

SERGIO DE CAMARGO RANGEL

**Simulação transiente de um sistema de refrigeração
doméstico – Análise paramétrica.**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São Paulo,
como parte dos requisitos para a obtenção do
Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Luben Cabezas Gómez

Co-orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

São Carlos

2007

Agradecimentos

Quero agradecer ao Dr. Luben Cabezas Gómez pela orientação e pelos conhecimentos a mim transmitidos sem os quais esse trabalho não teria se realizado.

Agradeço ao Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos pela confiança e apoio durante a realização desse trabalho.

Não poderia deixar de agradecer a minha esposa Hanriette pela paciência e aos meus filhos, Mariana e Bruno, pela compreensão do tempo que não dediquei a eles por estar envolvido nessa dissertação.

Agradeço a minha Mãe, Maria Teresa, por toda a minha formação e também ao meu Pai, Hélio.

Pelo incentivo que recebi durante todo o mestrado, agradeço a minha sogra Jewel e sogro José, que considero como meus segundos pais.

Também agradeço a Tecumseh por ter me permitido utilizar uma parte do tempo do meu horário de trabalho nesse programa de mestrado.

Resumo

RANGEL, S. C. (2007). Simulação transiente de um sistema de refrigeração doméstico – Análise paramétrica. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

No presente trabalho são apresentados resultados de simulação numérica transiente de um sistema de refrigeração doméstico de compressão a vapor considerando o procedimento descrito por JAKOBSEN (1995). O modelo matemático empregado se baseia num sistema de equações algébrico-diferenciais (EAD) de primeira ordem, obtido a partir do balanço de energia nos diferentes componentes do sistema de refrigeração, e de algumas outras relações necessárias para simular o comportamento global do sistema de refrigeração. O sistema de equações resultante é resolvido numericamente no software livre WinDali, da Universidade Técnica de Dinamarca. Dito software permite resolver sistemas de EADs que apresentam descontinuidades matemáticas usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem.

O modelo matemático empregado permite calcular a eficiência do sistema de refrigeração, prever o consumo de energia, caracterizar termodinamicamente o sistema de refrigeração e suas interações, e descrever quantitativamente as perdas termodinâmicas (geração de entropia) do sistema funcionando em regime de operação. Esses resultados são obtidos em função da estratégia de controle do compressor, eficiência do compressor e do dimensionamento dos diferentes componentes do sistema de refrigeração. Os resultados comprovam que o modelo matemático e o programa computacional empregados permitem descrever corretamente o comportamento de um sistema de refrigeração doméstico, resultando numa ferramenta muito útil para otimização de refrigeradores domésticos.

Palavras-chave: Sistema de refrigeração doméstico; Simulação transiente.

Abstract

RANGEL, S. C. (2007). Transient simulation of a domestic refrigeration system – Parametric analysis. Dissertation (Master’s Degree) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

In the present work are presented transient numerical simulation results of a vapor compression domestic refrigeration system considering the procedure described by JAKOBSEN (1995). The employed mathematical model is based on first order differential-algebraic equation (DAE) systems, obtained from energy balance in the different components of the refrigeration system, and from others relations that are necessary to simulate the global behavior of a refrigeration system. The resulting equation system is solved numerically in the free software WinDali developed at Technical University of Denmark. This software allows solving DAE systems that present mathematical discontinuities, using the Runge-Kutta method of fourth order.

The employed mathematical model allows calculating the refrigeration system efficiency, predict the energy consumption, thermodynamically characterize the refrigeration system and its interactions and quantitatively describe the thermodynamic losses (entropy generation) of the system running in the operation regime. These results are obtained as a function of the compressor control strategy, compressor efficiency, and sizing of different components of the refrigeration system. The results confirm that the mathematical model and the computational program allow describing correctly the behavior of a domestic refrigeration system, resulting in a very useful tool for optimization of domestic refrigerators.

Key words: Domestic refrigeration system; Transient simulation.

Sumário

1	Introdução.....	1
2	Revisão bibliográfica.....	3
2.1	Modelagem de sistemas Térmicos.....	3
2.1.1	Fases no processo de modelagem (JAKOBSEN 1995).....	3
2.1.2	Escolha da complexidade adequada do modelo (JAKOBSEN 1995).....	6
2.1.3	Tipos de modelos (JAKOBSEN 1995).....	7
2.2	Mais características da modelagem transiente (Bendapudi e Braun 2002).....	10
2.3	Requisitos de modelos de simulação transiente (Bendapudi e Braun 2002).....	11
2.4	Modelos de simulação em regime permanente.....	13
2.5	Modelos de simulação em regime transiente.....	16
3	Modelagem matemática do sistema de refrigeração doméstico.....	27
3.1	Modelagem qualitativa do refrigerador doméstico (JAKOBSEN 1995)	27
3.2	Formulação das equações principais de conservação (JAKOBSEN 1995).....	32
3.3	Modelagem dos componentes do modelo dinâmico de simulação (JAKOBSEN 1995).....	38
3.3.1	Modelagem do compressor.....	41
3.3.2	Modelagem do condensador.....	44
3.3.3	Modelagem do tubo capilar.....	47
3.3.4	Modelagem do evaporador.....	51
3.3.5	Modelagem do gabinete do refrigerador.....	53
3.3.6	Implementação numérica e detalhes do software.....	55
4	Resultados de simulação.....	57
4.1	Resultados de simulação considerando os dados mostrados em JAKOBSEN (1995).....	59
4.2	Análises paramétricas.....	65
4.2.1	Influência da carga térmica.....	65
4.2.2	Influência do coeficiente global de transferência de calor no condensador	71
4.2.3	Influência da característica do compressor.....	76
5	Conclusões e recomendações do trabalho.....	84
6	Referências Bibliográficas.....	86
	Anexo A – Obtenção da equação (7) para o cálculo do COP.....	89
	Anexo B - Cálculo dos coeficientes totais de transferência de calor (JAKOBSEN 1995).	91

Lista de Figuras - continua

Figura 1	Fases do processo de modelagem.....	5
Figura 2	Modelos caixa branca – caixa preta.....	8
Figura 3	Interações entre as taxas de fluxo de refrigerantes e o estado no condensador e o estado no evaporador.....	31
Figura 4	Volume de controle para análise total.....	33
Figura 5	Volume de controle ao redor do sistema de refrigeração.....	35
Figura 6	Ciclo de refrigeração no diagrama h, log(p).....	37
Figura 7	Fluxo de informação no modelo do sistema.....	39
Figura 8	Volume de controle e parâmetros físicos do modelo do compressor	41
Figura 9	Volume de controle e parâmetros físicos do modelo do condensador	45
Figura 10	Perfil de temperatura no tubo capilar.....	47
Figura 11	Volume de controle do tubo capilar.....	48
Figura 12	Perfil de temperatura assumido do tubo capilar.....	48
Figura 13	Volume de controle para formulação das equações do evaporador....	52
Figura 14	Volume de controle da formulação das equações do gabinete.....	54
Figura 15	Potencia do motor em função do tempo.....	61
Figura 16	Mudanças de temperaturas das paredes com o tempo.....	61
Figura 17	Calor trocado nos componentes em função do tempo.....	62
Figura 18	Mudanças de temperaturas do condensador, evaporador e sucção com o tempo.....	63
Figura 19	Varição de Qd_e , Qd_r , Qd_{com} e Qd_c - carga térmica 15500 (J/K).....	67
Figura 20	Varição de Qd_e , Qd_r , Qd_{com} e Qd_c - carga térmica 23250 (J/K).....	67
Figura 21	Varição de W - carga térmica 15500 (J/K).....	68
Figura 22	Varição de W - carga térmica 23250 (J/K).....	68
Figura 23	Varição de T_{wc} , T_{we} , T_r e T_{com} - carga térmica 15500 (J/K).....	69
Figura 24	Varição de T_{wc} , T_{we} , T_r e T_{com} - carga térmica 23250 (J/K).....	69

Lista de Figuras - conclusão

Figura 25	Varição de T1, Tc e Te - carga térmica 15500 (J/K).....	70
Figura 26	Varição de T1, Tc e Te - carga térmica 23250 (J/K).....	70
Figura 27	Varição de Twc, Twe, Tr e Tcom - coef. de transf. calor 1500 [W/(m ² K)].....	73
Figura 28	Varição de Twc, Twe, Tr e Tcom - coef. de transf. calor 100 [W/(m ² K)].....	73
Figura 29	Varição de W - coef. de transf. de calor 1500 [W/(m ² K)].....	74
Figura 30	Varição de W - coef. de transf. de calor 100 [W/(m ² K)].....	74
Figura 31	Varição de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - coef. de transf. de calor 1500 [W/(m ² K)].....	75
Figura 32	Varição de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - coef. de transf. de calor 100 [W/(m ² K)].....	75
Figura 33	Varição de W - característica do compressor 3E-6 (m ³).....	78
Figura 34	Varição de W - característica do compressor 4.6E-6 (m ³).....	78
Figura 35	Varição de Qd_e - característica do compressor 3E-6 (m ³).....	79
Figura 36	Varição de Qd_e - característica do compressor 4.6E-6 (m ³).....	79
Figura 37	Varição de Qd_com - característica do compressor 3E-6 (m ³).....	80
Figura 38	Varição de Qd_com - característica do compressor 4.6E-6 (m ³).....	80
Figura 39	Varição de Twc, Twe, Tr e Tcom - característica do compressor 3E-6 (m ³).....	81
Figura 40	Varição de Twc, Twe, Tr e Tcom - característica do compressor 4,6E-6 (m ³).....	81

Lista de Tabelas

Tabela 1	Valores iniciais quando o compressor parte.....	57
Tabela 2	Características médias de energia.....	63
Tabela 3	Distribuição das perdas termodinâmicas do sistema.....	63
Tabela 4	Distribuição das perdas termodinâmicas do sistema nas condições das análises paramétricas.....	82

Lista de Símbolos

Nomenclatura

A	Área.....	m^2
COP	Coeficiente de performance.....	-
E	Energia.....	J
G_f	Fator de comando de redução de irreversibilidade local	-
h	Entalpia específica do refrigerante.....	J/kg
L	Comprimento.....	m
M	Quantidade de refrigerante.....	kg
MC	Capacidade térmica.....	J/K
\dot{m}_{cap}	Taxa de fluxo de refrigerante através do tubo capilar....	kg/s
\dot{m}_{com}	Taxa de fluxo de refrigerante através do compressor....	kg/s
N_{rpm}	Frequência do compressor.....	RPM
n_p	Expoente politrópico.....	-
p	Pressão (absoluta).....	bar ou Pa
\dot{Q}	Fluxo de calor.....	W
S	Entropia.....	J/K
s	Entropia específica.....	J/(kg.K)
T	Temperatura absoluta.....	K
U	Coeficiente de transferência de calor (ar).....	W/($m^2.K$)
UA	Coeficiente total de transferência de calor.....	W/K
U_i	Energia interna do refrigerante.....	J
u_i	Energia interna específica do refrigerante.....	J/kg
V	Volume.....	m^3
V_s	Volume do cilindro do compressor.....	m^3
v	Volume específico.....	m^3/kg
\dot{W}	Potência elétrica consumida pelo compressor.....	W
X	Título do refrigerante.....	-
Z	Coordenada de comprimento.....	m
Z	Fator de compressibilidade.....	-

Letras Gregas

α	Coeficiente de transferência de calor.....	W/(m ² .K)
η_v	Eficiência volumétrica do compressor.....	-
η_s	Eficiência isentrópica do compressor.....	-
ρ	Densidade.....	Kg/m ³
π	Taxa de compressão.....	-
$\dot{\Gamma}_S$	Geração de entropia.....	W/K
τ	Tempo.....	s

Subscritos

<i>a</i>	Ambiente
<i>c</i>	Condensador
<i>cap</i>	Tubo capilar
<i>conv</i>	Convecção
<i>e</i>	Evaporador
<i>g</i>	Gas
<i>He</i>	Trocador de calor
<i>i</i>	Interno
<i>l</i>	Líquido
<i>o</i>	Externo
<i>r</i>	Ar do gabinete (espaço)
<i>rad</i>	Radiação
<i>sat</i>	Saturado
<i>sc</i>	Sub-resfriamento
<i>sh</i>	Superaquecimento
<i>w</i>	Parede
<i>1</i>	Entrada do compressor
<i>2</i>	Descarga do compressor
<i>2s</i>	Estado do refrigerante na saída do compressor se o processo foi isentrópico.
<i>3</i>	Saída do condensador
<i>3o</i>	Parte adiabática da saída do tubo capilar.
<i>4</i>	Entrada do evaporador
<i>5</i>	Saída do evaporador
<i>2ph</i>	Bifásico

Capítulo 1 - Introdução

Esse trabalho diz respeito à simulação numérica transiente de um sistema de refrigeração doméstico de compressão de vapor considerando o procedimento descrito por JAKOBSEN (1995). O modelo matemático empregado se baseia num sistema de equações algébrico-diferenciais (EAD) de primeira ordem, obtido a partir do balanço de energia nos diferentes componentes do sistema de refrigeração e de algumas outras relações necessárias para simular o comportamento global do sistema de refrigeração. O sistema de equações resultante é resolvido numericamente no software livre Windali, da Technical University of Denmark (DTU), que permite resolver sistemas de EADs usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem. Para obtenção dos resultados de simulação as variáveis dinâmicas do modelo são inicializadas considerando resultados de testes experimentais. Outros parâmetros tais como as relações de eficiência volumétrica e isentrópica do compressor, os coeficientes globais de transferência de calor para todos os elementos do sistema, as dimensões geométricas do evaporador e condensador, o tipo de refrigerante, a carga térmica do sistema e algumas propriedades termodinâmicas do sistema também são todos fornecidos como dados de entrada da simulação.

O modelo matemático empregado permite calcular a eficiência global do sistema de refrigeração, prever o consumo de energia e descrever quantitativamente as perdas termodinâmicas (geração de entropia) do sistema funcionando em regime de operação. Estes resultados são obtidos em função da estratégia de controle do compressor, eficiência do compressor e do dimensionamento dos diferentes componentes do sistema de refrigeração.

Desse modo o modelo pode ser considerado como uma ferramenta para otimizar um refrigerador doméstico desde o ponto de vista do consumo de energia.

Objetivo do trabalho

O objetivo principal do presente trabalho é utilizar a metodologia desenvolvida por JAKOBSEN (1995), para a simulação do comportamento transiente de um refrigerador doméstico por compressão a vapor em regime de operação.

Para atingir o objetivo proposto são desenvolvidas as seguintes análises paramétricas considerando a influência de algumas variáveis no funcionamento do sistema de refrigeração:

- Influência da carga térmica,
- Influência do coeficiente de transferência de calor do condensador,
- Influência da característica do compressor.

Com o desenvolvimento deste trabalho ilustra-se como o sistema de refrigeração opera em regime transiente e mostra-se o potencial de utilização da abordagem atual.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica

Nesse capítulo, descrevem-se inicialmente conceitos importantes relacionados com a modelagem de sistemas de refrigeração por compressão a vapor considerando como base os trabalhos de JAKOBSEN (1995) e Bendapudi e Braun (2002). Posteriormente descrevem-se sucintamente diversos estudos de modelagem matemática e simulação numérica de sistemas de refrigeração publicados na literatura aberta.

2.1 Modelagem de sistemas térmicos

De acordo com JAKOBSEN (1995) a modelagem é uma disciplina individual e artística. Não há métodos padronizados que assegurem o desenvolvimento de um modelo correto. Embora o uso de modelos seja bem difundido, a descrição de métodos de como modelar é rara. Embora diretrizes técnicas sobre modelagem não sejam parte de uma ciência exata, não há dúvida que experiência e orientação no processo de modelagem é muito útil. Considerando o trabalho de JAKOBSEN (1995) a seguir apresentam-se alguns pontos importantes para modelagem de sistemas de refrigeração.

2.1.1 - Fases no processo de modelagem (JAKOBSEN, 1995)

O ponto inicial do processo de modelagem é esclarecer o uso pretendido do modelo, ou seja, estabelecer o objetivo do modelo. Existem muitos tipos de modelos, mas os resultados do uso de um modelo são finalmente interpretados por um ser humano. A pessoa possui algum tipo de “modelo mental” que é usado quando os resultados do modelo são

examinados. É muito útil começar criando um modelo mental do sistema como um primeiro modelo. Isso requer conhecimento dos mecanismos ou fenômenos que fazem o sistema funcionar. Ele pode ser uma descrição verbal do sistema incluindo pequenos croquis para ilustrar algumas idéias. O propósito é obter uma percepção do sistema através da imaginação do comportamento do mesmo.

A fim de se obter um modelo operacional em um tempo adequado, é importante incluir somente os fenômenos mais importantes no primeiro modelo matemático, pois existe um número considerável de níveis de complexidade de modelagem. Posteriormente é sempre possível incluir mais fenômenos. Uma grande questão é qual fenômeno deve ser incluído e qual fenômeno deve ser desprezado. Os dois passos anteriores – que são o conhecimento do objetivo do modelo e uma idéia do comportamento do sistema a partir de um modelo mental – são as bases para a seleção dos fenômenos significantes a priori a serem incluídos no modelo matemático.

O próximo passo é escrever as equações, de preferência baseadas nas leis físicas fundamentais, que descrevem o comportamento do sistema. Normalmente uma combinação de leis básicas da física e correlações empíricas deve ser usada. Raramente as equações podem ser resolvidas analiticamente. Portanto, algum tipo de implementação numérica é necessário. A programação do modelo pode ser uma questão muito delicada.

Na figura 1 (tomada de JAKOBSEN, 1995) são ilustrados os passos mais importantes do processo de modelagem. O passo seguinte (6), após a programação ser completada, é testar os métodos numéricos envolvidos. Podem ocorrer erros de truncamento, arredondamento, problemas de convergência, etc. Todos eles podem influenciar os resultados. Quando todos os erros numéricos são eliminados, é hora de considerar o comportamento do funcionamento do modelo.

Fase	Questão ou afirmação
1. Determinar objetivo.	O que eu gostaria de saber?
2. Descrever o fenômeno envolvido no “modelo mental”.	Eu vou tentar imaginar como o sistema funciona.
3. Selecionar os fenômenos a serem incluídos no modelo matemático.	Quais são os fenômenos mais significantes?
4. Desenvolver o modelo matemático.	Quais equações descrevem o comportamento do sistema?
5. Implementação do modelo numericamente.	Qual ferramenta de programação eu devo escolher?
6. Testar os números.	Há erros numéricos?
7. Verificar o modelo contra expectativas do “modelo mental”.	Eu acredito no meu modelo?
8. Validar contra dados experimentais.	Os resultados da simulação estão em concordância com o modelo real?
9. Efetuar simulações relevantes.	Agora eu vou investigar o que eu realmente quero!
10. Conclusões	Agora eu aprendi o que precisava!

Figura 1. Fases do processo de modelagem (Tomada de JAKOBSEN, 1995)

Em geral deve-se comprovar se os resultados concordam com o modelo mental. Se há um conflito, pode ser que o modelo mental que esteja errado, nesse caso ele precisa ser ajustado. Essa interação no processo de modelagem é muito frutificante porque o

“desenvolvedor de modelo”, agora no meio do processo de modelagem, aprendeu alguma coisa nova sobre o sistema. Esse novo conhecimento é então incorporado no “modelo mental” ajustado. Outra possibilidade é que o modelo matemático não é suficientemente preciso ou que algumas equações são derivadas ou implementadas incorretamente.

Após o passo 7, o “desenvolvedor de modelo” não pode falsificar que o modelo descreve o comportamento do sistema real. O passo seguinte é comparar os dados da simulação com os dados experimentais para validar o modelo. Em alguns casos o dado experimental não existe; mas dados de outros modelos mais complexos, que já provaram a validade deles, podem ser obtidos. Um resultado do modelo de validação pode ser o ajustamento de alguns parâmetros envolvidos. A validação pode também revelar que alguns fenômenos que inicialmente foram desprezados terão que ser incluídos (de volta ao passo 3). Após a bem sucedida validação é hora de obter a informação necessitada inicialmente do modelo de simulação. Com base nesses dados pode ser feita uma análise e podem ser tiradas conclusões apropriadas.

2.1.2 - Escolha da complexidade adequada do modelo (JAKOBSEN, 1995)

Segundo JAKOBSEN (1995), o fator mais importante para o nível certo de complexidade do modelo é o uso pretendido do modelo. O objetivo do modelo irá ditar alguns fenômenos a serem incluídos e outros fenômenos a serem desprezados. Em primeira opção, pode-se estimar que o melhor é fazer o modelo mais correto incluindo todos os fenômenos. O problema que aparece muito rápido é a limitação dos recursos em termos de *tempo limitado*, *ferramentas limitadas* e também *conhecimento limitado*.

A melhor solução então é desenvolver um balanço do custo benefício. Quanto mais complexo for o modelo maior serão os custos de desenvolvimento e execução. Os custos podem estar relacionados com os custos da mão de obra, tempo de computador, e das ferramentas necessárias, etc. Geralmente, o benefício dos resultados da simulação aumentam com o aumento da complexidade dos modelos. Portanto deve-se escolher cuidadosamente o nível de complexidade do modelo.

2.1.3 - Tipos de modelos (JAKOBSEN, 1995)

Há uma grande variedade de modelos na literatura. Para obter uma visão geral é benéfico fazer a divisão dos modelos em grupos. Levantamentos de modelos foram feitos por vários pesquisadores. James et al. apud JAKOBSEN (1995) apresentam um levantamento muito abrangente de modelos no campo da refrigeração. A seguir apresenta-se uma breve caracterização geral dos modelos de sistemas de refrigeração (em princípio a mesma para todos sistemas térmicos) usando o material de JAKOBSEN (1995).

A primeira distinção considera o comportamento do sistema desde a perspectiva do tempo: Contínuo versus Discreto; Determinístico versus Estocástico; e Regime permanente versus Dinâmico.

A descrição física de sistemas de refrigeração é freqüentemente uma mistura de processos contínuos e eventos discretos. Partida e parada de evaporação e condensação, controle liga-desliga são exemplos de discontinuidades que ocorrem em sistemas de refrigeração. Uma discontinuidade, que depende do valor de uma certa variável de estado, é denominado de um “evento de estado”, ao passo que “eventos de tempo” somente dependem do tempo na simulação.

Segundo JAKOBSEN (1995) ainda não se viu um modelo de um sistema de refrigeração que inclui elementos estocásticos, entretanto há poucas áreas onde uma descrição estocástica poderia ser preferível. Variações de carga são freqüentemente descritas como elementos estocásticos em outras áreas como plantas de potência. A observação dos fenômenos de escoamento (em alguns regimes de escoamento) em evaporadores indica que uma descrição estocástica poderia se apropriada se um estudo detalhado é desejado. Como uma consequência do rápido desenvolvimento de computadores, modelos dinâmicos (ou modelos transientes) estão aparecendo mais na literatura. Esses modelos são freqüentemente usados para estudar o fenômeno de partida e parada ou, em geral, as consequências das estratégias alternativas de controle.

Uma outra maneira de caracterizar modelos é considerar se as equações do modelo são baseadas nas leis fundamentais da física ou baseados em correlações estatísticas (ver Figura 2).

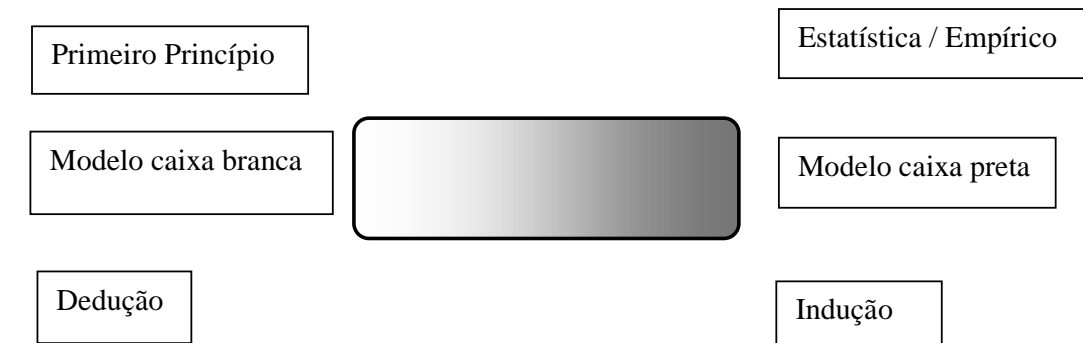


Figura 2. Modelos caixa branca – caixa preta

Os modelos empíricos são freqüentemente referidos como modelos “caixa preta” ao passo que os modelos que usam os princípios fundamentais podem ser chamados de modelos “caixa branca”. Esses últimos modelos são aplicados mais geralmente ao passo que os modelos empíricos são geralmente válidos somente quando algumas das variáveis estão

dentro de certos intervalos. A última característica de modelo está relacionada com a distribuição espacial das variáveis num subsistema. Se o modelo não descreve essa distribuição espacial é chamado *de parâmetros agrupados* (lumped), caso descreva é denominado de *modelo distribuído*.

