



Estudo do Desempenho de Sistemas Refrigeração por Compressão a Vapor

Vinicius Akyo Matsuda, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, viniciusmatusda@usp.br

Luben Cabezas-Gómez, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, lubencg@sc.usp.br

Álvaro Roberto Gardenghi, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, alvaro.gardenghi@alumni.usp.br

Resumo. A presente proposta tem como objetivo a caracterização de ciclos de compressão a vapor de uso doméstico durante o regime transitório de operação através do uso da segunda lei da termodinâmica. Com este intuito, utilizam-se modelos matemáticos que consideram a distribuição de massa nos trocadores de calor do sistema (condensador e evaporador). Utilizando a exergia destruída no sistema, estima-se a eficiência da segunda lei durante a operação do sistema de refrigeração, sendo esse resultado um indicativo do quanto se pode melhorar o desempenho do sistema em uma determinada condição e dessa forma torna-se útil para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes. O estudo é realizado utilizando cargas distintas de refrigerante, com as demais condições mantidas constantes, isolando-se assim os efeitos ocasionados pela carga de refrigerante empregada. De forma geral, percebe-se que as condições de operação resultam em pontos onde o COP e Eficiência de Segunda Lei são máximos simultaneamente.

Palavras-chave: Regime transitório. Compressores herméticos. Eficiência de Segunda Lei. COP. CoolProp

1. INTRODUÇÃO

Desde a sua criação os sistemas de refrigeração tornaram-se indispensáveis às necessidades básicas do ser humano, tanto em uso doméstico quanto industrial, representando cerca de 17% da demanda de energia mundial, onde cerca de 45% é relativo à demanda doméstica (IIR, 2015). No Brasil esse setor é responsável por 26.44% do consumo doméstico (PROCEL, 2019). Torna-se então necessária a otimização de tais sistemas de forma a garantir um melhor consumo energético. Uma análise há ser realizada é a relativa a Segunda Lei da Termodinâmica, ou seja, o estudo da relação entre o coeficiente de performance (COP) real do sistema e o máximo COP possível para o sistema, ou ainda o cálculo das irreversibilidades termodinâmicas através da realização de balanços de entropia e exergia nos componentes do sistema. Dessa forma torna-se necessária a simulação do sistema durante o seu regime transitório de operação e ainda a caracterização do mesmo através da segunda lei da termodinâmica.

Entre os trabalhos publicados, o modelo proposto por Yang e Ordóñez (2018) apresenta uma análise relativa ao uso da Segunda Lei da Termodinâmica para sistemas de refrigeração por compressão a vapor, utilizando modelos de parâmetros concentrados. Em outro trabalho, (Jain e Alleyne, 2014) realizaram estudos semelhantes, porém utilizando modelos de fronteiras moveis para a simulação do sistema de refrigeração. Ambos os modelos utilizam-se do princípio da superposição para o uso da Segunda Lei da Termodinâmica e simulam o regime de operação “pull-down”.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Os modelos discutidos a seguir foram implementados utilizando a linguagem de programação *Python*, em conjunto com a extensão *CoolProp*, utilizada para o cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte necessárias para os cálculos de modelo realizados.

2.1 Modelo Matemático

O modelo matemático utilizado neste trabalho é o desenvolvido por GARDENGHI (2020) e baseado no trabalho realizado por Jakobsen (1995), com modificações necessárias para que se possibilite os cálculos relativos a Segunda Lei da Termodinâmica. De forma simplificada, o modelo empregado é dividido em “sub-modelos” para cada componente principal do sistema (compressor, condensador, tubo capilar e evaporador). Os “sub-modelos” consistem em sua maioria de equações diferenciais ordinárias (ODE’s) obtidas a partir da aplicação das equações de conservação de massa e energia nos volumes de controle mostrados na Fig.(1).

