Informações do documento

Documento nº: 03

Titulo: Elementos do circuito de refrigeração

Descrição: Descrição funcional dos elementos de refrigeração, tais como, compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador.

Versão	Data	Autor	Descrição da alteração
1.0	31/03/09	Nuno Mesquita	Versão draft
1.1	16/07/09	Nuno Mesquita	Revisão

Conteúdos

1. Compressores 2
1.1. Compressores alternativos/pistão 2
1.2. Compressores de parafuso 6
2. Evaporadores e Condensadores 9
2.1. Coeficiente geral de transferência de calor 10
2.2. Quedas de pressões, coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos 11
2.3. Quedas de pressões, coeficiente de transferência de calor dentro da concha 12
2.4. Condensadores 13
2.4.1. Capacidade do condensador 13
2.4.2. Coeficiente de condensação 13
2.4.3. Factor de entupimento 14
2.4.4. Desuperheating 14
2.4.5. Desempenho do condensador 15
2.4.6. Ar e não condensáveis 16
2.5. Evaporadores 16
2.5.1. Ferver dentro da shell 16
2.5.2. Ferver dentro dos tubos 17
2.5.3. Performance do evaporador 17
2.5.4. Queda de pressão nos tubos 18
3. Dispositivos de Expansão 18
3.1. Tubos capilares 18
3.2. Válvulas de expansão de pressão constante 19
3.3. Válvulas de nível 19
3.4. Válvulas de expansão termoestática 20
3.5. Válvulas electrónica de expansão 21

1. Compressores

Existem basicamente 4 tipos de compressores de refrigeração são: **alternativos**, **parafuso**, **centrífugo** e **axiais**. Outra característica usada habitualmente é serem **hermeticamente fechados**, **semi-hermeticos** ou **abertos**.
E as duas grandezas mais importantes para caracterização do seu desempenho são a **capacidade de refrigeração** e a **potência**

1.1. Compressores alternativos/pistão

Neste tipo de compressores, a compressão do gás é feita numa câmara de volume variável por um pistão, com as válvulas de sucção e descarga, organizadas de forma a bombear o refrigerante.

O ciclo de compressão é caracterizado em três fases. A **fase da sucção**, fase em que o movimento do pistão aumenta o volume interno do cilindro, aqui o gás refrigerante a baixa pressão é sugada pela válvula de admissão preenchendo o volume da câmara. A **fase da compressão** quando o movimento do pistão diminui o volume interno da câmara, criando um aumento de pressão no gás dentro da câmara o que provoca o fecho da válvula de admissão e o aumento de temperatura do gás. Quando a pressão interna é maior do que a das molas da válvula de descarga, ocorre a **fase da descarga,** originando a abertura da válvula permitindo o escoamento do gás (a alta pressão e temperatura). Na Figura 1.1 encontra-se um esquema ilustrado do funcionamento do compressor e a caracterização típica num diagrama PV.

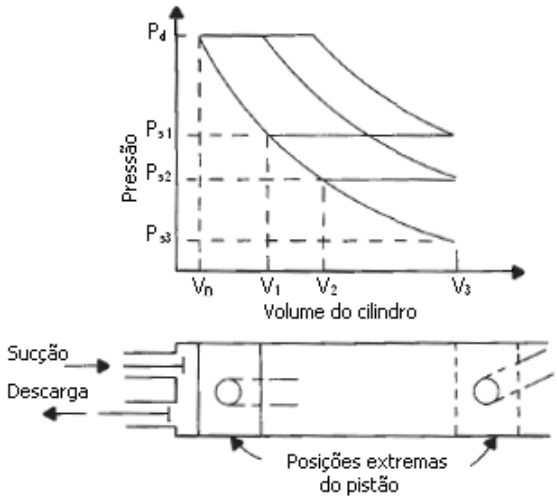

Figura 1.1 – Representação das três fases do ciclo de compressão

Onde V_n é o volume nocivo ou espaço nocivo na câmara do pistão e P_d é a pressão de descarga. Volume nocivo é o espaço entre a fase do pistão e a placa da válvula de descarga no ponto morto superior do curso do pistão, esta folga deve ser o menor possível, de modo a forçar a maior quantidade possível de vapor do refrigerante comprimido a passar pela válvula de descarga. Pode ser representado como uma percentagem do volume que é deslocado pelo pistão.

$$Percentagem\ de\ volume\ nocivo = m = \left(\frac{V_{nocivo}}{V_{total} - V_{nocivo}} \right) \bullet 100 \qquad (1.1)$$

A percentagem volume nocivo, (m), é uma característica de constante para um dado compressor

O desempenho do compressor é definido através da sua eficiência volumétrica, esta é definida por dois tipos, **eficiência volumétrica teórica , (η_v)** ,e **eficiência volumétrica real, (η_{vr})**.

$$\eta_v = \left(\frac{V_{total} - V_{sucção}}{V_{total} - V_{nocivo}}\right) \bullet 100 = \left(\frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_n}\right) \bullet 100 \qquad (1.2)$$

Podemos ainda expressar em termos de m

$$\eta_v = \left(\frac{V_3 - V_n + V_n - V_1}{V_3 - V_n}\right) \bullet 100 = 100 - \frac{V_1 - V_n}{V_3 - V_n} \bullet 100 = 100 - \frac{V_n}{V_3 - V_n}\left(\frac{V_1}{V_n} - 1\right) \bullet 100 \qquad (1.3)$$

$$\eta_{vc} = 100 - m\left(\frac{V_1}{V_c} - 1\right) \qquad (1.4)$$

Se é assumido que a expansão entre V_n e V_1 é isentrópica

$$\frac{V_1}{V_n} = \frac{v_{suc}}{v_{des}} \qquad (1.5)$$

onde, v_{suc} corresponde ao volume especifico do gás refrigerante na zona de sucção do compressor, v_{des} corresponde ao volume especifico do gás refrigerante na zona de descarga.

Passamos a ter a eficiência volumétrica livre expressa pelos volumes de sucção e descarga

$$\eta_v = 100 - m\left(\frac{v_s}{v_d} - 1\right) \qquad (1.6)$$

A eficiência volumétrica real é diferente da teórica, segundo [5], devido à falta de consideração de efeitos, tais como:

- Efeitos de variação de temperatura do refrigerante ao entrar no cilindro
- Variação de pressão que ocorre quando o refrigerante passa através da válvula de admissão
- Fugas de refrigerante através das válvulas de admissão e descarga do compressor

Onde apresenta uma relação de η_v com η_{vr}, apresentada em (1.7).

$$0{,}79\eta_v \le \eta_{vr} \le 0{,}90\eta_v \qquad (1.7)$$

A eficiência volumétrica real é definida em [2] como

$$\eta_{vr} = \frac{Caudal \quad (q)}{Velocidade \quad do \quad deslocamento\,(V_D)} \qquad (1.8)$$

Em que a velocidade de deslocamento corresponde ao volume por unidade de tempo que é percorrido pelo pistão, nos seus movimentos de sucção, (V_D).

$$V_D = V\,n \qquad (1.9)$$

Um dos factores que influencia a eficiência volumétrica teórica é o caudal mássico que é bombeado pelo compressor. O **caudal mássico** é análogo ao volumétrico, mas mede a massa que atravessa uma área por unidade de tempo. Podemos encara-lo como o caudal medido na zona de sucção do compressor a dividir pelo volume específico do refrigerante nesse local.

$$\dot{m} = \frac{q}{v_s} \qquad (1.10)$$

Em que v_s representa o volume específico do gás refrigerante na zona de sucção do compressor. Utilizando a definição de eficiência volumétrica (1.8) obtemos uma relação entre o caudal mássico e a eficiência volumétrica.

$$\dot{m} = V_D \frac{\eta_{vr}}{v_s} \qquad (1.11)$$

O compressor possui uma **capacidade de refrigeração** que é determinada pelo produto do caudal mássico com o efeito de refrigeração

$$C_{\text{Ref}} = \dot{m}\left(h_1 - h_4\right) \qquad (1.12)$$

O **efeito de refrigeração,** $(h_1 - h_4)$, consiste na variação na entalpia do refrigerante quando passa pelo evaporador.

O **requisito de potência** para o compressor consiste no produto do caudal mássico com o trabalho isentrópico da compressão:

$$P = \dot{m}\Delta h_i \qquad (1.13)$$

Como iremos verificar, a **capacidade de refrigeração** e **potência de compressão** estão intimamente relacionados com as temperaturas (olhando para o diagrama PH percebemos que está associado a uma pressão) do evaporador e condensador.

Agora iremos ver os efeitos que a influencia do evaporador e o condensador tem para o compressor.