Problemas com variáveis distribuídas espaciais normalmente conduzem a equações diferenciais parciais. Para um dado tempo a distribuição espacial é um problema de valor de fronteira. Há, em princípio, duas formas de resolver essas equações. A primeira considera o uso de discretização numérica (métodos de malha: diferenças finitas, elementos finitos ou volumes finitos). Na segunda é usado um zoneamento físico dividindo o subsistema em muitos blocos ou parâmetros agrupados (lumps). O último procedimento produz equações que são similares aquelas do método de diferenças finitas.

Derivadas no tempo de algumas das variáveis estarão presentes em modelos dinâmicos. Se a distribuição espacial é desprezada ou as equações de transporte são resolvidas algebricamente (isto é por meio de um método de diferenças finitas) somente equações diferenciais ordinárias resultarão. As soluções dessas equações são mais frequentemente tratadas como um problema de valor inicial.

Para alguns elementos, as constantes de tempo são pequenas (propagação de pressão, pequenas capacidades térmicas) em comparação com as constantes de tempo dominantes. Para tais elementos, que possuem um equilíbrio momentâneo com suas fronteiras, somente equações algébricas serão derivadas. Devido à mudança no tempo de alguns valores de fronteiras, o estado do elemento irá mudar também no tempo. Tal descrição para o elemento é chamada “um modelo quase estático”.

2.2 Mais características da modelagem transiente (Bendapudi e Braun, 2002)

Teoricamente, o ciclo completo de operação de um sistema de refrigeração pode ser caracterizado por dois regimes temporais de funcionamento, o regime transiente e o regime permanente. No regime permanente os parâmetros de entrada/saída são constantes ao longo do tempo. A operação transiente então é por definição, o estado não permanente. Tipicamente, esse é o caso quando o sistema parte e se aproxima do regime permanente, ou quando ele é desligado ou perturbado do seu regime permanente de funcionamento. Essa perturbação pode ser causada ou por mudanças nas condições operacionais (como carga, temperatura ambiente etc.) ou por realimentação de controle. Em qualquer caso o sistema se acomoda de um estado de equilíbrio para outro. Modelagem transiente é a análise preditiva da operação do sistema durante tais condições. Na prática, entretanto, existe um terceiro regime temporal de funcionamento entre o regime permanente e o transiente, denominado de “estado quase-estático”. Nesse regime as respostas transientes dos sistemas são muito mais rápidas que os transientes das variáveis de entrada. Isso significa que o sistema passa rapidamente através de uma seqüência de regimes permanentes, mesmo sujeito a condições que variam no tempo. Essa representação é conveniente quando as constantes de tempo das variáveis de entradas e do sistema diferem em ordens de grandeza. Para tais casos, a modelagem em regime permanente pode ser usada para estudar o comportamento transiente.

O processo de construir um modelo transiente de um sistema consiste primeiramente na construção de modelos transientes dos componentes individuais e então na sua integração num sistema completo. Para que um modelo de sistema represente verdadeiramente o comportamento real do sistema, os modelos de cada componentes do sistema devem fornecer resultados bem satisfatórios. Isto requer uma sólida compreensão dos fenômenos que ocorrem

nesses componentes e a habilidade de representar matematicamente esses fenômenos com o grau de exatidão necessária.

Um pré-requisito para construção de um modelo matemático é a identificação da escala dos transientes de interesse. De maneira geral, os transientes de um sistema podem ser classificados em categorias como, pequena escala e grande escala, baseado nas constantes de tempo relativas das respostas e suas causas. Os transientes de grande escala são causados por mudanças de carga, partida, parada, realimentação de controle, etc; sendo as respostas classificadas em escalas na mesma ordem de magnitude do tempo total do ciclo. Os transientes de pequena escala são causados por (possivelmente aleatórias) flutuações nas condições, por exemplo, dinâmica das válvulas do compressor. As respostas nesse caso são classificadas em uma escala de tempo muito menor.

2.3 Requisitos de modelos de simulação transientes (Bendapudi e Braun, 2002)

Durante a operação transiente, todos os componentes experimentam fenômenos ausentes na operação em regime permanente, devido a não uniformidade de condições dentro deles. Em geral, a vazão mássica de refrigerante muda continuamente, causando variações na distribuição de refrigerante nos componentes do sistema, na entrada e saída do compressor e no ponto de operação do dispositivo de expansão. Dos quatro componentes mais importantes num sistema de compressão a vapor, os transientes nos trocadores de calor são usualmente os mais lentos e possuem o maior impacto no desempenho transiente do sistema. É necessário considerar a distribuição de massa dentro dos trocadores de calor como uma função do tempo e espaço, e isso requer a consideração do balanço de massa transiente para quantificar o acúmulo local de massa. As capacitâncias térmicas dos corpos dos trocadores de calor e do

refrigerante têm que ser consideradas para considerar o acúmulo local de energia. Quando o fluido secundário é um líquido como água, a inércia térmica desse fluido também se torna um fator significativo. Para determinar as variações de pressão espaciais e temporais dentro dos trocadores de calor, que causam o fluxo de massa, o balanço transiente de quantidade de movimento tem que ser considerado de alguma forma. Isso é particularmente complicado uma vez que requer a solução das equações de Navier-Stokes para escoamento compressível.

Outros fenômenos que podem ser considerados são a migração e formação de espuma do óleo no compressor hermético, inundação de líquido do compressor, evaporação instantânea no dispositivo de expansão, etc. Além do mais para prever os fenômenos importantes, o modelo transiente deve ser rápido o suficiente para ser prático. Isso requer a identificação de hipóteses que podem simplificar a formulação matemática sem perda de detalhes relevantes. Técnicas numéricas eficientes são também necessárias para reduzir o tempo computacional, por meio disso permitindo o modelo rodar tão próximo do tempo real quanto possível, enquanto também restringe os erros a limites aceitáveis.

Em geral, um modelo transiente é um conjunto de equações diferenciais parciais acopladas de espaço-tempo dos balanços de massa, energia e momento, que envolve equações diferenciais ordinárias e algébricas mais manejáveis quando são aplicadas as hipóteses simplificadoras. Algumas das hipóteses comumente adotadas na construção de modelos transientes são: o fluxo no trocador de calor é unidimensional e homogêneo; a condução axial no refrigerante é desprezível; as fases líquida e gasosa (vapor) de refrigerante estão em equilíbrio termodinâmico nos trocadores de calor; os efeitos da dinâmica das ondas de pressão são desprezíveis; a expansão é isoentálpica; a compressão é isentrópica ou politrópica; e as resistências térmicas dos elementos metálicos do sistema são desprezíveis em comparação com suas capacitâncias.

2.4 Modelos de simulação em regime permanente

OLIVEIRA (1996) desenvolveu um modelo matemático de um determinado sistema de refrigeração utilizando expressões matemáticas levantadas com base nas leis da física, que representam os fenômenos envolvidos no sistema simulado e também utilizou expressões de origem empírica, fundamentadas na observação do fenômeno em questão. Foram estabelecidos modelos matemáticos para os diversos componentes do sistema de refrigeração, que são os seguintes: compressor, condensador, evaporador, cuba de líquido, válvula controladora e elemento de expansão.

Através desse modelo foram feitas simulações em diversas condições de funcionamento. Desta forma foi possível analisar várias situações de funcionamento do equipamento olhando do ponto de vista de uma série de parâmetros de interesse em projeto. Esse modelo matemático tem característica modular, o que permite que novos tipos de componentes sejam acrescentados ao sistema, aumentando cada vez mais a abrangência do método.

Para validação do modelo o mesmo sistema de refrigeração foi ensaiado experimentalmente sob as mesmas condições das simulações e os resultados medidos e simulados foram comparados. Os resultados mostraram-se satisfatórios para a maioria das variáveis analisadas, demonstrando que os fenômenos abordados estão sendo bem representados pelo modelo matemático proposto.

MELO, C. M. TOMÁS (2004); fez a modelagem, simulação e otimização de equipamentos de refrigeração doméstica visando à gestão de energia dos mesmos. Inicialmente foram desenvolvidos o modelo e a simulação em regime permanente de um ciclo

real de refrigeração em um refrigerador doméstico, partindo-se do modelo individual de cada componente do ciclo: compressor hermético de velocidade variável, condensador arame sobre tubo, trocador de calor da linha de sucção, tubo capilar, evaporador “roll-bond” e gabinete. No gabinete foram consideradas paredes unidimensionais e infiltração de ar devido à abertura e fechamento da porta do refrigerador. Após a validação com dados experimentais, fez-se um tratamento estatístico dos dados da simulação. Através de um planejamento fatorial 2^5 , com dois níveis e cinco fatores (variáveis), obteve-se os fatores mais significativos do sistema, que foram: velocidade de rotação do compressor, espessura do isolamento do gabinete e diâmetro interno do capilar. Em seguida foi feito um planejamento composto central, considerando os três fatores mais significativos. O tratamento desses dados no software “Statistica” forneceu a função objetivo do sistema. Essa função correlaciona COP do sistema com os fatores velocidade de rotação do compressor, diâmetro interno do capilar e espessura de isolamento do gabinete. A partir daí foi possível obter as melhores regiões de trabalho (maior COP). Foi então utilizado o método de otimização “Simulated Annealing” para obter o ótimo operacional e não a região ótima conforme encontrada a partir do tratamento dos dados no software “Statistica”. O ótimo operacional do “Simulated Annealing” forneceu a melhor eficiência do sistema.

CHEN e PRASAD (1999) apresentam uma análise de desempenho de sistemas de refrigeração de compressão de vapor usando os refrigerantes HFC134a e CFC12. A análise é baseada em simulação de computador de ciclos reais preferencialmente a ciclos ideais. Os modelos de simulação para HFC134a e CFC12 foram desenvolvidos com base nas propriedades e características termo-hidráulicas do fluido obtidas de dados experimentais disponíveis e/ou correlações. Usando o modelo de simulação assim desenvolvido, o desempenho dos sistemas com HFC134a e CFC12 foi examinado. A comparação de

desempenho do HFC134a e CFC12 é apresentada usando o COP (e a potência do compressor) como critério para a mesma carga de refrigeração. Os resultados indicam que o COP para o HFC134a é ligeiramente (cerca de 3%) menor que para um sistema com CFC12. Isso significa que a exigência de potência para um sistema com HFC134a é levemente maior que a de um sistema com CFC12 para uma potência frigorífica idêntica. A comparação desses dois sistemas do ponto de vista termodinâmico é também apresentada usando a perda de exergia como critério de avaliação do desempenho. Esses resultados indicam que o sistema com HFC134a é somente levemente inferior ao do CFC12 devido a uma maior perda de exergia (cerca de 3%) com o HFC134a.

BROWNE e BANSAL (1997) apresentaram um novo modelo em regime permanente de um “chiller” centrífugo de líquido de compressão de vapor. O modelo tem um número de avançadas características e é capaz de simular tanto compressores centrífugos herméticos quanto abertos. O modelo explica processos reais como superaquecimento e sub-resfriamento nos trocadores de calor assim como a formulação do controle de capacidade dos vanes guias de entrada. O algoritmo do modelo é desenvolvido com o objetivo de requerer somente aqueles dados de entrada que são prontamente conhecidos pelo engenheiro de projeto, isto é, os parâmetros gerais do chiller, a temperatura do fluxo de água esfriada saindo do evaporador e a temperatura de retorno da água na entrada do condensador. As saídas incluem a capacidade do condensador, a capacidade de refrigeração (no evaporador), o coeficiente de desempenho (COP), a vazão mássica e os estados termodinâmicos do refrigerante através do ciclo. O modelo é validado com os dados experimentais com carga parcial até carga total do desempenho de três diferentes chillers operando na universidade de Auckland e a concordância encontrada está dentro de + ou - 10%. O modelo também demonstrou que o COP dos chillers aumenta com o aumento da capacidade de resfriamento.

ZUBAIR, YAQUB e KHAN (1996) fizeram a análise termodinâmica de ciclos de refrigeração de compressão de vapor de HFC-134a aplicando a primeira e segunda lei da termodinâmica. A análise pela segunda lei é realizada para ambos os ciclos de refrigeração de dois estágios e sub-resfriamento mecânico. A análise é executada em cada um dos componentes do sistema para determinar sua contribuição individual nas perdas totais de irreversibilidades do sistema. Foi descoberto que a maior parte das perdas é devido à baixa eficiência do compressor. Irreversibilidades na válvula de expansão e no condensador são também significantes. Além do mais, é mostrado que a pressão ótima do estágio intermediário para sistemas de dois estágios e sub-resfriamento mecânico é muito próxima da pressão de saturação correspondente à média aritmética das temperaturas de condensação e evaporação do refrigerante. Esses resultados são comparados com a prática existente na indústria. Além disso, resultados teóricos de desempenho de um sistema de refrigeração de dois estágios são comparados com valores experimentais de um sistema com CFC-22.

2.5 Modelos de simulação em regime transiente

JAKOBSEN (1995) fez um estudo de caso da otimização de energia de sistemas de refrigeração, com um refrigerador doméstico. É mostrado que embora o consumo individual de energia de um refrigerador seja um tanto baixo, há um potencial de economia adicional quando se olha da perspectiva da sociedade. Esse potencial se deve aos seguintes fatores: baixa eficiência exergética do refrigerador e grande número de refrigeradores existentes na sociedade hoje. Modelos de simulação do comportamento dinâmico do refrigerador são desenvolvidos e validados contra medições em um refrigerador de 325 litros. Os modelos são usados para quantificar as perdas termodinâmicas no ciclo de refrigeração e para investigar os

vários meios de otimização de energia. Nesse contexto o autor examina a influência de variáveis de projeto como, por exemplo: eficiência do compressor, valores do coeficiente global de transferência de calor dos trocadores de calor envolvidos, comprimento do tubo capilar, carga de refrigerante e estratégias alternativas de controle do compressor (i.e. velocidade variável).

BENDAPUDI, S.e BRAUN J. (2002) fizeram uma revisão da literatura sobre modelos dinâmicos de sistemas de compressão de vapor. A revisão inclui artigos com diferentes enfoques de modelagem transiente de componentes individuais assim como sistemas completos. A seguir comentam-se alguns desses trabalhos relacionados com simulação transiente de sistemas de refrigeração.

DHAR M. e SOEDEL W. (1979) fizeram uma modelagem para análise transiente de um sistema de refrigeração de compressão a vapor. É estudado um sistema de compressão de vapor para ar condicionado. O desenvolvimento do modelo foca no lado do refrigerante do sistema, deixando o fluido secundário como livre escolha. O compressor é recíproco hermeticamente selado. Um acumulador é incluído entre o evaporador e a carcaça do compressor. A dissolução do refrigerante no óleo do compressor é também modelada. São modelados dois projetos de válvulas: de expansão termostática e regulador de pressão.

O modelo foi desenvolvido com o propósito de prever o comportamento do compressor durante a partida, focando na identificação de condições que poderiam levar à inundação de líquido e também como ajuda ao projetista de sistemas na determinação do desempenho ótimo. Foram assumidas as seguintes hipóteses: 1- a compressão é politrópica, 2- perda de pressão nas válvulas desprezíveis e 3- resistência interna de componentes metálicos desprezíveis. Esse modelo e o mais antigo modelo de sistema transiente encontrado na pesquisa de literatura.

YASUDA H., TOUBER S. & MACHIELSEN C. H. M. (1983) desenvolveram um modelo de simulação de um sistema de refrigeração de compressão a vapor. Nesse trabalho foi modelado um sistema completo constituído de: um compressor recíproco do tipo aberto, condensador de carcaça e tubo, uma válvula de expansão termostática e um evaporador de expansão direta. Esse modelo tem por objetivo ajudar projetistas de sistemas na otimização de projetos e lida com os transientes na escala de tempo associados com o controle de realimentação e busca. Foram assumidas as seguintes hipóteses: 1- o condensador inteiro contém duas fases e o sub-resfriamento é constante, 2- a dinâmica das válvulas do compressor é desprezada, 3- o escoamento é unidirecional através do compressor, 4- não há perda de pressão no condensador, 5- o vapor na região superaquecida é incompressível, 6- escoamento bifásico, homogêneo e em equilíbrio.

Os processos dinâmicos tratados nesse modelo são aqueles associados aos quatro estágios do processo de compressão (recíproco); às variações termodinâmicas do refrigerante nos trocadores de calor; às variações de temperatura das massas dos tubos, carcaça, e água; e à válvula de expansão de bulbo sensor. O compressor é modelado pelo balanço de massa e energia usando a pressão do cilindro e a variação da massa de fluido como variáveis de estado. O condensador é modelado como uma combinação de blocos (lumps) para representar o vapor refrigerante, o líquido refrigerante, o material do tubo, o fluido secundário (água) e a parede da carcaça. No modelo do evaporador, o refrigerante em duas fases é tratado como um bloco (lump), enquanto a região superaquecida é distribuída. Na válvula de expansão, o único atraso considerado é aquele devido à resposta do bulbo sensor.

PLOUG-SORENSEN L., FREDSTED J. P. & WILLIATZEN M. (1997) modelaram um refrigerador doméstico usando o programa SINDA-FLUINT (Systems Improved Numerical Differencing Analyzer with Fluid integrator). O sistema de refrigeração modelado

consiste de um compressor hermético, um evaporador com o gabinete, um tubo capilar anexado na linha de sucção e um condensador resfriado a ar. Esse modelo foi desenvolvido para demonstrar as capacidades do programa SINDA-FLUINT e propô-lo como um ambiente de desenvolvimento de modelo. As hipóteses aplicadas no modelo do refrigerador são: as variações de temperatura espacial no espaço refrigerado são desprezíveis; o óleo no refrigerante é desprezado, isto é o refrigerante é puro; somente considera-se ar seco; congelamento e descongelamento do evaporador não são considerados; 5- variações de carga e aberturas de porta não são consideradas; eficiência volumétrica constante; eficiência isentrópica constante; 8- o escoamento através do evaporador é homogêneo; o escoamento através do condensador é modelado pelo modelo de deslizamento. Foram feitas também hipóteses inerentes ao SINDA-FLUINT: há equilíbrio termodinâmico em cada bloco (lump); a ebulição é através de filme ou nucleada; a condensação é a descrita por Rohsenow; o fator de fricção de Darcy para perda de pressão do fluido monofásico é da equação de Churchill; o trabalho associado às mudanças de pressão do refrigerante é desprezado; a dissipação viscosa é desprezada. No SINDA-FLUINT o modelo é dividido em duas direções: térmico e o fluido. Para cada modelo o sistema é dividido em ‘transportadores’ e ‘recipientes’. Os ‘recipientes’ são modelados usando a conservação de massa e energia, enquanto que os ‘transportadores’ são modelados usando a conservação de quantidade de movimento. Foi relatado que a execução da simulação transcorreu próximo do tempo real no período LIGADO (ON), mas causou severos problemas numéricos durante o período DESLIGADO (OFF) quando o fluxo de massa aproxima-se de zero. Com isso, o programa gera uma necessidade de tempo total de simulação maior que o tempo real.

WEDEKIND G. L., BHATT B. L. AND BECK B. T. (1978) desenvolveram a modelagem dos processos de evaporação e condensação dentro de tubos. Os autores

assumiram: toda a região bifásica está dentro do trocador de calor, isto é, a condição de saída não é bifásica; flutuações aleatórias são desprezadas comparadas às mudanças determinísticas; o fluxo médio de calor na região bifásica é constante no tempo; a dissipação viscosa é desprezada; a condução longitudinal é desprezada; a mudança na energia cinética é desprezada; as entalpias específicas do líquido e vapor são valores saturados e funções da pressão média do sistema; a densidade do vapor é constante na região superaquecida.

Baseados na primeira hipótese a equação de conservação da quantidade de movimento em regime permanente é usada para determinar o perfil da área média da fração de vazio ao longo do comprimento do trocador de calor. Posteriormente a fração de vazio média do sistema é obtida integrando a fração local ao longo do comprimento bifásico. Nesse processo o comprimento da região bifásica é mantido como uma variável dependente do tempo. Usando a fração de vazio média do sistema calculada, e assumindo um fluxo de calor constante na região bifásica, os balanços de massa e energia na região bifásica são aplicados através de ODEs de primeira ordem. A solução dessas equações identifica as localizações instantâneas das fronteiras bifásicas no trocador de calor. Os dados de entradas dessas equações são o título na entrada e a vazão mássica. A equação diferencial obtida acima é resolvida, por integração simples, para diferentes fluxos de entrada em função do tempo.

O modelo é aplicável para qualquer trocador de calor bifásico. Entretanto ele está limitado para condições de saída onde a condição de saída está além de bifásica. Como tal, o modelo pode ser usado para regime permanente e alguns comportamentos transientes, mas não em estágios muito próximo da partida quando a condição de saída é ainda bifásica. O modelo foi validado usando dados experimentais de fluxo bifásico em uma serpentina de tubo de vidro de 9 metros de comprimento, com uma seção reta entre curvas. No modo de evaporação, o modelo foi usado para prever a taxa de fluxo de saída e o ponto de transição de

fase quando um fluxo de entrada variando no tempo exponencialmente foi imposto a seção experimental de teste. No modo de condensação, o modelo prevê a taxa de fluxo de saída quando a taxa de fluxo de entrada é aumentada e diminuída bruscamente. Em ambos os modos, as previsões do modelo concordaram, muito bem, com as médias dos valores das medições.

WILLIATZEN M., PETIT N. B. O. L., e PLOUG-SORENSEN L. (1998) desenvolveram modelos para simulação do evaporador e condensador de um sistema de refrigeração tratando-os equivalentemente. As seguintes hipóteses simplificadoras foram desenvolvidas: fluxo unidirecional através de um tubo circular horizontal de seção constante; perdas de pressão desprezíveis; perdas viscosas e por condução axial no refrigerante, desprezíveis; refrigerantes puros; a fração de vazio é média na região bifásica.

Os autores apresentam as formas gerais das equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e da energia, simplificando-as através do uso das hipóteses simplificadoras acima. O trocador de calor é dividido em três zonas – regiões de líquido, bifásico e vapor somente. As equações de conservação de massa e energia são escritas para cada zona, introduzindo os comprimentos de cada zona como variáveis adicionais. A terceira equação para cada zona é obtida do balanço de energia considerando o fluido secundário. Esse processo conduz a um conjunto de três equações acopladas para cada zona e três conjuntos de semelhantes equações para todas as três zonas juntas. As equações resultantes foram modificadas, introduzindo um número de coeficientes de propriedades relacionados, para expressar a dependência implícita das derivadas temporais das variáveis de estado em expressões explícitas.

O modelo do trocador de calor foi aplicado na simulação de num evaporador. Foram tratados quatro modos de operação do evaporador: líquido-bifásico-vapor, líquido-bifásico,

bifásico e bifásico-vapor. Para cada modo foi codificado um módulo de equações para a combinação de zonas. Os detalhes da solução interna em cada módulo não foram apresentados. O foco nesse trabalho está no tratamento da ocorrência de eventos como mudança no modo de operação e em potenciais fontes de instabilidade numérica durante a mudança do modo. O passo de tempo para integração numérica das equações é ajustado dinamicamente para tamanhos menores quando um modo de mudança é iminente ou antecipado para tamanhos maiores longe de um modo de mudança.

A solução é manipulada em um ambiente de solução de equação (que não é identificado) capaz de manipular equações diferenciais algébricas. Um programa mestre faz o armazenamento de ponto de estado e o manuseio de eventos que permuta entre os diferentes modos de operação. O modelo foi desenvolvido para trocador de calor para refrigerante em tubos. Não foi apresentada validação experimental. O modelo rodou sob certas condições comuns encontradas em um sistema de refrigeração de compressão a vapor e a saída comportou-se como esperado. O desenvolvimento do modelo usando primeiros princípios de conservação é bem apresentado. Entretanto, não são feitos esclarecimentos na solução das equações em cada zona. Também é difícil de seguir a reestruturação algébrica feita para converter as equações da forma implícita para a forma explícita.

JAKOBSEN A., ANTONIUS J e HOGAARD KNUDSEN H. J. (1999) apresentaram simulações de evaporadores de geometria co-axial simples em contra corrente, considerando o mérito relativo dos modelos de evaporador com base no modelo de deslizamento e no modelo de escoamento homogêneo. Os autores adotaram as seguintes hipóteses simplificadoras: o calor transferido é somente entre o refrigerante e o fluido secundário; a condução axial é desprezada no refrigerante e na parede do tubo. O modelo é estudado somente para o caso quando a entrada é bifásica. Embora as equações que governam não sejam vinculadas, a

aplicabilidade desse modelo a situações encontradas na partida e parada quando o evaporador está completamente inundado de líquido, não é óbvia.

