

XVI CONBRAVA - CONGRESSO BRASILEIRO DE REFRIGERAÇÃO, AR-CONDICIONADO, VENTILAÇÃO, AQUECIMENTO E TRATAMENTO DO AR São Paulo Expo - 10 a 13 de setembro de 2019

# SIMULADOR COMPUTACIONAL DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO COM VAZÃO VARIÁVEL DE REFRIGERANTE

LUCAS CARVALHO DE FIGUEIREDO

#### RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem dinâmica e simulação, através do software Simulink/MATLAB, dos principais componentes de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor: Evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão. Os componentes são conectados para simular o funcionamento do ciclo. Dotado de um sistema de controle, o ciclo é acoplado com um modelo de um recinto a fim de atender as condições de conforto. Os trocadores de calor são modelados com o método da fronteira móvel, enquanto que o compressor e válvula a partir de modelos semi-empíricos. O recinto é modelado para se obter valores de temperatura e umidade em cada instante, a partir de dados transientes de carga térmica calculados com o método RTS. Com esta ferramenta pode-se observar em tempo real quaisquer dados de operação do ciclo, permitindo avaliar seu desempenho em diferentes condições operacionais e em função das principais variáveis de controle, tais como a rotação do compressor, abertura de válvula e vazão de ar. O trabalho tem como foco principal a análise da eficiência energética de um ciclo operando com vazão variável de refrigerante (VRF) em comparação com um sistema Liga/Desliga e também avaliar seu desempenho sob diferentes condições de carga térmica.

Palavras-chave: Simulação. VRF. Controle. Eficiência.

#### ABSTRACT

This work presents the dynamic modeling and simulation, using the software Simulink/MATLAB, of a refrigeration vapor compression cycle main components: Evaporator, compressor, condenser and expansion valve. The components are connected to simulate the cycle operation. Equipped with a control system, the cycle is coupled with a model of an air conditioned room to attend the comfort settings. The heat exchangers are modeled using the moving boundary method, the compressor and valve use semi-empirical models. The room is modeled to obtain temperature and humidity at each instant, based on transient thermal load data calculated using the RTS method. This tool allow to observe in real time any cycle operating parameter and evaluate its performance under different operating conditions regarding the main control variables, such as the compressor speed, valve opening and air flow. The main objective of the work is analyze the energy efficiency of a cycle operating with variable refrigerant flow (VRF) compared to an On/Off system and also evaluate the cycle performance under various thermal load conditions.

Keywords: Simulation. VRF. Control. Efficiency.

## 1 INTRODUÇÃO

Uma das alternativas mais promissoras no aumento da eficiência energética de um ciclo de refrigeração é a aplicação de sistemas com vazão variável CONBRAVA 2019 – São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

de refrigerante, conhecidos pela sigla inglesa VRF (Variant Refrigerant Flow). Estes sistemas também chamados de Inverter quando dotados de inversor de frequência, contam com um compressor de velocidade variável, cujo propósito é permitir o funcionamento do ciclo em carga parcial e atender de forma precisa a demanda de carga térmica. Devido a flexibilidade operação e capacidade de funcionar em diferenciais de pressão menores, sistemas VRF costumam apresentar uma significativa economia de consumo auando comparados ao tradicional sistema Liga/Desliga. Neste trabalho será apresentado um modelo de simulador de ciclo de refrigeração capaz de simular regimes de operação tanto de um sistema VRF quanto de um Liga/desliga permitindo avaliar seus desempenhos.

## 1.1 Visão geral em simulação de ciclos de refrigeração

Dentre os equipamentos básicos envolvidos no ciclo de refrigeração, os processos no compressor e no dispositivo de expansão ocorrem em escala de tempo muito menor quando comparados aos trocadores de calor, e geralmente estes processos podem ser considerados estáticos. Dessa forma, dinâmica principal do ciclo ocorre nos trocadores de calor.

Para a modelagem dos trocadores de calor, uma alternativa eficiente é o método da fronteira móvel, que consiste em dividir o trocador de calor em volumes de controle de acordo com a fase apresentada pelo refrigerante, figura 1. Os parâmetros de interesse são tomados constantes em cada zona e como as propriedades divergem muito de uma zona para outra, é preciso resolvê-las globalmente e também prever o comprimento de cada zona.