O efeito que a temperatura do evaporador (pressão de sucção do compressor)

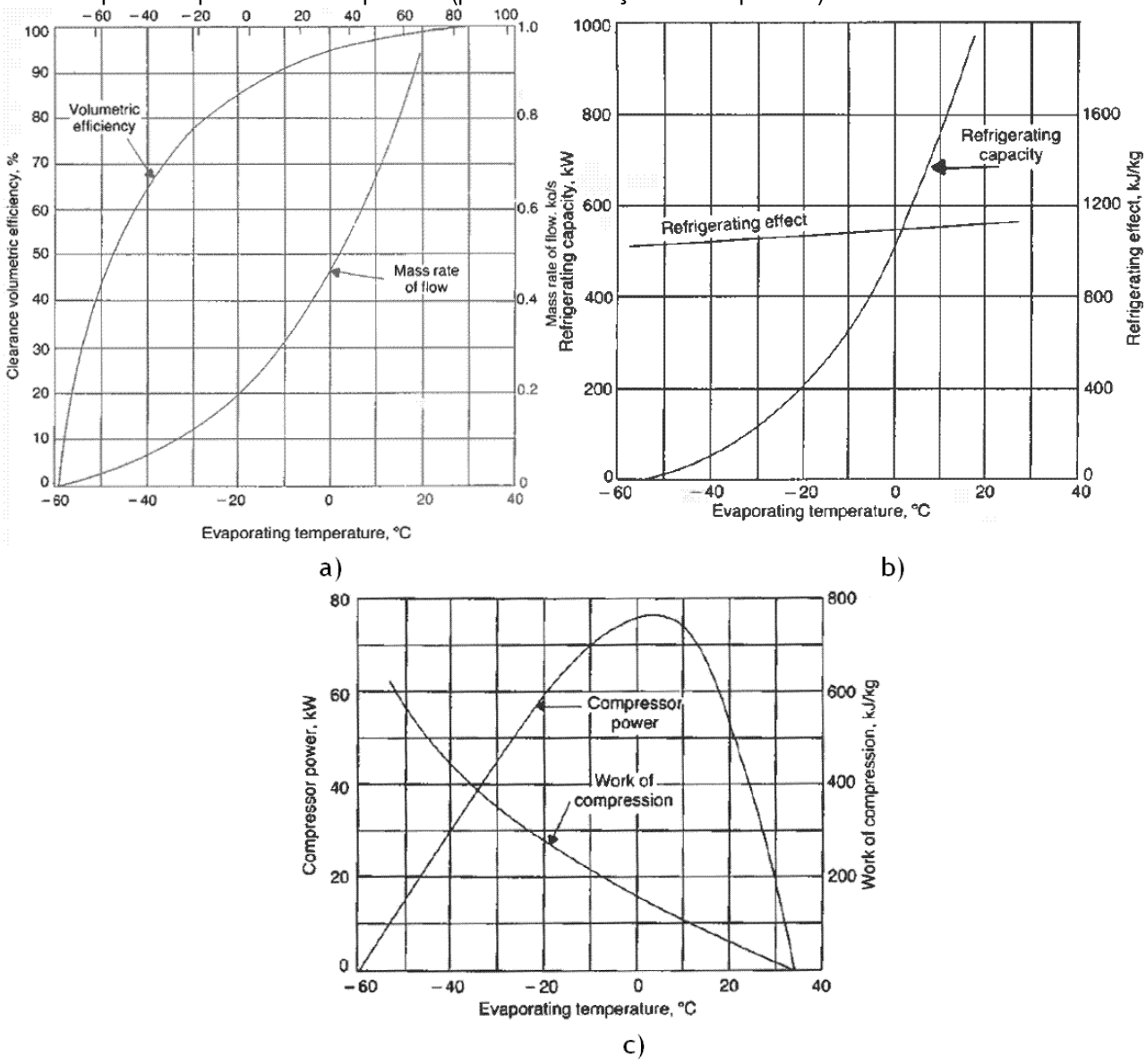

Figura 1.2 – Influencia que a temperatura do evaporador tem sobre o compressor [3]

A percentagem de volume livre foi considerada de 4%.

O motor seleccionado para trabalhar num determinado ponto de funcionamento, pode ficar em regime de sobrecarga se tiver que operar perto do pico de potência. Por vezes os motores são sobredimensionados de forma a poderem atravessar o pico da curva de potência. Mas para evitar aumentar o motor, a pressão de sucção é por vezes diminuída artificialmente, quer por estrangulamento do gás de sucção, ou por, retirar a carga a cilindros, enquanto a temperatura do evaporador desce a um nível abaixo da curva de pico de potência.

No condensador temos

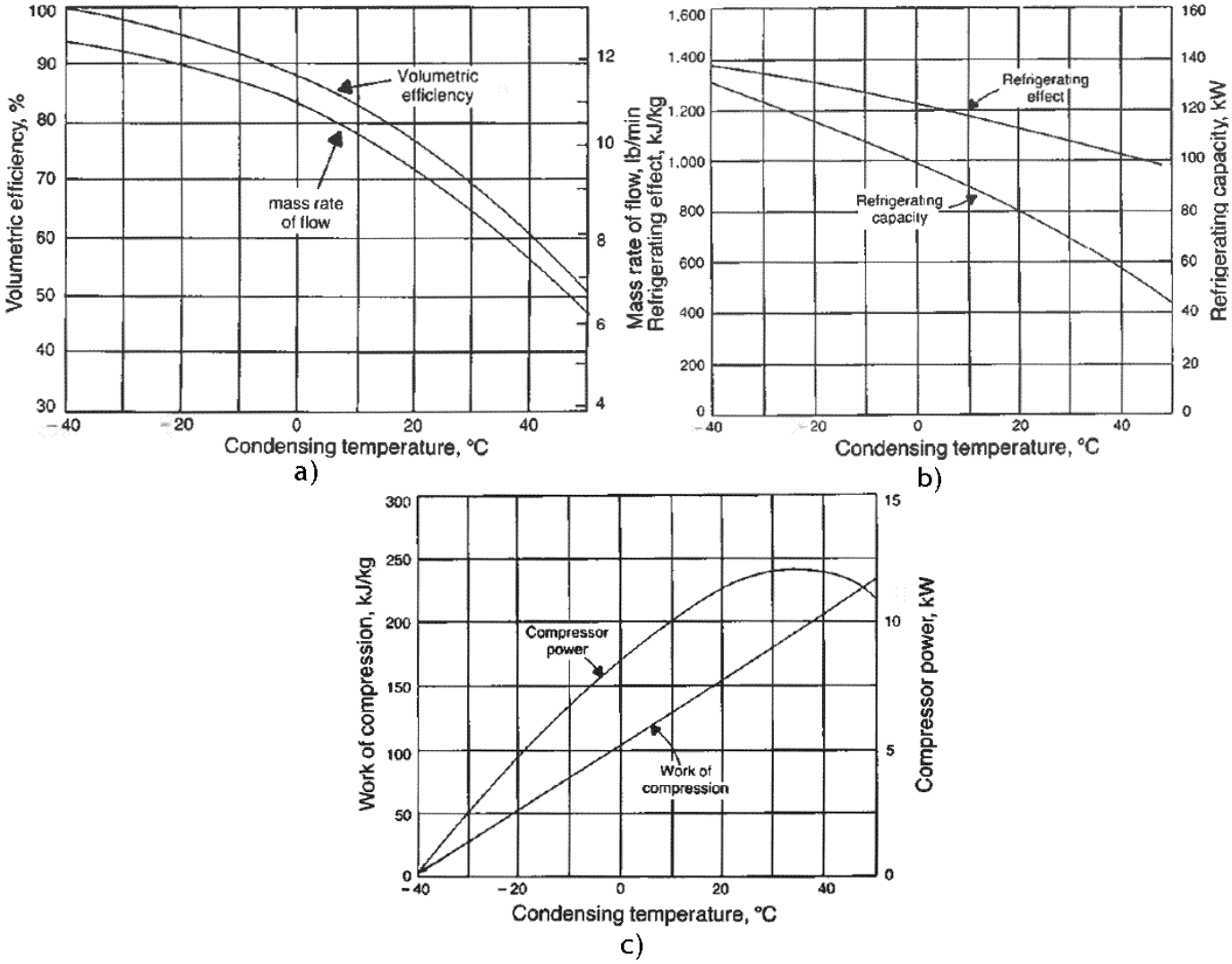

Figura 1.3 - Influencia que a temperatura do condensador tem sobre o compressor [3]

A percentagem de volume livre foi considerada de 4%

Tanto o evaporador como o condensador na curva de potência requisitada pelo compressor, têm dois pontos nulos, onde as temperaturas do evaporador e do condensador são iguais e na ocasião onde o caudal mássico é nulo, também têm uma curva de pico.

A maioria dos sistemas de refrigeração opera no lado esquerdo do pico de potência, para que um aumento de temperatura do evaporador ou condensador, resulte num aumento de potência.

A **eficiência da compressão adiabática** do compressor é definida por

$$\eta_a = \frac{trabalho \quad isentropico \quad de \quad compressão}{trabalho \quad actual \quad de \quad compressão} \qquad (1.14)$$

Os factores que reduzem esta eficiência são devida à fricção mecânica entre as peças do compressor, à perda

de pressão na passagem pelas válvulas e outras perdas devido a passagens estreitas e ao aquecimento do gás durante a compressão (em vez de ser adiabático).

O **coeficiente de performance**, depende da combinação das temperaturas do condensador e do evaporador, .

$$COP = \frac{capacidade\ refrigerante}{potência\ de\ compressão} = \frac{C_{\mathrm{Ref}}}{P} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \qquad (1.15)$$

A diferença existente entre o COP_{Carnot} que é o ideal e o COP_{actual}, é devido à ineficiência da compressão adiabática, a utilização de uma válvula de expansão em substituição de um motor de expansão, e a compressão de em vez de ser líquida é seca.

