

INDÍCE

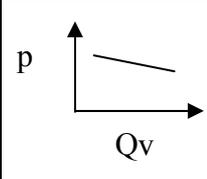
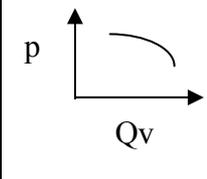
TURBO-COMPRESSORES

COMPRESSORES CENTRÍFUGOS E AXIAIS	2
1. COMPRESSORES CENTRÍFUGOS	4
1.1 Performance do Compressor Centrífugo	5
1.2 Estudo Termodinâmico a Compressão em um Compressor Centrífugo	12
1.3 Teoria da Semelhança Aplicada aos Turbo-Compressores	20
1.4 Influência das Condições de Serviço sobre a Performance do Compressor	25
1.5 Compressão com Resfriamento	29
1.6 Controle de Capacidade	32
1.7 Operação em Capacidades Menores que o Limite de Surge	39
1.8 Alguns Detalhes Construtivos do Compressores Centrífugos	41
1.9 Sistemas de Selagem e Lubrificação	55
1.10 Instrumentação e Dispositivos de Proteção	75
1.11 Definição de Termos para Seleção e Especificação de Compressores Centrífugos, segundo o Api - 617	77
1.12 Operação de Compressores Centrífugos	79
1.13 Manutenção Preventiva	82
2. COMPRESSORES AXIAIS	84
BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA	89

TURBO-COMPRESSORES

COMPRESSORES CENTRÍFUGOS E AXIAIS

CARACTERÍSTICAS

TIPO	NÚMERO ESTÁGIOS	r_c MAX.POR ESTÁGIO	PRES.MAX DESCARGA (psig)	CAPACIDADE MÁXIMA (ACFM)	PERFORMANCE
CENTRÍFUGO	Simples ou Multi	3,0 a 4,5	10.000	200.000	
AXIAL	Multi	1,2 a 1,5	80-130	2.000.000	

Os compressores axiais só se tornam economicamente interessantes em relação aos centrífugos para capacidades maiores que 100.000 ACFM, pois a partir daí seu menor custo operacional (devido ao fato da eficiência desses compressores ser 10% maior que a dos centrífugos) compense o maior custo inicial.

COMPARAÇÃO ENTRE OS TURBOS-COMPRESSORES E OS ALTERNATIVOS

Vantagens do Turbo

- Menor custo de instalação - devido aos menores esforços, as fundações não necessitam ser tão grandes como para os alternativos.
- Menor custo de manutenção
- Maior eficiência para $r_c < 2$ por estágio
- Maior relação capacidade para espaço ocupado
- Adaptáveis a acionador de alta rpm (turbina a vapor, turbina a gás).

Vantagens do alternativo

- Maior eficiência para $r_c > 2$ por estágio
- Capazes de operar com diferenças de pressão bastante altas
- As propriedades do fluido pouco influem na sua performance
- Operam eficientemente para baixas vazões (em relação à nominal)
- Em geral, mais baratos.

1. COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

Segundo SCHEEL, o compressor centrífugo se torna competitivo em relação ao alternativo para vazão na entrada > 1500 ACFM

Além disso, em geral o compressor centrífugo só é usado para

$400 \text{ CFM} \leq \text{vazão na descarga} \leq 100.000 \text{ CFM}$

CARACTERÍSTICAS

Um compressor centrífugo (fig. 1.1) aumenta a pressão do gás, acelerando-o enquanto ele escoava rapidamente através do impelidor, e convertendo posteriormente essa energia cinética em pressão pela passagem do gás em um difusor.

A operação desse compressor é portanto semelhante à de uma bomba centrífuga. Contudo, a diferença significativa na performance de ambos se deve ao fato de gás ser um fluido compressível.

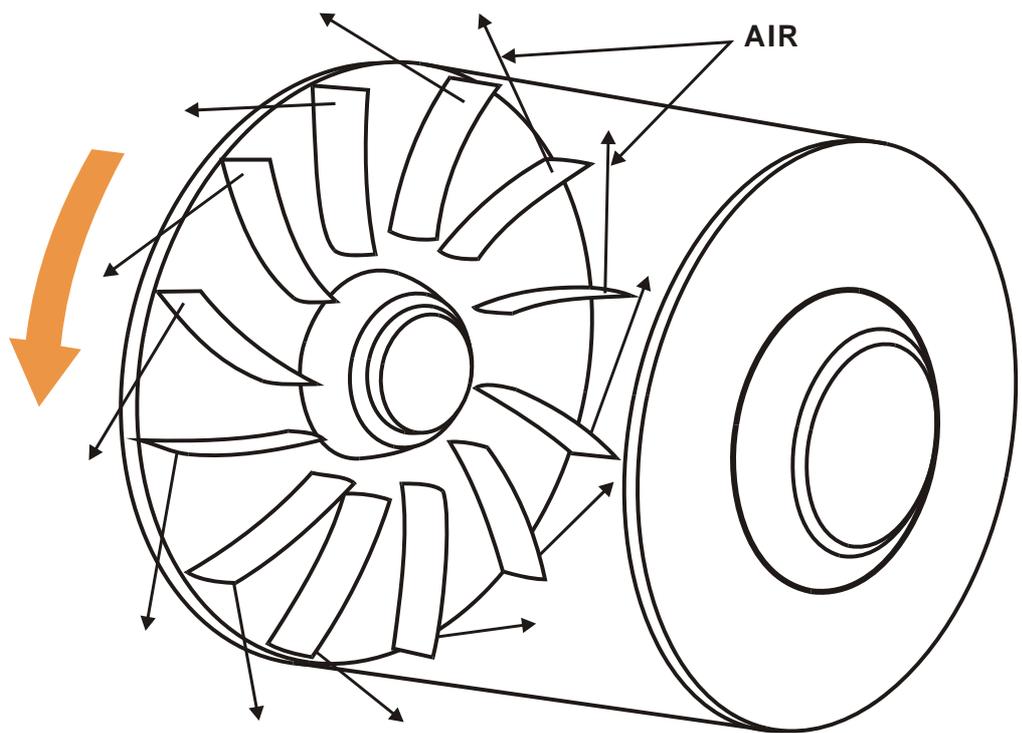


FIG. 1.1.a - COMPRESSOR CENTRÍFUGO

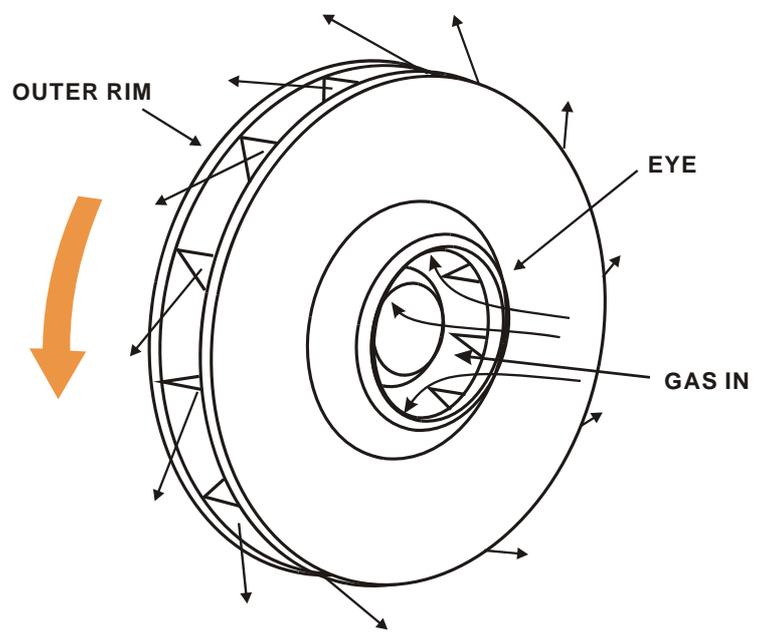


FIG. 1.1.b

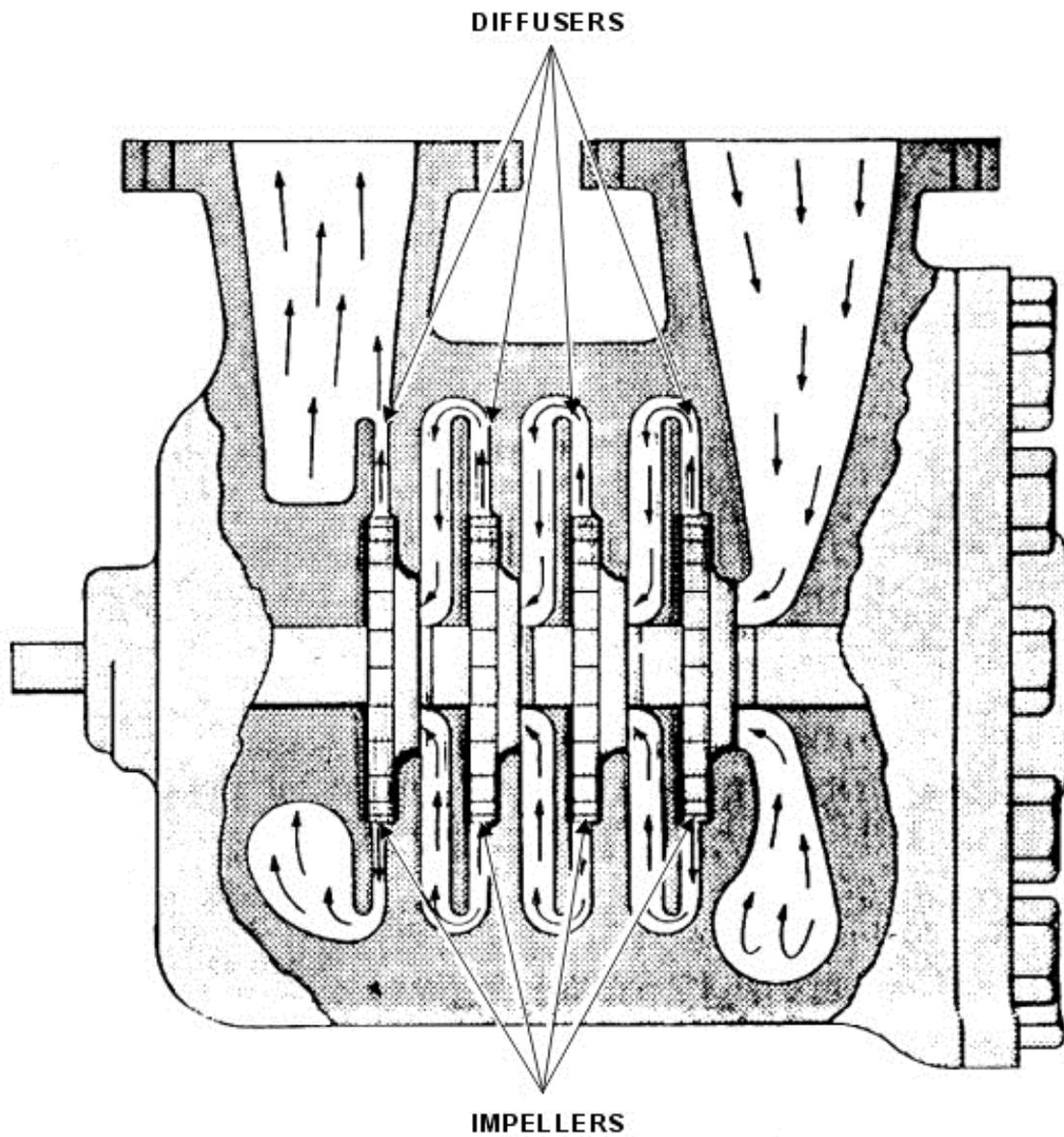


FIG. 1.1.c

1.1 Performance do Compressor Centrífugo

HEAD DE COMPRESSÃO

Sendo o head o trabalho cedido a cada unidade de peso do fluido no processo de compressão,

$$H = \frac{N}{gw}$$

N - potência cedida ao fluido durante a compressão

w - vazão em massa de fluido

g - aceleração da gravidade

Para um sistemas de unidades MLT (por exemplo kg, m, s) ou FLT (por exemplo kg*, m, s) resulta:

$$[H] = L$$

Ou seja, a grandeza head tem a dimensão de um comprimento.

Usando-se um sistema de unidades FMLT (por exemplo kg*, kg, m, s) para que se tenha H como um comprimento, a equação deve ter a forma:

$$H = \frac{g_c N}{g w}$$

O g_c e o fator de transformação da unidade de força do sistema FLT para a unidade de força do sistema MLT, entendendo-se que esses sistemas são aqueles cujas unidades compõem o sistema FMLT usado.

Por exemplo, usando o sistema FMLT (kg*, kg, m, s)

$$g_c = 9,8 \frac{kg \times m / s^2}{kg^*}$$

Em sistema FMLT, portanto, dado que para os problemas comuns,

$$|g_c| = |g|$$

numericamente a equação para o head ficaria:

$$|H| = \left| \frac{N}{w} \right|$$

Essa equação é a empregada nos problemas de engenharia.

CÁLCULO TEÓRICO DO HEAD - TRIÂNGULOS DE VELOCIDADES

Considere as velocidades do fluido na entrada e na saída do impelidor, como indicado na fig.1.1.1 : U_1 e U_2 são as velocidades tangenciais do impelidor nas seções de entrada e saída do fluido (U_2 é a velocidade periférica - "tip speed"), W_1 e W_2 são as velocidades do fluido relativas ao impelidor, V_1 e V_2 são as velocidades absolutas do fluido e V_{U1} e V_{U2} são as projeções das velocidades absolutas nas direções tangenciais.

