

3.

Modelagem do uso de nanofluidos como fluidos secundários em sistemas de refrigeração por compressão de vapor

O objetivo de um sistema de refrigeração é reduzir e manter a temperatura de um meio abaixo da temperatura ambiente, retirando calor do mesmo e rejeitando-o para um sumidouro, mediante o consumo de potência elétrica ou térmica. Em sistemas indiretos, um circuito (fluido secundário) interpõe-se entre o ciclo de refrigeração e o meio a ser refrigerado. No presente trabalho, serão analisados sistemas indiretos de refrigeração por compressão de vapor utilizando água ou nanofluido como fluido secundário.

3.1

Descrição do sistema de refrigeração por compressão de vapor

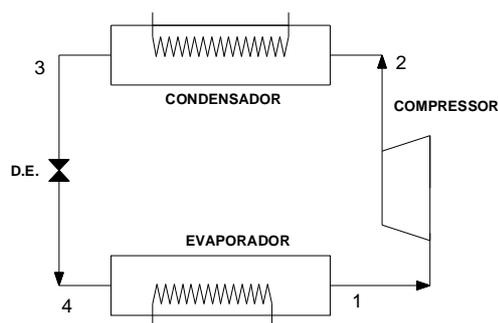


Figura 2. Representação esquemática de um ciclo básico de refrigeração por compressão

Um sistema básico de refrigeração, como o esquematizado na Figura 2, consta de quatro componentes fundamentais, os quais são percorridos ciclicamente pelo fluido refrigerante, a saber: i) o evaporador, onde ocorre a troca

de calor a baixa temperatura entre o meio refrigerado e o refrigerante, este em ebulição, ii) o compressor, cuja funções são garantir a circulação do fluido refrigerante através do ciclo e elevar sua pressão, comprimindo-o até a pressão de condensação, iii) o condensador, onde o calor do refrigerante superaquecido é removido para um sumidouro de calor, geralmente o próprio meio ambiente, até atingir novamente o estado líquido e iv) o dispositivo de expansão, que estrangula o líquido refrigerante até a pressão do evaporador, onde entra como uma mistura de líquido-vapor para completar o ciclo.

3.2

Ciclo termodinâmico

Um ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor, representado nos diagramas T-s e P-h da Figura 3, idealmente segue os processos térmicos seguintes:

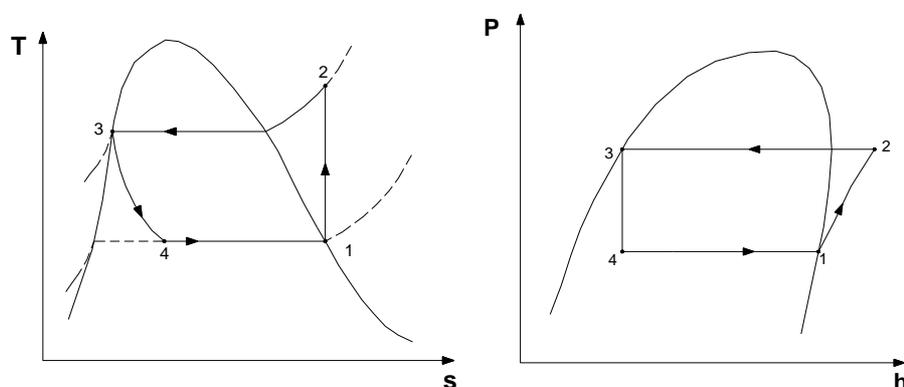


Figura 3. Ciclo básico ideal de refrigeração

- (1-2) Compressão adiabática reversível: o vapor refrigerante saturado a baixa pressão, que vem do evaporador, é comprimido por redução de volume e levado até o condensador, tendo pressão e temperatura aumentadas.
- (2-3) Rejeição de calor reversível a pressão constante: no condensador entra refrigerante em estado de vapor superaquecido, vindo do compressor. Este é

levado à fase líquida pela rejeição de calor a um meio a temperatura mais baixa, geralmente água ou ar na temperatura ambiente externa.

- (3-4) Expansão irreversível isentálpica: o refrigerante, a alta pressão, oriundo do condensador como líquido saturado, passa por um dispositivo de expansão onde temperatura e pressão são reduzidas.

- (4-1) Remoção reversível de calor a pressão constante: da válvula de expansão, o refrigerante, como mistura de líquido e vapor a baixa pressão, ingressa no evaporador. Evapora-se e, no processo, absorve o calor do meio circundante, proporcionando assim um efeito de refrigeração.

Quando comparado com o ciclo ideal de refrigeração, o ciclo real apresenta um afastamento do modelo descrito no item anterior. O ciclo real pode ser representado, aproximadamente, como mostra a figura 4.

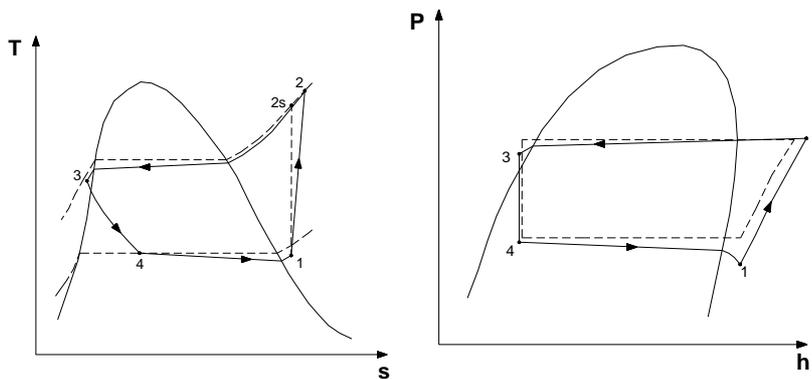


Figura 4. Ciclo real de refrigeração, considerando graus de sub-resfriamento e superaquecimento, queda de pressão nos trocadores de calor e compressão politrópica

Nos trocadores de calor ocorre uma perda de carga devido ao escoamento, com atrito diminuindo a pressão de saída com respeito à de entrada. Neles ocorre uma troca de calor do fluido de trabalho para além dos valores de saturação: do evaporador o refrigerante pode sair superaquecido e do condensador, sub-resfriado. Durante a compressão irreversível ocorre troca de calor com o ambiente, pelo que o processo deixa de ser isentrópico e adiabático.

3.3

Sistema indireto de refrigeração

Um sistema indireto de refrigeração é dividido em dois circuitos: um com o refrigerante, ou fluido de trabalho de refrigeração, e outro com o fluido secundário. Além dos componentes do sistema direto de refrigeração, acrescenta-se no sistema indireto, um fluido secundário, um ou mais trocadores de calor, tubos e bombas de circulação para este circuito secundário. Quando usado um sistema indireto, como o representado na Figura 5, o evaporador convencional realiza a troca de calor entre o refrigerante e o fluido secundário. Um trocador de calor fornece o frio produzido ao consumidor final e uma bomba de líquido garante a circulação pelo circuito secundário. Na Figura 5, este consumidor seria um meio refrigerado à temperatura T_L . No presente estudo, será considerado que um nanofluido circula no circuito intermediário, fazendo a função de fluido secundário.

