



Arnon Carvalho Vichy

**Simulação de um Condicionador de Ar do tipo Split
operando em Regime Transiente no lado do Ar e com
Resposta Instantânea no lado do Fluido Refrigerante**

Projeto de Graduação

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento
de Engenharia Mecânica

Orientador: José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro, Julho de 2019

Agradecimentos

Agradeço principalmente ao meu orientador Prof. Parise por ter se colocado sempre à disposição para discutir sobre todos os obstáculos que apareceram durante o desenvolvimento desse trabalho. Além de um grande mestre, também é um grande ser humano que soube me acalmar e confortar nos momentos de crise.

Também gostaria de agradecer ao professor Helon Vicente e ao pesquisador Paul Ortega pelos auxílio disponibilizado e conhecimentos transferidos durante essa etapa final da graduação.

Por fim, gostaria de agradecer aos meus pais por todo apoio durante a minha trajetória acadêmica.

Resumo

Simulação de um Sistema de Refrigeração operando em Regime Transiente no lado do Ar e com Resposta Instantânea no lado do Fluido Refrigerante

Modelos computacionais para o estudo de sistemas de refrigeração se tornaram grandes ferramentas na indústria. Por meio destes, é possível realizar simulações numéricas capazes de auxiliar na compreensão dos fenômenos e variáveis inerentes à esses sistemas.

O presente trabalho propõe um modelo computacional que servirá de base para o que virá a ser uma ferramenta de estimativa numérica de parâmetros característicos de condicionadores de ar tipo *split*. Dentre os parâmetros, podem ser citados, como exemplos: os graus de subresfriamento e superaquecimento, e as temperaturas de condensação e evaporação.

A construção do programa de simulação da dinâmica do sistema de condicionamento de ar foi baseada nas hipóteses de regime transiente no lado do ar e de resposta instantânea no lado do fluido refrigerante (R-410A). Para a solução do sistema de equações resultantes, incluindo equações diferenciais ordinárias, foi utilizado o Método de Integração de Euler com o auxílio do *software* MATLAB® em conjunto com as extensões do *software* REFPROP.

Verificou-se a validade e as limitações do programa desenvolvido mediante a análise das curvas das principais variáveis termodinâmicas associadas. Em seguida, foi testada a aplicabilidade do modelo a partir da variação de dados de entrada.

Com os resultados obtidos, foi possível concluir que, embora as hipóteses utilizadas imponham certas limitações, o modelo construído se configura como um bom primeiro passo para a ferramenta de estimativa desejada.

Palavras-Chave: Condicionador de Ar Split; Refrigeração; Modelagem; Regime Transiente; Resposta Instantânea; Estimativa Numérica.

Abstract

Simulation of a Refrigeration System working in Transient Regime in the Air side and with Instant Response in the Refrigerant side

Computer models designed for the study of refrigeration systems have become important tools in industry. With their use, it is possible to run numerical simulations that are capable of helping understanding the behavior and relevant parameters of such systems.

The present work proposes the development of a computer model that will serve as a basis for the numerical estimation of the characteristic parameters of split air conditioners. Some examples of these parameters are: the subcooling and superheating degrees, and the condensing and evaporating temperatures.

The simulation program development process was based on the hypotheses of transient regime for the air side of the system and instantaneous response for the refrigerant (R-410A) side. In order to solve the resulting system of equations, which includes ordinary differential equations, the Euler Method of Integration was used with the aid of MATLAB® software with REFPROP extensions.

The validity and limitations of the code developed were verified by means of the analysis of the thermal behavior of the system's main thermodynamic variables. Then, the applicability of the model was tested with a batch of tests involving the variation of input data.

From the results obtained, it was possible to conclude that, in spite of the limitations imposed by the hypotheses used, the model proved to be an useful tool for the analysis of split air conditioning systems operating in transient regime.

Key-words: Air Conditioner; Refrigeration; Modeling; Transient Regime; Instantaneous Response; Numerical Estimation.

Sumário

1	Introdução	10
1.1	Origem dos Condicionadores de Ar	11
1.2	Sistemas de Condicionamento de Ar	11
1.2.1	Componentes do Sistema	11
1.2.1.1	Compressor	12
1.2.1.2	Condensador	12
1.2.1.3	Dispositivo de Expansão	12
1.2.1.4	Evaporador	12
1.3	Histórico dos Fluidos Refrigerantes em Condicionadores de Ar	12
1.4	Motivação do Trabalho	14
2	Modelo Matemático	15
2.1	Descrição do Sistema proposto	15
2.2	Volumes de Controle	16
2.2.1	Ambiente Controlado (VC 1)	18
2.2.2	Lado do Ar no Evaporador (VC 2)	18
2.2.3	Lado do Ar no Condensador (VC 3)	19
2.2.4	Lado do Refrigerante no Evaporador (VC 4)	19
2.2.5	Compressor (VC 5)	20
2.2.6	Dispositivo de Expansão (VC 6)	21
2.2.7	Lado do Refrigerante no Condensador (VC 7)	22
2.3	Períodos “Off”	23
2.4	Método de Solução das EDOs	23
2.5	Consumo de Energia Elétrica	23
2.6	Efetividades dos Trocadores de Calor	24
2.7	Desempenho do Condicionador de Ar	24
3	Estudo de Caso	26
3.1	Tamanho do Ambiente Controlado	26
3.1.1	Área Total das Paredes	26
3.1.2	Volume da Sala	26
3.2	Massa de Ar na Sala	27
3.3	Conforto Térmico	27
3.4	Carga Térmica	27
3.4.1	Calor Liberado por Pessoas	28
3.4.2	Calor Liberado por Equipamentos de Escritório	28
3.4.3	Calor Liberado pela Iluminação	29

3.4.4	Resultados	29
3.5	Simulações e Resultados	30
3.5.1	Dados de Entrada	30
3.5.2	Resultados	31
3.5.2.1	Temperatura do Ambiente Condicionado	32
3.5.2.2	Temperatura do Ar na Saída do Evaporador	34
3.5.2.3	Temperatura do Ar na Saída do Condensador	37
3.5.2.4	Temperaturas de Evaporação e de Condensação	38
3.5.2.5	Taxas de Transferência de Calor	40
3.5.2.6	Efetividades	43
3.5.2.7	Potência do Compressor	44
3.5.2.8	Energia Elétrica Consumida	46
3.5.2.9	Coeficiente de Performance	48
4	Conclusão	50
	Referências	51

Lista de ilustrações

Figura 1 – Plano de eliminação dos refrigerantes halogenados de acordo com o Protocolo de Montreal	13
Figura 2 – Diagrama esquemático do condicionador de ar	15
Figura 3 – Diagrama P x h genérico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor	16
Figura 4 – Temperatura do ambiente controlado - funcionamento tradicional . .	32
Figura 5 – Temperatura do ambiente controlado - cilindrada do compressor 2x original	33
Figura 6 – Temperatura do ambiente controlado - <i>shut down</i>	34
Figura 7 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional	35
Figura 8 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional com $\Delta t = 0,025\text{ s}$	36
Figura 9 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional com $\Delta t = 0,005\text{ s}$	37
Figura 10 – Temperatura do ar na saída do condensador - funcionamento tradicional	38
Figura 11 – Temperatura de evaporação - funcionamento tradicional	39
Figura 12 – Temperatura de condensação - funcionamento tradicional	39
Figura 13 – Taxa de transferência de calor do evaporador - funcionamento tradicional	40
Figura 14 – Taxa de transferência de calor do condensador - funcionamento tradicional	41
Figura 15 – Taxa de transferência de calor do evaporador - cilindrada do compressor 2x original	42
Figura 16 – Taxa de transferência de calor do condensador - cilindrada do compressor 2x original	42
Figura 17 – Efetividade do evaporador - funcionamento tradicional	43
Figura 18 – Efetividade do condensador - funcionamento tradicional	44
Figura 19 – Potência real consumida - aquisição experimental	45
Figura 20 – Potência real consumida pelo compressor - funcionamento tradicional	45
Figura 21 – Potência real consumida pelo compressor - cilindrada 2x original . .	46
Figura 22 – Quantidade total de energia consumida numa operação <i>on-off</i> durante 20 minutos de acordo com a temperatura determinada para o ambiente condicionado	47
Figura 23 – Coeficiente de performance - funcionamento tradicional	48
Figura 24 – Coeficiente de performance - funcionamento tradicional com $\Delta T_{ev} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$	49

Lista de tabelas

Tabela 1 – Selo PROCEL de economia de energia - condicionadores de ar <i>split hi-wall</i>	25
Tabela 2 – Dimensões do Ambiente Controlado	26
Tabela 3 – Calor liberado por pessoas	28
Tabela 4 – Calor liberado por equipamentos de escritório	29
Tabela 5 – Resultados dos cálculos de carga térmica	30
Tabela 6 – Quantidade total de energia elétrica consumida pelo ciclo durante 20 minutos em função da temperatura de referência (<i>setpoint</i>)	47

Lista de símbolos

A_w	Área total de troca de calor das paredes do ambiente controlado [m ²]
COP	Coeficiente de Performance
c_{par}	Calor específico do ar a pressão constante [J/(kg·K)]
c_v	Calor específico a volume constante [J/(kg·K)]
c_{var}	Calor específico do ar a volume constante [J/(kg·K)]
C_v	Coeficiente volumétrico do compressor
E_C	Energia cinética [J]
$E_{elétrica_{total}}$	Energia elétrica total consumida [kWh]
Ef_{cd}	Efetividade do Condensador
Ef_{ev}	Efetividade do Evaporador
E_P	Energia potencial [J]
E_{VC}	Energia total do volume de controle
h_a	Entalpia específica do refrigerante na saída do compressor e entrada do condensador [J/kg]
h_b	Entalpia específica do refrigerante na saída do condensador e entrada do dispositivo de expansão [J/kg]
h_c	Entalpia específica do refrigerante na saída do dispositivo de expansão e entrada do evaporador [J/kg]
h_d	Entalpia específica do refrigerante na saída do evaporador e entrada do compressor [J/kg]
m	Massa [kg]
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar [kg/s]
m_{ar_1}	Massa de ar no ambiente controlado [kg]
m_{ar_2}	Massa de ar no lado do ar do evaporador [kg]

m_{ar_3}	Massa de ar no lado do ar do condensador [kg]
\dot{m}_e	Vazão mássica na entrada [kg/s]
\dot{m}_r	Vazão mássica de refrigerante [kg/s]
\dot{m}_{r_e}	Vazão mássica de refrigerante na entrada [kg/s]
\dot{m}_{r_s}	Vazão mássica de refrigerante na saída [kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica na saída [kg/s]
m_{VC}	Massa do volume de controle [kg]
n	Expoente politrópico
N	Frequência angular do compressor [Hz]
p	Pressão [Pa]
p_4	Pressão de evaporação [Pa]
p_7	Pressão de condensação [Pa]
p_a	Pressão do refrigerante na saída do compressor e entrada do condensador [Pa]
p_d	Pressão do refrigerante na saída do evaporador e entrada do condensador [Pa]
p_{ev}	Pressão de evaporação [Pa]
\dot{Q}_1	Carga térmica do ambiente controlado [W]
\dot{Q}_4	Taxa de troca de calor do evaporador [W]
\dot{Q}_7	Taxa de troca de calor do condensador [W]
\dot{Q}_{VC}	Taxa de troca de calor do volume de controle [W]
r	Razão de espaço nocivo do compressor
T	Temperatura [K]
T_1	Temperatura do ambiente controlado [K]
T_2	Temperatura do ar na saída do evaporador [K]

T_3	Temperatura do ar na saída do condensador [K]
T_4	Temperatura de evaporação [K]
T_7	Temperatura de condensação [K]
T_b	Temperatura do refrigerante na saída do condensador e entrada do dispositivo de expansão [K]
T_c	Temperatura do refrigerante na saída do dispositivo de expansão e entrada do evaporador [K]
T_{VC_2}	Temperatura do volume de controle 2 [K]
T_d	Temperatura do refrigerante na saída do evaporador e entrada do compressor [K]
T_e	Temperatura externa [K]
u	Energia interna específica [J/kg]
U	Energia interna total [J]
U_w	Coeficiente de transferência de calor global das paredes do ambiente controlado [W/(m ² ·K)]
v_a	Volume específico do refrigerante na saída do compressor e entrada do condensador [m ³ /kg]
v_d	Volume específico do refrigerante na saída do evaporador e entrada do compressor [m ³ /kg]
V	Volume [m ³]
V_{ar_1}	Volume de ar no ambiente controlado [m ³]
V_c	Cilindrada do compressor [m ³]
x	Título
\dot{W}_{cp}	Potência do compressor [W]
$\dot{W}_{cp_{real}}$	Potência real do compressor [W]
\dot{W}_{eixo}	Potência do eixo do compressor [W]
\dot{W}_{ele}	Potência elétrica do compressor [W]

\dot{W}_{vc}	Potência do volume de controle [W]
----------------	------------------------------------

Símbolos Gregos

Δt	Passo [s]
------------	-----------

ΔT_{cd}	Diferença fixa de temperatura de condensação [K]
-----------------	--

ΔT_{ev}	Diferença fixa de temperatura de evaporação [K]
-----------------	---

ΔT_{sa}	Grau de superaquecimento [K]
-----------------	------------------------------

ΔT_{sr}	Grau de subresfriamento [K]
-----------------	-----------------------------

η_{cp}	Eficiência do compressor
-------------	--------------------------

ρ_{ar}	Densidade do ar [kg/m ³]
-------------	--------------------------------------

1 Introdução

O propósito da refrigeração é atingir e manter a temperatura de um meio abaixo da temperatura ambiente. Para realizar essa tarefa, é necessário que calor seja retirado do meio frio. Além disso, em condições reais, se o meio estiver a uma temperatura menor do que a temperatura ambiente, calor será transferido do ambiente para o meio, fazendo com que a sua temperatura aumente. Esse processo de transferência de calor termina apenas quando o equilíbrio térmico entre o meio e o ambiente é atingido. Caso contrário, será necessário retirar continuamente calor do meio e transferi-lo ao ambiente. É possível notar que essa transferência contínua de calor ocorre de um meio mais frio para um mais quente. De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, isso pode apenas acontecer com a presença de trabalho e, consequentemente, com consumo de energia (PARISE, 2018).

