

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PROCESSOS DISSIPATIVOS EM UM REFRIGERADOR
EXOREVERSÍVEL BASEADA NA TERMODINÂMICA DE DIMENSÃO FINITA

Igor Marcel Gomes Almeida – igor.almeida@ifrn.edu.br

Instituto Federal do Rio Grande do Norte, Diretoria Acadêmica de Indústria, Câmpus Natal-Central. www.ifrn.edu.br

Cleiton Rubens Formiga Barbosa – cleiton@ufrnet.br

Francisco de Assis Oliveira Fontes – franciscofontes@uol.com.br

João Telesforo Nóbrega de Medeiros – joaotelesforo@gmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, www.ufrn.br

F01 - Princípios

Resumo. A geração de entropia em sistemas de refrigeração proporciona a degradação da capacidade de resfriamento necessária para manter um determinado ambiente a uma temperatura definida. Com relação a um sistema de refrigeração, o termo “perda energética” implica em uma quantidade adicional de trabalho para neutralizar o efeito da geração de entropia. A implicação disto é de que para obtenção do determinado efeito de resfriamento teórico (máximo), é necessário o fornecimento de uma quantidade suplementar de trabalho (negativo) para conseguir neutralizar o efeito da geração de entropia resultante, esta geração de entropia está associada basicamente à operação da máquina (efeitos dissipativos internos, i.e. atrito e efeito Joule) e do sistema (condutâncias entre trocadores de calor e o ambiente). As análises de entropia e exergia mostram que as irreversibilidades desempenham um papel crucial no entendimento do funcionamento das máquinas de ciclo reverso e não podem ser ignoradas. Os modelos endoreversíveis não são representativos das máquinas reais, devido à dissipação. Ressalta-se a escassez de modelos que incluem e analisam os efeitos do calor dissipado por atrito entre as partes móveis do compressor, geralmente, os estudos se limitam às dissipações resultantes de condutâncias térmicas internas. Este desenvolvimento é importante para o correto entendimento do papel destes fenômenos dissipativos na performance de refrigeradores e quais os parâmetros operacionais que respondem a estes fenômenos. Neste sentido, o presente trabalho pretende desenvolver um modelo de um refrigerador (máquina exoreversível) com irreversibilidades internas relativas ao atrito e efeito Joule de modo a caminhar no sentido do melhor entendimento prático destes efeitos dissipativos sobre a eficiência energética destas máquinas. Os resultados demonstram que a temperatura de evaporação é um parâmetro importante para a detecção de redução da performance de refrigeradores sob condições de dissipação.

Palavras-chave: irreversibilidades, atrito, entropia, refrigerador exoreversível

1. GERAÇÃO DE ENTROPIA E EXERGIA: APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A geração de entropia em plantas de produção de potência a altas temperaturas proporciona redução na potência gerada e, em sistemas de refrigeração a baixas temperaturas, degradação da capacidade de resfriamento necessária para manter um determinado ambiente a uma temperatura definida.

Com relação a um sistema de refrigeração, o termo “perda energética” implica em uma quantidade adicional de trabalho (potência elétrica) para neutralizar o efeito da geração de entropia. A neutralização da geração de entropia ajuda a manter o processo de refrigeração em condição estável.

As razões para ocorrência de irreversibilidades em sistemas termodinâmicos reais são todas as formas de atrito e diferenças finitas em pressões (ΔP), temperaturas (ΔT), potenciais químicos ($\Delta \mu$), ou diferenças assimétricas em concentrações (Δy). A quantidade de energia perdida (exergia destruída) depende da quantidade de entropia gerada (Arkharov e Sychev, 2006).

Baseado nas idéias de Clausius, Gouy e Stodola desenvolveram a lei do máximo trabalho perdido (ou exergia destruída), a exergia destruída teórica pode ser determinada pela relação abaixo

$$E = T_0 \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (1)$$

Onde E é a exergia destruída, T_0 é a temperatura ambiente e $\sum_{i=1}^n \Delta S_i$ é a quantidade total de geração de entropia em todos os n sub-sistemas, isto é, em todos os componentes do sistema analisado, incluindo suas interações com o meio circunvizinho. O efeito útil (por exemplo, capacidade de resfriamento) obtido é sempre menor que o máximo teórico, devido às irreversibilidades.

A equação 1 pode ser usada para determinar não somente uma quantidade teórica mas, como primeira aproximação, a quantidade adicional de trabalho (potência elétrica) para neutralizar a geração de entropia em um sistema de refrigeração (Arkharov, 2010).