Ainda é importante destacar as hipóteses simplificadoras adotadas durante a modelagem do sistema. São elas: *(i)* os volumes de controle adotados apresentam únicas saídas e entradas; *(ii)* variações de energia cinética e potência são deprimíveis; *(iii)* as propriedades de transporte e termodinâmicas são uniformes em cada volume de controle; *(iv)* campos



2. MATERIAIS E MÉTODOS

de força são depressíveis; (v) atrasos em fenômenos de transporte, acumulação de refrigerante nos tubos conectores, perdas de pressão nos trocadores de calor e variações espaciais nas superfícies dos componentes são depressíveis.

De forma simplificada a estratégia de controle empregada consiste na correção da velocidade de rotação do compressor para que se possa atingir um valor previamente escolhido, dessa forma a cada instante de tempo calcula-se uma nova velocidade de rotação com base em uma constante de proporcionalidade (K_P) e o erro entre a temperatura atual do gabinete(T_r) e a temperatura desejada(T_{set}). Ainda é importante destacar que o compressor será desligado caso o limite inferior seja ultrapassado, o diagrama do controle é mostrado na Fig.(2)

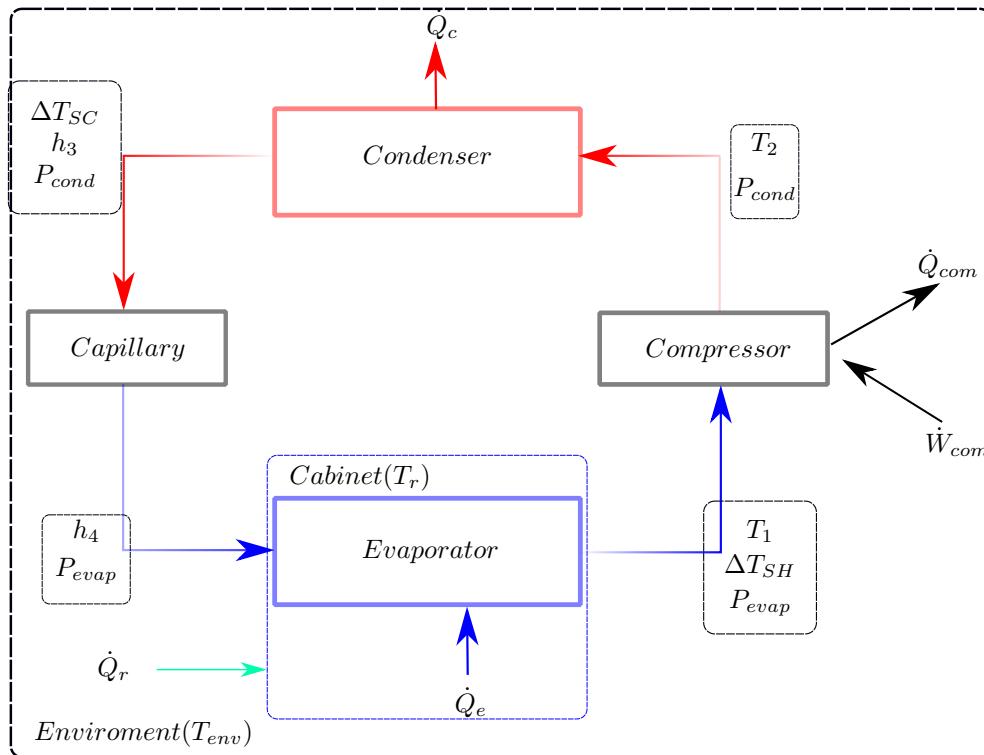


Figura 1. Volumes de Controle Adotados, Desenvolvidos pelos Autores(2021)