A investigação experimental de qualquer sistema de refrigeração de ar é, geralmente, complexa, principalmente devido aos altos custos associados e ao grande número de variáveis envolvidas. A utilização de modelos computacionais pode reduzir gastos e facilitar a compreensão dos fenômenos físicos relacionados ao sistema (KOURY; MACHADO; ISMAIL, 2001).

Modelos matemáticos de sistemas de refrigeração são divididos em duas grandes classes: modelos em regime permanente e modelos em regime transiente. Atualmente, o comportamento e a modelagem de sistemas de refrigeração operando em regime permanente parecem muito bem compreendidos e amplamente utilizados como ferramenta de investigação de diferentes problemas de campo e de otimização de sistemas de condicionamento de ar. Entretanto, a compreensão total de modelos de simulação da dinâmica de sistemas de refrigeração ainda é um trabalho em andamento, e muitos esforços são dedicados a alcançar mais progresso (KOURY; MACHADO; ISMAIL, 2001).

A base matemática tradicionalmente utilizada para sistemas de refrigeração é a formulação modular. Nessa abordagem, os componentes do sistema (evaporador, condensador, compressor e dispositivo de expansão) são modelados separadamente (KOURY; MACHADO; ISMAIL, 2001).

Considerando a formulação modular e a operação em regime transiente, a modelagem dos trocadores de calor aparece como o maior obstáculo. Neste trabalho, será considerado um sistema de refrigeração do tipo *on-off* com uma válvula de expansão eletrônica (*EEV*) operando em regime transiente no lado do ar e com resposta instantânea no lado do fluido refrigerante.

A finalidade do modelo desenvolvido neste projeto é ser a etapa inicial do que

virá a se tornar uma ferramenta de estimativa numérica de parâmetros característicos de condicionadores de ar ainda não determinados. Idealmente, tal ferramenta será capaz de estimar variáveis de interesse do usuário (temperaturas de evaporação e condensação, tempo para o resfriamento, etc.) a partir de uma quantidade limitada de dados experimentais.

1.1 Origem dos Condicionadores de Ar

O primeiro condicionador de ar moderno foi inventado em 1902 pelo engenheiro Willis Haviland Carrier ao realizar experiências com as leis de controle de umidade com o objetivo de resolver um problema de processamento em uma fábrica de impressão no Brooklyn, em Nova Iorque. Baseando-se nos conceitos de refrigeração estabelecidos nos anos anteriores, Carrier desenvolveu um sistema em que o ar circulava através de bobinas cheias de água gelada, sendo resfriado e, ao mesmo tempo, perdendo a sua umidade para o controle de umidade de sala (VARRASI, 2011).

Em 1933, a *Carrier Air Conditioning Company of America* produziu um condicionador de ar com condensador acionado por correia, controles mecânicos e bobina para o evaporador. Esse modelo se tornou a referência principal do crescente mercado americano para condicionadores de ar (VARRASI, 2011).

Os condicionadores de ar modernos, por mais que operem de acordo com os mesmos princípios físicos do modelo de 1933 de Carrier, possuem tecnologias bem mais avançadas de compressão de vapor, controle e diagnósticos, sensores eletrônicos e eficiência energética (VARRASI, 2011).

1.2 Sistemas de Condicionamento de Ar

De acordo com a ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers), condicionamento de ar é a ciência de controle de temperatura, umidade, movimento e limpeza do ar dentro de um ambiente (WEAVER, 2017).

1.2.1 Componentes do Sistema

Sistemas de condicionamento de ar são tipicamente sistemas de compressão de vapor. Cada um de seus componentes apresenta uma função. Os principais componentes dos sistemas de condicionamento de ar por compressão de vapor são:

- 1) Compressor
- 2) Condensador
- 3) Dispositivo de Expansão

4) Evaporador

1.2.1.1 Compressor

O compressor é reconhecido como um elemento vital de um sistema de refrigeração. O fluido refrigerante entra no compressor, proveniente da saída do evaporador, a uma baixa pressão e a uma baixa temperatura. É responsabilidade do compressor comprimir e pressurizar o fluido refrigerante, com a mínima potência de acionamento possível, e disponibilizá-lo como vapor a alta pressão e temperatura ao condensador. Estas funções são quantificadas por eficiências isentrópica e volumétrica do compressor relativo, e, já que o processo requer trabalho, um motor elétrico é usualmente utilizado (WEAVER, 2017).

1.2.1.2 Condensador

O condensador remove o calor liberado durante a condensação do refrigerante vaporizado. O calor é liberado quando a temperatura cai para a temperatura de condensação. Então, mais calor (especificamente o calor latente de condensação) é liberado à medida que o refrigerante condensa-se.

1.2.1.3 Dispositivo de Expansão

Este dispositivo é responsável por controlar o fluxo do refrigerante líquido para o evaporador. Nele, ocorre uma queda de pressão (e consequente queda de temperatura), que faz com que parte do líquido a alta temperatura se vaporize, transformando o fluido refrigerante numa mistura bifásica de líquido e vapor.

1.2.1.4 Evaporador

Esta é a parte do sistema de refrigeração onde ocorre o resfriamento do meio. Como sua função é absorver calor, o evaporador é colocado na área a ser resfriada. A mistura bifásica proveniente do dispositivo de expansão entra no evaporador, onde recebe o calor que está sendo removido do ambiente condicionado. No interior do evaporador, ocorre a vaporização do fluido refrigerante, que passa para o estado de vapor superaquecido a uma baixa pressão e a uma baixa temperatura.

1.3 Histórico dos Fluidos Refrigerantes em Condicionadores de Ar

Os condicionadores de ar como se conhecem hoje são frutos de uma invenção que evoluiu, ao passar dos anos, graças a uma série de projetos bem e malsucedidos. Demorou oitenta anos, a partir da criação do método primitivo de fabricação de gelo de

John Gorrie, para que fosse desenvolvida uma substância segura, não tóxica e de fácil produção, capaz de ser utilizada para a refrigeração de interiores para a população (GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING, 2019).

Em 1928, Thomas Midgley, Albert Henne e Robert McNary criaram os refrigerantes clorofluorcarbono (CFC). Esses compostos foram reconhecidos como os primeiros refrigerantes não inflamáveis, capazes de melhorar significativamente a segurança dos condicionadores de ar (GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING, 2019).

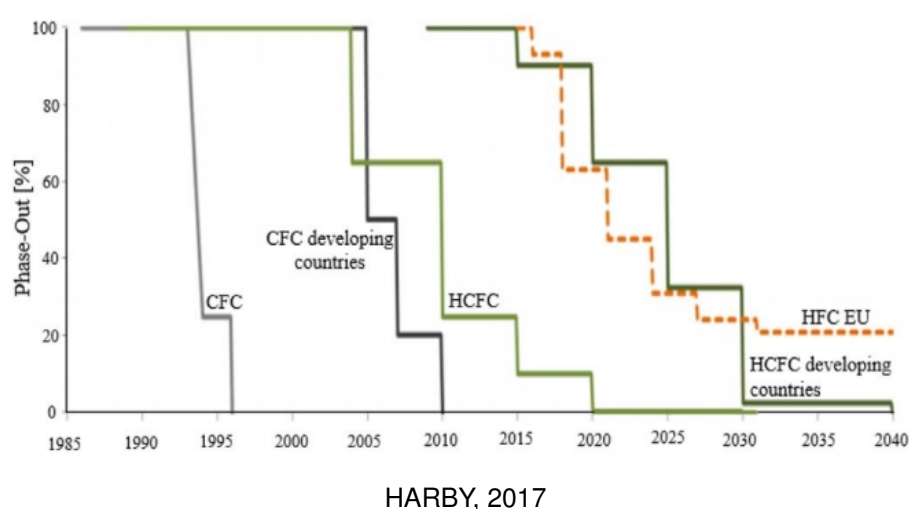
Além do R-12 (diclorodifluorometano), um dos compostos produzidos foi o R-22, um hidroclorofluorcarbono (HCFC) que se tornou o principal refrigerante utilizado em condicionadores de ar durante décadas por vir (GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING, 2019).

No entanto, décadas depois, cientistas descobriram que o cloro, elemento encontrado tanto nos CFCs quanto nos HCFCs é um elemento danoso à camada de ozônio. Por consequência, o refrigerante R-22 foi incluído no Protocolo de Montreal em 1987 (GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING, 2019).

O Protocolo de Montreal de 1987 impôs obrigações específicas, em especial a progressiva redução da produção e consumo das substâncias que destroem a camada de ozônio (SDOs) até sua total eliminação (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2019).

A figura 1 expõe o plano de eliminação progressiva dos refrigerantes halogenados proposto pelo Protocolo de Montreal.

Figura 1 – Plano de eliminação dos refrigerantes halogenados de acordo com o Protocolo de Montreal



Nela, é possível perceber que a proposta do protocolo respeita o princípio das responsabilidades comuns, porém diferenciadas. Desta forma, em 1990, foi instituído o Fundo Multilateral para a Implementação do Protocolo de Montreal (FML) para

prover assistência técnica e financeira aos países em desenvolvimento com recursos provenientes dos países desenvolvidos (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2019).

Mesmo que o acordo tenha sido apenas assinado em 1988, a indústria de climatização teve que se preparar para as imposições que estavam por vir. Assim, o fluido R-410A, um refrigerante livre de cloro e com uma capacidade de refrigeração maior que o R-22, logo apareceu como alternativa ao mesmo (GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING, 2019).

Diante da situação atual dos refrigerantes, decidiu-se que o modelo proposto nesse trabalho utilize como fluido de trabalho o refrigerante R-410A.

1.4 Motivação do Trabalho

Por muitas vezes, durante a análise de desempenho de um produto, torna-se vantajoso conhecer certos parâmetros do equipamento que não são divulgados pelo fabricante, como os graus de superaquecimento e subresfriamento do sistema e as temperaturas de evaporação e condensação, por exemplo. Diante deste cenário e com o intuito de comparar de forma mais detalhada as diferenças de desempenho entre um condicionador de ar operando de acordo com o controle *on-off* e um condicionador de ar do tipo *Inverter*, isto é, frequência do compressor variável, o Laboratório de Refrigeração, Condicionamento de Ar e Criogenia da PUC - Rio propôs um projeto, que será executado por uma determinada quantidade de alunos, para a criação de um modelo computacional capaz de estimar numericamente os parâmetros característicos de um sistema de refrigeração real a partir de uma quantidade limitada de dados experimentais.

Desta forma, tem-se, no presente trabalho, uma abordagem inicial do projeto acima mencionado. Nessa etapa, é desenvolvido um modelo computacional para um condicionador de ar com compressor de frequência constante e válvula de expansão eletrônica (*EEV*) operando em regime transiente no lado do ar e com resposta instantânea no lado do fluido refrigerante. Tal modelo servirá de base para os próximos passos de execução do referido projeto.

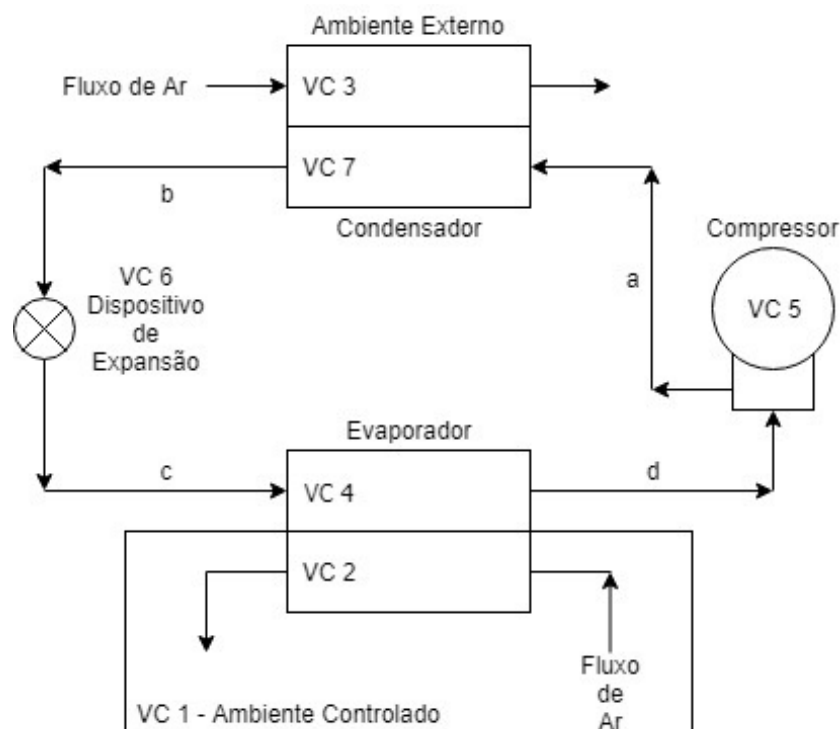
2 Modelo Matemático

Neste capítulo, descreve-se o modelo matemático utilizado para a simulação e análise de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com controle do tipo *on-off* operando em regime transiente no lado do ar e com resposta instantânea no lado do fluido refrigerante. O modelo em questão é baseado principalmente no trabalho de Parise e Vargas (1995) para operação em circuito fechado.

2.1 Descrição do Sistema proposto

Na figura 2, pode-se observar o *layout* do sistema de refrigeração a ser simulado. Foram adotados um compressor de velocidade angular constante e uma válvula de expansão eletrônica (*EEV*).