Figura 1 – Fronteira móvel no condensador

Fonte: Adaptado de Mckinley e Alleyne, 2008

Na zona bifásica é utilizado a fração de vazio média para o cálculo das propriedades, abordagem inicialmente proposta por WEDEKIND et al. (1978). Usando esta correlação, He et al. (1997) desenvolveu um modelo para um sistema de refrigeração em conjunto da formulação de fronteira móvel. MCKINLEY E ALLEYNE (2008) propuseram um modelo mais avançado de fronteira móvel para um condensador, onde foi introduzido um critério de alternância de zonas para acomodar a dinâmica de mudanças de fase. LI e ALLEYNE (2010) continuaram o trabalho, adicionando o evaporador e estudaram o processo de acionamento e desligamento do ciclo.

## 2. MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO

O simulador computacional utilizado neste trabalho tem raízes no Thermosys Toolbox. Pacote de MATLAB/Simulink, desenvolvido pela Universidade de Illinois. Baseado em MCKINLEY E ALLEYNE (2008) trata-se de um software que contem modelos de transiente para componentes de um sistema de refrigeração, cada um representado individualmente por blocos no ambiente do Simulink e conectados em sequência, representando um ciclo.

Os blocos são baseados em Funções S (S-Functions) que permitem a criação de um modelo por meio de código MATLAB para simular um determinado processo com uma saída y a partir de uma entrada u. É possível também, a implementação de uma interface para atribuição de parâmetros dimensionais e condições iniciais.

## 2.1 Compressor de velocidade variável

O modelo de compressor utilizado é baseado em Li (2012) que desenvolveu uma modelagem semi-empírica para compressores de velocidade variável.

Тіро	Scroll	
Refrigerante	R134a	
Volume deslocado [cm <sup>3</sup> ]	54.25	
Rotação de referência [rpm]	3000	
Rotação [rpm]	2100-4500	

Tabela 1 – Características do compressor
--

Fonte:	WIi	2012
romo.	··,	2012

O compressor trabalha com quatro entradas. O vetor de saída é formado pela vazão mássica, entalpia na saída e trabalho do compressor:

$$u_{k} = \begin{bmatrix} N_{k} & P_{k,in} & P_{k,out} & h_{k,in} \end{bmatrix}^{T}$$

$$y_{k} = \begin{bmatrix} \dot{m}_{k} & h_{k,out} & W_{k} \end{bmatrix}^{T}$$
(1)
(2)

A partir de dados experimentais, calcula-se a eficiência volumétrica como:

$$\eta_{\nu} = b_1 + b_2 \left( \left( \frac{P_{k,out}}{P_{k,in}(1 - dp)} \right)^{1/k} \right)$$
(3)

A equação (4) calcula a potência de eixo do compressor.

$$\dot{W} = P_{k,in} \dot{V}_{k,in} a_1 \left( \left( \frac{P_{k,out}}{P_{k,in}} \right)^{a_2 + \frac{k-1}{k}} - \frac{a_3}{P_{k,out}} \right) + \dot{W}_{loss}$$

$$\tag{4}$$

O balanço de energia e o valor de  $T_{shell}$  é calculado por (5) e (6):

$$\dot{W} = \dot{m} \left( h_{k,out} - h_{k,in} \right) + (UA)_{shell} (T_{shell} - T_{amb}) \tag{5}$$

$$T_{shell} = c_1 + c_2 \frac{P_{k,out}}{P_{k,in}} + \frac{c_3}{P_{k,out}}$$
(6)

As equações (7) e (8) corrigem o fluxo e o trabalho para diferentes rotações:

$$\dot{V}_{suc} = \dot{V}_{k,in,ref} \left[ d_1 \frac{N_k}{N_{k,ref}} + d_2 \left( \frac{N_k}{N_{k,ref}} \right)^2 + d_3 \left( \frac{N_k}{N_{k,ref}} \right)^3 \right]$$
(7)  
$$\dot{W}_k = \dot{W}_{k,ref} \frac{\dot{V}_{k,in}}{\dot{V}_{k,in,ref}} \left[ e_1 + e_2 \frac{N_k}{N_{k,ref}} + e_3 \left( \frac{N_k}{N_{k,ref}} \right)^2 \right]$$
(8)

