

3– COMPRESSORES, VENTILADORES E SOPRADORES

3.1 CONTEUDO PROGRAMÁTICO:

1. VISÃO GERAL E CONCEITOS ELEMENTARES
2. TIPOS DE COMPRESSORES, SUAS APLICAÇÕES E SELEÇÃO
3. TIPOS DE COMPRESSORES E SEUS PRINCÍPIOS.
4. TIPOS DE COMPRESSORES E OS ACIONADORES
5. VANTAGENS CARACTERÍSTICAS DOS COMPRESSORES
6. FORMAS TERMODINÂMICAS DE COMPRESSÃO
7. CÁLCULO DO HEAD E POTÊNCIA DOS COMPRESSORES.
8. ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA PELA COMPRESSÃO
9. NÚMERO DE ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO
10. COMP. CENTRÍFUGOS: ROTAÇÃO, CONTROLE E CURVAS
11. COEFICIENTE DE HEAD E COEFICIENTE DE FLUXO
12. COMPRESSOR CENTRÍFUGO E MUDANÇA DE GÁS
13. VENTILADORES E SOPRADORES: APLICAÇÕES E TIPOS
14. VENTILADORES COM AR: CORREÇÃO DE TEMP. E ALTITUDE.
15. EQUIPAMENTOS CHAMADOS BOMBAS DE VÁCUO

Salvador, 14 de março de 2005.

3.2 VISÃO GERAL E CONCEITOS ELEMENTARES

O objetivo da operação é comprimir/transportar o gás através de um sistema, geralmente formado por tubulações, instrumentos e vasos de processo.

São decorrentes dessa operação a redução de volume específico e o aumento da temperatura.

Os fatores de processo que influenciam a compressão de gases são:

- a) Pressão de sucção
- b) Pressão de descarga
- c) Temperatura de sucção
- d) Composição química do gás (massa molecular, razão de calores específico a pressão constante e a volume constante).

A classificação usual e reapresentada na revista Chemical Engineering de Outubro de 2006 é a seguinte:

VENTILADORES (FANS) – Elevação de pressão de até 3% ou 2 psig (12 polegadas de água).

SOPRADORES (BLOWERS) – Elevação de pressão de 40 psig

COMPRESSORES (COMPRESSORS) – Pressões de descarga acima que 40 psig.

Há, contudo, “overlap” nas faixas entre compressores e sopradores.

Outra forma de considerar é:

VENTILADORES – Além de elevar a pressão até 2 psig, elevar em 7% o peso específico do gás.

SOPRADORES – Elevam a pressão entre 2 psig e 35 psig.

COMPRESSORES – Elevam a pressão acima de 35 psig.

BOMBAS DE VÁCUO – Usados para evacuar e manter pressão menor que a atmosférica num vaso ou outro ambiente.

3.2.1 VISÃO GERAL

Tipos:

- a) Volumétricos
 - Alternativos
 - Rotativos - de lóbulos
 - de palhetas
 - de parafuso

- b) dinâmicos ou
 - centrífugos
 - turbo - compressores
 - axiais

- c) Ejetores - sem peças móveis

Princípio:

Volumétricos - aumento de pressão causado por redução de volume

Dinâmicos - aumento de pressão é causado por aceleração do fluido.

- Compressão em estágios
 - Vantagens
 - redução do trabalho de compressão
 - redução da temperatura final
 - aumento do rendimento volumétrico
 - possibilidade de extração de condensado
 - usos indicados
 - razão de compressão maior que 4
 - razão de compressão igual entre estágios

- usos não indicados
- pequenas capacidades
- operação intermitente.

Influência do fluido - quanto maior a massa molecular de gás, maior o peso específico.

Influência da altitude - comparação entre dois sopradores de ar de FCC em duas unidades da mesma capacidade.

	<u>RM - Belo Horizonte</u>	<u>RM - Porto Alegre</u>
Altitude	850m	Nível do mar
Vazão massa	2.360 lb/min	2.360 lb/min
Vazão vol.	63.000 m ³ /h	57.000m ³ /h
Pressão suc.	12,94 psia	14,36 psia
RPM	4.080	4.000
Pressão desc	44 psia	44 psia

Em compressores de refrigeração usa-se como capacidade a tonelada de refrigeração ou 200 Btu/min quando a temperatura de evaporação é 5°F e temperatura de condensação é 80°F. Ou usa-se 1 frigoria por hora, significa 1 kcal/h com evaporação a -10°C e condensação a 25°C.

Controle de capacidade

- parada e partida do acionador - para motores menores que 10CV
- descarga para a atmosfera
- recirculação
- variação da RPM - motores de combustão interna

- turbinas a vapor ou a gás
- conversores de frequência para motores elétricos
- estrangulamento na sucção - (usado em turbo compressores)
 - alívio nas válvulas
 - sistemas combinados

12. Turbo compressores

- curva
- "surge"
- "stall"

3.3 TIPOS DE COMPRESSORES, SUAS APLICAÇÕES E SELEÇÃO

► FAIXAS MAIS USADAS PARA SELEÇÃO DOS COMPRESSORES:

CENTRÍFUGOS: ENTRE 2.000 E 200.000 FT³/MIN (CFM)

PRESSÃO ATÉ 5.000 PSIG

ALTERNATIVOS: ATÉ 16.000 CFM

PRESSÃO ATÉ 50.000 PSIG

ROTATIVOS DE DESLOCAMENTO POSITIVO: ATÉ 32.000 CFM

PRESSÃO ATÉ 400 PSIG

BLOWERS CENTRÍFUGOS: ENTRE 800 E 200.000 CFM

Contudo o gráfico apresentado por Carl Branan, relacionando a pressão de descarga (em psia) com a vazão na sucção, referida às condições de

sucção (acfm), oferece faixas práticas de aplicações de compressores ALTERNATIVOS, CENTRÍFUGOS E AXIAIS.

Também os gráficos, apresentados no “Guide to Trouble-free Compressors” página 119 do fascículo “Guide to Compressors” da revista Chemical Engineering por Richard Greene, são indicados para seleção e aplicação de compressores CENTRÍFUGOS, AXIAIS, de PARAFUSO e ALTERNATIVOS.

3.3.1 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS E DE FLUXO AXIAL:

É UM TIPO DE COMPRESSOR DINÂMICO EM QUE O FLUXO É PARALELO AO EIXO DO COMPRESSOR E NÃO MUDA DE DIREÇÃO COMO NOS COMPRESSORES CENTRÍFUGOS DE FLUXO RADIAL.

USA-SE COMO JÁ VIMOS OS COMPRESSORES AXIAIS PARA FLUXOS MAIORES QUE OS DOS COMPRESSORES CENTRÍFUGOS.

3.3.2 COMPRESSORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO

AO CONTRÁRIO DOS COMPRESSORES CENTRÍFUGOS, SÃO BASICAMENTE DE CAPACIDADE CONSTANTE, MESMO TENDO QUE OPERAR A DIFERENTES PRESSÕES DE DESCARGA.

3.3.2.1 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

SÃO USADOS QUANDO A CAPACIDADE REQUERIDA NÃO É MAIOR QUE A VAZÃO DE 3000 ICFM.

PARA CAPACIDADES MAIORES, EM UNIDADES DE PROCESSO OS COMPRESSORES CENTRÍFUGOS SÃO PREFERIDOS.

USA-SE PARA: ALTAS PRESSÕES E RELATIVAMENTE BAIXOS FLUXOS EM VOLUME.

ATÉ 100 HP PODEM TER CILINDROS DE SIMPLES AÇÃO E RESFRIADOS A AR.

GRANDES COMPRESSORES DE AR OU DE GÁS REQUEREM DOIS OU MAIS CILINDROS.