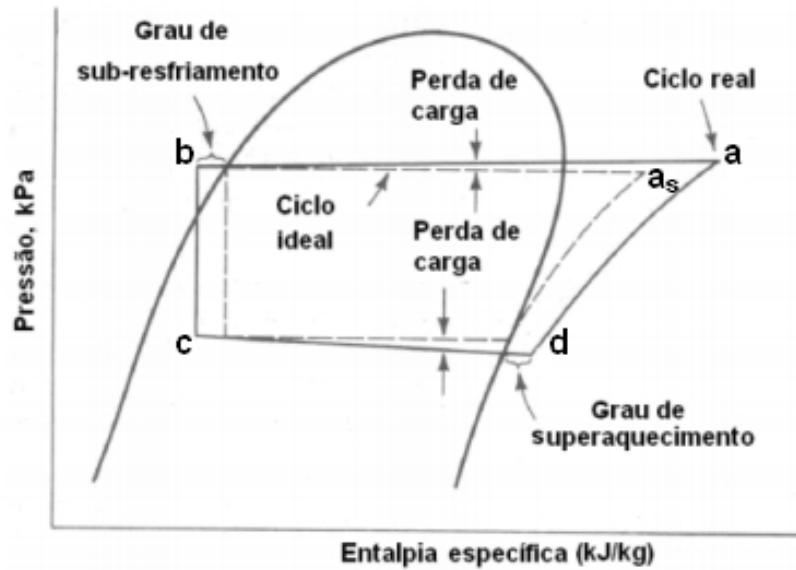
Figura 2 – Diagrama esquemático do condicionador de ar



Própria (2019)

Para que fosse possível aplicar as equações de massa e conservação de energia, o sistema foi dividido em sete diferentes volumes de controle (VC). Do lado do ar, três volumes de controle foram estabelecidos da seguinte maneira: VC 1, ambiente controlado; VC 2, lado do ar no evaporador; VC 3, lado do ar no condensador. Do lado do fluido refrigerante: VC 4, lado do refrigerante no evaporador; VC 5, compressor; VC 6, dispositivo de expansão; VC 7, lado do refrigerante no condensador (PARISE; VARGAS, 1995).

Figura 3 – Diagrama P x h genérico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor



LOAIZA (2009)

A figura 3 apresenta um diagrama P x h genérico para um ciclo de compressão de vapor, contrastando o ciclo ideal e real. Os graus de superaquecimento e de subresfriamento são diferenças de temperaturas que normalmente surgem na operação de ciclos reais de refrigeração por compressão de vapor (LOAIZA, 2009).

2.2 Volumes de Controle

A seguir serão apresentadas as equações de conservação de massa e de energia aplicadas aos diferentes volumes de controle definidos para o presente trabalho.

A equação de conservação de massa aplicada a um volume de controle é dada por:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.1)$$

A equação (2.1) atende a um volume de controle com propriedades uniformemente distribuídas, e um número finito de seções de entrada e saída, cada uma com escoamento seccionalmente uniforme (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018).

Para uma condição perfeitamente estanque, tem-se $\frac{dm_{VC}}{dt} = 0$, e a equação (2.1) reduz-se a:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2.2)$$

Considerando as mesmas hipóteses originais, a equação de conservação de energia para um volume de controle é:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \frac{d(U + E_C + E_P)_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \quad (2.3)$$

Analisando o sistema estudado, assume-se a hipótese de que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis e, logo, podem ser desconsideradas. Dessa forma, a equação de conservação de energia aplicada a cada volume de controle se resume a:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \quad (2.4)$$

Sabendo que:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (2.5)$$

Considerando que a massa dentro de cada volume de controle é constante, ou seja, $\frac{dm}{dt} = 0$, a equação (2.5) pode ser simplificada na equação (2.6):

$$\frac{dU}{dt} = m \frac{du}{dt} \quad (2.6)$$

E o balanço de energia pode ser reescrito como:

$$m \frac{du}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \quad (2.7)$$

Considerando:

$$\dot{W}_{VC} = p \frac{dV}{dt} + \dot{W}_{ele} + \dot{W}_{eixo} \quad (2.8)$$

Se o volume é constante e \dot{W}_{ele} e \dot{W}_{eixo} forem nulos, o termo do trabalho \dot{W}_{VC} é nulo, e, por definição:

$$c_v = \frac{du}{dT} \quad (2.9)$$

Logo, a equação do balanço de energia pode ser reescrita como:

$$mc_v \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \quad (2.10)$$

2.2.1 Ambiente Controlado (VC 1)

Para esse volume de controle, foram consideradas as seguintes hipóteses:

- 1) Massa constante de ar;
- 2) Propriedades uniformemente distribuídas do ar;
- 3) Ar seco.

Para o ambiente controlado, a carga térmica é estimada principalmente com base no calor transmitido através das paredes ($U_w A_w (T_e - T_1)$), e nas fontes de luz internas e no calor emitido pelas pessoas no interior da sala (estes dois últimos perfazendo \dot{Q}_1).

Da hipótese (1), a conservação de massa fica:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ar} \quad (2.11)$$

Ar do ambiente condicionado (VC 1) é forçado através do evaporador (VC 2) com uma vazão mássica. Logo, combinando a equação (2.11) com o balanço de energia, tem-se:

$$\frac{dT_1}{dt} = [U_w A_w (T_e - T_1) + \dot{Q}_1 + \dot{m}_{ar} c_{par} (T_2 - T_1)] \frac{1}{c_{var} m_{ar1}} \quad (2.12)$$

2.2.2 Lado do Ar no Evaporador (VC 2)

Nesse volume de controle, além das hipóteses assumidas no item anterior, considera-se ainda uma interação com o Volume de Controle 4 e despreza-se a perda ou ganho de calor no evaporador (PARISE; VARGAS, 1995). Logo:

$$\frac{dT_2}{dt} = [\dot{m}_{ar} c_{par} (T_1 - T_2) - \dot{Q}_4] \frac{2}{c_{var} m_{ar2}} - \frac{dT_1}{dt} \quad (2.13)$$

Explica-se o termo $\frac{dT_1}{dt}$ na equação (2.13) pelo fato de que T_2 é a temperatura do ar na saída do evaporador, e não a temperatura do volume de controle 2. A temperatura do volume de controle 2 é considerada como sendo a média de T_1 e T_2 , ou seja:

$$T_{VC2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2.14)$$

Unindo a equação (2.14) com a (2.9), chega-se à conclusão da explicação do termo $\frac{dT_1}{dt}$ na equação (2.13):

$$c_v = du \cdot \frac{2}{d(T_1 + T_2)} \longrightarrow du = \frac{c_v}{2} \cdot (dT_1 + dT_2) \quad (2.15)$$

2.2.3 Lado do Ar no Condensador (VC 3)

Considerando as mesmas hipóteses anteriores, tem-se, para o Volume de Controle 3, o seguinte balanço de energia:

$$\frac{dT_3}{dt} = [\dot{Q}_7 + \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} (T_e - T_3)] \frac{1}{c_{v_{ar}} m_{ar3}} \quad (2.16)$$

2.2.4 Lado do Refrigerante no Evaporador (VC 4)

Como explicado anteriormente, de forma a buscar uma abordagem mais simples, assume-se uma resposta instantânea para o refrigerante tanto no evaporador (VC 4) quanto no condensador (VC 7).

Dessa forma, para o Volume de Controle 4, assume-se a seguinte relação:

$$T_4 = T_1 - \Delta T_{ev} \quad (2.17)$$

A equação (2.17) é suficiente para descrever a troca de calor do meio mais frio (Ambiente Controlado – VC 1) para o meio mais quente (Lado do Refrigerante do evaporador – VC 4).

Como o refrigerante está saturado no Volume de Controle 4, a pressão neste volume de controle pode ser obtida pela equação (2.18):

$$p_4 = f(T_4) \quad (2.18)$$

No entanto, devido ao fato de o refrigerante R-410A ser uma mistura quase azeotrópica, a equação (2.18) deve ser substituída pela equação (2.19):

$$p_4 = f(T_4, x = 0,5) \quad (2.19)$$

A equação (2.19), assim como todas as seguintes equações descritas pela forma de uma variável termodinâmica sendo obtida por meio de uma função de duas

outras variáveis termodinâmicas, foi estabelecida a partir da utilização das “livrarias” (*libraries*) do REFPROP . Essas livrarias permitem obter os valores das propriedades do refrigerante (uma substância pura ou uma mistura de substâncias puras, escolhida pelo usuário).

Com a utilização de uma válvula de expansão eletrônica, também é possível garantir a aplicação de um grau de superaquecimento constante na saída do evaporador e entrada do compressor, independentemente do que acontece com o sistema. Tal ocorrência pode ser traduzida na seguinte equação:

$$T_d = T_4 + \Delta T_{sa} \quad (2.20)$$

Para determinar o volume específico do refrigerante para o mesmo ponto, sabendo que $p_d = p_4 = p_{ev}$, tem-se:

$$v_d = f(T_d, p_4) \quad (2.21)$$

A partir de duas propriedades conhecidas para o ponto “d”, define-se um estado termodinâmico. Logo, a entalpia do ponto “d” pode ser determinada a partir das mesmas variáveis utilizadas na equação (2.21). Isto é:

$$h_d = f(T_d, p_4) \quad (2.22)$$

Para a simulação do sistema, também é necessário conhecer a taxa de transferência de calor do evaporador. De forma a não limitar a simulação do sistema pelas simplificações impostas ao considerar uma resposta instantânea para o fluido refrigerante, a formulação da taxa de calor no evaporador deve ser realizada pelo lado do fluido refrigerante. Assim:

$$\dot{Q}_4 = \dot{m}_r(h_d - h_c) \quad (2.23)$$

2.2.5 Compressor (VC 5)

Para o compressor, existe apenas um fluxo de entrada e um fluxo de saída. Logo, tem-se (2.24) para o balanço de massa aplicado ao compressor:

$$\dot{m}_{r_e} = \dot{m}_{r_s} = \dot{m}_r \quad (2.24)$$

A vazão do refrigerante é obtida por Parise (2019):

$$\dot{m}_r = \frac{V_c}{v_d} N \left\{ 1 - r \left[\left(\frac{p_a}{p_d} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} C_v \quad (2.25)$$

Sabendo que $p_a = p_7$ e $p_d = p_4$, a equação (2.25) pode ser reescrita como:

$$\dot{m}_r = \frac{V_c}{v_d} N \left\{ 1 - r \left[\left(\frac{p_7}{p_4} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} C_v \quad (2.26)$$

De acordo com Parise (2019), a potência de um compressor politrópico pode ser obtida por:

$$\dot{W}_{cp} = \frac{n}{n-1} p_d v_d \left[\left(\frac{p_a}{p_d} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dot{m}_r \quad (2.27)$$

Aplicando as mesmas substituições utilizadas para a vazão do refrigerante, a equação (2.27) pode ser reescrita como:

$$\dot{W}_{cp} = \frac{n}{n-1} p_4 v_d \left[\left(\frac{p_7}{p_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dot{m}_r \quad (2.28)$$

No entanto, para se avaliar a verdadeira potência do compressor, devem-se considerar perdas mecânicas e elétricas envolvidas. Isso é feito ao se introduzir a eficiência do compressor η_{cp} . Assim:

$$\dot{W}_{cp\,real} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_{cp}} \quad (2.29)$$

O estado do fluido refrigerante na saída do compressor é avaliado considerando a hipótese de compressão politrópica. Logo:

$$p_4 v_d^n = p_7 v_a^n \longrightarrow v_a = \left(\frac{p_4}{p_7} \right)^{\frac{1}{n}} v_d \quad (2.30)$$

2.2.6 Dispositivo de Expansão (VC 6)

O sistema abordado nesse trabalho utiliza uma válvula de expansão eletrônica. Tal mecanismo controla a vazão de refrigerante de acordo com os níveis de pressão e temperatura enviados por um controlador eletrônico.

É assumido que esse dispositivo é adiabático e, como não há trabalho envolvido nesse volume de controle, tem-se o seguinte balanço de energia:

$$h_b = h_c \quad (2.31)$$

2.2.7 Lado do Refrigerante no Condensador (VC 7)

De forma análoga ao item (2.2.4), tem-se, para o Volume de Controle 7, a seguinte relação:

$$T_7 = T_e + \Delta T_{cd} \quad (2.32)$$

Assim como no Volume de Controle 4, o refrigerante também está saturado no Volume de Controle 7:

$$p_7 = f(T_7, x = 0, 5) \quad (2.33)$$

Considerando um grau de subresfriamento fixo para o sistema na saída do condensador, é possível assumir a seguinte relação:

$$T_b = T_7 - \Delta T_{sr} \quad (2.34)$$

Com as equações (2.33) e (2.34), define-se o estado termodinâmico “b”. Assim:

$$h_b = f(T_b, p_7) \quad (2.35)$$

Similarmente ao que acontece para o evaporador, a taxa de calor do condensador também é necessária para a simulação do sistema e, de forma preservar a metodologia utilizada, ela é obtida da mesma maneira utilizada no item (2.2.4). Logo:

$$\dot{Q}_7 = \dot{m}_r(h_b - h_a) \quad (2.36)$$

Com:

$$h_a = f(p_7, v_a) \quad (2.37)$$

Ao observar a equação (2.36) e o diagrama P_xh genérico exposto na figura 3, nota-se que os valores da taxa de calor do condensador seriam sempre negativos. Tal afirmação faz sentido físico, já que o calor do condensador é liberado para o ambiente e, por convenção, calor “de saída” é assumido negativo. No entanto, as equações apresentadas neste trabalho para a dinâmica do sistema já consideram essa convenção, fazendo necessário que a equação (2.36) seja apresentada em valor absoluto. Dessa forma, traduz-se na equação (2.38), abaixo:

$$\dot{Q}_7 = \dot{m}_r(h_a - h_b) \quad (2.38)$$

2.3 Períodos “Off”

Com o controle *on-off* para os sistemas de resfriamento, existem momentos em que a temperatura do ambiente condicionado chega a uma temperatura mínima de operação (alguns graus abaixo da temperatura determinada, *setpoint*) e o compressor é desligado. Ele se mantém dessa forma até que a temperatura se eleve a um nível máximo (alguns graus acima do *setpoint*) e, só assim, o compressor volta a funcionar.

No presente trabalho, assume-se que não existe migração de refrigerante durante os períodos “off”, o que faz com que a vazão mássica de refrigerante caia instantaneamente a zero assim que a temperatura mínima de funcionamento é atingida.

