

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E SIMULAÇÃO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO POR MEIO DE UM CICLO SUPERAQUECIDO ALTERNATIVO

Leandro de Azevedo Lima Joffily

Universidade de Brasília, Campus Universitário Darcy Ribeiro Brasília – DF CEP 70910-900
leandro_joffily@yahoo.com.br

João Manoel Dias Pimenta

pimenta@unb.br

Resumo: *No presente artigo é apresentado o projeto de uma bancada que terá como finalidade a realização de testes de compressores de ar condicionados e refrigeradores de pequeno e médio porte. Ao invés de utilizar o ciclo padrão de compressão a vapor, a metodologia proposta utilizará um ciclo apenas na região de vapor superaquecido. Os resultados obtidos experimentalmente deverão permitir a caracterização do desempenho do compressor, bem como servirão para a identificação de parâmetros requeridos por um modelo matemático desenvolvido para a previsão do desempenho energético do compressor. Uma revisão bibliográfica também é apresentada a partir de artigos publicados nas conferências internacionais mais recentes.*

Palavras-chave: *compressor, ar condicionado, refrigeração, teste de compressores, modelagem.*

1. INTRODUÇÃO

O presente artigo tem como finalidade a obtenção de dados experimentais característicos do desempenho de compressores de refrigeração, tendo em vista: (i) o desenvolvimento de uma nova metodologia de teste de desempenho, (ii) o estudo de variáveis construtivas e operacionais afetando o desempenho e, (iii) a identificação de parâmetros requeridos na modelagem matemática do compressor.

Embora não constitua percepção geral das últimas gerações, os sistemas de refrigeração e ar condicionado são um avanço tecnológico recente, que propiciou uma revolução silenciosa no modo de vida da sociedade moderna. Historicamente, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração e ar condicionado tiveram forte influência na evolução da indústria de geração e distribuição de energia elétrica. O alto custo recente da energia elétrica foi fator que também desencadeou uma série de desafios aos engenheiros. Desafios esses que visam aumentar a eficiência dos equipamentos e reduzir o consumo de energia elétrica.

Segundo diferentes levantamentos estatísticos (BEN, 2004; PROCEL, 2003) o consumo de energia no Brasil está distribuído da seguinte forma: 43.8% são derivados de petróleo, 16.3% de energia elétrica e 10.7% de bagaço de cana. Já o consumo de energia elétrica por setores no Brasil se distribui em: 46.9% na indústria, 22.3% no setor residencial, 14,1% no setor comercial e 8,69% no setor público. Dentro do setor residencial o maior filão de energia elétrica são aparelhos de refrigeração e ar condicionado, que representam 33% do consumo. Uma redução de apenas 1% no consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais, representaria uma economia de cerca de 30 GWh/ano. Já no setor comercial 20% do consumo de energia elétrica se devem aos aparelhos de ar condicionado (central e de janela). Apenas através desses dois setores pode ser visto que 10,2% do consumo de energia elétrica total do país se devem a aplicações de ar condicionado e refrigeração, nas quais o componente mais importante, do ponto de vista da conversão de energia em um ciclo de refrigeração, é o compressor. O mercado desse componente no Brasil movimenta US\$1,5 bilhões

por ano, com crescimento de 3% ao ano, onde os compressores herméticos, foco do presente trabalho, representam 37% desse montante (Vasconcelos, 1997).

Assim, as metodologias de ensaio experimental de compressores de refrigeração (foco do presente trabalho) constituem uma ferramenta essencial no desenvolvimento de sistemas mais eficientes. Tais metodologias de ensaio são descritas por normas internacionais como ISO917 (ISO,1989), ASHRAE 23-1978R (ASHRAE, 1978); entre outras, sendo também assunto de recentes trabalhos de pesquisa.

Testes de compressores utilizando uma nova tecnologia foram apresentados por Dirlea et al (1996) considerando uma análise inicial de um ciclo de refrigeração de pequeno porte funcionando apenas na região de vapor superaquecido. No ciclo proposto, os principais componentes são: compressor, trocador de calor a água, válvula de expansão e reservatório de refrigerante. Os autores propuseram a utilização do trocador ora na linha de alta pressão ora na linha de baixa pressão. Na realização de um teste, três variáveis físicas devem ser fixadas sendo elas pressão e temperatura na sucção do compressor e a pressão na descarga do compressor. Essas variáveis foram fixadas na bancada de teste através da temperatura ou vazão de água no trocador, abertura da válvula de expansão e variação da massa de refrigerante no sistema. Porém, os autores se limitaram a poucos testes experimentais, apenas para demonstrar a viabilidade técnica do ciclo proposto.

