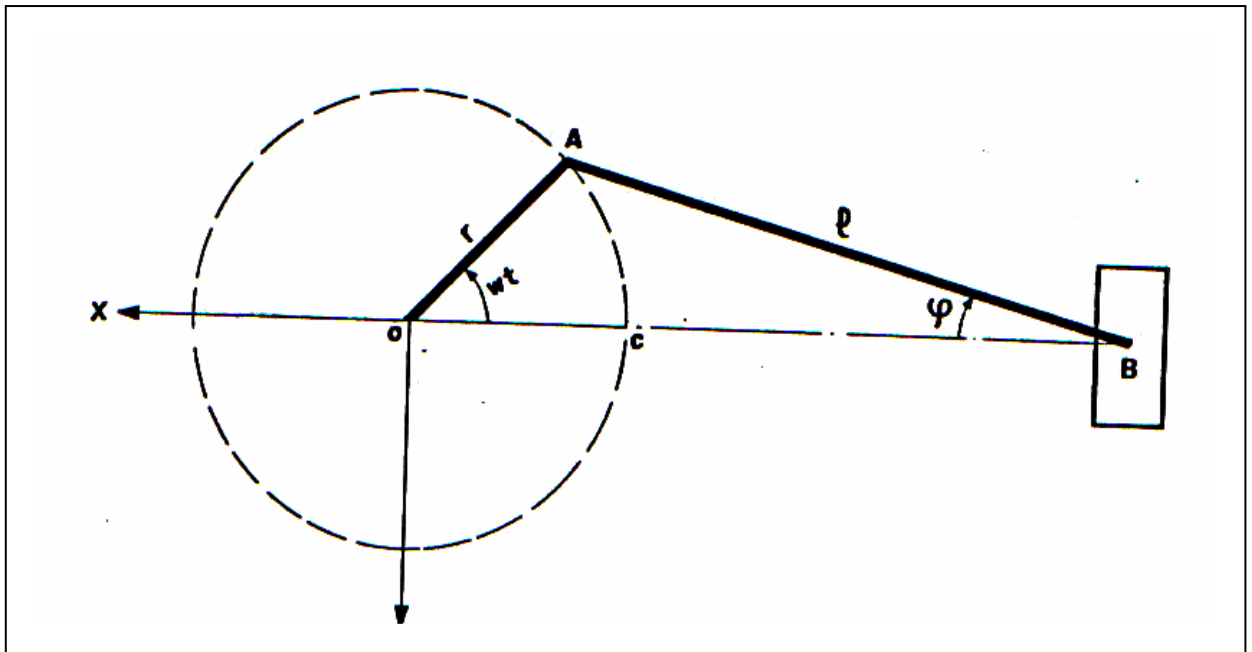


Figura 2.10 – Modelo representativo dos componentes móveis de acionamento de um compressor monocilíndrico. (Rodrigues, 1984)

Os elementos do compressor idealizado e apresentado na Figura 2.10 são:

- r – raio da manivela;
- l – comprimento da biela;
- ωt – ângulo da manivela para a linha horizontal de referência;
- φ – ângulo da biela para a linha horizontal de referência.

A partir do conceito de massa equivalente, Rodrigues (1991) obteve as equações 2.21 e 2.22.

1. Força de inércia em relação ao eixo X

$$F_{ix} = - \left(Ma + Mb \right) \times r \times \omega^2 \times \cos \omega t + Mb \times \frac{r^2}{l} \omega^2 \cos 2 \omega t \quad (2.21);$$

2. Força de inércia em relação ao eixo Y

$$F_{iy} = -Ma \times r \times \omega^2 \times \text{sen } \omega t \quad (2.22).$$

As seguintes massas equivalentes são consideradas:

Ma – Massa da manivela + parte da massa da biela;

Mb – Restante da massa da biela + massa da cruzeta + massa da haste + massa do pistão.

Rodrigues (1991) também afirma que, posicionando um contrapeso de massa Ma diametralmente oposto ao ponto A (Figura 2.10), a componente F_{iy} é eliminada e a componente F_{ix} é reduzida.

Quanto às forças de pressão, este mesmo autor apresenta a equação 2.23.

$$F_{px} = Pc \times Ac - Ph \times Ah \quad (2.23),$$

onde:

Pc – Pressão do lado do cabeçote;

Ac – Área do lado do cabeçote;

Ph – Pressão do lado da haste;

Ah – Área do lado da haste.

A força de pressão (F_{px}) é a resultante das componentes paralelas ao eixo X, ao passo que, devido à inclinação da biela, surge uma componente vertical descrita na equação 2.24.

$$F_{py} = -F_{px} \times \text{tg}\phi \quad (2.24)$$

Para demonstrar a composição dos esforços em um ciclo, Rodrigues (1984) apresenta o diagrama da Figura 2.11. Neste diagrama, o eixo Y representa os esforços que ocorrem na direção horizontal e o eixo X representa o ângulo da manivela (ωt), variando de 0° a 180° em um sentido e de 180° a 360° no outro, de modo a obter uma representação equivalente à do ciclo de compressão.