### 2.2 Válvula de expansão eletrônica

Na válvula eletrônica sua abertura é controlada por um motor de passo permitindo o controle sobre o grau de superaquecimento. O modelo tem como entrada e saída:

$$u_{k} = \begin{bmatrix} O_{v} & P_{v,in} & P_{v,out} & h_{v,in} \end{bmatrix}^{T}$$

$$y_{k} = \begin{bmatrix} \dot{m}_{v} & h_{v,out} \end{bmatrix}^{T}$$
(10)

A vazão mássica do modelo é fornecida por (11).

$$\dot{m}_{v} = C_{d} \left( \rho_{v,in} \left( P_{v,in} - P_{v,out} \right) \right)^{\frac{1}{2}}$$
(11)

Onde o valor de  $C_d$  é o coeficiente de descarga, obtido por mapeamento semi-empírico em função da abertura da válvula e diferença de pressão  $C_d = f(O_v, \Delta P_v)$ . Como o processo é isentálpico, logo  $h_{v,out} = h_{v,in}$ .

## 2.3 Trocadores de Calor

A formulação não-linear dos trocadores de calor é baseada em um vetor de estado uniforme representada em (12) e (13). A partir das condições iniciais x(0), o modelo é simulado integrando numericamente o termo  $\dot{x}$  a cada passo de tempo.

$Z_1(x,u)\dot{x} = f(x,u)$	(12)
$y = Z_2(x, u)$	(13)

Para ambos trocadores podemos assumir as seguintes hipóteses:

- O refrigerante escoa por tubo horizontal fino, longo circular e uniforme.
- O escoamento do refrigerante ocorre apenas na direção longitudinal.
- A condução axial no refrigerante é desprezível.
- A pressão do refrigerante é uniforme e o atrito viscoso é desprezível.
- O escoamento do ar é quase estático e incompressível.

Aplicando as hipóteses, tem-se para a conservação de massa e energia do refrigerante e conservação de energia da parede do tubo, as respectivas equações (14)-(16).

$$A_{tr}\frac{\partial\rho_R}{\partial t} + \frac{\partial\dot{m}_R}{\partial x} = 0 \tag{14}$$

$$A_{tr} \frac{\partial (\rho h - P)_R}{\partial t} + \frac{\partial (\dot{m}h)_R}{\partial x} = \rho \alpha_R (T_S - T_R)$$
(15)  
$$A_{tr} (\rho c_p)_R + \frac{\partial T_S}{\partial t} = \rho \alpha_R (T_R - T_S) + \rho \alpha_A (T_A - T_S)$$
(16)

Para aplicação do método da fronteira móvel, os passos seguintes são aplicados nas equações (14)-(16): Integrar sobre o comprimento  $L_j$  do volume de controle e aplicar a lei de Leibniz; Tomar os parâmetros:  $\rho_{R,j}$ ,  $h_{R,j}$ ,  $T_{R,j}$ ,  $T_{w,j}$ ,  $T_{A,j}$ ,  $\alpha_{R,j}$  e  $\alpha_{A,j}$  como parâmetros concentrados para todo o volume; Normalizar os comprimentos de cada volume de controle pelo comprimento total do trocador de calor  $\zeta_j = \frac{L_j}{L_{total}}$ . Como notação tomamos o índice *j* para caracterizar as diferentes zonas.

Na zona bifásica, as propriedades são baseadas na fração de vazio média:

$$\rho_{R} = \bar{\gamma}\rho_{R,g} + (1 - \bar{\gamma})\rho_{R,f}$$
(17)
$$h_{R} = \frac{\bar{\gamma}(\rho h)_{R,g} + (1 - \bar{\gamma})(\rho h)_{R,f}}{\bar{\gamma}\rho_{R,g} + (1 - \bar{\gamma})\rho_{R,f}}$$
(18)

## 2.3.1 Transferência de calor

A transferência de calor entre refrigerante e estrutura de cada passe é definida por zona pela equação (19), onde  $\alpha_{cjR}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção da zona.

$$\dot{Q}_{j,R} = \zeta_j \alpha_{R,j} A_{S,R} (T_{S,j} - T_{R,j})$$
(19)



Fonte: Elaborado pelos autores

Já para o lado do ar, considerando inicialmente um caso sem desumidificação, para trocadores operando conforme a configuração da figura (2), tem-se para cada zona por passe de refrigerante:

$$\dot{Q}_{A,j} = \zeta_j \dot{m}_A c_{p,A} (T_{A,j,out} - T_{A,in})$$

(20)