Baseado no trabalho de Dirlea et al. (1996), Duarte et al. (2000) apresentaram uma implementação da metodologia de testes na região de vapor superaquecido (i.e., sem mudança de fase). Para isso uma bancada experimental foi montada com um compressor seguido de um trocador de calor a água, uma válvula de expansão e um reservatório de refrigerante. Nesse ciclo após ser realizada a compressão o refrigerante a alta pressão passa por um trocador de calor que tem como finalidade, apenas, o desuperaquecimento do refrigerante, ou seja, o refrigerante deixa o trocador ainda da forma de vapor e por fim tem sua pressão reduzida por um dispositivo de expansão. Durante a realização dos ensaios observou-se que a metodologia mostrou-se eficiente, pois, permitiu obter: um menor consumo de energia, maior facilidade de controle e menor inércia térmica (período transiente reduzido na mudança de condição de operação). Por outro lado, existe uma limitação na temperatura da sucção do compressor devido o perigo da condensação do refrigerante na saída do refrigerante do trocador.

Winandy et al. (2001) apresentaram um estudo focalizando somente o compressor, através de um modelo dependente de parâmetros obtidos por meio de testes experimentais. Para isso uma bancada foi construída com a finalidade de realizar esses testes segundo um ciclo inteiramente na região de vapor superaquecido, i.e., sem condensação ou evaporação. Os autores confirmaram as vantagens descritas em trabalhos prévios (Dirlea, 1996; Duarte, 1999). A bancada foi montada com uma válvula de controle entre a entrada do trocador e a descarga do compressor. O inconveniente principal dessa configuração é que o limite mínimo da temperatura de sucção é imposto pela temperatura da água fria. Deve-se notar que no caso de uma configuração com um trocador na linha de alta pressão, o limite da temperatura está imposto pelo risco da condensação. O modelo tem como finalidade a identificação da taxa de fluxo mássico do refrigerante, a temperatura de exaustão, as várias transferências de calor no processo de compressão e as perdas de potência. Para tal o modelo desenvolvido necessita de sete parâmetros: volume varrido pelo compressor, fator de espaço nocivo, dois parâmetros de estrangulamento para as válvulas do compressor, e três coeficientes de transferência de calor. Para o cálculo da potência de eixo foram necessários dois parâmetros, constantes para perdas de potência e um coeficiente de potência. Com a finalidade de analisar o desempenho do compressor em diferentes circunstâncias de operação, as eficiências isentrópica e volumétrica do compressor também foram computadas, juntamente com a queda de pressão e variação de temperatura do refrigerante ao passar pela área de estrangulamento da sucção e descarga do compressor. A análise experimental detalhada permitiu concluir que os principais processos que afetam a taxa de fluxo mássico que passa através do compressor são a re-expansão do volume nocivo, o aquecimento do refrigerante e o estrangulamento.

Para o desenvolvimento do modelo matemático do compressor, publicações mais recentes foram consideradas. Parise et al. (2004) levam em conta o uso de um mínimo de informação sobre o

compressor para sua modelagem semi-empírica. Vazão mássica, [kg/s], e potência consumida, [kW], são calculados a partir da teoria clássica dos compressores de deslocamento positivo, supondo-se a compressão politrópica. Porém para a realização desses cálculos faz-se necessário o conhecimento de alguns parâmetros, como por exemplo, a geometria básica do compressor, as condições de operação, os parâmetros empíricos e as eficiências mecânica e elétrica, para se obter o real consumo de energia. Além disso, o coeficiente volumétrico ainda pode ser desdobrado em outros parâmetros empíricos que quantifiquem perdas localizadas como queda de pressão nas válvulas (Parise et al, 2004) e perdas de gás nos selos e nos assentos das válvulas (Rodrigues et al, 1991).

Lebrun et al (1995) desenvolveram uma modelagem para compressores baseada em processos, onde um superaquecimento de fluido refrigerante é considerado devido a perdas eletromecânicas antes da sucção do compressor. Assume-se que o superaquecimento ocorre a pressão constante, com isso, apenas uma elevação da entalpia na sucção ocorre. Nesse modelo três estrangulamentos foram considerados, na sucção do compressor, na exaustão do compressor e no interior do compressor. A teoria clássica sobre bocais foi utilizada para o cálculo da vazão mássica em relação a queda de pressão.