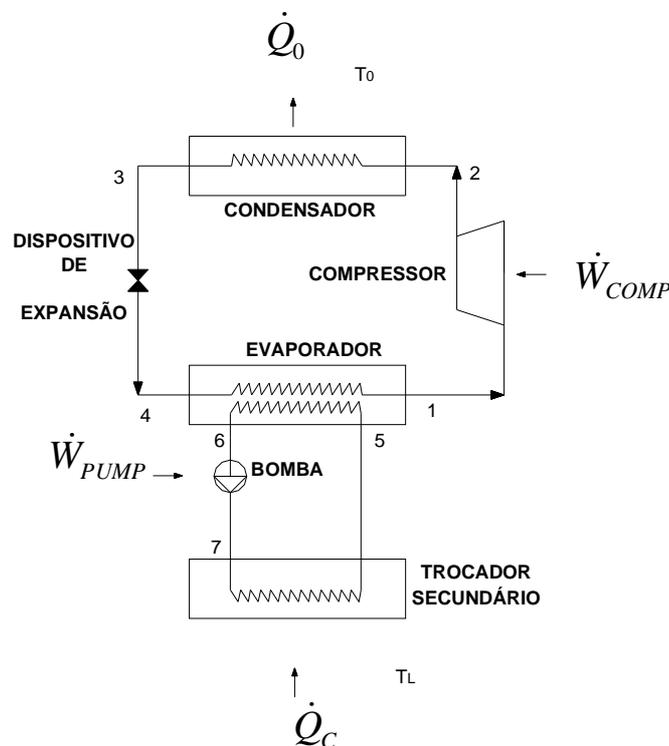


Figura 5. Esquema do sistema indireto de refrigeração

Os processos termodinâmicos que ocorrem no circuito secundário são os seguintes:

- (5-6) Resfriamento do fluido secundário a partir dos calores latente de evaporação e sensível do refrigerante.
- (6-7) Elevação da pressão do fluido secundário em magnitude suficiente para vencer a carga de todo o circuito.
- (7-5) Remoção de calor do meio refrigerado elevando a temperatura do fluido secundário.

Na Figura 6 esquematiza-se a distribuição de temperaturas no circuito secundário, sinalizando os estados do sistema da Figura 5.

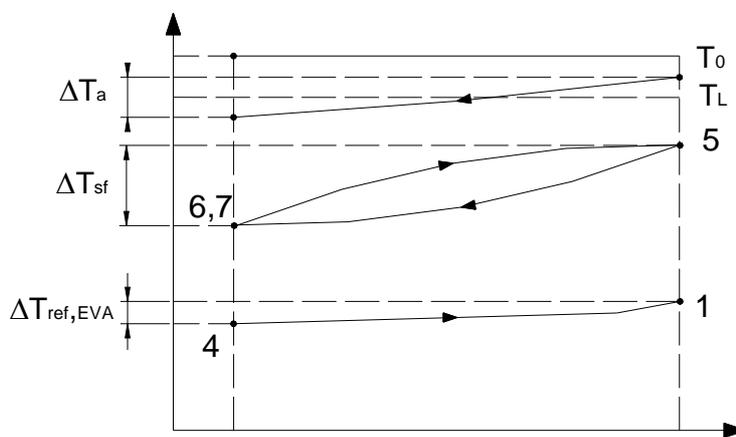


Figura 6. Distribuição de temperaturas no circuito secundário

Teoricamente, um sistema indireto demandaria um consumo energético um pouco maior do que um sistema direto operando à mesma temperatura de condensação e com igual carga térmica. Isto seria devido à potência adicional demandada pela bomba de líquido e a uma demanda de temperatura e pressão de evaporação ligeiramente abaixo das do sistema direto. Contudo, experiências de campo mostram que o consumo total de energia de um sistema indireto bem projetado pode ser menor ao longo do ano que para um sistema direto, pois o indireto pode lidar melhor com as variações das condições ambientais e de operação (Melinder, 2010).

3.4

Irreversibilidades

No presente trabalho, serão estudadas as irreversibilidades que estão presentes nos sistemas indiretos de refrigeração. A título de resumo, serão enunciados os conceitos fundamentais relacionados.

Na análise de um trocador de calor podem ser identificados, entre outros, dois importantes fenômenos: a transferência de calor com uma diferença finita de temperaturas e o atrito associado ao escoamento de fluidos. Estes são acompanhados inevitavelmente pela irreversibilidade, causa principal da deterioração do desempenho de um trocador.

Irreversibilidade termodinâmica (ou simplesmente irreversibilidade) é um termo usado para descrever uma tendência natural de qualquer sistema real de não ser capaz de refazer a mesma seqüência de estados, durante uma reversão do estado final ao estado inicial, sem a necessidade adicional de troca de energia e entropia. Nos fenômenos térmicos reais, esta interação de energia adicional é devido à falta de reversibilidade. Em termos práticos, isto significa que a presença de irreversibilidades é acompanhada por perdas termodinâmicas, levando a um desempenho térmico pior do que o previsto por um processo ideal reversível. Em um sentido mais restrito, o mesmo termo é usado para descrever as perdas em termos de energia por unidade de tempo, \dot{I} , causadas pela presença de irreversibilidades. O valor da irreversibilidade não pode ser negativo e não é uma propriedade do sistema. (Shah e Sekulić, 2003)

A irreversibilidade pode ser expressa em unidades de energia como o produto da entropia gerada com a temperatura do ambiente de referência ou do estado morto, pela relação de Guoy-Stodola:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.1)$$

A quantidade de entropia gerada é a medida quantitativa do nível de qualidade de transferência de energia. Geração de entropia nula corresponde à mais alta qualidade de transferência e/ou conversão de energia (um processo reversível), e geração de entropia maior que zero representa qualidade inferior.

Todos os processos reais são caracterizados por uma geração de entropia maior que zero.

Define-se como exergia de um fluido a capacidade para realizar trabalho e a degradação desta capacidade é equivalente à irreversibilidade. De acordo com a segunda lei da termodinâmica, em processos reais, a exergia sempre é destruída, parcial ou totalmente. À exergia destruída, ou entropia gerada, deve-se que a eficiência termodinâmica do sistema real seja sempre menor que a teórica.

A seguir, serão apresentadas as definições das principais irreversibilidades presentes nos trocadores envolvidos em sistemas indiretos de refrigeração.