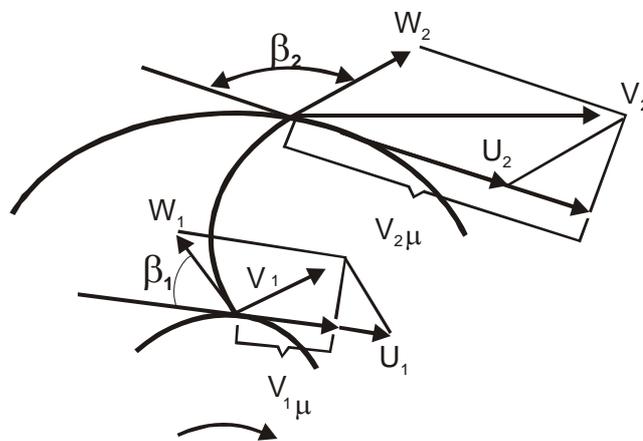


FIG.1.1.1 - TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE EM UM IMPELIDOR

Aplicando o teorema da variação do momento da quantidade de movimento a um volume de controle que envolva o impelidor (fig.8.1.1) e observando os diagramas de velocidades na entrada e na saída do impelidor, tem-se que :

$$H = \frac{1}{g} (V_{U2} U_2 - V_{U1} U_1)$$

Verifica-se que o head fornecido ao fluido pelo impelidor é função apenas

- da rotação do impelidor
- do diâmetro do impelidor
- da vazão em volume do fluido, que tem influência sobre os valores de V_{U2} e V_{U1} .

Na realidade, devido ao fenômeno de circulação ("slip") do fluido entre duas palhetas do impelidor, os ângulos das velocidades relativas do fluido com as direções tangenciais são pouco menores que os

ângulos das palhetas, causando com que o head do fluido em determinadas condições seja menor que o previsto no caso ideal (em geral, cerca de 10 a 20% menor). Observe contudo que essa diminuição do head em relação ao ideal não incorrem uma cessão adicional e inaproveitada de potência ao fluido, ou seja, uma menor eficiência do processo de compressão. Tanto a energia de que o fluido dispõe para elevar a pressão como a energia que o impelidor está cedendo ao fluido são menores devido ao slip. Portanto esse fenômeno não pode ser considerado uma perda de potência, embora os projetistas procurem atenuá-lo para que com um impelidor em certa rotação se consigam maiores heads.

Para que se possa estudar mais facilmente a variação do head fornecido ao fluido com vazão, para determinado impelidor, vamos supor:

- rotação fixa
- entrada radial do fluido no mpelidor, ou seja $V_{U1} = 0$

A expressão para o head torna-se então:

$$H = \frac{1}{g} V_{U2} \cdot U_2$$

De acordo com o ângulo β_2 , indicado na fig.1.1.1, o impelidor será denominado (fig.1.1.2):

$\beta_2 < 90^\circ$ impelidor de palhetas para trás

$\beta_2 = 90^\circ$ palhetas radiais

$\beta_2 > 90^\circ$ palhetas para a frente

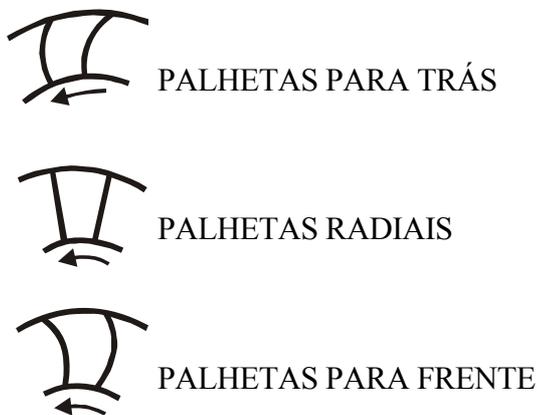


FIG.1.1.2 - TIPOS DE IMPELIDORES QUANTO À INCLINAÇÃO DAS PALHETAS

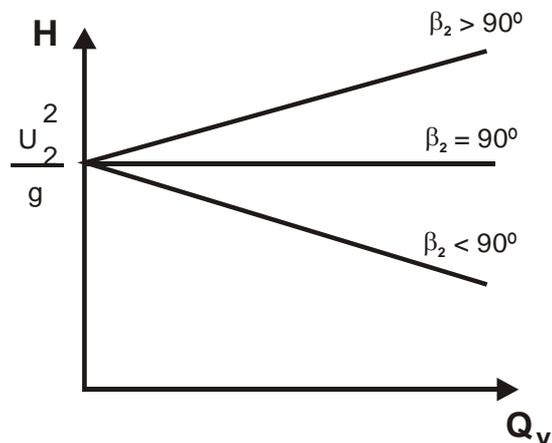


FIG.1.1.3 - PERFORMANCE TEÓRICA DE UM IMPELIDOR

A relação entre o head H e a vazão em volume na entrada do impelidor Q_v pode ser agora estabelecida para os diferentes impelidores (fig.1.1.3), observando apenas que:

- para $Q_v = 0$, $W_2 = 0$, e portanto $V_2 = U_2$
- para $\beta_2 = 90^\circ$, $V_{U2} = U_2$ para qualquer W_2 , ou seja para qualquer Q_v
- W_2 é proporcional a Q_v

Pela própria definição do head H , a potência N entregue ao fluido é :

$$N = g \cdot w \cdot H \quad w - \text{vazão em massa}$$

$$N = \gamma_1 Q_v H \quad \gamma_1 - \text{pêso específico do fluido na entrada do impelidor}$$

e portanto, conhecendo $H = H(Q_v)$ é fácil obter $N = N(Q_v)$ (fig.1.1.4) para um fluido em determinadas condições de sucção.

Observe que o head fornecido pelo impelidor independe do peso específico do fluido, enquanto a potência lhe é proporcional.

Nas curvas apresentadas não foram levadas em conta perdas de energia do fluido por atritos e choques, que acontecem quando o fluido escoa no bocal de entrada, impelidor, difusor e bocal de descarga.

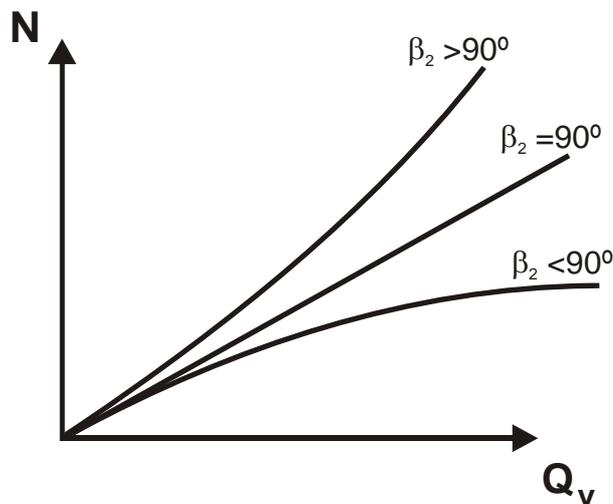


FIG. 1.1.4 - POTÊNCIA TEÓRICA CEDIDA AO FLUÍDO PELO IMPELIDOR

O head obtido dessas curvas, diminuído da parcela correspondente à ocorrência do slip, representa portanto a energia por unidade de peso que o impelidor cede ao fluido.

Apenas uma parte dessa energia é utilizada realmente no processo de compressão, correspondendo o restante às perdas citadas, que causam a irreversibilidade da transformação.

As perdas por atrito variam com o quadrado da velocidade do fluido, e portanto, da vazão. As perdas por choques que acontecem na entrada e saída do impelidor tem um mínimo para determinada vazão (para um determinado diagrama de velocidades), aumentando para vazões maiores ou menores.

Os diagramas head utilizado na compressão x vazão em volume na sucção tomam então o aspecto mostrado na fig.1.1.5 :

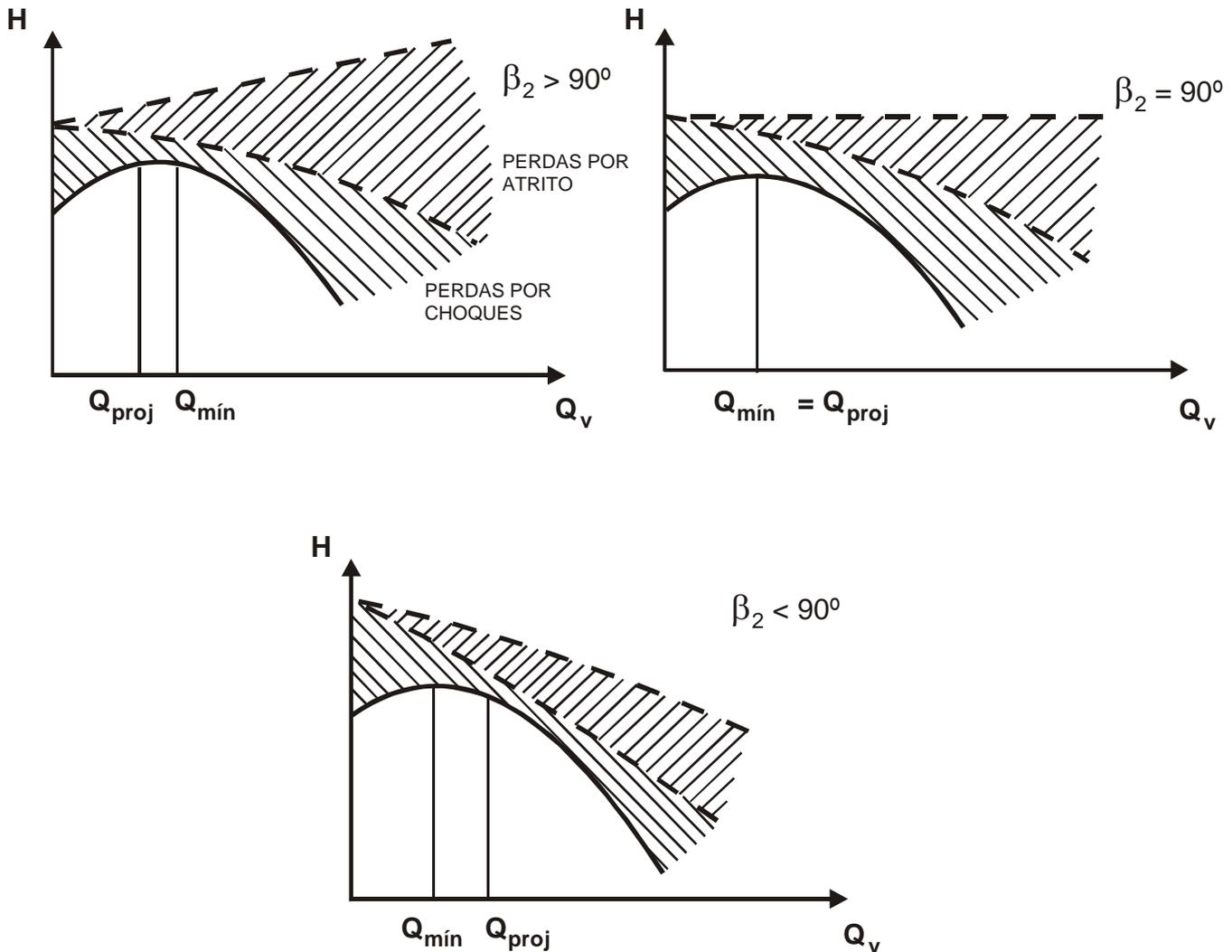


FIG.1.1.5 - PERFORMANCE REAL DE DIFERENTES IMPELIDORES

Nesses diagramas estão assinalados dois valores de vazão característicos:

Q_{proj} - vazão em que é máxima a eficiência do impelidor, ou seja, em que a diferença entre o head real e o teórico é mínima. É obvio que o projeto de um impelidor se fará sempre para vazões próximas a essa.

Q_{\min} - vazão para a qual o head é máximo. Essa vazão é a mínima em que o impelidor pode trabalhar, pois para vazões menores aparece um fenômeno de instabilidade no sistema, a ser descrito posteriormente.

Como mostra a figura 1.1.6, impelidores com palhetas para a frente, embora mais interessantes por produzirem maiores heads, podem operar de modo estável apenas em uma estreita faixa de vazões, ainda assim com baixas eficiências.

Por essas razões, são usados apenas alguns tipos de ventiladores, com baixas rotações, onde essas limitações não são críticas.

Palhetas radiais oferecem altos heads com boas eficiências, mas em faixas limitadas de vazão. Estruturalmente um impelidor com palhetas radiais é mais resistente que qualquer outro e pode trabalhar com maiores velocidades periféricas, constituindo portanto a escolha lógica para aplicações em que se queiram altos heads com mínimo número de estágios (turboalimentadores, turbinas a gás).

Palhetas para trás possibilitam um grande intervalo estável de vazões, incluindo a faixa de maior eficiência. Apesar de fornecerem relativamente menores heads, as vantagens citadas fazem com que estes sejam impelidores universalmente empregados para fins industriais.

LIMITES DE OPERAÇÃO

Como já foi visto, existe uma capacidade mínima para cada compressor, a cada rotação, abaixo da qual a operação do compressor se torna instável.

Essa instabilidade é acompanhada por um ruído característico denominado surging ou pumping.

O limite de surge é bastante influenciado pelo ângulo de descarga β_2 do impelidor, e para os impelidores comuns está em torno de 50% da capacidade em que se tem máxima eficiência Q_{proj} . A causa desse fato está na forma da curva $H \times Q_v$ do compressor, a qual depois de atingir um máximo, começa a decrescer para menores capacidades.

Para uma explicação simplificada do fenômeno, suponha um compressor de simples estágio operando a rotação - constante, descarregando através de uma válvula de controle. Estragulando a válvula de descarga, a resistência do sistema e portanto o head necessário para vencer essa resistência, aumentam. À medida que se estrangula a válvula, diminui a vazão através do compressor. Esse fato continua até a capacidade correspondente ao máximo head. Nessa condição, a cotrapressão do sistema é maior que a que o compressor pode fornecer, causando momentaneamente uma inversão do fluxo. Quando isso acontece, contudo, a pressão na descarga diminui, tornando o compressor capaz novamente de fornecer uma vazão maior do que aquela na qual o surge se iniciou. Se o estrangulamento da válvula na descarga é mantido, a operação segue novamente a curva de head característica, até que o head máximo é atingido novamente. Essa ação cíclica constitui o que propriamente a indústria chama de surge. As consequências da ocorrência de surge durante um tempo relativamente prolongado podem ser desastrosas:

- vibrações, causando empeno do rotor, destruição do sistema de selagem, destruição das tubulações e do impelidor.