Mas a utilidade do COP_{Carnot} é que nos permite obter uma estimativa do COP, embora seja grosseira. Segundo [2] podemos utilizar para obter

$$COP_{actual} \approx (COP_{Carnot})(\eta_a)(0.85) \qquad (1.16)$$

Podemos então estimar a potência necessária

$$P = \frac{C_{ref}}{COP_{actual}} \qquad (1.17)$$

Controlo da capacidade

Quase todos os sistemas de refrigeração têm que suportar cargas térmicas variáveis.

Se um sistema de refrigeração está a funcionar em modo de regime permanente e a carga de refrigeração diminui, a resposta inerente ao sistema é diminuir a temperatura e pressão do evaporador. Esta alteração de condição no evaporador resulta numa redução na capacidade do compressor, que ao fim de algum tempo irá igualar com a diminuição de carga de refrigeração.

Existem diversos métodos para reduzir a capacidade do compressor:

- O compressor arranca e pára em ciclos conforme a necessidade, normalmente só utilizado em sistemas pequenos.
- Regulação de contra-pressão que estrangula o gás de sucção entre o evaporador e o compressor de forma a manter o evaporador a pressão constante. Este método permite um bom controlo da temperatura do evaporador mas é ineficiente.
- Utilizando um *bypass* para o gás de descarga de volta para a linha de sucção, normalmente permite uma redução precisa da capacidade, mas este método é ineficiente e o compressor fica a trabalhar muito quente. É preferível criar o *bypass* que leva o gás de descarga para a entrada o evaporador.
- Utilizando cilindros sem carga num compressor multicilindros, onde automaticamente a válvula de sucção é deixada aberta ou o gás de descarga é desviado do cilindro de volta para a linha de sucção antes da compressão.
- Regulação da velocidade do motor, pouco utilizado no passado, principalmente realizado por comutação de número de pólos do motor, mas devido a estudos como [10] e [11] actualmente (pelo menos desde 2001) já existe no mercado compressores preparados para a variação de velocidade, como exemplo, a série VCC (compressor de capacidade variável) da Embraco que já está na sua terceira geração ou então a série VTZ da Danfoss

1.2. Compressores de parafuso

Existem duas categorias de compressores de parafuso, compressores de parafusos gémeos e compressores de

parafuso simples. O mais comum é o compressor de parafusos gémeos.

O compressor de parafuso tem algumas vantagens inerentes em relação ao compressor de pistão, menor tamanho e menos peças moveis. Mas normalmente é escolhido para capacidades acima dos 300kW onde é mais eficiente que o compressor de pistões.

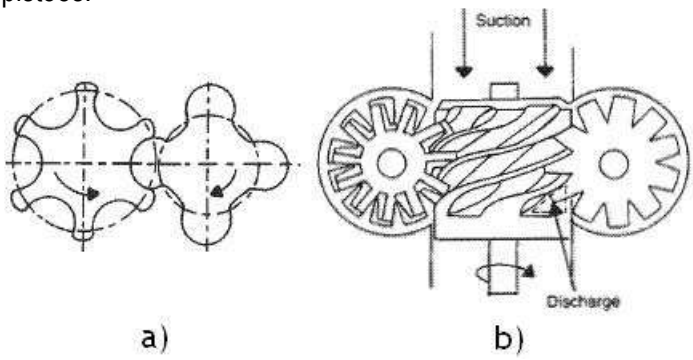

Figura 1.4 – Representação do compressor de parafuso

A maioria dos compressores são construídos para que o rotor macho transmite movimento ao rotor fêmea.

Mas alguns são construídos de forma que o motor seja ligado ao rotor fêmea, o que resulta num aumento de 50% de velocidade do rotor para a mesma velocidade do motor.

O refrigerante entra pelo topo à medida que o rotor macho impõe o movimento e óleo é injectado entre os rotores, o espaço na engrenagem entre o macho e a fêmea diminuí de volume, comprimindo desta forma o gás refrigerante, até que este descarregado é pelo fundo do compressor.

Os rotores dos primeiros compressores eram operados a uma alta velocidade para minimizar as fugas. Os compressores de refrigeração são agora todos vedados com óleo, que para além de motivos de lubrificação dos rotores também previne as fugas de refrigerante. O circuito de óleo é o seguinte

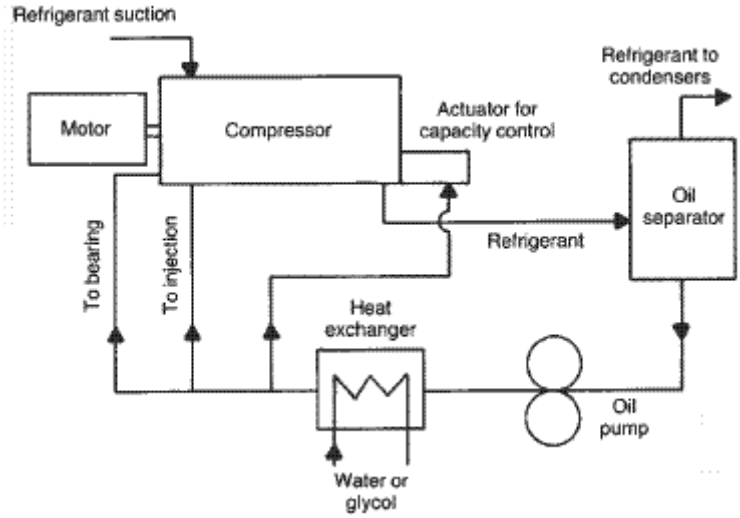

Figura 1.5 – Representação de um circuito de óleo do compressor

O óleo que sai do compressor tem que ser removido para que não passe para o resto do sistema de refrigeração, isto é efectuado no separador de óleo.

E como o óleo recebe calor do refrigerante que está a ser comprimido no compressor, este necessita de ser arrefecido, está operação pode ser realizada num permutador de calor ou por injecção directa do refrigerante (após este ter atravessado o condensador) no compressor ou na saída do compressor.

Uma característica fundamental do compressor de parafuso é a sua **proporção de volume inerente** ao compressor,

$$proporção\ \ de\ volume\ \ inerente = \frac{volume\ da\ cavidade\ quando\ a\ \ porta\ de\ sucção\ é\ \ fechada}{volume\ da\ cavidade\ quando\ a\ \ porta\ de\ desc\arg a\ é\ \ aberta}$$

Proporções de volume típicas normalmente encontradas na industria variam entre 2 a 5.5, dependendo do design.

A eficiência de um compressor de parafuso depende fortemente da combinação entre a proporção das pressões num ponto de funcionamento e a proporção de volume inerente ao compressor.

Tipicamente podemos ver

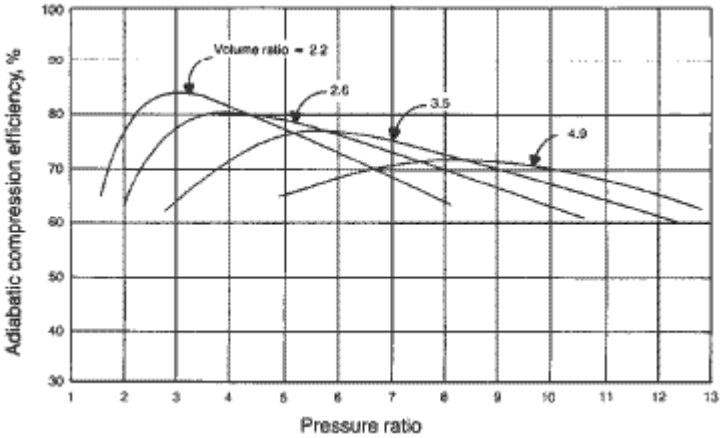

Figura 1.6 – Influência que a proporção de volume inerente tem sobre a eficiência de compressão

O pico da curva de eficiência é atingido quando a pressão na cavidade durante a compressão aumenta até ao ponto em que é igual à pressão da linha de descarga, e nesse momento a porta de descarga é aberta.

As curvas de eficiência atingem o seu máximo a valores de proporções de pressão ligeiramente desfasados dos valores indicados pelas proporções de volume, sito acontece devido:

- é efectuado algum arrefecimento durante a compressão, em vez da compressão ser adiabática.
- como existem algumas fugas de refrigerante, a proporção de pressão ideal nunca é atingida.

O efeito das temperaturas do evaporador e do condensador na capacidade refrigerante e no requisito de potência do compressor de parafuso, é semelhante ao dos compressores de pistão, mas com diferenças que devem ser notadas. A explicação com maior peso para as diferenças é atribuída à eficiência volumétrica, o compressor de parafuso não está ao mesmo nível sujeito à re-expansão de gás livre, então o caudal bombeado pelo compressor de parafuso é menos influenciado pelas variações de proporções de pressões em comparação com o compressor de pistão.