O desenvolvimento do modelo matemático foi realizado no software SINDA/FLUINT usando as formas transientes das equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento, todas expressas em termos da fração de vazio e densidades do refrigerante saturado (líquido e vapor). A fração de vazio é expressa em termos do deslizamento e do título do refrigerante; o escoamento homogêneo é tratado como um caso especial do modelo de deslizamento, com um deslizamento unitário. A condição de entrada do fluido secundário é mantida constante e as condições de entrada e saída do refrigerante são impostas no evaporador como uma condição de fronteira dinâmica.

A solução do modelo é executada dentro do SINDA/FLUINT que usa um parâmetro agrupado e aproximação por diferença finita. Detalhes adicionais do processo de solução não são apresentados nesse trabalho. Entretanto detalhes do SINDA/FLUINT são referenciados em Ploug-Sorensen et al (1997) e no manual do software.

O modelo desenvolvido foi validado contra um equipamento experimental de teste, com R22 como refrigerante e etanol como fluido secundário. A validação foi feita contra duas condições transientes específicas: uma brusca redução do fluxo de refrigerante no evaporador e um brusco aumento no fluxo de refrigerante na saída do evaporador. A brusca redução é conseguida pela repentina redução de área de fluxo da válvula de expansão e o brusco aumento do fluxo de refrigerante é conseguido pelo repentino aumento no controle de capacidade do compressor. Em ambos os casos, a variação temporal do fluxo de massa prevista através do evaporador usando o modelo de deslizamento e o modelo de escoamento homogêneo, são comparados com o fluxo medido.

O trabalho relatado dá uma compreensão muito valiosa em uma das mais comuns hipóteses relacionadas ao fluxo de refrigerante bifásico em trocadores de calor. O modelo homogêneo é reportado como significativamente impreciso quando comparado ao modelo de deslizamento. Essa imprecisão é atribuída a grande diferença na estimativa da massa de refrigerante conforme determinado pelas duas hipóteses. O modelo homogêneo prediz rapidamente a resposta do evaporador, porque essa previsão de carga de refrigerante é muito baixa. O modelo de deslizamento estima uma quantidade de carga mais precisa e, portanto a resposta do evaporador é mais precisa também.

KHAN e ZUBAIR (1998) descreveram que: as curvas características de desempenho de sistemas de refrigeração de compressão de vapor são definidas como um gráfico entre o inverso do coeficiente de desempenho ($1/COP$) e o inverso da capacidade de resfriamento ($1/Q_{evap}$) do sistema. Usando os dados reais de um sistema de compressão a vapor simples, as curvas de desempenho de um sistema são obtidas. As curvas encontradas são lineares e essa relação linear entre $1/COP$ e $1/Q_{evap}$ é explicada pelas várias perdas do sistema, resultantes das perdas por irreversibilidades devidas a taxa finita de transferência de calor nos trocadores de calor, compressão não isentrópica, expansão em um compressor e expansão na válvula do sistema respectivamente. Um modelo termodinâmico de tempo finito que simula o trabalho de um sistema de compressão de vapor real é também desenvolvido. O modelo é usado para estudar o desempenho de um sistema de refrigeração de velocidade variável em que a capacidade do evaporador é variada pela mudança da taxa de fluxo de refrigerante enquanto a temperatura de entrada da água gelada é mantida constante. O modelo também é usado para prever uma distribuição ótima das áreas de troca de calor entre o evaporador e o condensador para uma área total de troca de calor. Adicionalmente, o efeito do sub-resfriamento e do superaquecimento no desempenho do sistema é também investigado.

HERMES, C. J. L. (2006) propôs uma metodologia para a simulação computacional do comportamento transiente de refrigeradores domésticos. A metodologia proposta foi aplicada a um refrigerador 440 litros com dois compartimentos refrigerados, sendo que a temperatura de um deles é controlada pela ação de um damper termostático, enquanto que a do outro é controlada pelo acionamento e desligamento do compressor. Essa metodologia pode ser estendida a quaisquer refrigeradores domésticos. Cada componente do refrigerador é modelado separadamente. Os trocadores de calor (evaporador e condensador) são modelados com base nas equações de conservação da massa e da energia discretizadas segundo um esquema de volumes finitos com uma formulação explícita no tempo. São propostas novas correlações para a transferência de calor na região aletada tanto para o condensador como para o evaporador, que são capazes de prever os resultados experimentais com erros de $\pm 10\%$. O modelo do compressor foi dividido em dois sub-modelos: carcaça e cilindro. O primeiro leva em conta a transferência de calor na carcaça e as interações entre óleo e refrigerante, enquanto o segundo representa o processo de compressão. Esses dois modelos foram calibrados contra dados experimentais obtidos em um calorímetro de ciclo quente. O modelo do tubo capilar foi implementado tanto para escoamentos adiabáticos como para não-adiabáticos. Suas previsões para o fluxo de massa foram comparadas com cerca de mil pontos experimentais para os refrigerantes HFC-134a e HC-600a, com 85% dos pontos com erros na faixa de $\pm 10\%$. O trocador de calor tubo capilar-linha de sucção foi modelado através do conceito de efetividade de temperatura, tornando o processamento dos casos não-adiabáticos tão rápido quanto o dos casos adiabáticos. O modelo dos compartimentos refrigerados leva em conta as variações temporais de carga térmica, já que considera a influência do “damper” nas vazões de ar de cada compartimento através de correlações experimentais obtidas em um túnel de vento. A integração temporal das equações diferenciais ordinárias é realizada

explicitamente através de um método preditor-corretor de ordem variável e passo de integração auto-adaptativo. Comparações com evidências experimentais mostram que o modelo é capaz de prever o comportamento transiente do refrigerador de forma bastante satisfatória tanto para o regime de partida como para o regime cíclico, com estimativas para o consumo de energia com erro máximo de $\pm 10\%$ e estimativas das temperaturas do ar com erro máximo de $\pm 1^\circ\text{C}$.

Capítulo 3 – Modelagem matemática do sistema de refrigeração doméstico

Neste capítulo descreve-se o modelo matemático utilizado no trabalho considerando como base o trabalho de JAKOBSEN (1995). Inicialmente apresentá-se o modelo mental, com explicações do funcionamento do sistema de refrigeração e da conceituação do modelo matemático de simulação. Posteriormente apresentam-se as equações de balanço que compõem o modelo global o qual engloba a formulação de leis físicas para descrever os fenômenos que acontecem nos diversos componentes de sistema simulado: compressor, condensador, tubo capilar, evaporador e gabinete do refrigerador. Finalmente, comentam-se alguns detalhes do software empregado, assim como da metodologia numérica utilizada.

3.1 - Modelagem qualitativa do refrigerador doméstico (JAKOBSEN, 1995)

Nessa seção descrevem-se os objetivos do modelo assim como o modelo qualitativo do sistema do refrigerador doméstico com suas interações.

Os objetivos fundamentais do presente modelo são:

- Descrição qualitativa das perdas termodinâmicas para explicar/entender a baixa eficiência energética do refrigerador.
- Previsão do consumo de energia e eficiência energética do sistema dependendo da estratégia de controle do compressor, eficiência do compressor, dimensionamento de componentes e escolha da quantidade de refrigerante.

O modelo qualitativo ou mental apresentado em JAKOBSEN (1995) consiste em imaginar a dinâmica do sistema de refrigeração como um ciclo liga-desliga “padrão”, partindo exatamente antes do compressor ser ligado de novo.

No estado inicial (após o compressor ser desligado por um instante) o condensador contém somente gás superaquecido, pois a maior parte do refrigerante escoou através do tubo capilar para o evaporador no período desligado. A temperatura do condensador é próxima a aquela da vizinhança ($\approx 27^{\circ}\text{C}$), e a pressão é a mesma em todos os componentes, sendo próxima da pressão de saturação do refrigerante correspondente a temperatura no evaporador ($3^{\circ}\text{C} \sim 3.3 \text{ bar}$ para o R134a).

A maior parte do refrigerante está ou situada no evaporador, que é o lugar mais frio, ou dissolvido no óleo dentro do compressor. A quantidade de refrigerante no óleo aumenta conforme a pressão na carcaça do compressor aumenta e a temperatura diminui. A temperatura média do ar do gabinete será cerca de um grau Celsius acima do valor desejado, considere-se 6°C . A temperatura no topo do gabinete é aproximadamente 7.5°C e o ar na parte de baixo do gabinete está a aproximadamente 4.5°C .

Agora se supõe que o controlador (termostato) ligue o compressor. No primeiro intervalo de tempo o sistema funciona num regime extremamente transiente. A velocidade do compressor muda rapidamente de zero para $\sim 2850 \text{ rpm}$ em dezenas de milissegundos.

O primeiro componente que é afetado pela partida do compressor é o condensador. Devido ao alto fluxo de massa saindo do compressor, a pressão no condensador aumenta rapidamente de um valor baixo correspondendo à temperatura do evaporador para a pressão de saturação correspondendo à temperatura da “parede” do condensador. Dentro de $\sim 10 \text{ s}$ a pressão no condensador aumenta do nível de 3.3 bar para cerca de 7 bar (27°C R134a), é claro dependendo da capacidade do compressor e do volume do condensador. Nesse ponto a condensação começa, e de agora em diante a pressão irá aumentar muito mais suavemente.

O fluxo de refrigerante do compressor para o condensador é muito alto no começo. Conforme a pressão aumenta, o fluxo de saída do condensador através do capilar irá começar,

mas no começo, o fluxo de entrada do compressor será muito maior que o fluxo de saída através do tubo capilar. Como consequência, a quantidade de refrigerante no condensador aumenta muito rápido até que o fluxo de saída de refrigerante através do tubo capilar se iguale ou exceda o fluxo do compressor. Após cerca de 40 s a maior parte do refrigerante está situada no condensador como líquido. Devido à formação de líquido o grau de sub-resfriamento irá aumentar, o que, junto com o aumento da pressão, irá aumentar o fluxo de refrigerante através do tubo capilar. Ao mesmo tempo o fluxo de refrigerante do compressor irá diminuir como uma consequência da diminuição da pressão de sucção e o aumento da pressão do condensador junto com o aumento do superaquecimento do vapor entrando no cilindro do compressor. Por isso após um espaço de tempo (~5-10 min.) o fluxo de refrigerante através do tubo capilar e o fluxo do compressor serão aproximadamente iguais e desse momento em diante a distribuição de refrigerante entre os componentes não irá mudar significativamente.

Nos primeiros poucos segundos após a partida do compressor, a pressão no evaporador será aproximadamente constante. Isso é devido à evaporação de refrigerante líquido no evaporador e à ebulição (desprendimento) do refrigerante do óleo do compressor. Após cerca de 20 s, a pressão do evaporador irá diminuir rapidamente conforme a maior parte do refrigerante é “bombeada” para o condensador. Por isso após aproximadamente 40 s, o superaquecimento do refrigerante deixando o evaporador será muito alto, parcialmente devido à falta de refrigerante e parcialmente devida à baixa pressão. Com certo atraso, o evaporador é gradualmente recarregado com refrigerante conforme o fluxo de refrigerante através do capilar aumenta. Após 5 – 10 minutos, o refrigerante irá ser redistribuído de uma “maneira quase estática”, por isso as utilizações das superfícies do evaporador e condensador para a mudança de fase são inicialmente um tanto pobre.

Mesmo que a temperatura de evaporação diminua, a temperatura do ar no gabinete irá ainda aumentar por aproximadamente 1 minuto após o compressor ter partido. A razão é que a temperatura da superfície do evaporador tem que cair abaixo da temperatura na qual a transmissão de calor para o ar da vizinhança está em balanço com a transferência de calor para a superfície do evaporador.

Após um período de tempo que depende da carga térmica e da transferência de calor através das paredes do gabinete, a temperatura de desligamento do termostato será alcançada e o compressor será desligado. O fluxo de refrigerante que sai do compressor para imediatamente. O fluxo através do tubo capilar continua enquanto existir uma diferença de pressão entre o condensador e o evaporador. Conseqüentemente o condensador será drenado completamente de líquido refrigerante. Conforme a pressão tende a diminuir rápido, uma parte do líquido refrigerante no condensador irá vaporizar. Quanto de líquido realmente evapora no condensador é difícil de estimar com precisão porque isso depende da taxa de fluxo através do tubo capilar e da extensão na qual o fluxo de líquido está misturado com bolhas de gás.

Conforme a temperatura do óleo no compressor diminui no período desligado, mais refrigerante estará dissolvido. A pressão no evaporador irá aumentar conforme a temperatura aproxima-se daquela do ar dentro do gabinete. A pressão na carcaça do compressor irá seguir esse aumento de pressão e contribui para a dissolução do refrigerante no óleo. O resultado de tudo isso é que há um fluxo pequeno de refrigerante do evaporador para o compressor no período parado.

Considerando esses comentários a seguir são discutidas as principais interações dinâmicas entre os vários componentes considerando o esquema mostrado na Figura 3. O

objetivo principal é criar uma estrutura para o entendimento da dinâmica do fluxo de refrigerante.

Na Figura 3 a influencia direta entre as principais variáveis de processo são indicadas de forma qualitativa. Um “+” significa que se a variável de processo da qual começa a seta aumenta, então a variável de processo para a qual ela está apontada irá também aumentar (assumindo que todas as outras interações são desprezíveis). A indicação “-“ significa que a variável de processo para qual a seta está apontada irá diminuir se a variável de processo da qual a seta se originou aumenta.

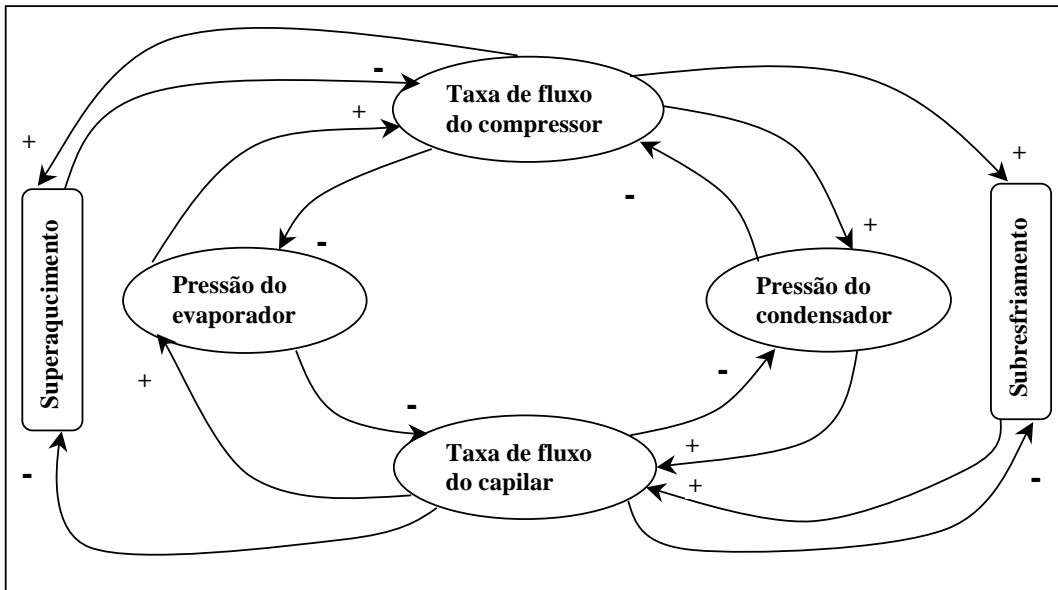


Figura 3. Interações entre as taxas de fluxo de refrigerante e os estados no condensador e evaporador.

Na Figura 3, notá-se que se a taxa de fluxo através do compressor está aumentado, então a pressão no condensador irá aumentar também. Por outro lado, esse aumento de pressão irá provocar uma realimentação negativa na taxa de fluxo do compressor. Se a pressão

no condensador aumenta, a taxa de fluxo através do capilar irá também aumentar. Esse aumento na taxa de fluxo também causará uma realimentação negativa na pressão do condensador. Observações similares podem ser feitas com relação ao lado de baixa pressão. É digno de nota que, um circuito de realimentação entre dois componentes adjacentes com respeito à vazão mássica, sempre resulta numa realimentação negativa. Isso mostra que o processo por si só irá ter uma tendência de estabilizar o fluxo de refrigerante no sistema.

O grau de sub-resfriamento e o grau de superaquecimento são também mostrados como variáveis de processo na Figura 3. Se a vazão mássica através do compressor aumenta, o grau de sub-resfriamento e superaquecimento irão também aumentar. A taxa de fluxo através do tubo capilar tem uma influência negativa no grau de sub-resfriamento e superaquecimento. Portanto o sub-resfriamento e o superaquecimento irão ambos diminuir quando a taxa de fluxo através do tubo capilar aumenta.

3.2 - Formulação das equações principais de conservação (JAKOBSEN, 1995)

Nessa seção é introduzida a formulação principal usada para simular cada componente do sistema de refrigeração. Estas equações são posteriormente aplicadas para modelar cada componente do sistema.

As equações principais de conservação são obtidas desenvolvendo um balanço de massa, energia e entropia no volume de controle mostrado na Figura 4. As equações são obtidas considerando as seguintes hipóteses: o volume de controle possui somente uma entrada e uma saída, variações nulas da energia cinética e potencial no volume de controle, energia cinética e energia potencial desprezíveis na entrada e saída do volume de controle,

propriedades termodinâmicas e de transporte uniformes no volume de controle, forças de campo desprezíveis.

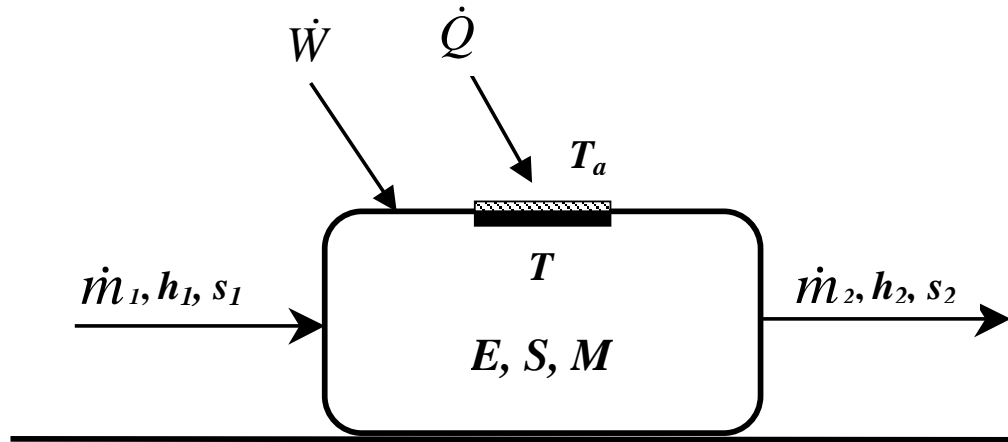


Figura 4. Volume de controle para análise total.

Considerando os procedimentos mostrados em livros de texto como BEJAN (1997), MORAN AND SHAPIRO (2002), as seguintes equações são obtidas (ver JAKOBSEN, 1995):

Conservação da energia:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_i h_i - \dot{m}_o h_o \quad (1)$$

Balço de entropia na fronteira interna:

$$\dot{\Gamma}_{si} = \frac{dS}{dt} + \dot{m}_o s_o - \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}}{T} \geq 0 \quad (2)$$

Balço de entropia na fronteira externa:

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{dS}{dt} + \dot{m}_o s_o - \dot{m}_i s_i - \frac{\dot{Q}}{T_a} \geq 0 \quad (3)$$

Conservação da massa:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad (4)$$

Deve-se notar que quando a segunda lei é aplicada deve-se tomar cuidado com a temperatura na fronteira. Calculando a diferença de geração de entropia entre os volumes de controle interno e externo, a seguinte expressão é obtida, representando a geração de entropia em conexão com a transferência de calor (JAKOBSEN, 1995):

$$\dot{\Gamma}_{sQ} = \dot{\Gamma}_s - \dot{\Gamma}_{si} = \dot{Q} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_a} \right) \quad (5)$$

Restringindo as equações acima a uma análise em regime permanente, a seguinte expressão é obtida para o trabalho fornecido para o volume de controle.

$$\dot{W} = \dot{m}_o (h_o - T_a s_o) - \dot{m}_i (h_i - T_a s_i) - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) + T_a \dot{\Gamma}_{si} \quad (6)$$

A equação (6) é um balanço de exergia. A exergia de uma quantidade de energia é o máximo trabalho útil no qual a energia útil pode ser convertida em um processo reversível ideal em um dado ambiente. O ambiente é caracterizado pela temperatura ambiente, T_a . Assim, perdas termodinâmicas causadas por irreversibilidades de processo podem ser quantificadas em termos de geração de entropia (ou destruição de exergia).

O coeficiente de desempenho (COP) pode ser relacionado com as perdas termodinâmicas. Considerando um volume de controle que engloba o sistema de refrigeração, vide figura 5, a seguinte relação para o COP é obtida usando os balanços de entropia e energia.

$$COP \equiv \frac{\bar{\dot{Q}}_e}{\dot{W}} = \frac{\bar{T}_r}{(T_a - \bar{T}_r) + \bar{T}_r \left(\frac{T_a \dot{\Gamma}_s}{\dot{Q}_e} \right)} \quad (7)$$

Na Eq. 7 a barra sobre os termos representa um valor médio no tempo, isto é, as variáveis são médias no tempo em um ciclo de trabalho. Analisando esta equação está claro que as irreversibilidades de processo causam redução do COP real comparado com o COP para os processos reversíveis de Carnot. O último é obtido para o processo reversível onde $\dot{\Gamma}_s$ é zero. No Anexo A se mostra o desdobramento passo a passo para a obtenção da equação (7).

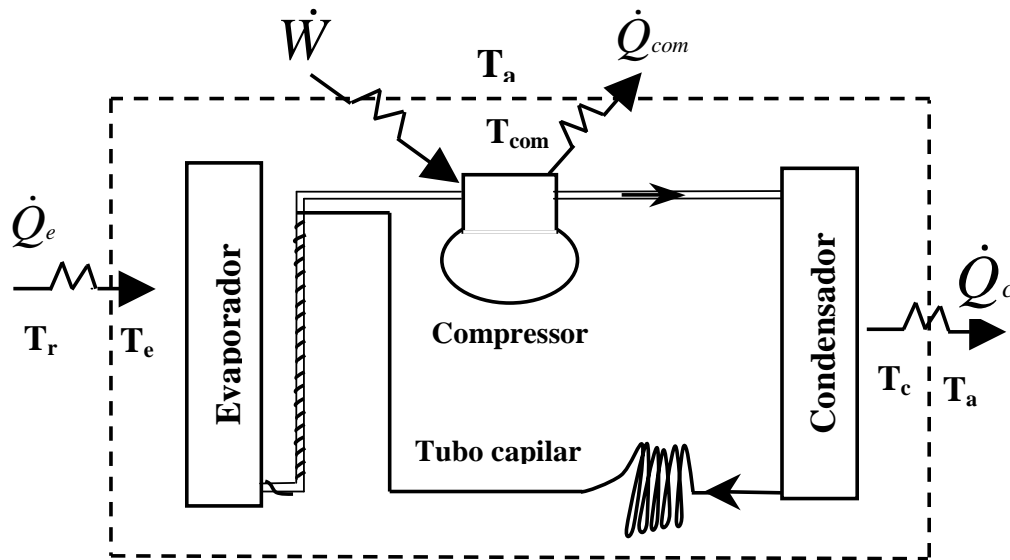


Figura 5. Volume de controle ao redor do sistema de refrigeração.

Das equações acima se pode concluir que os meios de melhorar o COP são reduzir as irreversibilidades do processo ou perdas termodinâmicas. Um outro ponto importante é reconhecer que a geração total de entropia é a soma da (sempre positiva) geração de entropia nos processos individuais que estão ocorrendo em cada componente.

$$\dot{\Gamma}_s = \dot{\Gamma}_{comp} + \dot{\Gamma}_c + \dot{\Gamma}_{cap} + \dot{\Gamma}_e \quad (8)$$

Onde:

$$\dot{\Gamma}_{comp} = \dot{m}(s_2 - s_1) + \frac{Q_{comp}}{T_a} \quad (9a)$$

$$\dot{\Gamma}_c = \dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{Q_c}{T_a} \quad (9b)$$

$$\dot{\Gamma}_{cap} = \dot{m}(s_1 + s_4 - s_3 - s_5) \quad (9c)$$

$$\dot{\Gamma}_e = \dot{m}(s_5 - s_4) - \frac{Q_e}{T_r} \quad (9d)$$

Resumindo as Eqs. (9a,9b,9c,9d) a seguinte relação é obtida, que fornece a geração total de entropia.

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{Q_{comp}}{T_a} + \frac{Q_c}{T_a} - \frac{Q_e}{T_r} \quad (10)$$

As equações acima são descrições gerais e não determinam que fenômeno irá causar as irreversibilidades locais. A numeração dos pontos de estados no diagrama h, log(p) é mostrada na Figura 6, e a localização de cada um deles é indicada a seguir: 1 – entrada do

compressor, 2 – saída do compressor, 3 – saída do condensador, 4 – entrada do evaporador, 5 – saída do evaporador.