- aquecimento anormal do gás

O limite de surge é tanto maior quanto menores forem a rotação e a densidade na entrada do impelidor (fig.1.1.7).

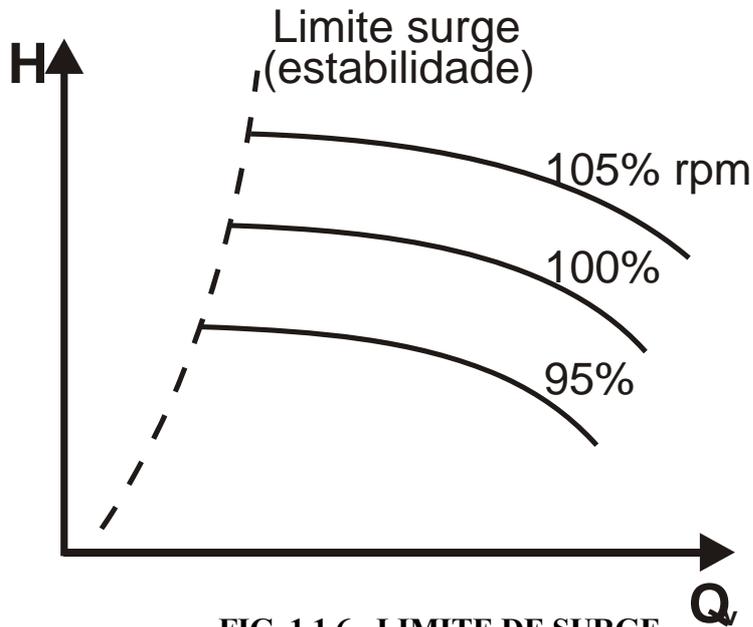


FIG. 1.1.6 - LIMITE DE SURGE

O limite superior de capacidade é determinado pelo fenômeno denominado stonewall ou choke. Este ocorre quando a velocidade do gás se aproxima da velocidade do som no gás, em alguma parte do compressor, ocorrendo geralmente na entrada do impelidor do 1º estágio.

Resultam ondas de choque que restringem o escoamento, causando um efeito de bloqueio - queda rápida da pressão de descarga para um mínimo aumento na vazão. Em geral o choke não é problema na compressão de ar e gases mais leves, contudo, para gases de maior peso molecular ele pode ser um fator limitante.

À medida que o número de estágios aumenta, as curvas de performance tendem a mostrar uma maior inclinação com uma menor faixa de trabalho estável.

Compressores com poucos estágios, três ou quatro, podem ter o limite de surge a aproximadamente 50% da vazão de projeto, enquanto compressores com muitos estágios, oito a dez, o tem a aproximadamente 85% da vazão do projeto. Quanto maior o número de estágios, maior o limite de surge em relação à vazão do projeto.

Para operar em vazões abaixo do limite de surge, é necessário um sistema de controle, que será discutido no capítulo 8.6.

1.2 Estudo Termodinâmico Da Compressão Em Um Compressor Centrífugo

A compressão de um gás em um compressor centrífugo sem resfriamento interno, como já foi comentado no capítulo 4, é um processo aproximadamente adiabático.

Se é desconsiderado o ganho de calor pelo fluido devido às perdas internas, como atrito e choques, a compressão do gás constitui um processo ideal, adiabático e reversível, e portanto isoentrópico (transf.1 → 2 da fig.1.2.1), obedecendo à equação (supondo o gás ideal).

$$p v^k = \text{cte.}$$

Contudo, essas perdas acontecem, e a transformação sofrida pelo gás é sensivelmente irreversível, diferente de uma isoentrópica. Para simplificar o tratamento teórico do problema, se supõe que o gás sofre uma transformação reversível, com ganho de calor do meio, do tipo politrópica (transf. 1 → 2 da fig.1.2.1)

$$p v^n = \text{cte.}$$

onde $n > k$ e é constante ao longo da transformação .

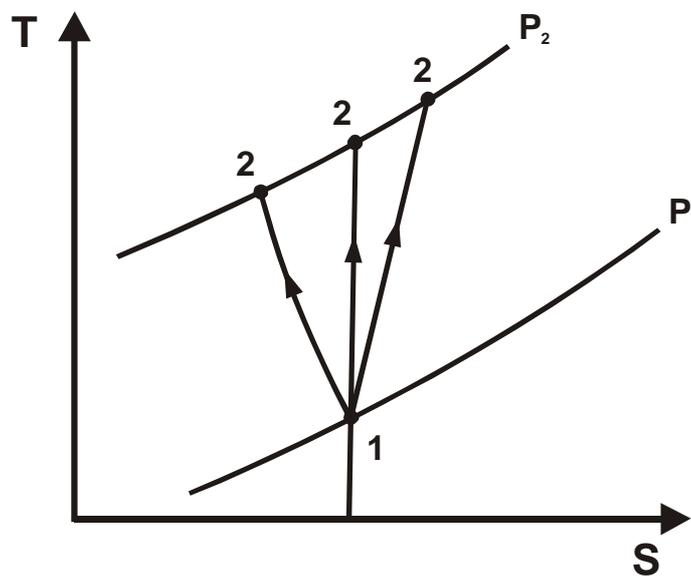


FIG. 1.2.1 - COMPRESSÕES REVERSÍVEIS TEÓRICAS

Como se pode ver no diagrama T x s, o ganho de calor pelo gás devido às perdas internas causa um aumento na entalpia do gás, e portanto da temperatura.

Em um compressor centrífugo resfriado, a transformação se faz com perda de calor do gás para o meio, e portanto a entalpia final do gás é menor.

Esse processo pode ser aproximado por uma politrópica
 $p v^n = \text{cte.}$

onde $1 < n < k$ e é constante ao longo da transformação.

HEAD ADIABÁTICO E POLITRÓPICO

1) Compressão adiabática reversível (isoentrópica)

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica a um volume de controle que envolva o compressor :

w - vazão em massa de gás

$N = w (h_2 - h_1)$ h - entalpia específica do gás

N - potência empregada na compressão

O processo é adiabático e reversível, portanto isoentrópico e

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dp$$

$$N = w \int_1^2 v dp$$

Sendo para a compressão isoentrópica de um gás perfeito

$$p v^k = C$$

$$N = w \cdot C \int_1^2 \frac{dp}{p^{1/k}}$$

e como

$$H = \frac{N}{w}$$

resulta

$$H_s = R T_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

2) Compressão politrópica reversível

Tendo $p v^n = \text{constante}$

resulta

$$H_p = R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

EFICIÊNCIA DE COMPRESSÃO

O trabalho cedido a uma unidade de peso de fluido durante o processo de compressão é na realidade maior que aquele calculado em um processo reversível.

Para relacionar o head necessário em um processo reversível e o real é definida uma eficiência de compressão.

A eficiência politrópica de compressão η_p é definida como

$$\eta_p = \frac{H_p \times w}{N}$$

w - vazão em massa do gás

N - potência realmente empregada na compressão

Também é definida uma eficiência isoentrópica de compressão η_s .

$$\eta_s = \frac{H_s \times w}{N}$$

A definição de uma eficiência de compressão apresenta duas finalidades práticas:

- mediante o conhecimento de uma dessas eficiências, é fácil determinar por cálculo qual a potência ser empregada na compressão, pois

$$N = \frac{w H_p}{\eta_p} = \frac{W H_s}{\eta_s}$$

- eficiência permite verificar qual o grau de perfeição com que o compressor executa o processo.

A eficiência politrópica é o critério mais verdadeiro para avaliar a perfeição com que um impelidor efetua a cessão de energia ao fluido, pois ela compara a energia que foi cedida ao fluido (head teórico dinâmico menos slip) com a energia que deveria ser cedida em um processo reversível entre os mesmos estados de sucção e descarga (head politrópico). Já a eficiência isoentrópica de compressão considera um processo reversível entre o estado de sucção e um estado na descarga com o gás à mesma entropia que na sucção, estado esse que não é o real. A eficiência isoentrópica não leva em conta o fato de que o gás, recebendo trabalho do impelidor, atingiu uma entalpia mais alta (supondo processo adiabático, ponto 2' na fig.1.2.1) do que em um processo isoentrópico e portanto seria necessário um maior head que o isoentrópico para atingir aquele estado (ponto 2'), mesmo em um processo reversível.

Assim, a eficiência politrópica constitui a eficiência hidráulica do impelidor, independentemente, a menos de condições incomuns, do gás sendo comprimido ou das condições de serviço. Ela será apenas função da vazão em volume na sucção, para uma determinada rotação.

As curvas head e eficiência x vazão fornecidas pelos fabricantes se referem portanto aos valores dessas grandezas para o processo politrópico de compressão.

Algumas relações podem ser estabelecidas:

a) A temperatura de descarga T_2 é estabelecida tendo em vista que

$$\frac{p^{\left(\frac{n-1}{n}\right)}}{T} = cte$$

resultando

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

b) Para uma compressão adiabática, ou seja, para uma compressão em um compressor não resfriado, existe uma relação entre n , k , e η_p .

Tendo

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Para uma compressão adiabática

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

e portanto

$$\eta_p = \frac{H_p}{h_2 - h_1}$$

Mas, para um gás ideal

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) = \frac{RkT_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

e tendo

$$H_p = RT_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

resulta

$$\eta_p = \frac{H_p}{h_2 - h_1} = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$$

Portanto, o coeficiente n da transformação politrópica pode ser determinado:

- conhecendo T_2, p_2, T_1, p_1 (para o compressor em funcionamento)
- conhecendo η_p e k

c) Para uma compressão adiabática, pode ser estabelecida uma relação entre as eficiências isoentrópica e politrópica

$$\frac{\eta_p}{\eta_s} = \frac{H_p}{H_s} = \frac{RT_1 \frac{n}{n-1} \left(r_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{R T_1 \frac{k}{k-1} \left(r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}$$

$$r_c = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{relação de compressão}$$

tendo para uma compressão adiabática

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \frac{r_c^{\frac{k-1}{k \eta_p}} - 1}{r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

Portanto, para uma transformação adiabática, tendo k e r_c , se a eficiência politrópica é conhecida, a isoentrópica é facilmente determinada.

Para compressores resfriados, em que $n < k$, costuma-se empregar uma eficiência isotérmica η_t tal que

$$\eta_t = \frac{H_t \times W}{N}$$

H_t - head teórico em uma compressão isotérmica

Sendo

$$H_t = R T_1 \ln(p_2/p_1)$$

Para compressões com resfriamento, em que $n < k$ a eficiência isoentrópica de compressão perde o significado, podendo inclusive apresentar valores maiores que a unidade. Nesses casos, são usadas as eficiências politrópica ou isotérmica.

CÁLCULO DA POTÊNCIA NECESSÁRIA À COMPRESSÃO USANDO DIAGRAMAS DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO FLUIDO

Esse método de cálculo, já exposto no estudo dos alternativos, cap. 5.5, continua válido sem restrições para os centrífugos.

É interessante notar que a potência necessária e a temperatura de descarga deverão ser calculadas para cada grupo de impelidores entre os quais não haja resfriamento do gás em intercoolers, nem entrada ou saída do gás. Somente dessa forma serão obtidos valores corretos para a potência total de compressão (soma das potências dos vários grupos de impelidores) e para a temperatura do gás na descarga do compressor (igual à temperatura de descarga do último grupo de impelidores).

Outro fato a ser observado é que geralmente o gás não é resfriado durante a compressão em centrífugos, e portanto a determinação da temperatura de descarga por esse método é mais direta que no caso dos alternativos (geralmente com os cilindros resfriados a água).

EFICIÊNCIA MECÂNICA

Além da potência empregada na compressão do gás (a útil e as perdas hidráulicas), o acionador deve dispor ainda de potência suficiente para compensar as perdas por atrito mecânico do eixo com os mancais, radiais e de escora, e com o sistema de selagem. Além disso, existem perdas associadas à rotação dos impelidores em um meio fluido viscoso.

Para levar em conta essas perdas, é definida uma eficiência mecânica η_m , que relaciona a potência empregada na compressão e a potência total necessária no eixo do compressor.

$$\eta_m = \frac{N}{N_e}$$

N_e - potência necessária no eixo do compressor (brake horsepower)

como

$$N = \frac{w H_p}{\eta_p} = \frac{w H_s}{\eta_{ad}}$$

temos

$$N_e = \frac{w H_p}{\eta_p \eta_m} = \frac{w H_s}{\eta_s \eta_m}$$

portanto, conhecendo-se as eficiências mecânica e politrópica ou isoentrópica do compressor para uma determinada compressão, é fácil determinar qual será a potência necessária do acionador para esse serviço.

SCHEEL prefere calcular as perdas de potência por atrito N_{at} diretamente através de uma fórmula empírica.

$$N_{at} = N^{0,4} \quad N - \text{potência realmente empregada na compressão}$$

Nesse caso

$$N_e = N + N^{0,4}$$

Em geral, os compressores centrífugos são acionados diretamente, sem transmissão intermediária. No caso delas existirem, a potência necessária do acionador deverá levar em conta a eficiência da transmissão η_{tr} .

$$N_m = \frac{w H_p}{\eta_p \eta_m \eta_{tr}} = \frac{w H_s}{\eta_s \eta_m \eta_{tr}}$$

1.3 Teoria da Semelhança Aplicada aos Turbo-Compressores

Os compressores são construídos para um determinado conjunto de condições de serviço (gás, pressões, temperatura de sucção) e para uma performance (vazão, eficiência, etc) bem definidas. Para verificar se o compressor atende às condições desejadas, muitas vezes se fazem testes na própria oficina do fabricante. Frequentemente não é possível reproduzir no teste todas as condições de operação do compressor em serviço, e portanto são necessários meios de planejar um teste e extrapolar os valores obtidos para as condições de trabalho.