A exergia pode aparecer na forma de calor e frio, i.e., função de uma diferença de temperatura. Assumindo que calor é transferido entre dois reservatórios a temperaturas T e T_0 , a exergia destruída se apresenta da seguinte forma

$$E = T_0 \sum_{i=1}^n \Delta S_i = T_0 \left(\frac{Q}{T_0} - \frac{Q}{T} \right) = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2)$$

A equação acima é uma generalização da relação de Carnot. A relação entre exergia E e a energia do calor transferido Q é chamada de fator de exergia E/Q , equação 3. A figura 1 apresenta o diagrama do fator de exergia para diversas condições.

$$E/Q = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3)$$

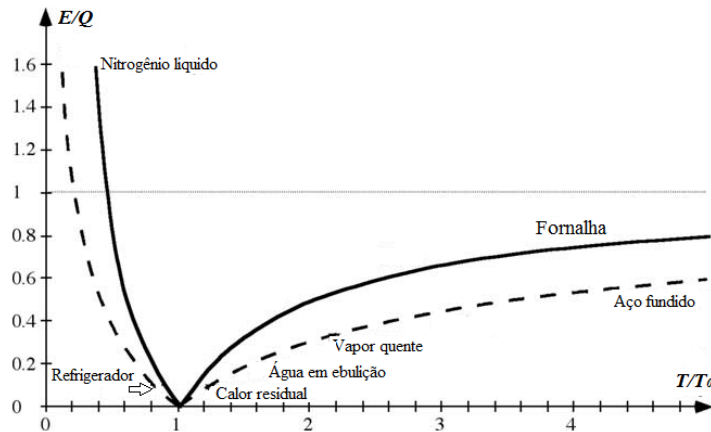


Figura 1. A função de exergia do calor latente (linha sólida) e calor sensível (linha tracejada) como função da temperatura (Adaptada de Wall e Gong, 2001).

Quando $T < T_0$, existe uma ausência de energia no sistema, i.e., frio, que é expresso como energia negativa. No entanto, a exergia é sempre positiva. Segundo Wall e Gong (2001) a exergia, por definição, é sempre positiva pois não se pode pensar em “trabalho negativo”. Esta afirmação necessita de um esclarecimento nosso e é especialmente importante para sistemas de refrigeração.

O fator de exergia E/Q aumenta rapidamente em baixas temperaturas. Quando T tende à temperatura de zero absoluto ($-273,15^\circ\text{C}$), E/Q tende ao infinito, conforme mostra a Fig. 1. Isto mostra a dificuldade de alcançar a temperatura de zero absoluto (Wall e Gong, 2001).

Sob altas temperaturas, E/Q se aproxima de 1, isto é, altas temperaturas produzem mais trabalho em um motor térmico. Esta relação é válida para o calor latente, que descreve a necessidade de exergia para manter a temperatura em ambientes quentes, ou seja, fornos, fornalhas, ou residências, bem como em ambientes frios, como refrigeradores e freezers ou para climatizar um ambiente em um período quente.

A exergia nos fornece de forma mais apropriada que a energia, a informação de que calor ou frio são mais “custosos” quando precisamos destes em maior quantidade (Wall e Gong, 2001). Desta forma, é fácil produzir frio no inverno e calor no verão. Os valores de exergia dependem das condições ambientais, por exemplo, o fornecimento de calor residual de algum equipamento para o ambiente carrega uma maior exergia no inverno.

Retomando a afirmação de Wall e Gong (2001), de que a exergia é sempre positiva e não se pode pensar em um “trabalho negativo”, podemos comentar acerca da dificuldade de aplicação do método puramente exergético na análise de irreversibilidades em sistemas sob reduzidas temperaturas (refrigeração), podendo resultar em equívocos, conforme reforçado por Arkharov (2010).

A correta interpretação deste fato é, de que, à medida que se deseja uma temperatura mais baixa para um determinado processo ou sistema, as irreversibilidades (geração de entropia) crescem de forma vertiginosa com relação ao calor removido do processo (efeito de resfriamento), conforme pode ser observado na Fig. 1 (região para $T < T_0$).

A figura 2 apresenta resultados estatísticos (experimentais) do grau de perfeição termodinâmica para máquinas de refrigeração (produção de efeito de resfriamento a T_c) e motores térmicos (produção de trabalho a T_g) com $T_0 = 300\text{ K}$, propostos por Arkharov e Sychev (2006).

Para máquinas de refrigeração, o grau de perfeição termodinâmica (η_{therm}) é a relação entre a quantidade mínima teórica de trabalho (potência elétrica) requerida e a quantidade real. Obviamente, a quantidade real é sempre maior que a quantidade mínima teórica, devido à geração de entropia.

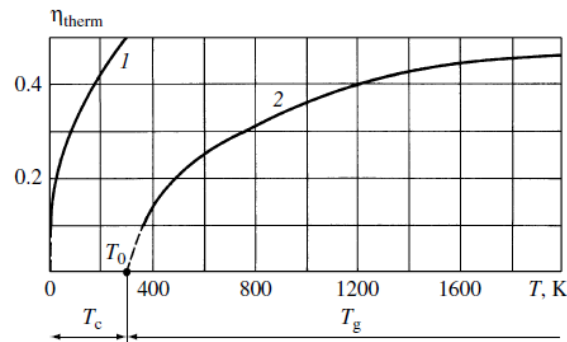


Figura 2. Dados estatísticos do grau de perfeição termodinâmica, η_{therm} , para máquinas de refrigeração (curva 1 - T_c) e motores térmicos (curva 2 - T_g) a $T_0 = 300$ K (Adaptada de Arkharov e Sychev, 2006).