3.4.1

Irreversibilidade devido à queda de pressão

Devido ao atrito ocorre uma perda de pressão, o que significa que uma parcela da energia perde sua capacidade de realizar trabalho sem haver sido aproveitada. Em outras palavras, ocorre uma irreversibilidade que depende fundamentalmente da queda de pressão em um duto ou nas áreas de passagem de um trocador de calor.

Numericamente, a irreversibilidade devido à queda de pressão se define como:

$$\dot{I}_p = \dot{V} \Delta P \quad (3.2)$$

Para o escoamento em um tubo reto a queda de pressão devido ao atrito se define como:

$$\Delta P = h_f \rho g \quad (3.3)$$

A perda de carga h_f para um tubo de diâmetro D e comprimento L é dada por:

$$h_f = f \frac{v^2}{2g} \frac{L}{D} \quad (3.4)$$

O fator de atrito, f , é definido segundo o regime de escoamento presente. As correlações para o fator de atrito dependem do número de Reynolds e, portanto, das propriedades do fluido, especificamente da viscosidade e da densidade. Estas

são propriedades chave para avaliar a queda de pressão e, por conseguinte, a potência de bombeamento necessária para fazer o fluido circular.

3.4.2

Irreversibilidade devido à troca de calor com uma diferença finita de temperaturas

Ao analisar um canal com um fluido qualquer circulando em seu interior, trocando calor com um reservatório térmico de temperatura T_r , ligeiramente superior à temperatura ambiente T_0 , e realizando um processo isobárico, pode-se observar que ocorrem duas variações de entropia. A saber, uma positiva no reservatório térmico e outra negativa no interior do canal, onde o fluido se esfria. O plano T-s representando estes processos é mostrado na Figura 7.

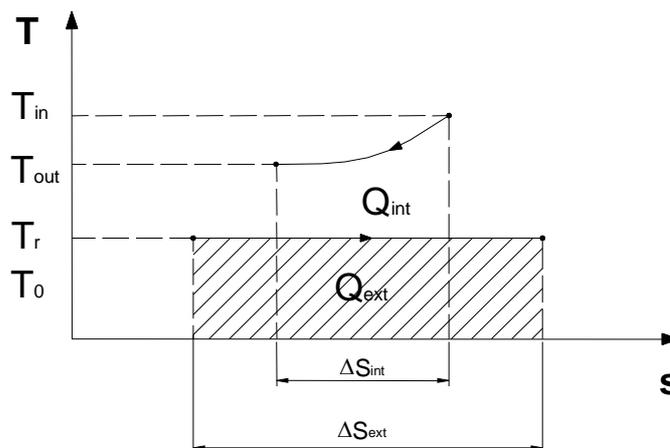


Figura 7. Plano T-s de um processo de troca de calor

A taxa de geração de entropia pela troca de calor com uma diferença finita de temperaturas pode ser definida como:

$$\dot{S}_{ger,T} = \frac{\dot{I}_T}{T_0} \quad (3.5)$$

onde a irreversibilidade no processo de troca de calor é igual a:

$$\dot{I}_T = (\Delta s_{ext} + \Delta s_{int}) T_0 \quad (3.6)$$

e a variação de entropia exterior ao canal se calcula como a razão entre o calor trocado e a temperatura do reservatório:

$$\Delta s_{ext} = \frac{-\dot{Q}}{T_r} \quad (3.7)$$

Para um líquido incompressível, sem mudança de fase (Van Wylen, 1995):

$$\Delta s_{int} = \dot{m} c_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) \quad (3.8)$$

Substituindo (3.7) e (3.8) na equação (3.6) tem-se:

$$\dot{I}_T = \left[\frac{-\dot{Q}}{T_r} + \dot{m} c_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) \right] T_0 \quad (3.9)$$

A taxa de troca de calor, \dot{Q} , depende do coeficiente global de transferência de calor que, por sua vez, depende dos coeficientes de troca de calor de ambos os fluidos. Estes dependem do número de Nusselt, o qual, segundo Shah e Sekulić (2003), é uma função dos números de Reynolds e Prandtl, para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos.

Portanto, pode-se concluir que, já que a irreversibilidade térmica depende da taxa de transferência de calor, é possível descrevê-la como uma função dos números de Reynolds e Prandtl. Conseqüentemente, propriedades como a condutividade, a viscosidade e o calor específico são parâmetros chave para estudá-la.

3.4.3

Irreversibilidade total em um trocador de calor

A irreversibilidade total para um trocador de calor é igual à soma das irreversibilidades anteriormente descritas:

$$\dot{I}_{HE} = \dot{I}_{HE,T} + \dot{I}_{HE,P} \quad (3.10)$$

Segundo Shah e Sekulić (2003), para um trocador, a irreversibilidade devido à troca de calor com uma diferença finita de temperaturas é igual a:

$$\dot{I}_{HE,T} = \dot{Q}T_0 \left(\frac{1}{T_{c,lm}} - \frac{1}{T_{h,lm}} \right) \quad (3.11)$$

onde a temperatura média de cada corrente é dada por:

$$T_{j,lm} = \frac{T_{j,in} - T_{j,out}}{\ln \left(\frac{T_{j,in}}{T_{j,out}} \right)} \quad \text{com } j=c \text{ ou } h \quad (3.12)$$

E a irreversibilidade devido à queda de pressão em cada corrente do trocador de calor é:

$$\dot{I}_{P,h} = \frac{T_0}{T_{h,lm}} \left(\frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \right)_h \quad (3.13)$$

$$\dot{I}_{P,c} = \frac{T_0}{T_{c,lm}} \left(\frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \right)_c \quad (3.14)$$

$$\dot{I}_{HE,P} = \dot{I}_{P,h} + \dot{I}_{P,c} \quad (3.15)$$

Considerando ambos os fluidos como sendo líquidos incompressíveis tem-se:

$$\dot{I}_{HE} = T_0 \dot{m}_h c_{p,h} \ln \frac{T_{h,in}}{T_{h,out}} + T_0 \dot{m}_c c_{p,c} \ln \frac{T_{c,in}}{T_{c,out}} + \frac{\dot{m}_h}{\rho_h} (P_{h,in} - P_{h,out}) + \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} (P_{c,in} - P_{c,out}) \quad (3.16)$$

Re-arranjando os termos da equação podem definir-se funções para a irreversibilidade térmica e a mecânica, respectivamente:

$$\dot{I}_{HE} = f_1(\dot{m}, c_p, \Delta T) + f_2 \left(\frac{1}{\text{Re}}, \frac{L}{D}, v^2, \rho \dot{V} \right) \quad (3.17)$$

A função f_1 , que apresenta uma dependência da diferença de temperaturas, pode ser escrita em termos dos coeficientes de troca de calor de ambos os fluidos e, portanto, depende diretamente dos números de Reynolds e Prandtl, entre outros fatores. De maneira análoga, a função f_2 apresenta uma dependência inversa com o número de Reynolds:

$$\dot{I}_{HE} = f_1[\dot{m}, c_p, \text{Re}, \text{Pr}, T_m] + f_2 \left(\frac{1}{\text{Re}}, \frac{L}{D}, v^2, \rho \dot{V} \right) \quad (3.18)$$

A equação (3.18) mostra a competição entre as duas principais parcelas que compõem a irreversibilidade total num trocador de calor, abordada em detalhe por Bejan (1982). É de se notar que os parâmetros que compõem o Re têm um efeito oposto em ambos os termos.