A Análise Dimensional permite que, com certas restrições, os dados de performance de um compressor centrífugo ou axial obtidos em teste com um determinado gás e um conjunto de condições, possam ser relacionados a um outro conjunto de condições, com o mesmo gás ou outro diferente. Ela permite ainda que, também com certas restrições, possam ser relacionadas às performances de compressores geometricamente semelhante em rotações diferentes.

As seguintes restrições (que são funções das diversas grandezas independentes envolvidas no processo de compressão) são necessárias e suficientes para estabelecer a equivalência entre dois conjuntos de condições de operação do compressor:

- a) A geometria do escoamento deve ser idêntica em todo o compressor, tanto em relação às partes móveis como às estacionárias. Isso significa que as relações entre velocidades e as suas direções devem ser reproduzidas, incluindo velocidades relativas às partes móveis como às estacionárias. Nos casos em que existe injeção ou remoção de fluido em níveis intermediários de pressão, os efeitos sobre a geometria do escoamento devem ser os mesmos.

- b) A condição anterior de semelhança geométrica requer que variações de volume do gás entre quaisquer dois pontos na máquina estejam na mesma razão em ambos os casos. Quando há injeção ou remoção de gás em pressões intermediárias, as relações entre as vazões dos vários fluxos devem ser mantidas.
- c) Ainda, as condições a e b exigem que o número de MACH seja em todos os pontos respectivamente o mesmo nos dois casos, pois as variações de volume dependem do número de MACH. Além disso, fenômenos locais de escoamento (separação, blocagem) são funções do número de MACH.
- d) O valor de K e, no caso de gases reais, os valores das variações do fator de compressibilidade Z com a temperatura e pressão, em todos os pontos, também deverão ser mantidos, pois têm influência no coeficiente politrópico n e portanto na variação de volume do gás.
- e) As relações entre pressões e temperaturas entre dois pontos quaisquer na máquina devem ser iguais nos dois casos. Com isso também se garante que as relações entre gradientes de pressão (campos de força) e acelerações são consistentes com uma mesma geometria do fluxo.
- f) Para garantir a semelhança dos fenômenos de atrito, o número de REYNOLDS em qualquer ponto deve ser o mesmo nos dois casos.
- g) Nos casos em que o gás comprimido é resfriado interna ou externamente, as taxas de calor trocadas devem ser controladas para permitir as mesmas relações entre as temperaturas de dois pontos significativos quaisquer.

Pode ser mostrado por análise dimensional que os seguintes grupos adimensionais descrevem as condições citadas por um compressor centrífugo (por facilidade, será suposto que o gás é perfeito e que não existe resfriamento do gás, injeção ou remoção de fluido intermediárias. Pode ser mostrado por análise dimensional que os seguintes grupos adimensionais descrevem as condições):

- coeficiente de vazão - a sua igualdade nos dois casos garante semelhança na geometria do fluxo.

$$\phi = \frac{4 Q_{V1}}{\pi / 4 D_2^2 U_2}$$

ou

$$\phi = \frac{4 Q_{V1}}{\pi^2 r D_2^3}$$

D_2 - diâmetro do impelidor do primeiro estágio na seção de saída do fluido

r - rotação do conjunto de impelidores

- coeficiente de head - semelhança na ação dinâmica dos elementos do compressor sobre o fluido.

$$\psi = \frac{g H_p}{U_2^2}$$

ou

$$\psi = \frac{g H_p}{\pi^2 r^2 D_2^2}$$

- número de REYNOLDS da máquina - relação entre as formas viscosas e as forças de inércia

$$R_e = \frac{V_2 D_2}{\nu_1}$$

ou

$$R_e = \frac{\pi r D_2^2}{\nu_1}$$

ν_1 - viscosidade cinemática do fluido nas condições de sucção

- número de MACH da máquina - relação entre as forças elásticas e as forças de inércia.

$$M_a = \frac{U_2}{C_1}$$

ou

$$M_a = \frac{\pi r D_2}{C_1}$$

C_1 - velocidade de propagação do som no fluido nas condições de sucção

$$C_1 = \sqrt{k R T_1}$$

$$C_1 = \sqrt{ZkRT_1}$$

- relação entre os calores específicos do fluido nas condições de sucção - coeficiente para o processo de compressão

$$k = \frac{C_{p1}}{C_{v1}} = \frac{C_{p1}}{C_{p1} - R}$$

A compressão de um gás em um turbo-compressor pode portanto ser descrita por uma função.

$$\psi = \psi [\phi, R_e, M_a, k]$$

e a igualdade dos quatro adimensionais entre colchetes garante a igualdade do coeficientes de head para os dois conjuntos de condições.

Um outro adimensional importante na avaliação da performance de um compressor é a

- eficiência politrópica - relação entre head realmente utilizado na compressão e aquele cedido ao fluido pelo compressor

$$\eta_p = \frac{H_p}{H}$$

e a análise dimensional também garante que o grau de perfeição do processo de compressão possa ser descrito por

$$\eta_p = \eta_p[\varphi, Re, Ma, k]$$

Observe que embora φ , Re , K e Ma sejam calculados com as condições de sucção, o preenchimento daquelas restrições impostas para a existência de semelhança torna redundante o cálculo desses adimensionais para quaisquer outras condições.

Na prática, poucas vezes se consegue estabelecer igualdade de todos os parâmetros, e foi estabelecida experimentalmente uma margem de tolerância para o valor de cada um dos adimensionais onde se verificou que não acontecem grandes discrepâncias na semelhança de dois conjuntos de condições (veja ASME POWER TEST CODE PTC - 10 - "COMPRESSORS AND EXHAUSTERS").

Nesse particular, a igualdade do número de REYNOLDS constitui a restrição menos séria, pois a maioria dos compressores opera em regime turbulento de escoamento, onde a experiência mostra que grandes variações do número de REYNOLDS afetam muito pouco a performance do compressor.

Um fato importante a notar é que quando o valor de K é diferente para os fluidos de teste e de operação, pode ser mostrado que não é possível manter o número de MACH e a relação entre os volumes do gás na sucção e na descarga respectivamente os mesmos simultaneamente.

Basta ver que :

$$\varphi \cdot Ma^2 = \frac{g H_p}{k R T_1}$$

$$\varphi \cdot Ma^2 = \frac{g}{k} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

e sendo

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} \right)^n \quad e \quad \frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \eta_p}$$

tem-se

$$\varphi \cdot Ma^2 = \frac{g}{k} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Como se quer ter

$$(\psi)_{\text{teste}} = (\psi)_{\text{serviço}}$$

$$(\eta_p)_{\text{te}} = (\eta_p)_{\text{se}}$$

Verifica-se que com

$$(k)_{\text{te}} \neq (k)_{\text{se}}$$

não se pode ter simultaneamente

$$(Ma)_{\text{te}} = (Ma)_{\text{se}}$$

e

$$\left[\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} \right]_{\text{te}} = \left[\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} \right]_{\text{se}}$$

Nesses casos é melhor tentar reproduzir a mesma relação entre volumes, pois esta tem uma influência sensível na performance do compressor, e verificar se a variação do número de MACH se encontra na faixa permitida. Pequenas diferenças no valor desse adimensional somente podem influir na semelhança de condições para valores bastante altos do número de MACH (> 0,8, segundo ASME PTC-10).

Observe que para variações do número de MACH e de REYNOLDS dentro das margens permitidas, a performance de um compressor centrífugo para diferentes rotações ou dimensões do compressor (mantendo-se contudo a proporção entre as várias dimensões) obedece às mesmas leis estabelecidas no estudo das bombas centrífugas.

1.4 Influência das Condições de Serviço sobre a Performance do Compressor

Para todos os propósitos práticos, mantidas a mesma rotação e vazão em volume de sucção, o head e a eficiência politrópica de um estágio em um compressor centrífugo permanecem os mesmos, embora variem o gás e as condições de sucção em relação aos de projeto.

A partir desse fato, algumas conclusões podem ser obtidas em relação às variações das condições de serviço.

PROPRIEDADES DO FLUIDO

- Peso molecular (M)

Um maior peso molecular M significa uma menor constante do gás R, pois

$$R = \frac{\bar{R}}{M}$$

\bar{R} = constante universal dos gases perfeitos

Como

$$H_p = R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

a diminuição de R, para um mesmo head H_p fornecido, implica numa maior relação de compressão e portanto maior temperatura de descarga.

A vazão em massa w variará proporcionalmente ao peso molecular, pois

$$W = \rho_1 Q_v$$

ρ_1 - massa específica do gás na sucção

e pela lei dos gases perfeitos,

$$\rho_1 = \frac{M p_1}{R T_1}$$

A potência empregada na compressão N também será proporcional ao peso molecular, pois

$$N = w \frac{H_p}{\eta_p}$$

- Compressibilidade do gás

Também na compressão em centrífugos, um valor do fator de compressibilidade, média aritmética entre os valores na sucção e na descarga, deve ser aplicado às equações que fornecem o head adiabático e politrópico para gases perfeitos.

$$H_{ad} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} R T_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$H_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Essa correção é apenas aproximada.

Observe portanto que para um mesmo head fornecido, a compressibilidade do gás tem efeito sobre a relação de compressão.

Para uma determinada vazão em volume na sucção Q_v a vazão em massa w será inversamente proporcional ao fator de compressibilidade do gás nas condições de sucção Z_1 .

$$w = \rho_1 Q_v = \frac{M p_1}{Z_1 R T_1} Q_v$$

- Razão dos calores específicos K (ou o coeficiente politrópico n)

Para o mesmo head fornecido, quanto maior K ou n , menor a relação de compressão. Esse fato pode ser observado examinando a equação para o head politrópico ou adiabático.

- Umidade

A presença de um vapor condensável no gás ocasiona a variação da densidade do gás. Para os compressores centrífugos, a relação de compressão para um determinado head é função de densidade do gás, e portanto a composição do gás deve ser bem conhecida. Além disso, observe que a vazão em massa e a potência necessária à compressão para determinados head e vazão em volume na sucção, são proporcionais à densidade do gás.

Outras observações importantes com relação à presença de condensáveis no gás foram feitas no estudo dos alternativos, item 5.5, e são válidas também para os centrífugos.

CONDIÇÕES DE SUCCÃO

- Pressão de sucção

Para o mesmo head, a pressão de descarga variará proporcionalmente à pressão de sucção, permanecendo constante a relação de compressão.

Com a mesma vazão volumétrica, uma maior pressão na sucção causará maior vazão em massa, devido ao aumento da densidade na sucção.

A potência variará proporcionalmente à densidade na sucção.

- Temperatura de sucção

O aumento da temperatura na sucção causará menores relação de compressão, vazão em massa e potência, e maior temperatura de descarga, observando simplesmente que

$$H_p = R T_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

T_1 - temperatura na sucção

$$w = \rho_1 Q_v = \frac{M_{p1}}{R T_1} Q_v$$

$$N = w \frac{H_p}{\eta_p}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

As influências das variações das propriedades de fluido e das condições e das condições de sucção foram analisadas supondo que o head e a vazão em volume na sucção se mantenham constantes. Contudo, para um compressor operando em um determinado sistema, observe que esse fato não ocorre.

Assim, por exemplo, se por uma razão qualquer de processo a pressão no reservatório de sucção diminuir, mantendo-se a descarga, o compressor deverá fornecer um maior head para atender à maior relação de compressão. Pela observação da curva característica head x vazão do compressor centrífugo, é fácil ver que um maior head implicará em uma menor vazão em volume. Nessas condições, portanto, o compressor passará a operar com menor vazão em volume na sucção, maior head e menor eficiência politrópica (se ele estava operando na condição ótima, de máxima eficiência).

Da mesma forma deverão ser analisadas as variações das outras condições.

1.5 Compressão Com Resfriamento

O resfriamento do gás na compressão pode ser realizado internamente ou externamente.

No resfriamento interno, os diafragmas que separam dois estágios sucessivos são providos de camisas d'água. O resfriamento externo é feito em trocadores de calor especiais (intercoolers) montados na mesma base, ou construídos na carcaça do compressor ou em unidades separadas.

O objetivo do resfriamento é reduzir a potência e abaixar a temperatura de descarga.

Em comparação com compressores não resfriados, o resfriamento resulta em uma redução do tamanho ou rotação dos impelidores ou menor número de estágios. A razão desse fato está em que o resfriamento, aumentando a densidade do gás, não afeta o head produzido, contudo para uma mesma relação de compressão, um menor head é necessário. O aumento da densidade do gás também causa um menor tamanho para uma dada vazão em massa.

a) Resfriamento interno

Como a geração do head, ou seja, a cessão de energia mecânica ao fluido, está limitada ao impelidor e o impelidor não é resfriado, o processo é adiabático e vale a relação

$$\frac{n - 1}{n} = \frac{k - 1}{k \eta_p}$$

O coeficiente politrópico assim calculado pode ser usado para determinar qual a relação de compressão no estágio resfriado.

O head politrópico para toda a compressão pode ser calculado com a fórmula

$$H_p = R T_1 \frac{n}{n - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right]$$

usando um coeficiente politrópico n calculado por

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}}$$

uma vez que tenham sido efetuadas as medidas dessas grandezas.

Esse cálculo é válido para uma compressão com resfriamento contínuo do gás desde a sucção até a descarga. Na realidade, o resfriamento apenas é feito no difusor e no canal de guia para a entrada do próximo impelidor. Contudo, como mostra a fig 1.5.1, o head total calculado dessa forma é aproximadamente igual ao real (as áreas achureadas de um e outro lado da linha tracejada se compensam).