Pode-se observar que o grau de perfeição termodinâmica de refrigeradores (curva 1) decresce rapidamente à medida que a temperatura de produção do efeito de resfriamento é reduzida. Tal comportamento atesta a importância do correto entendimento da geração de entropia em máquinas de refrigeração. Arkharov (2010) defende a ideia de que a análise exérgica só deve ser aplicada a sistemas com elevada temperatura (motores térmicos), enquanto que para os sistemas a baixa temperatura (refrigeradores) deve ser utilizado o método da entropia estatística, a partir de informações obtidas das irreversibilidades originadas na máquina e sistema.

A implicação disto é de que para obtenção do determinado efeito de resfriamento teórico (máximo), é necessário o fornecimento de uma quantidade suplementar de trabalho (negativo) para conseguir neutralizar o efeito da geração de entropia resultante, esta geração de entropia está associada basicamente à operação da máquina e do sistema.

De um ponto de vista teórico, podemos citar como exemplo o processo de compressão de um gás ideal sob efeitos de atrito. O atrito resulta na adição de calor ao gás sendo comprimido. Podemos visualizar este efeito, parando o movimento do pistão no final do curso de sucção e adicionando calor através das paredes do cilindro. De acordo com a lei de Charles, a pressão absoluta do gás vai aumentar na proporção direta da temperatura. Observando até este ponto, parece que se adicionarmos calor ao gás, este irá atingir a pressão de descarga e não será necessário trabalho de compressão no pistão. Sendo assim, poderíamos completar o ciclo descarregando o gás na pressão obtida. Porém, deve-se observar que a adição de calor não reduz o trabalho total do compressor (sucção + compressão + descarga), apenas o requerido no processo de compressão. O total líquido deste caso é superior à condição adiabática (Kent, 1974).

2. OTIMIZAÇÃO DE REFRIGERADORES IRREVERSÍVEIS

Desde os anos 90, muitos estudos sobre identificação dos limites de performance e otimização de ciclos termodinâmicos para refrigeradores tem sido desenvolvidos baseados em diversas funções-objetivo (Angulo-Brown, 1991; Ait-Ali, 1996a; Ait-Ali, 1996b; Yan e Lin, 2000; Chen et al. 2002; Ust, 2005; Ust et al., 2005a; Ust et al., 2005b; Ust et al., 2006; Ust et al., 2006b; Ust et al., 2006c; Ust e Sahin, 2007; Ust, 2009; Xu et al., 2013)

Muitos destes trabalhos selecionaram capacidade de resfriamento, potência fornecida, coeficiente de performance, taxa de exergia produzida e taxa de geração de entropia como critérios de otimização. Outro critério comum, para motores térmicos, é otimização da eficiência térmica, que pode ser considerada como uma minimização do custo.

Diferentemente destes estudos, Angulo-Brown (1991) propôs um critério ecológico, $E = P - T_L\sigma$, para motores térmicos de Carnot, onde T_L é a temperatura do reservatório térmico frio, P é a potência produzida e σ é a taxa de geração de entropia.

Otimizações ecológicas tem sido desenvolvidas para motores de Carnot, Brayton, Stirling e Ericsson, tanto endoreversíveis como irreversíveis. Uma ideia similar pode ser aplicada para investigar a performance de ciclos de refrigeração e bombas de calor (Angulo-Brown, 1991; Ait-Ali, 1996a; Ait-Ali, 1996b; Yan e Lin, 2000; Chen et al. 2002; Ust, 2005; Ust et al., 2005a; Ust et al., 2005b; Ust et al., 2006; Ust et al., 2006b; Ust et al., 2006c; Ust e Sahin, 2007; Ust, 2009; Xu et al., 2013).

Na prática, os critérios ecológicos atuais usados para refrigeradores são ODP (Potencial de Depleção do Ozônio), GWP (Potencial de Aquecimento Global por gases de efeito estufa) e, mais recentemente, TEWI (Equivalente Total de Aquecimento Global), devido ao fato de que este combina as emissões diretas e indiretas de CO_2 .

É necessário progredir no desenvolvimento de um critério ecológico mais realista que considere o sistema estudado em seu ambiente, esta vizinhança é representada pela temperatura T_0 (referência): esta temperatura de referência constitui a conexão entre a análise entrópica e o método exérgico. A única necessidade é identificar claramente a quantidade extensiva relacionada que representa a irreversibilidade estudada através da entropia (por exemplo, o fluxo de entropia em regime permanente) (Feidt, 2010).