2.4 Método de Solução das EDOs

Para a solução das equações diferenciais ordinárias do modelo do sistema, foi utilizado o Método de Euler. Este é o mais simples e mais antigo dos métodos numéricos utilizados na solução particular de equações diferenciais. Foi criado no séc. XVIII pelo matemático Leonhard Euler (1707 – 1783) (SILVA, 2016).

O Método de Euler calcula uma aproximação y_i da solução exata $y(x_i)$, sujeita a determinada condição inicial, nos respectivos pontos (BRITO; AMARAL, 2012):

$$x_i = a + i\Delta t, \quad i = 0, 1, 2, \dots, N \quad (2.39)$$

onde Δt é passo da aproximação e N é o número de subintervalos.

O Método de Euler é um método de primeira ordem, cuja aproximação se dá por uma reta. A equação principal desse método é dada por:

$$\begin{aligned} y_{i+1} &= y_i + \Delta t \cdot f(x_i, y_i) \\ y_1 &= y(x_1) \quad (\text{condição inicial}) \end{aligned} \quad (2.40)$$

2.5 Consumo de Energia Elétrica

De posse dos valores de potência real do compressor para cada instante de tempo (i), é possível calcular o consumo de energia elétrica total a partir da equação (2.41):

$$E_{eletrica_{total}} = \sum_{i=1}^N W_{cp_{real\,i}} \cdot \Delta t \quad (2.41)$$

2.6 Efetividades dos Trocadores de Calor

As efetividades dos trocadores de calor são calculadas através a partir da razão entre a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido quente sobre a diferença máxima de temperatura. Logo:

$$Ef_{ev} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_c} \quad (2.42)$$

$$Ef_{cd} = \frac{T_a - T_b}{T_a - T_e} \quad (2.43)$$

Observando a figura 3, $T_c = T_4$, e, pela hipótese de resposta instantânea: $\Delta T_{ev} = T_1 - T_4$. Assim, a equação (2.42) pode ser rescrita como a equação (2.42):

$$Ef_{ev} = \frac{T_1 - T_2}{\Delta T_{ev}} \quad (2.44)$$

2.7 Desempenho do Condicionador de Ar

O desempenho de um condicionador de ar é quantificado em termos da razão entre a capacidade do condicionador de retirar calor do ambiente condicionado e a potência real consumida pelo compressor. Essa razão é chamada de Coeficiente de Performance (COP) e, quanto maior o seu valor, mais eficiente é o equipamento.

$$COP = \frac{\dot{Q}_4}{\dot{W}_{cp_{real}}} \quad (2.45)$$

Considerando a hipótese acatada no item (2.3), o coeficiente de performance será igual a zero nos períodos em que o compressor estiver desligado.

Etiqueta de Eficiência Energética

A Etiqueta de Eficiência Energética é o Selo de Conformidade do Inmetro que evidencia o atendimento aos requisitos de desempenho estabelecidos em normas e regulamentos técnicos.

Dependendo do critério de desempenho avaliado, ela recebe nomes diferentes. Quando a principal informação é a eficiência energética do produto, por exemplo, ela se chama Etiqueta Nacional de Conservação de Energia, e classifica os produtos em faixas coloridas que variam da mais eficiente (A) à menos eficiente (de C até G, dependendo do produto).

Cada linha de eletrodoméstico possui sua própria etiqueta, mudando de acordo com as suas características técnicas (INMETRO, 2019).

Na tabela 1, é possível visualizar os critérios de etiquetagem dos condicionadores de ar tipo *split* Hi-Wall de acordo com o seu coeficiente de performance.

Tabela 1 – Selo PROCEL de economia de energia - condicionadores de ar *split hi-wall*

Classe	Coeficiente de Performance (W/W)		
A	3,23	< COP	
B	3,02	< COP =	3,23
C	2,81	< COP =	3,02
D	2,60	< COP =	2,81

ENCE - Etiqueta Nacional de Conservação de Energia 2018

3 Estudo de Caso

Para o presente trabalho, foi determinado que a simulação do funcionamento do condicionador de ar deve considerar o mesmo instalado em uma típica sala de professor da PUC - Rio. Portanto, neste capítulo, são descritos os métodos de definição e estimativa das variáveis de entrada atreladas ao ambiente condicionado definido, e, em seguida, são realizadas as simulações pertinentes para a análise do sistema.

3.1 Tamanho do Ambiente Controlado

Para qualquer modelagem de sistemas de refrigeração, é necessário ter conhecimento sobre as dimensões (comprimento, largura, altura) do ambiente no qual o condicionador de ar está instalado. Esses valores são importantes para o cálculo do calor absorvido através do ambiente externo e da quantidade de massa de ar que deve ser resfriada no ambiente controlado.

A tabela 2 apresenta as dimensões referentes a uma típica sala de professor da PUC – Rio, utilizada, nesse trabalho, como local base para a análise do funcionamento do sistema.

Tabela 2 – Dimensões do Ambiente Controlado

Dimensão	Tamanho [m]
Comprimento	6
Largura	4,5
Altura	3

3.1.1 Área Total das Paredes

A partir das dimensões expostas no item (3.1), é possível obter a área total de troca de calor por condução através das paredes da sala:

$$A_w = 2 \cdot \text{Comprimento} \cdot \text{Altura} + 2 \cdot \text{Largura} \cdot \text{Altura} \quad (3.1)$$

Para o caso estudado, o valor total é de 63 m^2 .

3.1.2 Volume da Sala

Assim como no item anterior, utilizando as dimensões da sala, obtém-se o volume da sala vazia mediante a equação (3.2):

$$V_{sv} = Comprimento \cdot Largura \cdot Altura \quad (3.2)$$

o que resulta num valor de 81 m^3 para o volume da sala vazia.

Considerando um valor de 10% ocupado por qualquer elemento diferente do ar, obtém-se um valor de aproximadamente $72,9 \text{ m}^3$ para o volume ocupado pelo ar na sala.

3.2 Massa de Ar na Sala

Com o valor do volume da sala cheia obtido no item (3.1.2), calcula-se a massa de ar na sala por meio da equação (3.3):

$$m_{ar_1} = \rho_{ar} \cdot V_{ar_1} \quad (3.3)$$

Considera-se a densidade do ar constante para toda a simulação. Logo, o valor para a mesma para ar seco a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e 100 kPa é de $1,169 \text{ kg/m}^3$. Dessa forma, obtém-se aproximadamente $85,22 \text{ kg}$ para a massa de ar no interior da sala.

3.3 Conforto Térmico

Segundo a norma regulamentadora 17 do Ministério do Trabalho (NR17), a temperatura ideal de locais onde são executadas atividades que exijam solicitação intelectual e atenção constantes, tais como salas de controle, laboratórios, escritórios, salas de desenvolvimento, dentre outros, deve estar entre $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e $23 \text{ }^\circ\text{C}$. Diante de tal regulamentação, foi estabelecida como temperatura de referência do interior da sala, $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Em relação ao controle do termostato, foi definida uma diferença limite de dois graus tanto para cima quanto para baixo em relação a temperatura estabelecida. Isso significa que o compressor do condicionador de ar será desligado toda vez que a temperatura da sala atingir $18 \text{ }^\circ\text{C}$ e será religado toda vez que o ar da sala aquecer até a temperatura de $22 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.4 Carga Térmica

Neste item, serão descritos os métodos utilizados para estimar a carga térmica no interior do ambiente controlado.

3.4.1 Calor Liberado por Pessoas

Para estimar o calor liberado pelas pessoas no interior do ambiente controlado, foi utilizada a tabela 3 de acordo com os parâmetros vigentes da ABNT.

Tabela 3 – Calor liberado por pessoas

Calor liberado por pessoas (kcal/h) [W]		
Local	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio
Teatro, escola primária	(98) [113,97]	(88) [102,34]
Escritórios, hotéis, apartamentos, Universidades	(120) [139,56]	(113) [131,42]
Supermercados varejistas, lojas	(139) [161,66]	(113) [131,42]
Fármacia, drogarias	(139) [161,66]	(126) [146,54]
Bancos	(139) [161,66]	(126) [146,54]
Restaurante	(126) [146,54]	(139) [161,66]
Fábrica, trabalho leve	(202) [234,93]	(189) [219,81]
Salão de baile	(227) [264]	(214) [248,88]
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	(252) [293,08]	(252) [293,08]
Boliches, fábricas, ginásio	(378) [439,61]	(365) [424,49]

ABNT NBR 16401:2008

Considerando a permanência de três pessoas no interior da sala e o valor correspondente ao metabolismo de um homem adulto em escritórios, hotéis, apartamentos ou universidades, tem-se o valor de 360 *kcal/h* ou 418,68 *W* para o calor liberado pelas pessoas na sala.

3.4.2 Calor Liberado por Equipamentos de Escritório

Tabela 4 – Calor liberado por equipamentos de escritório

Calor liberado por equipamentos de escritório [W]		
	Uso contínuo	Modo economizador
Computadores		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

ABNT NBR 16401:2008

Utilizando a tabela 4 e considerando o valor médio de dois computadores e o valor de dois monitores, todos em uso contínuo, obtêm-se o valor de 250 *W* para o calor liberado por equipamentos de escritório na sala.

3.4.3 Calor Liberado pela Iluminação

De acordo com a mesma norma da ABNT utilizada nos itens anteriores, foi assumido um valor de 16 *W/m²* para o calor liberado pela iluminação do interior da sala. Dessa forma, e, considerando as dimensões do item (3.1), obtêm-se um valor de 360 *W* para o calor liberado pela iluminação.

3.4.4 Resultados

A tabela 5 apresenta os resultados dos cálculos para cada ganho de calor, assim como sua soma, que representa a carga térmica total que deverá ser continuamente retirada do ambiente controlado pelo condicionador de ar. O objetivo é que seja estabelecida uma temperatura de 20 °C, em virtude do conforto térmico dos indivíduos no interior da sala.

Tabela 5 – Resultados dos cálculos de carga térmica

Fonte de carga térmica	[W]	(%)
Pessoas	418,68	40,7
Equipamentos	250	24,3
Iluminação	360	35
Total	1028,68	100

3.5 Simulações e Resultados

No presente capítulo serão discutidas as simulações realizadas para o ciclo de refrigeração proposto e os seus resultados.

3.5.1 Dados de Entrada

A seguir, são apresentados os dados de entrada utilizados durante as simulações.

Dados Gerais:

- Tempo máximo de simulação: $1200 [s] = 20 [min]$;
- Passo da simulação: $0,01 [s]$;
- Temperatura externa: $30 [^{\circ}C]$;
- Temperatura determinada para o ambiente condicionado: $20 [^{\circ}C]$;
- Vazão mássica de ar nos trocadores de calor: $0,8 [kg/s]$;
- Calor específico do ar a pressão constante: $1004 [J/(kg \cdot K)]$;
- Calor específico do ar a volume constante: $717 [J/(kg \cdot K)]$;
- Expoente politrópico: 1,1 (MOTTA; BRAGA; PARISE, 1996);
- Coeficiente de transferência de calor global através das paredes do ambiente condicionado: $1.472 [W/(m^2 \cdot K)]$ (PARISE; VARGAS, 1995);
- Área total das paredes do ambiente controlado: $63 [m^2]$;
- Carga térmica total dentro do ambiente controlado: $1028,68 [W]$;
- Massa de ar dentro do ambiente controlado: $85,22 [kg]$.

Dados do evaporador:

- Diferença fixa de temperatura de evaporação: 15 [K];
- Massa de ar no evaporador: 0,03 [kg].
- Grau de superaquecimento no evaporador: 3 [K];

Dados do condensador:

- Diferença fixa de temperatura de condensação: 12 [K];
- Massa de ar no condensador: 0,03 [kg].
- Grau de subresfriamento no condensador: 1 [K];

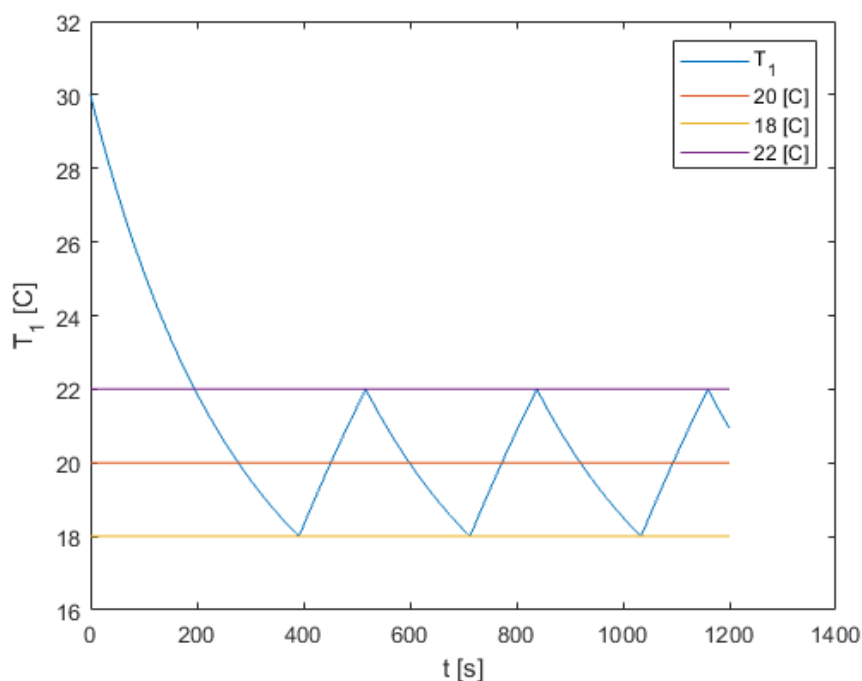
Dados do compressor:

- Cilindrada: $12 \cdot 10^{-6}$ [cm³];
- Frequência angular: 60 [Hz];
- Razão de espaço nocivo: 3%;
- Coeficiente volumétrico: 0,85;
- Eficiência do compressor: 0,55.