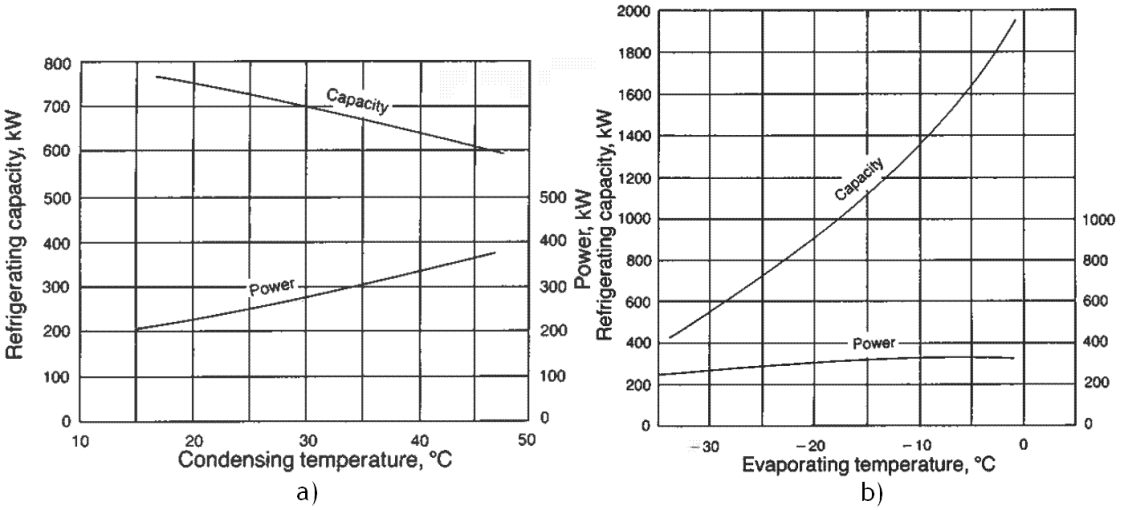

Figura 1.7- Influência da temperatura do condensador e evaporador têm no compressor

As direcções da variação de capacidade refrigerante e potência requisitada são as mesmas, quer nos compressores de parafuso, quer nos compressores de pistão.

Nos compressores de pistão a temperatura do condensador influencia mais o requisito de potência que a temperatura do evaporador, o que é o oposto dos compressores recíprocos, onde a temperatura do evaporador tem mais influência.

Os compressores de parafuso podem operar confortavelmente por um intervalo de velocidades de 1800 até 4500 rpm, o que indica que podemos utilizar facilmente controlo por variação de velocidade para regularmos a capacidade de refrigeração.

O mais usual é a utilização de uma solução mais económica, é a utilização de uma válvula de deslizamento que fica embutida dentro do capsulamento do compressor, onde se move axialmente. À medida que a válvula é aberta, ela adia a posição onde a compressão é iniciada. A desvantagem é que este método só consegue modular uma redução cerca de 10% da capacidade total, onde teremos perda de eficiência quando a capacidade é reduzida.

2. *Evaporadores e Condensadores*

Existem inúmeros trabalhos a estudar apenas o condensador ou o evaporador, onde as dinâmicas físicas são descritas ao pormenor. Mas nesta dissertação o condensador e o evaporador são componentes genéricos, não directamente controláveis e que possuem uma capacidade de transferir calor que varia conforme determinadas condições.

Os tipos de condensadores e evaporadores mais utilizados são, os permutadores de calor *shell-and-tube* e os *finned-coil*.

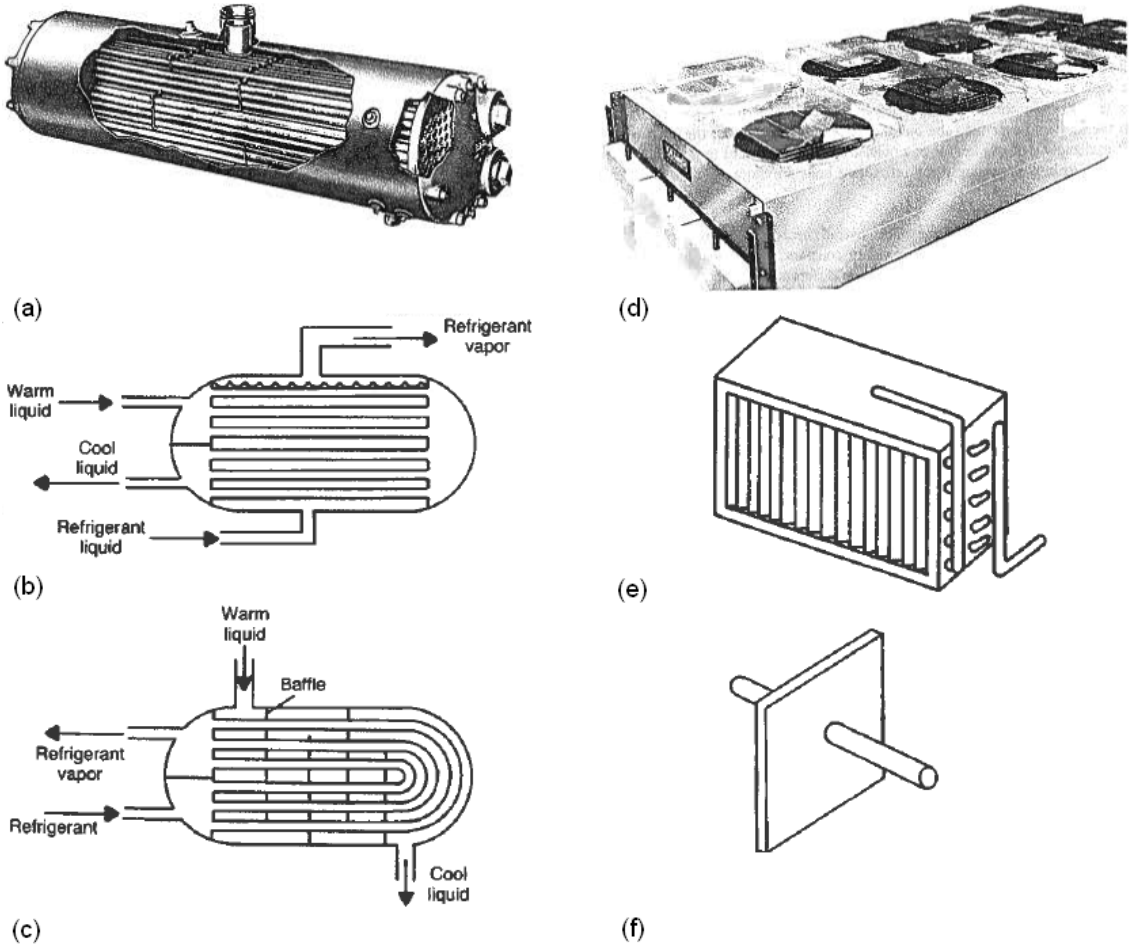

Figura 2.1 – a,b,c representam permutadores *shell-and-tube*; d,e,f representam *finned-coil*, [2]e [3]

As leis que regulam o fluxo de água através da *shell* Figura 2.1 b),e por cima do *tube bundle* Figura 2.1 c), são as

mesmas quer o permutador de calor seja um evaporador sejam um condensador.

Mas é importante ter consciência que o mecanismo quando o refrigerante evapora é muito diferente de quando o refrigerante condensa.

2.1. Coeficiente geral de transferência de calor

O **coeficiente global de transferência de calor** para o evaporador e o condensador é uma constante de proporcionalidade, em que, quando multiplicada pela área de transferência de calor e a temperatura média entre os fluidos, dá o rácio de transferência de calor.

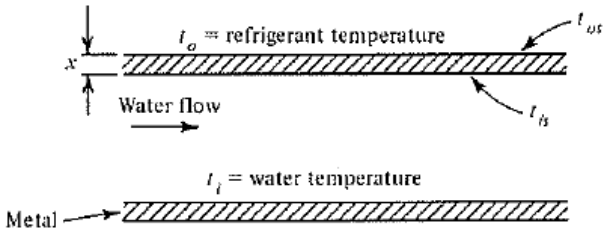

Figura 2.2 - Ilustração em corte seccional de um permutador de calor refrigerado a água, [3]

$$q = \alpha_o A_o (t_o - t_{os}) \quad (2.18)$$

$$q = \frac{k}{x} A_m (t_{os} - t_{is}) \quad (2.19)$$

$$q = \alpha_i A_i (t_{is} - t_i) \quad (2.20)$$

Onde q= rácio de transferência de calor, W
α_o=coeficiente de transferência de calor no exterior do tubo, W/m²*K
A_o=área exterior do tubo, m²
t_o=temperatura refrigerante, ºC
t_{os}=temperatura da superfície externa do tubo, ºC
k=condutividade do tubo de metal, W/m*K
x=espessura do tubo, m
t_{is}=temperatura da superfície interna do tubo, ºC
A_m=área media da circunferência do tubo, m²
α_i=coeficiente de transferência de calor no interior do tubo, W/m²*K
A_i=área interna do tubo, m²
t_i=temperatura da água, ºC

Para exprimir o coeficiente geral da transferência de calor a área onde o coeficiente é baseado tem de ser especificada. Duas expressões aceitáveis para coeficiente geral de transferência de calor são:

$$q = U_o A_o (t_o - t_i) \quad (2.21)$$

$$q = U_i A_i (t_o - t_i) \quad (2.22)$$

ou seja,

$$U_o A_o = U_i A_i \quad (2.23)$$

o valor de U está sempre associado a uma área. Podemos obter o valor de U_o e U_i através

$$\frac{q}{\alpha_o A_o} + \frac{qx}{kA_m} + \frac{q}{\alpha_i A_i} = (t_o - t_{os}) + ((t_{os} - t_{is}) + (t_{is} - t_i) = t_o - t_i \quad (2.24)$$

$$t_o - t_i = \frac{q}{U_o A_o} = \frac{q}{U_i A_i} \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\alpha_o A_o} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{\alpha_i A_i} \qquad (2.26)$$

