

2800068

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Trabalho de Formatura

**CALCULO E SELEÇÃO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS**

**Autor:** Marcelo Crescenti Aulicino

**Orientador:** Dr. Marcos de Mattos Pi-  
menta

1981

ÍNDICE

	PÁG.
INTRODUÇÃO . . . . .	1
CAPÍTULO I - PRINCÍPIOS BÁSICOS E FUNDAMENTOS TEÓRICOS .	3
CAPÍTULO II - PRÉ-CÁLCULO DO COMPRESSOR - PARÂMETROS DE PROJETO . . . . .	17
CAPÍTULO III - ANÁLISE DA PERFORMANCE REAL DO COMPRES- SOR . . . . .	34
CAPÍTULO IV - CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES . .	41
CAPÍTULO V - OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM CIRCUITO REAL .	45

SUMÁRIO

Este Trabalho de Formatura foi elaborado à partir de um trabalho elaborado para o curso de Termodinâmica de Escoamento Compressível - PMC-443, ministrado pelo Prof. Pimenta. Da revisão e ampliação desse trabalho foram feitos os capítulos I e II. Como complementação, foram incluídas considerações a respeito da performance e operação de turbocompressores centrífugos, resultando os capítulos - III, IV e V.

No capítulo I, foi feita uma descrição de compressores centrífugos destacando os princípios de funcionamento, relacionando as velocidades e trabalho transmitido ao fluido. Assim, foram apresentadas as equações que regem a relação de compressão, o trabalho requerido e relacionam as condições de saída com as variáveis de entrada (temperatura, pressão, vazão em volume), para processo adiabático reversível, politrópico e de compressão refrigerada. Uma parte importante é a teoria das adimensionais, para experiências e apresentação de resultados.

O capítulo II pode ser considerado uma aplicação do anterior. Nele alguns dados da prática são aliados à teoria apresentada para a obtenção de um método de pré-dimensionamento de compressor. Achei de muito interesse o método da estimativa através de gráficos, representativos das relações termodinâmicas, apresentado pela Elliot, permitindo uma estimativa bastante rápida. Completa o capítulo um exemplo de cálculo.

O capítulo III trata da eficiência dos compressores e das alterações no seu funcionamento, em função das características do gás.

Também há influência da geometria de equipamento e da velocidade de rotação. O assunto é bastante importante para o capítulo seguinte, que trata da seleção de compressores. O quarto capítulo, praticamente reúne o que foi falado anteriormente, tecendo considerações que devem ser feitas por quem vai especificar uma unidade de compressão. Apresenta o problema da variação da capacidade da carga requerida do compressor.

No capítulo V discutimos a influência das flutuações do sistema sobre a performance do compressor, as exigências das variações das condições de saída do processo, e como solucionar o problema. São apresentados os métodos de controle de capacidade, pressão e anti-bombamento.

Pude notar uma séria dificuldade quanto às informações disponíveis sobre os compressores. De uma maior troca de informações entre o fabricante, o comprador, estudantes e pesquisadores, poderiam surgir excelentes alternativas de utilização dos turbocompressores.

INTRODUÇÃO

A compressão de ar, e outros gases, é usada com bastante frequência nas indústrias. Notadamente o ar é empregado para serviços: operação de instrumentos pneumáticos, atuação de servo-sistemas e para utilidades em geral. Em processos químicos o ar é largamente utilizado para oxidação e craqueamento catalítico, por exemplo. O alto custo e a responsabilidade dentro da fábrica, de uma unidade de compressão fazem com que o projeto e seleção desses equipamentos sejam alvo de muitos cuidados por parte da engenharia. Neste trabalho aspectos básicos dos compressores centrífugos são abordados com essa finalidade.

A aplicação de turbocompressores é vantajosa em relação aos compressores alternativos e de deslocamento positivo para grandes capacidades e pressões não-muito excessivas. Segundo SCHEEL os compressores centrífugos são competitivos com relação aos alternativos para vazões de entrada maiores que  $2500 \text{ ms.}^3/\text{h}$ . As vantagens dos turbocompressores sobre os alternativos são as seguintes:-

- construção compacta
- menores esforços de fundação
- volume de máquina reduzido
- segurança de funcionamento
- baixo desgaste
- peças de reposição supérfluas
- ausência de vibrações de funcionamento
- fácil regulagem
- baixa potência de arranque
- emprego de motores elétricos normais de rotor em curto-círcuito
- não apresenta problemas de contaminação com óleo lubrificante.

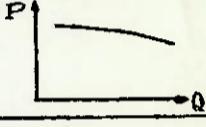
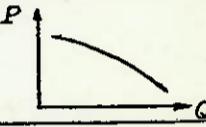
Os turbocompressores, por sua vez, dividem-se em centrífugos, axiais e diagonais (ou de fluxo misto). - As vantagens dos TC centrífugos sobre os axiais são:

- maior robustez
- menor número de estágios
- maior facilidade para instalação de refrigeradores nos TC refrigerados
- maior estabilidade de funcionamento no que diz respeito ao fenômeno de bombeamento.

O TC axial, por sua vez, oferece as seguintes vantagens sobre os centrífugos:

- melhor rendimento
- maior número de rotações para um mesmo fluxo e pressão
- em geral, o compressor axial apresenta menor volume e menos peso para igual relação de compressão e vazão em massa, vantagem importante para utilização na aviação.

CARACTERÍSTICAS:

TIPO	Nº DE ESTÁGIOS	RP MAX P/ ESTÁGIO	PRESSÃO MAX DE DESCARGA	CAPACIDA-DE MAX	PERFORMANCE
CENTRIFUGO	SIMPLES OU MULTI	3,0 a 4,5	15 atm	340000 m <sup>3</sup> /h	
AXIAL	MULTI	1,2 a 1,5	150 atm	3400000 m <sup>3</sup> /h	

CAPITULO I - PRINCIPIOS BÁSICOS E FUNDAMENTOS TEÓRICOS:

DESCRICAÇÃO DO TC CENTRIFUGO:

A entrada do gás no compressor deve ser uniforme e com um mínimo de perdas. No caso mais frequente o gás tem velocidade de entrada sómente na direção axial; outras vezes se transmite ao gás uma pré-rotação ou uma contra-rotação.

O rotor constitui-se de um certo número de pás que podem ser fixas sómente ao cubo do rotor, representando um rotor aberto. As palhetas podem ser fixas a só um lado de um único disco, no modelo de rotor semi-aberto de aspiração dupla. Temos, ainda, o caso do rotor fixo à duas superfícies, 1 e 2, que é o rotor fechado. O rotor aberto é pouco empregado por ter baixo rendimento e admitir velocidades periféricas baixas. O tipo fechado tem bom rendimento, mas, é de difícil construção, permitindo, apenas, velocidades moderadas. Com isso, o tipo semi-aberto é muito empregado hoje em dia.

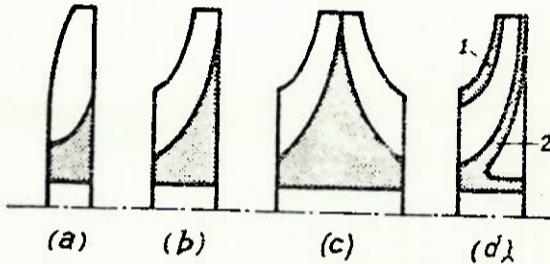


FIG. 1. 1 - Tipos de rotores:

- a ) aberto;
- b ) semi-aberto de aspiração simples;
- c ) semi-aberto de aspiração dupla;
- d ) fechado.

O parâmetro fundamental que caracteriza as pás de um rotor é o ângulo de saída  $\beta_2$ . Para melhor caracterização desse e de outros parâmetros é útil, a essa altura, o estudo dos triângulos de velocidade à entrada e saída do rotor.

Sejam:

$u$  - velocidade periférica do rotor.

$c$  - velocidade do fluido.

$w$  - velocidade do fluido em relação às pás.

$\alpha$  - ângulo de entrada (saída) do fluido nas pás ( $u$ ).

$\beta$  - ângulo de entrada (saída) do fluido em relação às pás ( $w$ ).

Gráficamente podemos representar:

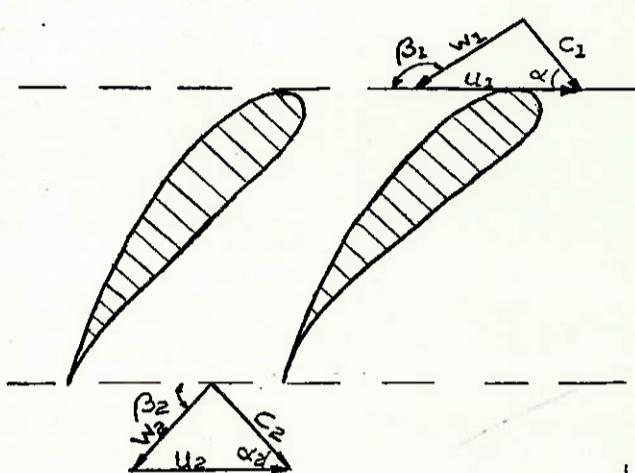


FIG. 1.2

No caso mais comum o fluido entra axialmente nos rotores, o que vetorialmente leva a uma representação como a seguinte:

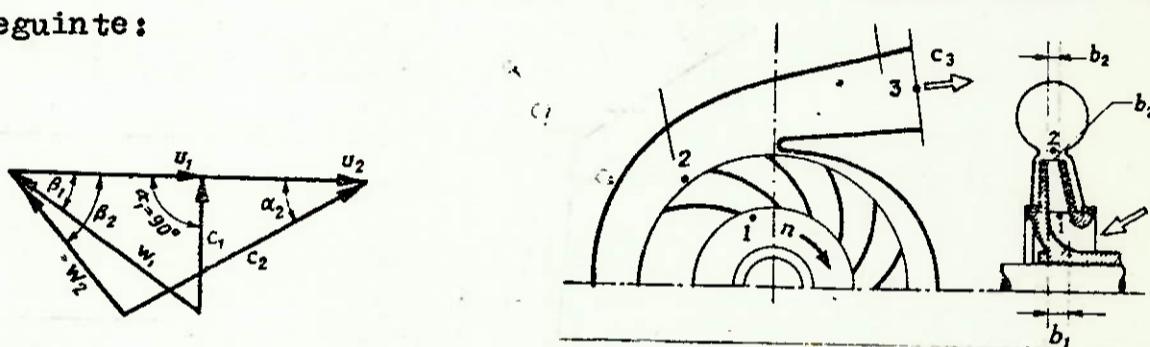


FIG. 1.3

Com base no ângulo de saída  $\beta_2$  os rotores classificam-se em 3 tipos:

pás curvadas para trás -  $\beta_2 < 90^\circ$

pás curvadas para frente -  $\beta_2 > 90^\circ$

pás de saída radial  $\beta_2 = 90^\circ$

Embora atualmente o modelo mais usado seja o rotor com pás inclinadas para trás, cada vez é maior o emprego de rotores de saída radial; enquanto nos primeiros a fixação das pás exige rotores fechados por causa dos esforços centrífugos, os rotores de saída radial são do tipo semi-aberto, pois, a construção com saída radial reduz os esforços centrífugos à praticamente esforços apenas de tração. Com este tipo de rotor consegue-se velocidades periféricas de até 450 m/s contra 300 m/s para rotores com pás para trás.

TRABALHO REALIZADO SOBRE O FLUIDO:

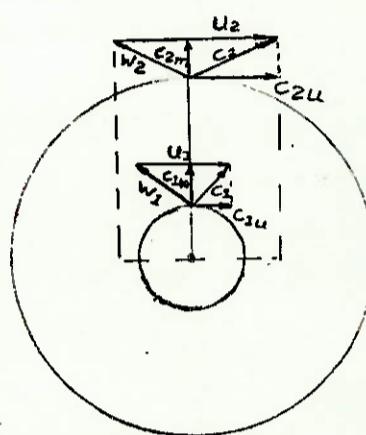


FIG. 1.4 - Velocidades de entrada e de saída - Volume de controle.

Aplicando a equação da quantidade de movimento ao volume de controle constituído pelo espaço entre 2 pás consecutivas, vamos determinar a resultante das forças na direção tangencial ao rotor.

$$R_t = \frac{\dot{m}}{g_c} (c_{2u} - c_{1u}) \text{ para um observador fixo (1.1)}$$

$$R_t = \frac{\dot{m}}{g_c} (-w_2 + w_1) \text{ para um observador móvel (1.2)}$$

Dos triângulos de velocidade tiramos que:

$$u_1 - c_{1u} = w_1 \cos B$$

$$u_2 - c_{2u} = w_2 \cos B$$

O trabalho efetuado pela pás sobre o volume de controle no

intervalo de tempo  $dt$ , quando a pá se move de uma distância  $dx$ , é:

$$\delta W = - R_t dx \quad (1.3)$$

A potência segundo a qual o trabalho é feito é:

$$\frac{\delta W}{\delta t} = - R_t \frac{dx}{dt} = R \cdot u(r) \quad (1.4)$$

$$\frac{\delta W}{\delta t} = \frac{\dot{m}}{gc} (C_{2u} - C_{1u}) \frac{dx}{dt} \quad (1.5)$$

$$W = C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2 \quad (1.6)$$

A expressão acima é chamada de Equação de Euler e fornece o trabalho reversível realizado por um compressor por unidade de massa do fluido comprimido. Uma equação análoga pode ser deduzida para fornecer o trabalho realizado pelo gás ou vapor sobre uma turbina.

Ainda, segundo Euler, sendo  $\Delta p_{est}$  o aumento de pressão dinâmica, temos:

$$\Delta p_{est} = \rho \left[ \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right]$$

$$\Delta p_{din} = \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

#### ESTUDO TERMODINÂMICO DA COMPRESSÃO:

##### RELAÇÃO DE COMPRESSÃO NO ROTOR.

1 - Compressão isentrópica:

Aplicando-se a 1a. lei da Termodinâmica entre os pontos 1 e 2 resulta:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{C_2 - C_1}{2} + W_{12} \quad (1.7)$$

$$Q_{12} = 0 \quad (\text{compressão adiabática})$$

Com a hipótese dos gases em compressão seguirem a lei dos

## ESTUDO TERMODINÂMICO DA COMPRESSÃO

### - RELAÇÃO DE COMPRESSÃO NO ROTOR

#### 1. Compressão isocentrópica:

Aplicando-se a 1a. lei da Termodinâmica entre os pontos 1 e 2 resulta:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + W_{12} \quad (1.7)$$

$$Q_{12} = 0 \quad (\text{compressão adiabática})$$

Com a hipótese dos gases em compressão seguirem a lei dos gases perfeitos,  $h = c_p T$

$c_p$  = calor específico do gás ( valor médio para as temperaturas consideradas )

$T$  = temperatura nas seções consideradas.

