

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS EM BAIXAS CAPACIDADES

Rovanir Baungartner

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
88.040-900, Florianópolis, SC
baungartner@polo.ufsc.br

Cesar J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
88.040-900, Florianópolis, SC
deschamps@polo.ufsc.br

Ricardo A. Maciel

Empresa Brasileira de Compressores S.A.
Joinville, SC, Brasil
rmaciel@embraco.com.br

Resumo. Compressores centrífugos são geralmente adotados em sistemas de refrigeração de grande capacidade, sendo que a menor potência elétrica conhecida situa-se em torno de 30 kW. Através do uso de motores de alta velocidade, pode-se tornar viável a construção de compressores centrífugos de capacidades ainda menores. Diversas vantagens associadas ao compressor centrífugo, tais como tamanho compacto, ausência de vibração e pulsação do escoamento, níveis de ruído baixos, entre outras, justificam o seu emprego em detrimento de compressores de deslocamento positivo. Um modelo termodinâmico foi desenvolvido neste trabalho para a análise do desempenho de compressores centrífugos em baixas capacidades de refrigeração e considerando diferentes fluidos refrigerantes. Resultados das geometrias e rotações necessárias para a operação do compressor são fornecidos em conjunto com suas eficiências.

Palavras chave: compressor centrífugo, turbomáquinas, refrigeração.

1. Introdução

A primeira aplicação de compressores centrífugos em refrigeração ocorreu em 1920. Segundo alguns autores, o compressor centrífugo é a escolha mais racional em plantas de refrigeração e aquecimento na faixa de 1MW a 30 MW, principalmente devido à economia, baixa manutenção e confiabilidade. Já Stoecker (1985) coloca que os compressores centrífugos são particularmente interessantes em aplicações com capacidade de refrigeração acima de 500 kW.

Atualmente, o menor compressor centrífugo em produção é destinado a sistemas na condição HBP ($T_c = 7,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_e = 54,4 \text{ }^\circ\text{C}$), com uma capacidade de refrigeração de 30 kW. Este valor é muito abaixo daqueles até então disponíveis no mercado e tornou-se viável devido ao desenvolvimento tecnológico de motores elétricos, materiais, fluidos refrigerantes, entre outros. De fato, um aspecto decisivo na concepção de compressores centrífugos de baixa capacidade é a possibilidade de operá-los em rotação elevada, sendo que atualmente estão disponíveis compressores operando em até 48.000 rpm.

O objetivo do presente trabalho é analisar o desempenho de compressores centrífugos aplicados a baixas capacidades de refrigeração, identificando as principais restrições ao seu emprego. Para tanto, desenvolveu-se uma metodologia numérica para a avaliação do compressor de acordo com os vários parâmetros de projeto, tais como fluido refrigerante, capacidade de refrigeração, rotação e dimensões geométricas.

2. Formulação Termodinâmica

O projeto de uma máquina de fluxo freqüentemente se depara com o mesmo problema inicial: decidir sobre o tipo de rotor mais adequado para a aplicação desejada. Usualmente, o projetista dispõe de parâmetros preliminares, tais como vazão e capacidade necessárias. Segundo Dixon (1998), um parâmetro adimensional fundamental no projeto de máquinas de fluxo é a rotação específica N_{ss} , sendo também útil para a escolha do tipo de rotor. A rotação específica pode ser definida como (Japikse, 1996):

$$N_{ss} = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

onde N é a rotação do rotor, H é o trabalho específico realizado e Q é a vazão volumétrica.

Para uma determinada máquina de fluxo, o ponto de máxima eficiência corresponde a um determinado valor de rotação específica. Assim, para manter a condição de máxima eficiência, uma mudança na rotação implica em mudanças no projeto do rotor (Dixon, 1998). Ao analisar a Eq. (1), e considerando um valor de rotação específica de máxima eficiência, pode-se notar que aplicações com vazões baixas estão associadas a rotações elevadas do rotor, causando alguns inconvenientes: i) elevado atrito viscoso no escoamento; ii) elevado atrito em partes mecânicas; iii) dificuldade em garantir a operação segura de mancais, motores e demais partes móveis. Deste modo, a Eq. (1) sugere que, para garantir velocidades moderadas, um fluido adequado deveria proporcionar uma elevada vazão volumétrica (baixa densidade) e um pequeno aumento de entalpia, este caracterizando o trabalho específico.