Uma interpretação física dos termos pode ser considerada que $\frac{1}{U_o A_o}$ e $\frac{1}{U_i A_i}$ são os valores de resistência total dos coeficientes de transferência de calor entre a água e o refrigerante. Esta resistência total é a soma das diversas resistências individuais, onde

$\frac{1}{\alpha_o A_o}$ é a resistência do refrigerante para o exterior do tubo

$\frac{x}{kA_m}$ é a resistência do tubo

$\frac{1}{\alpha_i A_i}$ é a resistência da superfície interna do tubo para a água

Em determinados pontos no permutador de calor, o fluxo de calor pode ser expresso pela resistência térmica e a diferença de temperatura entre fluidos.

$$q = \frac{\Delta t}{R_{tot}} \qquad (2.27)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \qquad (2.28)$$

Contudo como a temperatura de um ou dois fluidos pode variar à medida que flui através do permutador de calor, analise é difícil a menos que se determine a diferença média de temperatura, que caracterizará a performance geral do permutador de calor. A prática mais usual é a utilização da diferença média-logaritmica de temperatura (LMDT) e um factor de configuração que depende com a fluidez permitida através do permutador de calor.

$$LMTD = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln(\Delta t_A / \Delta t_B)} \qquad (2.29)$$

Onde Δt_A = diferença de temperatura entre dois fluidos na posição A

Δt_B = diferença de temperatura entre dois fluidos na posição B

2.2. Quedas de pressões, coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos

A expressão para o coeficiente de transferência térmica dos fluidos que circulam dentro de tubos

$$Nu = C\,\mathrm{Re}^n\,\mathrm{Pr}^m \qquad (2.30)$$

onde, Nu é o número de Nusselt, Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, C é uma constante obitda experimentalmente, m e n são exponentes. Expandindo a expressão

$$\frac{hD}{k} = 0.023\left(\frac{VD\rho}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{0.4} \qquad (2.31)$$

onde h= coeficiente de convenção ou coeficiente de transferência de calor do liquido, W/m^2*K

D= diâmetro interior do tubo, m

k= condutividade térmica do fluido, W/m*K

V= velocidade média do fluído, m/s

ρ= densidade do fluído, kg/m^3

μ= viscosidade do fluido, Pa*s
c_p= calor especifico do fluído, J/kg*K

Esta equação é aplicável a fluxos turbulentos, onde tipicamente juntamente com as propriedades do fuído e velocidade são experimentadas na maioria dos evaporadores e condensadores comerciais. O valor de 0.023 foi proposto por McAdams, mas Katz descobriu que o valor verdadeiro nos condensadores é 15% maior porque os tubos são relativamente curtos e os efeitos de maior turbulência devido aos efeitos da entrada aumenta a proporção de transferência de calor ligeiramente.

À medida que o fluido circula dentro dos tubos, por um condensador ou evaporador, uma queda de pressão ocorre quer seja em tubos direitos, quer em dobras em U ou nas cabeças do permutador de calor. Alguma queda de pressão é também atribuída às perdas na entrada e saída. A expressão da queda de pressão

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \qquad (2.32)$$

Como a queda de pressão em tubos direitos no evaporador ou condensador apenas representam 50 a 80% da queda total de pressão, dados experimentais ou de catalogo sobre a queda de pressão em função de uma razão de fluxo são necessários.

As outras contribuições para queda de pressão resultam de mudanças de área de fluxo e direcção, mas são exactamente proporcionais ao quadrado da razão do fluxo, assim se uma queda de pressão, $\Delta p1$, e a razão de fluxo, w1 são conhecidos, então a queda de pressão $\Delta p2$ numa diferente razão de fluxo pode ser prevista:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 \qquad (2.33)$$

2.3. Quedas de pressões, coeficiente de transferência de calor dentro da concha

A transferência de calor dentro da concha é difícil de prever.

Para se poder desenhar permutadores de calor, os engenheiros recorrem a correlações que relacionam os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl a configurações geométricas dos tubos e *baffles*.

A equação pode ser modifica para a forma

$$\frac{hD}{k} = (termos\ controlados\ pela\ geometria)(\mathrm{Re}^{0.6})(\mathrm{Pr}^{0.4})\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (2.34)$$

Onde μ= viscosidade do fluído à temperatura do volume, Pa*s
μ_w= viscosidade do fluído à temperatura da parede do tubo, Pa*s

O número de Reynolds nesta equação é GD/μ, onde G é a velocidade da massa ou caudal mássico a dividir pela característica área de fluxo.

Apesar de não pesquisar mais a fundo no desenho de permutadores de calor *shell-and-tube*, uma conclusão que provêm da equação anterior deve de ser referenciada.

Para um dado evaporador ou condensador, quando a água circula dentro da concha e por fora dos tubos, temos

$$coeficiente\ de\ transferencia\ de\ calor\ no\ lado\ da\ água = (const)(razão\ de\ fluxo)^{0.6}$$

A queda de pressão do liquido que circula pela concha é difícil de prever analiticamente, mas sabendo experimentalmente um valor de pressão para uma razão de fluxo, na mesma forma indicada na ultima secção podemos fazer previsões de queda de pressão para outras razões de fluxo podem ser efectuadas com bastante previsão.

Quando um dos fluidos no condensador ou evaporador é um gás, as propriedades do ar em comparação com as

dos líquidos, tal como a água, apresentam variações de coeficientes de transferência de calor na ordem de um decimo até um vigésimo do coeficiente de transferência da água.

2.4. Condensadores

Nos condensadores, os fluidos para os quais o calor é rejeitado, normalmente é água ou ar. Quando o condensador é arrefecido a água, a água é depois dirigida para uma torre de arrefecimento para a rejeição final de calor para a atmosfera.

2.4.1. **Capacidade do condensador**

A razão de transferência de calor requerida nos condensadores é predominada por uma função da capacidade de refrigeração e da temperatura do evaporador e do condensador.

O condensador deve rejeitar a energia absorvida pelo evaporador e o calor adicionado pelo compressor durante a compressão.

Um termo que normalmente é utilizado para relacionar a razão de transferência de calor de um condensador a um evaporador é a razão de rejeição de calor

$$razão\ de\ rejeição\ de\ calor = \frac{razão\ de\ calor\ rejeitado\ no\ condensador, KW}{razão\ de\ calor\ absorvido\ pelo\ evaporador, KW}$$

Teoricamente, cálculos da rejeição de calor no condensador pode ser feitos a partir do ciclo de vapor-compressão normalizado, mas desta forma não é tomado em consideração o calor adicional acrescentado pelas ineficiências do compressor.

Quando o motor do compressor é hermeticamente fechado, algum do calor associado com as ineficiências do motor eléctrico são adicionadas ao circuito de refrigerante e que ultimamente tem que ser removido no condensador. A razão de rejeição de calor de compressores hermeticamente fechados são normalmente ligeiramente maiores dos que os compressores de tipo aberto.

2.4.2. **Coeficiente de condensação**

A equação básica para calcular o coeficiente local de transferência de calor de vapor a condensar num prato na vertical, foi desenvolvida por Nusselt através de pura análise física. Verificou que à medida que o vapor condensava no prato e a condensação drenava para baixo, uma película de condensação tornava-se progressivamente mais grossa à medida que descia.

O coeficiente local de condensação é a condutividade através da película de condensação, ou seja, a condutividade do líquido a dividir pela espessura da película nesse ponto. Nusselt desenvolveu a expressão para o coeficiente de condensação média como

$$h_c = 0.943\left(\frac{g\,\rho^2\,h_{fg}\,k^3}{\mu\,\Delta t\,L}\right)^{1/4} \qquad (2.35)$$

Onde h_c= coeficiente de condensação médio, W/m²*ºC
g= constante de aceleração de gravidade =9.81 m/s²
ρ= densidade do condensado, kg/m³
h_{fg}= calor latente do vapor do refrigerante, kJ/kg
k= condutividade do condensado, W/m*ºC
μ= viscosidade do condensado, Pa*s
Δt= diferença de temperatura entre o vapor e o prato, ºC
L= comprimento vertical do prato, m

Uma equação anterior com algumas modificações é largamente utilizada nos condensadores horizontais de *shell-and-tube*. O produto do números de tubos numa fila vertical multiplicada pelo diâmetro dos tubos substitui o comprimento vertical do prato L. Foi White por teste experimentais que descobriu que o coeficiente é 0.63 e Goto mediu 0.65, então a equação de N tubos de diâmetro D na fila vertical é

$$h_c = 0.64\left(\frac{g\,\rho^2\,h_{fg}\,k^3}{\mu\,\Delta t\,N\,D}\right)^{1/4} \qquad (2.36)$$

A equação (2.36) é aplicada à condensação de película laminada, que é um dos dois tipos de condensação. O outro tipo de condensação é a condensação de película turbulenta. Na condensação pelicular laminada o líquido condensado é espalhado por toda a superfície do condensador, na condensação pelicular turbulenta o líquido condensado agrupa-se em glóbulos (gotas), deixando parte do vapor em contacto directo com a superfície. A condensação pelicular turbulenta fornece um coeficiente de transferência de calor mais elevado, mas apenas pode ocorrer em superfícies limpas. Para prevenir, considera-mos então que a performance do condensador é prevista que seja baseada em condensação pelicular laminada.