E com a introdução da equação ( 1.6 ), a 1a. lei fica:

$$0 = c_p ( (T_{2s} - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + (u_2 c_{1u} - u_1 c_{2u}) ) \quad (1.8)$$

Dessa expressão podemos calcular a temperatura isocentrópica de saída:

$$T_{2s} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [ 2 ( u_2 c_{1u} - u_1 c_{2u} ) - (c_2^2 - c_1^2) ]$$

(1.9). -

$$\text{Sendo o processo isocentrópico, } \frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\text{onde } k = \frac{c_p}{c_v}$$

Portanto a pressão final será: -

$$p_{2s} = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [ 2 ( u_2 c_{1u} - u_1 c_{2u} ) - (c_2^2 - c_1^2) ] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.10)$$

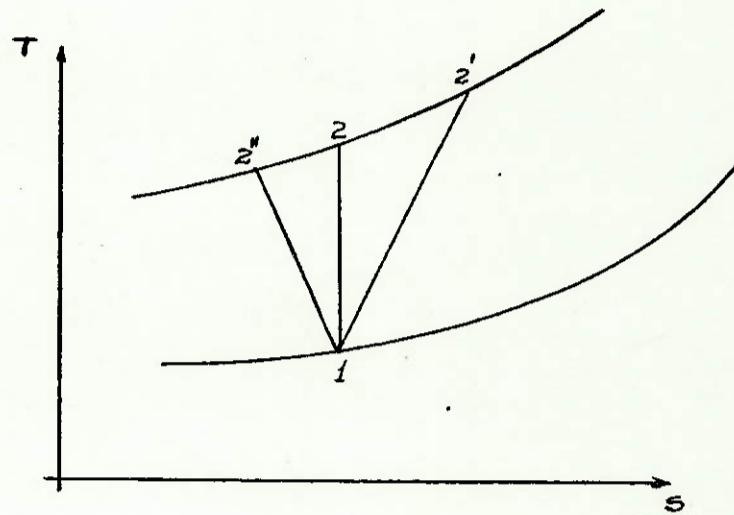
#### 2. Compressão Real:

No processo de compressão, no entanto, ocorrem perdas internas, como atrito e choques, e a transformação sofrida pelo gás é irreversível, sensivelmente diferente de uma isocentrópica, e segue a lei:

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

onde  $T_2$  = temperatura final real de compressão

$n$  = expoente da politrópica, que nos compressores adiabáticos oscila entre 1,5 e 1,62.



1-2 - compressão adiabática reversível -  $n = k$

1-2' - compressão adiabática irreversível -  $n > k$

1-2'' - compressão com resfriamento -  $1 < n < k$

FIG. 15 - Diagrama T-s para a compressão.

- Relação de compressão no sistema difusor:

Fazendo-se a hipótese da compressão ser adiabática isocentrópica entre os pontos 2 e 3, a primeira lei pode ser escrita como:

$$cp T_2 + \frac{c_2^2}{2} = cp T_3 s + \frac{c_3^2}{2} \quad (1.11)$$

$$\frac{T_{3s}}{T_2} = 1 + \frac{C_2^2}{2C_p T_2} \left( 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \quad (1.12)$$

$$\frac{p_{3s}}{p_2} = 1 + \left[ 1 + \frac{C_2^2}{2C_p T_2} \left( 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (1.13)$$

Para uma compressão isentrópica:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[ 1 + \frac{C_2^2}{2C_p \eta_i T_2} \left( 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (1.14)$$

$\eta_i$  = rendimento interno de difusor, aproximadamente igual ao do rotor.

O sistema difusor consta, por exemplo, de caixa especial e cano difusor. Esse sistema recupera parte da energia cinética, transformando-a em energia de pressão, com consequente aumento de rendimento do compressor. Muitas vezes o compressor possui uma coroa diretriz com palhetas, com a qual melhora sensivelmente o rendimento de difusão.

#### -TRABALHO DE COMPRESSÃO:

Trabalho de compressão adiabática.

Desprezando a variação de energia cinética, obtemos a expressão:

$$W_s = h_{3s} - h_1 \quad (1.15)$$

$$W_s = cp(T_{3s} - T_1) \quad (1.16)$$

No caso real, a compressão adiabática é politrópica e escreve-se:

$$W_p = cp T_1 \left[ \left( \frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.17)$$

$$\text{e } W_p > W_s$$

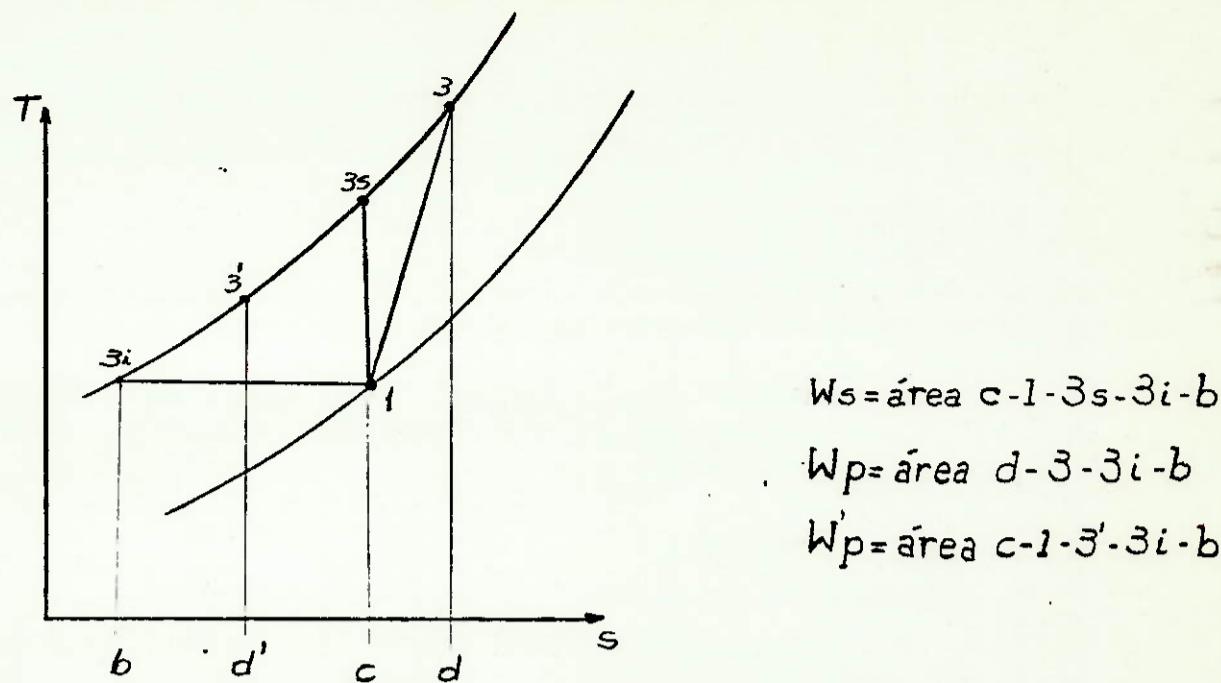


FIG. 1.6 - PROCESSO DE COMPRESSÃO ADIABÁTICA ISOENTRÓPICA, - ADIABÁTICA NÃO ISOENTRÓPICA E REFRIGERADA, NO PLANO T-s.

COMPRESSÃO REFRIGERADA:

Pode realizar-se segundo a linha isoentrópica 1-3s, cedendo-se tal uma quantidade conveniente de calor. Ou, então, segundo a politrópica 1-3. Do gráfico T-s, observa-se que o trabalho requerido  $W_p'$  é menor que  $W_s$ . No entanto, nem sempre a compressão refrigerada é a mais econômica, se considerarmos o rendimento global do ciclo.

Aplicando-se a lei dos gases perfeitos obtemos as seguintes expressões para o trabalho:

$$W_s = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (1.18)$$

$$W_p = - \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (1.19)$$

$$W_i = R T_1 \ln \left( \frac{P_1}{P_2} \right) \quad (1.20)$$

Vê-se logo que, em se tratando de compressores de vários estágios, é vantajosa a refrigeração que pode ser interna ou externa. Em teoria, a refrigeração é mais eficiente e é feita encaixando-se os estatores do compressor. Modernamente, com o aumento das velocidades periféricas e consequente redução do tamanho do compressor, a superfície disponível para troca de calor foi reduzida, sendo então preferido o resfriamento externo. Este é conseguido pela colocação de um trocador tipo tubular após cada estágio de compressão.

O diagrama T-s da compressão real com refrigeração interna é visto abaixo, para um compressor de três estágios com refrigeração após os dois primeiros. São equipamentos de elevado rendimento e bastante caros.

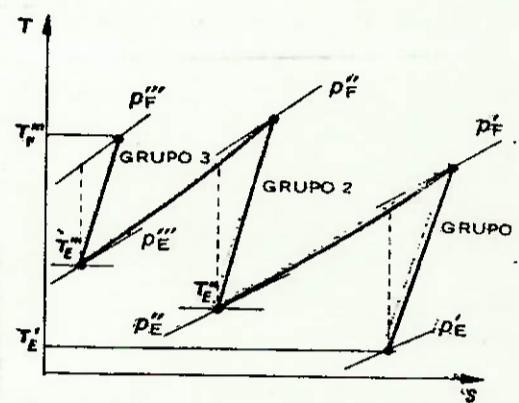


FIG. 1.7. - Refrigeração exterior depois dos dois primeiros estágios de um T.C. de três estágios.

#### TRABALHO INTERNO DE UM COMPRESSOR COM REFRIGERAÇÃO EXTERNA::

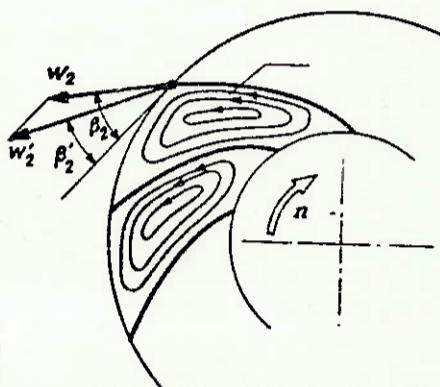
Sendo  $Y_{sa}$ ,  $Y_{sb}$ ,  $Y_{sc}$  os saldos adiabáticos reversíveis de entropia de cada estágio, calculados como em 1.18,  $\eta_{ia}$ ,  $\eta_{ib}$ ,  $\eta_{ic}$  os respectivos rendimentos internos e  $W_{ir}$  o trabalho interno de compressão, podemos escrever:

$$W_{ir} = \frac{Y_{sa}}{\eta_{ia}} + \frac{Y_{sb}}{\eta_{ib}} + \frac{Y_{sc}}{\eta_{ic}} \quad (1.21)$$

Neste caso o trabalho será mínimo se tivermos a mesma relação de compressão para cada estágio.

Fator de escorregamento.

A teoria de Euler que indica o salto periférico no rotor, - faz a hipótese que o rotor é constituído por um número infinito de pás. Como essa hipótese não é correta o trabalho real é menor que o calculado pela teoria. Ocorre que o fluido deixa o rotor com uma velocidade  $w'_2 < w_2$  e  $\beta'_2 < \beta_2$ , devido ao turbilhão relativo formado entre as pás, porque com um número finito de pás a corrente não é perfeitamente guiada por entre as pás. - Isso quer dizer que a corrente sofre um escorregamento, daí o fator de correção  $e_z$ , coeficiente de escorregamento ou fator de diminuição de trabalho.



Segundo Stodola o coeficiente pode ser dado por:

$$e_z = 1 - \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{Z} \quad (1.22)$$

onde  $Z$  é o número de pás do rotor

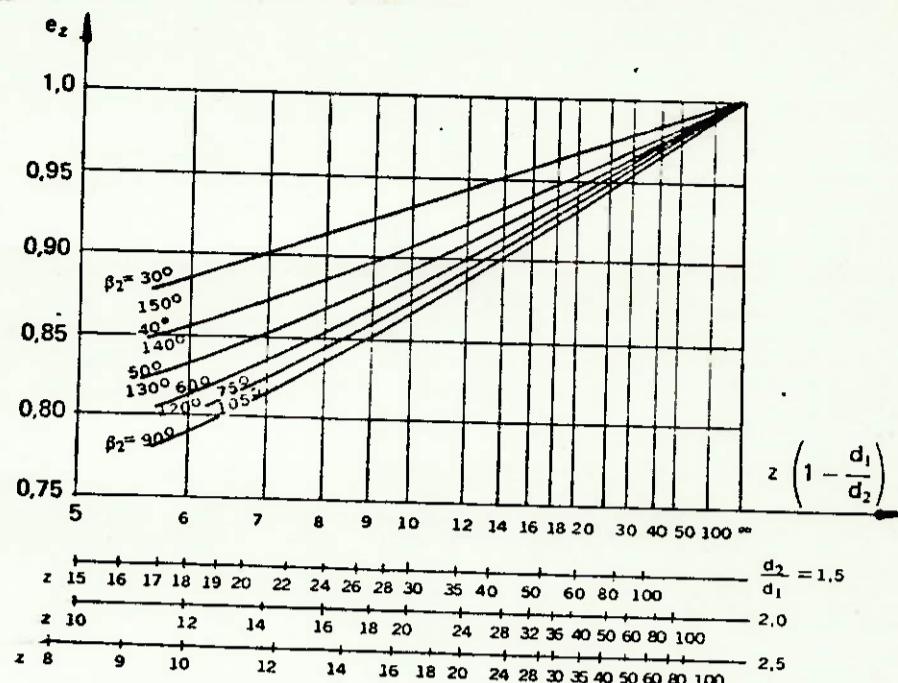
Devido ao escorregamento teremos:

$$\frac{Y_t}{Y_{t\infty}} = e_z \quad Y_t = \text{salto entálpico total com número finito de pás.}$$

$$Y_{t\infty} = \text{salto entálpico total com número infinito de pás.}$$

$$\text{Ou, ainda, } e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2Z\left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)}} \quad (1.23)$$

O gráfico abaixo nos representa essa equação.



#### - RENDIMENTO VOLUMÉTRICO:

Nos T C radiais e axiais produzem-se perdas intersticiais exteriores  $g_e$  e interiores  $g_i$ . As perdas exteriores, que têm menor importância que as interiores, constituem uma perda de gás para o exterior. A saída do rotor o fluido tem pressão maior que à entrada e à saída do estator fixo a pressão é maior que no rotor. Nos interstícios, entre o rotor e a carcaça, parte do fluido (a perda interna  $g_i$ ) retrocederá até a entrada do rotor, de maneira que precisará ser novamente impulsionado por este. A vazão  $g_i$  será um fluxo de curto-circuito, que recircula internamente sem atingir o exterior. Nesse caso a vazão útil será  $G$  e o fluxo impulsionado pelo rotor a vazão teórica  $G - g_e - g_i$ .

Na construção dos T C é frequente o uso de labirintos, cuja missão é provocar uma perda de carga entre o rotor e a carcaça, reduzindo  $g_i$  e aumentando o rendimento volumétrico.

Eckert, com base em estudos teóricos e experimentais construiu o gráfico abaixo, cuja utilização será melhor explicada no exemplo que será apresentado no próximo capítulo.