3.5.2 Resultados

Neste item, são expostos os gráficos obtidos por meio da simulação do sistema. Tais curvas são analisadas quanto à coerência com os comportamentos reais esperados, e, conseqüentemente, avalia-se o desempenho do código computacional.

3.5.2.1 Temperatura do Ambiente Condicionado

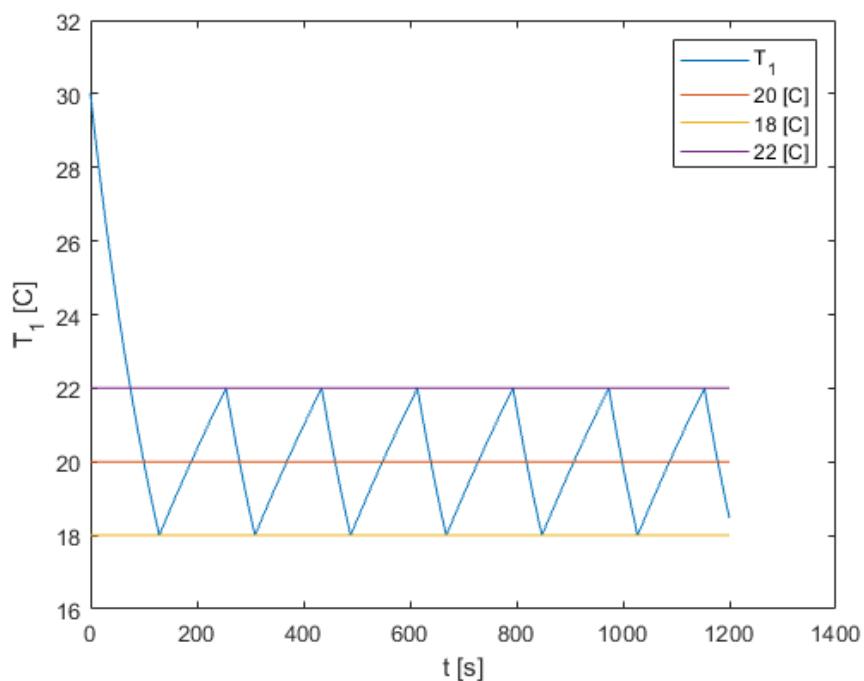
Figura 4 – Temperatura do ambiente controlado - funcionamento tradicional

Própria (2019)

Como pode ser observado na figura 4, o comportamento da temperatura do ambiente condicionado do modelo está de acordo com o comportamento esperado, isto é, real.

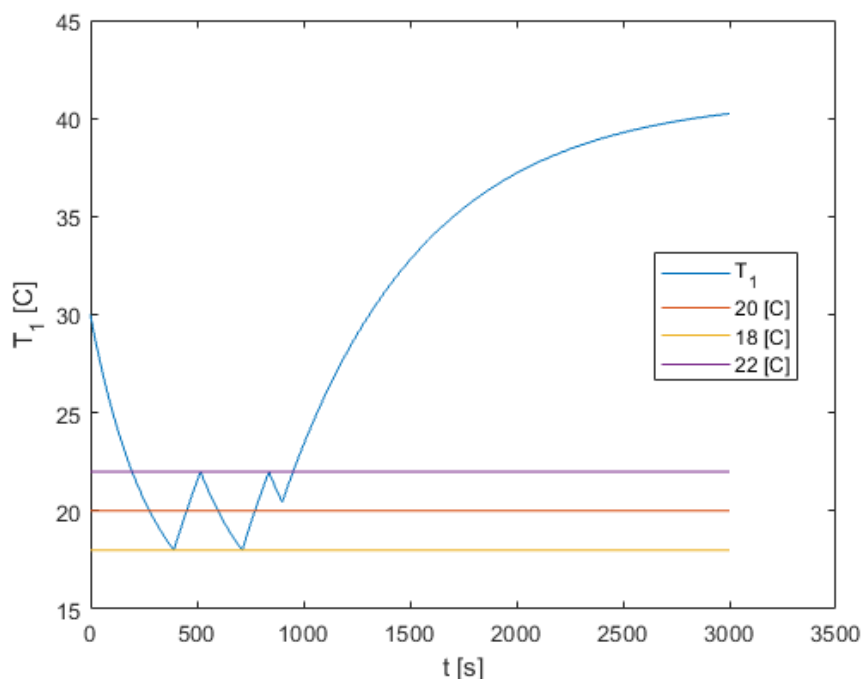
Determina-se a temperatura desejada no controle do termostato e, por consequência, as temperaturas mínima e máxima aceitáveis. Dá-se partida com o ambiente controlado em equilíbrio térmico com o meio externo, e calor começa a ser retirado do ambiente condicionado. Assim que a temperatura mínima limite é atingida, o controle do termostato desliga o compressor. A partir deste instante e até o momento de religamento do compressor, a temperatura do ambiente condicionado sobe, obviamente. Esse comportamento se repete durante todo o funcionamento do sistema.

Na figura 4, observa-se que o sistema demora aproximadamente 270 segundos (quatro minutos e meio) para igualar a temperatura do ambiente condicionado àquela determinada no controle do termostato.

Figura 5 – Temperatura do ambiente controlado - cilindrada do compressor 2x original

Própria (2019)

A figura 5 mostra a influência, esperada e comprovada, de se utilizar um compressor com maior cilindrada. Quanto maior a cilindrada do compressor, maior o trabalho do mesmo (assumindo-se as demais variáveis constantes) e mais rápido ocorre o resfriamento. Na figura 5, observa-se que a temperatura do ambiente controlado chegou ao nível desejado em um valor próximo a 100 segundos em comparação à marca previamente estabelecida de aproximadamente 270 segundos.

Figura 6 – Temperatura do ambiente controlado - *shut down*

Própria (2019)

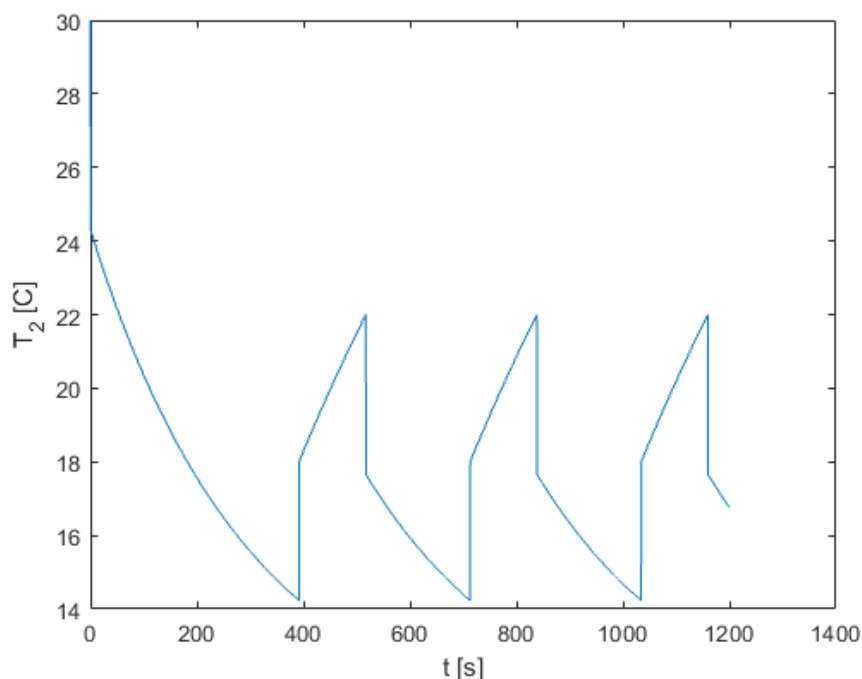
O comportamento real da temperatura interna de um ambiente, com carga térmica, no qual está instalado um condicionador de ar, ao ocorrer o desligamento do mesmo, é esta temperatura aumentar até se estabilizar em um nível superior ao da temperatura do ambiente externo.

A figura 6 mostra que o sistema é funcional para situações de desligamento repentino. Para as condições iniciais originais, a estabilização da temperatura do ambiente condicionado ocorre por volta de 40 °C e demora cerca de 2100 s (aproximadamente 35 *min*) a partir do momento do desligamento.

3.5.2.2 Temperatura do Ar na Saída do Evaporador

A temperatura do ar na saída do evaporador é a temperatura da massa de ar resfriada que entra no ambiente controlado, proveniente do condicionador de ar. Espera-se que a curva dessa temperatura tenha forma similar à da temperatura do ambiente controlado, mas a alguns graus abaixo, já que a massa de ar proveniente do evaporador é o que, efetivamente, resfria o ambiente controlado.

A figura 7 mostra basicamente o comportamento esperado para T_2 , com excessão das subidas e descidas instantâneas, dependentes da situação do compressor, ligado ou desligado.

Figura 7 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional

Própria (2019)

As subidas podem ser explicadas pelo fato de que, enquanto o sistema funciona, a massa de ar a T_1 (do ambiente controlado) é resfriada, e o ar na saída do evaporador está a T_2 . Quando o condicionador é desligado e como é assumido que não há inércia térmica nos trocadores de calor, o ar passa imediatamente a entrar e sair na mesma temperatura T_1 .

O mesmo princípio acontece em relação às descidas. A partir do momento em que o condicionador é religado, a temperatura T_2 do ar na saída do evaporador, que estava anteriormente a T_1 , cai imediatamente a uma temperatura abaixo. Por conta disso, o ar na saída do evaporador volta ser capaz de refrigerar o ambiente condicionado.

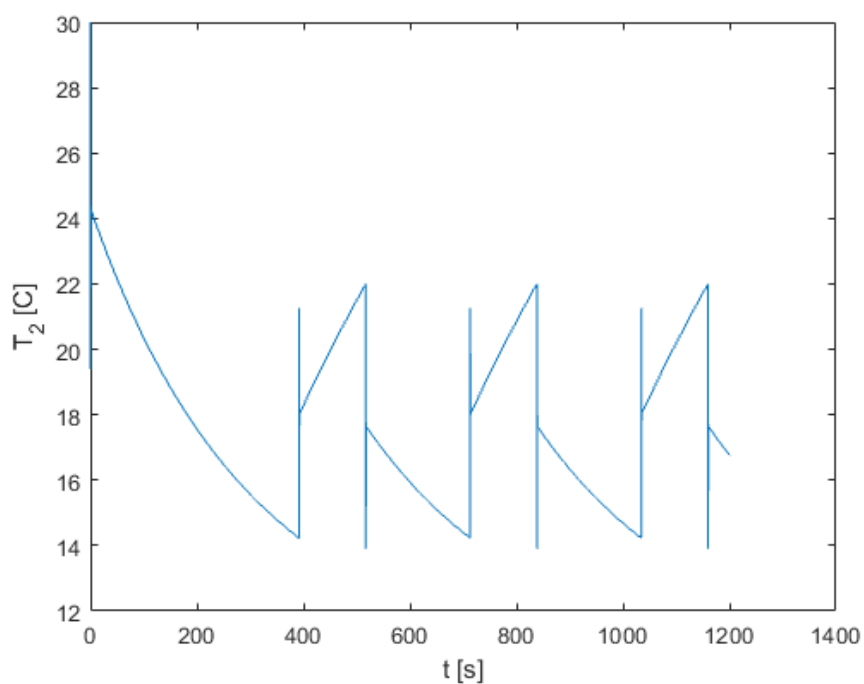
Levando em consideração tais comportamentos proporcionados pela hipótese da inexistência de inércia térmica nos trocadores de calor, é possível afirmar que o modelo está coerente dentro dos seus limites.

Gráfico de T_2 e Teste de Malha

A temperatura do ar na saída do evaporador, e o seu consequente gráfico, foi utilizada como ponderador do passo de simulação do sistema. Durante o desenvolvimento do código computacional, executou-se o mesmo para os seguintes passos: 0,025; 0,01 e 0,005 s.

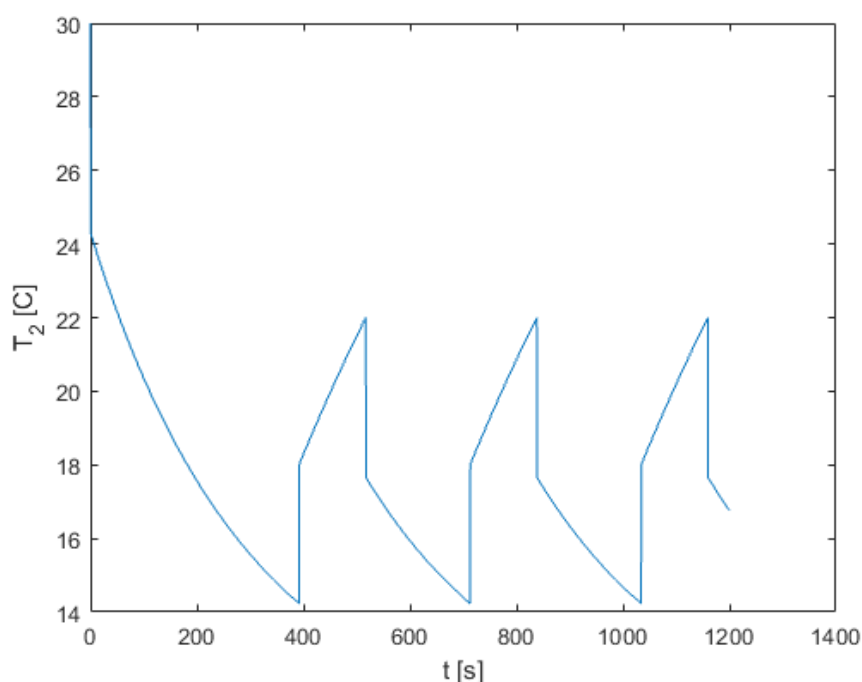
O gráfico resultante do passo 0,01 s é apresentado na figura 7. Os gráficos resultantes do passo 0,025 e do passo 0,005 são exibidos, respectivamente, nas figuras 8 e 9 abaixo:

Figura 8 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional com $\Delta t = 0,025$ s



Própria (2019)