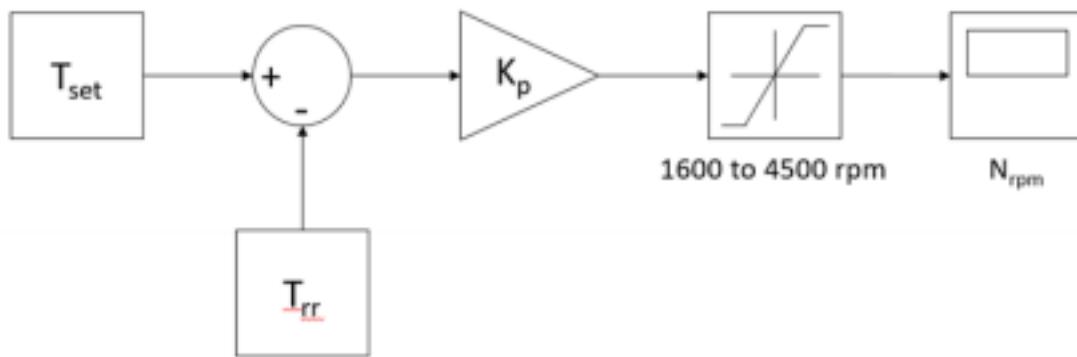


Figura 2. Diagrama Controle Proporcional, GARDENGHI(2020)

2.2 Analise de Segunda Lei da Termodinâmica

Os cálculos relativos a Segunda Lei da termodinâmica foram realizados somando as contribuições de cada componente, dessa forma os valores totais de entropia gerada ($\dot{S}_{gerSist}$) e exergia destruída($\dot{X}_{desSist}$) no sistema são calculados através da consideração da contribuição individual de cada componente principal do sistema, como mostrado na Tab.1.

Portal de Eventos Científicos da Escola de Engenharia de São Carlos

Tabela 1. Entropia Gerada e Exergia Destruída no Sistema.

Taxa de Destrução de Exergia no Sistema	$\dot{X}_{des_{sist}} = \dot{X}_{des_{com}} + \dot{X}_{des_C} + \dot{X}_{des_{cap}} + \dot{X}_{des_E}$	(1)
Taxa de Geração de Entropia no Sistema	$\dot{S}_{ger_{sist}} = \dot{S}_{ger_{com}} + \dot{S}_{ger_C} + \dot{S}_{ger_{cap}} + \dot{S}_{ger_E}$	(2)

Para que seja possível realizar os cálculos relativos ao compressor, assume-se que o compressor opere em um regime “quasi-permanente”, ou seja, em cada instante de tempo o refrigerante que circula pelo compressor é tido como em regime permanente, o que permite desconsiderar as derivadas temporais relativas à vazão de refrigerante dos cálculos de entropia gerada e exergia destruída para esse componente. Essa hipótese é considerada devido ao fato de se estimar com certeza a carga de massa armazenada neste componente e ainda deve-se ressaltar que a componente predominante para o compressor serão as trocas de calor irreversíveis, dessa forma a taxa de geração de entropia é reduzida a apenas Eq.(5) e sua taxa de destruição de exergia é dada pela Eq.(9)

O dispositivo de expansão utilizado é considerado como adiabático, ou seja, não há troca de calor, e ainda como não há armazenamento de massa nessa componente a sua taxa de geração de entropia é reduzida a apenas Eq.(7) e sua taxa de destruição de exergia é dada pela Eq.(11).

Para os trocadores de calor do sistema foram consideradas as cargas de massa de refrigerante armazenadas nestes sistemas, e dessa forma torna-se necessário e possível o cálculo das variações temporais dos refrigerantes que circulam no sistema, uma vez que em momentos iniciais essas contribuições se apresentam como parcelas consideráveis. Os cálculos relativos as derivadas temporais da entropia no sistema foram realizados utilizando o modelo proposto por Doty et al.(2012), como mostra a Eq.(2). Nele as propriedades termodinâmicas se referem a valores médios nos componentes, e as derivadas parciais são obtidas utilizando a biblioteca *CoolProp*.