Como foi demonstrado nos itens anteriores, as irreversibilidades devido tanto à queda de pressão quanto à troca com uma diferença finita de temperaturas dependem fortemente das propriedades dos fluidos envolvidos em processos de transferência de calor. No caso da irreversibilidade em trocadores, esta influência apresenta tendências opostas que competem entre si. Como foi abordado no Capítulo 2, o uso de nanofluidos implica o aumento da viscosidade e da condutividade térmica, propriedades que dependem, entre outros fatores, da concentração de nanopartículas. Por se tratar de um resultado de soma de parcelas com efeitos opostos, a influência deste importante parâmetro deve ser quantificada para se determinar se, para determinada aplicação de troca de calor, ocorre o resultado termodinâmico desejável: a diminuição da irreversibilidade total.

3.5

Modelo matemático

3.5.1

Hipóteses simplificadoras

No presente trabalho são feitas algumas aproximações para simplificar a análise:

- i) Operação em regime permanente;
- ii) As variações de energia potencial e cinética do refrigerante e do fluido secundário através dos componentes são desprezíveis;
- iii) Os trocadores e tubulações de interligação encontram-se isolados termicamente do meio externo, não sendo consideradas perdas ou ganhos de calor para o ambiente;
- iv) Nos trocadores de calor, a resistência térmica da parede do tubo é desprezível;
- v) As superfícies dos trocadores não são aletadas;
- vi) O coeficiente de transferência de calor pelo lado do refrigerante é considerado constante e igual ao seu valor médio;

vii) A queda de pressão em tubulações pelo lado do refrigerante é considerada constante e igual ao seu valor médio;

viii) As eficiências isentrópica e volumétrica do compressor são expressas em função da razão de pressões. A eficiência mecânica é uma função da velocidade de rotação;

ix) O dispositivo de expansão é adiabático;

x) A bomba de líquido é adiabática e sua eficiência é constante;

xi) O nanofluido apresenta propriedades homogêneas e aproximadamente constantes ao longo de cada trocador.

3.5.2

Balances de energia e exergia dos componentes do ciclo

A seguir são listados o princípio geral de conservação da energia e o balanço de exergia na forma em que serão aplicados no presente estudo:

Conservação da massa:

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (3.19)$$

Conservação de energia:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h = 0 \quad (3.20)$$

Balanço de exergia:

$$\dot{W} = \sum_{in} (\dot{m} e) - \sum_{out} (\dot{m} e) - \sum \left(\dot{Q}_r \frac{T_r - T_0}{T_r} \right) - \dot{i} \quad (3.21)$$

onde a taxa de irreversibilidade é igual a:

$$\dot{i} = T_0 \left[\sum_{out} (\dot{m} s) - \sum_{in} (\dot{m} s) - \sum \left(\frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right) \right] > 0 \quad (3.22)$$

e a exergia de um fluido é determinada por:

$$\dot{E}_f = \dot{m}_f \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) \right] + \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{ch} \quad (3.23)$$

Pela hipótese (iii), de trocadores isolados termicamente, tem-se: $\dot{Q}_r = 0$

Com base nos pressupostos acima descritos, são aplicadas as equações de balanço a cada um dos volumes de controle do sistema de refrigeração indireto, mostrado na Figura 8. Partindo destas equações podem ser determinados os estados termodinâmicos de cada um dos pontos de interesse e outros parâmetros de operação do sistema, a saber: as vazões do ciclo, os trabalhos do compressor e da bomba e as taxas de transferência de calor dos trocadores.

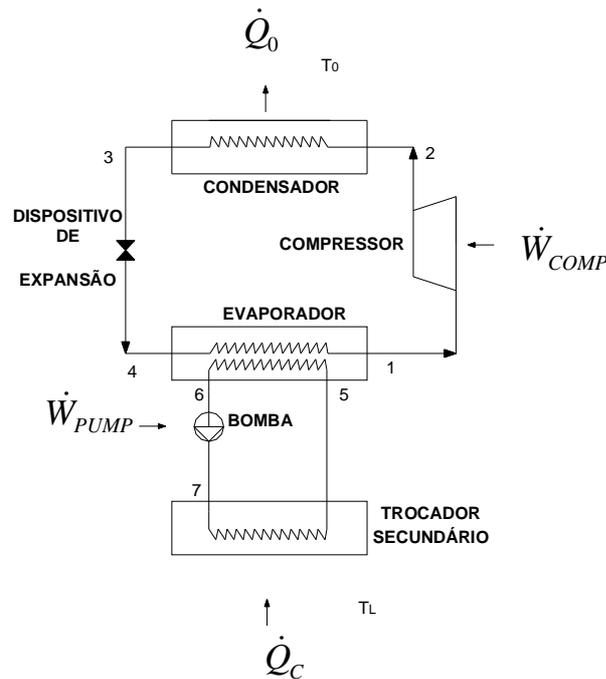


Figura 8. Esquema do sistema indireto de refrigeração

3.5.2.1

Compressor

A potência elétrica consumida pelo compressor é:

$$\dot{W}_{COMP} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_{2s} - h_1)}{\eta_m \eta_s} \quad (3.24)$$

A eficiência mecânica do compressor depende das perdas por atrito, as quais ocorrem entre os componentes fixos e moveis do mesmo. A quantidade e distribuição destas perdas variam de acordo com a geometria do compressor. A

eficiência mecânica para um compressor típico foi ajustada do trabalho de Ishii et al (1990), originalmente definida para um compressor de pistão:

$$\eta_m = 0,000002N_s^2 - 0,000592N_s + 0,9384 \quad (3.25)$$

onde N_s é a velocidade angular do eixo do compressor, em revoluções por segundo.

O estado termodinâmico de entrada ao compressor é determinado considerando o grau de superaquecimento:

$$h_1 = h(P_1; T_{EVA} + \Delta T_{sup}) \quad (3.26)$$

$$s_1 = s(P_1; T_{EVA} + \Delta T_{sup}) \quad (3.27)$$

A entalpia real de saída do compressor é:

$$h_2 = \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_s} + h_1 \quad (3.28)$$

Eficiência isentrópica é a relação entre o trabalho necessário para a compressão isentrópica do gás e o trabalho de entrada ao eixo do compressor e é uma medida do desvio de compressão real a partir de compressão isentrópica. A eficiência isentrópica para um compressor de pistões, operando com amônia, pode ser expressa em termos da razão de compressão (Lee et al, 2006):

$$\eta_s = -0,00097(r_{comp})^2 - 0,01026r_{comp} + 0,83955 \quad (3.29)$$

onde:

$$r_{comp} = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.30)$$

para $1 < r_{comp} < 9$.