Um compressor centrífugo consiste essencialmente de um rotor e um difusor. A função do rotor é entregar energia ao fluido (pressão e velocidade) através da ação centrífuga, cabendo ao difusor recuperar parte da energia cinética na forma de pressão. A Fig. 1 representa a geometria básica de um rotor centrífugo, com a indicação de alguns de seus principais parâmetros geométricos, tais como ângulo de pá, β , diâmetro, D , e altura do rotor b . Os subíndices 1 e 2 são usados para representar as condições na entrada e na saída do rotor, respectivamente. Na Fig. 2 é apresentado o triângulo de velocidades para a seção de saída do rotor, necessário para se identificar as diversas componentes de velocidade que serão envolvidas na simulação do compressor. Uma representação semelhante poderia ser feita para as componentes de velocidade na entrada. Deve ser observada a localização da velocidade de escorregamento C_{slip} , que ocorre na saída do rotor, a qual possui significativa importância no cálculo das perdas no processo de compressão, conforme será discutido mais adiante.

Outro ponto geométrico característico de rotores centrífugos é a disposição das pás voltada para trás ($\beta < 90^\circ$), uma característica típica de sistemas com vazões ou pressões elevadas, em função da exigência de eficiência elevada nessas aplicações (Stoeker, 1985). Japikse (1996) apresenta um equacionamento para o cálculo do desempenho de rotores centrífugos mas que necessitam de alguns dados para caracterizar irreversibilidades. O coeficiente de escorregamento é um desses dados e será discutido posteriormente.

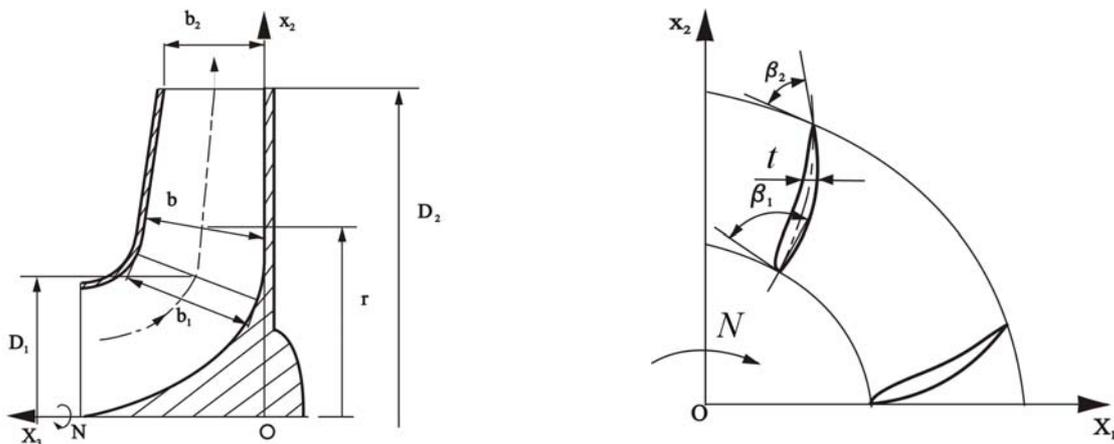


Figura 1. Esquema de um rotor centrífugo.

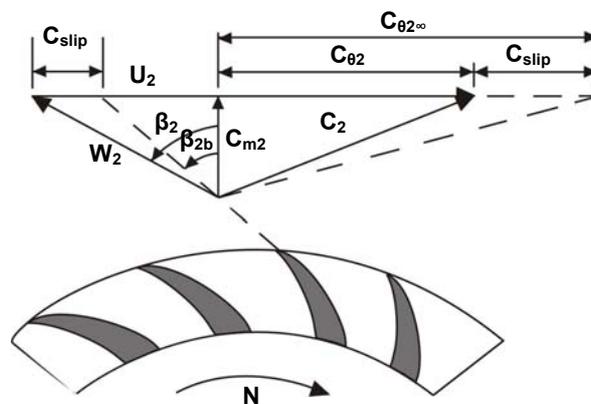


Figura 2. Triângulo de velocidades na saída de em um rotor centrífugo.

A rotina de cálculo usada neste trabalho para a análise do compressor necessita da definição das condições de entrada no rotor (P_{00} , T_{00} e \dot{m}), das propriedades termodinâmicas do fluido e de alguns parâmetros de projeto, tais como a rotação N , o ângulo de entrada do escoamento α_1 , a razão entre os raios interno e externo na entrada r_{1h}/r_{1t} e a espessura das pás t . Além disto, é necessária uma estimativa inicial para a componente de velocidade meridional na entrada C_{m1} , para determinar a velocidade relativa W_{1t} .