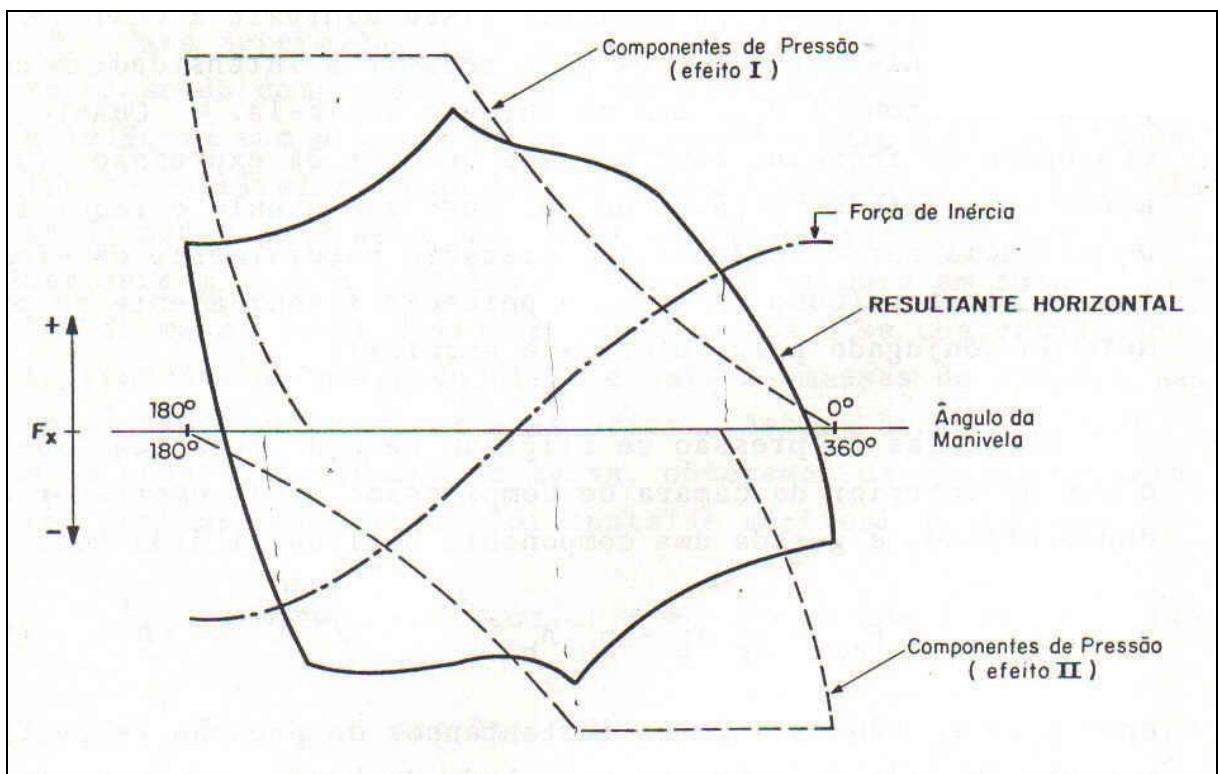


Figura 2.11- Diagrama de composição de esforços. (Rodrigues, 1991)

É importante notar que existem esforços de pressão se contrapondo, pois o compressor em questão é de duplo efeito. Ou seja, enquanto um lado do pistão comprime, o outro expande o gás.

Outro aspecto importante apresentado por Rodrigues (1991) é a questão do conjugado resultante da composição dos conjugados de pressão e inércia. De forma semelhante às forças, pode-se observar na Figura 2.12 a variação do conjugado resultante em função do ângulo do eixo de manivela.

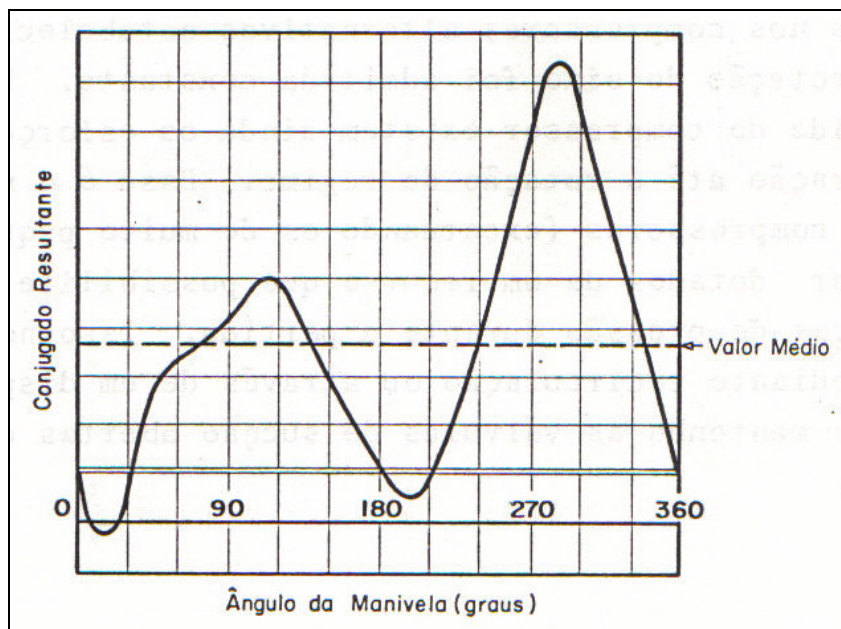


Figura 2.12 - Conjugado resultante da composição da pressão e da inércia. (Rodrigues, 1991).