A temperatura de saída pode ser calculada pelo método NTU:

CONBRAVA 2019 - São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

$$T_{A,j,out} = T_{S,j} + (T_{A,in} - T_{S,j})e^{-NTU_j}$$
(21)  
$$NTU_j = \frac{\alpha_A A_{S,A} \zeta_j [1 + (1 - \eta_{FA})]}{\dot{m}_A c_{p,A}}$$
(22)

Considerando mistura total do ar na saída, a temperatura final é calculada por (23) e para  $N_p$  passes de refrigerante, a potência frigorífica total é calculada por (24) :

$$T_{A,out} = \frac{\sum_{j=1}^{n} \dot{Q}_{j,A}}{\dot{m}_{A} c_{p,A}}$$
(23)  
$$\dot{Q}_{ref} = N_p \sum_{j=1}^{n} \dot{Q}_{j,A}$$
(24)

#### 2.3.2 Processo de desumidificação

Na modelagem do evaporador haverá desumidificação quando a superfície da serpentina estiver abaixo da temperatura de ponto de orvalho:  $T_{e,S,j} \leq T_{dew,j}$ . Por consequência esta superfície ficará molhada acumulando um filme de água  $y_w$  que influencia a transferência de calor. Segundo KUEHN ET AL. (1998) a equação (24) descreve o processo de resfriamento e desumidificação do ar. Onde  $h_{sat,S}$ , é a entalpia virtual do ar saturado avaliada na temperatura da superfície. Le é o número de Lewis.

$$\frac{dh}{d\omega} = Le \frac{h - h_{sat,S,}}{\omega - \omega_{sat,S}} + (h_{\nu} - h_{l\nu}^{0}Le)$$
<sup>(25)</sup>

Quando resfriamento e desumidificação ocorrem, o coeficiente geral de transferência de calor pode ser baseado em uma diferença de entalpia média logarítmica, equação (26).

$$\Delta h_m = \frac{h_{A,in} - h_{A,out}}{\ln\left(\frac{h_{A,in} - h_{sat,S}}{h_{A,out} - h_{sat,S}}\right)}$$
(26)

Substituindo os dados de temperatura pelos de entalpia nas equações (20)-(22), o calor total e o estado final do ar podem ser obtidos. Definida a entalpia de saída, integra-se a expressão (25) entre os limites  $\omega_{in} \in \omega_{out}$ , em seguida aplica-se um método iterativo para se obter a umidade na saída. Definidos a entalpia e umidade, a temperatura final pode ser calculada.

## 2.3.3 Dados de operação

Para o evaporador, o vetor de estado  $x_e$ , entrada  $u_e$  e saída  $y_e$  são:

$x_{e} = \begin{bmatrix} h_{e,R,1} & P_{e} & \zeta_{e1} & T_{e,s1} & T_{e,s2} & \bar{\gamma}_{e} & y_{w,1} & y_{w,2} \end{bmatrix}$	<sup>1</sup> (27)
$u_e = \begin{bmatrix} T_{e,A,in} & \dot{m}_{e,A,in} & \dot{m}_{e,r,in} & \dot{m}_{e,R,out} & h_{e,R,in} & UR_{in} \end{bmatrix}$	] <sup><i>T</i></sup> (28)
$y_e = \begin{bmatrix} P_e & h_{e,R,out} & T_{e,a,out} & \dot{Q}_{ref}^{Sen} & \dot{Q}_{ref}^{Lat} & T_{SH} & UR_{out} \end{bmatrix}$	<sup><i>T</i></sup> (29)

No condensador, onde não é considerado efeitos de desumidificação, o vetores (30)-(32) descrevem o dinâmica do equipamento.

$x_{c} = \begin{bmatrix} h_{c,1} & P_{c} & h_{c,3} & \zeta_{c1} & \zeta_{c2} & T_{c,s1} & T_{c,s2} & T_{c,s2} & \bar{\gamma}_{c} \end{bmatrix}^{T}$	(30)
$u_{c} = \begin{bmatrix} T_{a,in} & \dot{V}_{a,in} & \dot{m}_{R,in} & \dot{m}_{R,out} & h_{R,in} & \dot{h}_{R,in} \end{bmatrix}^{T}$	(31)
$y_c = \begin{bmatrix} P_c & h_{R,out} & T_{A,out} & \dot{Q}_c & T_{SC} \end{bmatrix}^T$	(32)

O ciclo funciona com o refrigerante R134a. A tabela 2 exibe os principais dados dos trocadores de calor, baseados em catálogos comerciais.