3.3.2.2 COMPRESSORES ROTATIVOS

SEJAM COMPRESSORES SOPRADORES OU BOMBAS DE VÁCUO, SÃO TODOS MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO, NAS QUAIS UM ELEMENTO ROTATIVO DESLOCA UM VOLUME FIXO, DURANTE CADA ROTAÇÃO.

TIPOS BÁSICOS:

A) O MAIS ANTIGO É O DE LÓBULOS E TAMBÉM É O MAIS AMPLAMENTE CONHECIDO.

CAPACIDADE VAI DE 50 ICFM A 25.000 ICFM.

SÃO USADOS EM PRIMEIRO LUGAR COMO SOPRADORES (BAIXA PRESSÃO) COMPRIMINDO AR OU GASES DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA PARA 5 Á 7 PSIG OU ATÉ MAIS DE 25 PSIG PARA TIPOS ESPECIAIS.

TEM AMPLA APLICAÇÃO COMO BOMBAS DE VÁCUO DE PRESSÃO ABAIXO DA ATMOSFÉRICA ATÉ PRESSÕES LIGEIRAMENTE ACIMA DA ATMOSFÉRICA.

B) O DE PARAFUSO: É MODERADAMENTE POPULAR (NORMA API 619).

NOS ÚLTIMOS ANOS TEM SIDO CAPAZES DE ALTAS PRESSÕES E GRANDES CAPACIDADES.

RANGE DE CAPACIDADE:

MODELOS COM ÓLEO-RESFRIADO DE 50 A 3500 ICFM

MODELOS SECOS DE 50 A 25.000 ICFM

ROTAÇÕES DE 10.000 A 12.000 RPM

RANGE DE PRESSÃO DE DESCARGA: 3 A 600 PSIG.

Normalmente a eficiência está em torno de 70%. (Chemical Engineering de outubro de 2006, página 44).

3.3.4 COMPRESSORES ROTATIVOS DE DESLOCAMENTO POSITIVO

SOPRADORES DE LÓBULOS (TIPO ROOTES)

COMPRESSOR DE PARAFUSO (NORMA API 619)

COMPRESSOR DE SELO LÍQUIDO

COMPRESSOR DE ÊMBOLO ROTATIVO

COMPRESSOR DE PALHETAS

► NORMALMENTE SUAS CAPACIDADES MÁXIMAS SÃO DE CERCA DE 25.000 CFM. ISTO SE APLICA AOS COMPRESSORES DE PARAFUSO E DE LÓBULOS, QUE SÃO OS TIPOS MAIS COMUNS DE COMPRESSORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO USADOS NAS UNIDADES DE PROCESSO.

3.3.5 SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS COMPRESSORES:

Para seleção e dimensionamento dos compressores, é necessário dispor de:

- a) Condições de operação desejadas ou necessárias (capacidade, pressões e temperaturas de sucção e descarga).

- b) Propriedades dos gases ou misturas gasosas que serão comprimidas.
- c) Ter análise típica e variações em concentrações molares desse fluido.
- d) Conhecer a Curva do Sistema onde vai ocorrer o transporte que será estabelecido pela compressão.

$$\text{RAZÃO } \kappa = C_p/C_v$$

– Pode ser usado à temperatura da sucção, mas para um cálculo melhor, usar a temperatura média durante o ciclo de compressão.

Para o Ar e Nitrogênio usa-se $\kappa = 1,4$

O valor de κ CRESCE COM AUMENTO DA PRESSÃO

κ DIMINUI COM AUMENTO DA TEMPERATURA

Usar um valor constante não introduz um erro maior do que considerar GÁS IDEAL.

FATOR DE COMPRESSIBILIDADE (Z)

Deve ser calculado do mesmo modo que o valor de (κ) nas condições de sucção e de descarga e tirar a média aritmética.

IMPORTANTE:

Muitas vezes só se dispõe do valor de C_p , então obtém-se o valor de (κ) pela seguinte expressão:

$$\kappa = (C_p)/(C_p - R)$$

C_p = expresso em (Btu)/(lbmol)(°F) e

R = expresso como $1,986 \text{ (Btu)/(lbmol)(}^\circ\text{R)}$

CAPACIDADE:

A capacidade pode ser expressa de diversas maneiras:

Em massa – lb/h ou lb/minuto

- kg/h ou kg/minuto

Em volume referido a determinadas condições:

CONDIÇÃO STANDARD: na indústria de processos químicos é quase sempre 60°F e $14,7 \text{ psia}$.

A capacidade volumétrica pode ser em (ft^3/min) ou standard (ft^3/min) , abreviado como SCFM. Ou em (ft^3/h) ou SCFH ou ainda em (milhões ft^3/d) abreviado como MMSCFD.

É comum usar o NORMAL METRO CÚBICO POR MINUTO OU POR HORA:
 Nm^3/min ou Nm^3/h

Essa condição chamada NORMAL é usada como 0°C e pressão de 1 atm.

IMPORTANTE:

No Brasil as transferências comerciais de gases são referidas a 20°C e pressão de 1 atm.

CONDIÇÃO DE ENTRADA NO COMPRESSOR, OU CONDIÇÕES DE SUÇÃO:

Usa-se o ICFM = Inlet ft^3/min ou ACFM = actual (real) ft^3/min

3.4 TIPOS DE COMPRESSORES E SEUS PRINCÍPIOS:

Os principais tipos como já citados são: Volumétricos, Dinâmicos e Estáticos.

COMPRESSORES VOLUMÉTRICOS:

O aumento da pressão é conseguido por redução de volume da câmara onde está o gás, pela ação de uma peça móvel, alternativa ou rotativa, realizando-se a compressão do gás.

Podem ser:

- a) Alternativos – simples ou duplo efeito
- b) Rotativos – de parafuso
de palhetas

São todos considerados COMPRESSORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO.

COMPRESSORES DINÂMICOS:

O aumento da pressão se dá pelo aumento da velocidade do fluido (gás ou vapor).

O gás penetra numa câmara onde um rotor em alta rotação comunica às partículas gasosas energia cinética. Através da descarga por um difusor, grande parte da energia cinética se converte em energia de pressão.

Podem ser:

- a) Axiais – quando o fluxo de gás se dá paralelamente ao eixo do rotor.
- b) Radiais ou Centrífugos – quando o fluxo de gás se dá pela tangente centrífuga. A eficiência politrópica típica para grandes compressores centrífugos está entre 76 e 78%.

COMPRESSORES ESTÁTICOS:

O aumento da pressão ocorre pela comunicação da quantidade de movimento de um fluido motor ao gás e elevando sua velocidade e energia cinética, transforma-a em seguida por meio de um difusor, em energia de pressão.

COMPRESSORES ROTATIVOS DE DESLOCAMENTO POSITIVO:

SOPRADORES DE LÓBULOS (TIPO ROOTES)

COMPRESSOR DE PARAFUSO (NORMA API 619)

COMPRESSOR DE SELO LÍQUIDO

COMPRESSOR DE ÊMBOLO ROTATIVO

COMPRESSOR DE PALHETAS

TODOS ESTES COMPRESSORES TÊM O MESMO COMPORTAMENTO (CURVA DE DESEMPENHO) QUE OS COMPRESSORES ALTERNATIVOS, OU SEJA:

- ▶ SÃO MÁQUINAS DE CAPACIDADE FIXA, OPERANDO COM A PRESSÃO QUE FOR NECESSÁRIA PARA VENCER A CONTRAPRESSÃO IMPOSTA PELO SISTEMA ONDE OPERA.
- ▶ DIFERENTEMENTE DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS SÃO ADAPTÁVEIS A ACIONADORES DE VELOCIDADE VARIÁVEL, INCLUSIVE TURBINA A VAPOR.

3.5 TIPOS DE COMPRESSORES E OS ACIONADORES:

Os acionadores são escolhidos de acordo com adequação energética do site, do processo e do tipo de compressor, que geralmente governam a velocidade (rotação) de operação.