O mecanismo de condensação é complexo e a figura seguinte mostra valores relativos do coeficiente de condensação através do tubo.

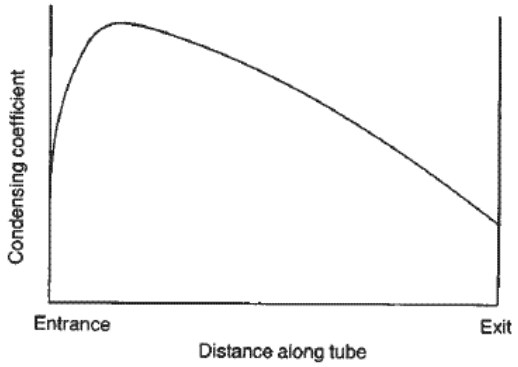

Figura 2.3 – Alteração do coeficiente de condensação ao longo do tubo do condensador.

Na entrada do tubo, o refrigerante é provável que esteja sobreaquecido e por isso o coeficiente é baixo, o coeficiente começa a aumentar quando entra no condensador, mas progressivamente diminui à medida que o vapor condensa. Isto reduz tanto a velocidade média e a fracção do tubo exposto ao vapor.

2.4.3. Factor de entupimento

Após um condensador arrefecido a água ter estado em serviço após algum tempo, normalmente o seu valor de U fica um tanto degradado, porque há um aumento na resistência na transferência de calor no lado da água, devido a entupimento por impurezas na água que provêm da torre de arrefecimento. Por isso um condensador novo deve possuir um alto valor de U em antecipação da redução que irá ocorrer durante o serviço. Esse aumento na capacidade é especificado pelo **factor de entupimento**, $\frac{1}{h_{ff}}$ m2*K/W.

Passamos a obter

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{xA_o}{kA_m} + \frac{A_o}{h_{ff}A_i} + \frac{A_o}{h_i A_i} \qquad (2.37)$$

2.4.4. Desuperheating

Quando o refrigerante condensa a pressão constante, a sua temperatura só é constante na parte de condensação. Porque o vapor que provêm do compressor é sobreaquecido, a sua distribuição é a seguinte

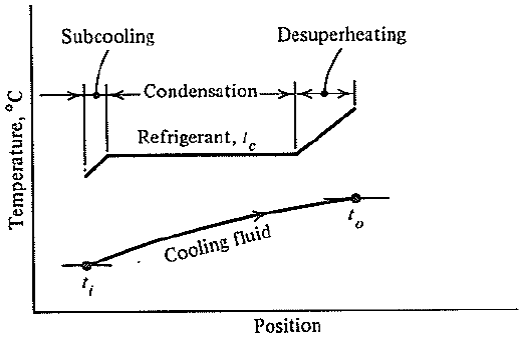

Figura 2.4 Descrição da variação de temperatura do condensador ao longo do tubo [3].

Devido à distorção no perfil de temperatura causado pelo processo de *desuperheating*, a diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido de arrefecimento, não é correcto continuar a ser representada pelo LMTD.

$$LMTD = \frac{(t_c - t_i) - (t_c - t_o)}{\ln((t_c - t_i)/(t_c - t_o))}$$

Mas é uma prática comum continuar a utilizar LMTD, porque apesar da diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido de arrefecimento ser elevada na secção de *desuperheating*, o coeficiente de convenção nesta secção é normalmente abaixo do que o coeficiente de condensação. Os dois erros compensam-se um ao outro e a aplicação da equação LMTD juntamente com o coeficiente de condensação por toda a área do condensador normalmente providencia resultados razoavelmente correctos.

2.4.5. Desempenho do condensador

A performance precisa do condensador é muito complexa, mas utilizando as característica fornecidas pelo fabricante podemos obter uma representação do seu funcionamento, assumindo uma eficácia constante permutação de calor para o condensador, obtemos

$$q_c = F(t_c - t_{amb}) \qquad (2.38)$$

onde F = capacidade por unidade de diferença de temperatura, kW/K
t_{amb}= temperatura ambiente, ºC

O valor F é dado pelo fabricante, e a equação demonstra as características fornecidas pelo fabricante.

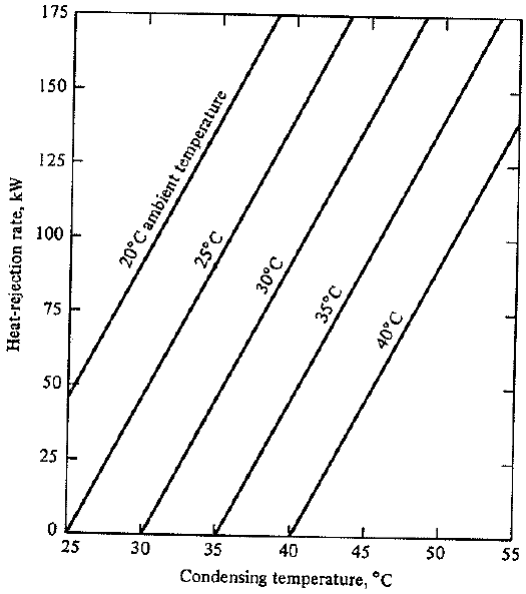

Figura 2.5 – exemplo das características de desempenho do condensador.

2.4.6. Ar e não condensáveis

Se ar e outros gases não condensáveis entrarem no sistema de refrigeração, estes ficaram acumulados no condensador, onde os gases estranhos ao sistema reduzem a eficiência do sistema devido a dois motivos:

- A pressão total no condensador é aumentada, o que provoca um aumento no requisito de potência para o compressor por unidade de capacidade de refrigeração.
- Em vez de se difundir pelo condensador, os não condensáveis apegam-se aos tubos do condensador, reduzindo a área de condensação, o que também provoca um aumento de pressão.

Para remover os gases não condensáveis é necessário fazer uma purga ao condensador, consiste em retirar a mistura de gás refrigerante com os gases não condensáveis, separar o refrigerante e descarregar os não condensáveis.

2.5. Evaporadores

Na maioria dos evaporadores de refrigeração o refrigerante ferve dentro dos tubos e arrefece o fluido que passa pelo exterior dos tubos. Os evaporadores que fervem o refrigerante dentro dos tubos são habitualmente denominados de **evaporadores de expansão directa**.

Os evaporadores de expansão directa são utilizados normalmente utilizados em ares condicionados, alimentados por uma válvula de expansão que regula o fluxo do líquido, de forma que o vapor do refrigerante sobreaquecido saia do evaporador. Outro conceito é a **recirculação de liquido** ou **sobrealimentação de liquido** no evaporador, onde algum liquido ferve no evaporador e o resto inunda pela saída, o liquido pode ir para um reservatório onde o liquido do evaporador é separado e o vapor flui para o compressor.

2.5.1. Ferver dentro da shell

É difícil prever exactamente, o coeficiente de fervedura devido à complexidade do mecanismo, e os coeficientes seguem regras diferentes conforme a fervedura ocorre dentro ou fora dos tubos.

Através de experiencias os investigadores obtiveram a seguinte equação:

$$\frac{q}{Q} = C\Delta t^{3\,a\,4} \qquad (2.39)$$

onde q= taxa de transferência de calor, W
A= área de transferência de calor, m2
C= constante
Δt= diferença de temperatura entre a superfície metálica e o fluido de ferveduras

Escrevendo de outra forma, obtemos

$$\frac{q}{A\Delta t} = h_r = C\Delta t^{2\,a\,3} \qquad (2.40)$$

Onde h_r é o coeficiente de fervedura, W/(m²*K). O valor de h_r aumenta à medida que a diferença de temperatura aumenta, onde fisicamente é devido a uma maior agitação. As perturbações libertam bolhas de vapor a partir da superfície do metal e permitem que o liquido entre em contacto com o metal. Mas à medida que a taxa de evaporação aumenta até ao seu máximo, ponto B, onde existe quantidade enorme de vapor que cobre a superfície do metal de forma a que o liquido não consegue permanecer em contacto com o metal, um aumento na diferença de temperatura diminui a taxa de transferência de calor.

2.5.2. Ferver dentro dos tubos

Quando o refrigerante ferve dentro dos tubos, o coeficiente de transferência de calor muda progressivamente à medida que o refrigerante flui pelo tubo. O refrigerante entra no tubo do evaporador com uma baixa fracção de vapor. À medida que o refrigerante flui pelo tubo, a fracção de vapor aumenta, intensificando a agitação e aumentando o coeficiente de transferência de calor. Quando o refrigerante esta quase todo vaporizado o coeficiente desce para uma amplitude aplicável à transferência de calor de vapor por convenção forçada.

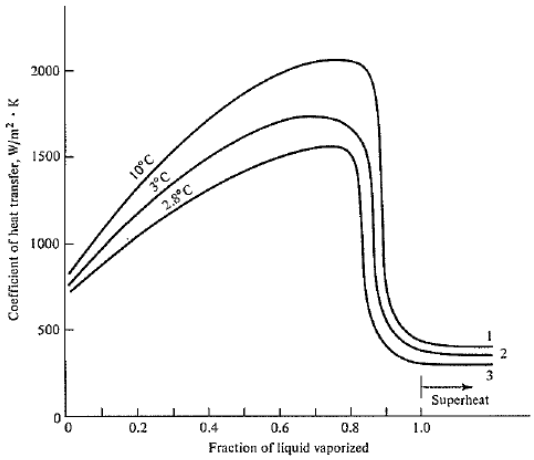

Figura 2.6 – Característica do evaporador.