Na compressão isentrópica, a entropia e entalpia de saída são, respectivamente:

$$s_{2,s} = s_1 \quad (3.31)$$

$$h_{2,s} = h(P_2; s_{2,s}) \quad (3.32)$$

O estado real de saída do compressor é dado por:

$$T_2 = T(h_2; P_2) \quad (3.33)$$

$$s_2 = s(h_2; P_2) \quad (3.34)$$

e a vazão de refrigerante é calculada como:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{V_{c,m} N_s \eta_v}{v_1} \quad (3.35)$$

A eficiência volumétrica é a relação entre a vazão mássica real e a ideal. Para um compressor de pistões, operando com amônia, a eficiência volumétrica do compressor, segundo Lee et al (2006), é:

$$\eta_v = -0,00076(r_{comp})^2 - 0,05080r_{comp} + 1,03231 \quad (3.36)$$

3.5.2.2

Trocadores de calor

Condensador

A determinação do calor de condensação é feita a partir do balanço de energia pelo lado do refrigerante:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (3.37)$$

No condensador, no lado do refrigerante, podem ser identificadas três regiões: de dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento. Cada uma delas é caracterizada pelos calores por unidade de massa equacionados a seguir:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{ref} (q_{des} + q_{cnd} + q_{sub}) \quad (3.38)$$

O calor sensível de dessuperaquecimento trocado com a água é:

$$q_{des} = h_2 - h_{vs} \quad (3.39)$$

O calor de latente de condensação, rejeitado pelo refrigerante durante a mudança de fase, é determinado por:

$$q_{cnd} = h_{vs} - h_{ls} \quad (3.40)$$

e o calor sensível de sub-resfriamento é:

$$q_{sub} = h_{ls} - h_3 \quad (3.41)$$

A pressão de saída do refrigerante no condensador depende da queda de pressão ao longo do trocador, a qual pode ser determinada pela equação de Bo Pierre, descrita por Choi et al (1999)¹:

$$\Delta P_{BP} = \left[f_{BP} + \frac{(x_{out} - x_{in})Dt}{\bar{x}L} \right] \frac{G^2 \bar{x} v_g L}{D} \quad (3.42)$$

onde \bar{x} é o título médio no comprimento L . O volume específico do vapor, v_g , a velocidade mássica, G , e as propriedades para o coeficiente de atrito de duas fases, f_{BP} , são avaliadas à temperatura média do refrigerante. O coeficiente de atrito de duas fases do refrigerante puro é dado por:

$$f_{BP} = 0,0185 \left(\frac{K_f}{Re} \right)^{0,25} \quad (3.43)$$

e o número de ebulição de Bo Pierre é definido como:

$$K_f = \frac{\Delta x h_{lv}}{L g} \quad (3.44)$$

A queda de pressão pelo lado do refrigerante será para o condensador, considerando condensação completa e, portanto, variação de título $\Delta x = 1$:

$$\Delta P_{ref,CON} = \Delta P_{BP} \quad (3.45)$$

A pressão à saída do condensador é:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{ref,CON} \quad (3.46)$$

Temperatura de condensação relaciona-se à pressão de condensação:

$$T_{CON} = SATP(P_2) \quad (3.47)$$

O estado à saída do condensador é determinado por:

$$h_3 = h(P_3; T_{CON} - \Delta T_{sub}) \quad (3.48)$$

$$s_3 = s(P_3; T_{CON} - \Delta T_{sub}) \quad (3.49)$$

Evaporador

O balanço de energia pelo lado do refrigerante fornece:

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{Q}_C = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (3.50)$$

¹ Embora muitas correlações de queda de pressão foram desenvolvidas desde 1964, a correlação Bo Pierre (1964) continua a ser interessante por sua simplicidade e validade. Choi et al (1999)

No evaporador ocorre uma queda de pressão pelo lado do refrigerante, a qual pode ser determinada, da mesma forma que no condensador, pela equação de Bo Pierre, descrita por Choi et al (1999).

Assim, o estado termodinâmico à saída do evaporador é dado por:

$$P_1 = P_4 - \Delta P_{ref,EVA} \quad (3.51)$$

$$h_1 = h(P_1; T_{EVA} + \Delta T_{sup}) \quad (3.52)$$

$$s_1 = s(P_1; T_{EVA} + \Delta T_{sup}) \quad (3.53)$$

Aplicando o balanço de energia pelo lado do fluido secundário, tem-se:

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{sf} \Delta h_{6,5} \quad (3.54)$$

onde a variação de entalpia, entre a entrada e a saída do evaporador supondo o fluido incompressível pode ser aproximada para:

$$\Delta h_{6,5} = c_{P,sf} (T_6 - T_5) \quad (3.55)$$

A taxa de transferência de calor no evaporador pode ser definida em termos da efetividade do evaporador, resultando na equação:

$$\dot{Q}_{EVA} = \varepsilon_{EVA} C_{min} (T_{rf,in} - T_{ref,in}) \quad (3.56)$$

À guisa de simplificação, considerando que no evaporador predomine a zona bifásica, a efetividade da troca de calor pode ser expressa como a de um trocador, com arranjo qualquer, e com um fluido mudando de fase:

$$\varepsilon_{EVA} = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_{EVA}}{\dot{m}_{sf,EVA} c_{P,sf}}\right) \quad (3.57)$$

A condutância global no evaporador, expressa em termos das resistências térmicas de cada um dos fluidos, considerando as hipóteses (iv) e (v):

$$\frac{1}{(UA)_{EVA}} = \frac{1}{\alpha_{ref,EVA} A_{L,EVA}} + \frac{1}{\alpha_{sf,EVA} A_{L,EVA}} \quad (3.58)$$

onde a área de transferência de calor, considerando um trocador tipo tubo duplo é:

$$A_{L,EVA} = \pi D_{t,EVA} L_{t,EVA} \quad (3.59)$$

e os coeficientes de troca de calor para ambos os fluidos podem ser determinados pelas equações a seguir.