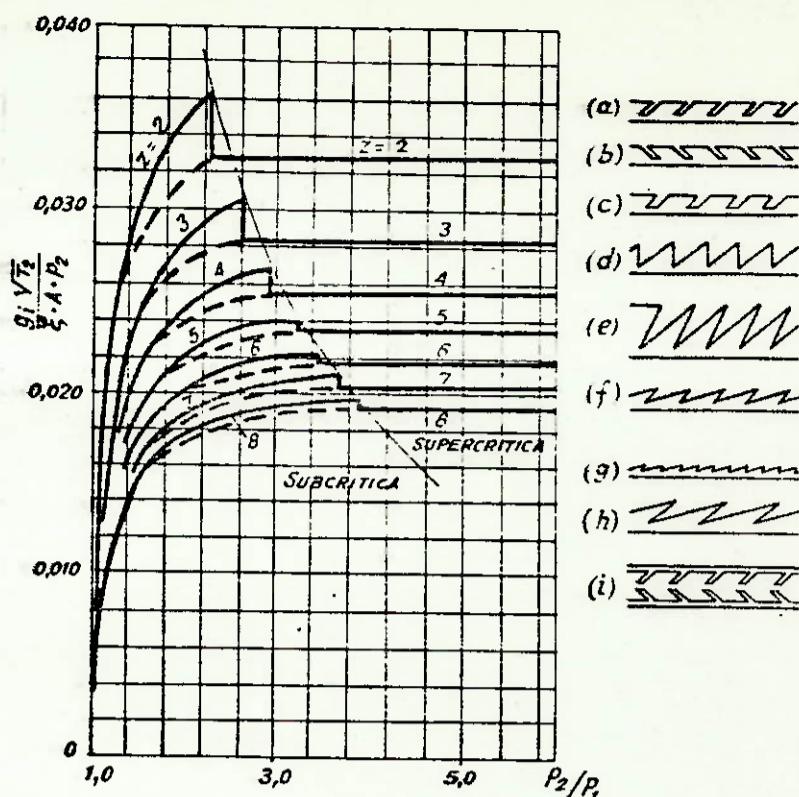


FIG. 1.10 - Vazão intersticial  $g_i$  reduzida ( $\frac{g_i \sqrt{T_2}}{\gamma A p_2}$ ) em função da relação de compressão  $p_2/p_1$  segundo o número  $z$  de elementos do labirinto;  $T_2$  = temperatura final °K;  $\gamma$  = coeficiente adimensional de fluxo, a saber: para os labirintos desenhados à direita da figura: (a) = 1,29; (b) = 1,46; (c) = 1,29; (d) = 1,26; (e) = 1,21; (f) = 0,955; (g) = 1,49; (h) = 1,03; (i) = 0,755. Na ordenada se expressará:  $A$  em  $\text{m}^2$ ;  $g_i$  em  $\text{Kg/s}$ ;  $p_1$ ,  $p_2$  em  $\text{N/m}^2$  e  $T_2$  em K.

Por fim, o rendimento volumétrico é definido como

$$\eta_v = \frac{\text{vazão útil}}{\text{vazão teórica}} \quad (1.24)$$

$$\eta_v = \frac{G}{G + g_e + g_i} = \frac{G}{G + g_i} \quad (1.25)$$

- Números Admensionais Característicos:

Para generalizar os ensaios de compressores de pesquisa para outros compressores e para caracterização de algumas propriedades comuns aos diferentes tipos de rotores, a teoria admisional é utilizada. À seguir são definidos alguns números admensionais, em função dos quais são colocados os resultados das experiências.

O coeficiente de vazão  $\varphi$  representa a razão entre a vazão em volume e uma grandeza geométrica do compressor, a superfície circular  $d_2^2/4$ , e a velocidade periférica  $u_2$ .

$$\varphi = \frac{Q_{\text{entrada}}}{\frac{\pi d_2^2}{4} u_2}$$

$Q$  em  $\text{m}^3$

$d_2$  em m

$u_2$  em  $\text{m/s}$

O coeficiente de pressão se define

$$\psi = \frac{2 Y_s}{u_2^2}$$

$Y_s$  em  $\text{m}^2/\text{s}^2$  ou  $\text{J/Kg}$

$u_2$  em  $\text{m/s}$

A rotação específica pode ser escrita

$$C_N = \frac{n \sqrt{Q_E}}{Y_s^{3/4}}$$

$n$  em rad/s

$Q_E$  em  $\text{m}^3/\text{s}$

$Y_s = gH$  em  $\text{m}^2/\text{s}^2$

$$\text{ou } n \text{ a forma de } N_q = \frac{N \sqrt{Q_E}}{H_s^{3/4}}$$

$N$  em rpm

$H_s$  em m

Ainda iremos utilizar a rotação específica como:

$$G' = 0,03513 \frac{N \sqrt{Q_E}}{Y_s^{3/4}}$$

com  $N$  em rpm

$Q_E$  em  $m^3/s$

$Y_s$  em  $J/Kg$ , o salto entálpico

De qualquer forma, o número de rotações específicas representa uma relação entre a velocidade de rotação do rotor, a vazão em volume de gás e a energia cedida ao fluido.

## - II -

PRÉ - CALCULO DO COMPRESSOR  
PARÂMETROS DE PROJETO

**INTRODUÇÃO:**

No pré dimensionamento do compressor determinam-se as dimensões principais, selecionam-se as velocidades e estimam-se as potências, rendimentos, etc.. Esses cálculos são feitos baseados em estudos teóricos e experimentais, através de equações apropriadas e gráficos desenvolvidos por fabricantes. É necessário que se conheça os seguintes dados:

- 1 - fluxo em massa ou em volume, nas condições de entrada do compressor;
- 2 - pressão do fluido na entrada do compressor;
- 3 - temperatura do fluido na entrada do compressor;
- 4 - razão de compressão;
- 5 - características térmodinâmicas do gás a comprimir; -R, K - (razão dos calores específicos); e massa molecular.

Em casos particulares podem ser fixados certos parâmetros como velocidade de rotação, se há necessidade de refrigeração, interna ou externa, etc..

Para decidir se o compressor será refrigerado ou não, são necessárias considerações quanto:

- ao custo da máquina e à energia consumida;
- à finalidade a que se destina o ar comprimido;
- a materiais construtivos;
- à manutenção.

Todos esses fatores estão inter-relacionados e devem ser levados em conta simultaneamente para conseguir-se uma boa avaliação de equipamento.

ESCOLHA DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO - n: -

O número de rotações depende do tipo de acionamento do turbocompressor. Se o acionamento for por motor elétrico assíncrono as rotações mais comuns são 3000 rpm (motor de dois polos) ou 1750 rpm (motor de quatro polos). Esses valores podem ser alterados se for instalado na transmissão um variador de velocidades. Pode optar-se também pelo acionamento por turbina, com ou sem redutor na transmissão. O acionamento por turbina a vapor tem a vantagem de permitir maior amplitude na seleção da rotação, através da regulagem da turbina.

Com a fixação da rotação, mais os dados do projeto, vazão em volume e salto entálpico, fica determinado geométricamente o tipo do compressor e o rendimento máximo, que são função do número de rotação específico para as máquinas de fluxo. Preferencialmente escolhe-se a velocidade segundo critérios de rendimento ótimo do grupo da turbomáquina. O número de revoluções do turbocompressor influí decisivamente no seu tamanho que diminui com o aumento da velocidade.

DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE ESTÁGIOS:

Para grupos estacionários pode-se chegar até uma relação de compressão ( $\mathcal{E}_c$ ) de 4 a 4,5. No caso de desejar-se relações de compressão maiores é necessário a construção de vários estágios em série, com os rotores fixos ao único eixo ou ao mesmo acionamento.

Temos, então, que: -

$$\mathcal{E}_c = \mathcal{E}_1 \cdot \mathcal{E}_2 \dots \mathcal{E}_n$$

$$\text{De onde: } \mathcal{E}_{ci} = \sqrt[m]{\mathcal{E}_c}$$

Sendo  $\mathcal{E}_{ci}$  a relação de compressão de cada estágio;  
m = número de estágios.

A determinação do número de estágios é baseada

na experiência, e alguns valores médios recomendados foram plotados na forma de gráficos. A figura seguinte nos dá o número de estágios recomendados em função de  $\bar{U} = 0,03513$  m.

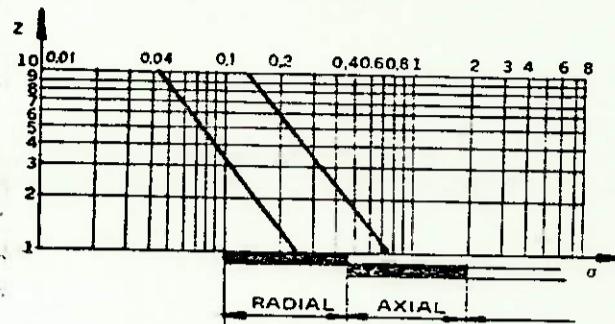


Fig. 2.1 - Estimativa do número de estágios de um TC.

Uma outra estimativa do número de estágios de compressão é dado pela altura teórica de elevação  $H$ , conforme o gráfico abaixo:

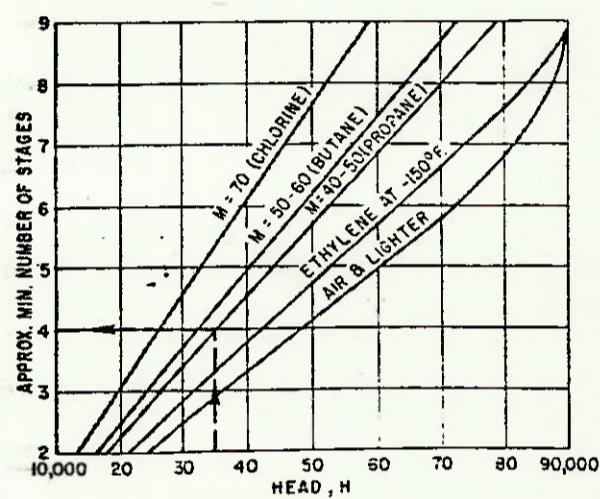


Fig. 2.2 - Número de estágios requeridos em função de  $H$ .

#### CALCULO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS:

Para determinar a geometria do rotor precisamos calcular o diâmetro do eixo  $d_e$ , as dimensões de entrada do rotor  $d_1$ ,  $b_1$  e  $\beta_1$ , e da saída  $d_2$ ,  $b_2$  e  $\beta_2$ .

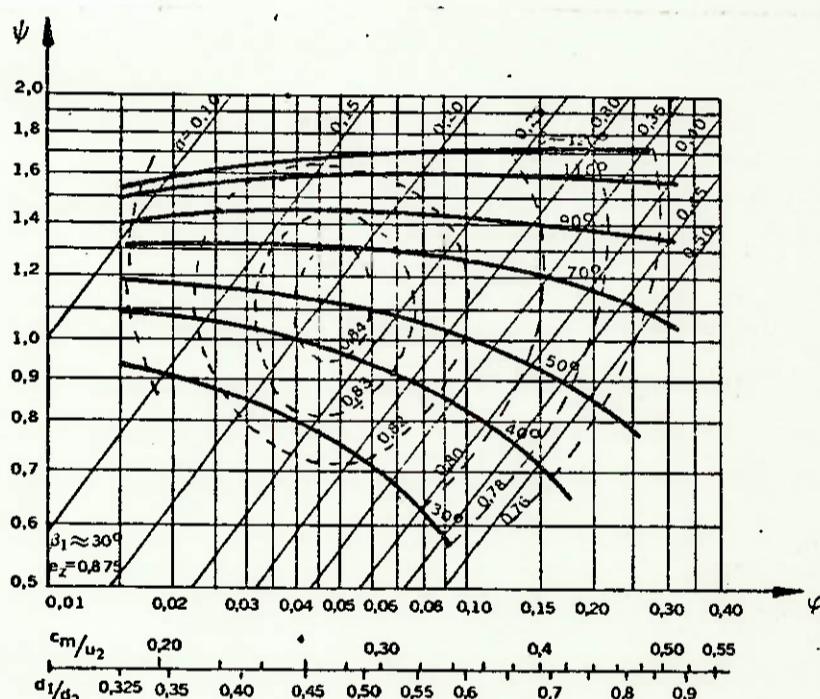
Comparando os tipos de rotores com ângulos

de saída maiores, menores ou iguais a 90°, chegamos às seguintes conclusões: -

- a energia cinética à saída do rotor é máxima com palhetas curvadas para frente ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), mínima com pás curvadas para traz ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), ficando os compressores centrífugos de saída radial numa posição intermediária. Portanto, a energia produzida é - máxima para  $\beta_2 > 90^\circ$ .
- a energia cinética transformada em energia de pressão, pelo difusor, ao contrário, é máxima para  $\beta_2 < 90^\circ$  e mínima para  $\beta_2 > 90^\circ$ . Portanto, o rendimento é máximo para  $\beta_2 < 90^\circ$ .
- Os rotores com pás para frente são menos estáveis.

Devido a essa análise, o rotor preferido é aquele com ângulo de saída menor que 90°, que apresenta um rendimento maior e uma curva de desempenho mais estável.

Eckert, à partir de deduções teóricas e experimentais construiu um diagrama que nos permite selecionar o ângulo de saída e a velocidade periférica do rotor que propiciam o melhor rendimento para cada condição de projeto. Esse gráfico é reproduzido abaixo, supondo-se um ângulo de entrada de 30° e um coeficiente de deslizamento de 0,875.



- 1 - A partir dos dados iniciais e da determinação do número de estágios, calcula-se o número específico de rotações de cada estágio  $\bar{\nu}_e$ .
- 2 - Com esse valor, no gráfico, para o melhor rendimento possível, tira-se os coeficientes de vazão  $\psi$  e de pressão  $\psi$ .
- 3 - Lê-se o ângulo de saída  $\beta_2$ .
- 4 - Usando-se  $\psi$  calcula-se  $u_2$ .
- 5 - Para o coeficiente  $\psi$  encontrado, achamos no pé da figura a relação de diâmetros  $d_1/d_2$ .

#### INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE MACH:

Com os dados obtidos até agora é possível construir-se os triângulos de velocidades. Particularmente, para a entrada temos que  $u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$ . O ângulo  $\alpha_1$  deve ser 90°. O ângulo  $\beta_1$  ótimo é, comprovadamente, próximo de 30°.

No entanto, se a velocidade relativa  $w_1$  aproxima-se da velocidade do som e número de Mach,  $M = \frac{w_1}{a_1}$ , passa a influir sobre o rendimento do compressor. Para evitar-se a formação de ondas de choque, melhorando o rendimento e o funcionamento do compressor, deve manter-se o número de Mach  $M < 0,85$  a  $0,90$ . Isso é feito colocando uma coroa fixa ao estator da máquina para dar uma rotação positiva ao fluxo de entrada, ou seja,  $c_{1u} > 0, \alpha_1 < 90^\circ$ . Para a determinação do triângulo de velocidades considere-se a condição  $c_{1m} = c_{2m}$ .

Para o triângulo de velocidades de saída a velocidade absoluta deve estar entre os limites  $c_{2m} = (0,22 \text{ a } 0,32)u$ . Para os turbocompressores leves, das turbinas a gás,  $\alpha_2$  deve estar entre 14° e 16°.

#### NÚMERO DE PÁS E GEOMETRIA.

O número de pás de um rotor está diretamente relacionado com o rendimento e com a altura teórica que pode alcançar-se para uma geometria e um tamanho de rotor determinados. Considerando-se o rendimento, o atrito da superfície cresce com o número de pás, pois o crescimento deste aumenta o perímetro molhado. Ao mesmo tempo, há uma diminuição da força de arraste porque a corrente é melhor guiada. O número de palhetas ótimo será então o que reduza a um mínimo a soma dessas duas perdas. Pode ser dado pela figura 2.4 em função da razão  $d_2/d_1$  e do ângulo médio  $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ .

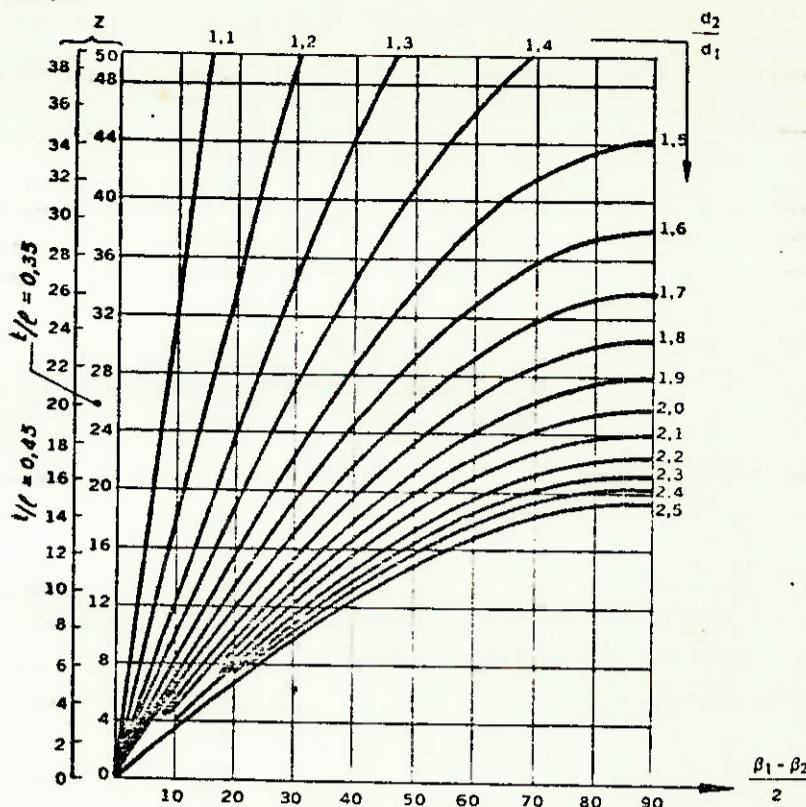


Fig. 2.4 - Número de pás  $z$  de um TC radial em função do ângulo médio das pás.

Stepanoff propôs a seguinte fórmula: -

$$\frac{L}{t} = 2,38 \Psi$$

onde:  $\Psi$  = adimensional de pressão

$L$  = comprimento retificado da palheta

$t$  =  $\pi d_2/z$  - passo da palheta

O número de pás influem na altura teórica do compressor através do fator de deslizamento, que como já vimos - podesse determinado pela equação:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_z}{2z \left( 1 - \frac{d_1}{d_2} \right)}}$$

### GEOMETRIA DAS PÁS -

A forma das pás do rotores deve ser tal que minimize as perdas ocasionadas pela viscosidade do fluido comprimido. Utiliza-se muito palhetas em forma de arco de circunferência, cuja construção geométrica indicamos a seguir: -

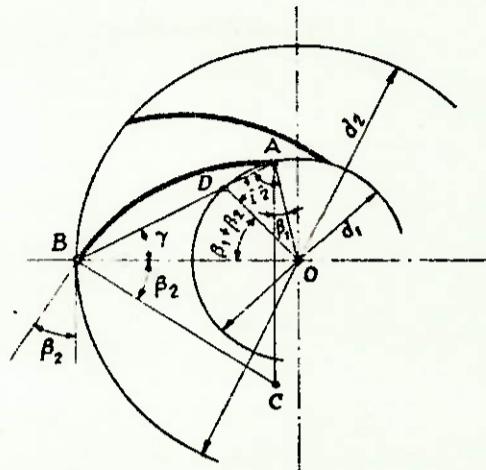


Fig. 2.5 - Construção das pás de um TC radial.

- chama-se C o centro da circunferência que corta as circunferências de diâmetros  $d_1$  e  $d_2$  segundo ângulos  $\beta_1$  e  $\beta_2$  respectivamente.
- em um ponto B qualquer da circunferência de diâmetro  $d_2$  constrói-se o ângulo  $\beta_2$ .
- traça-se o raio BO.
- a partir de BO constrói-se o ângulo  $\beta_1 + \beta_2$  conforme mostrado na figura.
- traça-se a reta BD, prolongando-a até o ponto A, sobre a circunferência de diâmetro  $d_1$ .
- em A constrói-se o ângulo  $\beta_1$ .
- o encontro das retas que formam o ângulo  $\beta_1$  em A e  $\beta_2$  em B determina o ponto C procurado.

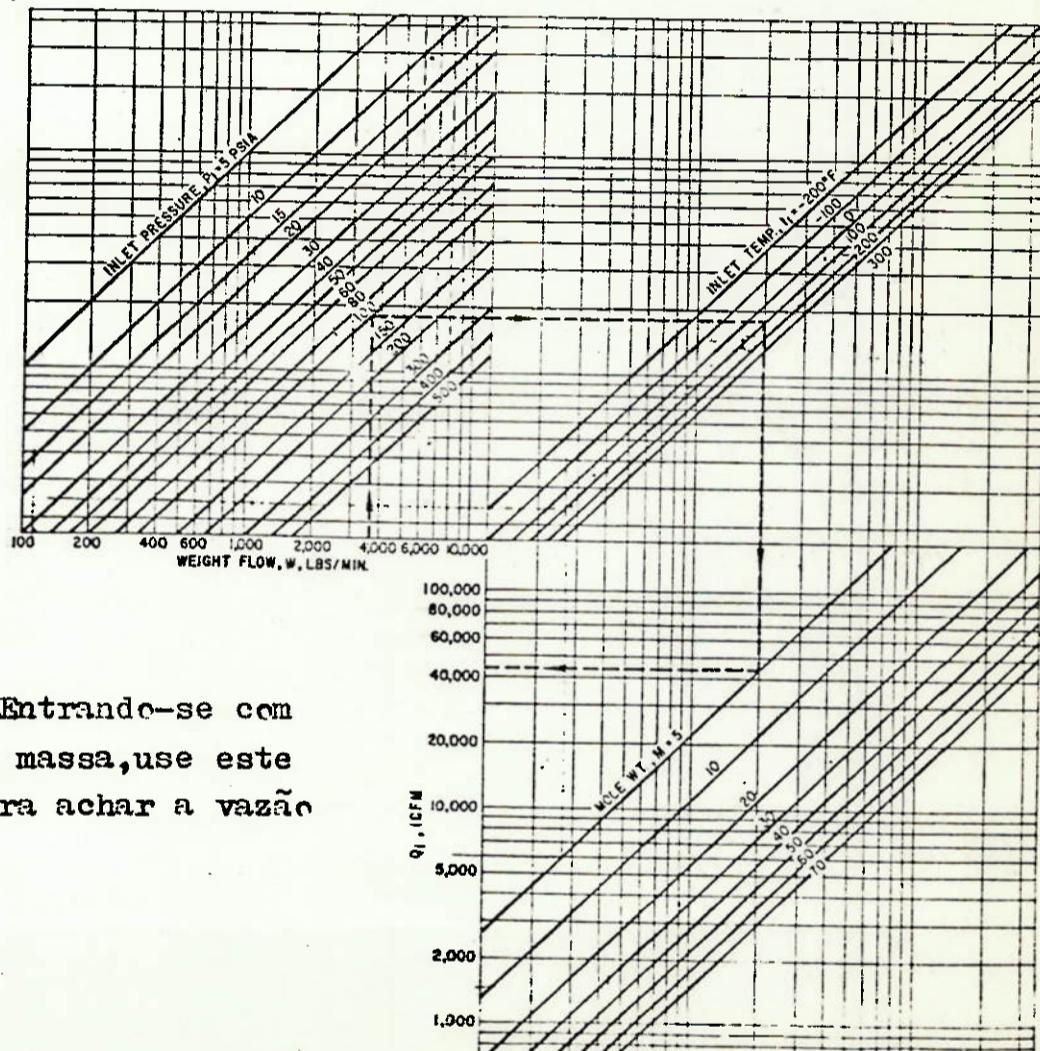
### ESTIMATIVA ATRAVÉS DE GRÁFICOS:

Uma rápida estimativa do tipo, tamanho do compressor centrífugo necessário, potência, rotação e condições de saída pode ser feita através de um conjunto de gráficos construídos

para equipamentos da ELLIOT CO., e que podem ser usados satisfatoriamente para compressores construídos por outros fabricantes. É necessário conhecer-se os dados iniciais, indicados no início do capítulo. O procedimento é o seguinte:

- Entrando com a taxa de compressão no gráfico da fig. 2.6 encontramos o valor da altura térmica necessária.
- A partir da vazão de entrada, do gráfico fig. 2.7 estima-se a velocidade e as dimensões da máquina.
- Do gráfico fig. 2.8 pode-se determinar a potência requerida.
- A temperatura de descarga pode ser calculada da fig. 2.9.

Para o caso de compressor com resfriamento, colocam-se resfriadores entre dois ou mais estágios de compressão tanto mais quanto menor for a temperatura de saída desejada. Re-tomam-se o mesmo procedimento descrito acima, para cada estágio existente. A potência consumida e a altura térmica são a soma desses valores para cada estágio.



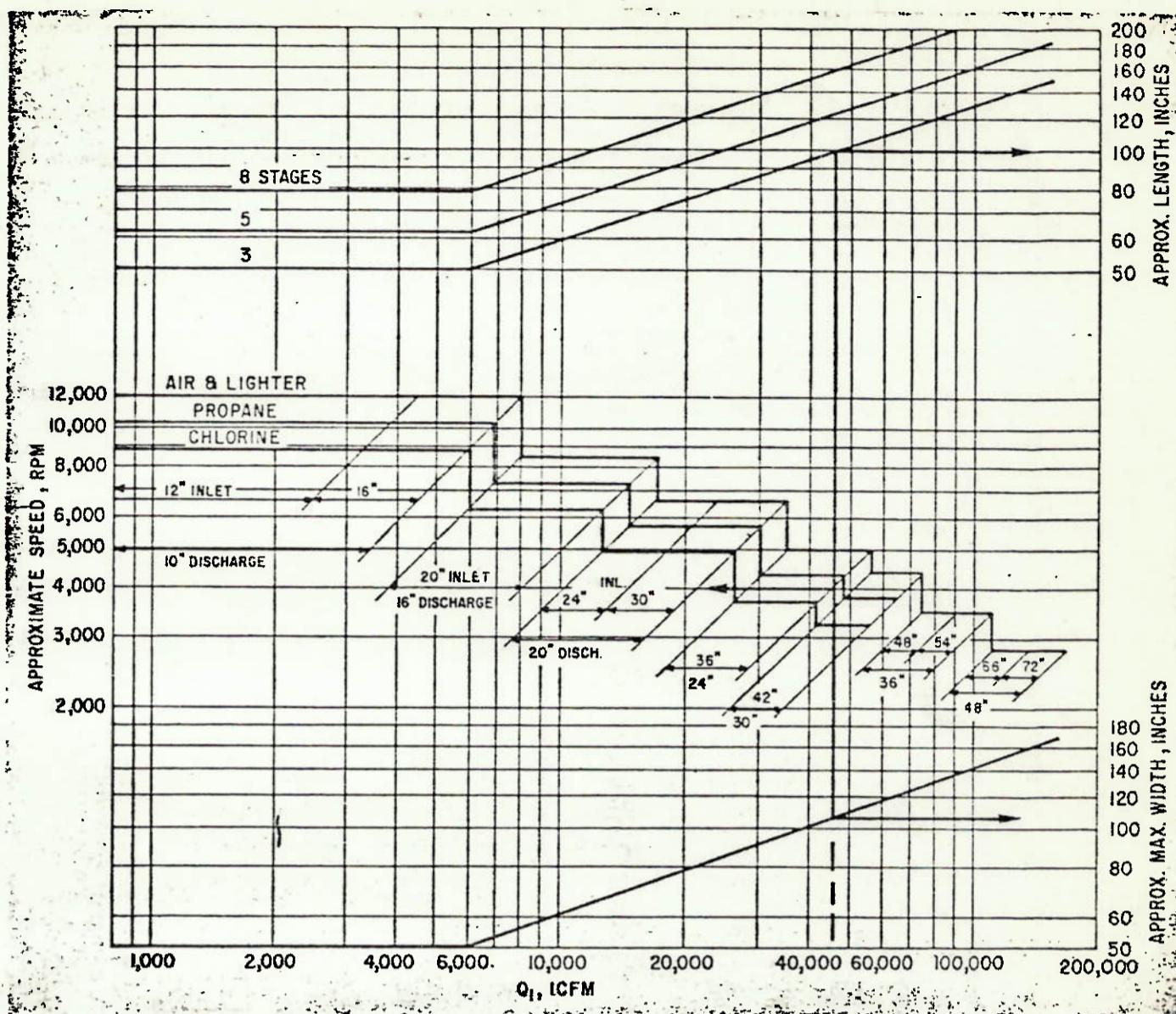


Fig.2.7- Entrando-se com a vazão em volume, deste gráfico tira-se a velocidade, largura, comprimento e dimensões da flange.

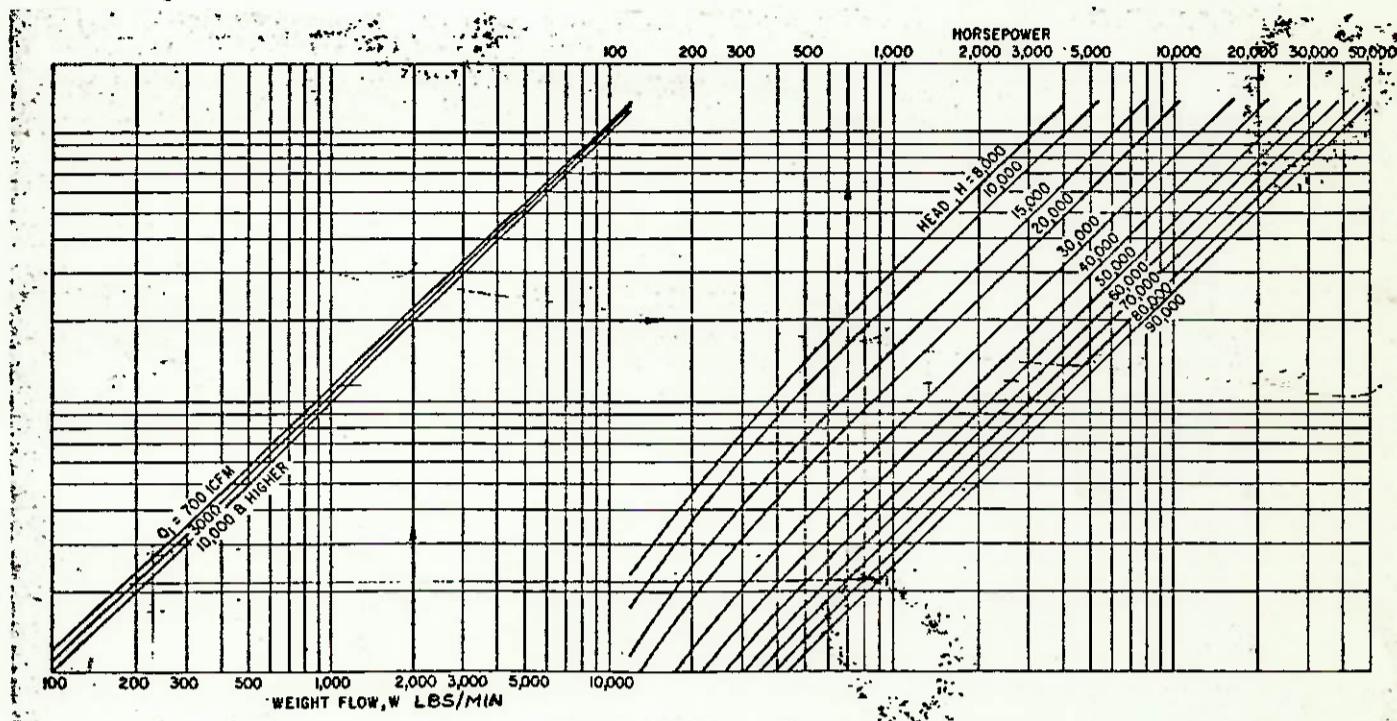


Fig. 2.8 - Com o fluxo mássico de gás, encontramos a potência requerida no compressor.