O coeficiente de transferência de calor é mais elevado para a temperatura mais elevada do evaporador, provavelmente porque em elevada temperatura do evaporador e de pressão de vapor, a densidade é elevada, permitindo a maior parte da fracção do metal de estar coberta com liquido.

2.5.3. Performance do evaporador

O coeficiente de transferência de calor de fervedura é esperado que suba com um aumento de carga. Esta suposição nasceu devido à performance dos evaporadores comerciais.

O comportamento típico do evaporador é amostrado na figura seguinte, onde

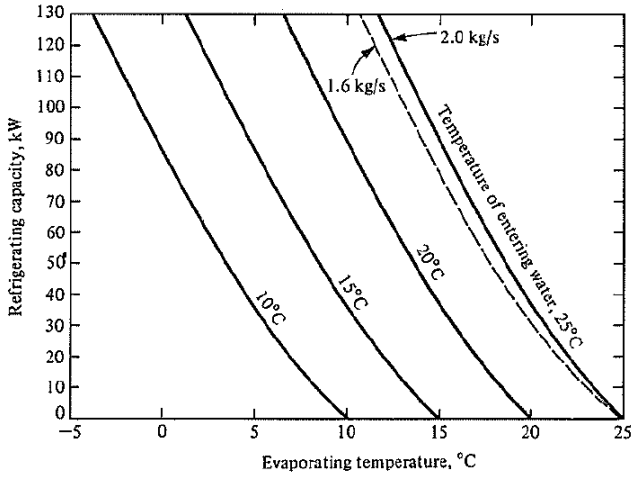

Figura 2.7 – exemplo das características de desempenho de um evaporador.

evidencia, primeiro, é que a capacidade aumenta com a redução da temperatura no evaporador e/ou com um aumento na temperatura da água de entrada, segundo, que a capacidade é reduzida quando o caudal de água é diminuído a determinada temperatura de entrada.

Se o valor de U no evaporador fosse constante por toda a zona de operação, as linhas da figura anterior deveriam ser direitas. Em vez disso são curvadas ligeiramente para a cima, indicando que o valor de U aumenta ligeiramente à medida que a capacidade refrigeração aumenta. Esta tendência pode ser explicada pelo aumento no

coeficiente de transferência de calor de fervedura à medida que o fluxo de calor aumenta.

Uma equação adequada a expressar a capacidade de refrigeração pode inicialmente ser

$$q_e = G(t_{wi} - t_e) \quad (2.41)$$

onde t_{wi}= temperatura da água na entrada, ºC

G= factor de proporcionalidade, kW/K

Se o valor de U for constante e as linhas na figura anterior forem direitas, então G será uma constante.

Se G aumenta com a diferença da temperatura (t_{wi}-t_e), então G pode ser aproximado com uma função linear em função da diferença de temperatura. Por exemplo, considerando o evaporador da figura anterior com um fluxo de água de 2kg/s, temos

$$G = 1 + 0.046(t_{wi} - t_e) \quad (2.42)$$

$$q_e = 6.0[1 + 0.046(t_{wi} - t_e)](t_{wi} t_e) \quad (2.43)$$

2.5.4. Queda de pressão nos tubos

A pressão do refrigerante diminui à medida que flui pelos evaporadores de tipo tubo. O efeito de queda de pressão na performance do sistema é que o compressor tem de bombear de uma pressão de sucção ainda mais baixa, no que resulta num aumento de potência requisitada. Por outro lado, uma maior velocidade de refrigerante pode ser atingida se uma maior queda de pressão for permitida, o que melhora o coeficiente de transferência de calor.

3. *Dispositivos de Expansão*

O dispositivo de expansão cumpre dois objectivos:

- Reduzir a pressão do refrigerante líquido
- Regular o caudal de fluido do refrigerante para o evaporador

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a sucção e a descarga, de forma que permita o compressor bombear do evaporador, o mesmo caudal de refrigerante que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. Uma condição de fluxo desbalanceada entre estes componentes deve ter uma duração bastante reduzida. O funcionamento prolongado em desequilíbrio poderá originar o encharcamento do evaporador ou a sua secura.

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, tais como:

- Válvulas de expansão de pressão constante
- Válvulas de expansão termostática
- Válvulas electrónicas de expansão
- Tubos capilares

3.1. Tubos capilares

Os **tubos capilares** servem quase todos os sistemas de refrigeração de dimensão pequena, normalmente abaixo da ordem dos 10KW [3].

O refrigerante líquido entra no **tubo capilar**, e à medida que o refrigerante passa pelo tubo, a pressão desce devido à fricção e à aceleração de refrigerante. A diferença de pressão desejada pode ser obtida combinando-se os valores do diâmetro interno com o comprimento do capilar.

Existem diversas combinações de calibre e comprimento disponíveis para obter as condições desejadas.

O tubo capilar consegue regular a quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador baseado no princípio de que uma massa de refrigerante no estado líquido passará mais facilmente através de um capilar que a mesma massa de refrigerante no estado gasoso.

Consequentemente, se o vapor do refrigerante não condensado entra no capilar, o fluxo de massa será reduzido, permitindo ao refrigerante mais tempo de arrefecimento no condensador. Por outro lado, se o refrigerante líquido for acumulando no condensador, a pressão e a temperatura aumentarão, resultando em um aumento de fluxo de massa de refrigerante.

A sua grande vantagem é o reduzido custo. O grande inconveniente resulta de não ser possível qualquer ajuste para variações de pressão de descarga, pressão de sucção, ou de carga térmica.

3.2. Válvulas de expansão de pressão constante

As válvulas de expansão de pressão constante, mantêm a pressão constante em relação à sua saída, ou seja, para a entrada do evaporador.

Quando a pressão no evaporador desce abaixo do ponto de controlo a válvula abre mais, quando a pressão aumenta acima do ponto de controlo a válvula fecha-se parcialmente.

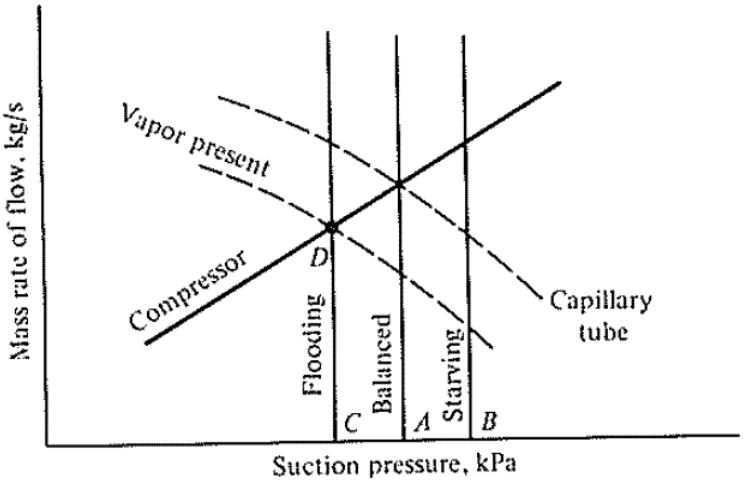

Figura 3.1 – Descrição da operação da válvula de expansão de pressão constante **[3]**

Com uma pressão constante a capacidade do compressor e a capacidade de alimentação da válvula de expansão em diversos graus de abertura da válvula é amostrada.

O uso de válvulas de expansão a pressão constante tem estado limitadas a sistemas com capacidade de refrigeração abaixo dos 30KW, onde a carga critica do refrigerante é possível de prevenir o liquido de encharcar o evaporador.

O seu principal uso é onde a temperatura do evaporador deve ser mantida a certo ponto, para controlar a humidade ou para prevenir o congelamento dos refrigeradores de água.

3.3. Válvulas de nível

As válvulas de nível, são um tipo de válvulas de expansão em que mantêm o liquido a um nível constante num recipiente ou evaporador.

A válvula abre completamente quando o nível de líquido desce abaixo de um ponto de controlo, e fecha completamente quando o nível sobe acima de um outro ponto de controlo.

Para manter um nível de líquido constante no evaporador, a válvula de nível estabelece condições de balanço de fluxo entre o compressor e ele próprio.

Se a carga de refrigeração aumentar, a temperatura e pressão de o evaporador aumenta, onde

momentaneamente permite o compressor bombear um maior fluxo, do que a válvula que estava a alimentar.

Se a carga de refrigeração diminui, a pressão de sucção diminui e o nível sobe comandado a válvula para fechar.

Estas válvulas não devem ser utilizadas em evaporadores de tubo contínuo, onde é impossível estabelecer um nível de refrigerante pelo qual deve ser controlado.

3.4. Válvulas de expansão termoestática

A válvula de expansão termoestática é do tipo de válvula de expansão mais popular para sistemas de refrigeração de tamanho moderado. O controlo é efectuado pela amplitude do gás sobreaquecido de sucção que sai do evaporador. O balanço do caudal entre o compressor e a válvula de expansão termoestática é praticamente idêntico ao que foi mostrado para a válvula de nível.