Com o crescente interesse ambiental, a exergia se apresenta como uma ferramenta importante, no entanto, este não é um conceito novo. Diversos estudos foram desenvolvidos nesta última década: Benelmir and Grosu (2001) comparam as análises exérgica e entrópica. O embasamento da análise exérgica utilizando termodinâmica do tempo finito foi desenvolvido por Radcenco et al. (2001). Relação entre as eficiências dos componentes, do ponto de vista exérgico (e aumento de entropia), é reportado por Szargut (2002), bem como análises exérgicas de sistemas de refrigeração por

compressão mecânica (Yumrutas, 2002; Karkri et al., 2007; Almeida et al., 2009) ou absorção (Almeida et al., 2010). Recentemente, o acoplamento entre exergia e conceitos de eficiência foram consolidados (Su e Chen, 2006, 2007).

Sob o ponto de vista de uma função-objetivo centrada no critério ecológico e de máxima performance, os modelos propostos pelo grupo Chinês (Chen et al., 1992; Chen et al., 1994; Chen et al., 1995; Chen et al., 1997; Chen et al., 2001; Chen et al., 2005; Xu et al., 2013) são os mais bem desenvolvidos para refrigeradores irreversíveis. A Tabela 1 apresenta as principais funções-objetivo ecológicas para otimização de refrigeradores irreversíveis consolidadas na literatura.

Tabela 1. Principais funções-objetivo ecológicas para otimização de refrigeradores irreversíveis.

Autores	Função-objetivo	Variáveis
Chen et al. (1992); Chen et al. (1994); Chen et al. (1995); Chen et al. (1997); Chen et al. (2001); Chen et al. (2005)	$E = \frac{A}{\tau} - T_0\sigma$ $E = R \left[\left(\frac{T_0}{T_L} - 1 \right) - \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right) \left(\frac{T_0}{T_H} - 1 \right) \right] - T_0\sigma$ <ul style="list-style-type: none"> • Citada pelos autores como o melhor compromisso entre a exergia fornecida e a perda de exergia (taxa de geração de entropia) em ciclos termodinâmicos. • Primeiros estudos de refrigeradores irreversíveis baseados em função ecológica. • Modela a performance ecológica ótima de um refrigerador irreversível, generalizado pela lei de Newton da transferencia de calor, com perdas relativas à resistência térmica, às perdas de calor e irreversibilidades internas, baseada na análise exérgica. • A otimização da função ecológica faz a taxa de geração de entropia do ciclo decrescer fortemente. O COP aumenta ao custo de uma pequena redução na taxa de exergia fornecida pelo ciclo. 	<p>E = função de otimização ecológica A = exergia fornecida pelo ciclo (capacidade de resfriamento) T_0 = temperatura de referência T_H = temperatura da fonte quente T_L = temperatura da fonte fria $T_0\sigma$ = taxa de geração de entropia R = carga térmica ε = coeficiente de performance</p>
Ust et al. (2005); Ust e Sahin (2007); Ust (2009)	$ECOP = \frac{\dot{Q}_L}{T_0\sigma}$ $ECOP = \frac{(T_L - T_Y) - \xi(T_H - T_L)}{\left\{ bC_R(T_X - T_H) - a(T_L - T_Y) - \xi T_0 \left[\frac{(T_H - T_L)^2}{T_L T_H} \right] \right\}}$ <ul style="list-style-type: none"> • Fornece informação sobre a perda de exergia (taxa de geração de entropia) relativa à produção de uma certa capacidade de resfriamento. • Sempre apresenta valores positivos e é adimensional como o coeficiente de performance. • Melhoramento do modelo de Chen et al. (2005). • $ECOP$ não representa o melhor compromisso entre a exergia fornecida, A, e a exergia destruída, $T_0\sigma$, segundo um ponto de vista estritamente exérgico. 	<p>$ECOP$ = coeficiente de performance ecológico $T_0\sigma$ = taxa de geração de entropia T_H = temperatura da fonte quente T_L = temperatura da fonte fria T_0 = temperatura de referência Q_L = carga térmica</p>
Xu et al. (2013)	$COPE = \frac{\left(\frac{A}{\tau}\right)}{T_0\sigma}$ $COPE = \frac{R \left[\left(\frac{T_0}{T_L} - 1 \right) - \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right) \left(\frac{T_0}{T_H} - 1 \right) \right]}{T_0\sigma}$ <ul style="list-style-type: none"> • Fornece informação acerca da taxa de exergia fornecida pelo sistema e a taxa de geração de entropia. • Melhoramento da abordagem de Ust e Sahin (2007). • A função $COPE$ não fornece resultados negativos, como as equações propostas por Chen et al. (2005). • Melhor compromisso entre a exergia fornecida pelo sistema e taxa de destruição de exergia. • Propuseram a otimização para a condição de $q > 0$ and $\phi > 1$ (totalmente irreversível, máquina + sistema), negligenciada pelos outros autores. 	<p>$COPE$ = coeficiente de performance exérgico A = exergia fornecida pelo ciclo T_0 = temperatura de referência T_H = temperatura da fonte quente T_L = temperatura da fonte fria R = carga térmica $T_0\sigma$ = taxa de geração de entropia ε = coeficiente de performance</p>

Uma característica crucial dos resultados das pesquisas do grupo Chinês (Chen et al., 1992; Chen et al., 1994; Chen et al., 1995; Chen et al., 1997; Chen et al., 2001; Chen et al., 2005; Xu et al., 2013) é a existência de uma relação entre o COP ótimo correspondente a uma certa área de alocação dos trocadores de calor, temperaturas dos fluidos em circulação e capacidade de resfriamento (ou aquecimento).