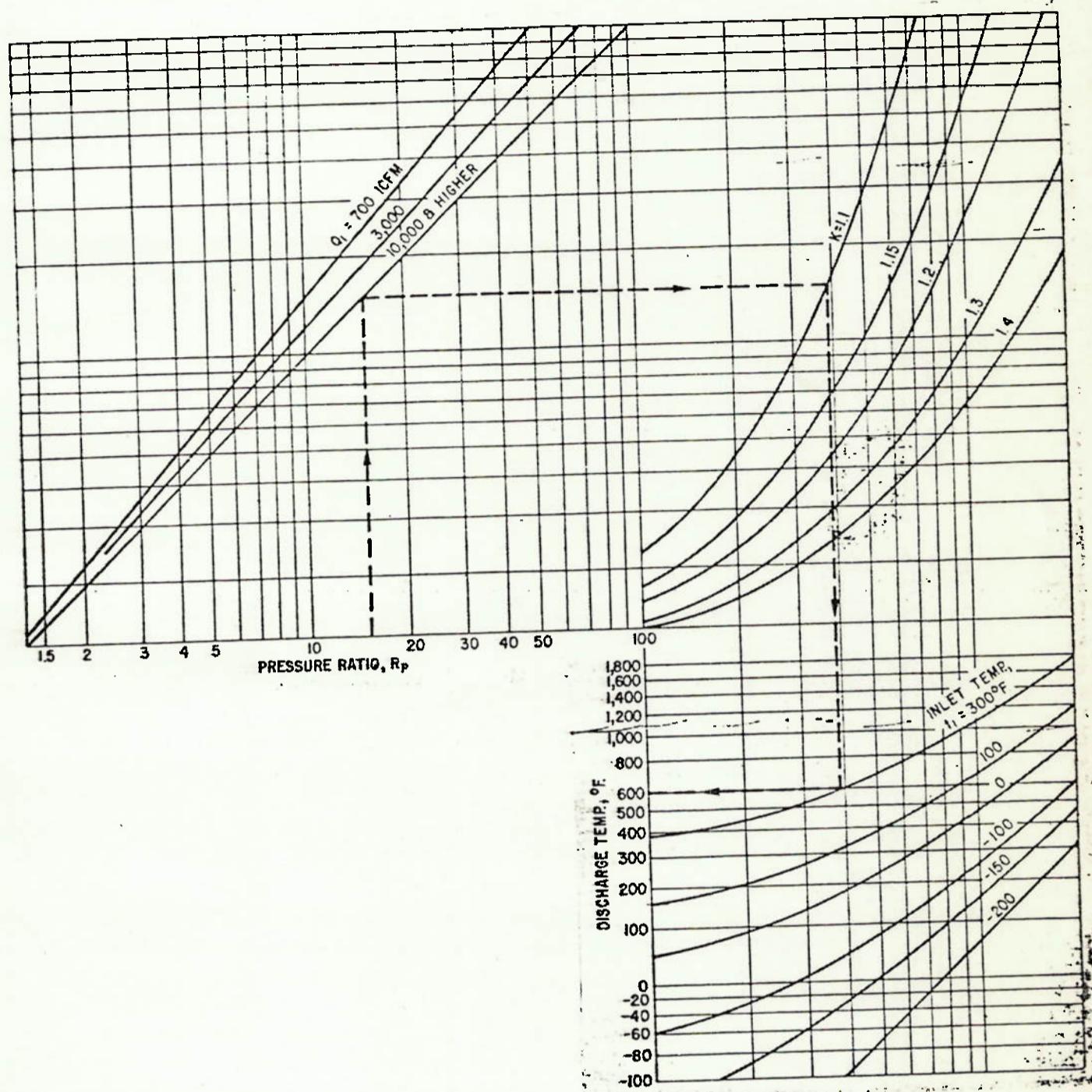


Fig. 2.9 - A temperatura de descarga pode ser encontrada deste gráfico.

EXEMPLO DE CALCULO DE UM TURBOCOMPRESSOR RADIAL DE UM ESTÁGIO:

Os dados do projeto são os seguintes: vazão em volume na entrada -  $Q_0 = 6000 \text{ m}^3$ ; pressão de entrada -  $p_E = 1 \text{ bar}$ ; temperatura de entrada -  $t_E = 15^\circ \text{ C}$ ; rotação do rotor = 1500 rpm; pressão de saída -  $p_f = 1,6 \text{ bar}$ .

## 1 ) Cálculos preliminares:

Para o ar a  $15^\circ \text{ C}$  temos  $h_0 = 15,07 \text{ KJ/Kg}$

Supondo-se a compressão isoentrópica,

$$T_{3s} = T_E \left( \frac{P_f}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

Para o ar  $K = 1,4$

$$T_{3s} = 288,15 \text{ (1,6)}$$

$$T_{3s} = 329,56 \text{ K} = 56,41^\circ \text{ C}$$

Das tabelas de propriedades termodinâmicas do ar

$$h_{3s} = 56,68 \text{ KJ/Kg}$$

Pertanto  $w_s = h_{3s} - h_0 = 56,68 - 15,07 = 41,61 \text{ KJ/Kg}$ .

OBS.:  $h_{3s} - h_0$  equivale à variação da entalpia de estagnação, pois, na prática a velocidade do ar na entrada do rotor é quase igual à velocidade na saída do difusor.

Tendo o valor de  $w_s$  podemos calcular,

$$G = 0,03513 \times 1500 \times 1,67 \quad (41,61 \times 10^3) = 0,2334$$

Da Fig. 2,3, buscando um bom rendimento térmico tiramos os valores:

$$\beta_2 = 50^\circ$$

lembrete que o gráfico

$$\psi = 1,09$$

determina  $\beta_1 = 30^\circ$  e

$$\varphi = 0,0625$$

$$\epsilon_2 = 0,875$$

$$d_1/d_2 = 0,513$$

A velocidade tangencial na saída do rotor é:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 w_s \cdot 10^3}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \times 41,61 \times 10^3}{1,09}} = 276,3 \text{ m/s}$$

$$d_2 = u_2 / \pi n = \frac{276,3 \times 60}{3,14 \times 1500} = 0,3518 \text{ m/s}$$

$$d_1 = (d_1/d_2) d_2 = 0,1805 \text{ m}$$

Da Fig. 2.4, com  $(\beta_1 + \beta_2)/2 = 40^\circ$  e  $d_2/d_1 = 1,949$  para  $t/L = 0,35$  tiramos  $z = 17$  aletas.

2 ) Calculo das velocidades:

$$u_1 = \frac{d_1}{d_2} u_2 = 141,7 \text{ m/s}$$

$$c_1 = c_{1m} = u_1 \tan \beta_1 = 141,7 \times 0,5774 = 81,82 \text{ m/s}$$

$$w_1 = u_1 \cdot v_f = 163,6 \text{ m/s}$$

$$cv_{1m} = cv_{2m} = v_{2u} = u_2 \cot \beta_2 = 207,6 \text{ m/s}$$

(sem escorregamento)

Sendoo  $z (1 - d_1/d_2) = 8,279$ , da fig. 1.9 tiramos  $e_z = 0,872$

$$cv_{2u} = e_z c_{2u} = 181,0 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} = 198,6 \text{ m/s}$$

3 ) Trabalho interno:

$$w_i = u_2 \times c_{2u} = 276,3 \times 181 = 50,01 \text{ kJ/kg}$$

As perdas, portanto, serão:  $W = W_i - W_s = 8,4 \text{ kJ/kg}$

4 ) Estado Termodinâmico:

$$p_E = p_{Eest} = 1 \text{ bar}; T_E = T_{Eest} = 288,15^\circ\text{K}$$

$$v_E = v_{Eest} = \frac{286,9 \times 288,15}{10^5} = 0,8267 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Se despresarmos as perdas entre C e E teremos os mesmos -  
valores para  $p_C$ ,  $T_C$  e  $v_{Cest}$ :

Adotando  $C_C = 0,9$  =  $0,9 \times 81,82 = 73,64$  m/s, vem:

$$v_C = \frac{v_{Cest}}{\left(1 - \frac{M_C^2}{2} \frac{K-1}{K}\right) \frac{1}{K-1}} = \frac{0,8267}{\left(1 - \left(\frac{73,64}{20 \times 288,15}\right)^2 \frac{0,4}{2}\right)^{1/0,4}} =$$

$$0,8465 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$p_C = p_{Cest} \left( \frac{v_{Cest}}{v_C} \right) = 0,9774 \text{ bar}$$

$$T_C = \frac{p_C \times v_C}{R} = 285 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Para se calcular o estado na entrada e na saída das pás vamos considerar as perdas como segue:

$$Y_{01} = f_1 \frac{c_1^2}{2} \quad (\text{até a entrada das pás})$$

$$Y_{12} = f_2 \frac{w_1^2}{2} \quad (\text{no reator})$$

$$Y_{23} = f_3 \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} \quad (\text{no difusor})$$

Os coeficientes "f" recomendados são:

$$f_1 = 0,1 \text{ a } 0,15$$

$$f_2 = 0,2 \text{ a } 0,25$$

$$f_3 = 0,35$$

Ficamos com:

$$Y_{01} = 0,135 \times \frac{81,82^2}{2} = 451,9 \text{ J/Kg}$$

$$Y_{12} = 0,25 \times 136,6^2 / 2 = 3346 \text{ J/Kg}$$

$$Y_{23} = 0,25 \frac{198,6^2 - (198,6/4)^2}{2} = 4632 \text{ J/Kg}$$

Logo o trabalho irreversível será:

$$w_i = w_s - \text{perdas} = 50029 \text{ J/Kg}$$

Para o ponto 1 temos:

$$p_{1est} = p_{\sigma} \left(1 + \frac{c_{\sigma}^2 + 2x_{c1}}{2c_p T_{\sigma}}\right)^{K/K-1} = 1,005 \text{ bar}$$

$$T_{1est} = T_{0est} = 288,15 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$p_1 = p_{1est} \left(1 - \frac{c_1}{2c_p T_{1est}}\right)^{K/K-1} = 0,9649 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_{1est} \left(\frac{p_1}{p_{1est}}\right)^{K/K-1} = 284,8 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

Para o ponto 2 temos:

$$h_{2est} = h_{Eest} + w_i = T_{2est} = T_{Eest} + \frac{w_i}{c_p}$$

$$\text{Logo } T_{2est} = 337,9 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$p_{2est} = \frac{p_{f\ est}}{\left(1 - \frac{x_{23}}{c_p T_{2est}}\right)^{k/K-1}} = 1,679 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_{2est} - \frac{v_2^2}{2c_p} = 318,3 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$p_2 = p_{2est} \left(\frac{T_2}{T_{2est}}\right)^{K/K-1} = 1,362 \text{ bar}$$

#### 4) - RENDIMENTO VOLUMÉTRICO:

Dependerá do tipo de labirinto adotado. Escolhendo o tipo (a) da FIG. 1.10, com coeficiente de fluxo  $\varphi = 1,29$  e  $z = 4$  elementos no perfil, achamos:

$$\text{com } p_2/p_1 = 1,412$$

da fig. 1.10:

$$\frac{\varphi}{\varphi A} \frac{T_{2est}}{p_2} = 0,204$$

A área transversal do interstício será

$A = \pi d_{\sigma} \delta_i$ ;  $d_{\sigma}$  - diâmetro médio da coroa intersticial  
- comprimento radial do interstício.

Fazendo  $\delta_i = 0,2$  mm.

$$d_{\sigma} = \sqrt{\frac{4Q_{\sigma}}{V_{\sigma}} + d_e^2}$$

$$\text{Send} \sigma \text{ } G = \frac{Q_E}{V_E} = \frac{1,666}{0,8267} = 2,016 \text{ Kg/s}$$

Teremos  $Q_{\sigma} = G \cdot v_{\sigma} = 2,016 \times 0,8465 = 1,707 \text{ m}^3/\text{s}$   
onde  $g$ , volume específico, pode ser calculado considerando ar  
como gás perfeito.

E assim

$d_{\sigma} = 0,1737$  m para um diâmetro de eixo  $d_e = 0,0259$  m  
calculado pela Resistência.

$$A = 1,091 \text{ cm}^2$$

$$g_i = 0,02169 \text{ Kg/s}$$

Finalmente o rendimento volumétrico será:

$$\eta_v = \frac{G}{G + g_i} = 0,9894$$

### 5 ) CÁLCULOS FINAIS:

A largura na entrada das alhetas será:

$$b_1 = \frac{\frac{G \cdot v_1}{d_1 \cdot v_{1m}}}{\frac{2,016 \times 0,8468}{3,1416 \times 0,1805 \times 81,82}} = 0,03719 \text{ m}$$

A largura à saída do roter será:

$$b_2 = \frac{G \cdot v_2}{\pi D_2 V_{2m}} = \frac{2,016 \times 0,6705}{3,1416 \times 0,3518 \times 81,82} = 0,01495 \text{ m} = 14,95 \text{ mm}$$

O rendimento interno fica:

$$\eta_s = \frac{W_s}{W_i} = \frac{41,61}{50,03} = 0,832$$

Considerando um rendimento mecânico de 98%, o rendimento total será: -

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_s - \eta_v \cdot \eta_m = 0,8317 \times 0,98,94 \times 0,98 = 81\%.$$

Se construirmos as pás como um arco de circunferência seu raio será

$$\frac{r}{2} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos - r_1 \cos)} = \frac{(0,3518/2)^2 - (0,1805/2)^2}{2(0,3518 \times 0,643 - 0,1805 \times 0,866)}$$

$$r = 0,3265 \text{ m.}$$

CAPÍTULO III - ANÁLISE DA PERFORMANCE REAL DO COMPRESSOR.