Observe que o coeficiente n calculado para toda a compressão é diferente daquela para a compressão em um estágio.

Se é requerida uma baixa temperatura de descarga, deve-se prover um bom resfriamento nos últimos estágios, pois nestes a temperatura do gás será mais alta, possibilitando um troca de calor eficiente.



FIG.1.5.1 - COMPRESSÃO COM RESFRIAMENTO INTERNO

Para relações de compressões mais altas, pode ser atingido um estado em que a redução de temperatura do gás por resfriamento seja maior que o aumento de temperatura no estágio e então a temperatura do gás irá diminuindo gradualmente após atingido um máximo.

b) Resfriamento externo (com intercoolers)

É bastante mais eficiente do que o resfriamento interno, mas requer equipamento mais caro.

O progresso na engenharia de materiais e de fabricação possibilita um head máximo por estágio cada vez maior, às custas de maiores rotações. Com isso, para conseguir um determinado head, as dimensões do compressor são menores, e portanto o resfriamento interno do gás se torna mais precário. Os compressores para altas pressões modernos usam resfriamento externo.

O resfriamento externo também é mais interessante do ponto de vista da manutenção, pois as camisas d'água em compressores resfriados internamente geralmente são de difícil acesso para limpeza. Além disso, o controle de umidade é mais eficiente quando o resfriamento é externo.

Em geral, os intercoolers são colocados entre grupos de estágios. O head politrópico H_p de cada grupo é calculado independentemente, e a eficiência politrópica de compressão será

$$\eta = \frac{w \sum H_p}{N}$$

N - potência total empregada na compressão

Essa equação não leva em consideração a perda de pressão nos intercoolers. Quando os resfriadores são construídos na própria estrutura do compressor, as medições das pressões e temperaturas dos vários grupos de impelidores podem apresentar dificuldades.

Para comparar vários arranjos de resfriadores, ou compressores resfriados de concepções diferentes, pode ser necessário incluir as perdas nos resfriadores para cálculos de eficiência. Neste caso, o head politrópico é calculado usando o coeficiente n determinado através da medição das pressões e temperaturas na sucção e na descarga.

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_2}{T_1}$$

A potência empregada na compressão pode ser calculada pela primeira lei da Termodinâmica.

$$N = w (h_2 - h_1) + Q_t$$

h -entalpia específica do gás
 Q_t -taxa de calor retida nos resfriadores (facilmente medida)

c) Resfriamento por injeção

Neste método, um líquido adequado é atomizado no canal de retorno do gás em um compressor de multi-estágios, onde ele se evapora imediatamente e reduz a temperatura do gás.

Em compressores de vapor d'água o líquido usado é condensado, em compressores de refrigeração é o próprio fluido refrigerante. Água também pode ser injetada em compressores de ar ou gás, quando o aumento de umidade decorrente pode ser tolerado pelo processo e quando a presença de água não ocasiona a formação de uma solução corrosiva.

Algumas vantagens desse método são:

- o calor retirado do gás aumenta a entalpia do fluido injetado, podendo ser recuperado no processo.
- a injeção de líquido pode permitir um melhor controle das partículas sólidas carregadas pelo gás.
- a injeção pode ser usada para remover incrustações ou depósitos das passagens do gás, causando um excesso na quantidade de líquido injetado e mantendo os drenos abertos durante algum tempo.

1.6 Controle de Capacidade

A melhor maneira de analisar a operação de qualquer bomba ou compressor consiste em comparar, através de um gráfico head x vazão em volume, as curvas características do compressor e do sistema no qual ele irá atuar. O compressor irá operar no ponto A correspondente à intercessão das curvas (fig.1.6.1).

As curvas de head e eficiência x vazão em volume a rotação constante representam uma característica do compressor, e estão determinadas pelo projeto do impelidor e da carcaça. Essas curvas, estabelecidas em teste para uma rotação podem ser calculadas para qualquer rotação através das leis de

semelhança, fazendo, quando necessário, correções devido a efeitos traduzidos pelos números de MACH e de REYNOLDS.

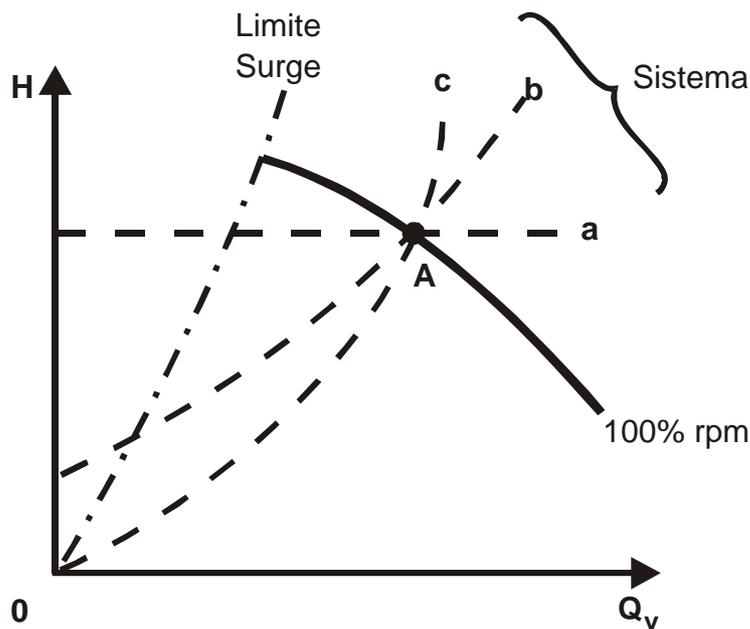


FIG.1.6.1 - CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA

A curva característica do sistema representa o head, ou seja, a energia por unidade de peso que é necessário ceder ao fluido para que este possa escoar e vencer a resistência (contrapressão, atrito interno e com o tubo) do sistema, em função da vazão em volume de fluido.

Essa curva pode ser do tipo a na fig.1.6.1, no caso em que a tubulação do sistema é muito pequena, sem restrições, e todo o head cedido ao fluido deve ser utilizado para um diferencial de pressão.

Por outro lado, em outros sistemas, todo o head pode ser utilizado para compensar as perdas por atrito provenientes do escoamento do fluido em tubulações longas, com nenhuma diferença de pressão entre os reservatórios de sucção e descarga. Nesse caso, a curva característica do sistema na fig.1.6.1, é a curva c, uma parábola passando pela origem. O transporte de fluido em longas distâncias, através de gasodutos, é exemplo desse tipo de sistema.

Se apenas parte do head desenvolvido pelo compressor é utilizado para compensar perdas por atrito, a outra parte sendo necessária para vencer um diferencial de pressão, o sistema apresenta uma curva característica do tipo b.

Em alguns casos, imposições de processo requerem curvas head x vazão diferentes. Por exemplo, pode ser necessária uma vazão constante do gás a pressão variável (devido a aumentos ocasionais de resistência do sistema), como no processo de alto forno, na siderurgia.

A variação das características fornecidas pelo compressor para atender ao sistema requer controles especiais.

MÉTODOS DE CONTROLE DE CAPACIDADE

a) Variação de rotação

Curvas típicas head x vazão em volume para diversas rotações são apresentadas na fig.1.6.2.

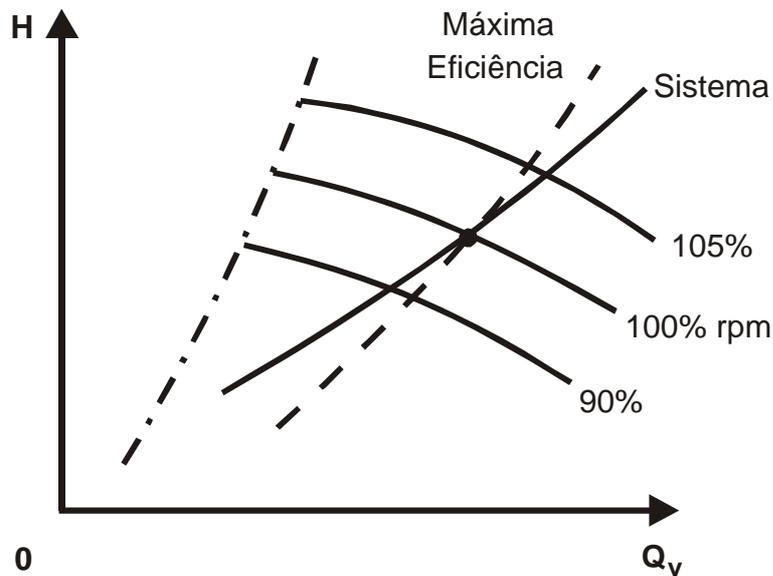


FIG.1.6.2 - VARIAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS COM A ROTAÇÃO

Com rotação variável o compressor pode facilmente atender a demandas do tipo vazão constante, pressão constante ou uma combinação vazão e pressão variáveis.

Basicamente, a performance do compressor em várias rotações pode ser previsto pelas leis de semelhança. À medida que a rotação passa a ter valores mais distantes do de projeto, o erro dessas leis se torna maior.*

O controle de capacidade por variação de rotação é o mais eficiente, pois não introduz perdas de energia do fluido adicionais, e além disso, para os sistemas comuns, a curva $H \times Q_v$ de resistência do sistema coincide aproximadamente com a curva $H \times Q_v$ do compressor para máxima eficiência de compressão (fig.1.6.2.) em várias rotações.

Esse método de controle é bastante interessante para compressores acionados por turbina, contudo, não é econômico em geral o uso de motores elétricos de rotor bobinado ou de corrente contínua, ou o uso de variadores de velocidade hidráulicos entre um motor de rotação constante e o compressor.

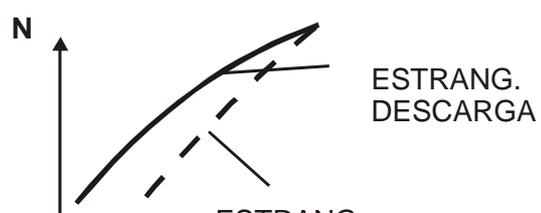
Deve-se ter em mente ainda que a variação de rotação de alguns acionadores pode levar a menor eficiência destes.

b) Estrangulamento na sucção

Realizado através de uma válvula borboleta colocada na tubulação de sucção.

Esse método de controle consiste, basicamente, portanto, em aumentar a resistência do sistema para diminuir a vazão. O estrangulamento, portanto, poderia ser feito na sucção ou na descarga.

Contudo, o estrangulamento na sucção é preferido pela seguinte razão: para uma dada vazão em massa, a vazão em volume na entrada do compressor é maior quando se faz o estrangulamento na sucção (pois



nesse caso a pressão na entrada do compressor será menor - ver fig.1.6.3), o que corresponde a um menor head necessário à compressão e portanto a uma menor potência requerida (fig.1.6.4)

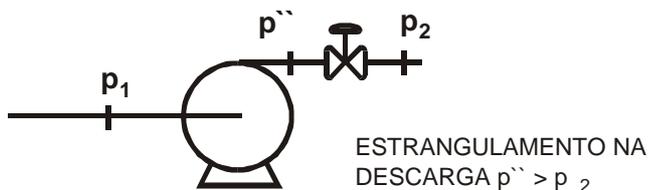
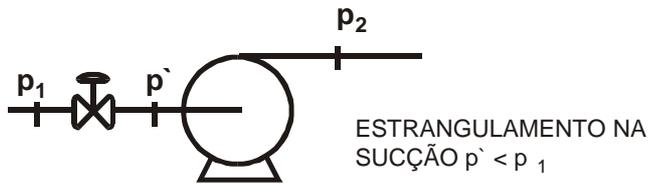


FIG.1.6.3 -CONTROLE DE CAPACIDADE POR ESTRANGULAMENTO

FIG1.6.4 -HEAD E POTÊNCIA NECESSÁRIA NO CONTROLE POR ESTRANGULAMENTO

Além disso, uma menor densidade na entrada significa um maior intervalo de vazões sem ocorrência de surge.

O estrangulamento na sucção permite reduções de vazão até 50% a 60%. ou ainda maiores se a pressão do reservatório de sucção é muito baixa. Contudo, se essa pressão for menor do que aproximadamente 20 psig, deve-se assegurar que o sistema de vedação irá funcionar a contento na eventualidade da pressão na entrada do compressor atingir a condição de vácuo.

O controle por esse método não é tão eficiente quanto a variação de rotação, pois existem perdas de energia disponível do fluido devido à expansão irreversível na válvula. Além disso, fazendo-se o estrangulamento da sucção ou da descarga, a temperatura de descarga do fluido aumenta (verificação pelo diagrama $T \times s$ como no estudo de controle de capacidade para compressores alternativos, fig.5.8.2).

c) Recirculação e descarga para a atmosfera

As observações feitas no estudo desse tipo de controle para os compressores para os compressores alternativos também são válidas para os centrífugos, com a exceção que não se pode descarregar completamente um compressor centrífugo através da recirculação, dependendo do superdimensionamento da tubulação de bypass. Um compressor centrífugo operando em uma bancada de teste com os bocais de sucção e descarga abertos (sem diferencial de pressão, portanto), absorverá uma potência bastante alta.

Além disso, se o gás for uma mistura com algumas frações pesadas que condensariam no aftercooler, é aconselhável localizar a conexão para o ramal de recirculação antes do aftercooler, e somente fazer o resfriamento após misturar o gás de recirculação com o de entrada (fig.1.6.5.).