Já o modelo de compressor apresentado por Domanski e Didion (2003) requer dados experimentais obtidos de ensaios calorimétricos apropriados, através dos quais devem ser obtidos coeficientes de transferência de calor a fim de calcular cinco taxas de transferência de calor: entre o compressor e o ambiente, entre o lado interno da carcaça e o refrigerante, o calor que o refrigerante recebe na passagem pela câmara de sucção, entre o refrigerante no interior da carcaça e o que se encontra na tubulação de descarga.

2. CONCEITOS TEÓRICOS

O ciclo superaquecido proposto no presente artigo (Fig 1) se difere do ciclo convencional de compressão a vapor, pois, nele não existe o condensador nem o evaporador, mas sim, um pequeno trocador de calor com função de desuperaquecer o refrigerante. Dessa forma o refrigerante trabalha apenas na região de vapor superaquecido. O seu restante tem a mesma configuração do ciclo convencional, ou seja, um compressor e um dispositivo de expansão.

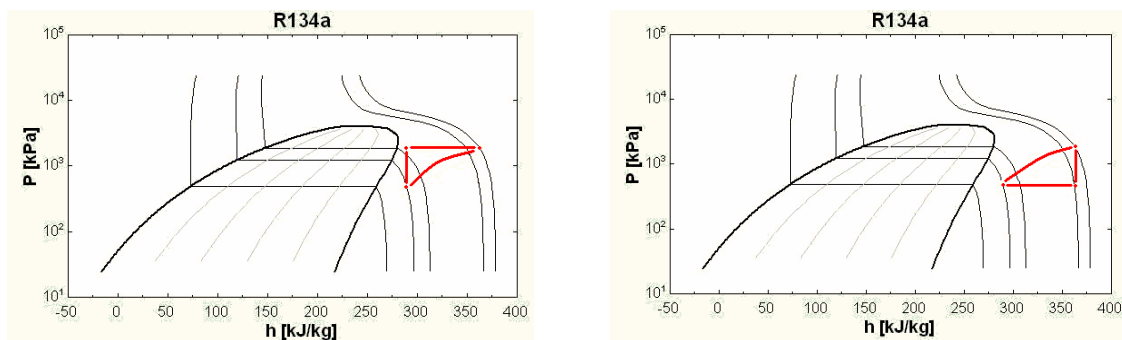


Figura 1: Ciclo superaquecido em duas formas possíveis.

A utilização desse ciclo é totalmente adequada à realização de testes com compressores, pois para tal é apenas necessário que estejam definidos os estados termodinâmicos do fluido refrigerante na sucção e descarga do compressor. Com esses dois pontos determinados, os demais processos a montante e a jusante do compressor não interferem nos resultados dos testes.

A partir do ciclo obtido na bancada de ensaios é obtido facilmente os valores de desempenho do compressor. O coeficiente de performance é calculado através da potencia consumida pelo compressor que será medida e uma simulação da capacidade de refrigeração, considerando que a condensação ocorrerá até a linha de líquido saturado. Já a eficiência volumétrica é facilmente obtida dos valores de temperatura e pressão medidos na sucção e descarga do compressor, da mesma forma a eficiência isentrópica. A seção mostrará como esses valores serão obtidos.

3. METODOLOGIA

3.1 Aparato Experimental

Para a realização dos testes descritos anteriormente um aparato experimental foi construído. Esse aparato tem como componentes básicos um compressor hermético, um dispositivo de expansão e dois trocadores de calor bitubulares, além de uma completa instrumentação. A Fig. 2 apresenta com maior detalhamento a bancada de testes.

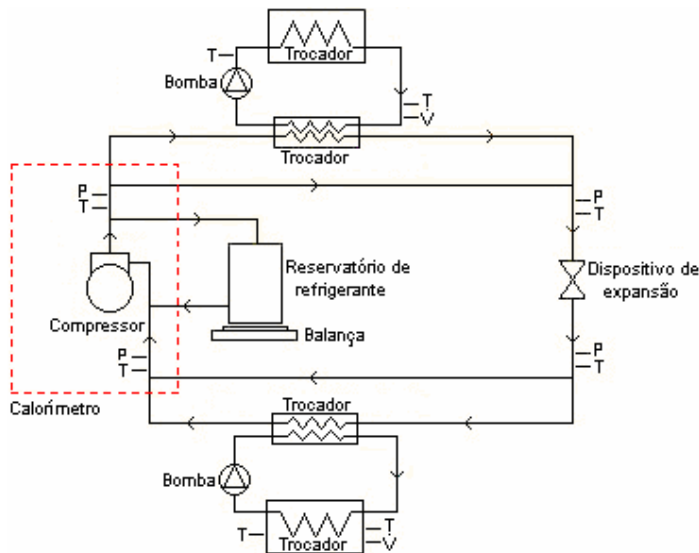


Figura 2 – Layout da bancada de testes.