A partir dos dados acima, pode-se então determinar a velocidade absoluta projetada na direção tangencial à rotação, $C_{\theta 1}$, da seguinte forma:

$$C_{\theta 1} = C_{m1} \tan \alpha_1 \quad (2)$$

e, assim, a magnitude do vetor velocidade na entrada no rotor, necessária para a avaliação das condições de estagnação do fluido, é avaliado de:

$$C_1 = (C_{m1}^2 + C_{\theta 1}^2)^{1/2} \quad (3)$$

A partir de C_{m1} e da vazão, determina-se a área de fluxo na entrada

$$A_f = \dot{m} / [\rho_1 C_{m1} (1 - B_1)] \quad (4)$$

onde B_1 é o coeficiente de bloqueio calculado a partir da redução da área devido à presença de um número, Z_r , de pás de espessura, t .

Com base na área de fluxo, o raio da extremidade da pá do rotor na entrada é então encontrado:

$$r_{1t} = \left\{ \frac{A_f}{\pi [1 - (r_{1h}/r_{1t})^2]} \right\}^{1/2} \quad (5)$$

permitindo que se avalie a velocidade na extremidade da pá:

$$U_{1t} = 2\pi r_{1t} N / 60 \quad (6)$$

a qual, por sua vez, junto com as demais componentes de velocidade, define a magnitude do vetor velocidade resultante para o fluido pela ação do rotor:

$$W_{1t} = \left[C_{m1}^2 + (U_{1t} - C_{\theta 1})^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

As componentes de velocidade apresentadas acima permitem também avaliar o ângulo da pá na entrada do rotor:

$$\beta_1 = \tan^{-1} [(U_{1t} - C_{\theta 1}) / C_{m1}] \quad (8)$$

Para o cálculo das condições na saída do rotor, deve-se definir os seguintes parâmetros: razão de pressão requerida em cada estágio, $pr_{estágio}$, eficiência do rotor, η_{rotor} , coeficiente de recuperação de pressão no difusor, C_{pD} , coeficiente de escorregamento, σ , ângulo de saída da pá, β_{2b} , eficiência isentrópica de cada estágio, $\eta_{estágio}$ e o parâmetro de *swirl*, λ_{2m} , o qual representa a razão entre as velocidades tangencial e meridional. De posse desses dados, são realizados então os cálculos referentes à geometria de saída do rotor, de tal forma a garantir a razão de pressão necessária no estágio ($pr_{estágio} = P_5/P_{00}$, onde P_5 é a pressão na saída do difusor).

A variação de entalpia para um processo isentrópico para entre as condições do fluido na entrada do rotor e na saída do difusor é dada por

$$\Delta h_{0s} = \frac{kRT_{00}}{k-1} \left(pr_{estágio}^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (9)$$

e permite avaliar o trabalho específico em função da eficiência isentrópica do estágio:

$$W_x = \Delta h_0 = \Delta h_{0s} / \eta_{estágio} \quad (10)$$

Conhecido o valor de W_x , pode-se avaliar a velocidade necessária do rotor na saída

$$U_2 = \left[(U_1 C_{\theta 1} + W_x) / \mu \right]^{0,5} \quad (11)$$

onde μ é um coeficiente de trabalho, dependente do coeficiente de deslizamento σ , que será definido mais adiante. O diâmetro do rotor na saída será:

$$D_2 = 60U_2 / \pi N \quad (12)$$

e as componentes de velocidade tangencial e meridional escritas como:

$$C_{\theta 2} = \mu U_2 \quad (13)$$

$$C_{m2} = C_{\theta 2} / \lambda_2 \quad (14)$$

De posse das componentes de velocidade, encontra-se a área necessária na saída do rotor, A_2 , e assim a altura da das pás na saída, b_2 :

$$A_2 = m / \rho_2 C_{m2} \quad (15)$$

$$b_2 = A_2 / \pi D_2 \quad (16)$$

Finalmente, a fim de avaliar a pressão na saída do difusor são introduzidos a eficiência do rotor e o coeficiente de recuperação do difusor:

$$P_{02} / P_{00} = \left\{ \left[(k-1) (W_x \eta_{rotor} / kRT_{00}) \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (17)$$

$$P_5 = P_2 + C_{pD} (P_{02} - P_2) \quad (18)$$

o que permite que a eficiência isentrópica seja determinada.

$$\eta_{estágio} = \frac{(P_5 / P_{00})^{k/(k-1)} - 1}{(T_{02} / T_{00}) - 1} \quad (19)$$

Caso a pressão P_5 não atenda a condição de projeto ($pr_{estágio} = P_5/P_{00}$) os cálculos são repetidos agora com base na nova eficiência $\eta_{estágio}$, até o atendimento completo da condição de projeto e, assim, encontrando-se a geometria final do rotor.