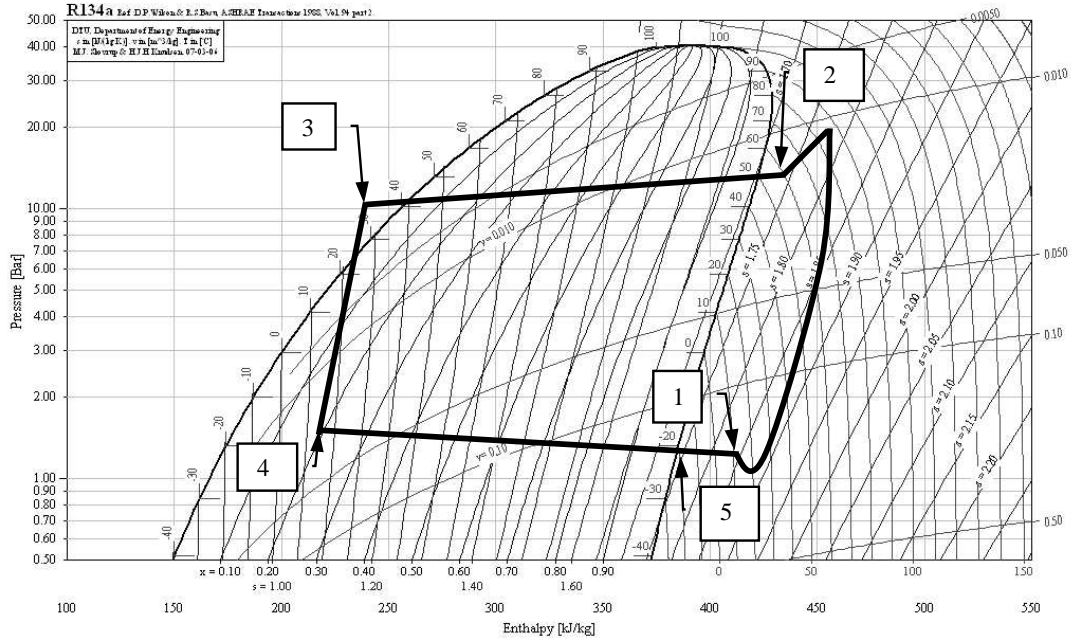


Figura 6. Ciclo de refrigeração no diagrama $h, \log(p)$.

A finalidade da otimização é reduzir a geração total de entropia a um nível onde o esforço total está em balanço com o benefício total. Frequentemente a literatura mostra a distribuição de irreversibilidades entre vários componentes. Isso dá uma visão geral da distribuição da perda total real. O que não é caracterizado é a interação entre a perda local e a perda total. Em teoria reduzindo a perda em um lugar pode levar a um efeito total negativo, se uma outra perda aumenta ainda mais como consequência desse ajuste local. Essa pode ser a situação se irreversibilidades competidoras estão envolvidas como perda de pressão e transferência de calor. Então é muito importante realmente caracterizar cada componente e também sua influência sobre os outros componentes. Essa influência pode ser avaliada considerando o seguinte fator de comando (JAKOBSEN, 1995).

$$Gf_i = \frac{\Delta\dot{\Gamma}_s}{\Delta\dot{\Gamma}_{si}} \quad (11)$$

Esse fator é a taxa entre a mudança da geração de entropia total do sistema e a mudança da geração de entropia do componente local (*i*), quando algum parâmetro é mudado no componente em questão.

3.3 – Modelagem dos componentes do modelo dinâmico de simulação (Jakobsen, 1995)

É muito difícil descrever todos os fenômenos ocorrendo no sistema de refrigeração. A seguir é apresentado um dos modelos desenvolvidos em JAKOBSEN (1995) e que será o modelo empregado no presente trabalho. Para tanto os seguintes fenômenos foram descartados. a) Atrasos de transporte, perdas de pressão e acúmulo de refrigerante nos tubos conectores; b) Perdas de pressão no condensador e evaporador; c) Variação espacial de temperatura no condensador, evaporador e superfícies do compressor; d) Variação espacial da temperatura do ar no gabinete; e) Mudanças na quantidade de refrigerante dissolvido no óleo; f) Desumidificação do ar; g) Formação de neve e gelo na superfície do evaporador; h) Aberturas de porta, infiltração de ar e influencia do resfriamento de mercadorias na determinação da carga de resfriamento.

O modelo do sistema é dividido em um número de sub-modelos, que neste caso quase correspondem aos vários componentes. A estrutura é representada na figura 7, onde o modelo do sistema é subdividido nos seguintes sub-modelos: compressor, condensador, evaporador, gabinete, tubo capilar e o trocador de calor. O último componente, isto é, o trocador de calor

não existe separadamente, uma vez que o trocador de calor integra o tubo capilar e a linha de sucção, mas para modelagem é prático descrever essa transferência de calor separadamente.

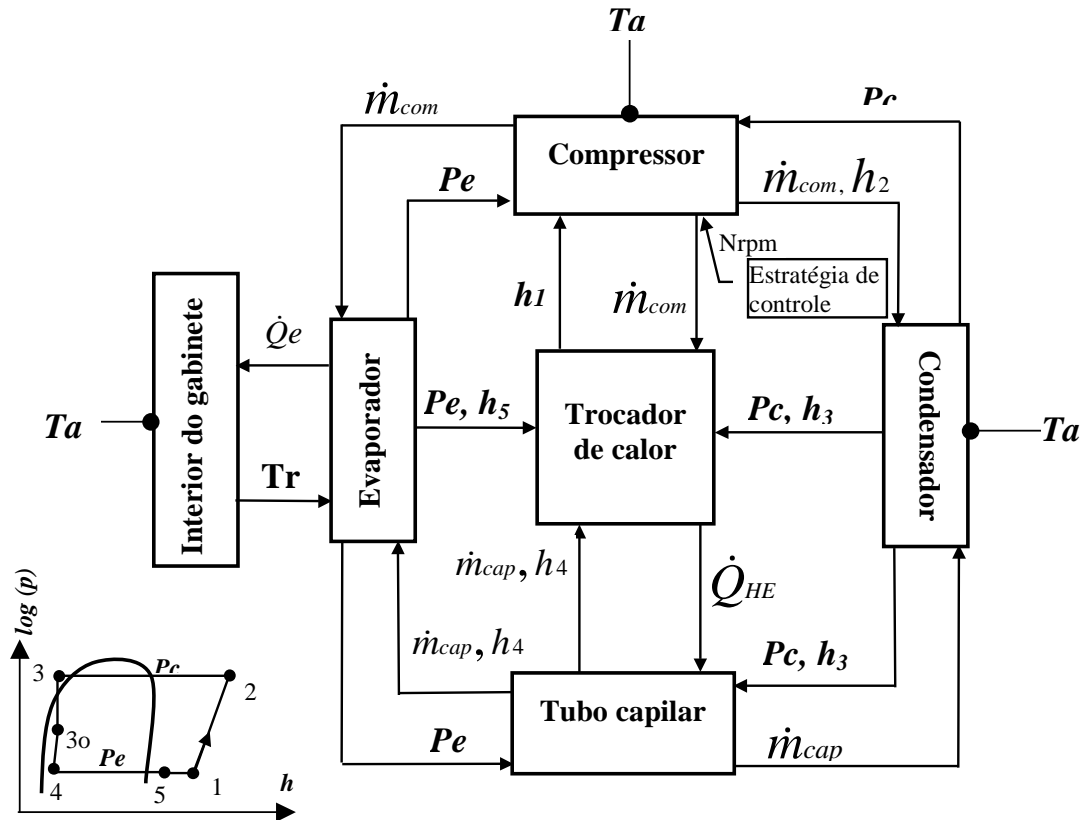


Figura 7. Fluxo de informação no modelo do sistema (Tomada de JAKOBSEN, 1995).

A informação mostrada na figura 7 deve ser lida conforme segue: Para o modelo do compressor a temperatura T_a é um parâmetro. Conhecendo as pressões de sucção e descarga, p_e e p_c , a entalpia de sucção h_1 e a variável de controle N_{rpm} , se calcula o fluxo de massa m_{comp} e a entalpia h_2 . Adicionalmente ao parâmetro de temperatura T_a outros parâmetros internos como capacidades térmicas, área de superfície, etc. têm que ser conhecidos. Somente a informação que é trocada entre os vários sub-modelos é mostrada. Os pontos de estado do

refrigerante são caracterizados pela entalpia, pressão e junto com as respectivas vazões mássicas, essas variáveis de processo constituem as ligações entre os processos dos vários sub-modelos. Os números dos pontos de estado são mostrados no diagrama $h, \log(p)$ na figura 7. As setas que chegam nos modelos dos componentes são as variáveis de entrada e as que estão no sentido oposto, ou seja, saindo dos modelos, são as variáveis de saída.

No presente trabalho é descrito o modelo térmico denominado como DynTherm por JAKOBSEN (1995). Nesse modelo o grau de superaquecimento na saída do evaporador e o grau de sub-resfriamento na saída do condensador são parâmetros. O fluxo de refrigerante é assumido ser o mesmo em qualquer lugar do sistema e igual à taxa de fluxo através do compressor. A taxa de fluxo de refrigerante através do tubo capilar não é calculada separadamente, e a quantidade de refrigerante em vários componentes não é considerada. No modelo são mostradas as seguintes variáveis dinâmicas, isto é, as variáveis que mudam com o tempo e que necessitam do fornecimento de um valor inicial:

- Temperatura do ar do gabinete (T_r)
- Temperatura da superfície do evaporador (T_{we})
- Temperatura da superfície do condensador (T_{wc})
- Temperatura da superfície do compressor (T_{comp})

No modelo DynTherm, as pressões do condensador e evaporador também são variáveis, mas entram como variáveis algébricas como muitas outras.

A modelagem da energia interna dos quatro componentes mencionados acima está relacionada com capacidade térmica calculada nas suas respectivas temperaturas de superfícies. O inconveniente do modelo DynTherm é que ele não pode caracterizar quanto da área do evaporador e condensador é usada para a mudança de fase (evaporação ou condensação). A utilização está implicitamente prescrita pelos parâmetros: grau de sub-

resfriamento e grau de superaquecimento. O modelo não permite analisar a influência da carga de refrigerante no sistema e no tamanho do tubo capilar porque esses parâmetros de projeto não estão incluídos na formulação. Finalmente ele não permite prever como acontece a equalização de pressão no período do compressor desligado. Para descrever esses fenômenos deve ser usado um modelo hidrodinâmico, denominado DynFlo, e também desenvolvido por JAKOBSEN (1995).

3.3.1 Modelagem do Compressor

Os processos que acontecem dentro de um compressor hermético são muito complexos para serem descritos no contexto de um modelo de simulação de um sistema de refrigeração (JAKOBSEN, 1995). Assim, o modelo matemático aplicado é muito simples. A Figura 8 mostra o volume de controle usado para a simulação do compressor.

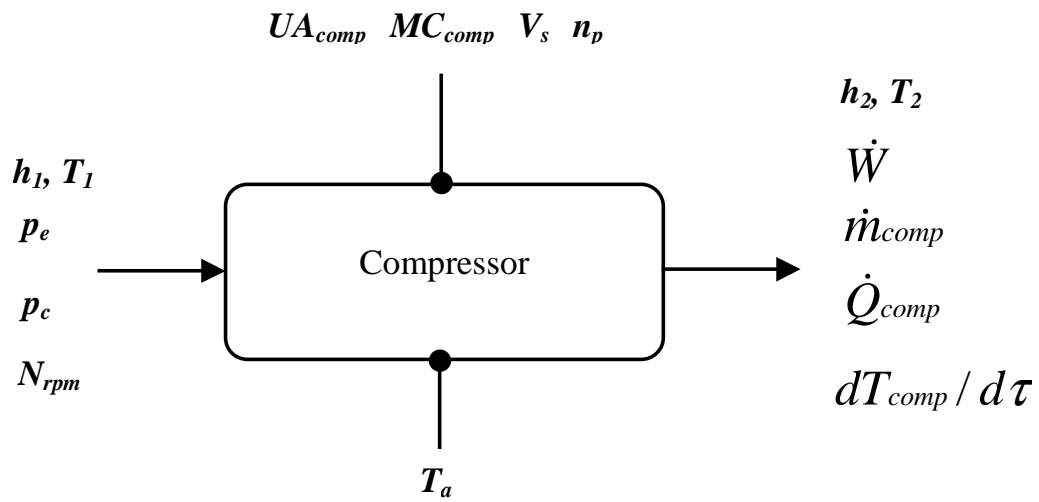


Figura 8. Volume de controle e parâmetros físicos do modelo do compressor.

Os seguintes parâmetros têm que ser quantificados: T_a [K], a temperatura ambiente; UA_{comp} [W/K], o coeficiente de troca de calor entre a parede e o ar; V_s [m³], Volume geométrico do cilindro ou volume varrido; MC_{comp} [J/K], Capacidade, em bloco, (Lumped) interna do compressor; e n_p , expoente politrópico do compressor. As definições das variáveis de entrada/saída na figura 8 devem ser auto-explicativas. Tendo todos esses parâmetros algumas equações são usadas para formular o modelo do compressor. A taxa de fluxo através do compressor é expressa usando uma eficiência volumétrica expressa por:

$$\dot{m}_{comp} = \eta_v \rho_1 V_s \frac{N_{rpm}}{60} \quad (12)$$

onde η_v é a eficiência volumétrica e ρ_1 é a densidade do gás na linha de sucção. Para propósitos de simulação a eficiência volumétrica deve ser conhecida. Uma forma de calcular esse parâmetro é construir uma curva de η_v como uma função da relação de pressões $\pi \equiv p_c/p_e$. Esse tipo de curva pode ser obtida de dados de teste de compressores em regime permanente em calorímetro. A expressão usada por JAKOBSEN (1995) e também usada na simulação atual é:

$$\eta_v = 0.542 - 0.08954 \cdot \pi + 0.27523 \cdot \sqrt{\pi} \quad (13)$$

A potência elétrica do compressor é calculada usando uma eficiência isentrópica por:

$$W = \dot{m}_{comp} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_s} \quad (14)$$

onde η_s é a eficiência isentrópica e h_{2s} é a entalpia do gás de saída assumindo o processo como isentrópico (processo adiabático reversível). Para calcular a eficiência isentrópica, a variável η_s é calculada como uma função da pressão do evaporador p_e . A expressão considerada da curva ajustada é:

$$\eta_s = -1.479 - 1.4916 \cdot p_e + 3.2409 \cdot \sqrt{p_e} + 0.08142 \cdot p_e^2 \quad (15)$$

A pressão p_e na relação (15) deve ser usada em bar.

É possível obter um ajuste levemente melhor da η_s , considerando T_c como um parâmetro independente na correlação. Entretanto, as imprecisões gerais causadas por outras simplificações de modelo no modelo do compressor são ainda mais significantes que a imprecisão causada pela expressão simplificada da eficiência isentrópica.

Da primeira Lei da Termodinâmica a seguinte relação é obtida:

$$MC_{comp} \frac{dT_{comp}}{dt} = \dot{W} - \dot{Q}_{comp} - \dot{m}_{comp} (h_2 - h_1) \quad (16)$$

Para determinar h_2 – a entalpia do gás de descarga – é necessário derivar mais uma relação onde somente a pressão é conhecida nesse ponto de estado. Um tradicional meio é calcular a temperatura assumindo o processo como politrópico.

$$T_2 = \left(\frac{T_1 + T_{comp}}{2} \right) \left(\frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{n_p - 1}{n_p}} \quad (17)$$

O termo relacionado com a soma de temperaturas reflete a hipótese que o gás entrando no cilindro parcialmente vem diretamente da linha de sucção e parcialmente da carcaça do compressor. JAKOBSEN (1995) descobriu que usando $n_p = 1.09$ o modelo fornece resultados razoáveis para o nível de temperatura de descarga. Finalmente a perda total de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{comp} = UA_{comp} (T_{comp} - T_a) \quad (18)$$

Considerando as equações acima para o modelo do compressor, os cálculos são realizados explicitamente nos casos dinâmicos. Resumindo pode ser dito que embora o processo no compressor seja um tanto complexo o modelo matemático apresentado é muito simples. Todos os detalhes complexos estão escondidos nas eficiências η_v , η_s e nos parâmetros UA_{comp} e n_p .

3.3.2 Modelagem do Condensador

A física do escoamento de duas fases durante a condensação é muito complexa e em grande escala desconhecida. A intenção do presente modelo é manter o modelo tão simples quanto possível. Segundo trabalhos da literatura o benefício do uso de modelos complicados é muito limitado (JAKOBSEN, 1995).

Na literatura é freqüentemente encontrado que o condensador é dividido em três zonas: uma zona de superaquecimento, uma zona de condensação e uma zona de sub-resfriamento. No modelo atual a zona de superaquecimento é desconsiderada quando a

condensação ocorre. As bases para a escolha desse modelo são explicadas em JAKOBSEN (1995). Aqui serão descritas sucintamente as equações que formam o modelo DynTherm.

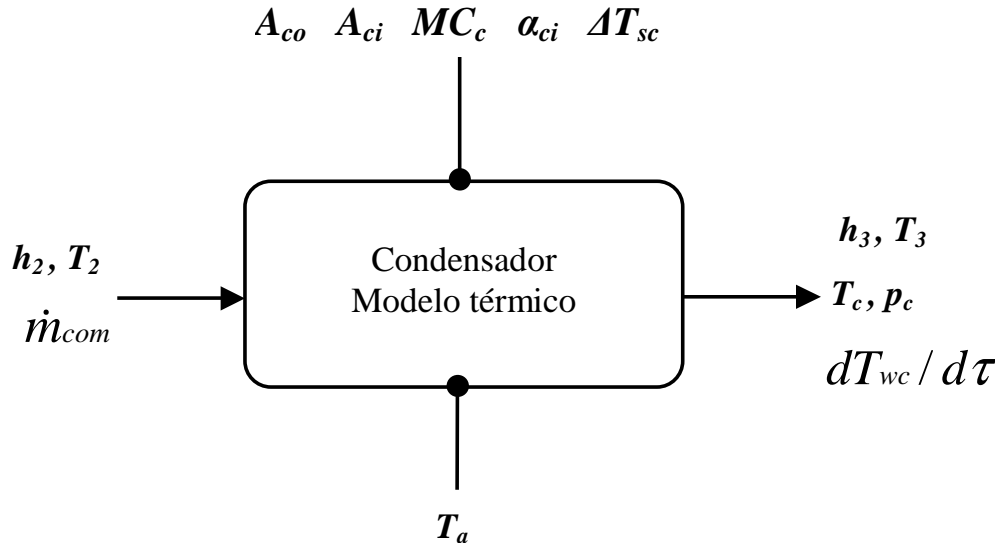


Figura 9. Volume de controle e parâmetros físicos do modelo do condensador.

No modelo DynTherm a influência direta do conteúdo de refrigerante é desconsiderada. Em vez disso o grau de sub-resfriamento é fornecido como parâmetro. Na Figura 9 é mostrado o volume de controle usado para a formulação do modelo DynTherm do condensador. Os seguintes parâmetros têm que ser introduzidos: A_{co} [m^2], a área externa em contato com o ar, A_{ci} [m^2], a área interna de troca de calor em contato com o refrigerante, MC_c [W/K], a capacidade térmica; α_{ci} [W/ m^2 K], o coeficiente interno de transferência de calor; e ΔT_{sc} [K], o grau de sub-resfriamento.

Assumindo que todo o material da parede do condensador está na mesma temperatura, T_{wc} , as seguintes equações podem ser derivadas. A primeira Lei da Termodinâmica para a parede fornece:

$$MC_c \frac{dT_{wc}}{dt} = \alpha_{ci} A_{ci} (T_c - T_{wc}) - U_c A_{co} (T_{wc} - T_a) \quad (19)$$

Onde U_c é o coeficiente externo de transferência de calor. Usando agora a primeira lei para o refrigerante, a seguinte expressão é obtida:

$$\dot{m}_{comp} (h_2 - h_3) = \alpha_{ci} A_{ci} (T_c - T_{wc}) \quad (20)$$

Para obter essa relação é assumido que o refrigerante está em um estado quase estático de balanço de energia com a parede. Por definição:

$$T_3 = T_c - \Delta T_{sc} \quad (21)$$

Assumindo que a condensação acontece o tempo todo, a pressão é igual à pressão de saturação, isto é:

$$p_c = P_{sat}(T_c) \quad (22)$$

3.3.3 Modelagem do Tubo capilar

Um modelo matemático detalhado do processo no tubo capilar é muito complexo. É uma questão relacionada com um escoamento de duas fases com evaporação e perda de pressão. Para se obter um modelo de simulação do sistema utilizável é necessário desenvolver um modelo simples. No modelo DynTherm é somente tratada a troca de calor independentemente da taxa de fluxo. Na figura 10 é mostrado o perfil de temperatura no capilar de um refrigerador doméstico típico. Uma explicação detalhada dessa figura pode ser encontrada em JAKOBSEN (1995).

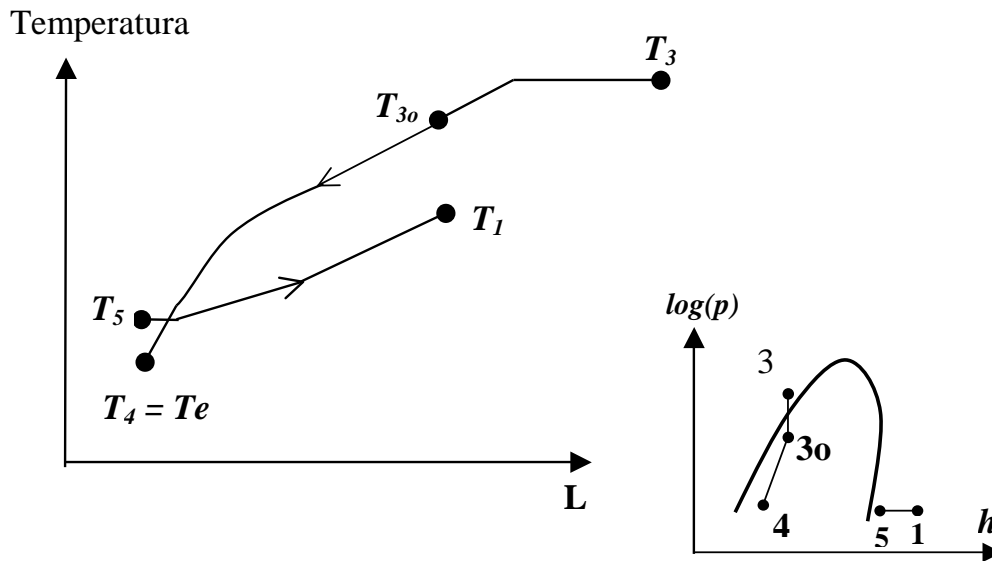


Figura 10. Perfil de temperatura no tubo capilar (Tomada de JAKOBSEN, 1995).

Na figura 11 é apresentado o volume de controle e na figura 12 a distribuição de temperaturas, usados na formulação do modelo do tubo capilar.

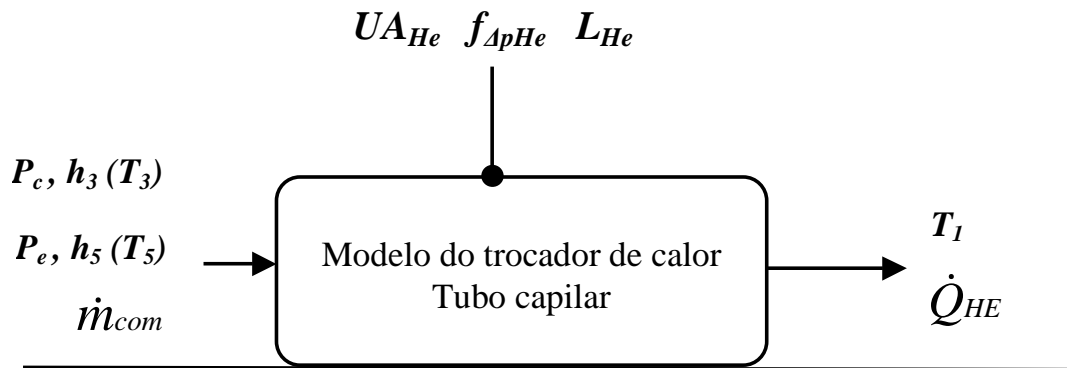


Figura 11. Volume de controle do tubo capilar.