É sabido que para um fluido refrigerante evaporando na seção anular, o coeficiente varia com o título (Shah e Sekulić, 2003). No entanto, no presente

trabalho, pela hipótese simplificadora (vi), será considerado constante e igual a seu valor médio, fornecido pela equação de Bo Pierre, a qual, para evaporação completa, tem a forma seguinte:

$$\bar{Nu}_{ref} = 0,0082 \left(Re_{ref}^2 K_{ref} \right)^{1/2} \quad (3.60)$$

onde K_{ref} é o fator de carga, definido como:

$$K_{ref} = \frac{\Delta x (h_{lv})_{EVA}}{g L_{t,EVA}} \quad (3.61)$$

sendo $L_{t,EVA}$ o comprimento do tubo no evaporador

Da definição do número de Nusselt, o coeficiente de película para o lado do refrigerante estará relacionado com a condutividade térmica do líquido, $k_{l,ref}$, e com o diâmetro hidráulico, $D_{H,EVA}$:

$$\alpha_{ref,EVA} = \frac{k_{l,ref}}{D_{h,EVA}} \bar{Nu}_{ref} \quad (3.62)$$

Para o fluido secundário sendo resfriado no interior de um duto circular, a equação de Dittus Boelter fornece, para regime turbulento:

$$Nu_{sf,EVA} = 0,023 Re_{sf}^{0,8} Pr_{sf}^{0,3} \quad (3.63)$$

Assume-se que a mesma equação se aplica a um nanofluido, de acordo com Choi (1995).

Para escoamento laminar, aplica-se a correlação de Shah e London (1978), equações (2.20) e (2.21) ao evaporador:

$$Nu_{sf,EVA} = 1,953 \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \quad \text{para} \quad \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) \geq 33,3 \quad (3.64)$$

$$Nu_{sf,EVA} = 4,364 + 0,0722 \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) \quad \text{para} \quad \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) < 33,3 \quad (3.65)$$

O coeficiente de troca de calor pelo lado do fluido secundário é, então:

$$\alpha_{sf,EVA} = \frac{k_{sf}}{D_{t,EVA}} Nu_{sf,EVA} \quad (3.66)$$

Trocador de calor secundário

O calor retirado do meio refrigerado no trocador secundário será igual ao transferido no evaporador e à carga térmica, já que não é considerado o ganho de calor do ambiente:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{SEC} = \dot{m}_{sf} \Delta h_{5,7} \quad (3.67)$$

com a variação de entalpia no trocador:

$$\Delta h_{5,7} = c_{p_{sf}} (T_5 - T_7) \quad (3.68)$$

Aplicando-se o balanço de energia pelo lado do fluido refrigerado, tem-se:

$$\dot{Q}_{SEC} = \dot{m}_{fw} c_{p_{fw}} (T_{fw,in} - T_{fw,out}) \quad (3.69)$$

A equação de transferência de calor no trocador secundário pode ser enunciada em termos da efetividade e da diferença máxima de temperaturas no trocador:

$$\dot{Q}_{SEC} = \varepsilon_{SEC} (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{fw,in} - T_7) \quad (3.70)$$

onde :

$$\varepsilon_{SEC} = \frac{(\dot{m}c_p)_{fw} (T_{fw,in} - T_{fw,out})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{fw,in} - T_7)} \quad (3.71)$$

A efetividade para um trocador em contracorrente é:

$$\varepsilon_{SEC} = \frac{1 - \exp[-NTU_{SEC} (1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU_{SEC} (1 - C_r)]} \quad (3.72)$$

onde:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (3.73)$$

e

$$NTU_{SEC} = \frac{(UA)_{SEC}}{C_{\min}} \quad (3.74)$$

A condutância global no trocador secundário, expressa em termos das resistências de cada um dos fluidos e desprezando-se a resistência do tubo, é:

$$\frac{1}{(UA)_{SEC}} = \frac{1}{\alpha_{sf,SEC} A_{L,SEC}} + \frac{1}{\alpha_{fw,SEC} A_{L,SEC}} \quad (3.75)$$

onde a área de transferência de calor é :

$$A_{L,SEC} = \pi D_{t,SEC} L_{t,SEC} \quad (3.76)$$

e os coeficientes de troca de calor para ambos os fluidos podem ser determinados pelas equações a seguir.

Para o fluido secundário rejeitando calor no interior de um tubo tem-se, em regime turbulento:

$$Nu_{SEC,sf} = 0,023 Re_{sf}^{0,8} Pr_{sf}^{0,4} \quad (3.77)$$

De forma análoga ao evaporador, para escoamento laminar, se aplica a correlação de Shah e London (1978), ao trocador secundário:

$$Nu_{sf,SEC} = 1,953 \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \quad \text{para} \quad \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) \geq 33,3 \quad (3.78)$$

$$Nu_{sf,SEC} = 4,364 + 0,0722 \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) \quad \text{para} \quad \left(Re_{sf} Pr_{sf} \frac{D_h}{L} \right) < 33,3 \quad (3.79)$$

O coeficiente de troca de calor pelo lado do fluido secundário é então:

$$\alpha_{sf,SEC} = \frac{k_{sf}}{D_{t,SEC}} \left[0,023 \left(\frac{\dot{m}_{sf} D_{t,SEC}}{A_t \mu_{sf}} \right)^{0,8} \left(\frac{c_{p,sf} \mu_{sf}}{k_{sf}} \right)^{0,4} \right] \quad (3.80)$$

Pelo lado do fluido refrigerado, considerando que este escoar pela seção anular:

$$\alpha_{fw,SEC} = \frac{k_{fw}}{D_{h,SEC}} Nu_{fw} \quad (3.81)$$

onde o número de Nusselt está definido pela equação de Dittus-Boelter para um fluido sendo resfriado:

$$Nu_{fw,SEC} = 0,023 Re_{fw}^{0,8} Pr_{fw}^{0,3} \quad (3.82)$$

Esta correlação é usada por sua simplicidade e porque tem sido amplamente testada para fluidos como água. Embora exista um razoável número de correlações para o número de Nusselt em geometria anular, a correlação de Dittus-Boelter é capaz de predizê-lo de maneira aceitável para pequenas razões de

diâmetro anulares, até cerca de $\frac{D_2}{D_1} = 2,5$ (Dirker e Meyer, 2002).

3.5.2.3

Modelo geral da bomba de líquido do circuito secundário

A bomba de líquido tem o propósito de garantir a circulação do fluido secundário por seu circuito, suplantando a queda de pressão decorrente deste escoamento. Para determinar a potência de bombeamento, tem-se:

$$\dot{W}_{PUMP} = \dot{m}_{sf} \Delta h_{7,6} \quad (3.83)$$

Considerando o fluido incompressível, tem-se:

$$\dot{W}_{PUMP} = \Delta P_{PUMP} \frac{\dot{m}_{sf}}{\rho_{sf} \eta_{PUMP}} \quad (3.84)$$

A elevação de pressão pela bomba será igual à queda de pressão no circuito:

$$\Delta P_{PUMP} = \Delta P_{sf,EVA} + \Delta P_{sf,SEC} + \Delta P_{sf,tub} \quad (3.85)$$

onde $\Delta P_{sf,tub}$ é a queda de pressão na tubulação e a queda de pressão nos trocadores de calor é:

$$\Delta P_{sf,EVA} = P_5 - P_6 \quad (3.86)$$

$$\Delta P_{sf,SEC} = P_7 - P_5 \quad (3.87)$$

A queda de pressão pelo lado do fluido secundário dependerá, portanto, das geometrias do evaporador e do trocador secundário:

O dado de entrada para este volume de controle é a eficiência da bomba, η_{PUMP} .