2.7 Comportamento Vibratório

É possível observar, pelo exposto na análise de esforços, que as forças resultantes são variáveis, gerando vibrações que se propagam pela estrutura da máquina, fundações e tubulações. Estas vibrações, embora indesejáveis, são inerentes ao próprio funcionamento da máquina. Devido à soma dos esforços originados na parte de acionamento com os esforços originados na parte do fluido,

estas vibrações dificultam a identificação de defeitos pelas metodologias tradicionais de análise de vibração.

Esta mesma perspectiva deve ser estendida às vibrações torcionais, que têm a mesma natureza e, em geral, apresentam comportamento semelhante.

2.8 Análise da Pulsação de Pressão

Este é um tópico importante para este trabalho, uma vez que a intenção é introduzir a medição da pressão dinâmica como novo parâmetro na análise de compressores alternativos.

Conforme mencionado anteriormente, o princípio de funcionamento dos compressores alternativos baseia-se na intermitência, gerando não só esforços variáveis e cíclicos como também pressões com comportamento dinâmico. Buscando um melhor entendimento para a avaliação deste tema, Rodrigues (1991) apresenta alguns conceitos básicos de acústica que permitirão estudar o escoamento pulsante de um gás ao longo da tubulação:

1. O mecanismo gerador de uma determinada onda de pressão (Figura 2.13) define as características dessa onda em termos da amplitude (A), do período (T) e, conseqüentemente, da freqüência (f) deste movimento, que é igual ao inverso do período ($f = 1/T$);

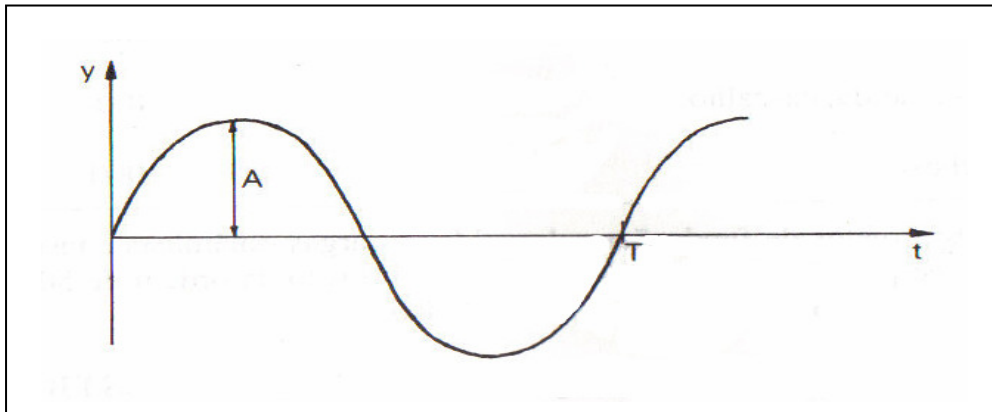


Figura 2.13 - Onda de pressão. (Rodrigues, 1991)

2. O movimento do pistão do compressor alternativo é senoidal, com frequência igual à frequência de rotação do virabrequim (f). As pulsações de pressão (Figura 2.14), no entanto, apresentam componentes em frequências múltiplas da frequência de rotação ($1f, 2f, 3f, \dots$).

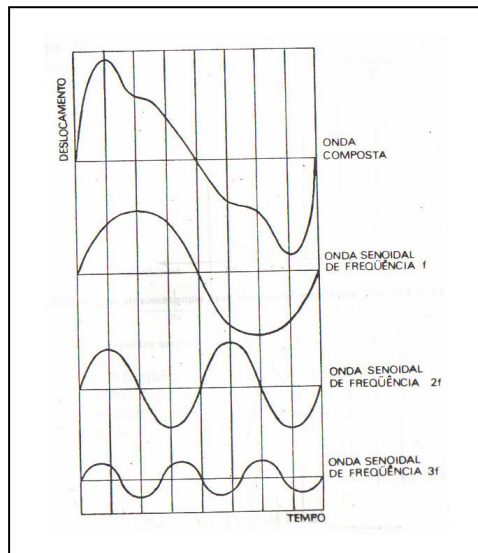


Figura 2.14 - Composição de onda de pressão complexa resultante do movimento do pistão de um compressor alternativo. (Rodrigues, 1991).

Outro aspecto importante tratado por Rodrigues (1991) refere-se à propagação de ondas de pressão geradas por compressores alternativos. Como premissa básica, este autor estabelece que para comprimentos de dutos grandes em relação ao seu diâmetro, pode-se tratar as ondas como ondas planas (Figura 2.15).