Uma tabela, denominada “Speed Range for Compressors and Drives”, apresenta as mais usuais velocidades e acionadores indicados por tipo de compressor.

É apenas uma “trilha geral” que pode ser modificada, adaptada, etc. conforme as condições peculiares de cada caso.

3.5.1 EFICIÊNCIAS DAS TURBINAS A VAPOR

Para turbinas menores a eficiência pode variar muito dependendo da velocidade, potência e condições do vapor. Abaixo de 100 hp se usa quase que exclusivamente motores elétricos.

Num planejamento inicial, para um cálculo preliminar, pode se fazer uma estimativa grosseira para turbinas com potência abaixo de 500 hp e rotação de 3500 rpm:

POTÊNCIA EM hp	EFICIÊNCIA %
1 a 10	15
10 a 50	20
50 a 300	25
300 a 350	30
350 a 500	40

Para turbinas a vapor maiores, a eficiência adiabática pode ser considerada:

POTÊNCIA EM hp	EFICIÊNCIA %
500 a 1.000	50
1.000 a 1.500	55
1.500 a 2.000	60
2.000 a 3.000	65
3.000 a 5.000	70
> 5.000	75

3.6 VANTAGENS CARACTERÍSTICAS DOS COMPRESSORES

3.6.1 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS (NORMA API 617)

VANTAGENS:

- a) MESMO COM ALTAS VAZÕES, JÁ TRAZEM ECONOMIA UMA VEZ QUE PODE BASTAR SÓ UMA UNIDADE.
- b) OFERECE UMA VARIAÇÃO DE FLUXO RELATIVAMENTE AMPLA COM PEQUENA MUDANÇA DE “HEAD” (H).
- c) PERMITE LONGOS INTERVALOS ENTRE MANUTENÇÕES.
- d) OCUPAM MENOS ESPAÇO QUANDO COMPARADO COM OUTROS TIPOS.
- e) HAVENDO DISPONIBILIDADE DE VAPOR GERADO NO PROCESSO OU PARA O PROCESSO, PODE SER ACIONADO DIRETAMENTE POR TURBINA A VAPOR.
- f) OFERECE FLUXO CONTÍNUO SEM PULSAÇÃO OU VIBRAÇÕES.

COMO DESVANTAGENS TEMOS:

- a) SÃO SENSÍVEIS AO PESO MOLECULAR DO GÁS QUE ESTÁ SENDO COMPRIMIDO.
MUDANÇAS NO PESO MOLECULAR PODEM CAUSAR PRESSÕES DE DESCARGA MUITO ALTAS OU MUITO BAIXAS, UMA VEZ QUE O “HEAD” (H) É CONSTANTE, MAS A PRESSÃO E O PESO ESPECÍFICO DO GÁS VARIAM COM O PESO MOLECULAR.
- b) SÃO NECESSÁRIAS VELOCIDADES MUITO ALTAS PARA ATINGIR AS PRESSÕES.
COM A TENDÊNCIA DE REDUZIR TAMANHO E AUMENTAR CAPACIDADES, O CUIDADO DEVE SER MUITO MAIOR COM BALANCEAMENTO DE ROTORES E NA SELEÇÃO DE MATERIAIS MUITO ESPECIAIS PARA ALGUNS COMPONENTES.
- c) PEQUENOS AUMENTOS NA PERDA DE CARGA DO SISTEMA (CURVA DO SISTEMA) PODEM CAUSAR GRANDES REDUÇÕES DE CAPACIDADE DO COMPRESSOR.
- d) OS SISTEMAS DE LUBRIFICAÇÃO E SELAGEM NECESSÁRIOS SÃO MUITO COMPLEXOS.

3.6.2 COMPRESSORES DE FLUXO AXIAL E COMPARAÇÃO COM OS CENTRÍFUGOS

AXIAIS:

VAZÕES MAIORES ENTRE 20 MIL E 400 MIL (ICFM).

HEAD POR ESTÁGIO <50% DO CENTRÍFUGO, MAS PODEM SER FABRICADOS COM MUITOS ESTÁGIOS EM SÉRIE.

SUBIDA DE PRESSÃO DE 65 psig EM 12 ESTÁGIOS EM SÉRIE OU ATÉ 100 psig COM 15 ESTÁGIOS, NO CASO DE COMPRESSORES DE AR DE TURBINAS A GÁS. SÃO USADOS TAMBÉM EM TURBINAS A GÁS DOS AVIÕES.

SÃO USADOS EM UNIDADES DE PROCESSO PARA FLUXOS ACIMA DE 75 MIL OU 100 MIL ICFM.

TEM MAIOR EFICIÊNCIA QUE OS MULTIESTÁGIO CENTRÍFUGOS.

PREÇO MAIOR QUE OS CENTRÍFUGOS.

CURVA CARACTERÍSTICA MAIS “STEEP” (ABISMO) DEVIDO A CARACTERÍSTICA DO ROTOR E O MÍNIMO DE ESTÁGIOS.

“RANGE” DE ESTABILIDADE MUITO ESTREITO.

TEM-SE GERALMENTE MENOS INFORMAÇÃO PARA SELEÇÃO PRELIMINAR QUE OS CENTRÍFUGOS.

CENTRÍFUGOS:

HEAD POR ESTÁGIO MAIS DE 2 VEZES O HEAD DOS AXIAIS.

TEM MENOR EFICIÊNCIA QUE OS MULTIESTÁGIO AXIAIS.

PREÇO MENOR QUE OS AXIAIS.

CURVA CARACTERÍSTICA MENOS “STEEP” E MAIS ‘FLAT’.

3.6.3 COMPRESSORES ALTERNATIVOS (NORMA API-618)

- ▶ PODEM SER LUBRIFICADOS E NÃO LUBRIFICADOS.
- ▶ O CONTROLE “UNLOADING VALVES” PODE SER AUTOMÁTICO OU MANUAL. NORMALMENTE AS ETAPAS SÃO: 0-100%, 0-50-100%, 0-25-50-75-100%.

- ▶ AS TEMPERATURAS DE DESCARGA PARA MÁQUINAS NÃO LUBRIFICADAS DEVEM SER NO MÁXIMO 177°C.
- ▶ PARA COMPRESSORES LUBRIFICADOS A MÁXIMA TEMPERATURA DE DESCARGA DEVE SER 149°C. USANDO LUBRIFICANTES SINTÉTICOS PODE CHEGAR A 177°C.
- ▶ PARA COMPRESSORES DE O₂ NÃO LUBRIFICADOS A TEMPERATURA DE DESCARGA DEVE SER LIMITADA A 149°C.
- ▶ PARA COMPRESSORES DE CLORO NÃO LUBRIFICADOS A TEMPERATURA DE DESCARGA DEVE SER LIMITADA A 107°C, PARA PREVENIR “FOULING”.
- ▶ A VELOCIDADE MÉDIA DOS PISTÕES DEVE SER NO MÁXIMO:
 COMPRESSORES NÃO LUBRIFICADOS = 700 PÉS/MIN
 COMPRESSORES LUBRIFICADOS = 850 PÉS/MIN
- ▶ A ROTAÇÃO DO EIXO PARA GRANDES COMPRESSORES (“HEAVY-DUTY”) DEVE SER LIMITADA A 600 RPM E ATÉ MENORES PARA POTÊNCIAS ACIMA DE 400HP.

3.6.4 COMPRESSORES ROTATIVOS:

ALÉM DO DE LÓBULOS, USADO COMO BOMBA DE VÁCUO E COMO SOPRADOR A BAIXA PRESSÃO, O COMPRESSOR DE PARAFUSO TEM SE TORNADO CADA VEZ MAIS UMA OPÇÃO BOA PARA OS PROCESSOS QUÍMICOS.

OS COMPRESSORES DE PARAFUSO TEM UM RANGE DE PRESSÃO DE DESCARGA DE 3 A 600 psig.