3.5.2.4

Modelo geral do dispositivo de expansão

A expansão é considerada isentálpica, visto que não ocorre transferência de calor entre o corpo do dispositivo e o ambiente, hipótese (ix):

$$h_4 = h_3 \quad (3.88)$$

$$x_4 = x(h_4; P_{EVA}) \quad (3.89)$$

$$T_{EVA} = SATP(P_{EVA}) \quad (3.90)$$

3.5.2.5

Balço global de energia

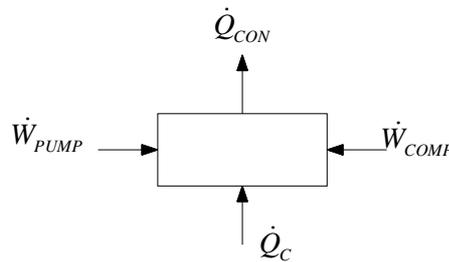


Figura 9. Fluxos de energia no sistema indireto de refrigeração

O balanço global de energia pode ser expresso como:

$$\dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{PUMP} + \dot{Q}_C = \dot{Q}_{CON} \quad (3.91)$$

3.5.3

Análise exérgica do sistema indireto de refrigeração

Delimitou-se um volume de controle englobando o sistema indireto de refrigeração por compressão de vapor, com fronteiras a partir da temperatura do espaço refrigerado, T_L , pelo lado do trocador secundário e até a temperatura ambiente, T_0 , pelo lado do condensador e como mostra a Figura 10:

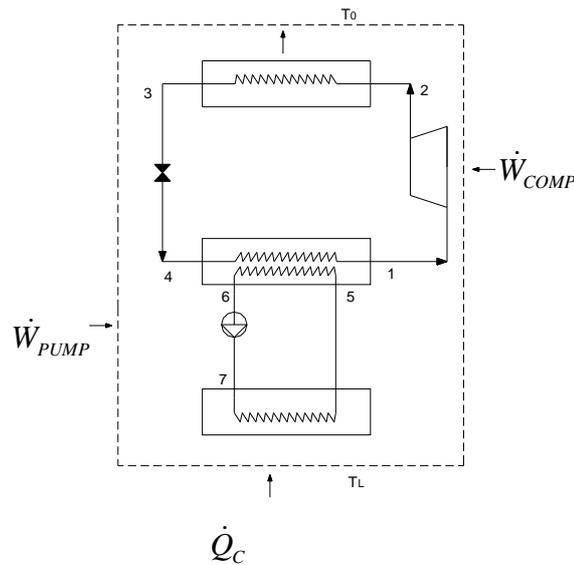


Figura 10. Volume de controle do sistema indireto de refrigeração por compressão de vapor

O balanço exerético para o volume de controle representado na Figura 10 é dado por:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_C^Q + \dot{I}_{TOTAL} \quad (3.92)$$

onde a exergia de entrada é composta pela soma dos trabalhos de compressão e bombeamento:

$$\dot{E}_{in} = \dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{PUMP} \quad (3.93)$$

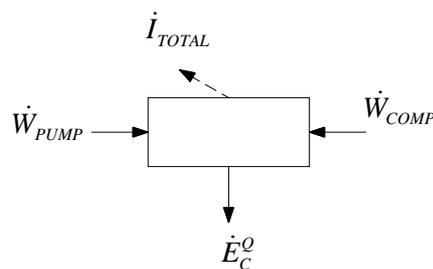


Figura 11. Fluxos de exergia no sistema indireto de refrigeração

O produto exerético da planta se define como sendo o produto do frio produzido (considerado igual à carga térmica) pelo fator de Carnot (Kotas, 1995):

$$\dot{E}_C^Q = -\dot{Q}_C \left(\frac{T_L - T_0}{T_L} \right) \quad (3.94)$$

A taxa de irreversibilidade total pode ser calculada como a soma das irreversibilidades dos componentes individuais, as quais serão definidas na seção seguinte.

$$I_{TOTAL} = \dot{I}_{COMP} + \dot{I}_{CON} + \dot{I}_{EXP} + \dot{I}_{PUMP} + \dot{I}_{EVA} + \dot{I}_{SEC} \quad (3.95)$$

3.5.3.1

Balances exergéticos dos sub-sistemas

Cada componente do sistema indireto de refrigeração, mostrado na Figura 10, pode ser tratado como um volume de controle. Às hipóteses simplificadoras do tópico 3.4.1 somam-se as seguintes suposições específicas para a análise exergética:

xii) As variações das componentes cinética e potencial da exergia são desprezíveis.

xiii) A componente química da exergia não precisa ser considerada, uma vez que não há reação química.

Com base nos pressupostos acima descritos, são aplicadas as equações de balanço de exergia para cada sub-sistema na forma da equação (3.21). Pela hipótese (iii) de trocadores isolados termicamente, tem-se:

$$\dot{Q}_r = 0. \quad (3.96)$$

$$\dot{W} = \sum_{in} \dot{m}_{in} e_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} e_{out} - \dot{I} \quad (3.97)$$

Explicitando-se o balanço em termos de exergia absoluta, tem-se:

$$\dot{W} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} - \dot{I} \quad (3.98)$$

Compressor

O balanço exergético no compressor fornece:

$$\dot{E}_{ref,1} + \dot{W}_{COMP} = \dot{E}_{ref,2} + \dot{I}_{COMP} \quad (3.99)$$

ou

$$\dot{I}_{COMP} = \dot{W}_{COMP} + \Delta \dot{E}_{ref,1-2} \quad (3.100)$$

Supondo que neste volume de controle não exista troca de calor com o ambiente, mas existem irreversibilidades por conta do atrito interno produzido pelo gás, estas podem ser determinadas como sendo:

$$\Delta \dot{E}_{ref,1,2} = \dot{m}_{ref} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad (3.101)$$

Conhecendo que a potência consumida pelo compressor é:

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (3.102)$$

e substituindo em (3.100), tem-se:

$$\dot{I}_{COMP} = T_0 [\dot{m}_{ref} (s_2 - s_1)] \quad (3.103)$$

Condensador

Para o condensador, com o refrigerante como volume de controle, o balanço de exergia é:

$$\dot{E}_{ref,2} = \dot{E}_{ref,3} + \dot{E}_0^Q + \dot{I}_{CON} \quad (3.104)$$

onde \dot{E}_0^Q é a exergia do calor trocado com o meio a T_0 .