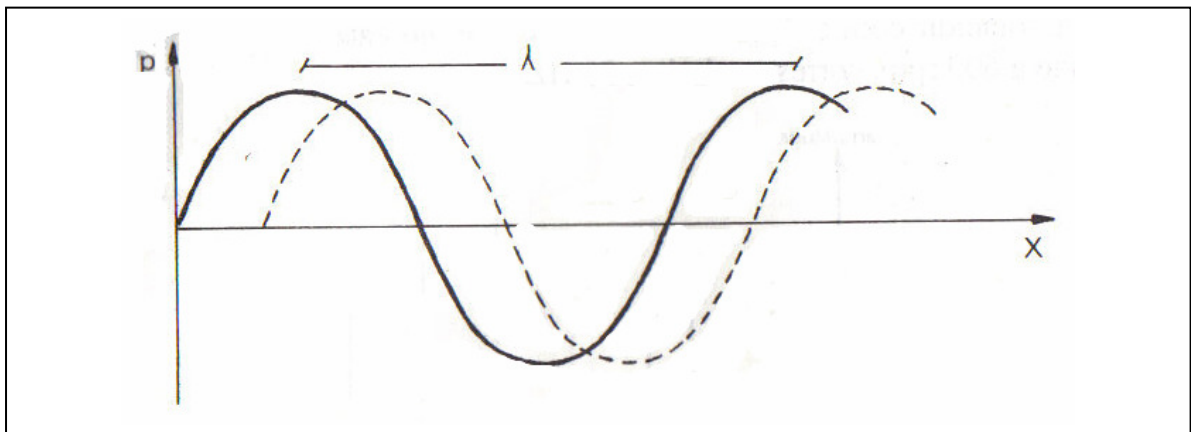


Figura 2.15 - Propagação de onda plana de pressão.

Neste caso, a velocidade de deslocamento de uma onda, no interior de um conduto, pode ser calculada a partir da propriedade termodinâmica que define a velocidade do som em um gás perfeito como

$$a = \sqrt{kRT_g} \quad (2.25),$$

onde:

a - Velocidade do som em m/s;

k - Razão de calores específicos;

T_g - Temperatura absoluta do gás em °K;

R - Constante dependente da natureza do gás.

Sendo que:

$$R = \frac{\bar{R}}{MW} \quad (2.26),$$

onde \bar{R} é a constante universal dos gases perfeitos e MW representa o peso molecular do gás.

Segundo Rodrigues (1991), é possível determinar o comprimento de onda da pulsação (λ) usando a seguinte equação:

$$\lambda = a \times T \quad (2.27).$$

onde T corresponde ao período.

Este mesmo autor afirma que mudanças na geometria das tubulações e dos vasos geram reflexões de onda que podem entrar em ressonância acústica, quando certas condições de construção da tubulação permitam. Ele afirma ainda que um recurso muito usado para reduzir os níveis de pulsação é o emprego de amortecedor de pulsação, conforme esquema apresentado na Figura 2.16.

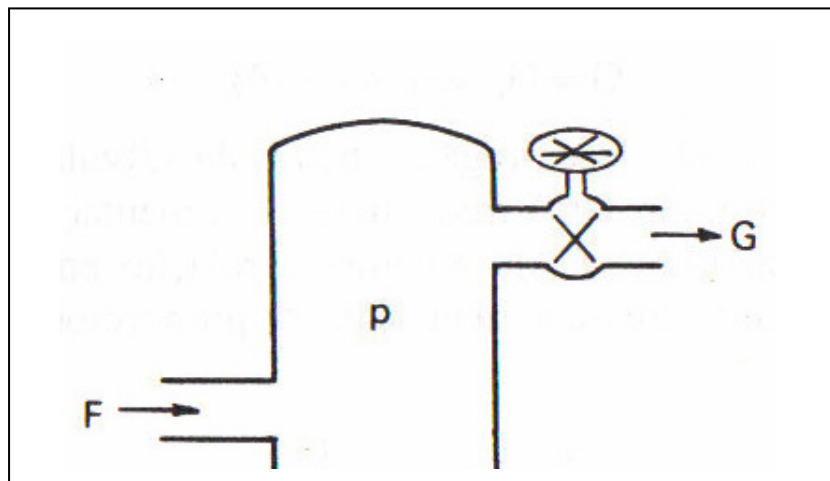


Figura 2.16 - Amortecedor de pulsação. (Rodrigues, 1991)

Tais elementos são de construção muito simples, sendo constituídos de uma câmara com uma válvula na saída. Este sistema funciona como filtro passa baixa, no qual são atenuadas as frequências superiores a uma dada frequência de corte.

Esta discussão teórica simplificada mostra o quanto o comportamento da pressão dinâmica, medida nas tubulações, depende das condições termodinâmicas do gás e de aspectos próprios da construção do sistema. Isto reforça a idéia de que, para analisar defeitos decorrentes do funcionamento do compressor, deve-se idealmente medir a pressão dinâmica no interior do cilindro.

2.9 Análise e Diagnóstico de Defeitos em Compressores Alternativos

Este item constitui, em última análise, o objetivo deste trabalho. Ou seja, este trabalho foi norteado pela busca do desenvolvimento de uma metodologia de diagnóstico para compressores alternativos baseada na medição de vibração e da pulsação de pressão do interior do cilindro.

As ferramentas utilizadas para chegar a este objetivo foram apresentadas anteriormente, estando sujeitas a modificações para tratar casos específicos.

2.9.1 Diagnóstico de Defeitos em Válvulas de Sucção

Schirmer, Fernandes e De Caux (2004) apresentam uma metodologia baseada na comparação entre o diagrama $P \times V$ medido e o diagrama teórico, que fornece informações importantes. Para facilitar este estudo estão apresentados, na Tabela 2.1, os sintomas e as causas para o caso de defeito na válvula de sucção.