- Eficiência:

Supondo que a entrada de gás no rotor seja feita apenas na direção axial, temos a seguinte expressão para a energia por unidade de peso  $H$ :

$$H = \frac{1}{g} c_{u2} u_2$$

Levando em conta que  $c_{u2}$  e  $u_2$  são função da vazão  $Q$  e do ângulo de saída  $\beta_2$ , conforme já visto, podemos construir o gráfico teórico  $H(Q)$ . Assim, qualitativamente:

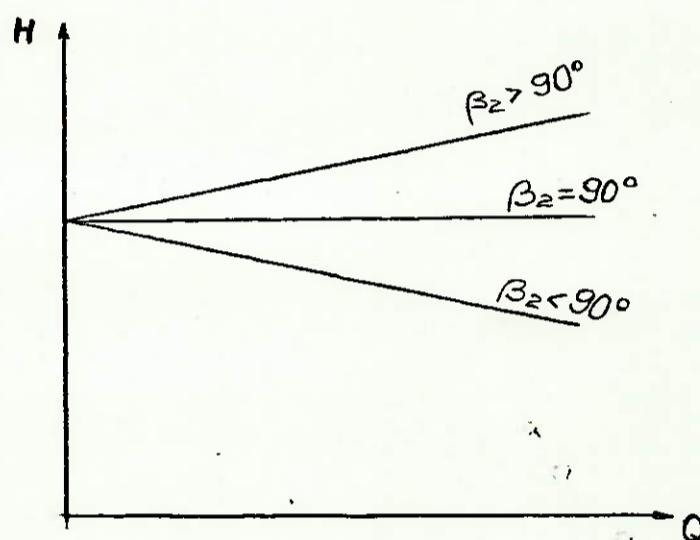


FIG. 3.1- Performance teórica de um impelidor.

O valor do "head" dessas curvas, diminuído da cela correspondente ao escorregamento, representa a energia por unidade de peso que o impelidor cede ao fluido. No entanto, apenas uma parte dessa energia é utilizada na compressão. Temos que considerar as perdas por atrito, que variam com o quadrado da velocidade do fluido, ou seja, da vazão. Também as perdas por choque na entrada e saída do impelidor representam irreversibilidades e apresentam um ponto de mínimo para uma dada vazão. Teremos, ao subtrairmos essas perdas, os gráficos abaixo:

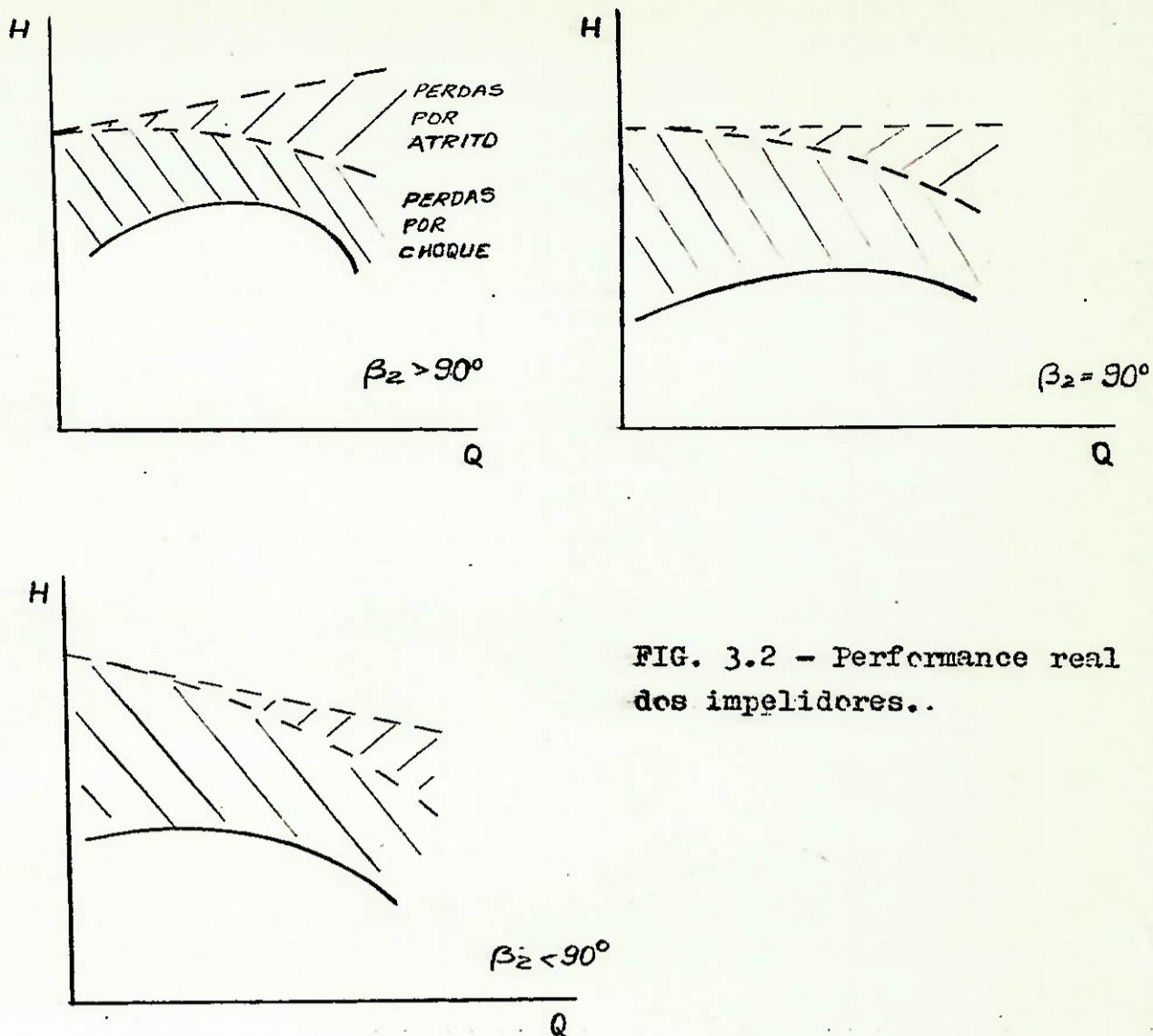


FIG. 3.2 - Performance real dos impelidores..

Nos gráficos acima notamos dois pontos importantes:

- 1-  $Q_{proj}$  - é o ponto de máxima eficiência, ou seja, onde as perdas são mínimas (ponto de projeto).
- 2-  $Q_{min}$  - é a vazão para a qual a energia é máxima. Abaixo desse valor aparece um fenômeno de instabilidade chamado bombeamento - (surge), que será explicado mais adiante.

- Eficiência Mecânica:

O acionador do compressor deve ter potência suficiente para vencer as perdas por atrito nos mancais e sistema de selagem, além de prover a energia necessária à compressão. Existem, ainda, perdas associadas à rotação dos impelidores em um meio viscoso. Para relacionar essas perdas define-se a eficiência mecânica como sendo:

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

$N$  = potência realmente empregada na compressão

$N_e$  = potência necessária no eixo (brake horsepower)

SCHEEL estimou as perdas por atrito como:

$$N_{at} = N^{0,4}$$

$$N_e = N + N^{0,4} \quad (3.1)$$

- Influência das condições de serviço - Variação do gás e suas propriedades:

A curva mais universal da performance do compressor centrífugo é o gráfico vazão versus energia per unidade-de massa e versus rendimento, conforme ilustrado na fig. 3.3.

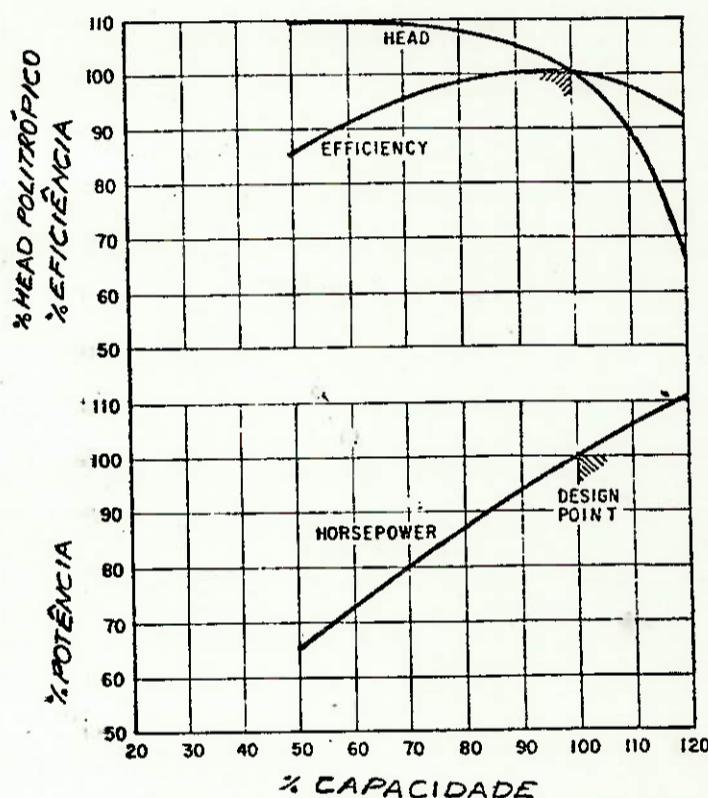


FIG.3.3- Curva típica de um compressor centrífugo para velocidade constante.

Uma vez fixadas a rotação e a vazão em volume, a eficiência politrópica e a energia por unidade de massa fornecidas por estágio, para um compressor centrífugo, são constantes qualquer que seja o gás e as condições de entrada. Para demonstrar o que foi dito consideremos a equação seguinte:

$$Q_1 = G v_1 = \frac{G}{\rho_1} = \frac{G Z_1 \bar{R} T_1}{P_1}$$

onde: -  $Z$  é o fator de compressibilidade do gás;

$\rho$  é a massa específica do gás;

$\bar{R}$  é a constante universal dos gases perfeitos.

Observamos que as condições de projeto do gás na entrada podem ser mudadas sem alterarmos a vazão volumétrica, e, portanto, a eficiência e a energia por unidade de massa fornecida pelo compressor. Agora, podemos tirar algumas conclusões observando essas relações.

A equação que nos fornece a energia cedida ao fluido por unidade de massa em uma compressão politrópica é:

$$H_p = R T_1 \frac{m}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

-Variação do peso molecular:

Como  $R = \frac{\bar{R}}{M}$ , a variação de  $M$  significa um aumento ou diminuição de  $R$ .

Se considerarmos a diminuição de  $R$ , como  $H_p$  é fixa, obteremos um aumento da relação de compressão e, como consequência, da temperatura de saída.

Sendo a massa específica, função da pressão e temperatura, esta também variará, conforme a lei dos gases perfeitos:

$$\rho = \frac{M P}{R T}$$

E como

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

A potência de compressão também será proporcional ao peso molecular.

### Influência do fator de compressibilidade:

Na equação que fornece a energia específica, para obtenção de valores mais exatos, podemos empregar um fator decompressibilidade médio;

$$H_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{m}{n-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

A vazão em massa fica:

$$G = \frac{M \cdot P}{Z \cdot R \cdot T} \cdot Q \quad (3.3)$$

### - Influência da umidade:

A presença de vapores condensáveis ocasiona variações na densidade do gás que, conforme vimos, influencia a relação de compressão e a potência requerida.

No caso de compressores de alta pressão, com resfriadores entre os estágios, o condensado deve ser removido para não causar danos ao compressor. As consequências indesejáveis são a corrosão, a queda de rendimento e de relação de compressão.

### - Limites de estabilidade:

Há limites de estabilidade no campo de funcionamento dos compressores. O limite inferior deve-se ao fenômeno do bombeamento, que ocorre normalmente com 50% da capacidade do projeto, em volume, medida na entrada. Para explicação desse fenômeno vamos considerar um compressor de único estágio, tendo uma válvula de controle à saída. Estrangulando a válvula, a resistência do sistema e a energia necessária para vencer essa resistência aumentam. À medida que se estrangula a válvula, com o aumento da perda de carga, diminui a vazão através do compressor.

Isso acontece até atingir-se o ponto de máximo "head". Para valores de vazão menor que este, o limite de bombeamento, o salto entálpico fornecido pelo compressor começa a diminuir, tornando a pressão de descarga menor que a contrapressão do sistema, causando uma inversão de fluxo através do T.C. Há um consequente alívio da pressão do sistema, possibilitando à unidade tornar a trabalhar.

acima do limite de funcionamento. Se as condições do sistema não se alterarem haverá uma repetição do fenômeno, sendo essa ação cíclica e que se chama propriamente de "surge" ou bombeamento. Determina-se, assim, uma vazão mínima para cada compressor.

As consequências da operação com o bombeamento são danos: vibrações, que causam empenamento do rotor, destruição da selagem, tubulações, impelidor e, também, superaquecimento do gás.

O limite superior de funcionamento do T C ocorre para número de Mach do gás igual a 1, e que geralmente acontece na entrada do impelidor do primeiro estágio. Há formação de ondas de choque e o efeito de blocagem, com uma rápida queda da relação de compressão para aumentos desprezíveis de vazão, consequência das perdas decorrentes dos choques. Esse fenômeno é conhecido como "stonewall".

Curva característica para velocidade variável:

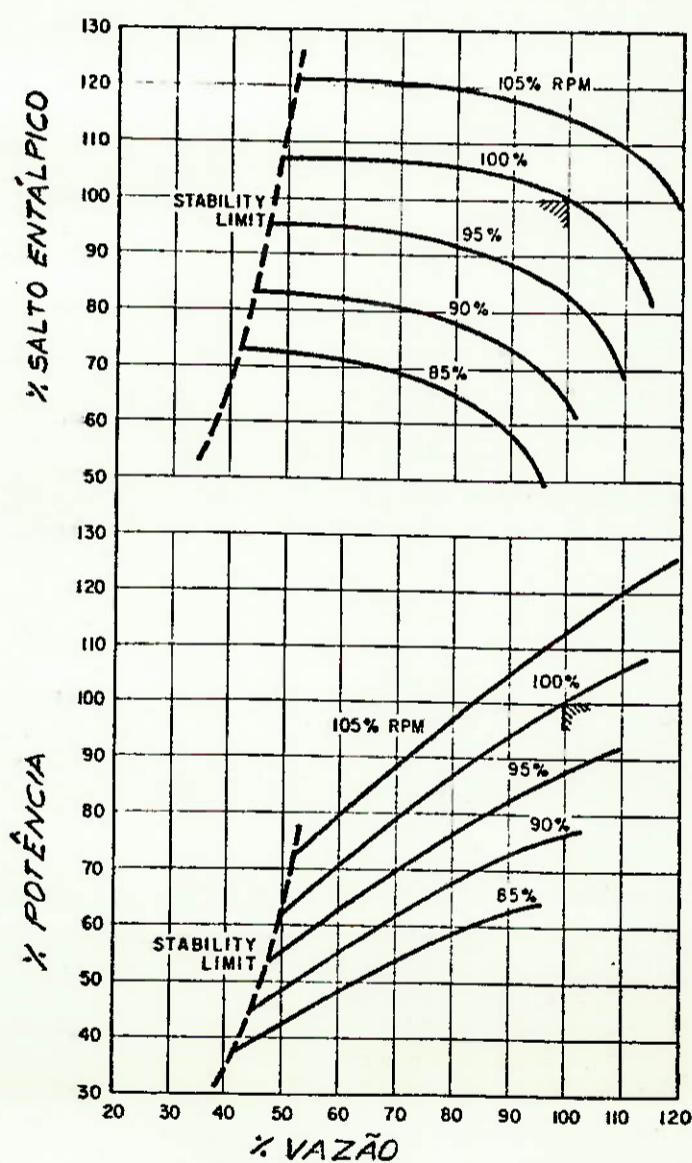


FIG.3.4- Curvas típicas de performance do compressor centrífugo para velocidade variável.