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d(M \cdot s)}{dt} = s \cdot \frac{dM}{dt} + M \cdot \left[\frac{\partial s}{\partial h} \Big|_P \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{\partial s}{\partial P} \Big|_h \cdot \frac{dP}{dt} \right] \quad (3)$$

Dessa forma tem-se a Tab.2 para os cálculos relativos a entropia gerada em cada componentes e a Tab.3 para a exergia destruída em cada componente. Ainda sobre os cálculos realizados deve-se comentar que os volumes de controle foram estendidos para o ambiente. Dessa forma utiliza-se como temperatura de referência a temperatura da fonte quente, ou seja, a temperatura ambiente, e torna-se necessária a consideração da variação de entropia das paredes, indicada nas equações com o subscrito **sol**. Os termos $\frac{d}{dt}X_{C_T}$ e $\frac{d}{dt}X_{E_T}$ representam variações totais da exergia nesses componentes dessa forma, essas grandezas são dadas pela Eq.(4)

$$\frac{d}{dt}X_{V_{C_C}} = \frac{d}{dt}U_{ref} + \frac{d}{dt}U_{sol} - T_{amb} \cdot \left[\frac{d}{dt}S_{ref} + \frac{d}{dt}S_{sol} \right] \quad (4)$$

Tabela 2. Taxas de Geração de Entropia.

Compressor	$\dot{S}_{ger_{com}} = \dot{m}_{com}s_2 - \dot{m}_{suc}s_1 + \frac{\dot{Q}_{com}}{T_{amb}} + \frac{d}{dt}S_{com_{sol}}$	(5)
Condensador	$\dot{S}_{ger_C} = \dot{m}_{cap} \cdot s_3 - \dot{m}_{com} \cdot s_2 + \frac{\dot{Q}_C}{T_{amb}} + \frac{d}{dt}S_{C_{sol}} + \frac{d}{dt}S_{C_{ref}}$	(6)
Tubo Capilar	$\dot{S}_{ger_{cap}} = \dot{m}_{cap} \cdot [s_4 - s_3]$	(7)
Evaporador	$\dot{S}_{ger_E} = \dot{m}_{com} \cdot s_5 - \dot{m}_{cap} \cdot s_4 - \frac{\dot{Q}_E}{T_r} + \frac{d}{dt}S_{E_{sol}} + \frac{d}{dt}S_{E_{ref}}$	(8)

Tabela 3. Taxas de Destrução de Exergia.

Compressor	$\dot{X}_{des_{com}} = \dot{W} + \dot{m}_{suc} \cdot [h_1 - T_{env}s_1] - \dot{m}_{com} \cdot [h_2 - T_{amb}s_2] - \frac{d}{dt}X_{com_{sol}}$	(9)
Condensador	$\dot{X}_{des_C} = \dot{m}_{com} \cdot [h_2 - T_{amb}s_2] - \dot{m}_{cap} \cdot [h_3 - T_{amb}s_3] - \frac{d}{dt}X_{C_T}$	(10)
Tubo Capilar	$\dot{X}_{des_{cap}} = \dot{m}_{cap} \cdot T_{env} \cdot [s_4 - s_3]$	(11)
Evaporador	$\dot{X}_{des_E} = \dot{m}_{cap} \cdot [h_4 - T_{amb}s_4] - \dot{m}_{com} \cdot [h_5 - T_{amb}s_5] + \left[1 - \frac{T_{amb}}{T_r} \right] - \frac{d}{dt}X_{E_T}$	(12)

A Eficiência de Segunda lei no Sistema foi calculada de acordo com a Eq.(13), onde o trabalho reversível(\dot{W}_{rev}) é dado pela Eq.(14).

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{rev} + \dot{X}_{sist}} \quad (13)$$



3. RESULTADOS

$$\dot{W}_{rev} = \dot{Q}_E \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_r} - 1 \right) \quad (14)$$

2.3 Caracterização de Compressores

Por fim tem-se a obtenção das curvas de compressores através de dados presentes em catálogos. Com esse intuito utilizou-se os modelos propostos por LI(2013) para a obtenção das curvas de eficiências volumétricas e isentrópicas, além disso utilizou-se os dados de catálogo para a estimativa das condutâncias globais dos compressores analisados. Os coeficientes foram obtidos através da minimização dos mínimos quadrados utilizando o método Levenberg-Marquardt, uma vez que a minimização em questão é irrestrita. As equações utilizadas para a aproximação das curvas de eficiência e a condutância global são mostradas na Tab.4, onde os coeficientes a_n , b_n , \dot{W}_{loss} e UA são os valores a serem encontrados. Deve-se notar que a condutância global é assumida como constante. Por fim o parâmetro k é o coeficiente isentrópico do processo.