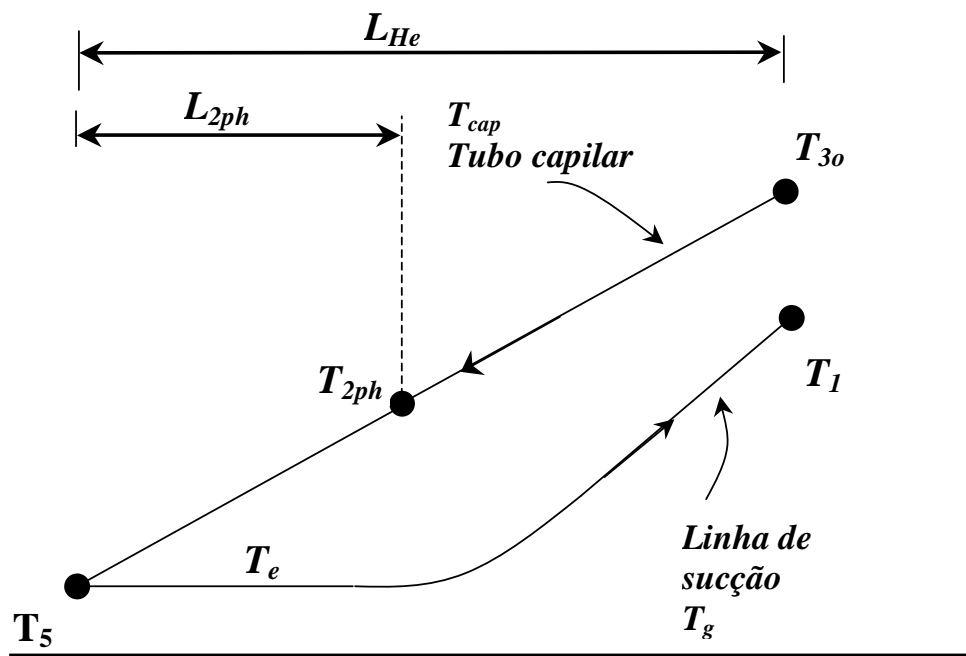


Figura 12. Perfil de temperatura assumido do tubo capilar.

Os seguintes parâmetros têm que ser introduzidos: UA_{he} [W/K], o coeficiente total de transferência de calor, $f_{\Delta p_{he}}$ [-], a fração da perda de pressão total que acontece na parte adiabática, e L_{he} [m], o comprimento da zona de troca de calor.

A pressão no tubo capilar na entrada do trocador de calor é:

$$p_{3o} = p_c - f_{\Delta p_{he}} \cdot (p_c - p_e) \quad (23)$$

onde a temperatura correspondente é determinada pela pressão e a entalpia por:

$$T_{3o} = f(p_{3o}, h_3) \quad (24)$$

Nos cálculos adicionais do trocador de calor é assumido que a temperatura no lado do capilar decresce linearmente de T_{3o} a T_5 , desconsiderando o fato que T_4 poderia ser levemente menor que T_5 , refira-se à distribuição de temperatura mostrada na Figura 10.

Três casos podem ocorrer dependendo do estado do refrigerante na linha de sucção: 1. - Fluxo de duas fases com evaporação no comprimento inteiro; 2. Fluxo de duas fases em parte do comprimento; 3. Gás superaquecido no comprimento inteiro.

Se a saída do evaporador, ponto do estado 5, é uma mistura de um gás e líquido, a primeira parte do trocador de calor (L_{2ph}) no lado da sucção irá conter um escoamento de duas fases com evaporação. Se o calor transferido não for suficiente para evaporar o líquido ($L_{2ph} > L_{he}$) o escoamento fluxo de duas fases irá persistir em todo o caminho através do trocador de calor e de acordo com a temperatura no lado de sucção será constantemente igual a T_e . Em um outro caso saí gás seco do evaporador ($L_{2ph} = 0$ e $X_5 > 1$).

O objetivo principal do modelo do tubo capilar é obter os valores de temperatura T_l e do calor transferido, Q_{he} . Considerando o último caso, caso 3 acima, as seguintes relações são obtidas para essas duas variáveis.

$$T_1 = T_{3o} - \frac{(T_{3o} - T_5)}{K \cdot L_{he}} (1 - \exp(-K \cdot L_{he})) \quad (25)$$

$$\text{Onde } K = \frac{UA_{he}}{\dot{m}_{comp} \cdot C_{pg}}$$

Nos cálculos é assumido que o calor específico do gás, C_{pg} , é constante. Na implementação numérica um valor médio entre os pontos de estados 5 e 1 é usado. Quando a saída do trocador de calor é gás no lado de sucção, é possível calcular a entalpia do ponto de estado 1 conhecendo-se a temperatura e a pressão.

Nos casos 1 e 3, o calor transferido, assumindo o trocador de calor estar em um estado quase-estático, pode ser calculado como:

$$\dot{Q}_{he} = \dot{m}_{comp} (h_1 - h_5) \quad (26)$$

Se o refrigerante na saída do evaporador é caracterizado por um escoamento bifásico ($X_5 < 1$) o comprimento L_{2ph} pode ser calculado como:

$$L_{2ph} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{Q}_{2ph} \cdot L_{he}}{UA_{he} \cdot (T_{3o} - T_e)}} \quad \text{sendo} \quad \dot{Q}_{2ph} = \frac{1}{2} \cdot (T_{3o} - T_e) \cdot UA_{he} \quad (27)$$

Se $L_{2ph} > L_{he}$ irá ter líquido presente no ponto de estado 1 (a entrada do compressor, isto é, caso 1). Então:

$$T_1 = T_e \quad \text{and} \quad \dot{Q}_{he} = \frac{1}{2} \cdot (T_{30} - T_e) \cdot UA_{he} \quad (28)$$

Se $L_{2ph} < L_{he}$ o comprimento “ $L_{he} - L_{2ph}$ ” é tratado como foi previamente, como gás seco vindo do evaporador. Na Figura 12 ilustra-se o perfil de temperatura. Nesse caso, que é o caso 2, mostrado na página 49, é obtida a seguinte relação:

$$T_1 = T_{30} - \frac{(T_{30} - T_{2ph})}{K \cdot (L_{he} - L_{2ph})} (1 - \exp(-K \cdot (L_{he} - L_{2ph}))) - (T_{2ph} - T_5) \exp(-K \cdot (L_{he} - L_{2ph})) \quad (29)$$

onde $T_{2ph} = T_e + \frac{L_{2ph}}{L_{he}} (T_{30} - T_e)$. Nesse caso a Eq. (26) pode ainda ser usada para calcular o calor transferido.

3.3.4 Modelagem do Evaporador

Sob operação normal, o estado da entrada do evaporador é uma mistura de gás e líquido. Uma vez que a temperatura da parede do evaporador é mais quente que a temperatura de saturação (T_e correspondendo a p_e) a evaporação irá ocorrer. Se não há refrigerante líquido suficiente no evaporador, somente gás estará presente na última parte dele. Nesse caso na primeira zona acontece um escoamento bifásico ao passo que a última zona é uma região superaquecida.

O processo no evaporador é, de muitas maneiras, similar ao processo no condensador. Uma diferença é que na entrada do condensador há sempre gás superaquecido, enquanto que na entrada do evaporador o estado normal é uma mistura de gás e líquido. Na última zona no

condensador pode conter somente líquido, região sub-resfriada, ao passo que uma zona superaquecida normalmente aparece na última região do evaporador. A abordagem de modelagem do evaporador é similar a aquela do condensador.

No modelo DynTherm a influência do conteúdo de refrigerante é modelado indiretamente usando o grau de superaquecimento como um parâmetro. Os seguintes parâmetros são introduzidos: A_{eo} [m²], a área externa em contato com o ar; A_{ei} [m²], a área interna de troca de calor em contato com o refrigerante; MC_e [W/K], a capacidade térmica, α_{ei} [W/m²K], o coeficiente interno de troca de calor; e ΔT_{sh} [K], o grau de superaquecimento. T_r é a temperatura do ar do gabinete.

Na Figura 13 é apresentado o volume de controle usado na formulação do evaporador.

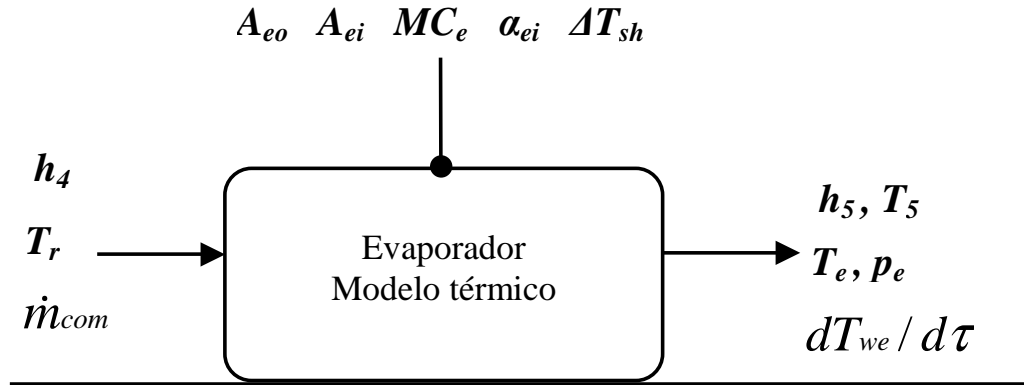


Figura 13. Volume de controle para formulação das equações do evaporador.

Assumindo que todo o material do evaporador está na mesma temperatura T_{we} , as seguintes equações podem ser derivadas. A Primeira Lei da Termodinâmica para a parede do evaporador fornece:

$$MC_e \frac{dT_{we}}{dt} = U_e A_{eo} (T_r - T_{we}) - \alpha_{ei} A_{ei} (T_{we} - T_e) \quad (30)$$

onde U_e é coeficiente externo de troca de calor. Usando dessa vez a Primeira Lei para o refrigerante, a seguinte expressão é obtida:

$$\dot{m}_{comp}(h_5 - h_4) = \alpha_{ei} A_{ei} (T_{we} - T_e) \quad (31)$$

Para obter essa relação é assumido que o refrigerante está em um estado quasi-estático de balanço de energia com a parede. Por definição:

$$T_5 = T_e + \Delta T_{sh} \quad (32)$$

Assumindo que a evaporação acontece o tempo todo, a pressão é igual à pressão de saturação, isto é:

$$p_e = P_{sat}(T_e) \quad (33)$$

3.3.5 Modelagem do Gabinete do refrigerador

O modelo do interior do gabinete é muito simples. Ele é um modelo em bloco no qual as variações espaciais de temperatura no gabinete são desprezadas (propriedades uniformes). É assumido que a demanda de resfriamento é causada somente pela transmissão de calor do ar

do ambiente quente para o resfriador do gabinete. Isto é, são desprezadas aberturas de porta, resfriamento de comida fresca, vazamento de ar e deposição de gelo na superfície do evaporador. Isso pode parecer simplificações grosseiras, mas elas correspondem à situação estabelecida pelas condições de teste de refrigeradores da norma ISO. Foi constatado que estas condições de teste representam bem a demanda real de resfriamento observada no uso prático de refrigerador.

Na figura 14 são mostradas as variáveis de entrada/saída do volume de controle assumido. Os seguintes parâmetros são introduzidos: UA_r [W/K], o coeficiente total de transmissão de calor; MC_r [W/K], a capacidade térmica relacionada a dinâmica de T_r .

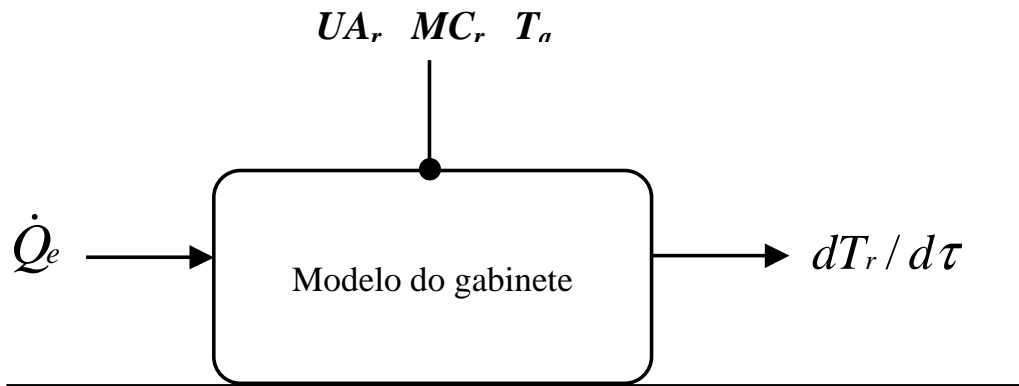


Figura 14. Volume de controle para a formulação das equações do gabinete.

Um balanço de energia do gabinete resulta em:

$$MC_r \frac{dT_r}{dt} = UA_r (T_a - T_r) - \dot{Q}_e \quad (34)$$

Para determinação dos coeficientes globais de transferência de calor no evaporador, compressor e condensador consideram-se dois mecanismos de transferência de calor, a

radiação térmica e a convecção natural segundo JAKOBSEN (1995). No anexo **B** se mostra como os mesmos foram determinados.

3.3.6 Implementação numérica e detalhes do software

O objetivo principal do presente trabalho é simular um sistema de refrigeração em regime transiente, realizando análise paramétrica da influência de algumas variáveis no funcionamento do sistema. Com base no trabalho de JAKOBSEN (1995) as presentes simulações são desenvolvidas no software WinDali. Esse software consiste em uma coleção de rotinas numéricas, desenvolvidas no Laboratório de Refrigeração da Universidade da Dinamarca DTU, que permitem resolver sistemas de equações diferenciais ordinárias e tratamento de descontinuidades. Adicionalmente, o software também tem rotinas de cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte de diversos refrigerantes. No presente trabalho foi usado o código elaborado por JAKOBSEN (1995), sendo re-adaptado para o novo WinDali versão 2.1. Essa foi uma tarefa difícil e permitiu aprender muito sobre simulação de sistemas de refrigeração.

No caso do modelo DynTherm somente um tipo de descontinuidade foi analisada, denominado operação liga-desliga do compressor. Portanto, há dois modos de funcionamento do compressor ou estados do sistema, os estados: ligado e desligado. Para lidar com a mudança da solução das equações com a variação do modo de operação do compressor, funções de descontinuidade são introduzidas para assegurar o tempo correto das mudanças entre os vários estados. Isso é feito implicitamente na rotina de integração. A mudança entre estados é manipulada por meio das conhecidas funções G (funções descontinuidades). A

mudança de estado acontece quando uma das funções G, que é válida para o estado atual, muda de sinal.

Para o modelo DynTherm são assumidas duas funções G:

$$G_{on} = T_r - 4.0 \quad \text{e} \quad G_{off} = 6.0 - T_r,$$

onde T_r é a temperatura do ar do gabinete. Nesse caso o compressor desliga quando a temperatura cai abaixo de 4.0 °C e liga quando a temperatura sobe acima de 6.0 °C.

Capítulo 4 - Resultados de simulação

Nessa seção são apresentados os resultados das simulações obtidas com o modelo DynTherm no software WinDali 2.10.

Para obter os resultados de simulação com o modelo proposto, tem de ser inicializadas (valor inicial no tempo zero) todas as variáveis dinâmicas do modelo de simulação. Esses valores iniciais são determinados considerando a estabilidade da solução, assim como outros critérios; por exemplo, condições físicas do sistema simulado. No caso da estabilidade da solução, considera-se no presente caso a simulação do sistema de refrigeração em regime de trabalho, isto é, quando acontece uma ciclagem (liga-desliga do compressor) completa do sistema. Neste caso as variáveis dinâmicas assumem os mesmo valores no início e final do ciclo de trabalho. Na Tabela 1 são mostrados os valores iniciais das variáveis dinâmicas. Também estão listados alguns dos dados de entrada assumidos para a simulação do sistema.

Tabela 1. Valores iniciais quando o compressor parte.

Temperatura da parede do condensador	Temperatura da parede do evaporador	Temperatura do ar do gabinete	Temperatura da superfície do compressor	Pressão do condensador	Pressão do evaporador
302.4 K	278.3 K	279.4 K	317.8 K	3.51 bar	3.51 bar

Além das condições de contorno, os seguintes dados de entrada foram usados: refrigerante R134a; temperatura ambiente, $T_a = 25$ C; temperatura do ar atrás do refrigerador, $T_{exw} = 27$ C; volume do cilindro, $V_s = 3,13 \times 10^{-6}$ m³; velocidade do compressor, $N_{rpm} = 2850$; expoente politrópico, $n_p = 1,09$; área da superfície externa do compressor, $A_{com} = 0,065$ m²; capacidade térmica do compressor, $MC_{com} = 1950$ J/K; coeficiente de perda de calor do gabinete, $UA_r = 2,25$ W/K; capacidade térmica do gabinete, $MC_r = 15500$ J/K. Os dados do

condensador, tubo capilar e evaporador foram tomados de JAKOBSEN (1995) e ficam disponíveis na interface do programa WinDali, utilizada nas simulações. No caso das análises paramétricas, alguns destes dados podem ser alterados para avaliação da sua influência no funcionamento do sistema de refrigeração.

A dificuldade principal da atual metodologia consiste na determinação de alguns parâmetros de entrada. As áreas estimadas de transferência de calor do condensador e do evaporador são parcialmente calculadas das áreas geométricas, parcialmente ajustadas para obter o nível certo da temperatura de condensação e evaporação. Para os modelos em bloco (lumped) de condensador e evaporador, onde a distribuição real de temperaturas não é considerada, a área estimada pode ser interpretada como um tipo de “área efetiva”. No caso do condensador é muito difícil determinar a porção da placa externa do gabinete que está envolvida no processo de transferência de calor. Cálculos de eficiência de aletas não são aplicados nesse modelo (JAKOBSEN, 1995).

Outros parâmetros, que são difíceis de estimar, são a capacidade térmica, especialmente do condensador, compressor e gabinete. Uma primeira estimativa para o gabinete poderia ser a metade das paredes do gabinete uma vez que a outra metade é fixada igual a do ar ambiente. Entretanto os parâmetros acima mencionados são ajustados dentro de limites razoáveis para se obter concordância entre os resultados da simulação e os dados experimentais. O coeficiente total de transferência de calor UA_r é calculado pelo fornecedor do refrigerador e é também validado para o equipamento segundo JAKOBSEN (1995).

Nesse ponto é muito importante notar que um modelo, em bloco, de sistema de refrigeração precisa de todos esses dados de entrada e que alguns experimentos serão necessários para sua medida e para uma simulação de sucesso. Entretanto, mesmo com esses inconvenientes, o modelo atual parece ser muito promissor. De fato, variáveis como o

parâmetro *COP*, influência da estratégia de controle e influencia de parâmetros de projeto podem ser estudados e determinados com o atual tipo de modelo de simulação (JAKOBSEN, 1995). A seguir são apresentados alguns dos resultados obtidos no presente trabalho.

4.1 – Resultados de simulação considerando os dados mostrados em JAKOBSEN (1995)

Na figura 15 é mostrada a potência requerida do motor para um ciclo de trabalho assumindo o seguinte grau de sub-resfriamento e superaquecimento, respectivamente: $\Delta T_{sc} = 1.0^{\circ}C$ e $\Delta T_{sh} = 2.0^{\circ}C$. Nota-se na figura que o modelo simula a mudança de estado liga-desliga muito bem. Inicialmente, o compressor desenvolve a máxima potência para fornecer a capacidade de refrigeração necessária no evaporador, devido à temperatura elevada do refrigerante nesse componente e a temperatura também elevada do ar do gabinete. Posteriormente, com a diminuição da temperatura de evaporação e do ar do gabinete, o trabalho de compressão necessário diminui e fica constante até ser desligado, após a temperatura do ar no gabinete, atingir o limite mínimo estabelecido pela função de variação de estado do sistema. Após um tempo determinado o ar do gabinete se aquece novamente e o compressor é ligado, dando início a um novo ciclo de funcionamento do refrigerador.

Na figura 16 mostram-se as variações de temperatura das paredes do evaporador, condensador, e compressor, assim como da temperatura do ar no gabinete; que corroboram os comentários acima. Após a entrada em funcionamento do sistema (compressor ligado) acontece a diminuição gradual da temperatura da parede do evaporador aproximadamente nos primeiros cinco minutos, estabilizando no valor de 256 K até o compressor ser desligado aos 13 minutos aproximadamente. Essa estabilização da temperatura de evaporação ocorre devido a diminuição da pressão de evaporação até o seu valor de operação e devido a estabilização

do fluxo de massa do refrigerante no sistema. Como esperado, durante o intervalo de tempo em que o compressor está ligado, a temperatura da parede do condensador aumenta devido ao aumento da pressão de condensação e a rejeição de energia do sistema. O mesmo acontece com o compressor, onde parte da energia recebida contribui para o aumento da temperatura de parede. Devido a evaporação de refrigerante, energia é transferida para o mesmo, provocando a diminuição desejada da temperatura do gabinete. Uma vez atingida a temperatura mínima do gabinete, o compressor desliga, o fluxo de refrigerante no compressor não acontece mais, e as pressões de condensação e evaporação tendem à equalização. Nesse período, que se estende até os 33 minutos aproximadamente, as temperaturas das paredes do condensador e compressor diminuem, enquanto as temperaturas de evaporação e do gabinete aumentam respectivamente. Nessa fase quase todo o refrigerante se acumula no evaporador, proporcionando o correspondente aumento de pressão e temperatura constatado na figura 16. Considerando ambas as figuras nota-se que o modelo descreve eficientemente o comportamento térmico do sistema.

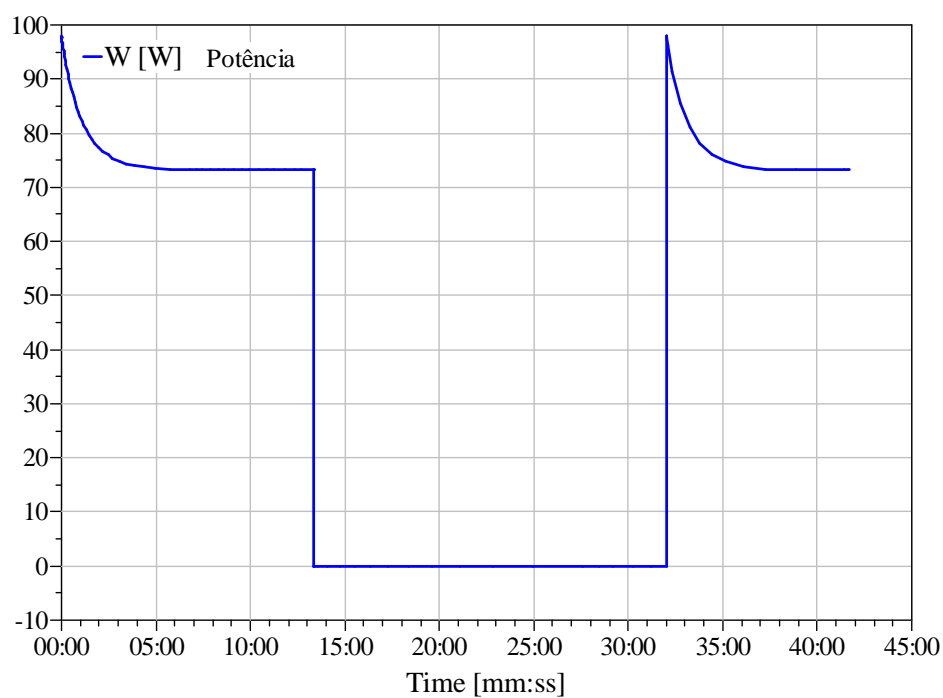


Figura 15. Potência do motor em função do tempo.

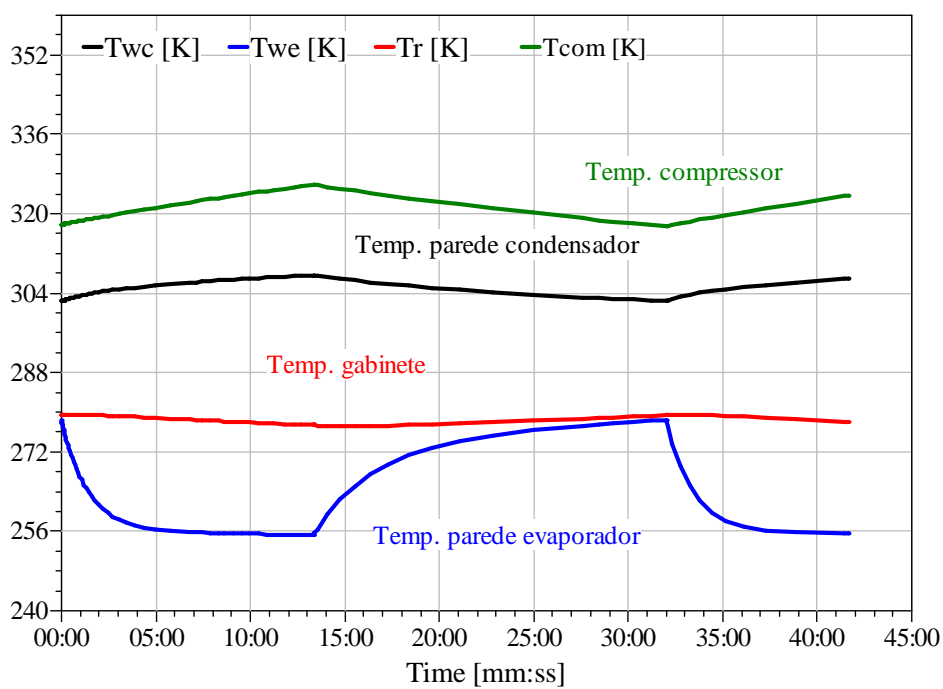


Figura 16. Mudanças de temperaturas das paredes com o tempo.