As análises de entropia e exergia mostram que as irreversibilidades desempenham um papel crucial no entendimento do funcionamento das máquinas de ciclo reverso e não podem ser ignoradas. Os modelos endoreversíveis não são representativos das máquinas reais, devido à dissipação (como atrito fluido no compressor e taxa finita de transferência de calor nos trocadores de calor). A restrição de tamanho e custo dos trocadores de calor é essencial para o projeto ótimo de sistemas de refrigeração. A modelagem termodinâmica deve considerar a máquina juntamente com seu sistema e ambiente externo como forma de otimização de acordo com critérios escolhidos (Feidt, 2010).

Ressaltamos a escassez de modelos que incluem e analisam os efeitos do calor dissipado por atrito entre as partes móveis do compressor, geralmente, os estudos se limitam às dissipações resultantes de condutâncias térmicas internas. Este desenvolvimento é importante para o correto entendimento do papel destes fenômenos dissipativos na performance de refrigeradores e quais os parâmetros operacionais que respondem a estes fenômenos.

Neste sentido, o presente trabalho pretende desenvolver um modelo de um refrigerador (máquina) com irreversibilidades internas relativas ao atrito e efeito Joule (exoreversível) de modo a caminhar no sentido do melhor entendimento prático destes efeitos dissipativos sobre a eficiência energética destas máquinas. Neste trabalho, não se consideram as interações dos reservatórios térmicos (meio) com o máquina. A metodologia empregada é baseada no trabalho de Dong et al. (2012), porém, aplicada a um refrigerador.

3. MODELO DE REFRIGERADOR EXOREVERSÍVEL EM REGIME PERMANENTE

A figura 2 apresenta um diagrama de ligação energética de um refrigerador exoreversível onde somente as irreversibilidades internas (máquina) são consideradas. São consideradas três fontes de irreversibilidades: atrito - W_{atrito} , dissipação interna (efeito Joule no motor elétrico - Φ) e perdas de calor devidas à resistência térmica interna (condutância - λ).

Para o refrigerador exoreversível, consideramos que não existe perdas de calor entre os reservatórios térmicos e que as condutâncias térmicas entre o refrigerador (máquina) e os reservatórios (sistema) são infinitas. Como resultado, não existe gradiente térmico entre a máquina e os reservatórios ($T_H = T_{HS}$, $T_C = T_{CS}$), não existindo geração de entropia nestas condutâncias, conforme Figura 3.

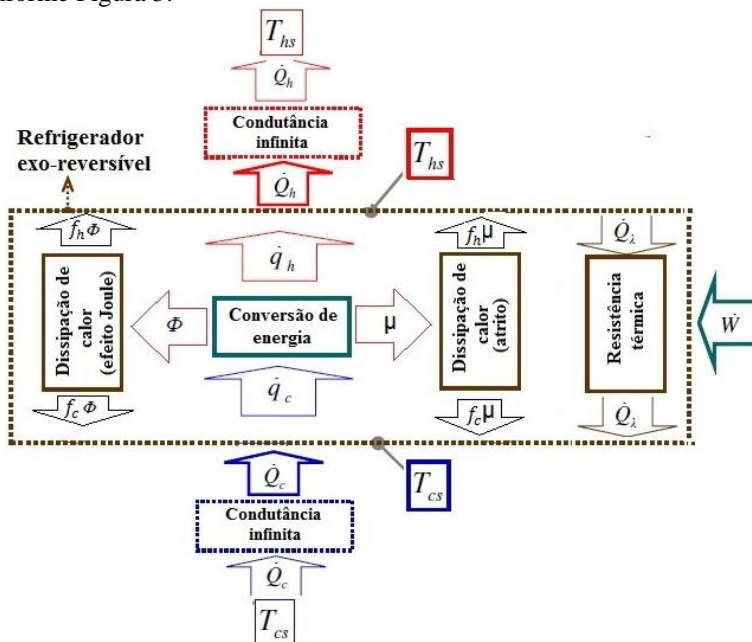


Figura 3. Balanço de energia em refrigerador exoreversível (Adaptada de Dong et al., 2012).