Compressor: Os compressores a serem testados, utilizando a metodologia proposta, serão herméticos de pequeno e médio porte (com potência elétrica consumida para realização de compressão entre 149 W e 1553 W), utilizados em aplicações comerciais como em geladeiras, bebedouros, ar condicionado de janela, etc. Tal opção por compressores de pequeno porte orientou o dimensionamento dos componentes da bancada de testes.

Durante os ensaios o compressor estará operando no interior de uma câmara calorimétrica que permitirá manter o compressor sob temperatura ambiente controlada, bem como, determinar a perda de calor a partir da carcaça do compressor para o ambiente. O uso da câmara calorimétrica permitirá ainda a realização de um balanço de energia para a determinação indireta da vazão de refrigerante.

Trocadores de calor: Como já foi citado, todos os componentes da bancada de testes foram dimensionados de acordo com o consumo de potência do maior compressor a ser testado. Partindo desse limitador trocadores de calor do tipo bitubular, (ACP Termotécnica), foram escolhidos para atuarem como desuperaquecedor do refrigerante. Esses trocadores ficarão posicionados a montante e a jusante do dispositivo de expansão. Tal escolha tem como finalidade proporcionar três modos de operações para a bancada de testes (como mostrado na seção 3.2 adiante).

Os comprimentos necessários para os dois trocadores de calor foram calculados para a situação extrema para cada trocador, situação essa onde o compressor de maior potência é utilizado juntamente com apenas um dos dois trocadores, ou seja, quando o trocador da linha de alta pressão estiver sendo utilizado o da linha de baixa estará sendo “by-passado” e vice-versa.

O motivo para a diferença entre o comprimento dos dois trocadores de calor resulta das diferentes temperaturas de entrada e saída do refrigerante nos trocadores. Assim, os valores dos coeficientes convectivos internos de transferência de calor são distintos para cada um dos casos.

Dispositivo de expansão: O dimensionamento do dispositivo de expansão foi feito de uma forma extremamente simples. Sabendo-se o valor da maior diferença de pressão que o ciclo impõe na utilização do compressor de potência mais elevada, um dispositivo de expansão, existente no mercado, capaz de atuar nessa faixa de operação foi selecionado. O dispositivo escolhido foi um

regulador de capacidade do tipo “bypass” de gás quente (Danfoss), esse dispositivo quando utilizado convencionalmente faz um controle de capacidade do compressor. Esse controle é feito reduzindo a pressão de uma certa quantidade de refrigerante desejada que sai do compressor possibilitando o retorno do mesmo para a sucção do compressor sem que ele tenha que passar pelos demais componentes do ciclo de compressão a vapor.

Além de atuar na faixa de pressão desejada o regulador de capacidade escolhido também permite regular o fluxo mássico de refrigerante através do seu parafuso regulador.

Calorímetro: Para a análise da perda de calor do compressor para o ambiente um calorímetro com paredes de 10cm de espessura composta por isopor foi construído ao redor do mesmo. O interior do calorímetro uma temperatura é mantida constante com o auxílio de um par de trocadores aletados e uma bomba centrífuga. Esses trocadores estão dispostos um no interior da câmara e outro na parte externa a mesma, a interligação entre os dois é feita por uma tubulação de PVC e um fluxo mássico de água é feito por meio da bomba hidráulica. Uma automação faz com que os ventiladores que possibilitam a troca de calor forçada e a bomba liguem quando o interior da câmara estiver a uma temperatura de 33°C e desligue quando tiver em uma temperatura de 31°C dessa forma consegue-se manter no interior da câmara uma temperatura mais ou menos constante na faixa de 32°C, que é o desejado. Dessa forma pretende-se absorver através da água todo o calor cedido ao ambiente pelo compressor.

Carga de gás do sistema: A quantidade de gás refrigerante existente no sistema, como já foi mencionada, pode variar. Um controle utilizando válvulas que estarão ligadas através de mangueiras a um reservatório de refrigerante executará essa função. Porém, esse sistema é a única parte da bancada de testes que se encontra inabilitado até o momento do presente trabalho.

Instrumentação: Para o monitoramento do funcionamento da bancada de teste e observação se o compressor esta atuando dentro do esperado, uma série de instrumentos de medição estão posicionados em pontos estratégicos da bancada.