Tabela 2.1 - Sintomas de defeitos em válvulas de sucção. (Schirmer, Fernandes e De Caux,2004)

SINTOMA	CAUSA
Redução mais rápida da pressão na expansão	O gás flui do cilindro para a linha de sucção, que está numa pressão menor
Aumento mais lento da pressão na compressão	
Balanco de massa torna-se maior que 1	Eficiência volumétrica da sucção aumenta enquanto a da descarga diminui

Os sintomas descritos na Tabela 2.1 podem ser constatados no diagrama P x V apresentado na Figura 2.17. É possível observar significativas diferenças nas etapas de compressão e expansão, quando comparadas ao ciclo ideal (Schirmer, Fernandes e De Caux (2004)).

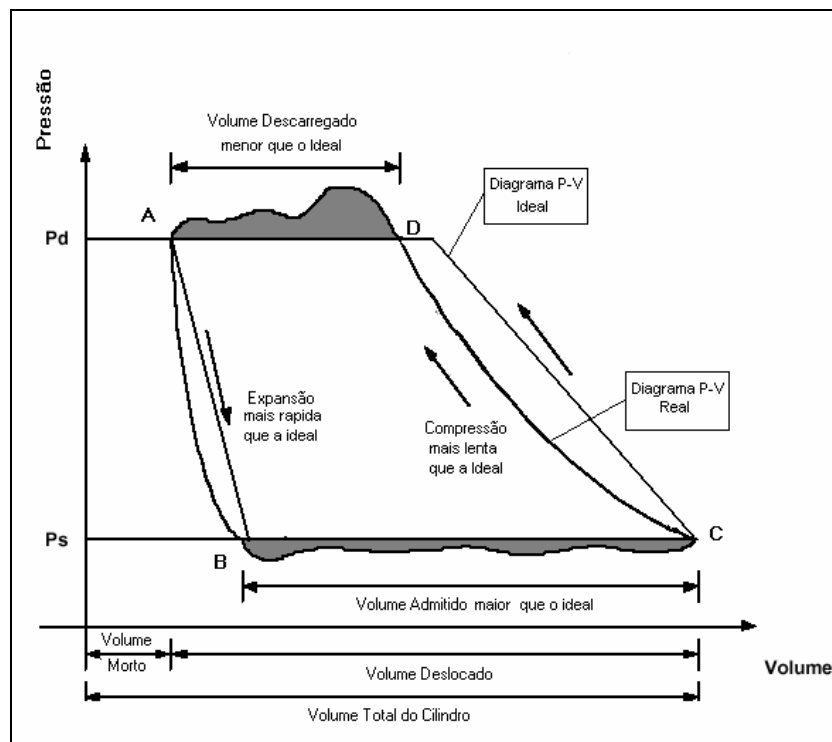


Figura 2.17 - Diagrama P x V de um compressor alternativo com vazamento na válvula de sucção.

A DYNALCO CONTROLS (2003) apresenta, de forma semelhante, a análise do diagrama P x V, mas inclui também o aspecto vibracional da válvula, conforme apresentado na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Sintomas de defeitos em válvulas de sucção. (DYNALCO CONTROLS, 2003)

SINTOMA	CAUSA
O diagrama Log P x Log V apresenta linhas de compressão e expansão distorcidas	O gás flui do cilindro para a linha de sucção, que está numa pressão menor
Balanço de massa torna-se maior que 1,1	Eficiência volumétrica da sucção aumenta enquanto a da descarga diminui
Altos níveis de energia vibratória quando a válvula se fecha	Cargas de impacto
Diferença de temperatura entre outras válvulas de sucção superior a 10 °F	Aquecimento devido à recirculação

Bloch (1995) analisa os vazamentos nas válvulas de sucção considerando a origem nas deficiências de projeto, e afirma que a meta de vazamento zero é perfeitamente possível. É possível observar, no exemplo da Figura 2.18, que as válvulas de sucção com este tipo de defeito reduzem a vazão.