3. Modelamento de Parâmetros de Eficiência

3.1. Escorregamento na saída do rotor

Sob condições reais de escoamento, o perfil de velocidade entre as pás na saída do rotor não é uniforme, conforme pode ser visto na Fig. 3. Desta forma, os níveis de velocidade entre camadas adjacentes de fluido que deixam o rotor através das superfícies de sucção e de pressão de uma determinada pá, possuem uma velocidade relativa, originando uma mudança na orientação do fluxo logo após a saída. Esta mudança de orientação é caracterizada através do coeficiente de escorregamento. Se o rotor pudesse ser imaginado como composto de um número infinito de pás com espessuras infinitesimais, o fluxo manteria o ângulo na saída do rotor α_2 . Este efeito sobre a eficiência do compressor pode ser avaliado através do coeficiente de trabalho (Japikse, 1997):

$$\mu = \sigma \lambda_2 / (\lambda_2 - \tan \beta_{2b}) \quad (20)$$

onde o coeficiente de escorregamento, σ , é dado por (Wiesner, 1967):

$$\sigma = 1 - \sqrt{\cos \beta_{2b}} / Z_R^{0,7} \quad (21)$$

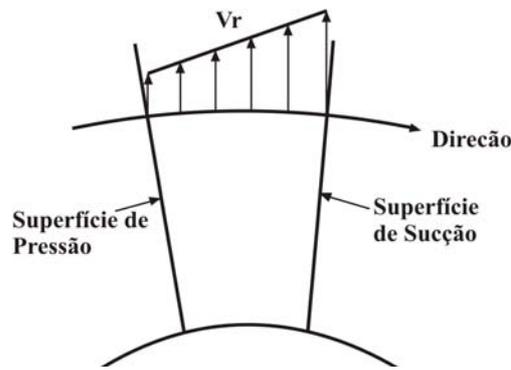


Figura 3. Triângulo de Velocidades em um rotor centrífugo.

Deve ser mencionado que a Eq. (21) só é válida para:

$$\bar{r} / r_2 < \exp(-8,16 \cos \beta_b / Z_R) \quad (22)$$

onde \bar{r} é o raio médio do rotor na entrada. Caso contrário, outras correlações são adotadas (Japikse, 1997) como, por exemplo:

$$\sigma = 1 - \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \left(\frac{1}{\sigma'} - 1 \right) \quad (23)$$

onde

$$\sigma' = \frac{Z_R}{Z_R + 6,2(r_1 / r_2)^{2/3}} \quad (24)$$

3.2. Número de Reynolds

Outro efeito de suma importância é o regime de escoamento, definido pelo número de Reynolds. Segundo Cumpsty (2004), o projeto do rotor deve favorecer a presença do regime turbulento para evitar, ou minimizar, efeitos de separação do escoamento. Além disto, no escoamento turbulento a recuperação da pressão no difusor ocorre de maneira mais eficiente. Esse efeito é extensivamente discutido na literatura de turbomáquinas, valendo citar os trabalhos de Wiesner (1979) e Casey (1985), que apresentam variações da seguinte fórmula empírica para a determinação da eficiência η em função de uma eficiência de referência η_{ref} .

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{ref}} = a + (1 - a) \left(\frac{Re_{ref}}{Re} \right)^n \quad (25)$$

onde a representa uma parcela de perda independente de Reynolds e n é um expoente que depende Reynolds.

3.3. Número de Pás

As pás possuem uma importância grande no desempenho do rotor. Normalmente, o número de pás, Z_R , é determinado através de expressões empíricas estabelecidas em função de parâmetros geométricos, tais como ângulos e diâmetros das pás.

Em rotores centrífugos, especificamente de turbomáquinas para aplicações industriais, há uma grande diversificação de geometrias. Em princípio, não se dispõe de um método teórico geral, baseado nas características do escoamento, para definir o valor apropriado do número de pás de qualquer geometria e formato. Pfeleiderer (1960) coloca que uma estimativa de Z_R para um rotor centrífugo pode ser obtida de:

$$Z_R = 6,5 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \sin(\beta_m) \quad (26)$$

A fim de evitar vibrações, comumente adota-se um número ímpar de pás.

3.4. Difusor

A energia cinética na entrada do difusor pode ser maior do que 50% da energia cinética adicionada pelo rotor (Dixon, 1998). O coeficiente de recuperação de pressão, C_{pD} , foi caracterizado como sendo constante e igual a 0,65, uma vez que o equacionado do difusor não é o foco deste trabalho.