O calor trocado em cada componente do sistema em função do tempo é mostrado na figura 17. Na fase do compressor ligado, ambos evaporador e condensador, mostram um acentuado aumento no calor transferido, mostrando um acentuado decréscimo na fase desligado. O gabinete e o compressor mostram um comportamento permanente, tendo umas variações menores para cada uma dessas fases de trabalho do compressor. Esse comportamento era esperado, porque o evaporador e condensador são os trocadores de calor do sistema.

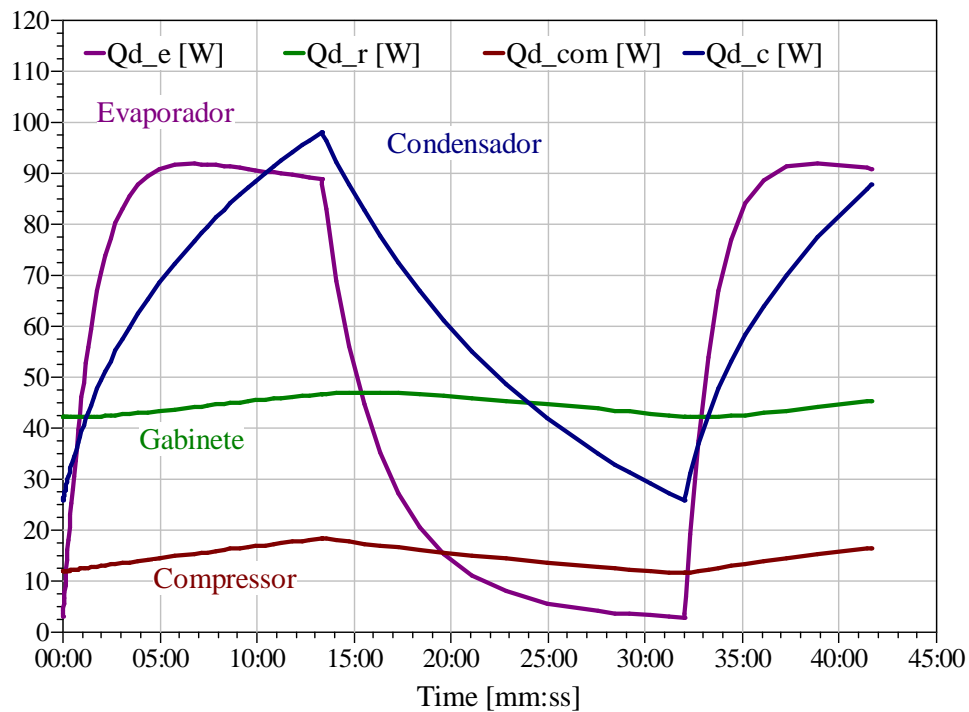


Figura 17. Calor trocado nos componentes em função do tempo.

Na figura 18 é mostrado como as temperaturas de evaporação, condensação e sucção mudam com o tempo. Nesse caso, deve ser afirmado que essas temperaturas são computadas no modelo somente na fase ligado do compressor, em que a duração foi de 13 minutos.

Portanto, o comportamento mostrado após essa fase, ou após o tempo de 13 minutos, não é real.

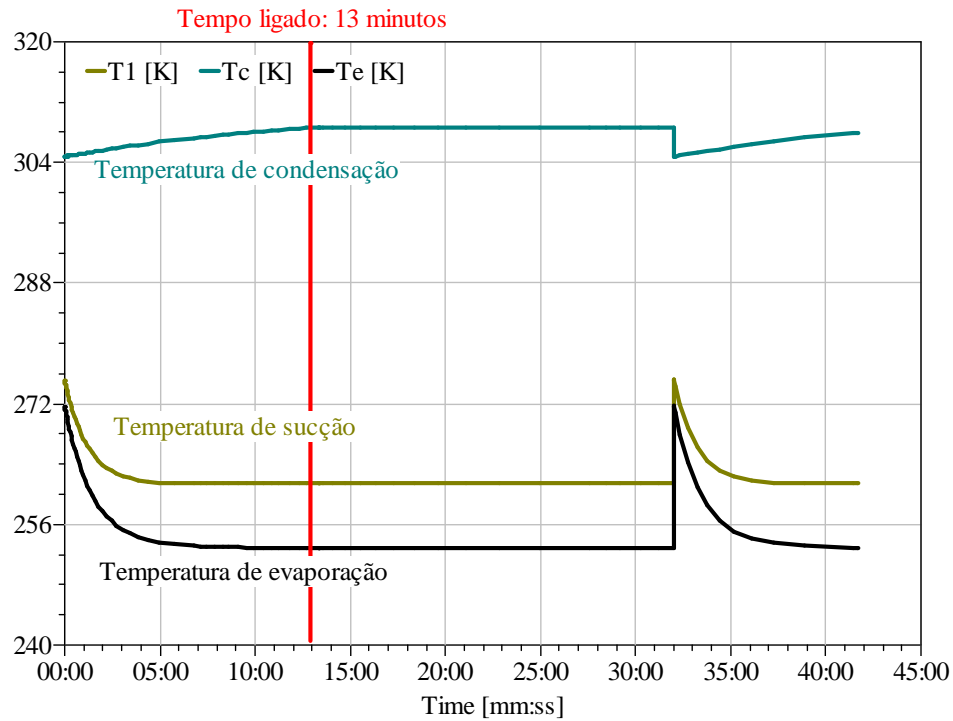


Figura 18. Mudanças de temperaturas do condensador, evaporador e sucção com o tempo.

Nas Tabelas 2 e 3 são mostradas as características médias de consumo e produção de energia, e a distribuição das perdas termodinâmicas no sistema, respectivamente.

Tabela 2. Características médias de energia.

Potência média	Resfriamento médio	COP
32.13 W	44.02 W	1.37

Tabela 3. Distribuição das perdas termodinâmicas do sistema.

Compressor	Condensador	Tubo capilar & trocador de calor	Evaporador
68.8 %	9.1 %	7.9 %	14.2 %

O desempenho médio de resfriamento do refrigerador é 44 W, e o consumo médio de energia elétrica do compressor é aproximadamente 32 W. Isso conduz a um *COP* de 1,37. Da Tabela 3 torna-se visível que a média da destruição de exergia é distribuída como segue: 69 % no compressor, 14 % no evaporador, 9 % no condensador e 8 % no tubo capilar incluindo a troca de calor com a linha de sucção. Conseqüentemente, a maior parte das irreversibilidades acontece no compressor. Em ambos, evaporador e condensador, a destruição de exergia é primeiramente devido à transferência de calor por diferença finita de temperatura. No processo de estrangulamento, que ocorre no tubo capilar, a aceleração do refrigerante causada pela expansão e a perda de pressão causada pela fricção causam perdas que são dissipadas. Nisso uma oportunidade de produzir trabalho útil é desperdiçada. Mesmo que esses números indicassem como esses elementos trabalham no sistema, deve-se tomar cuidado quando as perdas termodinâmicas são interpretadas. Como afirmado por JAKOBSEN (1995), é errado concluir que um evaporador perfeito irá reduzir a destruição total de exergia em somente 14 %. O uso de um evaporador perfeito (valor de UA infinito e sem perda de carga) irá aumentar a temperatura e pressão de evaporação significativamente. Nisso as perdas no compressor e as perdas no processo de estrangulamento serão também reduzidas. A potência reduzida no compressor irá por sua vez diminuir a quantidade de calor transferida no condensador e conseqüentemente as perdas termodinâmicas serão diminuídas nesse componente.

Dessas observações surge à necessidade de quantificar as interações dessas perdas entre os componentes. Fica como sugestão de um estudo futuro, um estudo para quantificar as interações dessas perdas.

4.2 - Análises paramétricas

Nesta seção apresentam-se resultados obtidos considerando a variação de alguns parâmetros de interesse do modelo. Estes são: a carga térmica, o coeficiente de transferência de calor no condensador, e o deslocamento do compressor. Todas as demais condições (iniciais e dados de entrada) são as mesmas utilizadas na seção anterior. Para cada análise mostra-se um gráfico superior com a condição de referência e um gráfico inferior considerando o parâmetro alterado. As condições de referências são os valores adotados na seção 4.1 para esses três parâmetros.

4.2.1 - Influência da carga térmica

Na condição de referência, a carga térmica do gabinete foi assumida igual a 15500 (J/K). Nesta seção o valor da carga térmica foi aumentado em 50% para 23250 (J/K) e o comportamento do sistema é analisado.

Nas Figuras 19 e 20 mostra-se o calor trocado em quatro componentes do sistema Q_{d_e} , Q_{d_r} , $Q_{d_{com}}$ e Q_{d_c} com o tempo. Como esperado a energia rejeitada ou absorvida aumentou em todos os componentes com o aumento da carga térmica. No caso do condensador o aumento foi de 10 %, indo de 100 W para 110 W, respectivamente. O mesmo fenômeno aconteceu com a potência consumida pelo compressor como mostrado nas Figuras 21 e 22, respectivamente. Para suprir a capacidade de resfriamento necessária devido ao aumento da carga térmica, o tempo da fase ligada do compressor aumentou de 13 para 19

minutos respectivamente. Devido a esse tempo de trabalho maior do compressor o COP do sistema deve diminuir (foi de 1,37 para 1,23), pois é necessário um acréscimo maior de potência consumida em relação à capacidade de resfriamento necessária, em comparação com o caso padrão discutido na seção 4.1. Os valores do COP são mostrados na Tabela 4, apresentada e discutida após os resultados das análises paramétricas.

Com o aumento da carga térmica o período em que o sistema opera com o compressor desligado aumentou de 19 para 25 minutos, respectivamente. Nas Figuras 23 e 24, apresenta-se a variação das temperaturas das paredes do condensador, T_{wc} , evaporador, T_{we} , gabinete, T_r , e compressor, T_{com} , com o tempo. Devido ao aumento da carga térmica as temperaturas da parede do condensador e do compressor, respectivamente, aumentaram levemente. Também se espera um aumento da temperatura de condensação, devido ao incremento da quantidade de energia necessária a ser transferida na fonte quente do sistema de refrigeração. Essa variação da temperatura de condensação pode ser observada nas Figuras 25 e 26, onde se observa um leve incremento da temperatura para a carga térmica maior. A temperatura do evaporador não mostra nenhuma variação.

Na presente análise deve-se levar em consideração as simplificações adotadas no modelo DynTherm. Nesse modelo considera-se a carga de refrigerante fixa e as pressões de condensação e evaporação, respectivamente, não são consideradas como variáveis dinâmicas do modelo; sendo calculadas em função das respectivas temperaturas de evaporação e condensação. Essas duas variáveis são calculadas implicitamente no programa. Note-se que os cálculos relacionados com estes parâmetros são desenvolvidos no modelo somente quando o compressor está ligado. O modelo DynFlo, também desenvolvido por JAKOBSEN (1995) deve ser considerado para a realização de uma análise mais exaustiva da influência no sistema de refrigeração dos parâmetros aqui considerados.

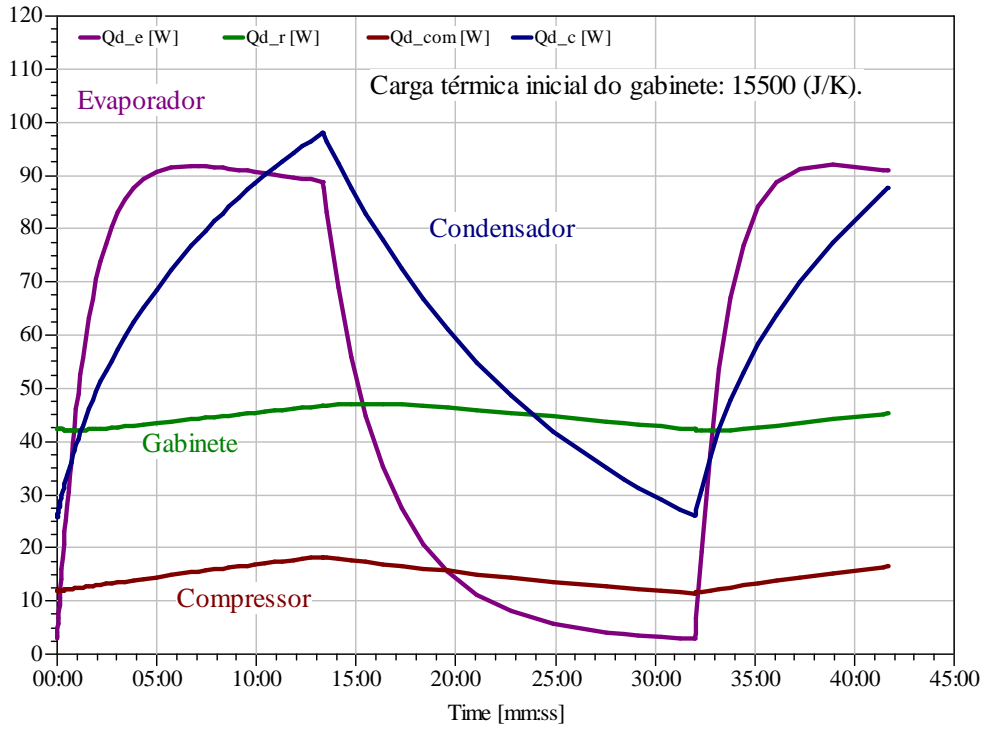


Figura 19. Variação de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - carga térmica 15500 (J/K)

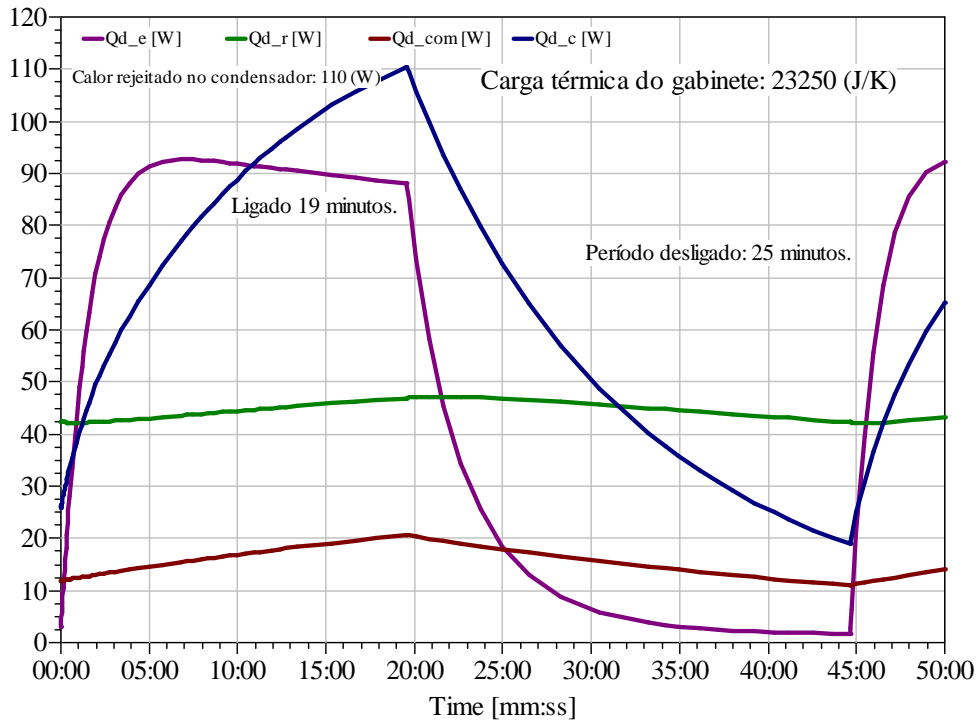


Figura 20. Variação de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - carga térmica 23250 (J/K)

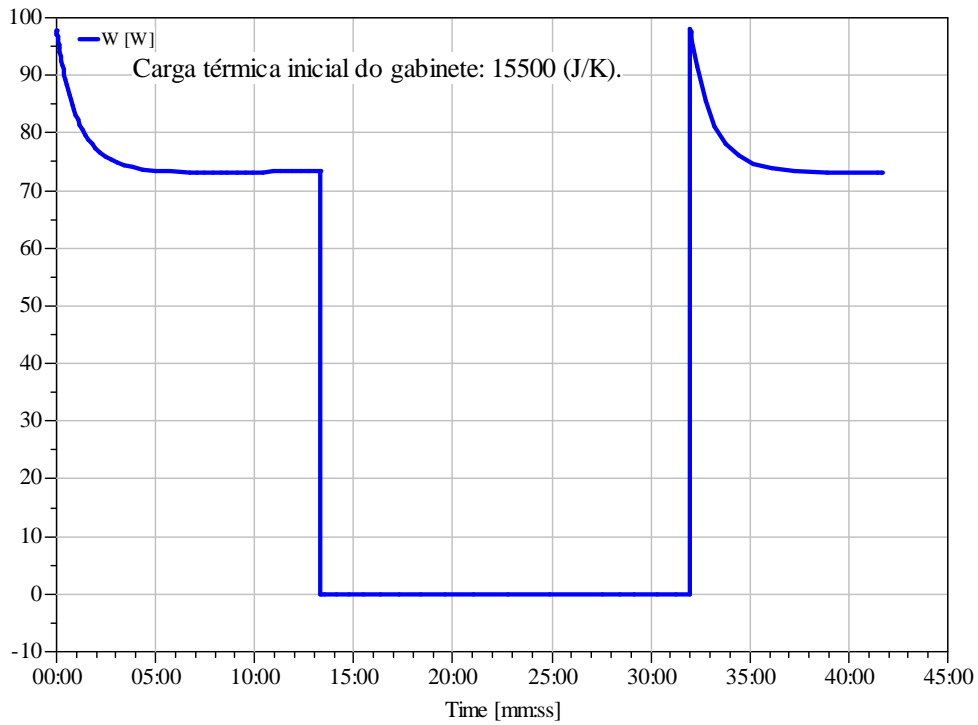


Figura 21. Variação de W - carga térmica 15500 (J/K)

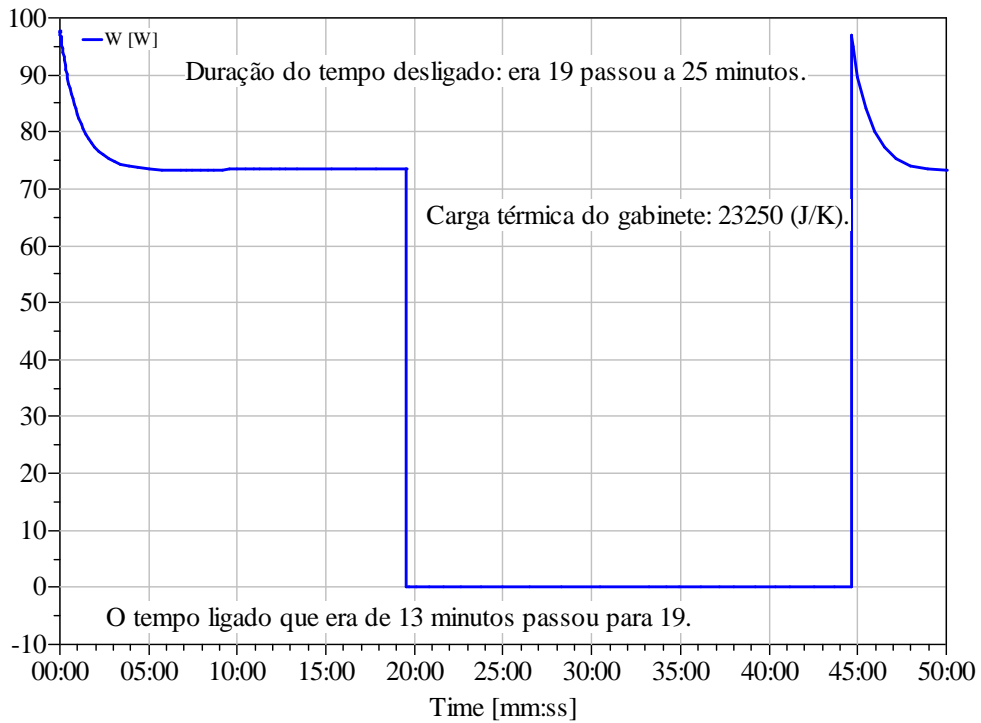


Figura 22. Variação de W - carga térmica 23250 (J/K)

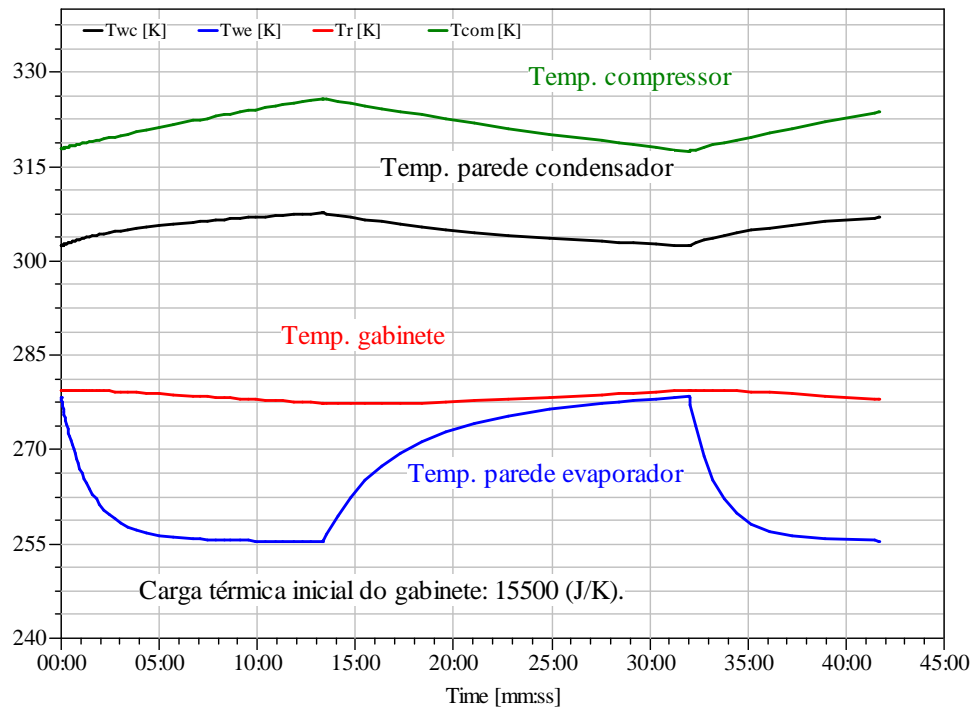


Figura 23. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - carga térmica 15500 (J/K)

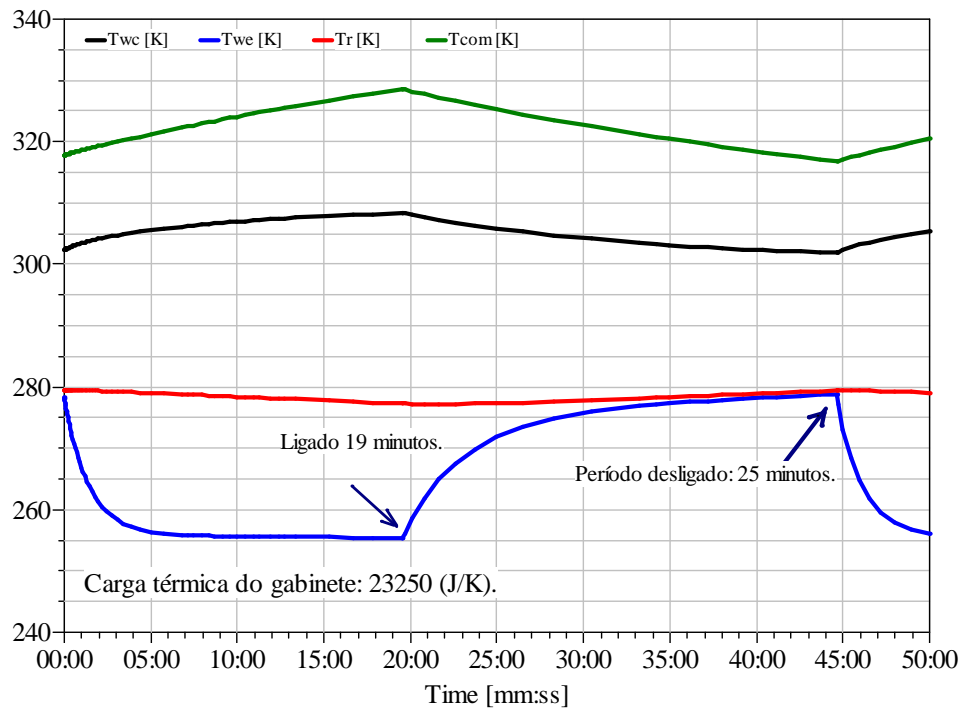


Figura 24. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - carga térmica 23250 (J/K)