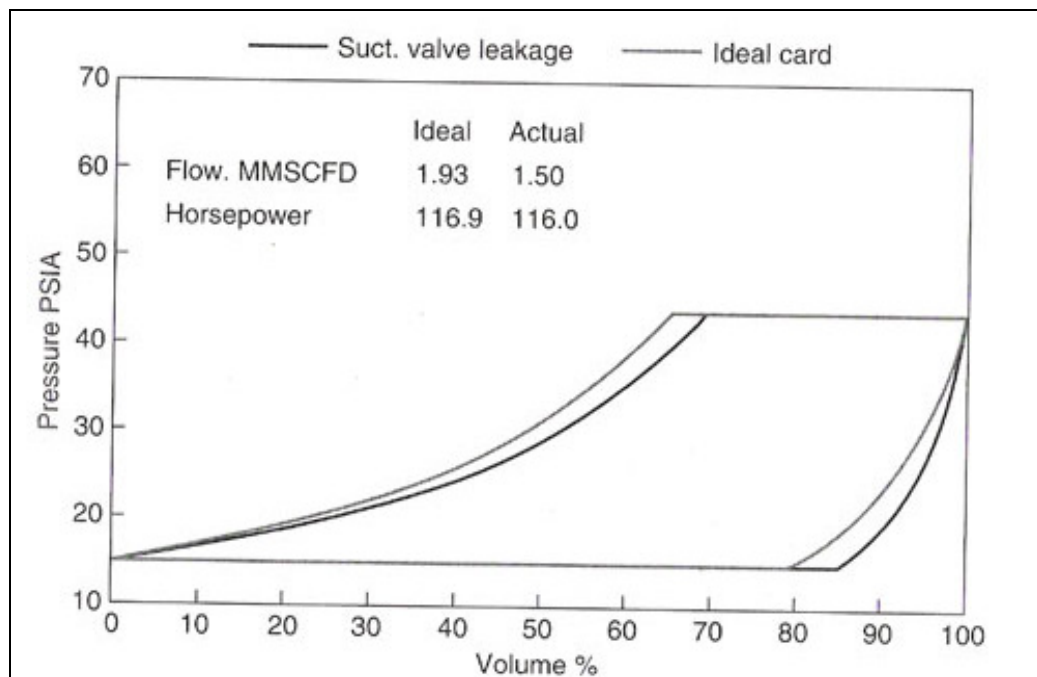


Figura 2.18 - Efeito do vazamento pela válvula de sucção gerando redução na vazão, quando comparada com o ciclo ideal. (Bloch (1995))

2.9.2 Diagnóstico de Defeitos em Válvulas de Descarga

O estudo de Schirmer, Fernandes e De Caux (2004) para válvula de descarga forneceu as informações descritas na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Sintomas de defeitos em válvulas de descarga. (Schirmer, Fernandes e De Caux , 2004)

SINTOMA	CAUSA
Redução mais lenta da pressão na expansão	O gás flui da linha de descarga para o cilindro, que está numa pressão menor
Aumento mais rápido da pressão na compressão	
Balço de massa torna-se menor que 1	Eficiência volumétrica da sucção diminui enquanto a da descarga aumenta

O gráfico apresentado na Figura 2.19 permite uma visualização clara deste comportamento. É possível observar significativas diferenças nas etapas de compressão e expansão, quando comparadas ao ciclo ideal (Schirmer, Fernandes e De Caux (2004)).

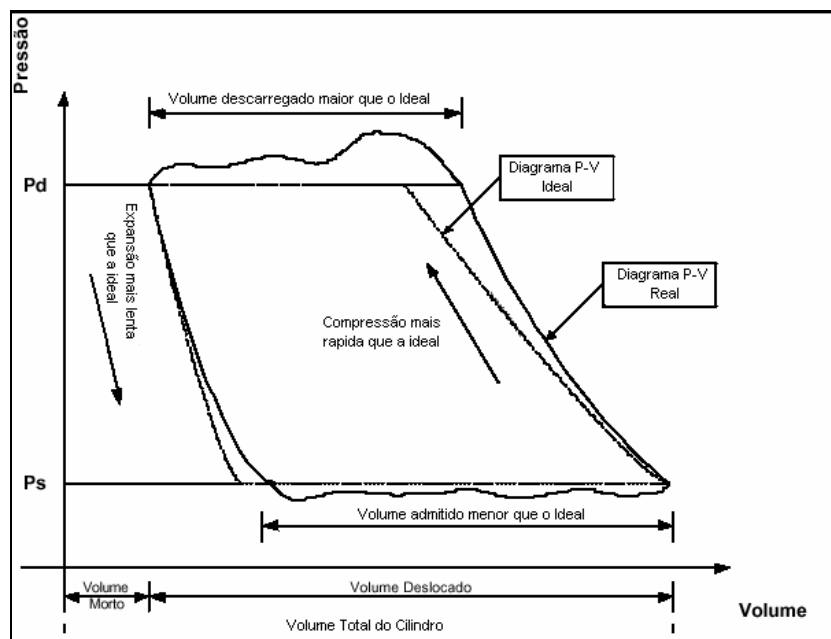


Figura 2.19 - Diagrama P x V de compressor com vazamento na válvula de descarga.

A DYNALCO CONTROLS (2003) desenvolveu uma análise para este caso, conforme os itens relacionados na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 - Sintomas de defeitos em válvulas de descarga. (DYNALCO CONTROLS, 2003)

SINTOMA	CAUSA
O diagrama Log P x Log V apresenta linhas de compressão e expansão distorcidas	O gás flui da linha de descarga para o cilindro, que está numa pressão menor
Balanço de massa torna-se menor que 0,9	Eficiência volumétrica da sucção diminui enquanto a da descarga aumenta
Altos níveis de energia vibratória quando a válvula se fecha	Cargas de impacto
Diferença de temperatura entre outras válvulas de descarga superior a 10 °F	Aquecimento devido à recirculação

Bloch (1995) analisa os defeitos nas válvulas de descarga observando que o retorno do gás para o cilindro eleva a temperatura e distorce as curvas, contribuindo assim para a redução da capacidade. Ele acrescenta alguns dos fatores que afetam o vazamento pela válvula de descarga:

- 1) O vazamento aumenta com o aumento da taxa de compressão;
- 2) O vazamento aumenta com a diminuição do peso molecular;
- 3) O vazamento diminui com a rotação;
- 4) O vazamento diminui quando se utiliza elemento plástico na parte de selagem das válvulas.

É possível observar, no exemplo da Figura 2.20, que válvulas com esta deficiência reduzem a vazão e resultam em maior consumo de potência elétrica.