Para simplificação do modelo e obtenção de soluções analíticas, são consideradas as seguintes hipóteses:

- As temperaturas das fontes quente e fria são constantes (T_{HS} e T_{CS}).
- A conversão de energia é um processo reversível (conservação do fluxo de entropia $\dot{S} \rightarrow \dot{q}_h = \dot{S}T_{hs}$, $\dot{q}_c = \dot{S}T_{cs}$).
- A lei de transferência de calor é linear (condutância constante).
- A dissipação interna por efeito Joule (Φ) e atrito (W_{atrito}) dependem somente da variável de controle:

$$\dot{S}: \Phi = \Phi(\dot{S}) \text{ e } \dot{W}_{\text{atrito}} = \dot{W}_{\text{atrito}}(\dot{S})$$

- A entropia gerada dentro da resistência (motor elétrico), S_{res} , é

$$\Delta S_{res} = \int \frac{dW_{res}}{T} \quad (4)$$

Onde W_{res} é o trabalho injetado à resistência e dissipado por efeito Joule. Nesta derivação, o volume é assumido constante (Cuadras et al., 2013). Assumindo que o sistema é adiabático e utilizando a relação entre trabalho (W) e potência (P) em função do tempo, $P = dW/dt$, podemos escrever a entropia S para um circuito resistivo como

$$\Delta S_{res} = \int \dot{S} dt = \int \frac{P}{T} dt \quad (5)$$

Onde P é a potência dissipada no dispositivo devido ao efeito Joule: $P(\Phi) = RI^2$ (extensivo à corrente alternada e contínua) T é a temperatura instantânea da resistência (Cuadras et al., 2013).

Para o caso da dissipação por efeito Joule, resulta em:

$$\dot{S} = \frac{RI^2}{T} = \frac{\Phi}{T} \leftrightarrow \Phi = T\dot{S} \quad (6)$$

Considerando que existe um coeficiente que relaciona a tensão em função da temperatura ($x = \Delta V/\Delta T$), que é uma propriedade do material, obtemos a corrente elétrica e Φ :

$$I = \frac{\dot{S}}{x} \quad (7)$$

$$\Phi = R \left(\frac{\dot{S}}{x} \right)^2 = B^\Phi \dot{S}^2 \quad (8)$$

Onde $B^\Phi = R/x^2$ é uma característica intrínseca a determinado material, esta vai ser assumida como constante.

- A dissipação gerada pelo atrito em um compressor não-ideal pode ser aproximada através da formulação proposta por Bizarro (2010), onde a força de atrito é suposta ser linear com a velocidade macroscópica \dot{X} , resultando na seguinte lei quadrática para a potência dissipada por atrito:

$$\dot{W}_{\text{atrito}} = \mu \dot{X}^2 \quad (9)$$

Considerando que a velocidade de deslizamento do pistão é proporcional ao fluxo de entropia (S) fornecido ao motor elétrico para acionamento do mecanismo biela-manivela do compressor, temos:

$$\dot{W}_{\text{atrito}} = \mu \dot{S}^2 \quad (10)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito. Vamos considerar que este coeficiente é função das condições de carga, conformação do contato e lubrificação nos mancais do compressor, sendo um parâmetro inerente do projeto do sistema e, portanto, uma constante (F^μ). A potência dissipada por atrito na forma de calor toma a seguinte forma:

$$\dot{W}_{\text{atrito}} = F^\mu \dot{S}^2 \quad (11)$$

Considerando regime permanente e que as leis de transferência de calor são lineares (condutância constante, depende somente do gradiente de temperatura), obtem-se as seguintes equações referentes ao balanço de energia com base na Fig. 3:

$$\dot{Q}_\lambda = K_\lambda (T_{hs} - T_{cs}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{q}_h + f_h \Phi + f_h \dot{W}_{\text{atrito}} - \dot{Q}_\lambda \quad (13)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{q}_c - f_c \Phi - f_c \dot{W}_{atrito} - \dot{Q}_\lambda \quad (14)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c = (\dot{q}_h - \dot{q}_c) + \Phi + \dot{W}_{atrito} \quad (15)$$

Os coeficientes f_h e f_c representam a distribuição da potência interna dissipada Φ e do calor gerado pelo atrito \dot{W}_{atrito} entre os dois reservatórios ($f_h + f_c = 1$). Podemos obter as equações acima e a eficiência do refrigerador em função do fluxo de entropia S :

$$\dot{Q}_h = \dot{S}T_{hs} + f_h B^\Phi \dot{S}^2 + f_h F^\mu \dot{S}^2 - (K_\lambda(T_{hs} - T_{cs})) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{S}T_{cs} - f_c B^\Phi \dot{S}^2 - f_c F^\mu \dot{S}^2 - (K_\lambda(T_{hs} - T_{cs})) \quad (17)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c = \dot{S}(T_{hs} - T_{cs}) + B^\Phi \dot{S}^2 + F^\mu \dot{S}^2 \quad (18)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} = \frac{\dot{S}T_{cs} - f_c B^\Phi \dot{S}^2 - f_c F^\mu \dot{S}^2 - (K_\lambda(T_{hs} - T_{cs}))}{\dot{S}(T_{hs} - T_{cs}) + B^\Phi \dot{S}^2 + F^\mu \dot{S}^2} \quad (19)$$