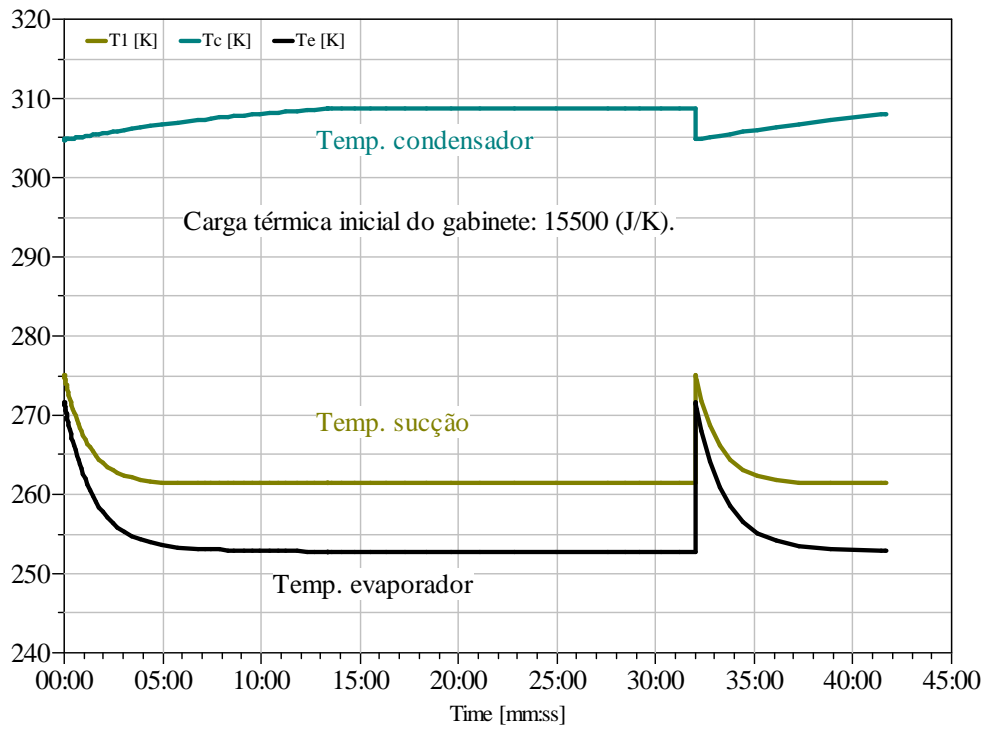


Figura 25. Variação de T1, Tc e Te - carga térmica 15500 (J/K)

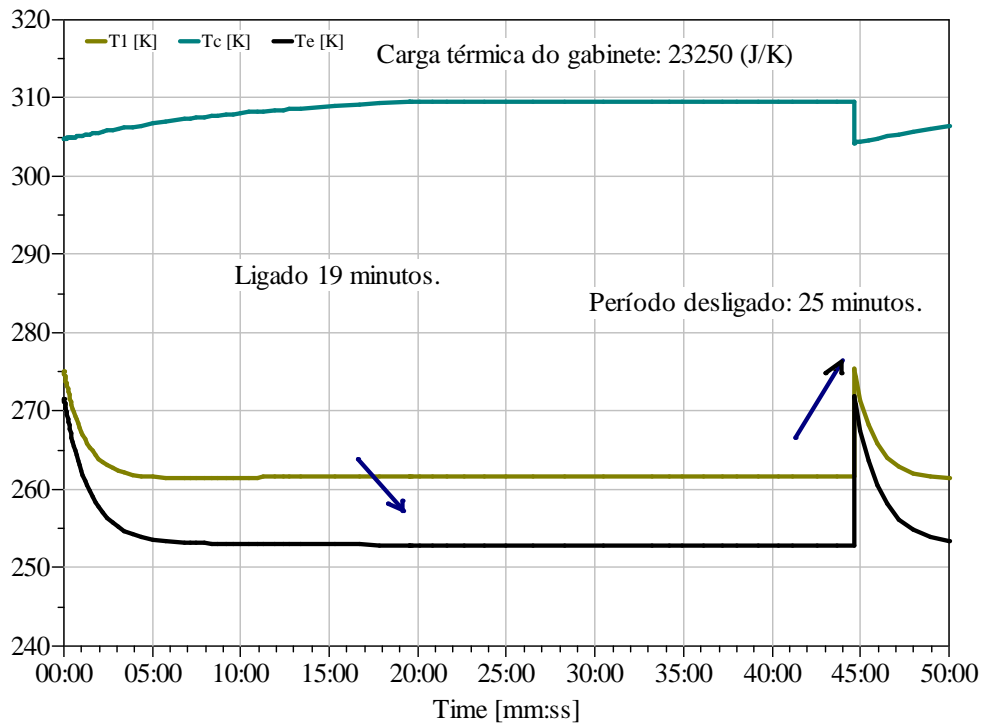


Figura 26. Variação de T1, Tc e Te - carga térmica 23250 (J/K)

4.2.2 - Influência do coeficiente global de transferência de calor no condensador

Na condição de referência (seção 4.1), o coeficiente global de transferência de calor do condensador foi assumido igual a 1500,0 [W/(m²K)]. Nesta seção esse valor foi diminuído para 100,0 [W/(m²K)] para análise do comportamento do sistema.

A diminuição do coeficiente global de transferência de calor neste caso pode estar relacionada com uma eventual variação do processo de convecção mista que acontece no condensador, por exemplo. Devido à diminuição da capacidade de troca de calor no condensador, o esperado neste caso é uma diminuição da capacidade de refrigeração do sistema devido a um aumento na temperatura de evaporação, e ainda um correspondente aumento do trabalho necessário de compressão para manter os níveis requeridos da temperatura no gabinete. Conseqüentemente, o COP do sistema deve ser bastante reduzido em relação ao caso padrão, e o sistema deve operar com o compressor ligado por um intervalo de tempo maior.

O fenômeno relacionado com o aumento da temperatura de evaporação observa-se nas Figuras 27 e 28, que mostram a variação temporal das temperaturas da parede do evaporador, T_{we} , condensador, T_{wc} , gabinete, T_r e compressor, T_{com} . Neste caso a temperatura de evaporação subiu em 2 graus quando o coeficiente de transferência de calor do condensador foi diminuído para 100 [W/(m²K)]. A temperatura da parede do compressor também mostra um leve aumento, provocado pelo aumento da temperatura de evaporação (não mostrada) e da parede do evaporador; assim como devido ao aumento do trabalho de compressão necessário para manter a temperatura do gabinete. Esse aumento do trabalho de compressão observa-se com facilidade nas figuras 29 e 30, respectivamente. Neste caso nota-se que o tempo de trabalho do compressor aumentou de 13 para 18 minutos e o período em que se encontra

desligado aumentou em apenas 1 minuto. A potência do compressor na partida (início do ciclo ligado) subiu de 98 para 155 W.

Finalmente nas figuras 31 e 32 se mostra o calor trocado no evaporador, Q_{d_e} , gabinete, Q_{d_r} , compressor, $Q_{d_{com}}$, e condensador, Q_{d_c} , no tempo. Nessa figura percebe-se claramente que a capacidade de refrigeração do evaporador diminuiu consideravelmente com a diminuição do coeficiente global de transferência de calor no condensador para $100 \text{ [W/(m}^2\text{K)]}$; provocando o aumento do tempo de funcionamento do compressor e diminuindo consideravelmente o COP do sistema para 1.12, como mostrado na Tabela 4. De fato, observando essa tabela, nota-se que a diminuição da capacidade de transferência de calor no condensador, foi o aspecto que mais influenciou no funcionamento do sistema de refrigeração, resultando no COP mais baixo de todos os testes numéricos desenvolvidos. Isto mostra a necessidade de projetar e utilizar um condensador de boa eficiência térmica.

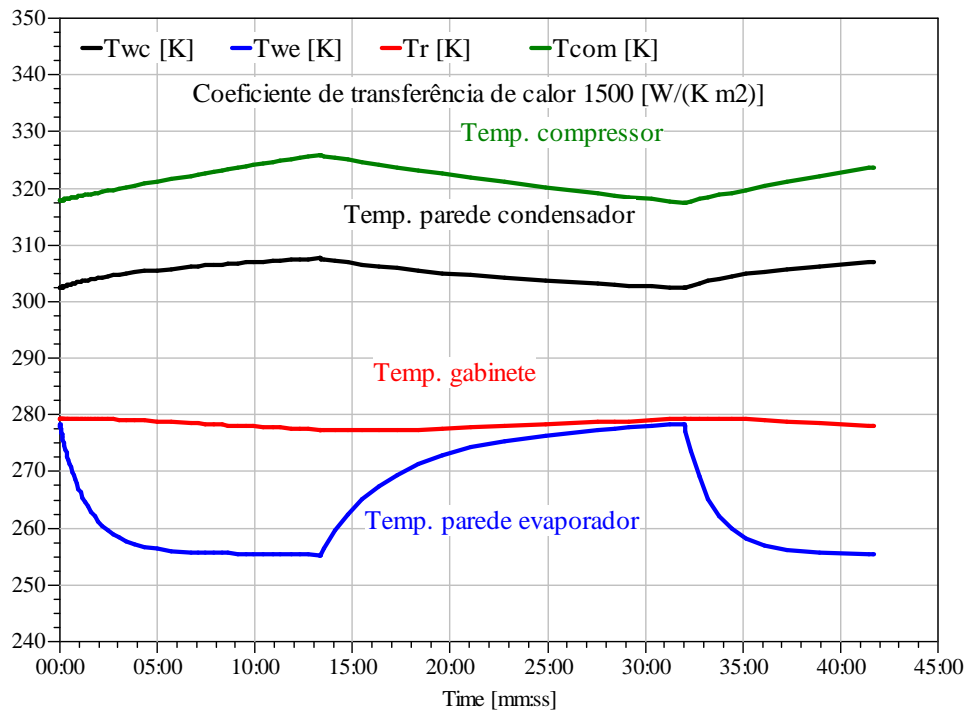


Figura 27. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - coef. de transf. calor 1500 [W/(m²K)]

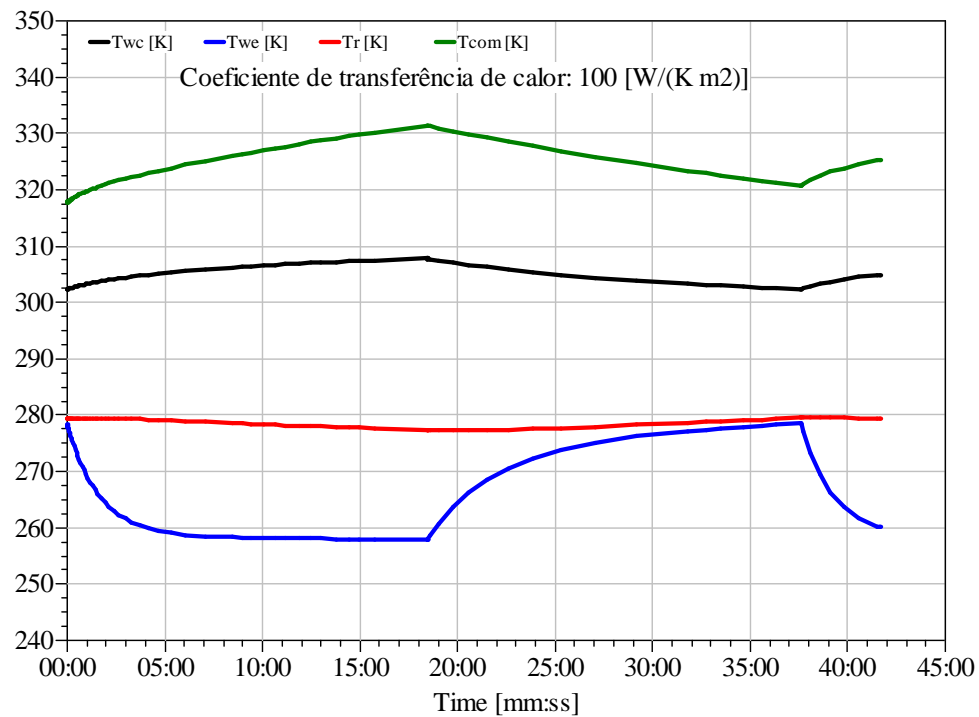


Figura 28. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - coef. de transf. calor 100 [W/(m²K)]

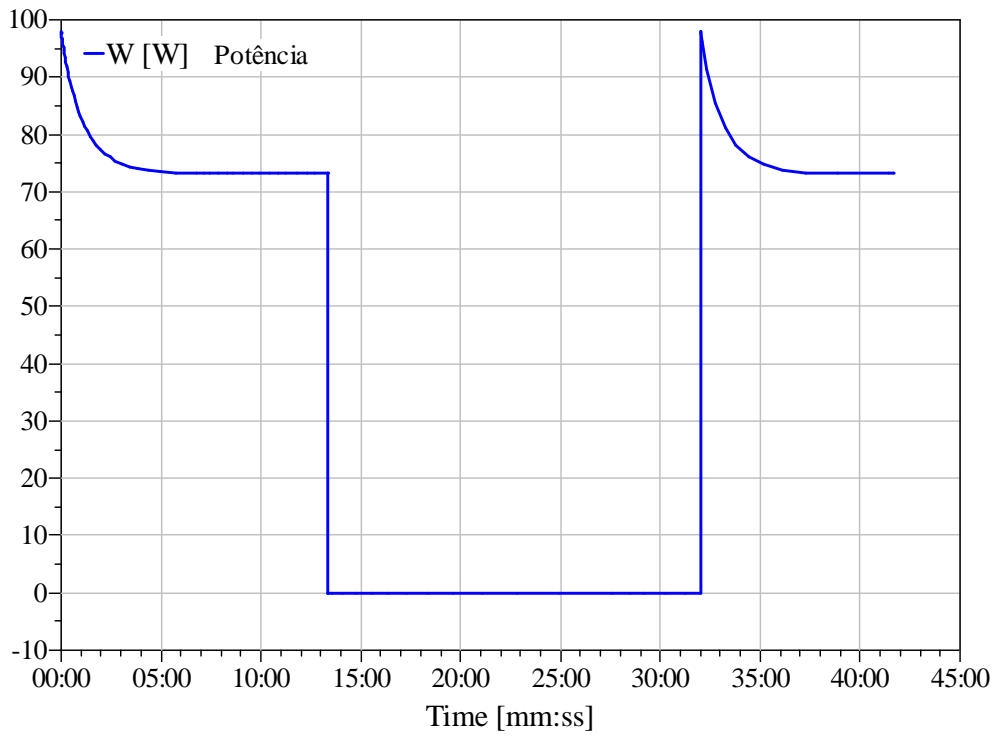


Figura 29. Variação de W - coef. de transf. de calor 1500 [W/(m²K)]

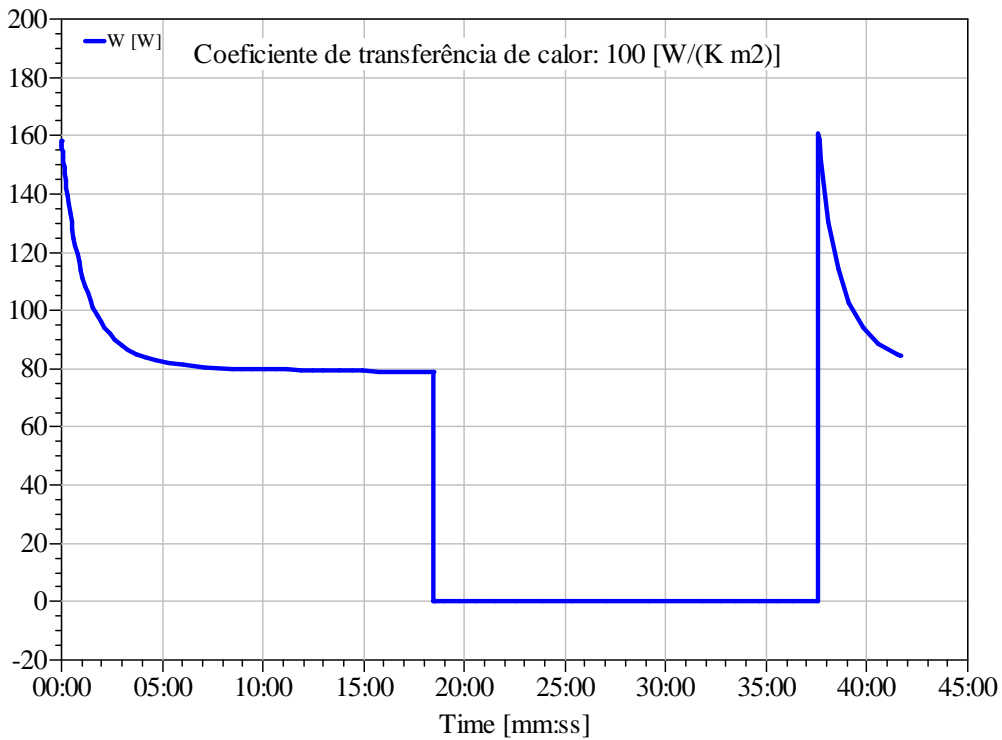


Figura 30. Variação de W - coef. de transf. de calor 100 [W/(m²K)]

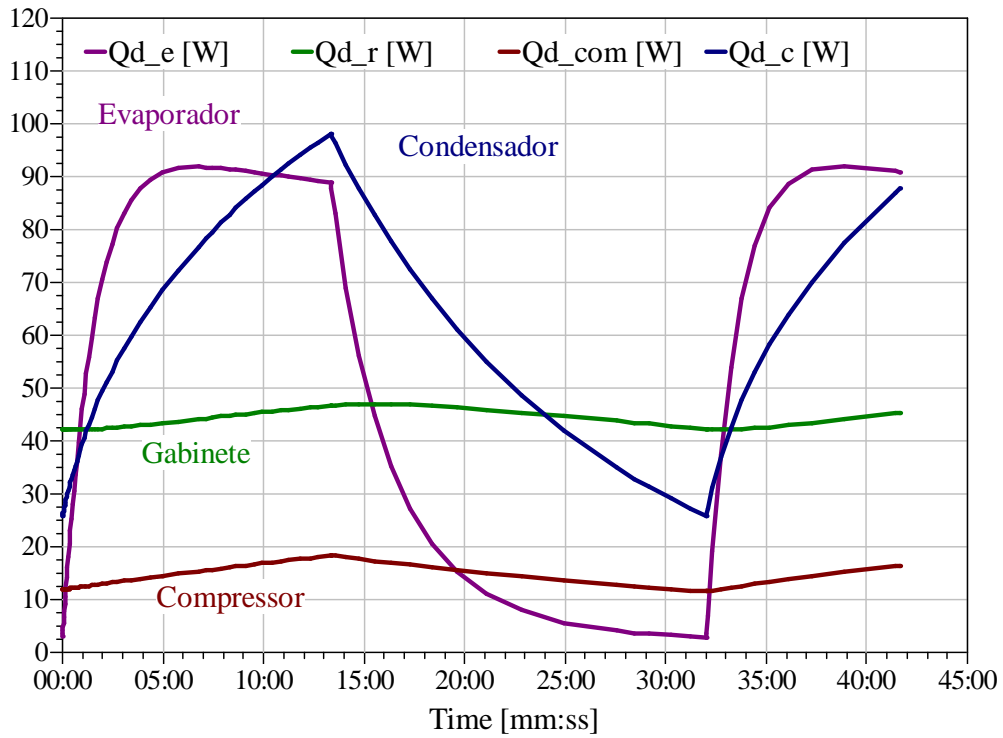


Figura 31. Variação de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - coef. de transf. de calor 1500 [W/(m²K)]

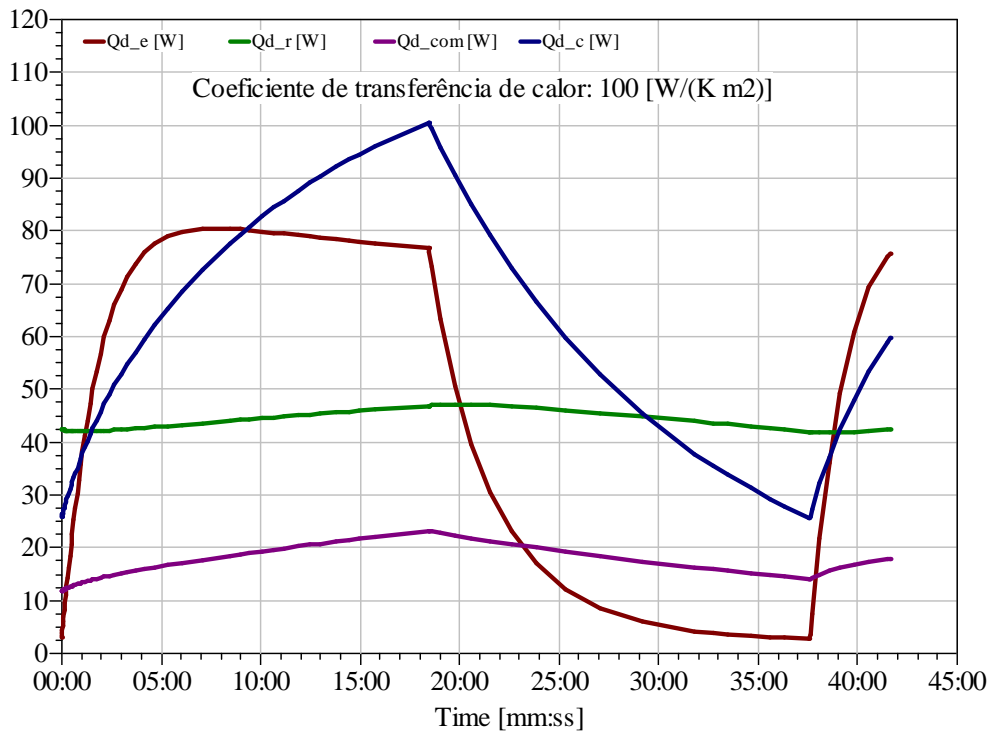


Figura 32. Variação de Qd_e, Qd_r, Qd_com e Qd_c - coef. de transf. de calor 100 [W/(m²K)]

4.2.3 - Influência da característica do compressor

Para estudar a influência do compressor foram realizadas simulações variando-se o deslocamento do compressor. Na condição inicial de referência foi assumido um deslocamento do compressor de 3.0×10^{-6} [m³]. A efeitos de comparação nesta seção apresentam-se resultados de simulação obtidos com um deslocamento de 4.6×10^{-6} [m³], mantendo-se todas as outras características do sistema de refrigeração inalteradas.

Como esperado, o aumento do deslocamento do compressor produz uma redução do tempo de funcionamento do compressor de 14 para 11 minutos, assim como um aumento do tempo de desligamento de 18.5 para 21 minutos. Fisicamente, isso se deve ao aumento da capacidade de refrigeração, causada pelo incremento do deslocamento do compressor, que também proporciona um aumento do fluxo de massa do refrigerante no sistema. Nas figuras 33 e 34 apresenta-se a variação temporal da potência consumida pelo compressor. Embora o tempo de funcionamento do compressor diminuiu, as potências de partida e nominal aumentaram para 140 e 100 W, respectivamente, provocando um incremento do consumo de energia do compressor durante um ciclo de trabalho do sistema. Entretanto, como neste caso a capacidade de refrigeração também aumenta, o COP do sistema (1.24, ver Tabela 4) diminui em relação ao caso padrão, mas é o maior de todas as três análises paramétricas desenvolvidas.

O aumento da capacidade de refrigeração pode ser corroborado nas figuras 35 e 36 onde se mostra a transferência de energia para o evaporador, $Q_{d,e}$. Para o deslocamento maior, o máximo de energia transferida no evaporador é de 105 W, enquanto para o caso padrão é igual a 90 [W]. O calor transferido para fora do compressor, $Q_{d,com}$, mostra-se nas

figuras 37 e 38. Novamente observa-se um aumento do calor transferido para o compressor com maior deslocamento.

Nas figuras 39 e 40 mostra-se a variação temporal das temperaturas da parede do evaporador, T_{we} , condensador, T_{wc} , gabinete, T_r e compressor, T_{com} , respectivamente. Como esperado as temperaturas de parede do condensador e do compressor aumentam devido ao incremento da capacidade do compressor, que implica em mais potência de compressão e conseqüentemente em mais energia a ser transferida no condensador e mais energia dissipada no compressor. No caso do compressor, observa-se um aumento de 4 graus da temperatura de parede máxima, já o condensador apresenta um ligeiro aumento de 1 grau de sua temperatura de parede máxima. Por sua vez, a temperatura de parede do evaporador apresenta uma considerável diminuição do seu valor mínimo igual a 5 graus. Esta diminuição da temperatura é fisicamente coerente, indicando o aumento da capacidade de refrigeração do sistema, devido ao aumento do deslocamento do compressor.