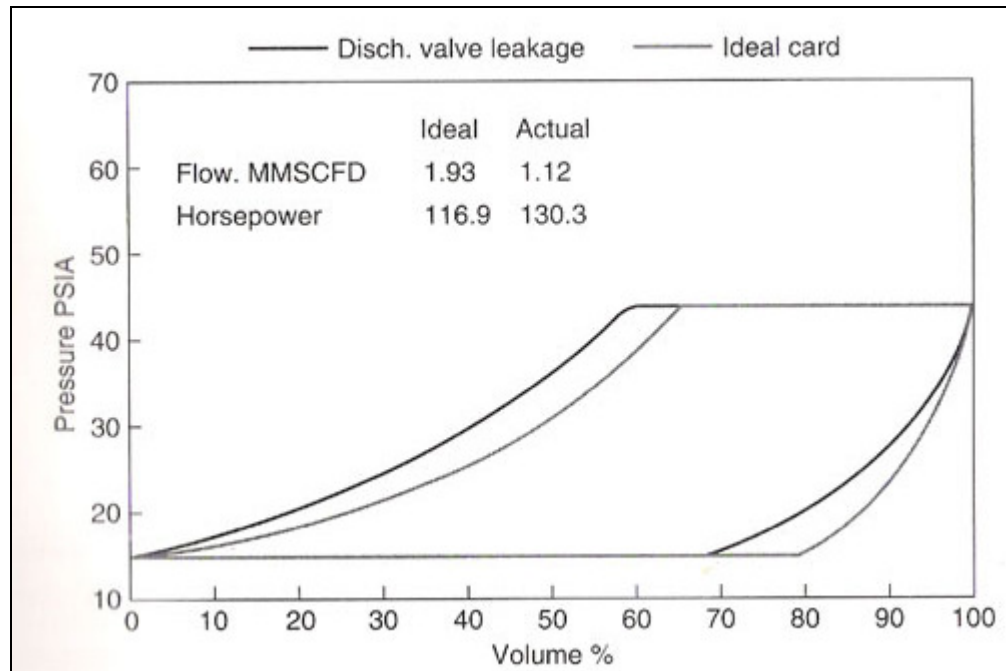


Figura 2.20 - Efeito do vazamento pela válvula de descarga, gerando redução na vazão e aumento do consumo de energia, quando comparado com o ciclo ideal. (Bloch , 1995)

2.9.3 Diagnóstico de Defeitos em Anéis do Pistão

Estes elementos têm a função de fazer a vedação entre o pistão e o cilindro, e na maioria das vezes possuem duplo efeito. Devido a este aspecto, quando um lado está na fase de compressão, o outro está em expansão, gerando assim a possibilidade de vazamento de um para o outro.

A metodologia proposta por Schirmer, Fernandes e De Caux (2004) fornece as informações descritas na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 - Sintomas de defeitos em anéis do pistão (Schirmer, Fernandes e De Caux, 2004).

SINTOMA	CAUSA
Cruzamento do diagrama P x V ideal com o real em um ponto intermediário da fase de compressão	Existe um momento em que as pressões se igualam e não ocorre vazamento

O comportamento apresentado na Tabela 2.5 é observável no gráfico da Figura 2.21. É possível observar significativa diferença na etapa de compressão, gerando um ponto de interseção entre a curva do ciclo real e a curva do ciclo Ideal (Schirmer, Fernandes e De Caux, 2004).

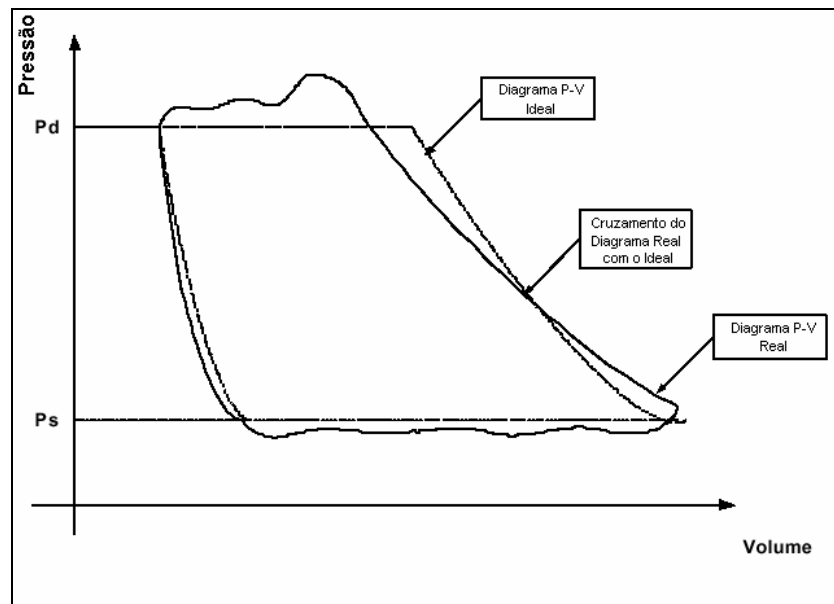


Figura 2.21 - Diagrama P x V de compressor com vazamento pelos anéis do pistão.

A DYNALCO CONTROLS (2003) desenvolveu uma análise para este mesmo caso, conforme os itens relacionados na Tabela 2.6.