A *feeler bulb* está parcialmente enchido com liquido do mesmo refrigerante que é usado no sistema. O fluído usado no reservatório é chamado de fluído de potência *power fluid*. O *feeler bulb* está fixo à saída do evaporador para que o reservatório e o *power fluid* assumem a temperatura do gás de sucção. A pressão do *power fluid* pressiona o topo do diafragma e a pressão do evaporador empurra o fundo do diafragma. Uma mola exerce uma ligeira força na válvula que mantêm fechada até que a pressão debaixo supere a força da mola juntamente com a força da pressão do evaporador. Para a pressão acima do diafragma ser maior do que a pressão debaixo do diafragma, o *power fluid* tem de ter uma temperatura maior do que a temperatura de saturação no evaporador. O gás de sucção tem de estar sobreaquecido de forma a poder levar o *power fluid* até ao pressostato que abre a válvula.

Para ultrapassar a força da mola, uma maior força deve ser progressivamente aplicada pelo *power fluid* para abrir mais a válvula. Esta maior força é desenvolvida pelo aumento do sobreaquecimento.

Alguns sistemas de refrigeração tem um queda de pressão apreciável no evaporador, ou utilizam múltiplos circuitos de refrigeração no evaporador, necessitando de um distribuído, no que resulta numa queda de pressão. Com um igualador interno, desta forma, uma maior pressão do refrigerante é aplicada no outro lado do diafragma, do que actualmente existe na linha de sucção onde o reservatório *bulb* está fixado. Esta condição exige, um aumento no sobreaquecimento do refrigerante para abrir a válvula, o que reduz a eficácia do evaporador. Para eliminar este problema é utilizado um igualador externo, é aplicado abaixo do diafragma na pressão do refrigerante na saída do evaporador. Este processo é atingido, conectando um tubo pequeno a partir da linha de sucção para a câmara abaixo do diafragma.

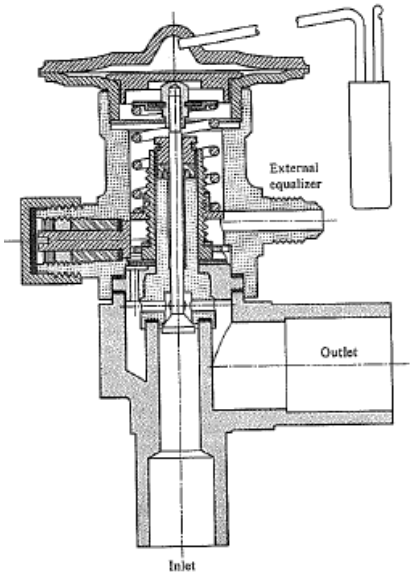

Figura 3.2 – Representação em corte dos diversos componentes que constituem a válvula termoestática

Uma característica típica da válvula de expansão térmica ao alimentar o evaporador a baixa temperatura é

mostrada na figura seguinte. Se é necessário uma diferença de pressão de 100kPa entre o *bulb* e o evaporador para abrir completamente a válvula, o gás de sucção deve estar 5K sobreaquecido quando o evaporador estiver a 5ºC. Se a mesma válvula alimenta o evaporador quando este opera a -30ºC, o valor de sobreaquecimento requerido para fornecer 100kPa de pressão de diferença é de 12K.

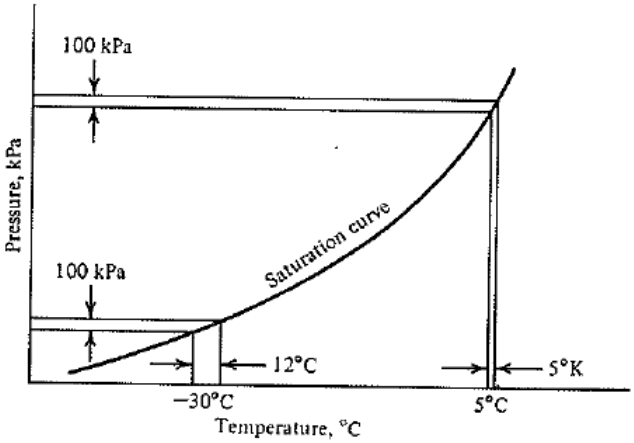

Figura 3.3 – Representação da compensação que é necessário efectuar quando opera em dois ponto diferentes

Uma solução para resolver os problemas de operar a baixa temperatura é usar uma válvula com carga cruzada, por exemplo, a válvula ter um *power fluid* diferente do refrigerante dentro do sistema.

O *power fluid* é seleccionado de forma que as suas propriedades sejam próximas do refrigerante (ver figura seguinte). As características do *power fluid* são escolhidas para que o sobreaquecimento necessário para abrir a válvula seja aproximadamente constante por toda a região de operação.

3.5. Válvulas electrónica de expansão

A aplicação mais comum para este tipo de válvulas é para a utilização de bombas de calor, onde o fluxo do refrigerante é invertido de forma a mudar o sistema de refrigeração para um de aquecimento. Como o seu controlo é independente das pressões do refrigerante, a válvula funciona, independente da direcção do fluxo que a atravessa. O controlo electrónico dá uma flexibilidade que permite escolher esquemas de controlo que são impossíveis de ser aplicados com outras válvulas.

Estas válvulas podem ser classificadas nos seguintes tipos:

- operadas com motor aquecimento
- modulação magnética
- PWM (tipo *on-off*)
- operado por motor passo-a-passo

As que são **operadas com motor de aquecimento** podem ainda se dividir em dois subtipos. Num tipo, uma ou mais elementos bimetálicos são aquecidos electricamente, causando a sua deflexão. Os elementos bimetálicos estão ligados mecanicamente ao pino da válvula. O segundo tipo tem um material volátil contido numa câmara que é aquecida electricamente, de forma, a carga de temperatura (e pressão) é controlada fornecendo energia eléctrica ao aquecedor. A carga de pressão é utilizada para actuar no diafragma, que é balanceada contra quer a pressão ambiente do ar, ou quer a pressão de sucção o sistema de refrigeração.

Nas **válvulas de modulação magnética**, uma corrente electromagnética modula suavemente, enquanto a armadura comprime uma mola progressivamente em função da corrente na bobine. O *plunger* modulado electromagneticamente pode ser conectado directamente ao pino da válvula (*poppet)*, ou ser utilizado como um elemento piloto para operar uma válvula muito maior.

Quando o *plunger* modulado opera o pino ou *poppet* directamente, a válvula pode ser de design de porta de pressão balanceada para que a pressão diferencial tenha pequena ou nenhuma influência na abertura da válvula.

As **válvulas PWM**, são válvulas de solenóide *on-off* com características especiais que permitem funcionar como

válvulas de expansão como uma duração de vida de milhões de ciclos. Mesmo que a válvula esteja toda completamente aberta ou fechada, esta opera de forma que uma variável coincida com o objectivo pulsando a abertura da válvula periodicamente, a duração de cada abertura é controlada electronicamente.

As **válvulas operadas por motores passo-a-passo**, comutam o motor passo-a-passo electronicamente, onde a posição é discretamente incrementada por pequenas fracções de revolução.

Quando utilizado para válvulas de expansão, é utilizado um parafuso sem-fim de forma a poder alterar o movimento rotativo do rotor para movimento linear adequado para mover opino da válvula ou *poppet*. O sem-fim pode estar directamente acoplado ao rotor ou pode ter uma caixa de engrenagem entre o motor e o sem-fim.

Referências

[1] H.M. Nussenzveig, “Curso de Física Básica, vol.II –Fluídos; Oscilações e Ondas; Calor”, Editora Edgard-Blucher, 1986.

[2] Wilbert F. Stoecker, “*Industrial refrigeration handbook*”, New York : McGraw-Hill, 1998

[3] Stoecker W.F., Jones, J. W.,”*Refrigeration and air conditioning*” 2ª edição, Auckland: McGraw- HillBook Company,1982.

[4] ASHRAE ,“*HVAC Fundamentals Handbook*”, Amer Society of Heating 1997

[5] Luís Júnior (2009, Março 10),“Introdução a máquinas Térmicas-Refrigeração” ISBN: 978-85-908775-0-9 [online], Disponível em: http://www.martinelli.eng.br/ebooks.htm

[6] Rasmussen, B. P.”*Control-oriented modelling of transcritical vapor compression systems.*” Dept. of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana, 2002.

[7] Rasmussen, B. P., ”*Dynamic modeling and advanced control of air contioning and refrigeration systems*.”, Dept. of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2005

[8] Bertulan,C.A.; “1ª lei da termodinâmica”- Projecto de ensino de física à distância. Disponível em http://www.if.ufrj.br/teaching/fis2/calor/calor.html. Acesso em 22/02/2008.

[9] Bertulan,C.A.; “A segunda lei da termodinâmica”-Projecto de ensino de física à distância. Disponível em http://www.if.ufrj.br/teaching/fis2/segunda_lei/ /segunda_lei.html. Acesso em 22/02/2008.

[10] R.N.N. Koury, L. Machado, K.A.R. Ismail, “*Numerical simulation of a variable speed refrigeration system*”, International Journal of Refrigeration, Volume 24, Número 2, pág. 192-200, Maio 2001

[11] Qureshi T.Q.; Tassou S.A.,”Variable-*Speed Capacity Control in Refrigeration Systems*”, Applied Thermal Engineering, Volume 16, Número 2, , pág. 103-113 Fevereiro 1996