Tabela 4. Caracterização dos Compressores

Eficiência Volumétrica(Velocidade de Referencia)	$\eta_{Vol_{ref}} = a_1 + a_2 \cdot \left[\frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right]^{1/k}$	(15)
Eficiência Volumétrica	$\eta_{Vol} = \left[a_3 + a_4 \cdot \left(\frac{N_{rpm}}{N_{ref}} \right) + a_5 \cdot \left(\frac{N_{rpm}}{N_{ref}} \right)^2 \right] \cdot \eta_{Vol_{ref}}$	(16)
Eficiência Isentrópica(Velocidade de Referencia)	$\eta_{isen_{ref}} = \frac{\left\{ \dot{V}_{P_{evap}} b_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right)^{b_2 + \frac{k-1}{k}} + \frac{b_3}{P_{cond}} \right] + \dot{W}_{loss} \right\}}{\dot{m}_{com}(h_{2_isen} - h_1)}$	(17)
Eficiência Isentrópica	$\eta_{isen} = \eta_{isen_{ref}} \cdot \left[b_4 + b_5 \cdot \left(\frac{N_{rpm}}{N_{ref}} \right) + b_6 \cdot \left(\frac{N_{rpm}}{N_{ref}} \right)^2 \right]^{-1}$	(18)
Condutância Global	$T_{dis} = \frac{\dot{W}_{com} - \dot{m}_{com}(h_{2_isen} - h_1)}{UA} + T_{suc}$	(19)

Além do compressor já utilizado por GARDENGHI(2020), foram ainda selecionados dois compressores da Tecumseh do Brasil LTDA com capacidade de refrigeração menores, uma vez que suspeitava-se que o compressor inicial se encontrava superdimensionado. Os dados gerais dos compressores selecionados são mostrados na Tab.5.

Tabela 5. Compressores, Desenvolvidos pelos Autores(2021)

Compressor	Aplicação	Capacidade de Refrigeração [BTU/h]	Limite de Rotação [RPM]	Deslocamento [cm³]
VTC1424U-MD5C	LBP	1818 – 3126	2500 – 4500	12.47
VTCW424U-ME5C	LBP/MBP	1482 – 2961	2500 – 4500	12.47
VTCX415U-MD5C	LBP/MBP	1093 – 1826	2500 – 4500	7.84

3. RESULTADOS

Inicialmente realizou-se a análise de carga para os diferentes compressores mostrados na Tab.(5) utilizando o controle mostrado na Seção 2.1 e na Fig.(2). As simulações foram realizadas utilizando durante um período de 20 horas e utilizando sempre as mesmas condições iniciais. A duração de simulação foi estabelecida de forma que todos os testes atingissem o seus respectivos regimes permanentes, as condições de testes são mostradas na Tab.(6). Os testes foram realizados para se encontrar as regiões em que os valores máximos de eficiência são atingidos, até que se percebe uma diminuição das eficiências estudadas. Assim foram empregados incrementos de 10g nas cargas de refrigerante e posteriormente são empregados acréscimos de 50g.

Tabela 6. Condições de Simulação, Desenvolvidos pelos Autores(2021)

Temperatura Ambiente	25 °C
Limite Superior de Temperatura	-19.5 °C
Limite Inferior de Temperatura	-22.3 °C
Temperatura Alvo	-19.5 °C

A Figura (3) mostra os valores médios do COP e η_{II} , obtidos durante o tempo de operação do sistema em função das cargas de refrigerante empregadas. Deve-se notar que os marcadores "vazio" são utilizados para sinalizar que o ciclo de operação do sistema entrou em regime "on-off" e os marcadores preenchidos sinalizam que o comportamento do ciclo se assemelha ao ciclo "pull-down". Nota-se que os compressores **VTC1424U-MD5C** e **VTCW424U-ME5C** apresentam capacidade de refrigeração suficiente para que o sistema entre em regime "on-off" para determinadas cargas. Essa transição é marcada pela redução dos coeficientes de performance analisados. Tal condição pode ser justificada pela necessidade do "religamento" do compressor, o que leva o sistema à regimes de maior irreversibilidade como mostra a Fig.(5).