Como observamos na fig. 3.4, com velocidade variável, o compressor pode fornecer diferentes relações de compressão para uma mesma capacidade, ou mantida a capacidade, variar a relação de compressão, ou, ainda, uma variação simultânea das duas grandezas.

A performance do compressor centrífugo, para velocidades diferentes da condição de projeto, segue a Lei da Semelhança: a capacidade varia diretamente com a velocidade, o salto entalpíco por unidade de massa com o quadrado da velocidade e a potência requerida com o cubo da velocidade. À medida que a rotação do compressor afasta-se do ponto de projeto aumenta o erro dos valores achados através dessas relações.

Pela variação da velocidade o compressor centrífugo alcança todas as condições de carga e pressão requeridas pelo processo, dentro dos limites operacionais do equipamento e do sistema.

#### Controle do compressor: -

Na maioria dos casos da aplicação de turbocompressores é necessária alguma forma de regulagem, de maneira a manter a vazão e a pressão dentro dos limites requeridos pelo sistema. Essa regulagem pode ser obtida pela variação da velocidade, no caso de compressores acionados por turbina. Para acionamento com velocidade constante pode ser utilizada acoplamento hidráulico, instalada na entrada ou na saída do compressor uma válvula de estrangulamento, ser alterado o ângulo das pás fixas de pré-rotação, citando-se os sistemas de regulagem mais comuns.

Temos, ainda, em vários casos, a necessidade de sistema de controle para evitar o fenômeno do bombeamento.

Um estudo mais detalhado sobre o controle será feito mais adiante.

CAPITULO IVCRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE COMPRESSORES

Para a especificação de compressores centrífugos é importante conhecer-se as propriedades do gás a comprimir, a relação de compressão e a quantidade de gás a ser comprimida, pois a performance, o projeto mecânico, materiais empregados, tipo de selagem e de controle dependem destes dados. Temos, ainda, que determinar o tipo de acionamento e características principais.

É importante termos em mente que a partir destes valores iniciais serão escolhidos o ponto ótimo do projeto, o ponto máximo de funcionamento, o rendimento para atender às condições de serviço, flexibilidade de operação para atender futuras condições de acréscimo ou redução de carga.

FLUIDO A SER COMPRIMIDO:

De acordo com o exposto acima, após cuidadoso estudo, devem ser estabelecidas a pressão de entrada do gás, temperatura de entrada, capacidade na entrada, peso molecular, razão dos calores específicos e razão de compressão.

Também, sempre que possível, deve-se evitar que o gás conte hua líquidos, componentes abrasivos e partículas que possam se depositar ou polimerizar nos componentes internos do compressor. Recomenda-se, portanto, uma limpeza do gás antes de chegar ao equipamento. No caso de não ser possível a eliminação completa desses componentes alguns cuidados de projeto devem ser tomados.

Se houver presença de pós abrasivos, deve-se escolher metais de boa dureza e resistência mecânica para os impelidores. Pode-se pensar mesmo na realização de tratamentos superficiais na peça. Para o caso de ar comprimido, com sucção da atmosfera, deve-se instalar filtros apropriados, cuidadosamente escolhidos, se o ar disponível for muito sujo. Há casos de instalações sofisticadas, como uma indústria de Cubatão, que dispõe de uma sala especial permanentemente limpa, no centro da qual o ar é filtrado e enviado ao compressor.

Os depósitos podem causar desbalanceamento do rotor e restrição ao fluxo de gás. A utilização de rotores de pás radiais é recomendável sob esse aspecto, pois, a própria força centrífuga, de mesma direção e sentido que o fluxo, realiza a remoção das partículas. Já as pás inclinadas para trás não são tão recomendadas nessas condições, pois, a força centrífuga joga as partículas contra o lado interno das palhetas. Em alguns casos os depósitos nas pás e passagem pela carcaça são removidos com água tratada ou solvente. Esse processo requer muito cuidado e uma inspeção interna frequente da unidade.

Conforme a natureza dos contaminantes do ar, as condições de umidade e temperatura, favoráveis à corrosão, os rotores e partes rotativas em geral, requerem materiais como aço inox, bronze ou monel. Os componentes estacionários são sujeitos a menores esforços, podendo suportar maior grau de corrosão, e geralmente são feitos de aço carbono ou ferro fundido. No entanto, deve-se tomar cuidado com componentes corrosivos à temperaturas abaixo do ponto de orvalho. Deve-se tomar cuidado com a detecção de certos componentes nocivos ao cobre, alumínio e chumbo. Uma característica desse tipo de corrosão é a oxidação esverdeada dos depósitos.

A presença de líquidos num fluxo de gás já saturado vai aumentar consideravelmente a potência de acionamento requerida, podendooccasionar danos sérios aos componentes rotativos e mancais, e pitting e erosão nos rotores devido ao choque constante das gotas de líquido. Com a evaporação da umidade há grande probabilidade dos resíduos se depositarem. Não havendo separadores de umidade deve-se instalar purgadores na entrada do compressor e entre os estágios.

#### TAXA DE COMPRESSÃO E VOLUME COMPRIMIDO.

O compressor centrífugo deve descarregar o gás a uma pressão no mínimo igual à máxima pressão do sistema. Devemos lembrar que se a contrapressão for maior que a pressão de descarga do compressor, não havendo válvula de retenção, o gás do sistema retornará pelo compressor. Alguns comentários serão úteis na análise dos desvios da condição de projeto:

- sómente um ponto de operação da curva do compressor é garantida.
- os outros pontos são apenas esperados, mas, não garantidos.
- a forma da curva característica e o ponto de bombeamento também são esperados, mas, não garantidos.

Mas, embora os fabricantes não garantam todos os pontos de operação, pode-se assumir que a unidade irá atingir todas as condições necessárias, sem grande erro.

A curva pressão em função da vazão do sistema, é normalmente a mais difícil de ser determinada com precisão, e dentre os problemas encontrados com os T C muitos dizem respeito a pressões inadequadas, para algum ponto da curva do sistema. O problema pode ser simplificado se houver um controle da saída com pressão constante. Ainda assim é desejável que o compressor seja escolhido com uma margem de segurança na relação de compressão, prevente-se possíveis erros na avaliação das características do sistema e pensando-se na condição mais desfavorável.

Tomemos como exemplo, para caracterização do problema da variação das condições de vazão e pressão requeridas, as curvas a baixo.

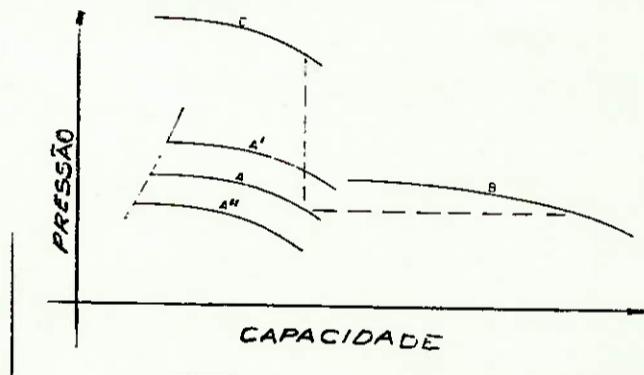


FIG. 4.1. Curvas características para três compressores de diferentes dimensões básicas. -

Na fig. 4.1 a curva A representa um determinado tamanho de compressor. Se desejarmos aumentar a capacidade para uma mesma pressão de saída, a curva B atenderá as condições desejadas e se quisermos aumentar a relação de compressão para uma mesma capacidade temos o compressor C. A curva B é característica com o mesmo número de estágios que A, com rotores maiores e mais largos e menor velocidade de rotação. A curva C corresponde uma unidade com as mesmas dimensões características e velocidade de A e o dobro do número de estágios. Se pudermos aumentar a velocidade de A obteremos a curva A', para a mesma unidade e A'' re-

presenta um decréscimo de velocidade. Notamos que nessas condições ocorrem variações de pressão e velocidade, porém, numa faixa estreita.

O que se costuma fazer é projetar o compressor com menor número de estágios e próximo da velocidade máxima. Resta, assim, o recurso de variar a velocidade para um melhor ajuste da curva - característica às necessidades do sistema. Com esse procedimento aumenta-se a eficiência e reduz-se o custo da unidade.

O método de variação da rotação é mostrado comparativamente na fig. 4.2 com a utilização de palhetas guias. Nesse método, varia-se o ângulo das palhetas, na entrada do compressor, ocasionando uma pré-rotação e queda de pressão, conforme as curvas D, E, F. Em alguns casos coloca-se uma turbina de reação à saída do primeiro estágio, de palhetas com ângulo regulável que, à custa de queda de pressão, fornecem energia adicional ao eixo.

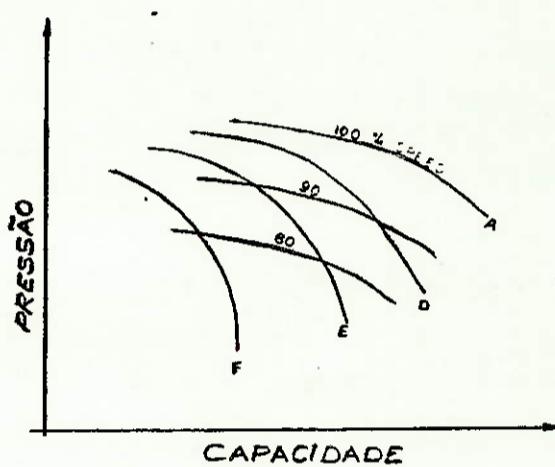


Fig. 4.2 -Curvas de performance de T C - com o uso de palhetas guias superpostas a curvas de velocidades variáveis.

Finalizando este capítulo, concluimos que um bom conhecimento do gás do processo e dos contaminantes presentes, suas quantidades e pressões requeridas pelo sistema irão ajudar substancialmente na seleção de um equipamento com a performance adequada, economia e flexibilidade. O capítulo II fornece um bom roteiro para determinação do tamanho do compressor, número de estágios, potência requerida, velocidades e condições de saída do gás.

**- CAPÍTULO V -**

## OPERAÇÃO DE COMPRESSORES EM CIRCUITO REAL

Inicialmente abordaremos alguns métodos para o controle operacional do compressor. Essa tarefa será grandemente facilitada pelas observações feitas nos capítulos anteriores.

CONTROLE DE DEMANDA TIPO PRESSÃO CONSTANTE: -

## 1 - Pela variação de rotação:

A fig. 5.1 mostra um sistema de controle de pressão de descarga constante, para turbocompressor acionado por turbina. O regulador atua sobre o servomotor que é ligado ao governador da turbinna ou à válvula de entrada de vapor, variando a rotação e mantendo constante a pressão fornecida ao sistema.

A performance do compressor segue à Lei de Semelhança. Exemplificando, se tivermos uma velocidade  $n_{proj.}$  para uma pressão de 100% e no limite de bombeamento, nessa rotação, a pressão fará ordem de 110%, a velocidade de rotação para mantermos a pressão de projeto será

$$n = n_{\text{proj.}} \quad \frac{100}{110}$$

$$m = 0,95 \text{ m}_{\text{proj.}}$$

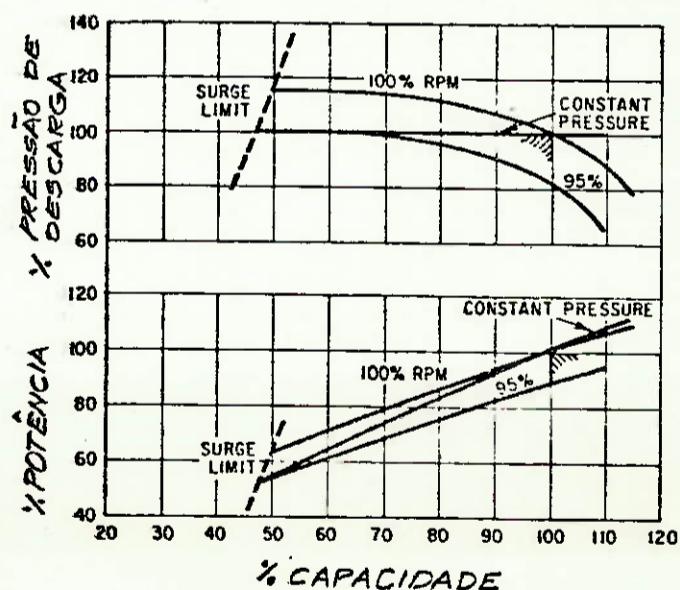


FIG. 5.1 - Sistema de controle da pressão de descarga para compressor acionado por turbina.

## 2 - Por estrangulamento na sucção:

Este sistema utiliza, também, um certo motor e é usado para compressores com velocidade de acionamento constante. O servo mecanismo atua sobre uma válvula tipo borboleta instalada na sucção que, acionada para vazões menores que de projeto, provoca uma perda de carga adicional, compensando a maior relação de compressão.

O estrangulamento poderia ser feito na descarga. Contudo, ao fazê-lo na sucção, a vazão em volume na entrada do compressor fica maior, para uma mesma vazão em massa.

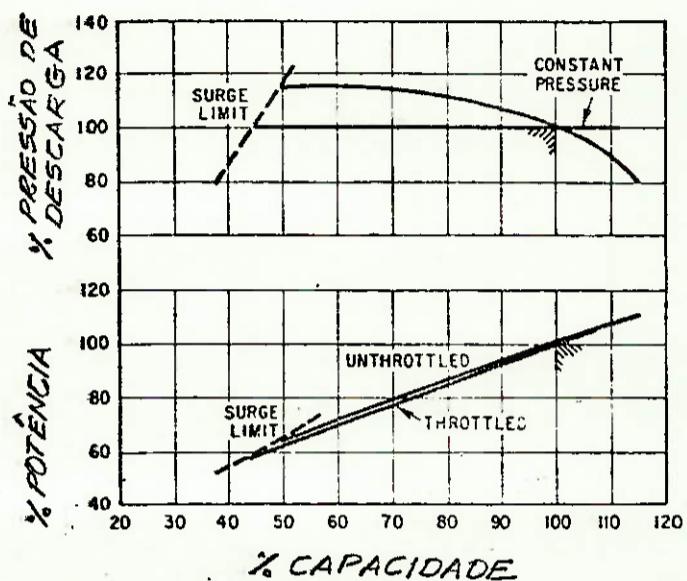


FIG. 5.2 - Controle para pressão de descarga constante com estrangulamento na sucção.

## 3 - Pela variação do ângulo das palhetas guias:

O sistema de servo-mecanismo poderia, também, ser usado para variar o ângulo das palhetas guias na entrada de rotor, método já discutido no capítulo IV. Apresentamos o gráfico figura 5.3, que compara o desempenho para os três sistemas de controle descritos.

Observando o gráfico, notamos que o sistema mais vantajoso é o controle por variação da velocidade. Por outro lado, o controle por estrangulamento é o que demanda mais energia. Geralmente, quanto maiores a relação de compressão e o número de estágios, mais pronunciada é a diferença entre o controle por velocidade e os outros métodos.