Figura 9 – Temperatura do ar na saída do evaporador - funcionamento tradicional com $\Delta t = 0,005$ s



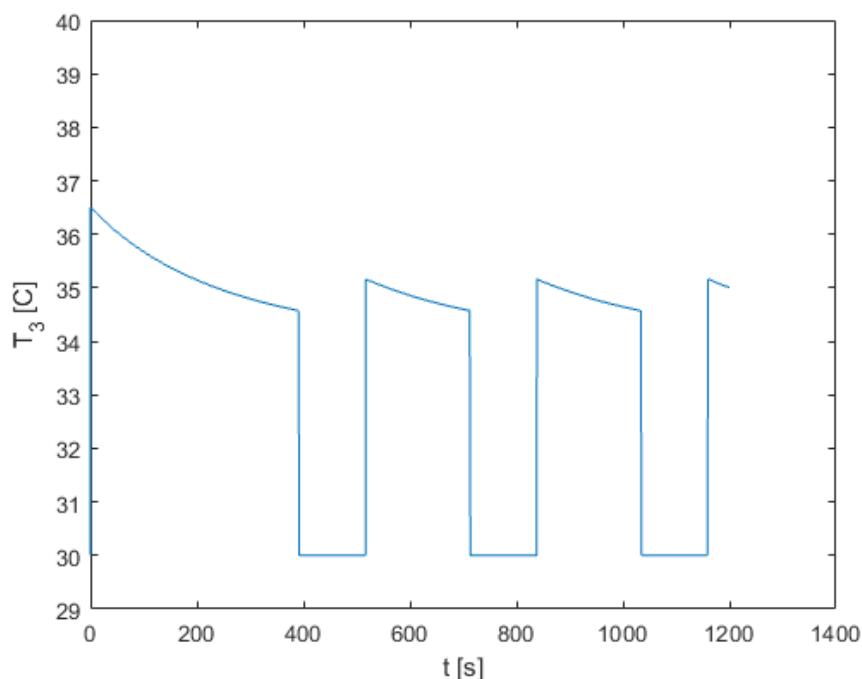
Própria (2019)

Diante dos resultados exibidos, escolheu-se 0,01 s como tamanho do passo de simulação, já que o passo 0,25 s retornava gráficos com erros de plotagem e o passo de 0,005 s não proporcionava mudanças significativas nos resultados, não justificando, assim, o tempo extra necessário para rodar a simulação.

3.5.2.3 Temperatura do Ar na Saída do Condensador

A temperatura do ar na saída do condensador é a temperatura da massa de ar que o condicionador libera ao ambiente. Naturalmente, essa temperatura deve ser superior à temperatura externa durante os períodos “on” do ciclo, pois, durante esses intervalos, o refrigerante recebe calor do ambiente controlado no evaporador. Pelo balanço global de energia, o calor liberado pelo condensador é a soma do calor recebido pelo evaporador e do trabalho adiabático do compressor.

Similiarmente ao que acontece para a temperatura do ar na saída do evaporador, como este modelo assume a hipótese de que não há inércia térmica nos trocadores de calor, a temperatura do ar na saída do condensador chega imediatamente ao nível da temperatura externa no momento em que o sistema é desligado.

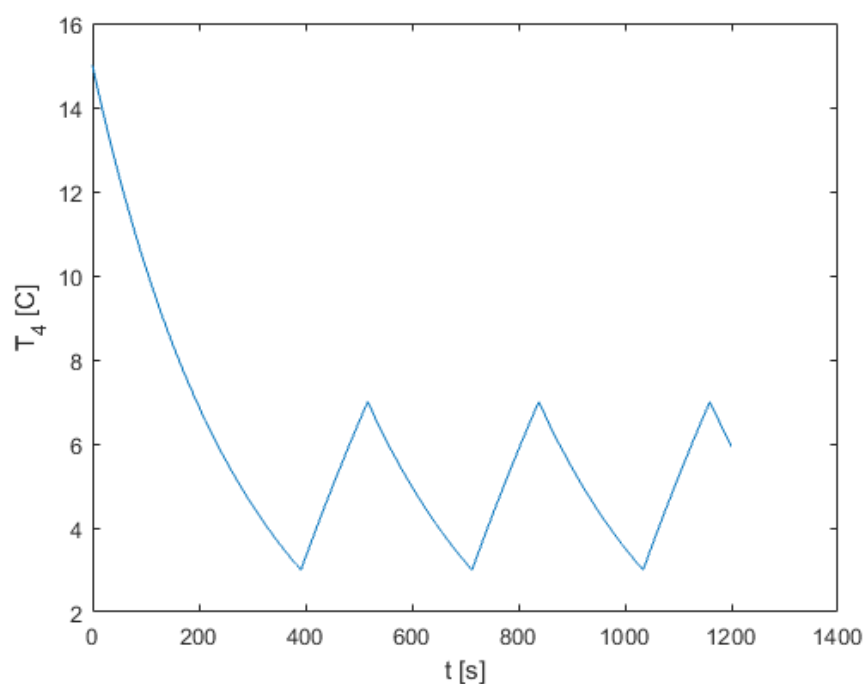
Figura 10 – Temperatura do ar na saída do condensador - funcionamento tradicional

Própria (2019)

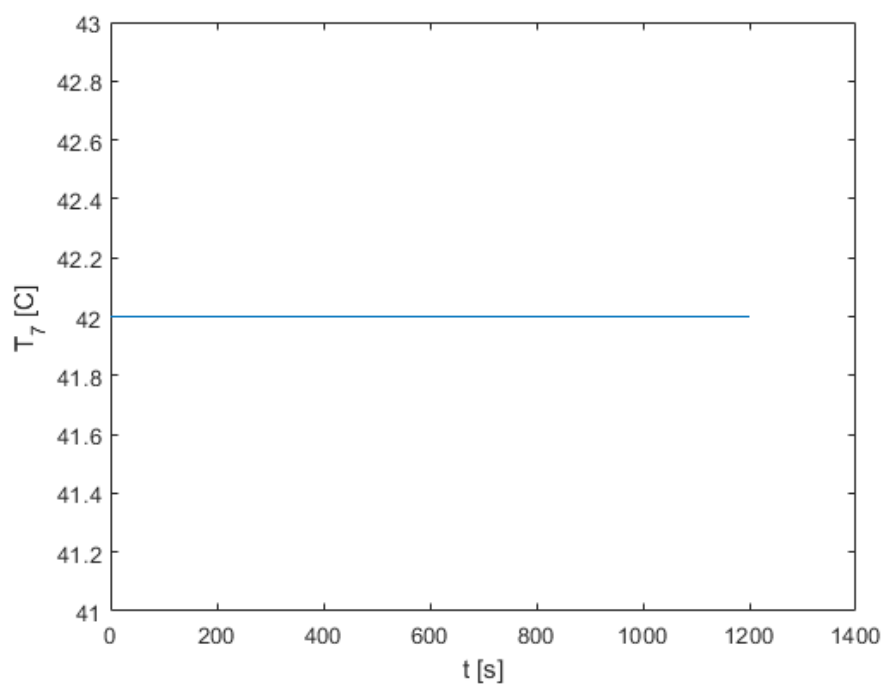
Diante dos argumentos apresentados, é correto afirmar que a figura 10 confirma o comportamento esperado para T_3 .

3.5.2.4 Temperaturas de Evaporação e de Condensação

Com a hipótese de resposta instantânea, espera-se que a temperatura de evaporação acompanhe o comportamento de T_1 considerando o decréscimo de ΔT_{ev} . A mesma expectativa é válida para temperatura de condensação, mas considerando o acréscimo de ΔT_{cd} em relação a temperatura externa.

Figura 11 – Temperatura de evaporação - funcionamento tradicional

Própria (2019)

Figura 12 – Temperatura de condensação - funcionamento tradicional

Própria (2019)

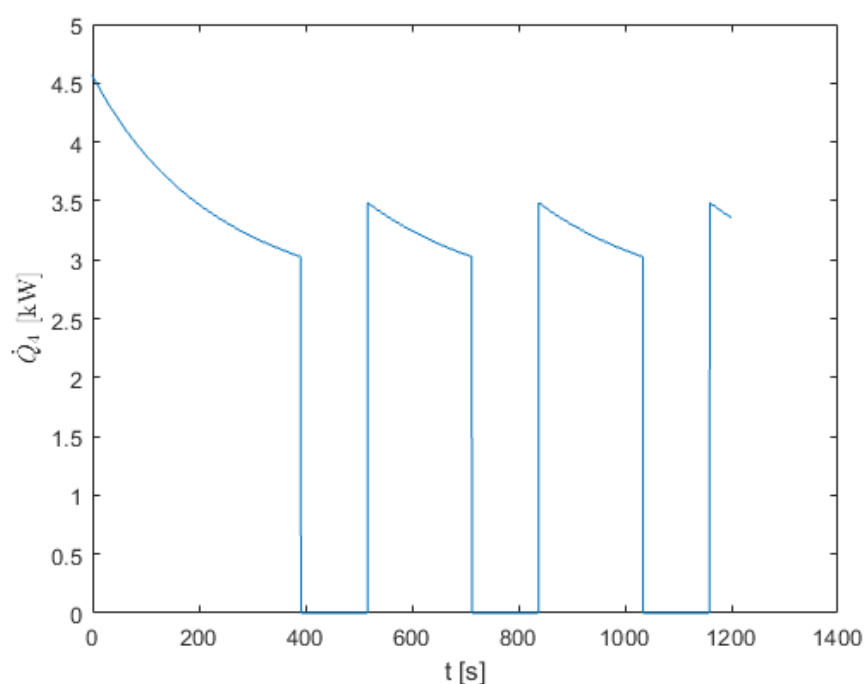
Por mais que as figuras 11 e 12 mostrem os resultados esperados para T_4 e T_7 , elas não simulam o comportamento real dessas temperaturas. Elas são apenas váli-

das para um modelo matemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que considera a dinâmica do ar em regime transiente e a hipótese de resposta instantânea para o fluido refrigerante.

3.5.2.5 Taxas de Transferência de Calor

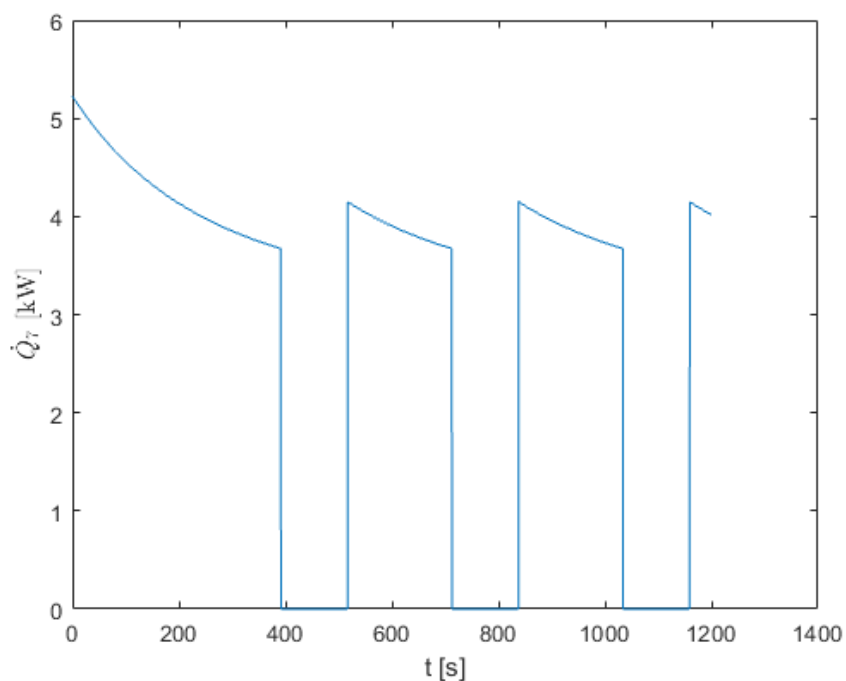
Quanto maior for diferença de temperatura, maior será a troca de calor e, consequente, maior será a taxa que quantifica essa troca. O comportamento da simulação é validado observando as figuras 13 e 14. Nessas figuras, nota-se que as curvas das taxas de troca de calor ficam mais suaves à medida que a temperatura do ambiente controlado aproxima-se da temperatura desejada, ou seja, à medida em que as diferenças de temperatura diminuem.

Figura 13 – Taxa de transferência de calor do evaporador - funcionamento tradicional



Própria (2019)

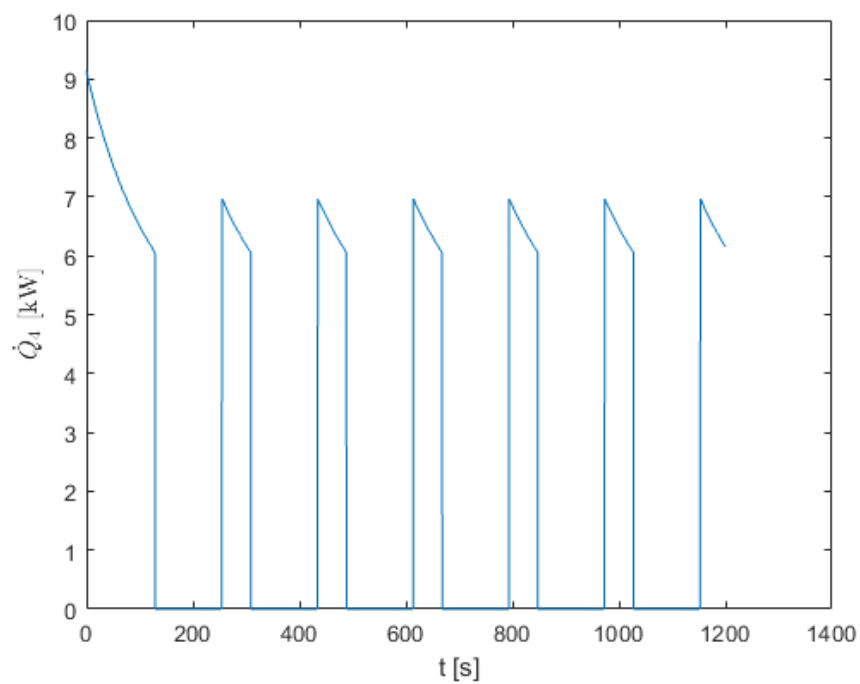
Especificamente de acordo com figura 13, é possível observar que o condicionador de ar simulado opera entre uma faixa de 3 a 4,5 kW ou 10236,43 a 15354,64 BTU/h.