3.5. Outras parâmetros

Conforme Pfleiderer (1979), as principais perdas que ocorrem em turbomáquinas são devidas ao atrito viscoso no escoamento. Além disto, tem-se também as perdas devido ao atrito em mancais, vazamentos, etc. Neste trabalho, essas perdas foram caracterizadas por um fator de rendimento típico de rotores de compressores centrífugos, η_{rotor} , de 0,84.

Segundo Whitfield e Baines (1990) os dois parâmetros mais importantes na saída dos rotores são o número de Mach, M_2 , e o ângulo do escoamento, α_2 , afetando o processo de desaceleração no difusor, perdas por atrito viscoso e, eventualmente, a formação de ondas de choque de pressão. Alguns autores descrevem que a faixa ideal de α_2 situa-se entre 60° a 70°. Nos casos avaliados neste trabalho buscou-se manter o valor de α_2 nesta faixa.

Ainda, de acordo com Whitfield e Baines (1990) o efeito na eficiência isentrópica do compressor devido à folga necessária entre a carcaça e o rotor pode ser dado por:

$$\Delta\eta_{cl} = 0,35 \frac{t_{cl}}{b} - 0,01 \quad (27)$$

onde t_{cl} é o valor da folga e b a altura da saída do rotor.

4. Resultados

A avaliação da viabilidade da compressão centrífuga para baixas capacidades de refrigeração foi realizada com base em resultados do coeficiente de performance, COP, bem como na rotação e dimensões geométricas necessárias. A análise considera um compromisso entre o desempenho do compressor e a viabilidade técnica de sua produção.

Dependendo da razão de pressão necessária no sistema de refrigeração, é possível que a compressão centrífuga tenha que ocorrer em mais de um estágio. A definição do número de estágios está ligada ao número de Mach na saída do rotor, o qual não deve ser muito elevado (Japikse, 1997). Uma vez que o rendimento cai com o número de estágios, a aplicação de refrigeração na condição HBP é a mais promissora, devido ao requerimento de uma razão de compressão menor. Para baixas capacidades de refrigeração, a aplicação do compressor centrífugo resulta normalmente na necessidade do uso de 2 estágios para a condição HBP ($T_c = 7,2 \text{ °C}$; $T_e = 54,4 \text{ °C}$) e de 3 estágios para a condição LBP ($T_c = -23,3 \text{ °C}$; $T_e = 54,4 \text{ °C}$).

Conforme mostra a Eq. (1), para garantir níveis adequados de rotação do compressor centrífugo, o fluido refrigerante ideal deveria resultar uma vazão volumétrica elevada na entrada do rotor. Este requerimento é exatamente oposto ao buscado em compressores de deslocamento positivo, onde fluidos de maior densidade apresentam o melhor desempenho. Além disto, para garantir rotações ou diâmetros do rotor não excessivamente elevados, o trabalho específico fornecido ao fluido, H , deve ser pequeno, implicando no uso de um fluido que resulte em um aumento pequeno de entalpia.

A Tab. 1 apresenta uma comparação entre propriedades termodinâmicas relativas ao isopentano (R601a), R134a e R11, e parâmetros de funcionamento de compressores centrífugos operando com uma rotação de 40.000 rpm para atender uma capacidade de 30.000 Btu/h. Verifica-se que o COP mais elevado é obtido com o emprego dos fluidos de menor densidade e que o R11, embora mais pesado que o isopentano, resulta no melhor desempenho pelo fato de produzir a menor variação de entalpia ao longo do rotor. Por outro lado, o R134a, comumente usado em compressores de deslocamento positivo, apresenta o pior desempenho devido à sua densidade muito elevada em relação aos demais fluidos.

Além de oferecer o maior COP, o uso do R11 permite construir um compressor com o menor diâmetro de rotor. Deve ser mencionado que, dependendo da aplicação, rotores maiores podem ser de interesse do ponto de vista de fabricação, uma vez que a confecção de peças muito pequenas acarreta dificuldades adicionais.

A Fig. 4. apresenta a variação do diâmetro do rotor em função da rotação do compressor, para dois fluidos com vazões volumétricas bem distintas: R134a e R601a. A análise do gráfico mostra que para rotações muito elevadas ($N > 70.000 \text{ rpm}$), o diâmetro do rotor tende a valores muito baixos, dificultando sua fabricação. De fato, ao se diminuir o diâmetro do rotor, as tolerâncias de fabricação tornam-se muito restritas devido à necessidade de reduzir as folgas entre o rotor e a carcaça. Por outro lado, em rotações baixas como, por exemplo, aquelas associadas a compressores destinados a sistemas de condicionamento de ar residencial (60 Hz), traz a necessidade do uso de rotores com dimensões demasiadamente elevadas.