	Evaporador	Condensador
Vazão de ar [m³/min]	1600	5000
Área externa [m²]	15.48	31.05
Passes de refrigerante	4	4
Material (Tubo/aleta)	Cu/Al	Cu/Al

Tabela 2 – Dados dos trocadores de calor

Fonte: Elaborado pelos autores

### **3 MODELAGEM DO RECINTO**

A modelagem dinâmica do recinto permite o cálculo da temperatura e umidade em cada instante sob condições de carga térmica.

### 3.1 Dinâmica do ar

Supondo mistura perfeita e temperatura uniforme, pode-se calcular a dinâmica da temperatura do recinto a partir do balanço energético do calor sensível, equação (33). O termo  $C_{room}$  representa a capacidade térmica interna do recinto, calculada a partir da massa de ar e componentes internos.

$$\dot{T}_{room} = \frac{\dot{Q}_{CT}^{Sen} + \dot{Q}_{ref}^{Sen}}{C_{room}}$$
(33)

Analogamente a dinâmica da umidade do ar é calculada por (34):

$$\dot{\omega} = \frac{\dot{Q}_{CT}^{Lat} + \dot{Q}_{ref}^{Lat}}{M_A h_{lv}} \tag{34}$$

Chega-se então, aos vetores de entrada  $u_{room}$  e de saída  $y_{room}$ .

$$u_{room} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{CT}^{Sen} & \dot{Q}_{CT}^{Lat} & \dot{Q}_{ref}^{Sen} & \dot{Q}_{ref}^{Lat} \end{bmatrix}^{T}$$
(35)

 $x_{room} = y_{room} = [T_{room} \ UR_{room}]^T$ (36)

## 3.2 Cálculo da carga térmica

Utilizando o método RTS, conforme descrito em SPITLER (2017), a carga térmica foi calculada para um recinto localizado no Rio de Janeiro para dois casos, sob condições de verão e inverno. Foi escolhido o período de 7h ás 19h de dias típicos para 21/fevereiro e 21/agosto. A tabela 2 mostra parâmetros internos e a figura 4 as cargas ao longo do período de simulação.

Área [m²]	60
Altura [m]	3.5
Ocupação [m²/pessoa]	6
lluminação e equipamentos [W/m²]	12.5
Infiltração [L/s]	67,3

Fonte: Elaborado pelos autores





## 4. SISTEMA DE CONTROLE

o sistema de controle atua sobre a abertura da válvula e rotação do compressor, controlando respectivamente o superaquecimento  $T_{SH}$  e temperatura do recinto  $T_{room}$  a fim de alcançar os valores de setpoint. As grandezas controladas são medidas e o sinal do erro retorna para o controlador que age nos atuadores. Os dados transientes de carga térmica e temperatura ambiente são externos, já que não dependem do sistema.

No sistema VRF, utiliza-se um controle descentralizado do tipo PI, neste tipo tanto a válvula, como o compressor possuem um controlador independente. Apesar dos atuadores interferirem um ao outro, esta influência não desestabiliza o sistema.

Para o caso de Liga/desliga, o controle da válvula é o mesmo. Já para o compressor, no caso do liga/desliga, o equipamento deve manter a temperatura no intervalo:  $T_{room} \leq T_{room,set} \pm \Delta T_{tol}$ 

Para o VRF, o compressor funciona em plena capacidade até atingir  $T_{room,set}$ , após isso o controlador entra em ação para a manutenção da temperatura. Se esta continuar diminuindo, o compressor será desarmado ao atingir uma tolerância mínima. E volta a ligar em plena capacidade quando a tolerância superior é atingida.

Estabelecido todos os elementos do sistema, é necessário conecta-los. A figura 4 mostra como é a configuração integrada.



Figura 4 – Layout do sistema

Fonte: Elaborado pelos autores

## **5 RESULTADOS**

Neste capítulo será detalhado os resultados obtidos das simulações a partir dos dados de carga térmica do capítulo 3. Para a temperatura do recinto foi especificado o setpoint de  $T_{room,set} = 24^{\circ}C$  no ciclo Liga/desliga a tolerância do controle é de  $\pm 1^{\circ}C$ . Para o grau de superaquecimento, o valor desejado é de  $T_{SH,set} = 5^{\circ}C$  para os dois sistemas.