Figura 14 – Taxa de transferência de calor do condensador - funcionamento tradicional

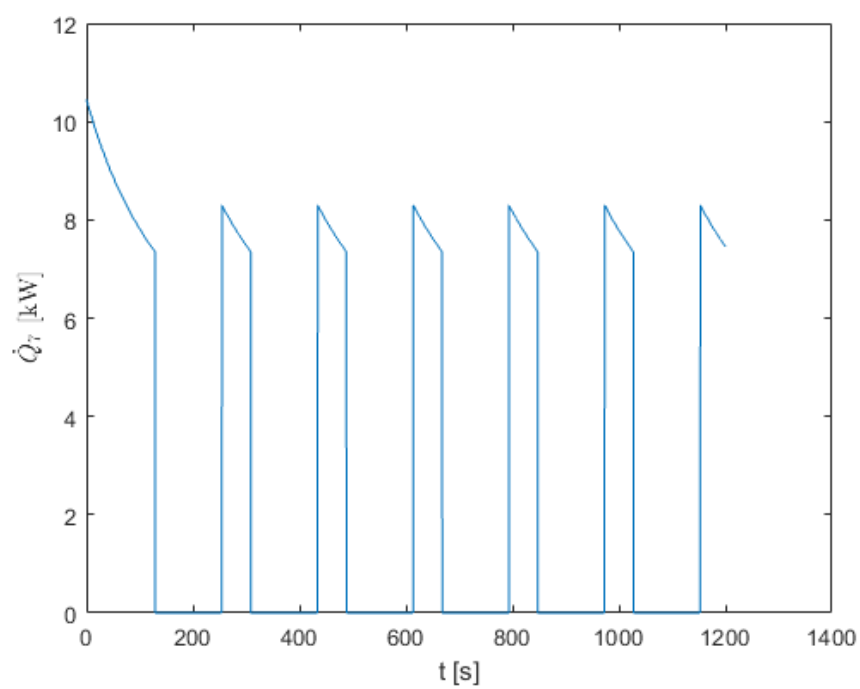
Própria (2019)

As taxas de transferência de calor chegam instantaneamente a zero nos períodos “off”, pois, durante os mesmos, assume-se que não há fluxo de refrigerante.

Com a utilização de um compressor mais potente (com maior cilindrada), espera-se que os níveis de troca de calor sejam mais altos e o ciclo ocorra mais rapidamente, pois há mais potência sendo inserida no sistema. As figuras 15 e 16 comprovam a usabilidade do modelo para essa aplicação.

Figura 15 – Taxa de transferência de calor do evaporador - cilindrada do compressor 2x original

Própria (2019)

Figura 16 – Taxa de transferência de calor do condensador - cilindrada do compressor 2x original

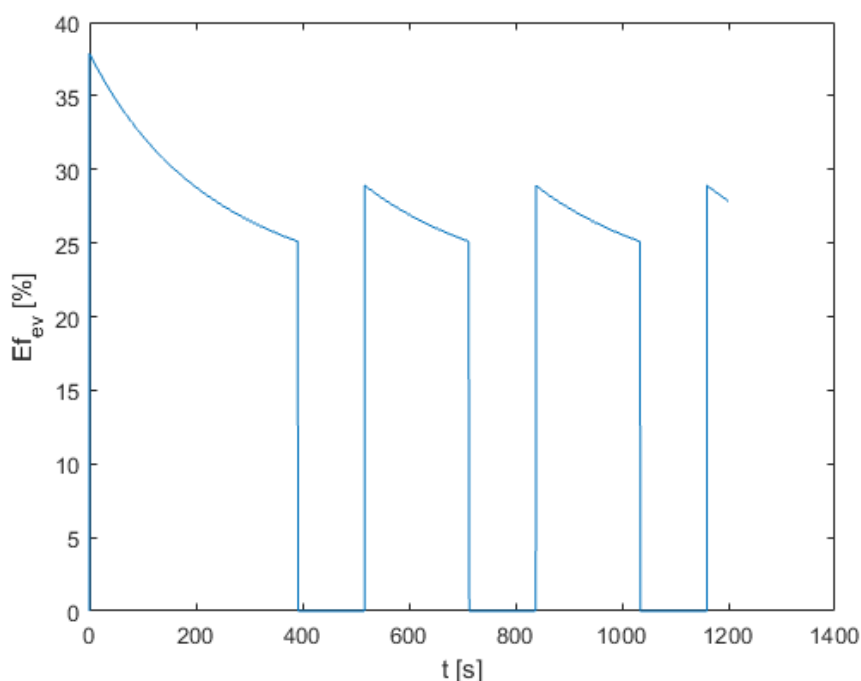
Própria (2019)

3.5.2.6 Efetividades

Evaporador

Nos períodos “off”, quando não há vazão de refrigerante, a efetividade do evaporador é obviamente nula. Durante os períodos de funcionamento do condicionador, a efetividade do evaporador oscila entre aproximadamente 25% e 38%.

Figura 17 – Efetividade do evaporador - funcionamento tradicional

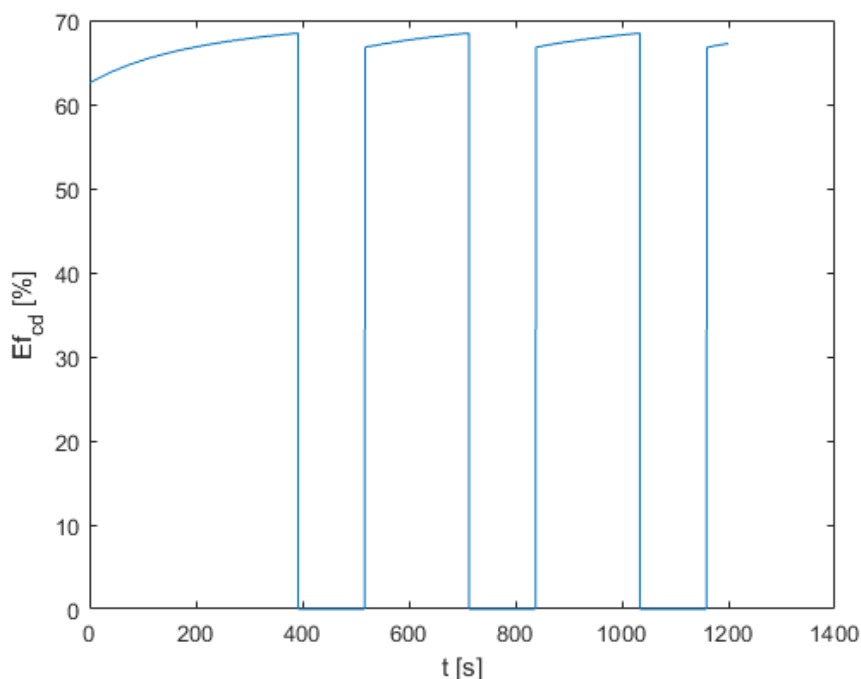


Própria (2019)

Mediante a relação estabelecida pela equação (2.42), fica claro que, pela hipótese de resposta instantânea, a efetividade do evaporador é inversamente proporcional à diferença de temperatura fixa estabelecida para evaporação, o que se configura como uma restrição severa no comportamento da efetividade.

Condensador

O comportamento da efetividade do condensador é análogo àquele do evaporador. Entretanto, nos períodos de funcionamento do sistema, a efetividade do condensador varia entre aproximadamente 63% e 69%.

Figura 18 – Efetividade do condensador - funcionamento tradicional

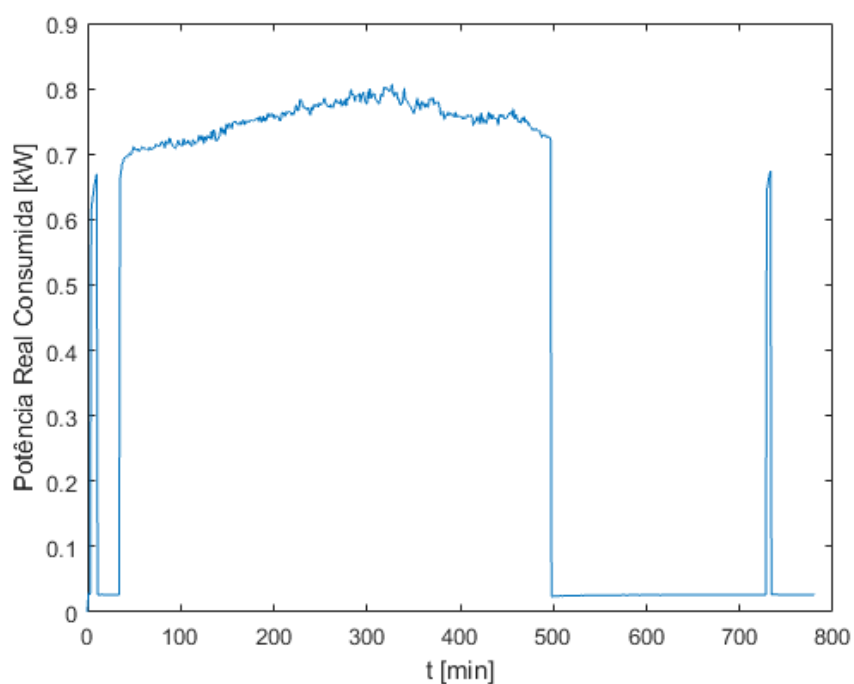
Própria (2019)

Como não foram levantados dados experimentais ou valores obtidos por meio de alguma outra simulação, não foram comparados os resultados obtidos para as efetividades deste projeto com valores de referência.

3.5.2.7 Potência do Compressor

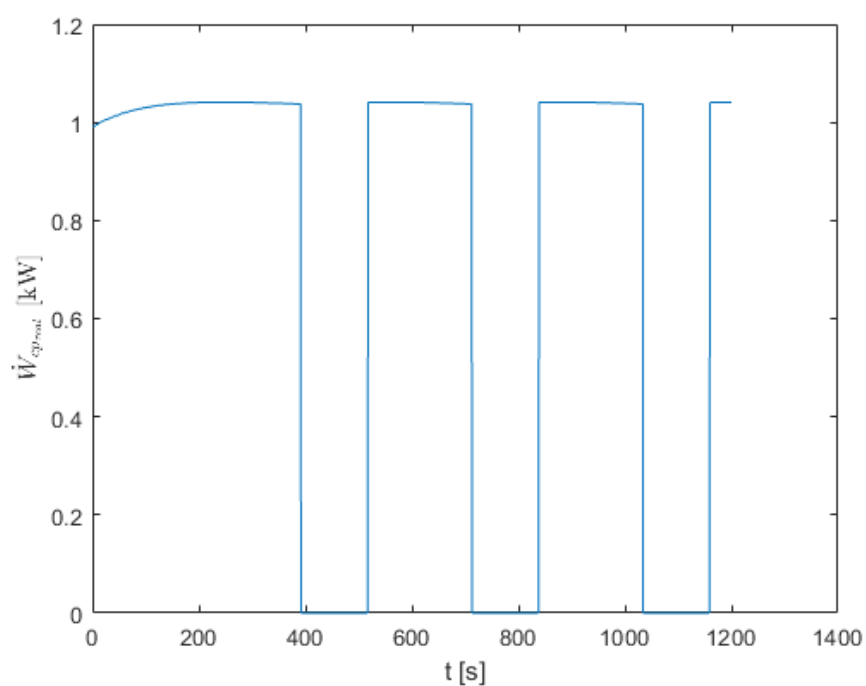
No funcionamento *on-off*, é esperado que a curva do compressor inicie seu funcionamento com valores cada vez maiores de potência consumida até atingir uma quase estabilização e a temperatura mínima admissível do sistema ser atingida. Quando isso ocorre, o compressor é imediatamente desligado e sua potência consumida chega a um valor mínimo, voltando imediatamente ao comportamento anterior assim que o sistema é religado.

A figura 19, proveniente de dados experimentais captados para um condicionador de ar *on-off* instalado dentro da sala de referência da PUC - Rio, sala 463L, dentro de um período entre as 8h às 21h do dia 30 de Junho de 2018, com intervalo de tempo de aquisição de 1 *min*, exemplifica o comportamento esperado.

Figura 19 – Potência real consumida - aquisição experimental

Própria (2019)

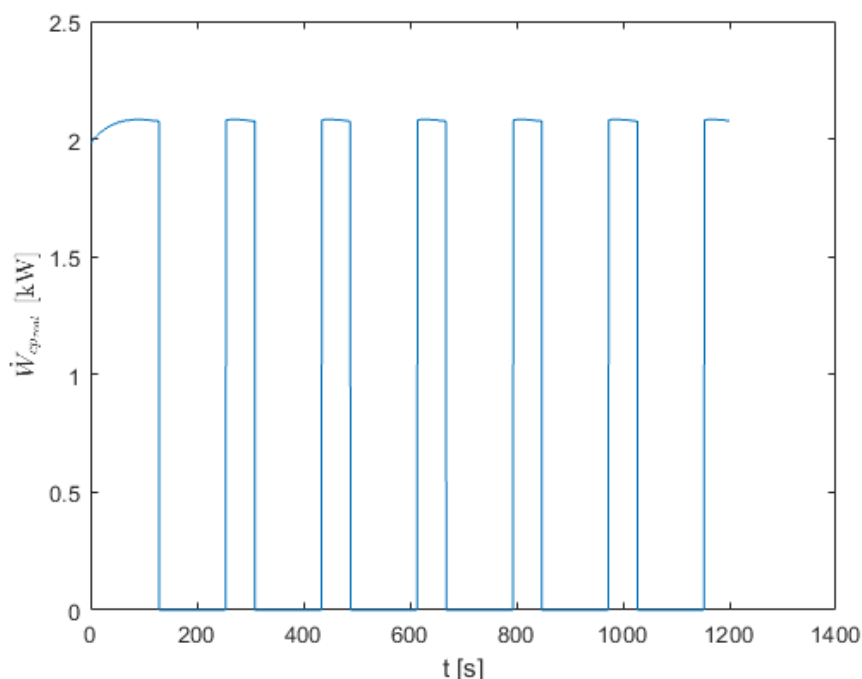
A figura 20 mostra um comportamento para a potência do compressor coerente com o esperado e o experimental, de certa forma, validando o modelo.