OUTRAS VANTAGENS dos compressores de parafuso:

- ▶ O GÁS FICA LIVRE DE ÓLEO.
- ▶ NÃO APRESENTA FLUXO COM PULSAÇÃO.

- ▶ TEM MAIORES CAPACIDADES QUE OS COMPRESSORES ALTERNATIVOS.

OUTRAS CARACTERÍSTICAS A CONSIDERAR:

- ▶ COMO SÃO MÁQUINAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO, DEVEM TER VÁLVULA DE ALÍVIO ENTRE O COMPRESSOR E O PRIMEIRO BLOQUEIO.
- ▶ OS COMPRESSORES DE LÓBULOS (TIPO ROOTES) TEM BAIXO DIFERENCIAL DE PRESSÃO NORMALMENTE LIMITADO A 15 psig.
- ▶ PARA UM DADO COMPRESSOR:
 - VELOCIDADES BAIXAS CAUSAM MAIORES RECIRCULAÇÕES INTERNAS.
 - SE A VELOCIDADE FOR MUITO BAIXA PODE APARECER SOBRE-AQUECIMENTO, QUE PODE TRAZER PROBLEMAS AOS ROTORES.
 - O FABRICANTE DEVE ESTIPULAR QUAL A MÍNIMA VELOCIDADE DE OPERAÇÃO.
- ▶ SE A TEMPERATURA DE DESCARGA DOS COMPRESSORES DE PARAFUSO EXCEDER A 177°C DEVE SER ESPECIFICADO ROTORES RESFRIADOS A ÓLEO.
- ▶ A PRIMEIRA VELOCIDADE CRÍTICA DESSES COMPRESSORES SÃO NORMALMENTE ACIMA DA VELOCIDADE DE OPERAÇÃO.

ESTA VELOCIDADE CRÍTICA DEVE SER ESTABELECIDADA PARA O COMPRESSOR E O ACIONADOR, E DEVE SER PELO MENOS 20% ACIMA DA VELOCIDADE DE OPERAÇÃO E ACIMA DA VELOCIDADE DE “TRIP” SE O ACIONADOR FOR TURBINA.

3.7 FORMAS TERMODINÂMICAS DE COMPRESSÃO:

A compressão pode ser feita basicamente das seguintes formas:

ISOTÉRMICA

ADIABÁTICA

POLITRÓPICA

Na prática a compressão de gases ocorre de forma mais próxima da ADIABÁTICA do que da Isotérmica, sendo que há casos onde nem é possível considerar uma outra dessas formas citadas, mas da forma POLITRÓPICA.

A compressão em estágios com resfriamento intermediários é uma maneira prática de aproximar a compressão da forma mais eficiente que é a forma ISOTÉRMICA e que portanto demanda menor demanda de energia do ambiente para o gás que será comprimido.

Para que se tenha um entendimento completo é necessário assistir explanação presencial com o autor deste trabalho ou um estudo num dos bem conceituados livros de Termodinâmica.

A melhor sequencia para o referido estudo é:

- a) Compressão isotérmica do gás ideal.
- b) Compressão adiabática do gás ideal.
- c) Considerar um sistema fechado com gás ideal.
- d) Considerar um sistema aberto com gás ideal.
- e) Adaptar os resultados para gás não ideal.
- f) Compressão politrópica.

3.8 CÁLCULO DO “HEAD” E DA POTÊNCIA DOS COMPRESSORES:

Cálculo decorrente do estudo do item 3.7

3.9 ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA PELA COMPRESSÃO:

Cálculo decorrente do estudo do item 3.7

3.10 NÚMERO DE ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO:

O NÚMERO DE ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO É PRINCIPALMENTE FUNÇÃO DA ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA ATRAVÉS DE CADA UM DOS ESTÁGIOS. USUALMENTE ESTÁ LIMITADA A: 120°C (250°F), OU MENOS, QUANDO HÁ POSSIBILIDADE DE FORMAÇÃO DE POLÍMERO NO GÁS. (é comum 80°C nos processos petroquímicos).

POR OUTRO LADO SÓ POR PROBLEMAS MECÂNICOS PODE CHEGAR A 230°C

A RAZÃO DE COMPRESSÃO TOTAL É DETERMINADA PELA NECESSIDADE DA COMPRESSÃO DO GÁS, E A PARTIR DAÍ OBTEM-SE A PRIMEIRA APROXIMAÇÃO DO NÚMERO DE ESTÁGIOS.

A RAZÃO DE COMPRESSÃO PARA UM ESTÁGIO É ALTA, CERCA DE 3,0 A 3,5 USUALMENTE FICA ENTRE 2,5 E 4,0.

PARA 2 ESTÁGIOS: A RAZÃO DE COMPRESSÃO POR ESTÁGIO = $\sqrt{R_c}$

R_c: RAZÃO DE COMPRESSÃO TOTAL.

PARA 3 ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO: A RAZÃO DE COMPRESSÃO POR ESTÁGIO SERÁ = $\sqrt[3]{R_c}$

E ASSIM POR DIANTE, CONFORME DEMONSTRAÇÃO QUE PODE SER FEITA EM SALA.

3.11 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS: ROTAÇÃO CONTROLE DE CAPACIDADE E CURVAS:

O ponto de operação de um compressor centrífugo, muda quando ocorre mudança em qualquer um dos seguintes parâmetros do gás que está sendo comprimido:

- a) Massa molecular
- b) Razão $\kappa = C_p/C_v$
- c) Pressão de sucção
- d) Temperatura de sucção
- e) Pressão de descarga
- f) Temperatura de descarga

O ponto de operação muda porque o compressor desenvolve “head” e não pressão.

3.11.1 ROTAÇÃO E CONTROLE DE CAPACIDADE:

Compressores centrífugos e Sopradores seguem as chamadas “LEIS DOS VENTILADORES” OU “LEIS DA AFINIDADE” que dão a relação da VELOCIDADE (rotação) com o “HEAD” e a CAPACIDADE (vazão).

$$N_1/N_2 = Q_1/Q_2 = (H_1)^{1/2}/(H_2)^{1/2}$$

Sendo:

H = Head

Q = Vazão volumétrica

N = Rotação

Desse modo o meio mais efetivo para controlar a capacidade do compressor para as condições mais adequadas do processo é a MUDANÇA DE ROTAÇÃO, de acordo com a equação acima.

Esta é uma das principais vantagens de usar turbinas a vapor ou a gás como acionadores de compressores centrífugos, pois são muito práticos nas operações de velocidade variável.

Isto pode ser feito de forma automática ou manual, baseado em sinal de fluxo ou pressão de descarga do compressor.

Nos casos de acionamento com velocidade constante, por exemplo motores elétricos, o compressor pode ter a capacidade controlada por uma das três seguintes maneiras:

- a) “Inlet-guide vanes” (“dampers”) é a mais eficiente.
- b) Estrangulamento por válvula na linha de sucção
- c) Idem na linha de descarga (menos eficiente)

3.11.2 CONTROLE DE “SURGE”:

Todos os compressores dinâmicos têm um “range” limitado uso da sua capacidade, que dependem do tipo do rotor e velocidade (rotação).

ABAIXO de um valor mínimo – GERALMENTE ENTRE 50% E 70% DA CAPACIDADE o compressor entra em “Surge”.

“SURGE”: Quando a operação é instável abaixo de certo valor da capacidade há vibração excessiva e possivelmente súbito desastre se o sistema de proteção não parar a máquina.

O fenômeno ocorre com FORTE RUIDO CARACTERÍSTICO.

É, portanto essencial que todos os sistemas de compressores centrífugos sejam projetados para evitar possíveis operações em situação de “surge” e também capazes de atuar em casos extremos como dispositivos de proteção.