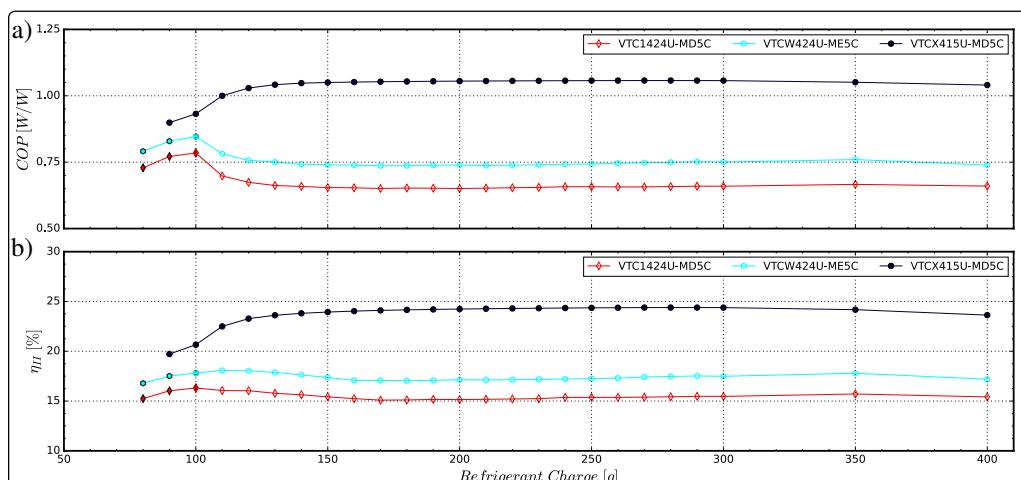


Figura 3. a) COP médio durante a operação do sistema; b) η_{II} media durante a operação do sistema, Desenvolvidos pelos Autores(2021)

Nota-se ainda na Fig.(3) que o compressor VTCX415U-MD5C não entra em regime "on-off" e dessa forma apresenta um melhor desempenho durante sua operação, atingindo o ponto ótimo de operação para uma carga de refrigerante entre 290g e 300g de refrigerante. A Figura (4) apresenta valores aproximados para a primeira derivada do COP e η_{II} em relação à carga de refrigerante utilizada. Percebe-se que para o compressor VTCX415U-MD5C, os valores obtidos para a carga de 290g, se encontram próximos aos valores máximos. Isso, porque nesse ponto a primeira derivada assume valores quase nulos. Dessa forma pode-se inferir que os valores máximos serão próximos aqueles obtidos para a carga de 290g, sendo 1.0573 para o COP e 24.387% para η_{II} .

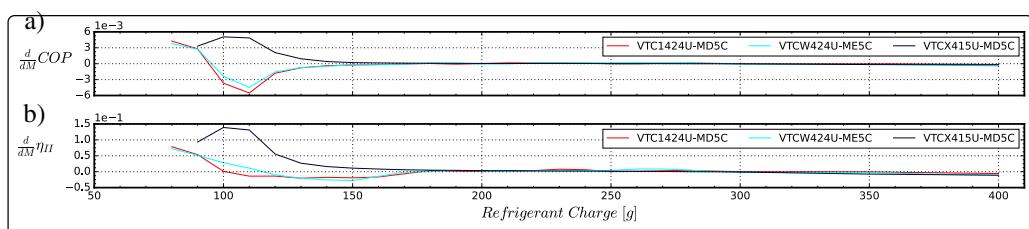


Figura 4. a) Variação do Coeficiente de Performance para diferentes cargas; b) Variação da Eficiência de Segunda Lei para diferentes cargas; Desenvolvidos pelos Autores(2021)