A Eq. 17 representa uma equação de segundo grau com concavidade negativa onde o ponto de máximo representa a máxima capacidade de resfriamento em função do fluxo de entropia. Podemos notar que para um fluxo de entropia igual a zero, existe um déficit de capacidade de resfriamento de $-\dot{Q}_\lambda$, referente à condutância interna. Neste sentido, este efeito já é pré-existente na máquina, conforme Figura 4. À medida que o fluxo de entropia aumenta, as perdas por atrito e efeito Joule se acentuam, reduzindo o efeito de resfriamento em virtude da mudança na temperatura de evaporação.

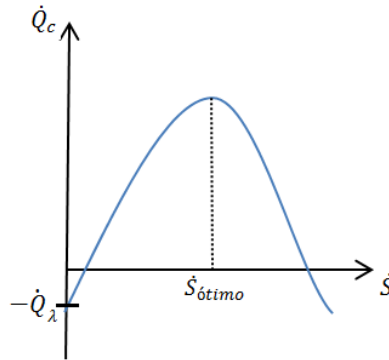


Figura 4. Ponto de operação ótimo do refrigerador.

3.1. Determinação da máxima capacidade de resfriamento

A faixa de variação do fluxo de entropia, S , é definida pela desigualdade:

$$\dot{Q}_c(\dot{S}) \geq 0 \quad (20)$$

Derivando a capacidade de resfriamento, Eq. 17, podemos obter a expressão para o fluxo de entropia ótimo ($\dot{S}_{\text{ótimo}}$), que corresponde à máxima capacidade de resfriamento:

$$\dot{S}_{\text{ótimo}} = \frac{T_{cs}}{2f_c(B^\Phi + F^\mu)} \quad (21)$$

A equação demonstra a importância da temperatura de evaporação do refrigerante (T_{cs}) para a análise do sistema e como esta é influenciada pelos parâmetros estruturais referentes às constantes do efeito térmico de Joule no motor elétrico e calor dissipado por atrito nos mancais do compressor e, em uma condição mais severa, o desgaste resultante. Este comportamento foi constatada experimentalmente por Hurst e Kelly (1998). Os autores citam a temperatura de evaporação e a potência consumida pelo compressor como os indicadores mais promissores do desgaste existente na biela do mecanismo de compressão, sendo uma indicação não-intrusiva da condição do sistema.

Foi constatado aumento da temperatura de evaporação em um sistema de refrigeração à medida que o desgaste na biela/pino do pistão foi se acentuando. Outros fatores como vibração na carcaça do compressor e ruído também são importantes e podem ser atribuídos à potência dissipada por atrito e consequente desgaste.

Substituindo a Eq. 21 na Eq. 17 obtém-se a capacidade de resfriamento máxima para o refrigerador exoreversível:

$$\dot{Q}_{c_{ot}} = -\dot{S}_{\acute{o}timo}^2 (f_c B^{\Phi} + f_c F^{\mu}) - \dot{S}_{\acute{o}timo} T_{cs} - (K_{\lambda} (T_{hs} - T_{cs})) \quad (22)$$

Nota-se que a capacidade de resfriamento máxima corresponde ao ponto ótimo de operação, que equivale ao ponto onde as taxas de geração de entropia proporcionadas pelos efeitos dissipativos e de condutância interna são neutralizadas. As equações abaixo apresentam as taxas de geração de entropia relativas aos processos em um refrigerador exoreversível.

$$\dot{\sigma}_{\Phi} = \dot{S}_{\Phi h} + \dot{S}_{\Phi c} = \frac{f_h \dot{\Phi}}{T_{hs}} + \frac{f_h \dot{\Phi}}{T_{cs}} = \left(\frac{f_h}{T_{hs}} + \frac{f_h}{T_{cs}} \right) B^{\Phi} \dot{S}^2 \quad (23)$$

$$\dot{\sigma}_{\mu} = \dot{S}_{\mu h} + \dot{S}_{\mu c} = \frac{f_h \dot{W}_{atrito}}{T_{hs}} + \frac{f_h \dot{W}_{atrito}}{T_{cs}} = \left(\frac{f_h}{T_{hs}} + \frac{f_h}{T_{cs}} \right) F^{\mu} \dot{S}^2 \quad (24)$$

$$\dot{\sigma}_{dissipação} = \dot{\sigma}_{\Phi} + \dot{\sigma}_{\mu} \quad (25)$$

$$\dot{\sigma}_{\lambda} = \dot{S}_{\lambda c} - \dot{S}_{\lambda h} = \frac{\dot{Q}_{\lambda}}{T_{cs}} + \frac{\dot{Q}_{\lambda}}{T_{hs}} = K_{\lambda} \frac{(T_{hs} - T_{cs})^2}{T_{cs} T_{hs}} \quad (26)$$

A taxa de entropia gerada pelos efeitos dissipativos de atrito e Joule (Eqs. 23 e 24) são proporcionais ao quadrado do fluxo de entropia envolvido na conversão de energia elétrica em mecânica que ocorre no compressor. A taxa de entropia gerada pela condutância interna (Eq. 25) é constante, conforme Figura 5 abaixo.