3.11.3 DISPOSITIVOS ANTI-SURGE

- a) No caso de compressores de ar, pode ser instalado válvula de “Blowoff”, que desvia para a atmosfera, parte da vazão do compressor quando a demanda é reduzida, servindo de controle de capacidade e de proteção quando valores muito baixos de vazão podem levar à condição de “surge”.
- b) Outra solução é usar válvula de controle de capacidade na sucção do compressor e válvula de “blowoff” na descarga, apenas para proteção contra “surge”.
- c) Quando o gás comprimido não pode ser lançado na atmosfera, o dispositivo mais comum é o reciclo para a sucção. Como o gás reciclado já sofreu compressão, o reciclo deve sair a jusante do “after cooler”. Essa recomendação pode ser dispensada, se o volume do suprimento de gás para a sucção é muito grande ou distante que é capaz de dissipar o calor da compressão.

3.12 COMPRESSOR CENTRÍFUGO OPERANDO COM MUDANÇA DE GÁS:

A AVALIAÇÃO DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO MULTIESTÁGIO EXISTENTE, EM OUTRAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, NECESSITA DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS FORNECIDAS PELO FABRICANTE PARA A APLICAÇÃO ORIGINAL, QUE SÃO:

CURVA HEAD – VAZÃO (OU EQUIVALENTE)

CURVA POTÊNCIA – VAZÃO (OU EQUIVALENTE)

PREFERENCIALMENTE CURVAS PARA VÁRIAS ROTAÇÕES.

ALÉM DISTO, É NECESSÁRIO CONHECER AS PROPRIEDADES DO GÁS USADO NO SERVIÇO ORIGINAL DO COMPRESSOR.

DE POSSE DESSAS INFORMAÇÕES DA APLICAÇÃO ORIGINAL, É VIÁVEL AVALIAR SE HÁ POSSIBILIDADE, DESTA MESMA MÁQUINA, POSSA SER USADA EM CONDIÇÕES DIFERENTES, COMO OUTRA MASSA MOLECULAR, E/OU OUTRA RAZÃO DE CALORES ESPECÍFICOS, E/OU OUTRA PRESSÃO DE SUCÇÃO E/OU OUTRA TEMPERATURA DE SUCÇÃO.

O PROCEDIMENTO É BASICAMENTE TRANSFORMAR AS CURVAS DADAS PARA UM GÁS (COMPOSIÇÃO) E SUA CONDIÇÃO DE SUCÇÃO, EM NOVAS CURVAS DE OPERAÇÃO PARA DIFERENTES CONDIÇÕES DO GÁS (COMPOSIÇÃO) ALÉM DE OUTRA(S) PRESSÃO E/OU TEMPERATURA DE SUCÇÃO.

A APLICABILIDADE DO COMPRESSOR PARA AS NOVAS CONDIÇÕES DEPENDERÁ DE COMO AS CURVAS TRANSFORMADAS SE ADEQUAM ÀS NOVAS FAIXAS DE OPERAÇÃO.

3.13.1 BASES PARA A TRANSFORMAÇÃO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS:

= CADA PONTO DA CURVA PARA A CONDIÇÃO ORIGINAL TEM UM PONTO CORRESPONDENTE NA CURVA TRANSFORMADA PARA A NOVA CONDIÇÃO.

= AMBOS OS PONTOS CORRESPONDENTES TEM O MESMO VALOR DO COEFICIENTE DE FLUXO NA ENTRADA DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO.

= AMBOS OS PONTOS CORRESPONDENTES TEM O MESMO VALOR PARA A RAZÃO DE VAZÕES VOLUMÉTRICAS ENTRE A ENTRADA DO PRIMEIRO ESTÁGIO E A SAÍDA DO ÚLTIMO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO.

= NA PRÁTICA O COEFICIENTE DE HEAD E AS EFICIÊNCIAS POR ESTÁGIO SÃO CONSTANTES EM AMBAS AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO.

COM RELAÇÃO ÀS POTÊNCIAS EM (hp), O MÉTODO USA A DENOMINAÇÃO GHP (GAS HORSEPOWER), OU COMO CHAMAMOS FHP. EM SEGUIDA ADICIONAR AS PERDAS MECÂNICAS TAMBÉM EM HP OU UM PERCENTUAL DO FHP. SÃO PERDAS PELOS MANCAIS, PELO SISTEMA DE SELAGEM, ETC.

EM SALA DE AULA PODERÁ SERÁ FEITO UM EXEMPLO PRÁTICO NO CASO DE PELO MENOS UM PONTO DA CURVA.

Para cada ponto das curvas os valores do Coeficiente de “HEAD” e do Coeficiente de vazão devem ser analogamente calculados.

3.13.2 ANALIZANDO OS RESULTADOS:

APÓS VERIFICAR QUE PELA AVALIAÇÃO DE SEMELHANÇA E TERMODINÂMICA A NOVA OPERAÇÃO É SATISFATÓRIA, DEVE-SE VERIFICAR OS ASPECTOS MECÂNICOS, COMO:

= NOVA VELOCIDADE VERSUS VELOCIDADES CRÍTICAS

= ESFORÇOS SOBRE MANCAIS E ACOPLAMENTOS

= PROJETO DO SISTEMA DE SELAGEM, ETC.

3.13.3 APLICABILIDADE DA AVALIAÇÃO:

= O USO DE COMPRESSORES PARA OUTROS SERVIÇOS SÃO MUITO FACTÍVEIS QUANDO A MASSA MOLECULAR DA NOVA CONDIÇÃO É APROXIMADAMENTE A MESMA DA CONDIÇÃO ORIGINAL OU MAIOR.

= QUANDO A MASSA MOLECULAR DO NOVO GÁS OU DO GÁS ORIGINAL SE REDUZIU, A VELOCIDADE DE OPERAÇÃO (RPM) REQUERIDA PODERÁ EXCEDER OS LIMITES DA MECÂNICA DA MÁQUINA.

= ESTE MÉTODO PODE SER EXTENDIDO PARA SISTEMAS DE COMPRESSÃO TENDO “INTERCOOLERS” OU SISTEMAS COM CORRENTES LATERAIS.

IMPORTANTE:

PARA MANTER A MESMA VAZÃO EM MASSA A SER COMPRIMIDA E O MESMO HEAD, QUANDO A TEMPERATURA DE SUÇÃO SE ELEVA, O CONSUMO DE ENERGIA TAMBÉM SERÁ MAIOR, POIS A VAZÃO VOLUMÉTRICA AUMENTARÁ, COM A ELEVAÇÃO DA TEMPERATURA.

3.14 VENTILADORES E SOPRADORES: APLICAÇÕES E TIPOS

OS VENTILADORES E SOPRADORES SÃO USADOS PARA INSUFLAR OU EVACUAR AR OU OUTROS GASES, NAS INDÚSTRIAS DE PROCESSO EM VÁRIAS APLICAÇÕES:

REATORES DE PROCESSO

SECADORES

TORRES DE RESFRIAMENTO

AR E GASES DE COMBUSTÃO EM FORNALHAS

TRANSPORTE PNEUMÁTICO

VENTILAÇÃO PARA SEGURANÇA E HIGIENE INDUSTRIAL

RESFRIADORES A AR (TROCADORES DE CALOR),

OUTROS

HOJE SE DEMANDA DOS FABRICANTES, MAIORES PRESSÕES DE DESCARGA, O QUE RESULTA EM MAIORES VELOCIDADES.

POR OUTRO LADO DESEJA-SE MENORES OS NÍVEIS DE RUÍDO.

OS VENTILADORES SÃO NORMALMENTE MÁQUINAS AXIAIS OU MÁQUINAS CENTRÍFUGAS.

AS MÁQUINAS AXIAIS SÃO USADAS PARA ALTAS VAZÕES E PEQUENAS RESISTÊNCIAS (BAIXOS HEADS)

AS MÁQUINAS CENTRÍFUGAS SÃO USADAS EM TRABALHOS QUE PRECISAM DE HEADS MAIORES.