A maneira que foi definida o posicionamento de cada instrumento de medição foi de acordo com a norma ISO 917. As tomadas de pressão e temperatura devem estar posicionadas no mesmo ponto do ciclo de refrigeração. Estes devem ser posicionados num trecho de linha reta da tubulação, a uma distancia de oito vezes o diâmetro do tubo, depois do ponto de entrada e saída de cada componente do ciclo.

Para a medição de temperaturas serão utilizados termopares tipo “T”, os quais têm uma precisão de $\pm 1^\circ\text{C}$ para temperaturas superiores a 0°C , que serão posicionados na entrada e saída de todos os componentes do ciclo. Cada termopar será introduzido nas tubulações por meio de poços termométricos de dimensões adequada à minimizar o erro de medição devido à condução.

Para medir a temperatura no interior optou-se por um termorresistor do tipo PT-100, esse tipo de sensor possui uma resistência de 100 ohms quando a temperatura for de 0°C e de 138,4 ohms em 100°C , entre os fios. E a sua precisão é de $\pm 0,3^\circ\text{C}$ a 0°C . A saída do termorresistor é conectada a um condicionador de sinal que é alimentado com uma tensão de 24Vcc e que possui um sinal analógico de saída de 4 a 20 mA. Esse sinal é enviado para um CLP que realiza o controle de temperatura no interior do calorímetro.

Para a medição de pressões, transdutores específicos serão instalados na entrada e saída de cada componente da linha de refrigerante. Esses transdutores fornecem sinais de 4 a 20 mA e são alimentados por 10 a 30 Vcc, com precisão de 1% segundo fabricante.

A vazão de água que circula entre o trocador bitubular e o trocador aletado foi utilizado um medidor de vazão ultra-sônico que possui um sinal de 4 a 20 mA com precisão de 2% na medida segundo o fabricante. Para a vazão de água que faz o controle de temperatura no interior do calorímetro um rotâmetro medido de vazão instantânea, com precisão de $\pm 2\%$ de fundo de escala. Já a vazão de refrigerante será medida de forma indireta por meio de balanços de energia para o calorímetro.

Para a medição do consumo de potência elétrica do compressor, um transdutor de potência elétrica será conectado no circuito de acionamento dos compressores, juntamente com

transformadores de tensão e corrente, permitindo medir a potência elétrica consumida pelo compressor com uma precisão da ordem de 0,25% e com sinal de saída de 0 a 20 mA.

Os sinais analógicos gerados pela instrumentação descrita serão adquiridos via micro-computador através de módulos de aquisição de dados conectado entre si segundo protocolo RS485, transferindo em tempo real ao computador, via porta serial RS232, todos os dados experimentais relevantes.

3.2 Metodologia de Testes

Os ensaios experimentais ocorrerão variando-se basicamente três parâmetros de operação: massa de refrigerante no sistema, vazão mássica de água nos circuitos secundários e a vazão mássica de refrigerante no sistema. Além dessas variações três modos de operação da bancada serão possíveis. O primeiro modo faz-se por meio de um desuperaquecimento antes do dispositivo de expansão, essa opção, porém, pode ser limitada pela temperatura de condensação do fluido refrigerante, por isso, um segundo modo de operação faz-se necessário. O segundo modo de operação atua dividindo o desuperaquecimento, com uma porção antes do dispositivo de expansão e outra porção após o dispositivo de expansão. Uma terceira opção de funcionamento será com o desuperaquecimento ocorrendo após o dispositivo de expansão, esse modo de operação pode ser limitado pela temperatura da água gelada no circuito secundário. Dois desses modos de operação estão apresentados na Fig 1.

A metodologia dos testes consiste em fixar temperatura e pressão de evaporação e condensação, juntamente com uma determinada carga de refrigerante no sistema. O controle da pressão e temperatura citados serão feitos por válvulas que controlarão a vazão de água em ambos os circuitos secundários. Essas válvulas operam com dispositivo do tipo esfera e são operadas manualmente. Juntamente com essas válvulas o controle das pressões poderá ser feito por meio do dispositivo de expansão do ciclo, ajustando-se a vazão mássica de refrigerante. O dispositivo de expansão será regulado por meio de um motor de passo que é controlado pelo CLP.