Tabela 1. Parâmetros de compressores centrífugos operando com Isopentano, R11 e R134a; Condição HBP ($T_e = 7,2\text{ }^\circ\text{C}$; $T_c = 54,4\text{ }^\circ\text{C}$).

Fluido	Δh [kJ/kg]	ρ_e [kg/m ³]	C_{pe} [kJ/kg]	\underline{Q} [m ³ /s]	COP	D_2 [cm]
Isopentano	315,4	1,34	1,719	0,0208	3,63	11,8
R134a	162,8	16,2	0,917	0,0033	3,14	9,1
R11	168,4	2,98	0,585	0,0175	3,73	8,7

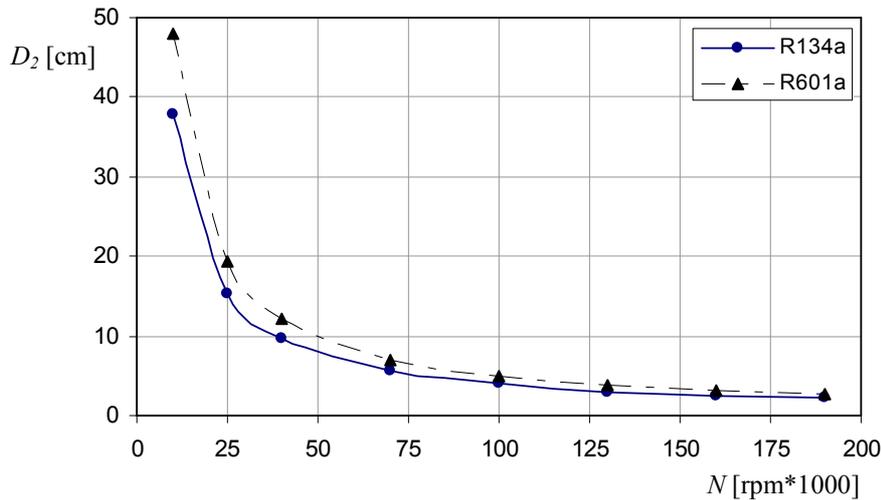


Figura 4. Variação do Diâmetro com a Rotação

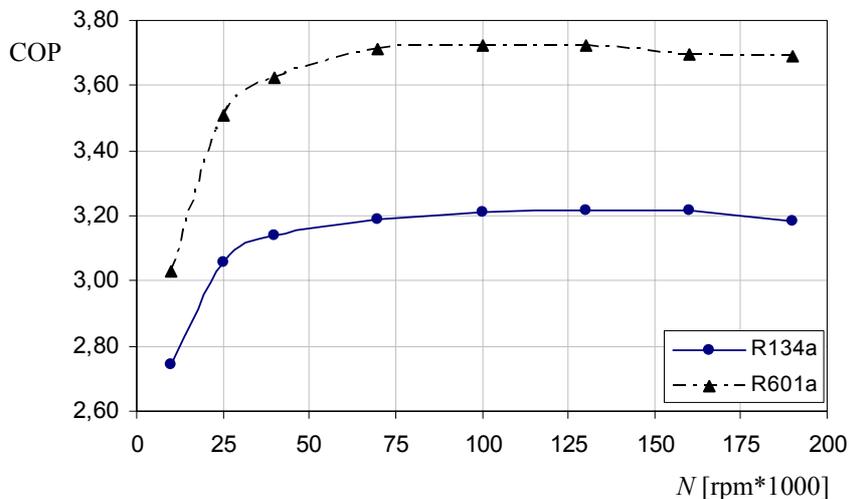


Figura 5. Variação do COP com a Rotação

Ao analisar a Fig. 5, verifica-se que o desempenho termodinâmico do isopentano é superior àquele obtido com o R134a. Além disto, é interessante observar que existe uma faixa de melhor rendimento para cada fluido em estudo. Para o R134a, os melhores resultados são obtidos a partir 100.000 rpm, enquanto que para o isopentano a faixa ideal inicia na condição de 75.000 rpm. Em ambas as situações o desempenho se mantém mais ou menos constante, após atingir a condição de desempenho máximo, e depois decai.