OS SOPRADORES SÃO GERALMENTE DE UM SÓ ESTÁGIO E ALTA VELOCIDADE OU MULTI-ESTÁGIO, OPERANDO A PRESSÕES DE DESCARGA PRÓXIMAS OU JÁ NO “RANGE” DOS COMPRESSORES.

OS SOPRADORES PODEM TAMBÉM SER MÁQUINAS ROTATIVAS DE DESLOCAMENTO POSITIVO, PODENDO TRANSPORTAR FLUXOS RELATIVAMENTE BAIXOS A ALTAS TAXAS DE COMPRESSÃO.

3.14.1 VENTILADORES AXIAIS

PODEM SER DOS TIPOS:

TUBE AXIAL-FAN - A DESCARGA SEGUE UM CAMINHO ESPIRAL

VANE AXIAL-FAN - A DESCARGA FLUE EM LINHA RETA. OPERAM COM PRESSÕES DE ATÉ 20 POLEGADAS DE ÁGUA.

3.14.2 VENTILADORES CENTRÍFUGOS:

PODEM SER DOS TIPOS:

LÂMINA RADIAL

É UM TIPO DE ROTOR QUE ATUA BEM EM MUITAS APLICAÇÕES, DESDE O TRANSPORTE PNEUMÁTICO À EXAUSTÃO DE AR OU GASES EM SISTEMAS DE MAIOR PERDA DE CARGA.

QUANDO GRANDES POTÊNCIAS SÃO REQUERIDAS, É FREQUENTE SE USAR MOTORES DE VELOCIDADE SÍNCRONA.

PODEM DESENVOLVER ALTAS PRESSÕES A ALTAS VELOCIDADES.

NORMALMENTE NÃO SE USA PARA VENTILAÇÃO.

LÂMINA CURVADA PARA FRENTE

TEM GRANDE CAPACIDADE VOLUMÉTRICA A BAIXAS VELOCIDADES (VENTILADORES PARA AR CONDICIONADO, ETC.) E OPERA “CALMO E SERENO”.

LÂMINA CURVADA PARA TRÁS OU INCLINADA PARA TRÁS

TRANSFERE MUITO DE SUA ENERGIA COMO ENERGIA DE PRESSÃO. ISTO OS FAZ EFICIENTES VENTILADORES.

PODEM OPERAR A MÉDIAS VELOCIDADES

PEQUENAS VARIAÇÕES NO VOLUME DO SISTEMA GERALMENTE RESULTAM EM PEQUENAS VARIAÇÕES DA PRESSÃO DO GÁS, O QUE FAZ COM QUE ESSE TIPO DE VENTILADOR SEJA DE FÁCIL CONTROLE.

“AIRFOIL”

SÃO ROTORES COM PÁS VIRADAS PARA TRÁS QUE DÃO UM EFEITO DE ESTABILIDADE, EFICIÊNCIA E DESEMPENHO

OPERAM SUAVEMENTE SEM PULSAR DENTRO DO SEU “RANGE”, PORQUE O GÁS FLUE PELO ROTOR SEM TURBULÊNCIA.

TUBULAR

SÃO FECHADOS DENTRO DE UM DUTO, TAL QUE O GÁS ENTRA E SAI AXIALMENTE, E TODAS AS MUDANÇAS DE DIREÇÃO DE FLUXO SÃO DENTRO DO VENTILADOR.

ESTE PROJETO PRODUZ UMA ABRUPTA ELEVAÇÃO DE PRESSÃO E AMPLO “RANGE” DE VAZÃO.

SÃO ADEQUADOS PARA PRÉDIOS E SISTEMAS DE AR CONDICIONADO, PARA SUPRIR AR DE COMBUSTÃO, RESFRIAMENTO DE MOTORES, PARA SECADORES, ETC.

3.14.3 VENTILADORES CENTRÍFUGOS E AXIAIS:

AMBOS SÃO DISPONÍVEIS PARA VAZÕES DE ATÉ 500 000 CFM.

OS CENTRÍFUGOS SÃO MAIS USADOS NAS APLICAÇÕES DE PROCESSO EM GERAL.

3.14.4 CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS

EM GERAL SÃO MAIS FÁCEIS DE CONTROLAR.

TEM CONSTRUÇÃO MAIS ROBUSTA.

FAZEM MENOS RUÍDO QUE OS AXIAIS.

SUA EFICIÊNCIA NÃO CAI TÃO RAPIDAMENTE QUANDO SAI DAS CONDIÇÕES DE PROJETO.

SÃO MENOS AFETADOS POR JOELHO NA ENTRADA DO QUE OS VANE-AXIAL-FAN, MAS PERDEM ATÉ 15% DE EFICIÊNCIA.

SÃO MECANICAMENTE MAIS COMPLEXOS. REQUEREM EIXOS E MANCAIS MAIORES, ALÉM DE UM BALANCEAMENTO MAIS RIGOROSO.

REQUEREM INSTALAÇÃO EM ÂNGULO DE 90° COM O DUTO.

LÂMINAS INCLINADAS PARA TRÁS SÃO MAIS EFICIENTES DO QUE OS DE LÂMINAS RADIAIS OU DE LÂMINAS CURVADAS PARA FRENTE.

PRESSÃO DE DESCARGA ATÉ 60 POLEGADAS DE ÁGUA.

3.14.5 CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES AXIAIS

OCUPAM MENOS ESPAÇO.

OPERAM A MAIOR ROTAÇÃO, PORTANTO PRODUZEM MAIOR RUÍDO

O CUSTO INICIAL DO CONJUNTO VENTILADOR-MOTOR É MENOR

PODEM SER INSTALADOS EM LINHA RETA COM O DUTO E SÃO MAIS FÁCEIS DE INSTALAR.

REQUEREM MAIS POTÊNCIA PARA O MESMO SERVIÇO.

OS VANE-AXIAL-FAN SÃO MAIS EFICIENTES QUE OS TUBE-AXIAL-FAN.

PRESSÃO POR ESTÁGIO 8 A 9 POLEGADAS DE ÁGUA.

SÃO MENOS INDICADOS QUANDO SÃO ESPERADAS VARIAÇÕES DE FLUXO.

3.14.6 VALORES DE EFICIÊNCIA DE VENTILADORES

CENTRÍFUGOS DE LÂMINA RADIAL	55 A 70%
CENTRÍFUGOS DE LÂMINA CURVADA P/FRENTE	52 A 71%
CENTRÍFUGOS AIRFOIL	55 A 86%
VANE-AXIAL-FAN	50 A 65%

3.14.6 APLICAÇÕES INDUSTRIAIS E OS TIPOS DE VENTILADORES:

Um quadro com aplicações industriais típicas é apresentado no fascículo Guide to Compressors da revista Chemical Engineering.

3.14.7 CÁLCULO DA POTÊNCIA REQUERIDA PARA O VENTILADOR

Para calcular a potência requerida pelo AR que seria movimentado por um ventilador (AIR HP), quando a VARIAÇÃO entre a massa específica nas condições de SUCÇÃO e a massa específica nas condições de DESCARGA pode ser DESPREZADA, USA-SE:

(AIR HP) = $[(144 \times 0,0361) \times Q \times H] / 33.000$ No caso de outro gás a expressão fica:

$$(GHP) = [(144 \times 0,0361) \cdot Q \cdot H \cdot (\text{dens gás})] / 33.000$$

$$Q = \text{ICFM}$$

H = Elevação de pressão estática em polegadas de água

Para calcular o (bhp), utilizamos os valores de eficiência já apresentados ou o específico fornecido pelo fabricante.

$$(\text{bhp}) = (\text{AIR HP}) / \eta \quad \text{onde} \quad \eta = \text{eficiência}$$

IMPORTANTE:

Os acionadores devem ter 10% de folga de potência para absorver variações.