Figura 5 – Rotação do compressor

Na figura 5 observa-se a rotação do compressor nos dois sistemas. No verão, verifica-se uma faixa de rotação mais alta exigida do VRF o que implica em uma menor economia quando comparado ao Liga/desliga em relação a operação na condição de inverno.

A figura 6 exibe a evolução da temperatura do recinto, as condições iniciais correspondem a temperatura do ambiente externo no horário de início das

Fonte: Elaborado pelos autores



simulações. A figura 7 exibe as temperaturas de insuflamento.







Fonte: Elaborado pelos autores

A figura 8 mostra para todos os casos, a evolução da umidade relativa, com condição inicial de 50%, e também do coeficiente de performance, calculado como:  $COP = \int \frac{\dot{q}_{ref}}{\dot{w}} dt$ .



#### Figura 8 – Umidade relativa do recinto e COP

Fonte: Elaborado pelos autores

A figura 9 exibe a evolução de parâmetros internos do ciclo como as pressões e temperaturas do refrigerante nas saída dos equipamentos.



Fonte: Elaborado pelos autores

O controle do grau de superaquecimento pela válvula de expansão eletrônica pode ser observado na figura 10, para os dos casos o controle é o mesmo e a temperatura deve ser mantida em 5°C enquanto o ciclo estiver acionado



. Fonte: Elaborado pelos autores

		Liga/Desliga	VRF
Verão	Consumo [kWh]	26.89	23.70
	COP	3.47	3.94
Inverno	Consumo [kWh]	18.27	13.31
	COP	3.72	5.14

Fonte: Elaborado pelos autores

A tabela 4 resume os dados de desempenho para o período simulado. Verifica-se a economia de consumo do sistema VRF de 12% na condição de verão e 27% em inverno, é razoável deduzir uma economia nesta faixa operando ao longo do ano.

Observa-se pelos gráficos, uma grande vantagem do VRF é o controle da temperatura. Para o liga/desliga um melhor controle poderia ser obtido estreitando a faixa de tolerância da temperatura, no entanto acarretaria em maior desgaste do compressor devido a uma frequência mais alta de

CONBRAVA 2019 - São Paulo Expo, 10 a 13 de Setembro de 2019 - São Paulo, Brasil

acionamento/desligamento.

## 6 CONCLUSÃO

Em vista dos recursos e possibilidades oferecidas pelo simulador, este pode ser uma útil ferramenta na análise operacional de ciclos de refrigeração. O simulador se apresenta como uma alternativa, ou ao menos um passo inicial, a uma abordagem experimental permitindo verificar diversos parâmetros de funcionamento do ciclo e avaliar operações sob condições críticas.

Como ferramenta de projeto e dimensionamento permite diversas aplicações como seleção de refrigerante, avaliar condições de conforto e teste de estratégias de controle. Ainda pode ser usado para o estudo do consumo energético do ciclo e auxiliar na decisão de investimento em um equipamento mais eficiente.

## REFERÊNCIAS

ASHRAE, ASHRAE Handbook: Fundamentals, SI ed., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, EUA, 2017.

KUEHN, T.H.; RAMSEY, J.W.; THRELKELD, J.L.; Thermal Environmental Engineering, 3<sup>a</sup> Ed., Prentice-Hall Inc, Upper Saddle River, NJ, EUA,1998.

LI, B.; ALLEYNE, A.G. A dynamic model of a vapor compression cycle with shutdown and start-up operations. International Journal of Refrigeration 33, 538-552, 2010.

LI, B. Dynamic modeling and control of vapor compression cycle systems with shutdown and start-up operations. Master's Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, Illinois, EUA, 2009.

LI, W. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor, Applied Thermal Engineering 50, 318-326, 2012.

MCKINLEY, T.L.; ALLEYNE, A.G. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using moving-boundary method. International Journal of Refrigeration 31, 1253-1264, 2008.

OGATA, K. Modern Control Engineering, 3ª Ed., Prentice-Hall Inc, EUA, 1997.

PANGBORN, H. Dynamic Modeling, Validation, And Control For Vapor Compression Systems, M.S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL, EUA, 2015.

SPITLER, J. D. Load Calculation Applications Manual, 2ª Ed., SI ed., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, EUA, 2017.