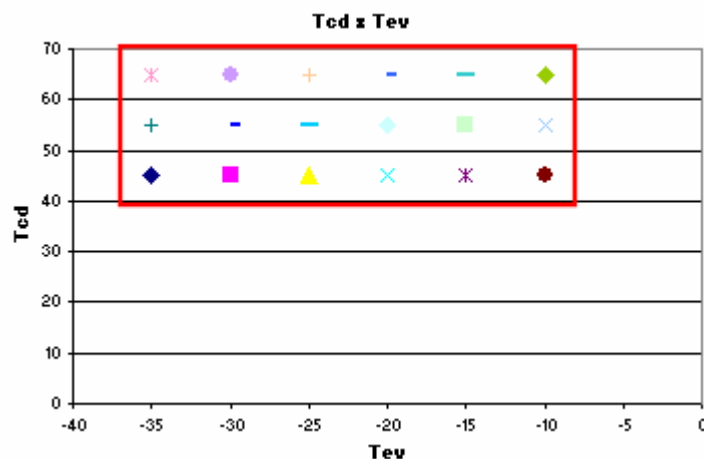


Figura 3 – Faixa de operação dos compressores testados.

Já a quantidade de refrigerante no sistema será regulada através de válvulas e um reservatório de refrigerante que ficará ligado ao sistema, onde as válvulas permitirão a entrada de uma maior ou menor quantidade de refrigerante no sistema.

Após a regulação da bancada de testes para o ponto desejado e sua entrada em regime permanente, ou seja, variações menores do $\pm 1^\circ\text{C}$ ocorra durante um intervalo de dez minutos, os

dados passarão a ser colhidos em tempo real, durante período de tempo necessário para a caracterização da operação. Em seguida um novo ponto de teste será avaliado. Dessa maneira uma ampla faixa de temperaturas de evaporação e condensação será coberta (fig 3).

3.3 Modelo Matemático

A Fig. 4 apresenta uma representação simplificada, ilustrando o conceito adotado na representação dos fluxos de energia em compressores, herméticos. O modelo matemático será baseado nos modelos desenvolvidos por Silva et al (1995) e Oliveira et al (2002).

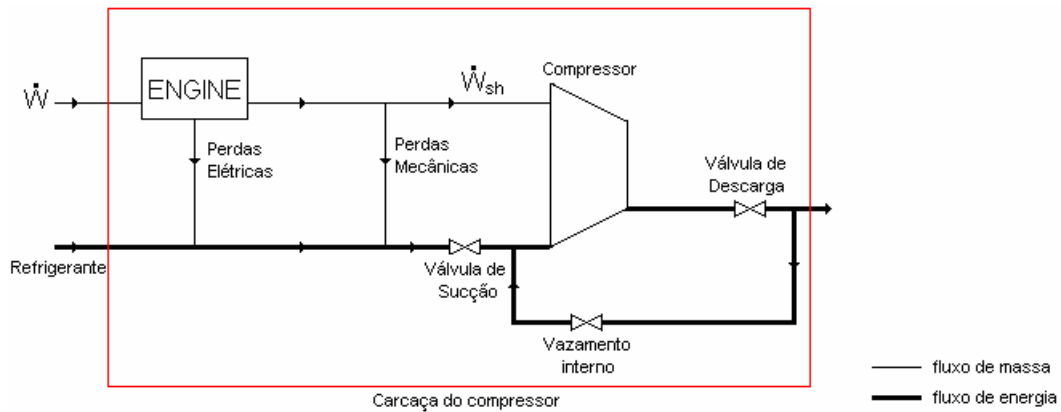


Figura 4 - Representação esquemática dos fluxos de energia num compressor.

Na modelagem assume-se que as irreversibilidades no processo de compressão se concentrem num aquecimento fictício do refrigerante (“heating-up”) antes que o mesmo entre no compressor. Com a compressão é assumida isentrópica, sendo o aquecimento representado por um acréscimo da entalpia do gás (fig 5).

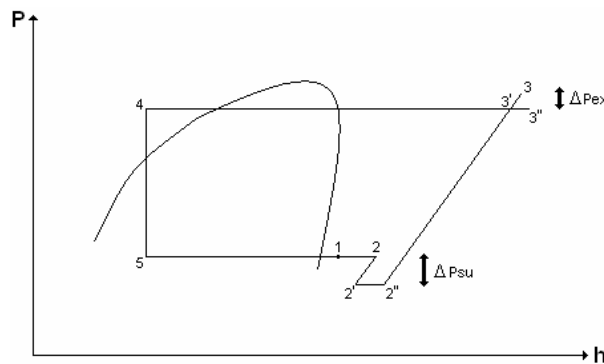


Figura 5 – Diagrama pressão vs entalpia para o modelo proposto.

Vazão mássica: Pode-se definir a eficiência volumétrica (Stoecker et al., 1985) de um compressor a pistão como sendo a razão entre o volume de gás refrigerante realmente aspirado ($V_a - V_d$) e o deslocamento volumétrico do pistão ($V_a - V_c$).