Uma análise conjunta das Figs. 4 e 5 permite definir a rotação necessária e o respectivo desempenho para um determinado diâmetro de projeto como, por exemplo, 10cm. Assim, o uso desse diâmetro com o isopentano implica em uma rotação de 50.000 rpm, e COP de 3,65, enquanto que para o R134a a rotação fica em 40.000 rpm, com um COP de 3,15. Caso a limitação de projeto seja uma rotação de, por exemplo, 25.000 rpm, obtém-se um COP de 3,5 com um diâmetro de 19cm para o isopentano e COP = 3,05 e $D_2 = 14,5\text{cm}$ para o R134a. Tais análises são importantes pois demonstram o melhor fluido depende, além do desempenho, da restrição de projeto.

Considerando os resultados nas Figs. 4 e 5, pode-se perceber a existência de uma faixa razoável de opções de rotores, considerando desempenho e dimensão geométrica, em uma faixa de rotação entre 25.000 e 60.000 rpm. O

emprego de compressores centrífugos permite a construção de um dispositivo compacto quando comparado com compressores de deslocamento positivo. Por exemplo, um compressor centrífugo HBP de 30 kW pode ser construído com cerca de 20% do tamanho de um compressor alternativo.

As Figs. 7 e 8 apresentam os resultados da análise do compressor centrífugo usando R601a, nas capacidades 7.500, 18.000 e 30.000 Btu/h. Pode ser notado que nesta faixa de aplicação, há uma equivalência nos resultados de diâmetro do rotor. Para o desempenho do compressor (COP) observa-se também uma similaridade nos resultados, embora haja uma redução mais acentuada na eficiência na condição de maior capacidade em rotações elevadas. A conclusão anterior sobre a existência de uma faixa de aplicação entre 25.000 e 60.000 rpm é também aplicável aqui.

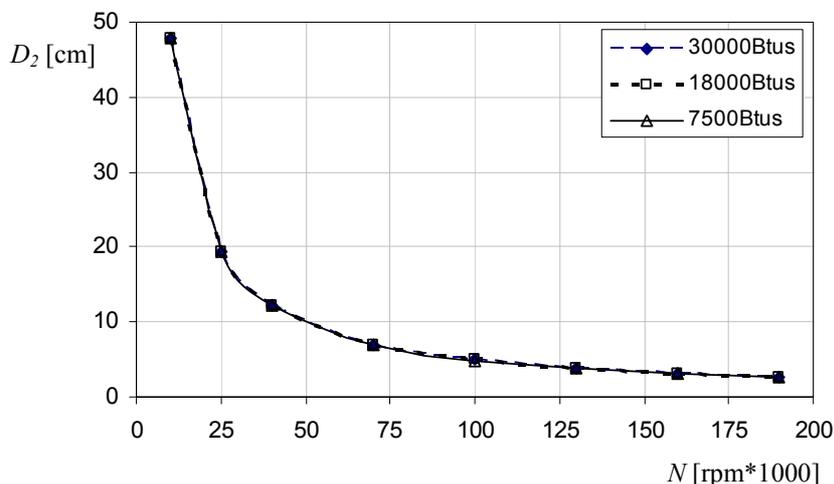


Figura 6. Variação do Diâmetro com a Rotação

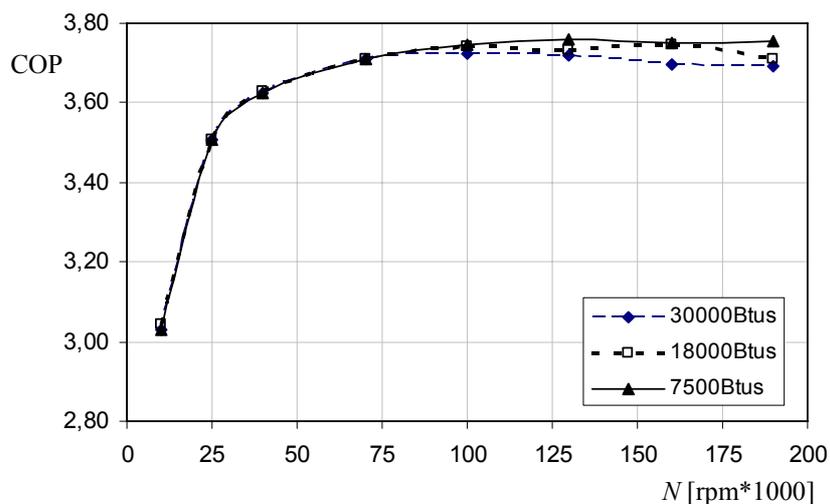


Figura 7. Variação do COP com a Rotação

As Tabs. 2 e 3 foram preparadas a fim de comparar resultados do desempenho do compressor centrífugo em 50.000 rpm, obtidos na presente análise, com dados de desempenho de outros compressores, fornecidos pelos fabricantes. Nestas comparações buscou-se usar o mesmo fluido refrigerante. No entanto, dado o requerimento particular para as propriedades do fluido no compressor centrífugo, incluiu-se também o R11 para uma melhor avaliação do seu desempenho.