Para o caso de termos dois ou mais compressores iguais, ope-

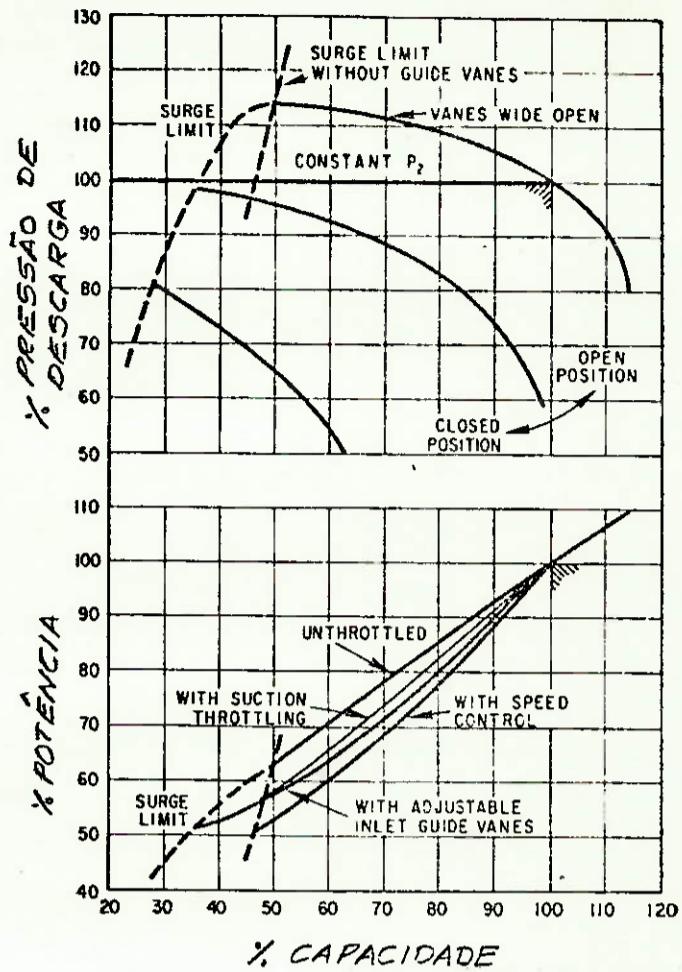


FIG. 5.2 - Curvas comparativas dos sistemas de regulação com pressão constante.

rande em paralelo, os mesmos sistemas podem ser usados. É possível, inclusive, termos um único regulador de pressão enviando sinal para os servomotores acionarem os governadores de velocidade, seu acionamento por turbina, e a válvula de estrangulamento ou as palhetas guias, para acionamento por motor elétrico. Em qualquer caso recomenda-se a instalação de válvulas de retenção para proteção contra desbalanceamentos do sistema.

Se os compressores tiverem características diferentes o sistema deve ter controladores de pressão para cada unidade de compressão.

#### CONTROLE DE DEMANDA TIPO VAZÃO CONSTANTE (EM MASSA)

Podemos usar os mesmos sistemas utilizados para controlar a pressão de descarga. A figura 5.4 mostra a instalação e a curva característica para o controle por variação da velocidade da turbina de acionamento. Nesse sistema a temperatura e a pressão de -

entrada variam com a demanda. O sistema de controle por variação de velocidade é o mais eficiente, pois, não introduz perdas de energia adicionais para o fluido. E, para os sistemas comuns, a curva característica do sistema é bem próxima da curva de máxima eficiência do compressor.

Note-se que ao colocar-se compressores em série o sistema de controle permanece o mesmo, com um único controle para os dois ou mais compressores, no caso da turbina de acionamento ser a mesma. Uma alternativa é ter-se o compressor de baixa com velocidade constante, fazendo-se a regulagem no compressor de alta pressão, com velocidade variável.

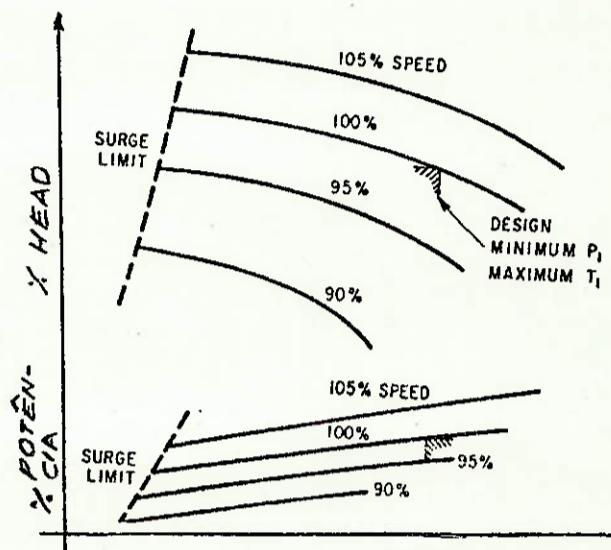


FIG. 5.4 - Sistema de controle para fluxo em massa constante para compressores acionados por turbina.

#### OPERAÇÃO ABAIXO DO LIMITE DE BOMBEAMENTO:

Em certos casos, é desejável operação do compressor abaixo do limite de bombeamento. Além disso, na partida do compressor, é comum a ocorrência de surge, chegando a destruir o sistema de selagem, se a operação ocorrer com frequência.

Para operar abaixo do limite de surge é instalado um ramal de recirculação para o excesso de vazão. Dessa maneira a vazão do compressor deverá ser maior que a de bombeamento. No caso de esta comprimir ar o excesso pode ser descarregado para a atmosfera.

A figura 5.6 mostra um sistema de controle automático de bom-

beamento, para gás. Note-se o trocador de calor que leva o gás, já comprimido, às condições de entrada do compressor. Isso garante a resposta esperada do compressor, que não ocorreria se tivessemos uma temperatura de entrada maior que a de projeto.

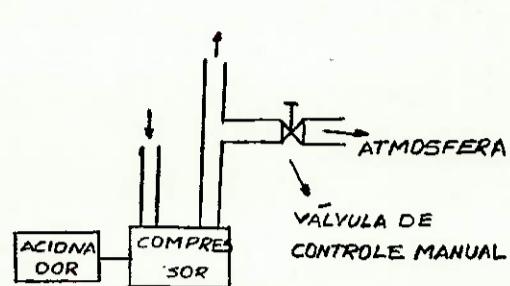


FIG.5.5 -Sistema manual de controle de bombeamento.

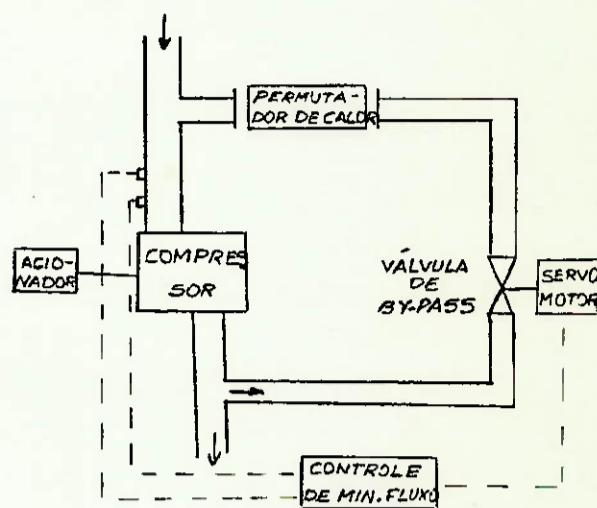
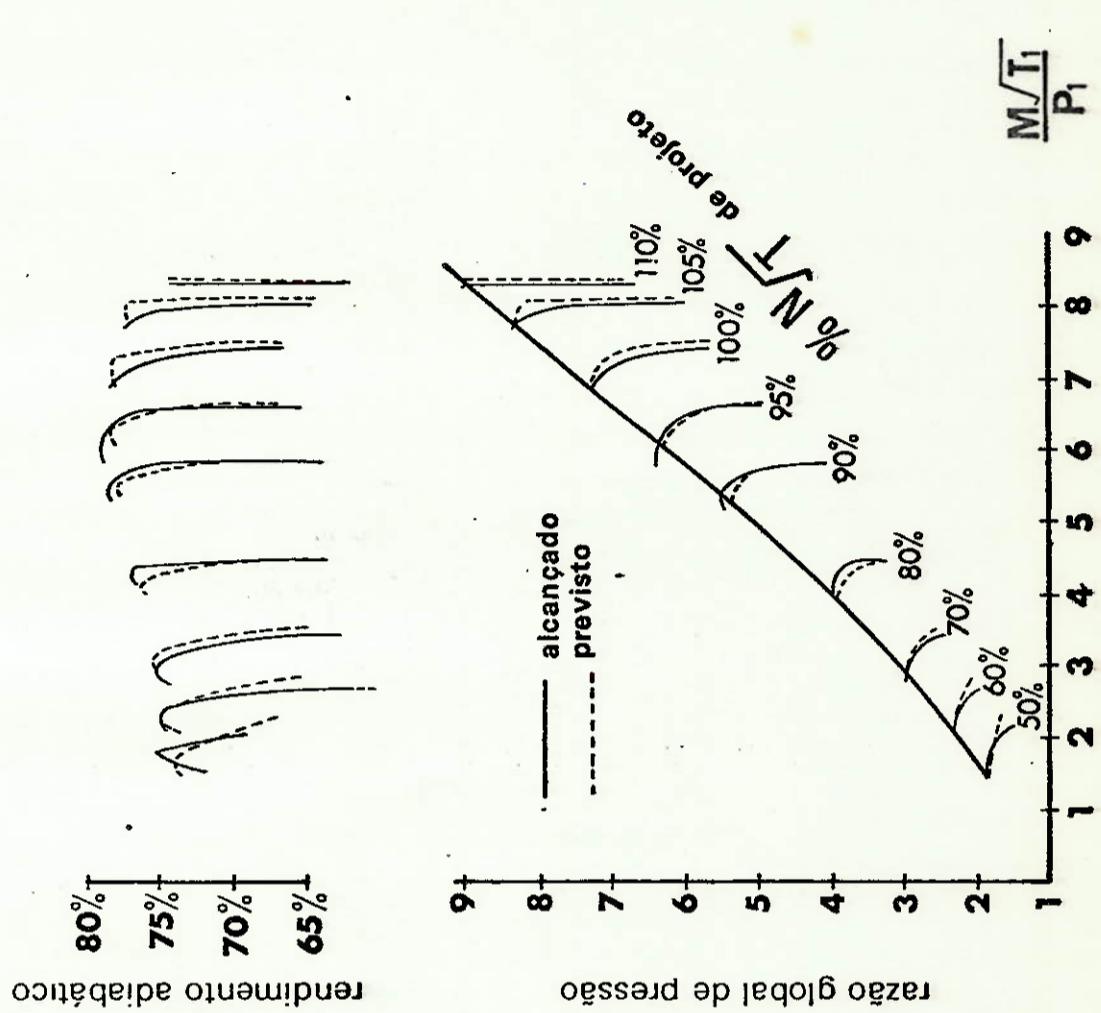
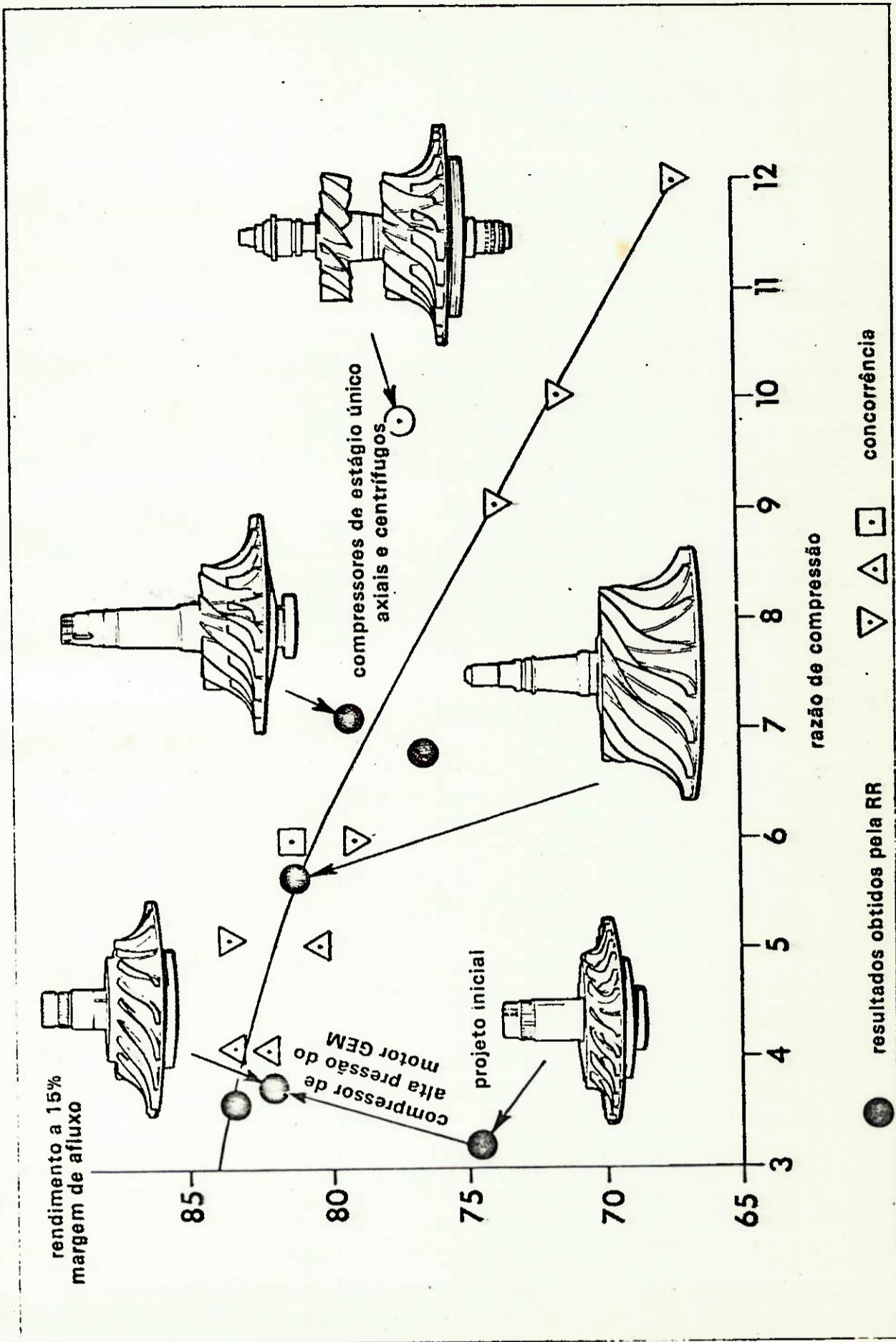
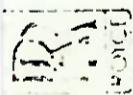


FIG. 5.6- Sistema automático de controle anti-bombeamento com by-pass de recirculação.



## A Gama de Compressores Centrífugos



BIBLIOGRAFIA

FERGUSON, T. B. - The Centrifugal Compressor Stage

BUTTERWORTHS, London - 1963

MATAIX, CLAUDIO - Turbomasinas Termicas

ED DOSSAT, Madrid - 1973

TSRDÁ, J. M. - Ventiladores e Turbocompressores

MARCOMBO - Barcelona 1966

SHAPIRO - INTRODUÇÃO à Dinâmica dos Gases

VAN WYLEN & SONTAG - Fundamentos da Termodinâmica Clássica

EDGARD BLUCHER :- São Paulo 1976

VÁRIOS AUTORES - Compressor Handbook

GULF PUBLISHING COMPANY - Houston 1969