Entretanto, devido a influência do volume nocivo existente entre o ponto morto superior do curso e a placa de válvulas, ocorre uma re-expansão de gás a alta pressão remanescente nesse volume nocivo. Tal efeito é considerado por um fator de folga (C_f) dado pela relação entre o volume nocivo (V_c) e o deslocamento volumétrico do pistão.

Ao relacionar a eficiência volumétrica com o volume nocivo e a re-expansão, considerando este último como um processo isentrópico, pode-se definir a eficiência volumétrica como:

$$\varepsilon_v = 1 + C_f - C_f \cdot \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{1/\gamma} \quad (2)$$

Onde,

P_s Pressão de saída do gás refrigerante (pressão de saturação do gás para a temperatura de evaporação, T_{ev}).

P_E Pressão de entrada do gás refrigerante (pressão de saturação do gás para a temperatura de condensação, T_{cd}).

γ Coeficiente isentrópico.

A partir das relações citadas acima, se expressa o fluxo volumétrico como uma função da diferença de pressão e do fator de folga.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{V_s}{v_{ref,e,cp}} \cdot N \cdot \left\{ 1 - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(\frac{P_3}{P_2'} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \cdot C_v \quad (3)$$

Onde os parâmetros $\dot{V}_s$ e C_f devem ser identificados com base nas características construtivas de cada compressor.

Potência consumida: Um modelo simplificado é adotado para representar a conversão energética no compressor. Assume-se que parte da potência elétrica fornecida ao compressor seja consumida para efetuar a compressão isentrópica do gás sendo o restante vinculado às perdas concentradas no conjunto motor-transmissão.

$$\dot{W} = \dot{W}_{Lo} + \alpha \dot{W}_s + \dot{W}_s \quad (4)$$

Onde,

$\dot{W}$ Potência fornecida ao motor elétrico.

$\dot{W}_{Lo}$ Constante de perdas eletromecânicas.

$\dot{W}_s$ Potência de compressão isentrópica.

α Eficiência volumétrica.

A compressão e a re-expansão são aqui consideradas processos isentrópicos e os expoentes isentrópicos assumidos iguais para ambos os processos, permitindo calcular facilmente a potência de compressão isentrópica (Howell et al, 1987), como:

$$\dot{W}_s = \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right) (\dot{m}_{ref} \cdot P_E \cdot v_E) \left[\left(\frac{P_s}{P_E} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (5)$$

Onde,

v_E volume específico na sucção do compressor.

$\dot{m}_{ref}$ vazão mássica de refrigerante.

Na Eq. 4 foram introduzidos dois novos parâmetros necessários para simular as perdas eletromecânicas, ($\dot{W}_{Lo}$ e α) que devem ser identificados para cada compressor.

Modelo dinâmico: Para a utilização do modelo dinâmico deve-se utilizar toda a inércia térmica do compressor à uma parede fictícia para o mesmo. Essa parede tem um comportamento transiente que é modelado através de um modelo de capacitância global, supondo que a resistência térmica a condução de calor na parede possa ser desprezada quando comparada à resistência convectiva entre a parede e as redondezas. Aplicando a lei da conservação da energia nessa parede fictícia tem-se.

$$\dot{Q}_{su} + \dot{L} = (\dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{amb}) + \rho \cdot V \cdot C_p \cdot \frac{dT_w}{dt} \quad (6)$$

Onde,

$\dot{Q}_{su}$	calor absorvido pelo refrigerante na sucção do compressor.
$\dot{L}$	perdas eletromecânicas do compressor que são transferidas para o refrigerante.
$\dot{Q}_{ex}$	calor cedido pelo refrigerante na descarga do compressor.
$\dot{Q}_{amb}$	calor trocado entre o compressor e o ambiente
T_w	temperatura da parede do compressor

4. RESULTADOS ESPERDOS

No presente trabalho a bancada de testes já se encontra em funcionamento, porém devido a incertezas de medidas os resultados até o momento não são confiáveis, porém, já se mostram possíveis.

Os resultados que serão colhidos poderão ser comparados com os valores apresentados pelo fabricante e pela simulação apresentada anteriormente. Para isso os testes deverão variar toda a faixa de operação do compressor, ou seja, a temperatura de condensação poderá sair de 40°C até 70°C da mesma forma a temperatura de evaporação poderá ir de -10°C a -35°C. E em cada ponto de testes uma vazão mássica de refrigerante deverá ser obtida de forma indireta e um consumo de potência também poderá ser obtido de forma direta e indireta. Com isso o compressor terá um mapa do seu desempenho traçado pela bancada proposta.