7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

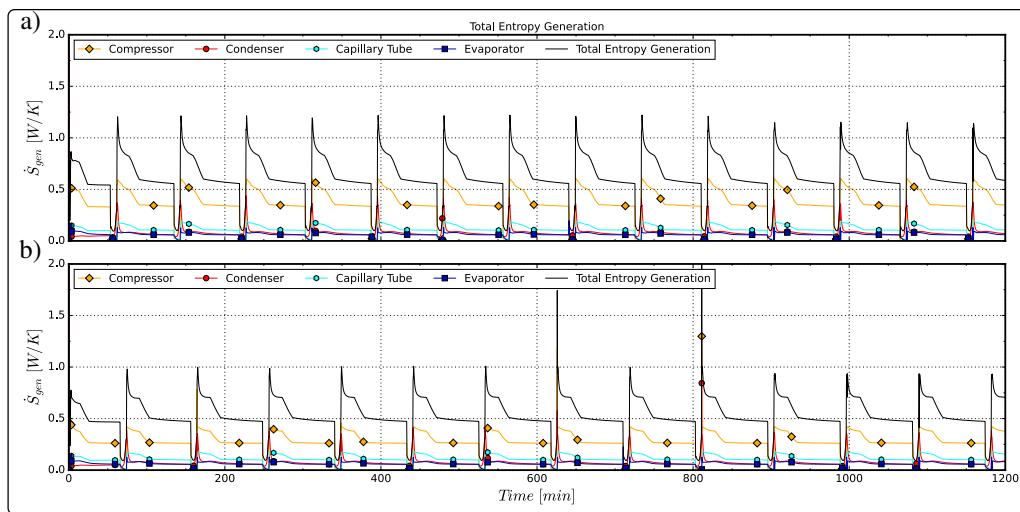


Figura 5. a) Entropia Gerada no Compressor VTC1424U-MD5C ; b) Entropia Gerada no Compressor VTCW424U-ME5C, Desenvolvidos pelos Autores(2021)

4. CONCLUSÕES E DISCUSSÕES

No trabalho se mostra que os ciclos de refrigeração por compressão a vapor tornam-se mais eficientes quando o seu comportamento durante a operação aproxima-se do regime ‘‘pull-down’’. Dessa forma deve-se procurar operar com cargas de refrigerante que se aproximem à operação do sistema no regime ‘‘pull-down’’. Nota-se que o COP e η_{II} apresentam curvas semelhantes, assim a melhora de um destes parâmetros acarreta na melhora do outro. Por fim notou-se que ao iniciar a operação do compressor o sistema atinge a máxima ‘‘irreversibilidade’’. Assim a forma de melhorar o desempenho do ciclo é evitar desligamentos simultâneos do compressor.

5. REFERÊNCIAS

- Doty, J., Camberos, J. and Yerkes, K., 2012. “Approximate approach for direct calculation of unsteady entropy generation rate for engineering applications”. In 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. p. 1286.
- GARDENSKI, A.R., 2020. Transient modeling of vapor compression refrigeration systems for domestic applications. Masters dissertation, Mechanical Engineering Department - São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, São Carlos, Brazil.
- IIR, 2015. The role of refrigeration in the global economy. 29th Informative Note on Refrigeration Technologies/November 2015.
- Jain, N. and Alleyne, A., 2014. “Transient exergy destruction analysis of a vapor compression system”.
- Jakobsen, A., 1995. “Energy optimization of refrigeration systems”. Doctoral thesis, Technical University of Denmark(DTU).
- PROCEL, E., 2019. “Pesquisa de posse e hábitos de uso de equipamentos elétricos na classe residencial 2019”. Available in: <https://eletrobras.com.pt/Paginas/PPH-2019.aspx>.
- Yang, S. and Ordonez, J., 2018. “Integrative thermodynamic optimization of a vapor compression refrigeration system based on dynamic system responses”. Applied Thermal Engineering, Vol. 135, pp. 493–503.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte oferecido pela Escola de Engenharia de São Carlos.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.