Tabela 2.6 - Sintomas de defeitos em anéis do pistão. (DYNALCO CONTROLS, 2003)

SINTOMA	CAUSA
O diagrama Log P x Log V apresenta distorções na expansão e compressão nos dois lados (nos dois efeitos)	O gás flui do lado em compressão para o lado em expansão
Altos níveis de energia vibratória quando a válvula se fecha	Cargas de impacto em todas as válvulas quando o vazamento é elevado
As temperaturas das válvulas de descarga normalmente se elevam	Aquecimento devido à recirculação

Bloch (1995) analisa o efeito do vazamento pelos anéis, observando que a redução na capacidade ocorre devido aos seguintes aspectos:

- 1) O gás escapa da parte de alta pressão;
- 2) A massa de gás admitida na parte de baixa pressão é reduzida devido ao incremento absorvido pela parte de alta pressão;
- 3) A temperatura do gás na parte de baixa pressão tende a se elevar, reduzindo a densidade do gás.

2.9.4 Diagnóstico de Outros Defeitos

Schirmer, Fernandes e De Caux (2004) relacionam outras variáveis que podem ser coletadas para uma análise mais abrangente da condição de compressores alternativos, as quais estão resumidas na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 – Outros parâmetros de análise. (Schirmer, Fernandes e De Caux, 2004)

VARIÁVEL	ANÁLISE
Temperaturas de sucção e descarga	Permitem a comparação da temperatura real com a teórica isoentrópica
Pressão máxima no cilindro	Pressões muito acima da pressão de descarga significam acúmulo de líquido ou restrições na descarga
Percentual do volume morto	Detecção de presença de líquido
Perdas nas válvulas	Avaliação de perdas de energia
Potência elétrica requerida	Avaliação da eficiência isoentrópica
Vazão	Comparações com projeto
Queda da haste	Desgaste de anéis e cruzeta
Carga na haste	Comparações com o projeto
Reversão da carga na haste	Avaliação da condição de lubrificação do pino da cruzeta

A DYNALCO CONTROLS (2003) apresenta algumas análises baseadas em comportamento vibratório, conforme descrito na Tabela 2.8.

Tabela 2.8 – Defeitos analisados por vibração. (DYNALCO CONTROLS, 2003)

VARIÁVEL	ANÁLISE VIBRATÓRIA
Deslocamento excessivo da válvula	Múltiplos impactos na abertura e fechamento
Flutuação da válvula	Múltiplos impactos
Molas partidas	Impacto de fechamento atrasado
Cilindro desgastado	Impacto no momento de passagem pelo ponto danificado
Folga de cruzeta	Impacto no momento de força zero
Folga de mancal	Aumento das amplitudes em baixa frequência

2.9.5 Diagnóstico de Folga Mecânica

Zusman e Palm (2001) propuseram a medição de sinais vibratórios transientes utilizando circuitos eletrônicos especiais para detecção de picos – os quais não seriam captados pelos métodos tradicionais. Segundo estes mesmos autores, estes sinais de curta duração e alta amplitude são indicações de folga mecânica (Figura 2.22.). Eles afirmam ainda que, embora não exista uma correlação destes sinais com a posição do pistão, eles são mais comuns nos pontos de inversão de movimento.

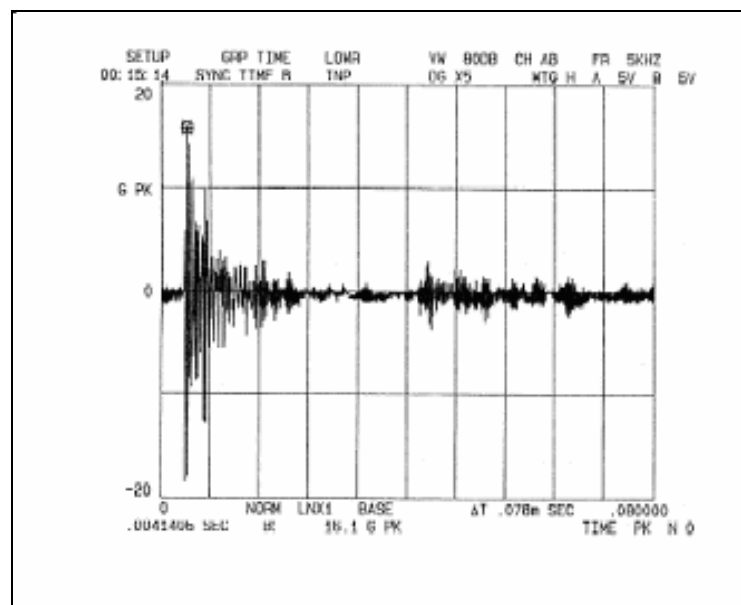


Figura 2.22 - Pulso vibratório devido à folga mecânica. (Zusman e Palm, 2001).

Como medir pulsos isolados poderia levar a alarmes falsos, Zusman e Palm (2001) propõem a contagem de eventos com amplitude acima de um determinado limite, observados dentro de um dado intervalo de tempo. Para tanto, eles estabeleceram os seguintes critérios de alarme:

- 1) O limite mínimo para contagem do pulso de aceleração é de 3 ou 4 vezes o nível base, em Gs 0-Pico, determinado com o equipamento em condições;
- 2) Tempo de observação (segundos) = $960 \div$ velocidade de rotação (rpm);
- 3) Alarme – 3 ou 4 contagens ocorridas acima do limite estabelecido, no tempo de observação;
- 4) Parada da máquina – 5 ou 6 contagens segundo os mesmos critérios.