3.15 VENTILADORES COM AR: CORREÇÃO DE TEMPERATURA E ALTITUDE

3.15.1 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO – OPERAÇÃO COM AR

Quando o AR não está nas condições “standard”, a Vazão volumétrica, a pressão de descarga e a potência consumida em (hp), devem sofrer correções, para tornar possível a seleção de uma máquina adequada ao processo. Em outras palavras: numa Vazão volumétrica e numa Pressão equivalentes. Os catálogos dos fornecedores apresentam dados e curvas para o AR nas condições “standard”.

CONDIÇÃO STANDARD – Para os fabricantes de Ventiladores e Sopradores essa condição é: 68°F e 14,7 psia. (Fonte: “The Chemical Engineering Guide to Compressors” página 226).

CORREÇÃO PARA A VAZÃO – quando não estão a 68°F e 14,7 psia.

$$Q_c = 14,7 / (P_b) \times (460 + T_1) / (460 + 68) \times Q_s \quad \text{onde}$$

Q_c = Vazão real de ar em (cfm)

P_b = Pressão barométrica (pressão atmosférica local) em (psia)

T_1 = Temperatura de sucção em (°F)

Q_s = Vazão de ar nas condições “standard”

CORREÇÃO PARA A PRESSÃO DE DESCARGA – Pode ser feita também por meio do gráfico que apresentamos mais adiante:

R_s = razão de compressão nas condições do “site” = $(P_b + P_2)/P_b$
onde

P_2 = pressão de descarga manométrica no “site” em (psig)

X_s = Fator de temperatura para as condições do “site”

$$X_s = (R_s)^{(x-1)/x} - 1$$

$$X_c = X_s \times (T_1 + 460)/(460 + 68)$$

X_c = Fator de temperatura para ser usado com a curva de performance “standard” quando selecionando um compressor

$$R_c = (X_c + 1)^{x/(x-1)}$$

R_c = razão de compressão nas condições de sucção “standard”

$$P_{ea} = 14,7 (R_c - 1)$$

P_{ea} = pressão de ar equivalente em (psig)

A P_{ea} é a pressão para ser usada nas curvas de performance, para garantir que o compressor, soprador, ventilador, dê a pressão de descarga projetada para o “site” (em psig).

CORREÇÃO PARA A POTÊNCIA EM (hp)

$$HP_s = (P_b/14,7) \times (460 + 68)/(460 + T_1) \times HP_c$$

HPs = (hp) nas condições de sucção

HPc = (hp) na condição standard

IMPORTANTE:

Essa conversão de pressão para Ventiladores e Sopradores das condições desejadas no “site” em condições “standard”, pode ser conseguida com rapidez através de gráfico.

Com o intuito de elucidar ambos os métodos, faremos em seguida, exemplos numéricos.

EXEMPLOS:

Vamos calcular a vazão, a pressão equivalente de ar e a potência (bhp) requerida para um ventilador nas seguintes condições: sucção de 10.000 scfm. Pressão barométrica de 12,7 psia a 4.000 ft de altitude. Pressão de descarga de 4 psig e temperatura de 120°F na sucção. $Z = 1,395$ para o ar.

UTILIZANDO O GRÁFICO DA FIG 14 DA PÁGINA 225 DO Guide of Compressors.

Para calcular o valor da Pea entramos na parte esquerda do referido gráfico, com o valor da pressão de descarga desejada em (psig), no caso 4 psig.

Traçamos uma linha vertical até a curva correspondente à altitude do caso (4.000 ft). Desse ponto seguimos na horizontal para a direita até as curvas de temperatura de sucção em (°F).

Desse novo ponto com uma linha vertical deve ser atingido o eixo das pressões de ar equivalentes (Pea), onde se lê 5,2 psig.

UTILIZANDO AS EQUAÇÕES ANALÍTICAMENTE:

Para obter valores mais precisos da Pea, devem ser usadas as equações acima apresentadas. Vejamos para esse mesmo exemplo:

$$Q_c = 14,7/12,7 \times (460 + 120)/(460 + 68) \times 10.000 = 12.715 \text{ icfm}$$

$$R_s = (12,7 + 4)/12,7 = 1,315$$

$$X_s = (1,315^{0,395/1,395} - 1) = 0,0805$$

$$X_c = 0,0805 \times (460 + 120)/(460 + 68) = 0,0884$$

$$R_c = (0,0884 + 1)^{1,395/(1,395 - 1)} = 1,35$$

$$P_{ea} = 14,7 (1,35 - 1) = 5,2 \text{ psig.} \quad \text{Portanto confere.}$$

No catálogo do fabricante vamos selecionar um Ventilador usando os seguintes dados para o AR:

Vazão de 12.715 icfm (ou acfm) e elevação de pressão de 5,2 psi

Então a potência requerida será:

$$HP_s = (12,7/14,7) \times (460 + 68)/(460 + 120) \times HP_c$$

$$HP_s = (1/1,27) HP_c.$$

HP_c vem da curva do fabricante

3.15.2 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE VENTILADORES – OPERAÇÃO COM OUTROS GASES QUE NÃO O AR:

Nesses casos deve-se calcular o “HEAD” (H) e selecionar um ventilador ou soprador que desenvolverá este mesmo “HEAD” operando com AR. Isto será feito através da equação:

$$H = [ZRT(P_2/P_1)^B - 1]/B \quad \text{onde:}$$

Z = fator de compressibilidade médio

R = constante dos gases em (1545/massa molecular)

T = temperatura do gás na sucção em ($^{\circ}R$)

P_2 = pressão de descarga (psia)

P_1 = pressão de sucção (psia)

H = "HEAD" politrópico em (lbf.ft)/lbm

B = fator definido como $B = (\mathcal{X} - 1) / \mathcal{X} \times 1/\eta$

η = eficiência politrópica

Para calcular o (bhp) requerido no site, teremos:

$(bhp)_{site} = (H \times W) / (33000 \eta)$ onde

W = vazão mássica em (lbm/minuto)

Para achar a temperatura de descarga, calculamos:

$$T_2 = T_1 (Rc)^B$$

As temperaturas de sucção e descarga em ($^{\circ}R$).

3.16 EQUIPAMENTOS CHAMADOS BOMBAS DE VÁCUO

São três as categorias de bombas de vácuo, com base no método usado para transferir gases evacuando sistemas.

- a) Bombas mecânicas que prendem uma porção de gás e transportam da sucção para a descarga. São como bombas de deslocamento positivo.

- b) Bombas que transferem “momentum” por meio de um fluido motriz, Vapor ou ejetores a vapor e ejetores a ar emprega este método de operação.
- c) Captura de gás ou superfícies expandidas, usando meios porosos a temperaturas criogênicas. Bombas de sorção trabalham com este princípio.

As duas primeiras categorias são as mais usadas industrialmente.

Nas Indústrias de Processo Químico e correlatas, os equipamentos mecânicos para criar vácuo são chamados BOMBAS DE VÁCUO e os tipos que oferecem melhores vantagens são:

- a) Bombas de anel líquido
- b) Bombas secas

Ambas tem mancais externos e selados fora da “câmara de bombeio” e não necessitam de qualquer lubrificação externa.

3.16.1 BOMBAS DE ANEL LÍQUIDO:

Num corpo cilíndrico da bomba, um líquido forma um selo sob ação da força centrífuga, formando um anel na parede interna dessa carcaça.

Essa força centrífuga aparece devido ao giro de um rotor multipalhetas (multilâminas) montado num eixo excêntrico em relação ao anel líquido.

Por causa dessa excentricidade as “bolsas” (espaços) formados pelas palhetas adjacentes e o anel líquido, chamados de “buckets” (balde, caçamba), aumentam de tamanho nas proximidades do local onde os gases entram na bomba.

Como o rotor gira em direção ao local onde os gases saem da bomba, as “bolsas” diminuem de tamanho e os gases são comprimidos e evacuados.

O anel líquido não age somente como um selo, porque também absorve calor resultante da compressão, atrito e condensação.