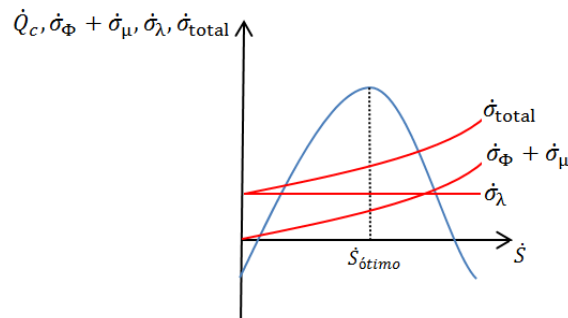


Figura 5. Taxas de geração de entropia do refrigerador.

4 CONCLUSÕES

A partir da análise termodinâmica estendida a um refrigerador exoreversível, podemos chegar às seguintes conclusões:

- A análise entrópica das irreversibilidades específicas se apresenta como ferramenta útil para entendimento das influências dos efeitos dissipativos na performance de refrigeradores, eliminando possíveis equívocos inerentes ao método da exergia aplicado à sistemas de refrigeração (“trabalho negativo”).
- Constata-se a correlação entre as dissipações por atrito e efeito Joule, já que a velocidade de deslocamento das partes móveis do compressor é diretamente influenciada pela parcela de energia que é dissipada na resistência do motor elétrico. Consequentemente, alguns parâmetros operacionais do refrigerador podem indicar esta condição de ineficiência, como a temperatura de evaporação do refrigerante e potência consumida. A temperatura de evaporação (T_{cs}) pode ser utilizada como um indicativo da condição tribológica do compressor.
- A evolução dos efeitos dissipativos internos tende a deslocar a curva de capacidade de resfriamento verticalmente para baixo, resultando em menor efeito de resfriamento, devido as alterações nas temperaturas de evaporação (T_{cs}) e condensação (T_{hs}) à medida que a taxa de geração de entropia cresce até atingir um patamar de equilíbrio do sistema, resultando em baixa performance e redução de confiabilidade.

Agradecimentos

Este trabalho recebeu apoio financeiro do CNPq, através do projeto 488068/2013-4.

4 REFERÊNCIAS

Arkharov, A.M., Sychev, V. Actual energy loss due to entropy generation in low-and high-temperature machines and plants. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2006, vol. 42, no. 1-1, pp. 31-41(11).

- Arkharov, A.M. Analysis of energy systems in a single thermodynamic temperature field. *Chemical and Petroleum Engineering* (2010) 46: 17-24 , May 20, 2010.
- Angulo-Brown, F. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines. *J. Appl. Phys.* 1991, 69, 7465–7469.
- Cuadras, A., Oveja, V.J., Quilez, M. Entropy as a wear out indicator: The resistor example. *Proceedings of the 10th International Multi-Conference on Systems, Signals & Devices (SSD)*, Hammamet, Tunisia, 2013. pp-1-5.
- Dong, Y., El-Bakkali, A., Descombes, G., Feidt, M., Périlhon, C. Association of Finite-Dimension Thermodynamics and a Bond-Graph Approach for Modeling an Irreversible Heat Engine. *Entropy* **2012**, 14(7), 1234-1258.
- Hurst, C.J., Kelly, A.D. Non-destructive assessment of wrist journal bearings in hermetic reciprocating compressors. *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, Paper 1212, 1998.
- Wall, G., Gong, M. On exergy and sustainable development—Part 1: Conditions and concepts. *Exergy Int. J.* 1(3) (2001) 128–145.
- Bizarro, J.P.S. Thermodynamics with friction. I. The Clausius inequality revisited. *J. Appl. Phys.* Vol. 108: 05 (2010).
- Kent, R.G. Application of basic thermodynamics to compressor cycle analysis. *International Compressor Engineering Conference*. Purdue University. 1974. Paper 135.
- Ust, Y. Ecological performance analysis and optimization of power generation systems. Ph.D. thesis. Yikliz Technical University. Istanbul, 2005 (in Turkish).
- Ust, Y. Performance analysis and optimization of irreversible air refrigeration cycles based on ecological coefficient of performance criterion. *Appl. Therm. Eng.* **2009**, 29, 47–55.
- Ust, Y.; Sahin, B. Performance optimization of irreversible refrigerators based on a new thermo-ecological criterion. *Int. J. Refrig.* **2007**, 30, 527–534.
- Xu, J., Pang, L., Wang, J. Performance Optimization of Generalized Irreversible Refrigerator Based on a New Ecological Criterion. *Entropy* **2013**, 15(12), 5277-5291.