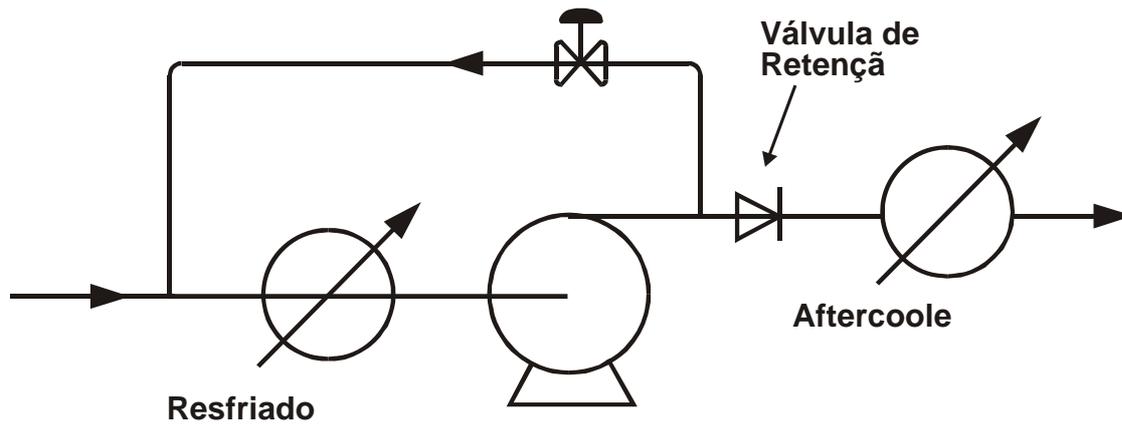


FIG.1.6.5 - RECIRCULAÇÃO PARA COMPRESSÃO DE MISTURA EM CENTRÍFUGOS

Esse esquema tem por finalidade manter o peso molecular do gás recirculado, pois um menor peso molecular do gás significa uma menor head fornecido pelo compressor.

A conexão para o ramal de bypass deverá estar entre a saída do compressor e a válvula de retenção na descarga (fig.1.6.5), para permitir ao compressor operar em um ciclo fechado, sem que haja retorno do gás do reservatório de descarga.

Esse método é bastante anti-econômico, pois embora a vazão fornecida seja reduzida, a potência requerida do acionador será a mesma, perdendo-se a potência cedida para a compressão do gás recirculado.

Menores perdas podem ser conseguidas fazendo-se a recirculação após alguns estágios apenas.

Quando o ciclo de operação de um compressor é tal que grandes vazões de gás são recirculados por longos períodos de tempo, é interessante expandir o gás que recircula em uma turbina a gás de recuperação (em geral de dois estágios), montada no mesmo eixo do compressor (fig.1.6.6). Dessa maneira, se consegue recuperar uma grande parte da potência que seria desperdiçada na recirculação.

Contudo, quando não existe gás recirculando, o emprego da turbina implica em consumo adicional de potência. Portanto, um estudo econômico cuidadoso deverá ser feito antes da adoção desse equipamento.

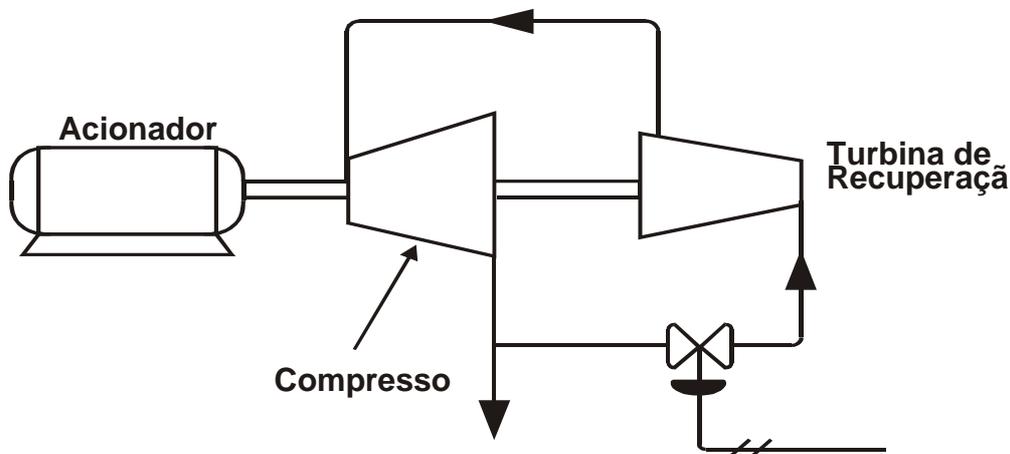


FIG.1.6.6 - RECIRCULAÇÃO COM TURBINAS DE RECUPERAÇÃO

d) Palhetas guias na entrada do compressor

Estas realizam duas ações:

- Reduzem a pressão na entrada do compressor (como no estrangulamento da sucção), aumentando a vazão em volume na entrada para uma certa vazão em massa de fluido.
- Impõem ao fluido uma pré-rotação, que pode ser no sentido da rotação do impelidor (fazendo com que o head fornecido pelo estágio para uma determinada vazão seja menor), ou em sentido contrário ao da rotação do impelidor (aumentando o head fornecido). Essa influência pode ser facilmente verificada observando a expressão.

$$H = \frac{1}{g} \left(V_{U2} U_2 - V_{U1} U_1 \right)$$

$V_{U1} \nearrow$ causa $H \searrow$

$V_{U1} \searrow$ causa $H \nearrow$

O fato dessas palhetas guias poderem alterar o triângulo de impelidor torna possível a mudança da performance do impelidor com um mínimo de estrangulamento e portanto com uma eficiência maior que a conseguida com o controle por estrangulamento da sucção.

Palhetas guias variáveis podem ser colocadas na entrada de todos os estágios do compressor, mas é muito mais comum tê-las apenas no primeiro estágio.

São bastante usadas palhetas guias fixas na entrada dos vários estágios apenas para dirigir adequadamente o fluido para a entrada do impelidor evitando choques e conseqüentes perdas de energia disponível do fluido.

Como o uso de palhetas guias variáveis implica em uma redução da eficiência máxima, pois mesmo totalmente abertas elas introduzem perdas de energia disponível do fluido, e também por constituírem um equipamento custoso, seu emprego só se justifica se é prevista operação em carga parcial durante períodos longos.

Alguns tipos usam uma turbina de reação, colocada entre as palhetas guias e a entrada do impelidor do 1º estágio, com o objetivo de utilizar a energia cinética do fluxo que vem das palhetas guias além da queda de pressão através da roda. À capacidade de projeto e com palhetas guias radiais o fluxo através da roda é radial e não exerce torque na roda. Como uma potência extra é necessária para movimentar a turbina em todas as condições de operação os benefícios da turbina devem compensar essa potência adicional.

e) Palhetas ajustáveis nos difusores

f) Palhetas ajustáveis nos impelidores

A complexidade e o alto custo dessas duas últimas construções tornam seu uso bastante raro. Na Europa, o alto custo da energia e combustível em relação à matéria-prima e mão-de-obra justifica tipos de controle mais elaborados para economia de potência.

Os métodos mais comuns, portanto, de controle de capacidade são:

- variação de rotação
- estrangulamento da sucção
- palhetas guias na sucção

Apresenta-se a seguir uma comparação entre as eficiências dos diversos sistemas, feita pela COOPER-BESSEMER.

$$\text{ponto de projeto} \left\{ \begin{array}{l} H \\ Q_1 \\ N \\ rpm \end{array} \right.$$

$$\text{ponto de trabalho} \left\{ \begin{array}{l} H' = 80\% \\ Q' = 80\% Q_v \\ N' \\ rpm' \end{array} \right.$$

TIPO DE CONTROLE	rpm'/rpm (%)	N'/N (%)	
		SIMPLES ESTÁGIO	MULTI ESTÁGIOS
Varição rotação	88	65	65
estrangulamento descarga	100	80	85
estrangulamento sucção	100	80	80
palhetas guias sucção 1º estágio	100	65	70-75
palhetas guias sucção todos estágios	100	-	65

1.7 Operação em Capacidades Menores que o Limite de Surge

Fazendo-se o estrangulamento da sucção ou uma diminuição da rotação do compressor, a vazão correspondente ao limite de surge é reduzida. Em certos casos, porém, é desejável a operação em vazões ainda mais baixas.

Além disso, na partida do compressor, dependendo das características do sistema, é comum a ocorrência de surge, chegando a destruir o sistema de selagem se houverem partidas frequentes. O sistema de vedação por selo mecânico é nesse particular mais sensível que aquele por labirinto.

Para operar abaixo do limite de surge, os compressores são em alguns casos dotados de um ramal de recirculação (ou descarga para a atmosfera, no caso de compressor de ar) com uma válvula de controle. A recirculação é controlada de tal maneira que a vazão de fluido que passa pelo compressor, que é a soma das vazões para recirculação e para consumo, seja maior que o limite de surge (fig.1.7.1)

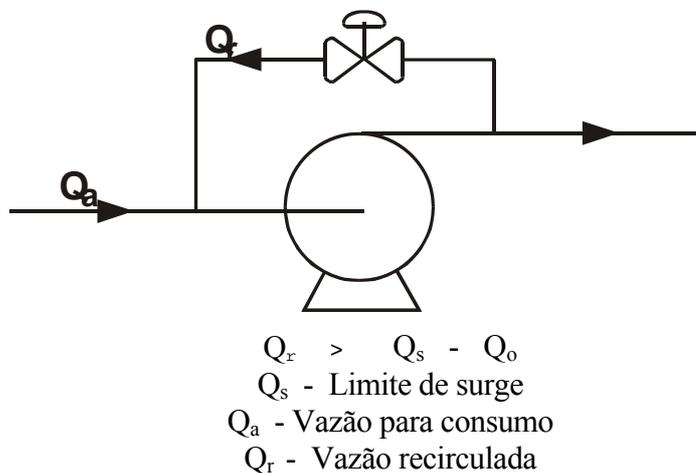


FIG.1.7.1 - SISTEMA DE PROTEÇÃO CONTRA SURGE

Em compressores de processo a recirculação é controlada automaticamente. A instrumentação necessária em um esquema básico está mostrada na fig.1.7.2. Um transmissor de diferencial de pressões de alto "range" mede Δp , e o seu sinal de saída se torna o sinal medido para o controlador de surge. Um transmissor de vazão, aplicado à tubulação de sucção do compressor através de um

elemento primário (ventura, placa de orifício), envia um sinal h proporcional ao quadrado da vazão em volume na sucção a uma estação onde ele é multiplicado por uma constante C bem determinada, transformando-se assim no set-point do controlador de surge.

Como são pares (H, Q_v) correspondentes ao limite de surge para várias rotações são pontos de funcionamento aproximadamente semelhantes, tem-se então que a função $H = H(Q_v)$ correspondente ao limite de surge é do tipo.

$$H = C' Q_v^2$$

Pode-se então mostrar facilmente que uma relação linear

$$\Delta p = Ch$$

aproxima bastante bem a condição de surge para as várias rotações. Uma função desse tipo apresenta inclusive uma certa margem de segurança em relação à real condição de surge.

Assim é usado em geral um controlador do tipo $p + I$ para essa aplicação.

Observe que a função $H = C' Q_v^2$ para a condição de surge é válida para um sistema de controle de capacidade por variação de rotação. Quando o sistema de controle é por estrangulamento na sucção ou pelo uso de palhetas guias variáveis, essa função é diferente e deve ser determinada, para se poder estabelecer com boa aproximação uma relação $\Delta p = \Delta p(h)$.

Os sistemas de controle de surge usados na prática utilizam ainda elementos adicionais para introduzir no set-point do controlador correções devido a variações da temperatura e do peso molecular do gás.