5. CONCLUSÕES

Embora trabalhos prévios tenham considerado a aplicação do ciclo superaquecido como método alternativo para a realização de ensaios de desempenho de compressores de refrigeração, a demonstração efetiva de sua aplicabilidade, bem como a confirmação das diferentes vantagens atribuídas ao método permanecem como a serem investigadas em maiores detalhes.

No presente trabalho apresentou-se um planejamento experimental para a investigação detalhada da metodologia de ensaio segundo o ciclo superaquecido. A bancada experimental, apesar de ainda não apresentar medidas totalmente confiáveis, permitiu mostrar que o método de teste proposto, bem como a caracterização do desempenho do compressor são viáveis.

O estudo em realização considera também a análise teórica do desempenho do compressor através de um modelo semi-empírico consagrado que tirará proveito dos dados experimentais colhidos através do ensaio pelo ciclo superaquecido.

REFERÊNCIAS

- BEN - Balanço Energético Nacional. Ministério de Minas e Energia. 2004 (Ano-Base 2003), Brasil.
- DIRLEA, R., HANNAY, J., e LEBRUN, J., Purdue Conference, 1996 “Testing of refrigeration compressors without condensation” USA.
- DOMANSKI P.A., DIDION D.A., 2003 “NIST Vapor Compression Cycle Design Program”, National Institute of Standards and Technology.
- DUARTE, J. A., 2000, “Desenvolvimento de uma nova metodologia para o teste de compressores de refrigeração: ciclo completamente na região de vapor saturado”, Universidade Federal de Uberlândia.
- EASTOP, T.D., MCCONKEY, A., 1978, Applied Thermodynamics for Engineering Technologists, third edition, Longman, London.
- HOWELL, J.R., Buckius, R.O., 1987, “Heat Transfer Engineering”, vol. 8,n.2.

- INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P., 1998, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, LTC, Rio de Janeiro.
- JOFFILY L. A. e MUNDIM S. L., 2004, “Análise Experimental de Desempenho de Compressores de Refrigeração”, Universidade de Brasília.
- LEBRUN, J., BOURDUXE, J. P., GRODENT, M., 1995, “Hvac1kit – A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation – ASHARE TC 4.7 Energy Calculation”, University of Liège, Laboratory of Thermodynamics, Belgium.
- MONTEIRO, A. H., AMORA Jr. J. A., PIMENTA J. M. D., 2003, “Desenvolvimento de software para análise de sistemas de refrigeração”, VIII Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar
- OLIVEIRA, J. E. S., 2002, “Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão”, Universidade Federal de Uberlândia.
- PARISE, J. A. R., 2004, “Avanços Recentes na Modelagem de Componentes de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor”, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.
- PROCEL – (http://www.eletrobras.gov.br/EM_Programas_Procel/default.asp), Brasil, 2004.
- RODRIGUE, P. S. B., 1991, “Compressores Industriais” EDC, Rio de Janeiro.
- SANTOS, B. e SANTOS, R. R., 2006, “Instrumentação e Controle de uma Bancada de Testes de Compressores na fase de Vapor Superaquecido”, Universidade de Brasília.
- SILVA, K. L., 1995, “Simplified Approach for Reciprocating Compressor: Modelling Development and Experimental Analysis”, University of Liège.
- STOECKER, W.F., JONES, J. W., 1985, “Refrigeração e Ar Condicionado”, McGraw-Hill, São Paulo.
- VASCONCELOS, M., 1997 “Compressors And Parts”, <http://www.corporateinformation.com/>
- WINANDY, E., SAAVEDRA, C., LEBRUN, J., 2001, “Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor”, International Journal of Thermal Sciences.

PERFORMANCE RATING AND SIMULATION OF REFRIGERATION COMPRESSORS BY AN ALTERNATIVE SUPERHEATED CYCLE

Leandro de Azevedo Lima Joffily

Universidade de Brasília, *Campus* Universitário Darcy Ribeiro Brasília – DF CEP 70910-900
leandro_joffily@yahoo.com.br

João Manoel Dias Pimenta

pimenta@unb.br

Abstract: *In the present article the project of a group of benches is presented that will have as purpose the accomplishment of tests of conditional compressors of air and conditions of small and medium capacity. Instead of using the standard cycle of vapor compression, the proposed methodology will use a cycle just in the superheated vapor region. The gotten results experimentally will have to allow the characterization of the performance of the compressor, as well as will serve for the identification of parameters required for a developed mathematical model for the forecast of the energy performance of the compressor. A bibliographical revision also is presented from articles published in the more recent international conferences.*

Keywords: *compressor, air conditional, refrigeration, test of compressors, modeling*