Figura 20 – Potência real consumida pelo compressor - funcionamento tradicional

Própria (2019)

Assim como no item (3.5.2.1), é interessante testar um compressor mais potente e checar se o gráfico da potência real consumida responde como esperado.

Figura 21 – Potência real consumida pelo compressor - cilindrada 2x original



Própria (2019)

Analisando a figura 21 em conjunto com as equações (2.26), constata-se que a potência consumida pelo compressor é diretamente proporcional ao valor das cilindradas do mesmo. Logo, ao dobrar esse valor, dobra-se a potência consumida.

3.5.2.8 Energia Elétrica Consumida

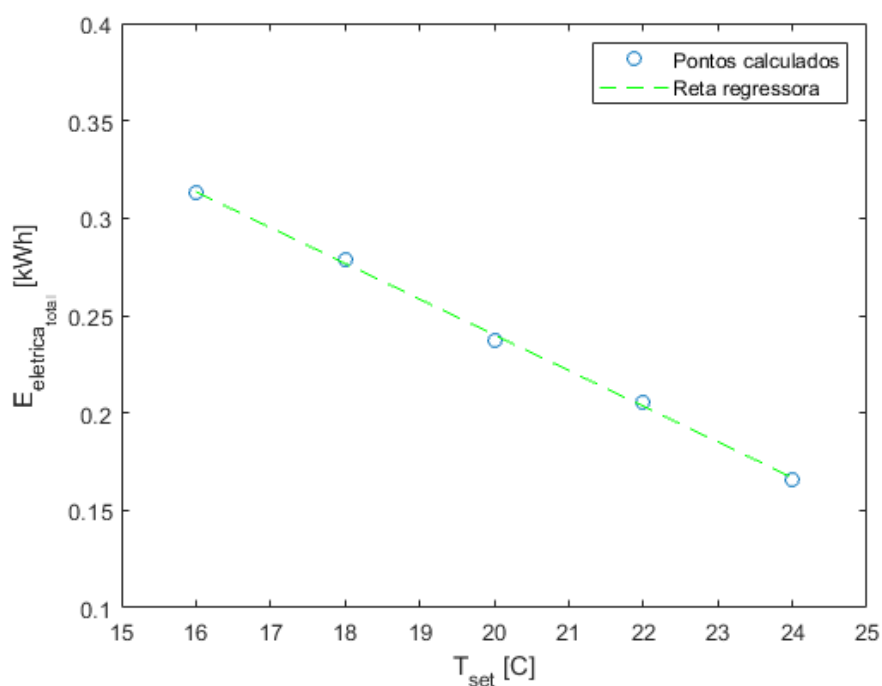
Um dos parâmetros mais importantes na análise de qualquer condicionador de ar é a quantidade de energia elétrica consumida. Utilizando os mesmos dados de entrada do funcionamento tradicional *on-off*, com excessão da variação da temperatura desejada para o ambiente condicionado (*“setpoint”*) e, efetuando-se as devidas conversões, foi possível montar a tabela 6 utilizando a equação (2.41).

Tabela 6 – Quantidade total de energia elétrica consumida pelo ciclo durante 20 minutos em função da temperatura de referência (*setpoint*)

Setpoint [°C]	$E_{eletrica_{total}}$ [kWh]
16	0,3127
18	0,2790
20	0,2372
22	0,2056
24	0,1661

Com os dados da tabela 6, plota-se o gráfico da figura 22, que deixa claro a influência da temperatura determinada para o ambiente controlado e o consumo de energia.

Figura 22 – Quantidade total de energia consumida numa operação *on-off* durante 20 minutos de acordo com a temperatura determinada para o ambiente condicionado



Própria (2019)

Por meio de uma regressão linear, obtêm-se a equação (3.4) para se estimar o valor da energia elétrica total consumida dado um determinado *setpoint*:

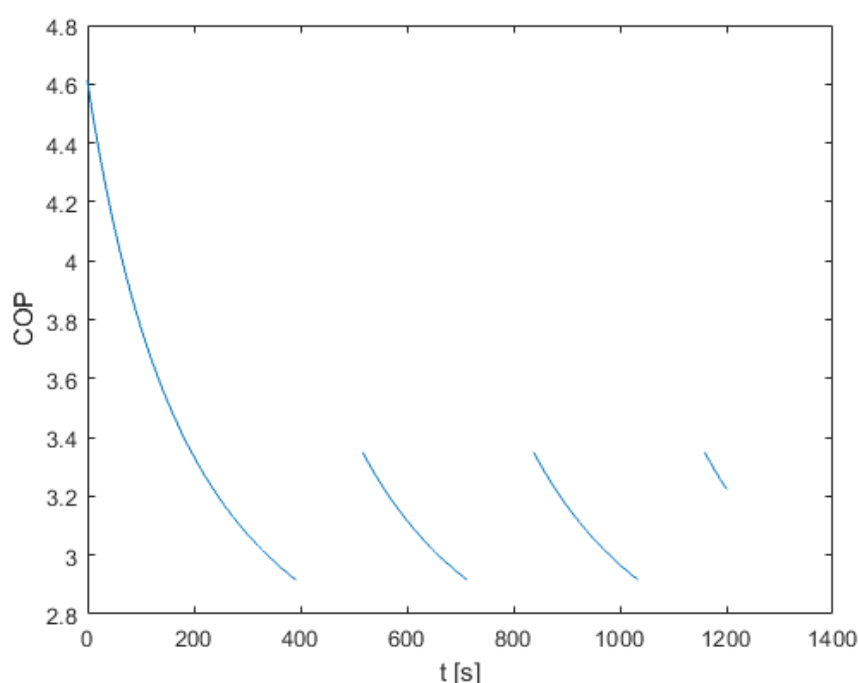
$$E_{eletrica_{total}} = -0,0183 \cdot T_{set} + 0,6067 \quad (3.4)$$

A regressão tem 99,86% como coeficiente de determinação (R^2). Tal coeficiente varia entre 0 e 100%, e mensura o ajustamento do modelo estatístico linear generalizado, em relação aos valores observados. Logo, pelo coeficiente de determinação obtido, é possível afirmar que a equação (3.4) é uma boa ferramenta de estimativa da energia elétrica total consumida a partir do *setpoint* para o modelo deste trabalho.

3.5.2.9 Coeficiente de Performance

Condicionadores de ar do tipo *split* têm coeficientes de performance que geralmente variam entre 2 e 4.

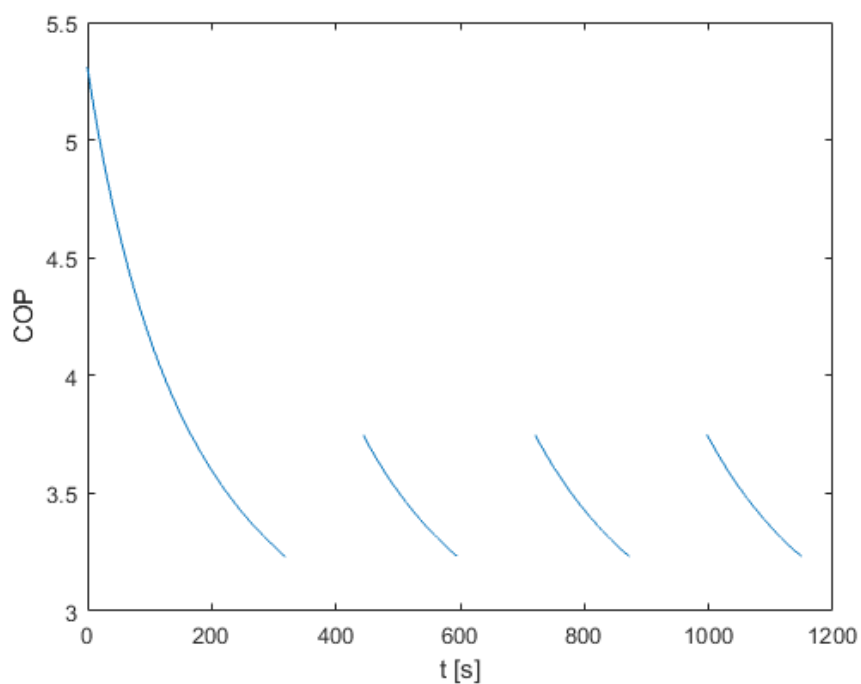
Figura 23 – Coeficiente de performance - funcionamento tradicional



Própria (2019)

Considerando a figura 23, a simulação do modelo mostra um sistema um pouco mais eficiente do que geralmente acontece na prática, mas longe de ser considerada “irreal”.

Por meio das simulações, percebe-se que a limitação do modelo proveniente da hipótese de resposta instantânea age de forma muito sensível no coeficiente de performance. Qualquer diminuição do valor de ΔT_{ev} , se traduz como um aumento do COP, como mostrado na figura 24 quando $\Delta T_{ev} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$:

Figura 24 – Coeficiente de performance - funcionamento tradicional com $\Delta T_{ev} = 12\text{ °C}$ 

Própria (2019)

No presente trabalho, utilizou-se um valor de 15 °C para ΔT_{ev} . Esse valor já é considerado limite, mas diminuí-lo ainda mais significaria variar outros parâmetros para níveis irreais, de qualquer forma.

4 Conclusão

Foi desenvolvido o modelo proposto que prevê o funcionamento de um sistema de refrigeração operando em regime transiente no lado do ar e com resposta instantânea no lado do fluido refrigerante. O fundamento matemático de tal modelo foi construído com base nos balanços energéticos e de massa aplicados a um condicionador de ar de acordo com a formulação modular, e considerando a hipótese de diferença fixa de temperatura para os trocadores de calor.

Por meio de diferentes passagens do código computacional, verificou-se tanto a validade do modelo quanto a sua aplicabilidade. O modelo se mostrou preliminarmente confiável na análise das principais variáveis termodinâmicas, dos efeitos da variação de parâmetros e do consumo de energia. Além disso, o mesmo também apresentou-se como uma ferramenta bastante útil na modelagem das duas principais situações reais atreladas a condicionadores de ar com compressor de rotação constante: funcionamento *on-off* e *shut down*.

Sugere-se, para futuros trabalhos, aprimoramentos nos modelos das efetividades, o tratamento do ar como “ar úmido” e a consideração do regime transiente para o fluido refrigerante.

Referências

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 2. ed. [S.l.]: Blucher, 2018. 730 p. (Van Wylen).

BRITO, L. G.; AMARAL, T. R. do. Método de Euler e Runge-Kutta para solução de Equações diferenciais ordinárias. In: ANAIS ELETRÔNICOS, 2012. **Congresso de Matemática Aplicada e Computacional**. 2012. p. 17 – 19. Disponível em: <http://www.sbmec.org.br/cmecs/cmec-ne/2012/trabalhos/PDF/109.pdf>. Acesso em: 27/06/2019.

GOODMAN AIR CONDITIONING HEATING. **The Refrigerant Story: From R-22 to R-410A**. 2019. Disponível em: <https://www.goodmanmfg.com/resources/hvac-learning-center/hvac-101/the-refrigerant-story-from-r-22-to-r-410a>. Acesso em: 21/06/2019.

HARBY, K. Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 73, June 2017, Pages 1247-1264**, v. 73, p. 1247 – 1264, June 2017.

INMETRO. **Etiqueta de eficiência energética**. 2019. Disponível em: https://www2.inmetro.gov.br/pbe/a_etiqueta.php. Acesso em: 22/06/2019.

KOURY, R. N. N.; MACHADO, L.; ISMAIL, K. A. R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, n. 2, p. 192 – 200, August 2001.

LOAIZA, J. C. V. **Simulação de um Sistema de Refrigeração Operando com Nanofluido como Fluido Secundário**. 2009. 130 p. Dissertação (Engenharia Mecânica) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Convenção de Viena e Protocolo de Montreal**. 2019. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/convencao-de-viena-e-protocolo-de-montreal>. Acesso em: 29/06/2019.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. **NR 17 - NORMA REGULAMENTADORA 17: ERGONOMIA**. 2018. Disponível em: <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr17.htm>. Acesso em: 22/06/2019.

MOTTA, S. Y.; BRAGA, S. L.; PARISE, J. A. R. A Study on the Polytrubic Exponent of Reciprocating Hermetic Compressors. In: **International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 1996. p. 89 – 94.

PARISE, J. A. R. **Modeling of Vapour Compression Refrigeration Systems: Chapter 3 - The Vapour Compression Refrigeration Cycle**. 2018.

PARISE, J. A. R. **Modelling of Vapour Compression Refrigeration Systems: Chapter 5 – Positive Displacement Compressors**. 2019.

PARISE, J. A. R.; VARGAS, J. V. C. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 4, p. 235 – 243, May 1995.

SILVA, E. S. da. **MÉTODOS NUMÉRICOS PARA RESOLUÇÃO DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ORDINÁRIAS (Métodos de Euler e Runge-Kutta)**. 2016.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL. **Método de Euler**. Disponível em: https://www.ufrgs.br/reamat/CalculoNumerico/livro-py/pdvi-metodo_de_euler.html. Acesso em: 22/06/2019.

VARRASI, J. **Global Cooling: The History of Air Conditioning**. 2011. Disponível em: <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/technology-and-society/global-cooling-the-history-of-air-conditioning>. Acesso em: 14/06/2019.

WEAVER, V. da R. **Dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema condicionador de ar para ônibus com baixo impacto ambiental**. 2017. 75 p. Monografia (Engenharia Mecânica) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.