Tabela 2. Comparativo de Mecanismos 7.500 Btu/h

Mecanismo	COP
Centrífugo R134a	3,18
Alternativo R134a	2,43
Rotativo R134a	2,99
Centrífugo R11	3,66

Tabela 3. Comparativo de Mecanismos 30.000 Btu/h

Mecanismo	COP
Centrífugo R22	1,52
Scroll R22	3,22
Centrífugo R11	3,66

Deve ser lembrado que existem incertezas nos cálculos realizados, uma vez que valores da eficiência do rotor, η_{rotor} , e do coeficiente de recuperação de pressão, C_{pd} , tiveram de ser arbitrados nesta etapa da investigação. No entanto, pode ser observado das tabelas que a diferença entre os desempenhos é significativa e, assim, o uso do compressor centrífugo em baixas capacidades não pode ser descartado. Para uma análise mais precisa, necessita-se de uma investigação mais detalhada, empregando modelos que resolvam o escoamento no rotor e no difusor e com testes em protótipos para a validação e complementação dos resultados numéricos.

5. Conclusões

A análise realizada revela a possibilidade de aplicação do compressor centrífugo em baixa capacidade de refrigeração. No entanto, necessita-se de uma complementação do estudo, uma vez que alguns parâmetros de eficiência tiveram que ser arbitrados a partir de informações da literatura.

A grande vantagem do compressor centrífugo está na possibilidade de diminuição do tamanho das máquinas existentes. Além disto, essa tecnologia de compressão se mostra vantajosa também em outros aspectos, tais como desempenho elevado, quase ausência de pulsações no fluxo de refrigerante, controle adequado da capacidade de refrigeração e possibilidade do uso mancais sem óleo.

Tradicionalmente as vantagens do compressor centrífugo são mais pronunciadas em rotores de maiores capacidades de refrigeração, pois a combinação de alta rotação e pequenas dimensões em pequenas capacidades ocasiona dificuldades de projeto e de fabricação. No entanto, novas tecnologias de fabricação e a possibilidade de se trabalhar em rotações mais elevadas, devido a avanços em motores elétricos e mancais magnéticos, podem eventualmente viabilizar o uso do compressor centrífugo em baixas capacidades de refrigeração.

6. Referências

- Casey, M. V., 1985, "The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 109, 541-544.
- Cumpsty, N. A., 2004, "Compressor Aerodynamics", Ed. Krieger Publishing Company, USA.
- Dixon, S. L., 1998, "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Ed. Elsevier, 5th Edition, USA.
- Japikse, D. and Baines, N. C., 1997, "Introduction to Turbomachinery", Ed. Concepts ETI, USA.
- Japikse, D., 1996, "Centrifugal Compressor Design and Performance", Ed. Concepts ETI, USA.
- Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1985, "Refrigeration and Air Conditioning", Ed. McGraw-Hill, New York, USA.
- Whitfield, A. B., 1990, "Design of Radial Turbomachines", Harlow, UK, Longman.

PERFORMANCE ANALYSIS OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS APPLIED TO LOW REFRIGERATING CAPACITIES

Rovanir Baungartner
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
88.040-900, Florianopolis, SC
baungartner@polo.ufsc.br

Cesar J. Deschamps
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
88.040-900, Florianopolis, SC
deschamps@polo.ufsc.br

Ricardo A. Maciel
EMBRACO S.A.
Joinville, SC, Brasil
rmaciel@embraco.com.br

Abstract

Centrifugal compressors are usually associated to high refrigerating capacity applications. However, recent developments of high velocity electric motors and oil free bearings may extend its use to capacities much lower than currently available. A number of aspects associated to centrifugal compressors, such as compact size, control flexibility and low levels of vibration and noise, can be used to justify their superior merits relative to positive displacement compressors. The present paper presents a thermodynamic analysis of the centrifugal compressor applied to low refrigerating capacities, including the effect of different refrigerants. Results for rotor diameter, rotation speed and coefficient of performance (COP) are provided and compared with available data for three types of positive displacement compressors.

Keywords: centrifugal compressor, turbo-compressor, refrigerating capacity, refrigerants.