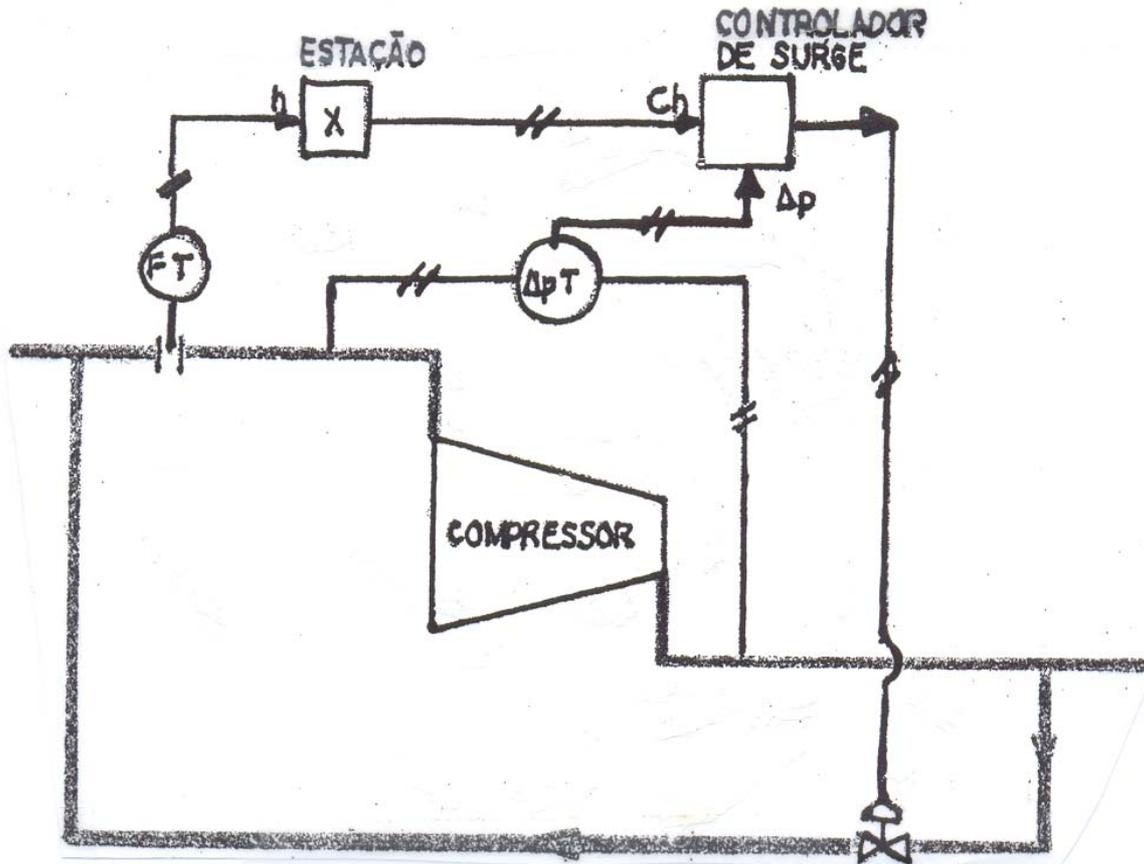


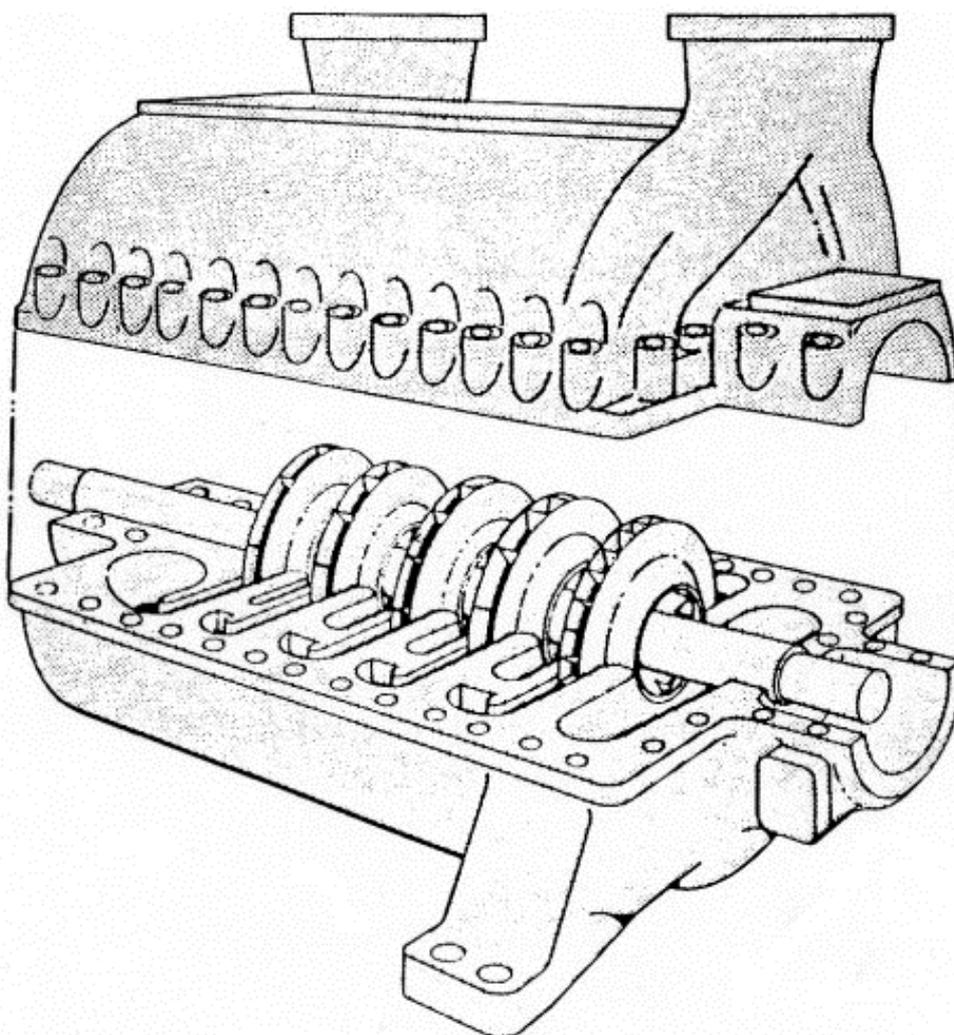
FIG.1.7.2 - SISTEMA AUTOMÁTICO DE RECIRCULAÇÃO PARA PROTEÇÃO CONTRA SURGE

Em compressores de vários estágios, quando existem intercoolers com remoção de condensado, existe necessidade de proteção contra surge na entrada dos vários estágios, pois a vazão de fluido irá diminuindo de estágio para estágio.

Quando não houver resfriamento do gás recirculado, o bypass não pode ser feito durante muito tempo, pois a temperatura de descarga poderia aumentar demasiadamente. Além disso, observe que a recirculação, aumentando a temperatura do gás na entrada do compressor, diminui a pressão de descarga que o compressor é capaz de fornecer para um determinado head.

1.8 Alguns Detalhes Construtivos dos Compressores Centrífugos

1.1.1 Generalidades



HORIZONTALLY SPLIT CASING

DIVIDIDA HORIZONTALMENTE

FIG.1.8.1.a - CARÇAÇA DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO
DIVIDIDA HORIZONTALMENTE

PERFO.
Autor: Rç

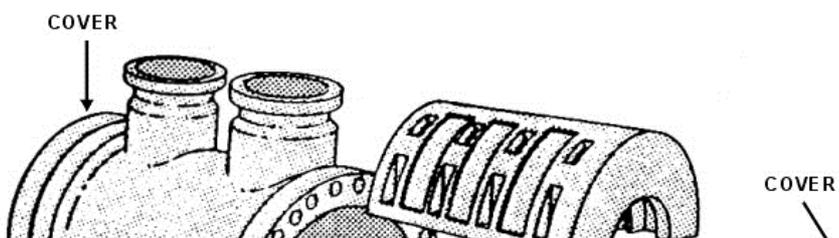


FIG.1.8.1.b - CARÇA DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO DIVIDIDA VERTICALMENTE

A carcaça de um compressor centrífugo pode ter duas variações construtivas (fig.1.8.1):

- dividida horizontalmente, em um plano que passe pelo eixo
- dividida verticalmente, em um plano perpendicular ao eixo

Do ponto de vista de manutenção a carcaça dividida horizontalmente é mais interessante, pois o acesso ao conjunto rotativo é mais fácil. Contudo, esse tipo de carcaça tem pressões de trabalho limitadas devido à dificuldade de vedação da junta horizontal. Com essa carcaça compressores pequenos (até 8.000 ACFM ou 13600 m³/h) podem ter pressões de descarga de até 750 psig / 51 barg e compressores grandes (200.000 ACFM ou 340.000 m³/h) até 200 psig / 13,6 barg.

Quando o gás contém componentes muito leves (H₂, He, CH₄), com grande poder de difusão, o emprego desse tipo fica limitado a determinados valores da pressão parcial do componente leve.

Com carcaça dividida verticalmente, compressores menores (até 5000 ACFM) podem trabalhar com pressões até 10.000 psig e compressores grandes (130.000 ACFM) até 650 psig.

O compressor centrífugo de um modo geral tem ainda pressões máximas limitadas, devido a:

- sistema de selagem do eixo, principal fator limitante.
- velocidade máxima do gás - conforme será visto, a relação de compressão que um compressor é capaz de fornecer para um gás em determinadas condições é função da rotação do impelidor. Sendo a

rotação limitada para não causar velocidades do gás iguais ou superiores à velocidade do som, a pressão também é restrita a valores máximos.

$$a = \sqrt{kZRT}$$

- estrutura mecânica do impelidor - também causa limitação da rotação. Em geral, os fabricantes usam um valor máximo para a velocidade periférica do impelidor (tipo speed) para levar em conta também a influência do diâmetro do impelidor nas tensões que surgem na peça.

Deve-se ainda acrescentar que, qualquer que seja a reparação da carcaça todos os bocais de sucção, descarga e intermediários, são integrais com a carcaça.

Os compressores bipartidos horizontalmente são geralmente feitos de ferro fundido, ferro fundido nodular ou aço fundido, dependendo das pressões, do tipo de gás e das especificações envolvidas.

No caso de gases tóxicos ou inflamáveis, as faces de contato da carcaça pode ser fabricados com sulcos que permitem um vazamento controlado desse gás ou mesmo para injeção de gás inerte como elemento auxiliar de vedação.

As carcaças bipartidas verticalmente, ou carcaça tipo "barril" são geralmente feitos de aço fundido ou, no caso de altíssimas pressões, são feitas de aço forjado, com os bocais de sucção e descarga soldados ao "barril" forjado.

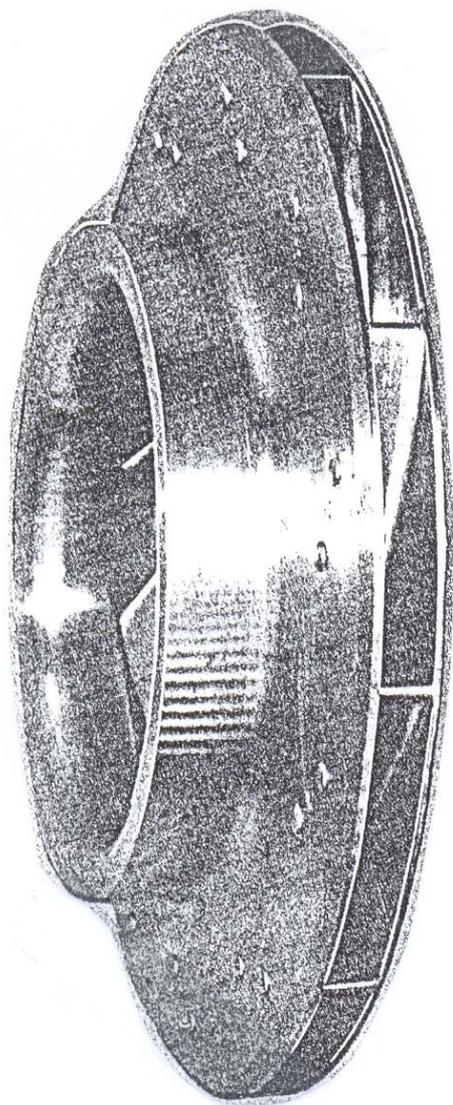
Todo conjunto rotativo mais difusores, mancais e selagem são montados previamente, foram do barril, e em seguida introduzidos dentro da carcaça, através da abertura do flange cego lateral.

Os dois tipos de carcaça, acima descritos são fixados nas fundações, no plano da linha de centro para evitar dilatações térmicas diferenciais durante operação (supported at the horizontal centerline).

Os difusores e canais guias são geralmente fundidos e sem pás. Alguns compressores de alto "head" por estágio usam difusores com pás, o que aumenta a eficiência, mas diminui a faixa estável de operação, aproximando os limites de "surge" e "choque" do ponto de projeto.

O eixo é sólido, fabricado com aço forjado, sendo os impelidores montados com interferência, através de aquecimento no instante da montagem e, seguros ainda ao eixo pela introdução de pinos radiais.

Impeller with riveted shrouds.



Impeller with welded shrouds.