Os líquidos mais usados como selo são: Água, MEG (Mono etileno glicol), óleo mineral, solventes orgânicos e Ácido Sulfúrico.

Como a energia do anel líquido é derivada da velocidade de giro do rotor, é importante conhecer a rotação mínima em que a bomba deve operar para formar o anel líquido.

Essa rotação pode ser estimada pela expressão a seguir, que parte do pressuposto de que a pressão sobre o líquido é exercida pela força centrífuga sobre a área da carcaça onde se formará o anel líquido:

$$\text{RPM}_{\text{min}} = [900g \cdot \Delta p / (\rho \cdot V \cdot \pi^2 R)]^{1/2} \text{ onde: } g = 32,16 \text{ ft/s}^2 \text{ e } \pi = 3,14$$

Δp = diferencial de pressão através da bomba (lbf/in²) e ρ = massa específica do líquido selante em (lbm/in³)

$V = Ah$ = volume de selante em (in³) e h = altura da lâmina do rotor, ou espessura do anel de selante em (in)

A = área em (in²)

R = raio efetivo do rotor em (ft).

IMPORTANTE:

As bombas de vácuo de anel líquido estão disponíveis como de um só estágio (um ou dois rotores em paralelo) ou dois estágios (dois rotores em série).

Usando como selante água a 15,6°C (60°F), as bombas de UM ESTÁGIO são capazes de atingir 100mm Hg absoluta, enquanto que as bombas de DOIS ESTÁGIOS podem atingir 30mm Hg absoluta.

Capacidades de deslocamento acima de 566m³/min (20.000 cfm) estão disponíveis. Há modelos em muitos materiais inclusive em aço inoxidável.

3.16.2 BOMBAS SECAS:

As mais usadas na Indústria Química e outras indústrias correlatas, são do tipo:

- a) Bomba de Garra (“claw”)
- b) Bomba de Lóbulos
- c) Bomba de Parafuso, principalmente em aplicações de maior porte

BOMBAS DE GARRA (“CLAW”)

A forma geométrica dessas bombas permite maior taxa de compressão e maior pressão. Dois rotores de “garra” (“claw”) giram em sentidos de rotação opostos sem se tocarem utilizando engrenagens para sincronizar a rotação. O gás entra pelo bocal de sucção após ter ocupado o espaço entre os rotores e a carcaça.

Com a rotação dos rotores essa quantidade de gás é comprimida e descarregada pelo bocal de descarga.

IMPORTANTE:

Alguns projetos duas tecnologias em combinação: por exemplo, uma bomba de lóbulos como um “booster” para uma bomba de garra.

BOMBA DE LÓBULOS

São tipicamente usadas como “booster” operando em série com bombas de pistão ou bombas de palheta (“vane”) para aumentar a capacidade a baixas pressões.

A bomba consiste de rotores em forma de lóbulos, simétricos, montados em eixos paralelos, que giram em sentidos de rotação opostos a alta velocidade.

Engrenagens são usadas para sincronizar a rotação dos lóbulos, capazes de manter uma folga constante entre os dois lóbulos.

BOMBAS DE PARAFUSO

Consta de dois rotores helicoidais compridos, em paralelo, girando em sentidos opostos de rotação, sem se tocarem e cuja rotação é sincronizada por meio de engrenagens adequadas.

O fluxo dos gases se move axialmente nos parafusos, no sentido da sucção para a descarga, sem qualquer compressão interna.

Os gases ficam contidos dentro dos espaços entre as convoluções dos rotores e a carcaça, sendo então transportados até o bocal de descarga.

A compressão ocorre no bocal de descarga onde os gases confinados devem ser descarregados contra a pressão atmosférica local.

Então, cada convolução dos rotores atua similarmente a um estágio em série com o anterior situado antes (mais atrás).

Pelo menos três convoluções formando bolsa de gases são necessárias para atingir um nível aceitável de vácuo.

3.16.3 VANTAGENS, DESVANTAGENS E COMPARAÇÃO DE CUSTOS ENTRE AS BOMBAS DE VÁCUO DE ANEL LÍQUIDO E BOMBAS SECAS

Na revista Chemical Engineering de julho de 2008 na página 31, seção intitulada “Facts at Your Fingertips” há um quadro apresentando as vantagens e desvantagens de cada um dos dois tipos de bomba de vácuo referidos.

3.16.4 ESTIMATIVA DO TEMPO PARA FORMAÇÃO DO VÁCUO:

Quando vamos selecionar uma bomba de vácuo para evacuar um vaso de processo, a primeira consideração é estimar em quanto tempo vai se estabelecer o vácuo (“vacuum pumpdown time”).

Ocorre que a vazão da bomba não é constante em (Litros/s). Essa vazão diminui à medida que o vácuo aumenta. Uma simplificação da fórmula de Gaede é considerar a vazão média aritmética entre a vazão digamos na pressão atmosférica, logo que o processo se inicia, e a vazão na pressão que o vaso atinge depois de estabelecido o vácuo desejado.

Pode ser usado a “antiga” fórmula de Gaede, que dá resultados mais conservativos. Há outra fórmula mais apurada sem as simplificações feitas por Gaede, mas que depende de informações que nem sempre estão disponíveis nos catálogos dos fornecedores.

FÓRMULA DE GAEDE:

$$t = 2V / (S_o + S_n) \cdot \ln [(P_o - P_a) / (P_n - P_a)] \text{ onde}$$

t = tempo para formação do vácuo desejado

V = volume do vaso em (litros)

S_o = vazão da bomba a P_o em (litros/s)

S_n = vazão da bomba a P_n em (litros/s)

P_o = pressão no vaso no início em (torr)

P_a = última pressão em (torr)

P_n = pressão final no vaso em (torr)

Um método alternativo mais exato, precisa utilizar duas informações, nem sempre disponíveis:

- a) Volume da câmara de bombeio
- b) Rotação ou “strokes” por segundo.

Para determinar o valor de (t), precisa-se saber qual o número de “strokes” uma bomba a pistão fará para conseguir a menor pressão num vaso que estava a P_o até chegar a P_n . Assume-se a temperatura constante.

$$t = \text{Ln} (P_n/P_o)/Rps.\text{Ln}[V/(V + V_o)] \quad \text{onde}$$

Rps = rotação da bomba ou “strokes”/s

V_o = volume da câmara da bomba em (litros)

Vejam os exemplos numéricos e comparativos:

Um vaso de processo com volume de 300 litros (contendo ar) deve ser evacuado da pressão atmosférica padrão para 0,01 torr, usando uma bomba de vácuo. Da curva vazão-pressão dessa bomba, a vazão na pressão de 0,01 torr é $S_n = 1,2$ litros/s; a vazão na pressão atmosférica é $S_o = 2,4$ litros/s. A última pressão é $P_a = 0,006$ torr. O fabricante informou que o RPS = 12 e o $V_o = 0,2$ litros.

Pela equação de Gaede teremos:

$$t = (300 \times 2)/(2,4 + 1,2) \times \text{Ln} [(760 - 0,006)/(0,01 - 0,006)]$$

$$t = 2026s \quad \text{ou } 33,75 \text{ minutos}$$

Pela equação mais precisa teremos:

$$t = \text{Ln}(0,01/760)/12 \times \text{Ln} [300/(300 + 0,2)] = 1405s \text{ ou } 23,42 \text{ minutos}$$

3.16.5 MENORES PRESSÕES ABSOLUTAS ATINGIDAS:

COM BOMBAS DE VÁCUO ALTERNATIVAS DE PISTÃO: até 1 Torr

COM BOMBAS DE VÁCUO ROTATIVAS DE DOIS LÓBULOS: até 0,0001 Torr

COM EJETORES A VAPOR: UM ESTÁGIO até 100 Torr

TRÊS ESTÁGIOS até 1 Torr

CINCO ESTÁGIOS até 0,05 Torr.