Como existe um equilíbrio térmico entre condensador e o ambiente, tem-se que:

$$\dot{E}_0^Q = 0 \quad (3.105)$$

e a taxa de irreversibilidade do condensador é:

$$\dot{I}_{CON} = \Delta \dot{E}_{ref,2-3} \quad (3.106)$$

$$\dot{I}_{CON} = \dot{m}_{ref} [(h_2 - h_3) + T_0 (s_2 - s_3)] \quad (3.107)$$

Dispositivo de expansão

O balanço de exergia fornece:

$$\dot{E}_{ref,3} = \dot{E}_{ref,4} + \dot{I}_{EXP} \quad (3.108)$$

$$\dot{I}_{EXP} = \dot{m}_{ref} [(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)] \quad (3.109)$$

com o processo de expansão pode ser considerado isentálpico e, portanto $h_3 = h_4$, a irreversibilidade da válvula pode ser determinada como:

$$\dot{I}_{EXP} = T_0 [\dot{m}_{ref} (s_4 - s_3)] \quad (3.110)$$

Bomba

Aplicando a equação (3.98) à bomba, tem-se:

$$\dot{W}_{PUMP} + \dot{E}_{sf,6} = \dot{E}_{sf,7} + \dot{I}_{PUMP} \quad (3.111)$$

$$\dot{I}_{PUMP} = \dot{W}_{PUMP} + \dot{m}_{sf} \left[(h_6 - h_7) - T_0 (s_6 - s_7) \right] \quad (3.112)$$

A irreversibilidade da bomba é o trabalho perdido, caracterizado pela eficiência mecânica da bomba:

$$\dot{I}_{PUMP} = \dot{W}_{PUMP} (1 - \eta_{PUMP}) \quad (3.113)$$

Evaporador

Diferentemente do condensador, onde calor é trocado à temperatura do meio e, portanto, a corrente de saída (água de resfriamento) tem exergia nula, no evaporador, ambos os fluidos saem com uma exergia diferente de zero, por estarem em desequilíbrio térmico com o meio ambiente.

$$\dot{E}_{sf,5} + \dot{E}_{ref,4} = \dot{E}_{sf,6} + \dot{E}_{ref,1} + \dot{I}_{EVA} \quad (3.114)$$

$$\dot{I}_{EVA} = (\dot{E}_{sf,5} - \dot{E}_{sf,6}) + (\dot{E}_{ref,4} - \dot{E}_{ref,1}) \quad (3.115)$$

Trocador de calor secundário

No trocador secundário a exergia do frio produzido, é transferida ao meio refrigerado:

$$\dot{E}_{sf,7} = \dot{E}_C^Q + \dot{E}_{sf,5} + \dot{I}_{SEC} \quad (3.116)$$

Portanto, a irreversibilidade do trocador secundário é:

$$\dot{I}_{SEC} = (\dot{E}_{sf,7} - \dot{E}_{sf,5}) - \dot{E}_C^Q \quad (3.117)$$

3.5.3.2

Irreversibilidade dos trocadores do circuito secundário

Pelo fato de o nanofluido, principal objeto de estudo do presente trabalho, estar confinado no circuito secundário, o cálculo de irreversibilidades nos trocadores de calor presentes nesse circuito será detalhado a seguir:

Evaporador

$$\dot{I}_{EVA} = \dot{m}_{ref} \left[(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1) \right] + \dot{m}_{sf} \left[(h_{sf,5} - h_{sf,6}) - T_0 (s_{sf,5} - s_{sf,6}) \right] \quad (3.118)$$

Trocador de calor secundário

$$\dot{I}_{SEC} = \dot{m}_{sf} \left[(h_7 - h_5) - T_0 (s_7 - s_5) \right] - \dot{E}_C^Q \quad (3.119)$$

Aplicando a equação (3.10) ao trocador secundário, tem-se:

$$\dot{I}_{SEC} = \dot{I}_{T,SEC} + \dot{I}_{P,SEC} \quad (3.120)$$

e, substituindo em (3.120) as equações (3.11), (3.13) e (3.14) tem-se:

$$\dot{I}_{SEC} = \dot{Q}_C T_0 \left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_L} \right) + \frac{T_0}{T_L} \frac{\dot{m}_{fw} \Delta P_{fw}}{\rho_{fw}} + \frac{T_0}{T_{sf,ln}} \frac{\dot{m}_{sf} \Delta P_{sf,SEC}}{\rho_{sf}} \quad (3.121)$$

Desprezando-se a queda de pressão pelo lado do fluido resfriado, chega-se

a:

$$\dot{I}_{SEC} = \dot{Q}_C T_0 \left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_L} \right) + \frac{T_0}{T_{sf,ln}} \frac{\dot{m}_{sf} \Delta P_{sf,SEC}}{\rho_{sf}} \quad (3.122)$$

3.6

Indicadores térmicos de desempenho global para o sistema indireto de refrigeração

Para avaliar o desempenho do sistema de refrigeração por compressão de vapor, alguns parâmetros globais são definidos. Tais parâmetros podem ser divididos em dois tipos: indicadores energéticos e indicadores exergéticos.

No primeiro grupo, a eficiência energética é uma relação entre a energia útil e a energia transferida ao sistema térmico. Esse critério informa quanto da energia transferida é usada no sistema. Porém, como é uma relação entre energias e nem toda energia na entrada é utilizável, esse parâmetro poderia conduzir a uma imperfeição na análise.

No segundo grupo, a eficiência exergética, ou racional, é uma relação entre exergias. Como toda exergia pode, por definição, ser utilizável, este parâmetro propicia um melhor entendimento sobre o que realmente acontece com a operação do sistema térmico.

3.6.1

Coeficiente de desempenho: COP

No caso de sistemas de refrigeração, a eficiência energética é expressa pelo coeficiente de performance, o qual é definido como sendo a razão entre o produto

energético desejado e a energia transferida ao sistema. Para o ciclo, é definido como:

$$COP_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_{COMP}} \quad (3.123)$$

No sistema indireto, considerando o circuito secundário, a potência de bombeamento deve ser levada em consideração:

$$COP_{total} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{PUMP}} \quad (3.124)$$

3.6.2

Eficiência racional

A eficiência racional é um parâmetro termodinâmico que mede a relação entre o que foi exergeticamente aproveitado e a exergia necessária para acionar o sistema. Esta é definida pelo quociente entre o produto exergético e o consumo de exergia. Para o sistema indireto de refrigeração por compressão, tem-se:

$$\psi_{AC} = \frac{\dot{E}_C^Q}{\dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{PUMP}} \quad (3.125)$$