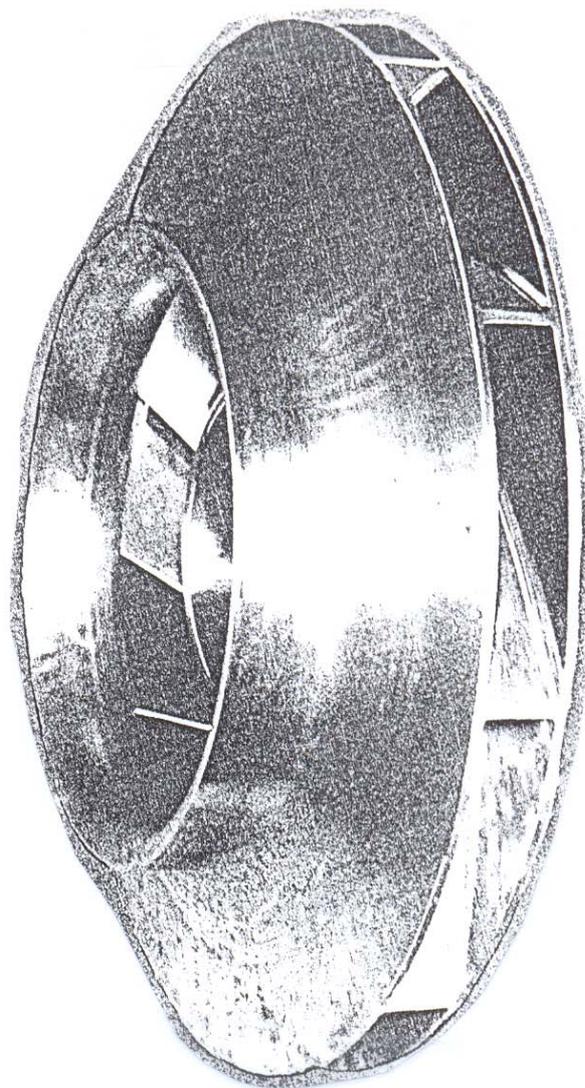


FIG.1.8.2

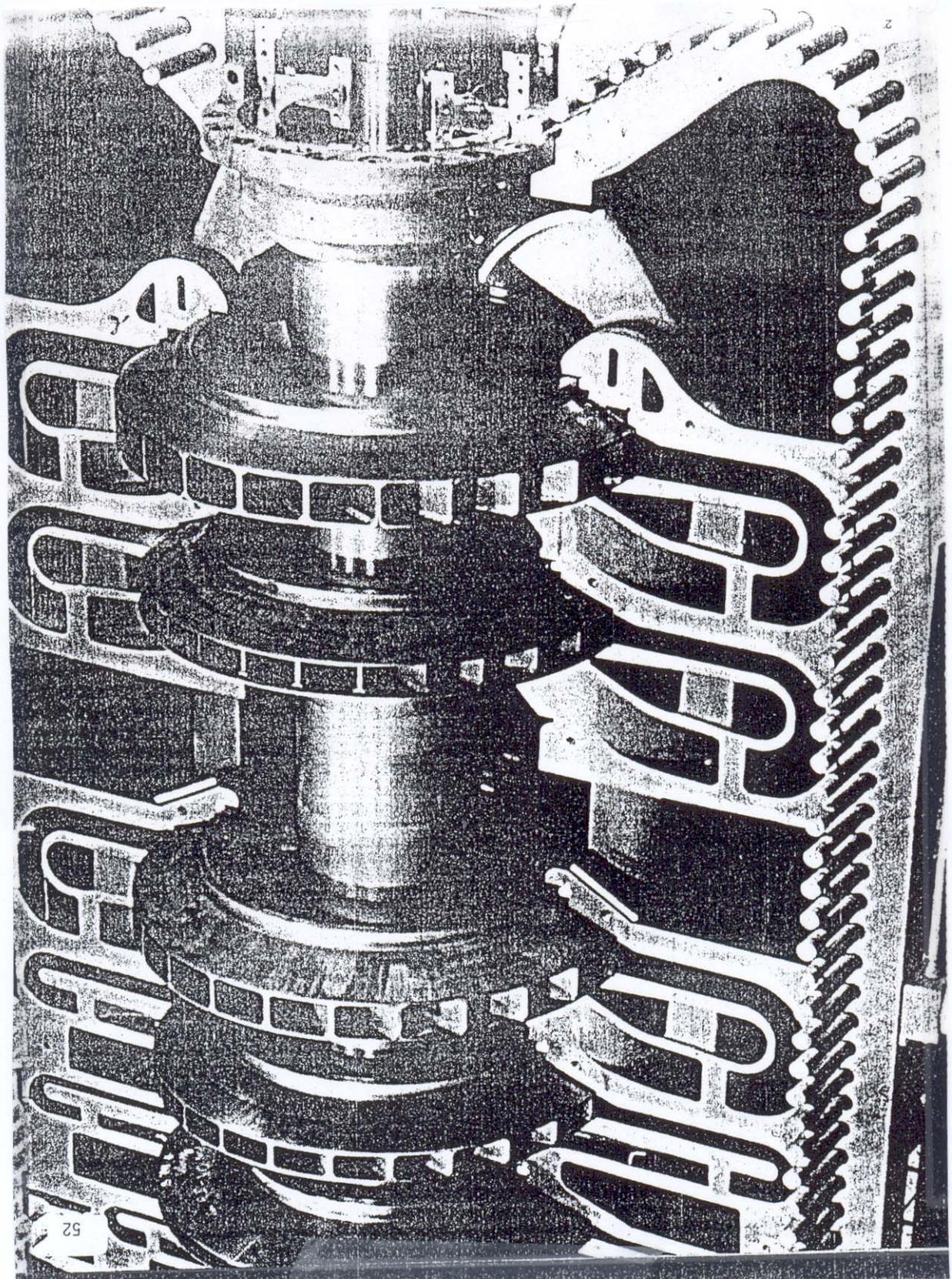
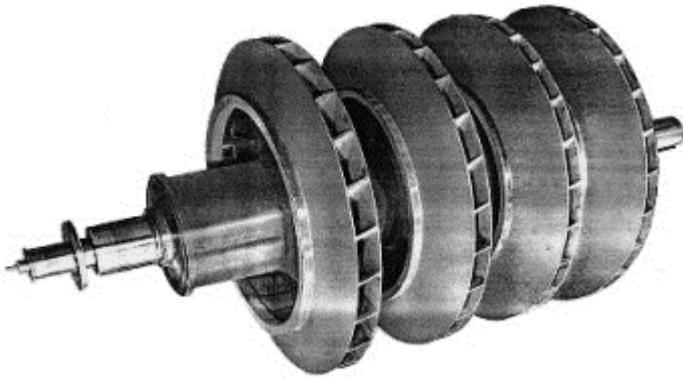


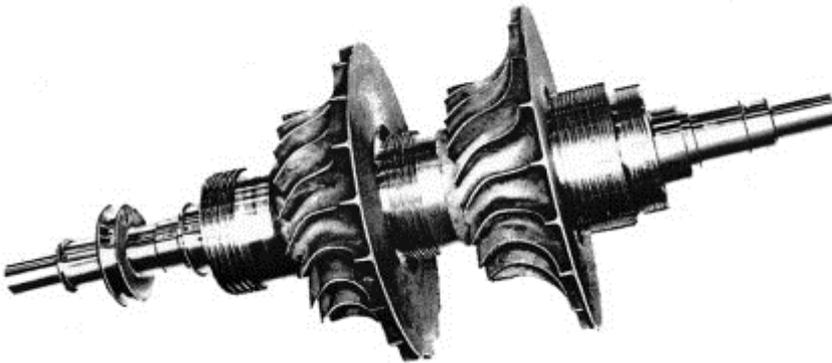
FIG.1.8.3.a



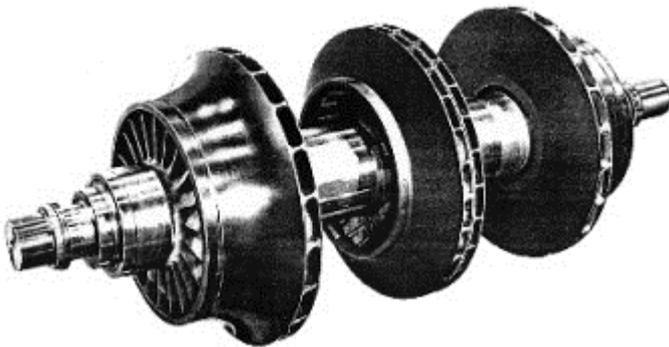
Moderate tip speed



High-head, back-to-back



High tip speed



High-flow, doublé-flow

FIG.1.8.3.b

Outros fabricantes preferem simplesmente o enchavetamento dos impelidores ao eixo. Os impelidores podem ser fabricados por soldagem, fundição, rebiteagem ou usinagem, dependendo das tensões a que o material estará submetido, do tipo de gás comprimido e do tamanho do impelidor.

Os impelidores soldados podem ser fabricados por soldagem das palhetas aos dois discos, ou por soldagem de um dos discos em palhetas previamente usinadas em um disco forjado.

Impelidores de pequena largura apresentam dificuldades para soldagem e para controle de qualidade dos fundidos, sendo fabricados através de rebiteagem, ou processos especiais de soldagem.

Para impelidores de grande largura, as pás são torcidas (tipo Francis), o que não acontece para os impelidores estreitos, onde em geral as pás são rebiteadas e retas.

Em geral, cada impelidor é balanceado estática e dinamicamente, assim como todo o conjunto rotativo. O conjunto rotativo é também testado à velocidade excessiva (overspeed test).

Quando a capacidade do compressor é controlada através do sistema de palhetas guias na sucção, estas são conectadas com o sistema de controle de pressão (ou vazão), sendo estas palhetas montadas através de pequenos eixos em buchas auto-lubrificantes. O ângulo (posicionamento) dessas palhetas, é ajustado através de alavancas presas ao eixo da palheta e, ligados a um anel que se movimenta, acionado por um servo mecanismo, comandado pelo sistema de controle.

1.8.2 Dinâmica do rotor e mancais radiais

Os turbo-compressores, de uma maneira geral, operam em rotações maiores que as respectivas primeiras rotações críticas, o que leva seu comportamento dinâmico a depender da forma do rotor, massas da estrutura de suporte do rotor, elasticidade do filme de óleo lubrificante no mancal, o que torna essa análise bastante complexa, sendo que os fabricantes de grandes turbomáquinas possuem programas de computador para simular e analisar o comportamento dinâmico do rotor, buscando produzi-lo de maneira adequada e livre de vibrações excessivas.

Existem vários critérios para limitação do níveis de vibração das turbomáquinas publicadas por diversas instituições e companhias de engenharia, mas deve ficar claro que isto não é suficiente, sendo necessária uma monitoração e acompanhamento do aumento das vibrações com tempo de serviço, sendo esta uma indicação efetiva do estado da máquina.

Devido aos problemas de dinâmica do rotor, a seleção adequada do mancal radial se torna de grande importância, sendo mais usados os tipos "limão" e "segmentado"



LEMON TYPE

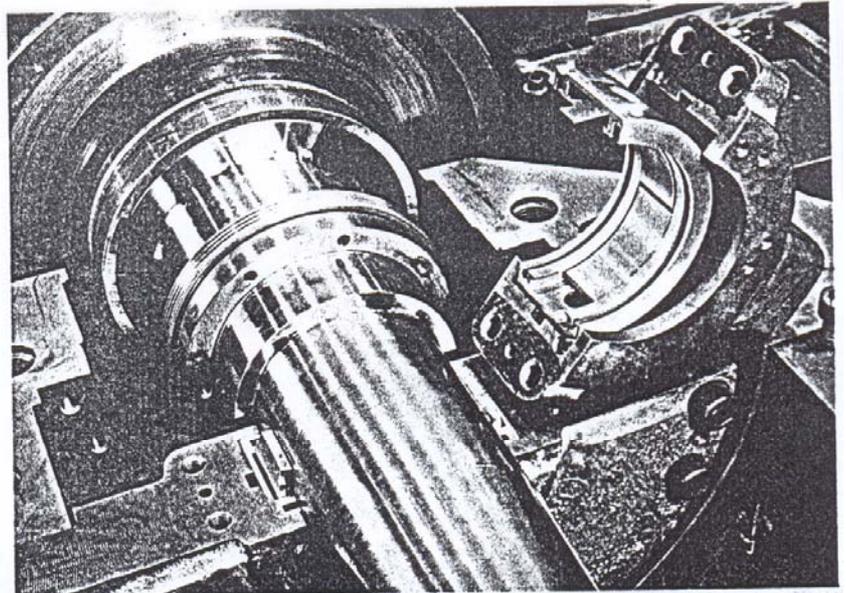
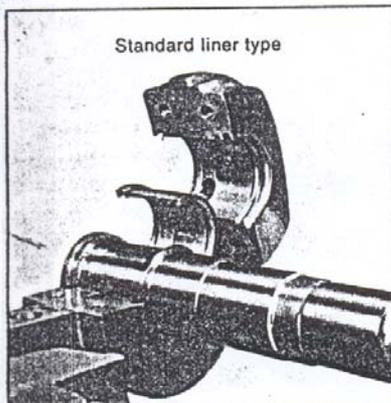
SEGMENTAL TYPE

FIG. 1.8.4

Journal bearings

Standard Liner Type

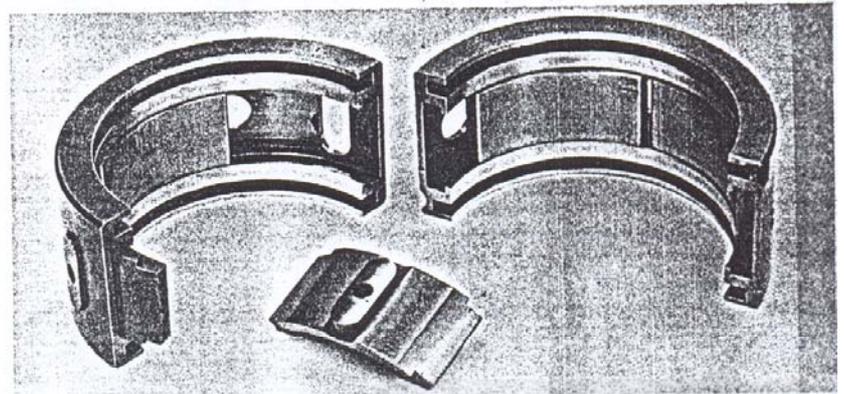
These bearings are commonly used in very large low-speed compressors. External horizontally-split bearing housings permit easy access to journal bearings for inspection or maintenance. The small, lightweight parts are easy-to-handle and inexpensive off-the-shelf items. Standardized liners are accurately machined and require no scraping or tedious field-fitting. All Elliott multistage compressor journal bearings are designed for forced-feed, positive pressure lubrication.



Journal bearing retainers with tilting shoes

Dam Type

At higher speeds, with longer and lighter rotors, half-frequency whirl and resonant whip can cause unstable operation of the rotor and result in accelerated bearing wear. In many instances these problems can be resolved by machining "dams" in the standard bearing liner. By converting oil film velocity head into static pressure, these dams hold the rotor in a fixed position. This bearing style is standard on medium size Elliott compressors.



A five-shoe, tilting pad journal bearing

Tilting Shoe Type

This is an even more sophisticated bearing. Its five tilting shoes (or pads) form an interrupted bearing that discourages resonant frequencies and keeps the shaft smoothly centered in its running position. A temperature-sensing thermocouple can be inserted into one shoe as illustrated. This style is standard on the smaller size, high-speed Elliott compressors.

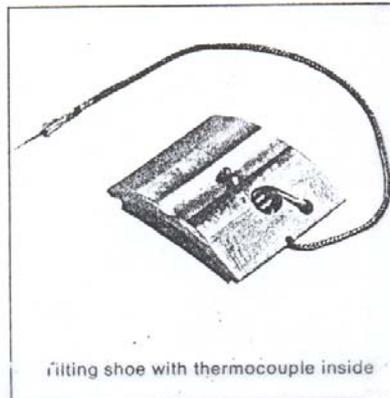


FIG. 1.8.5

O tipo segmentado é mais usado para compressores de alta rotação, da ordem de 8000-10000, ou compressores onde a carga dos mancais é pequena ou ainda quando comprimindo gases muito pesados (alto pelo molecular).

Compressores, operando a altas pressões, têm como problema adicional o fato de um pequeno desequilíbrio das pressões radiais provocar altas forças, que são melhor amortecidas, quando o mancal é do tipo segmentado.

1.8.3 Esforço Axial e Acoplamento do Rotor

O esforço axial nos compressores é quase totalmente balanceado pela presença dos tambores de balanceamento em uma ou ambas as extremidades do rotor.

O tambor é provido com tiras de maneira a formar um labirinto, girando com pequena folga em relação ao anel estacionário para a carcaça.