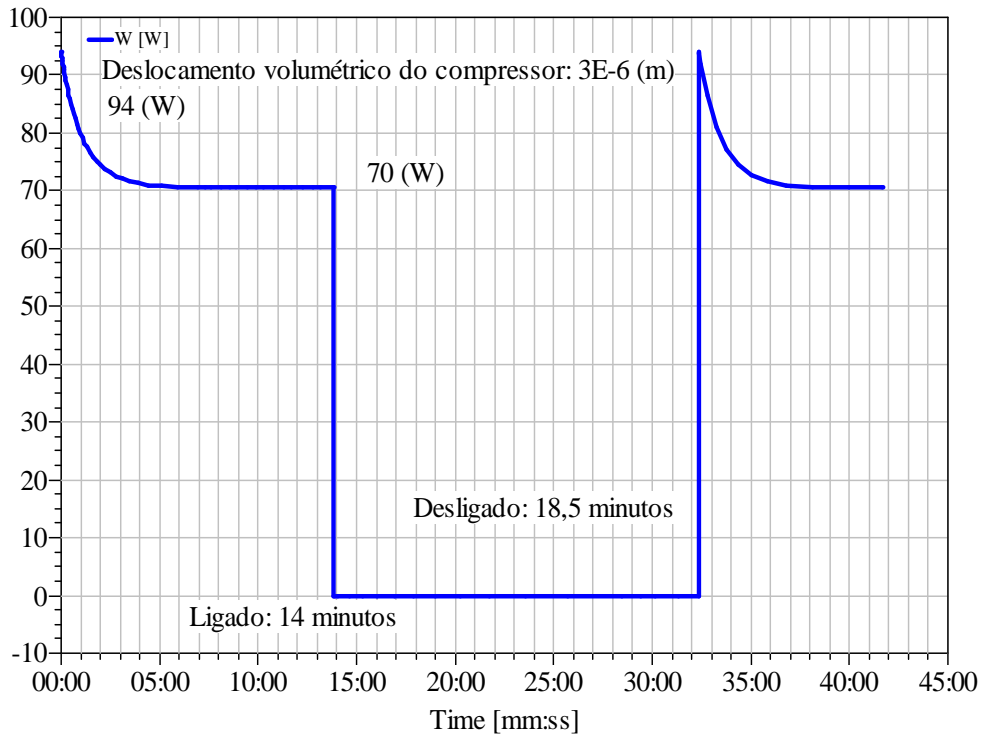


Figura 33. Variação de W - característica do compressor $3E-6$ (m^3)

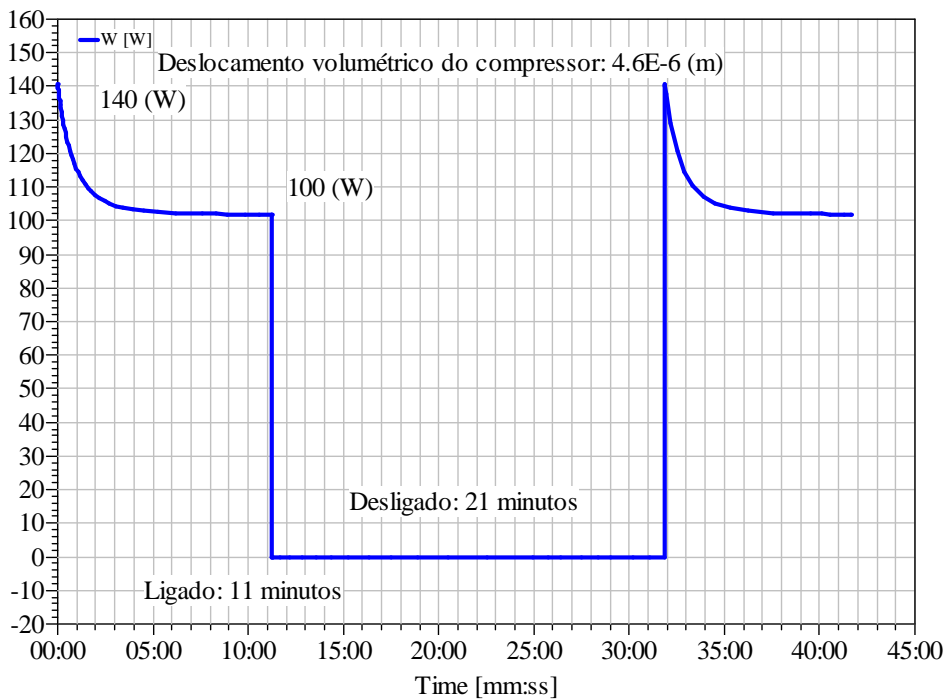


Figura 34. Variação de W - característica do compressor $4.6E-6$ (m^3)

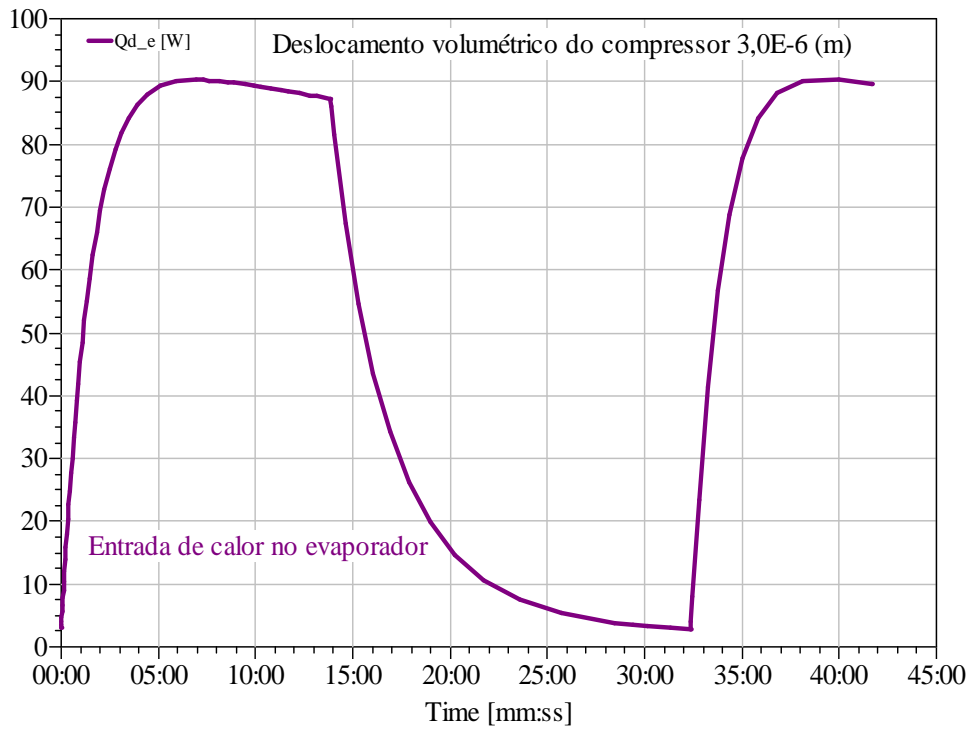


Figura 35. Variação de Qd_e - característica do compressor 3E-6 (m³)

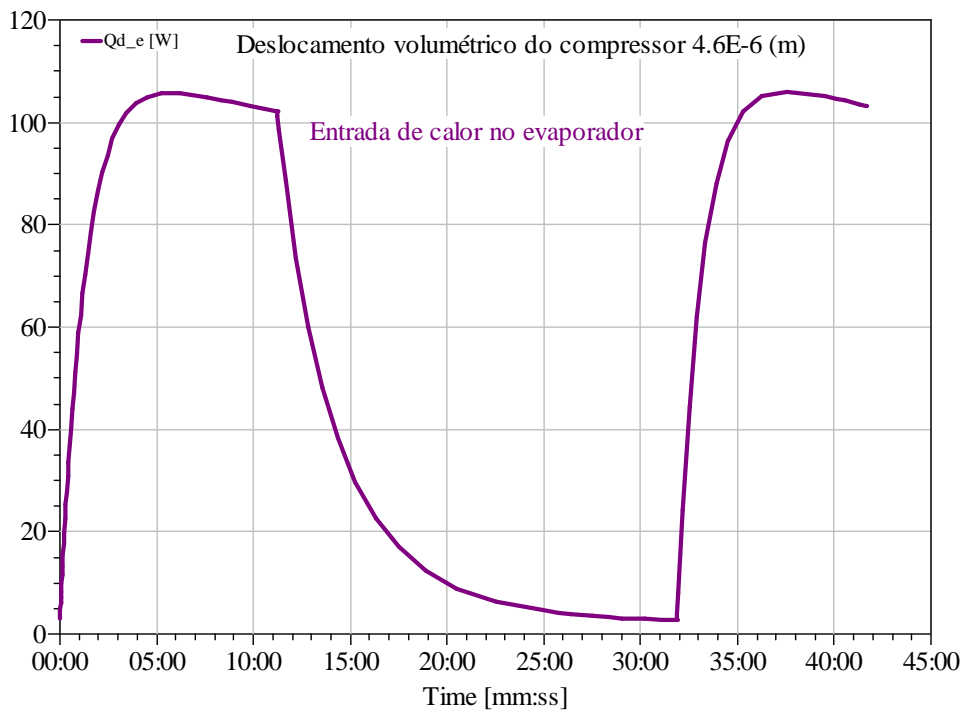


Figura 36. Variação de Qd_e - característica do compressor 4.6E-6 (m³)

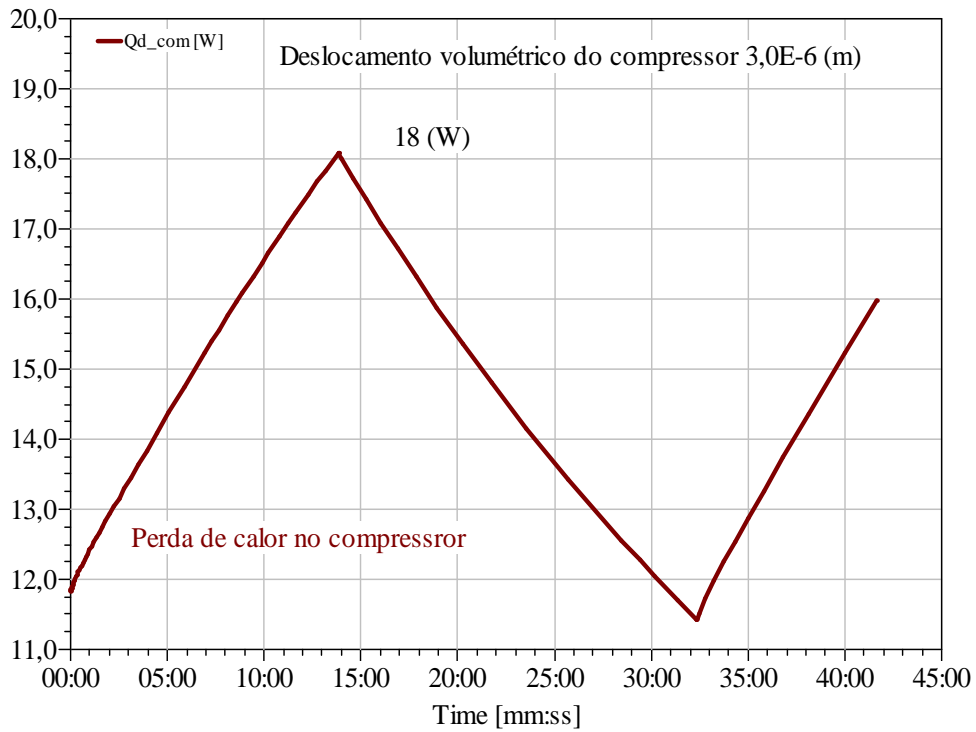


Figura 37. Variação de Qd_com - característica do compressor 3E-6 (m³)

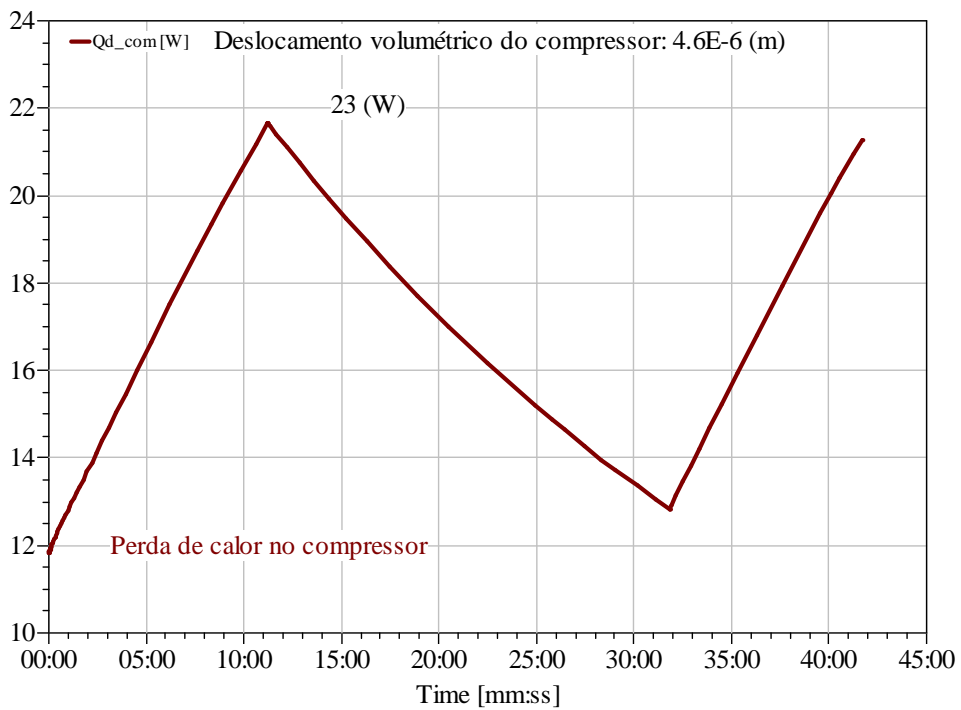


Figura 38. Variação de Qd_com - característica do compressor 4.6E-6 (m³)

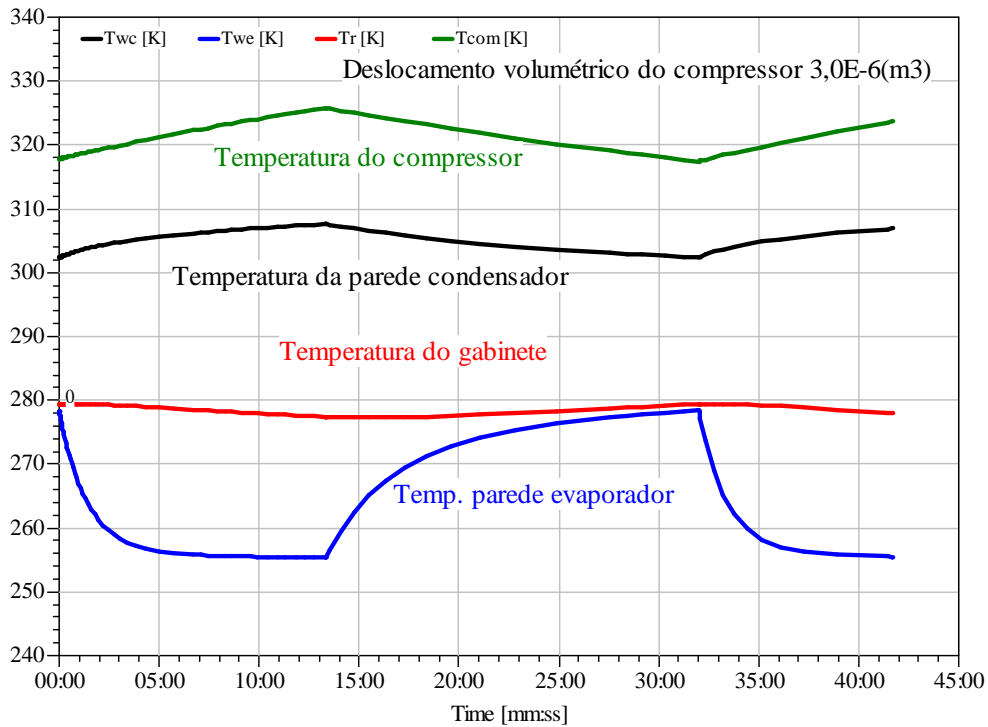


Figura 39. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - característica do compressor 3E-6 (m³)

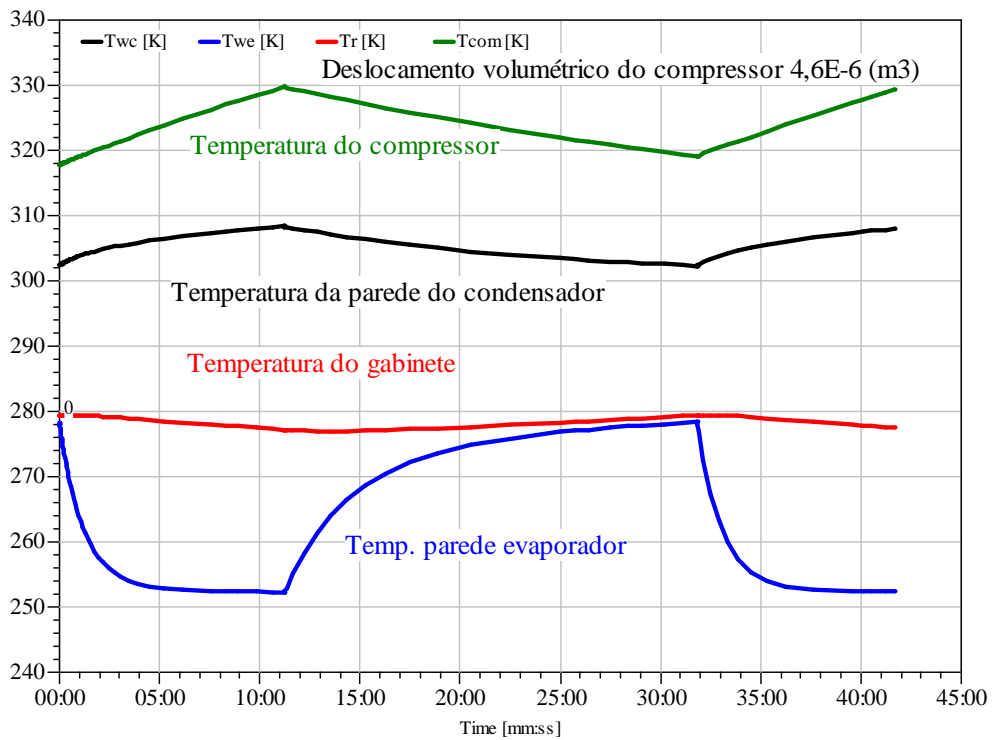


Figura 40. Variação de Twc, Twe, Tr e Tcom - característica do compressor 4,6E-6 (m³)

Finalmente na Tabela 4 mostra-se a distribuição das perdas termodinâmicas no sistema, i.e., porcentual de geração de entropia relativa de cada componente, e o COP do sistema de refrigeração para as diversas condições consideradas nas simulações.

Tabela 4. Distribuição relativa das perdas termodinâmicas e COP do sistema para as diversas condições de simulação.

Casos simulados	Compres- sor	Condensa- dor	Tubo capilar	Evapora- dor	COP do sistema
Referência padrão	68.8 %	9.1 %	7.9 %	14.2 %	1.37
Variação da carga térmica do gabinete 23250 (J/K)	64.6%	15.2%	7.4%	12.7%	1.23
Variação da transferência de calor no condensador 100,0 [W/(m ² K)]	64.0%	14.4%	11.5%	10.1%	1.12
Variação do deslocamento do compressor 4.6x10 ⁻⁶ [m ³]	68.7%	8.6%	8.3%	14.4%	1.24

Segundo comentado anteriormente, a diminuição da transferência de calor no condensador foi a variável que mais influenciou na diminuição do COP do sistema, levando à obtenção do menor valor de todos (1.12). Isso indica que o uso de condensadores eficientes é muito importante para um bom funcionamento do sistema de refrigeração. Nesse caso, a geração de entropia relativa aumentou no condensador e no tubo capilar em relação ao caso de referência e diminuiu no compressor e no evaporador respectivamente. Como a troca de calor no condensador foi prejudicada, é coerente que as irreversibilidades aumentem mais nesse componente, assim como no tubo capilar, onde a variação de entropia é influenciada diretamente pela temperatura de entrada no capilar, que é maior, nesse caso. Já no evaporador, produto da diminuição da capacidade de refrigeração, a geração de entropia diminui em relação ao caso padrão. Note-se que a geração de entropia devido ao gradiente de pressão está

sendo desconsiderada. No compressor, também se nota uma diminuição relativa da geração de entropia, provocada pelo aumento da entropia do refrigerante na entrada do compressor.

A variação da carga térmica também provocou uma diminuição do COP do sistema (foi de 1.37 para 1.23) em relação ao caso de referência. Nesse caso novamente observa-se um aumento considerável da geração de entropia relativa no condensador e uma diminuição das irreversibilidades no evaporador e compressor, respectivamente. O aumento considerável das irreversibilidades no condensador, agora está associado com o aumento da quantidade de energia trocada no mesmo, produzida pelo maior consumo de energia no compressor, necessário para suprir o aumento da carga térmica imposta. Observe-se que embora a geração de entropia no condensador é maior neste caso, do que no caso relacionado com a diminuição da transferência de calor no condensador, o COP do sistema é maior. Isto relaciona-se com o fato da influência negativa da diminuição da capacidade de refrigeração quando o condensador opera num regime inadequado. A diminuição das irreversibilidades no evaporador, em relação ao caso padrão estão associadas ao aumento da carga térmica, que produz um aumento da energia total transferida nesse componente, e diminui a geração de entropia nesse volume de controle. A diminuição da geração de entropia relativa no compressor está relacionada com o aumento da geração de entropia no condensador. Como são analisadas quantidades relativas, neste caso as irreversibilidades relativas diminuem no compressor em relação ao caso de referência.

No último teste paramétrico observa-se que a distribuição da geração de entropia relativa em cada componente apresenta pequenas variações em relação ao caso de referência. O maior impacto da variação do deslocamento do compressor se nota no COP do sistema, que diminuiu em relação ao de referência, mas ainda foi o valor maior dos três testes paramétricos desenvolvidos.

Capítulo 5 - Conclusões e recomendações do trabalho

No presente trabalho é apresentado um modelo matemático para uma simulação transiente de um sistema de refrigeração doméstico. O modelo permite computar as interações de temperaturas e energia do sistema, incluindo o cálculo das perdas termodinâmicas e o parâmetro *COP* do ciclo. As seguintes conclusões podem ser salientadas:

1. O presente modelo é uma ferramenta útil e prática para a otimização energética de um refrigerador doméstico. O programa permite elucidar algumas das causas da baixa eficiência termodinâmica de um sistema de refrigeração doméstico e prever o consumo de energia e eficiência energética do sistema dependendo da eficiência do compressor, dimensionamento de componentes e escolha do refrigerante.
2. Observou-se que o compressor é o componente que produz mais irreversibilidades no sistema. Devido às interações que ocorrem entre os componentes do sistema, análises isoladas de cada um deles, não vão contribuir de forma significativa para o melhoramento do desempenho do sistema.
3. As análises paramétricas desenvolvidas mostraram muito bem o comportamento do sistema quando um parâmetro em particular é alterado. De forma geral foi mostrado que o aumento da carga térmica e a diminuição da transferência de calor no condensador diminuem o *COP* do sistema e ainda modificam a geração de entropia relativa em cada componente. Em ambos os casos observa-se um aumento considerável das irreversibilidades no condensador. A variação do deslocamento do compressor provocou

uma diminuição no COP, alterando apenas ligeiramente a distribuição das irreversibilidades entre os componentes do sistema analisado.

4. O programa “WinDali” desenvolvido na DTU é uma poderosa ferramenta para o desenvolvimento de códigos de simulação na área de refrigeração. Esse programa tem muitas funções implícitas de cálculo de propriedades de refrigerantes e muitas outras facilidades computacionais.

Para a continuidade do presente trabalho e a aplicação efetiva de modelos de simulação de sistemas de refrigeração recomenda-se a realização das seguintes tarefas:

1. Implementação e cálculo da distribuição de refrigerante nos componentes do sistema no tempo. Isto pode ser desenvolvido através do uso do modelo DynFlo (JAKOBSEN, 1995) ou de modelos recentes como o desenvolvido por HERMES (2006).
2. Uso de técnicas de otimização para desenvolvimento de estudos paramétricos bem detalhados visando o melhoramento do desempenho do sistema, assim como a compreensão das interações entre os diferentes componentes do mesmo.
3. Realização de medições experimentais para levantamento detalhado das características térmicas do sistema e dos coeficientes de transferência de calor envolvidos nos cálculos; e para desenvolvimento de comparações criteriosas com dados de simulação e aferição dos modelos de simulação, respectivamente.

6. Referências Bibliográficas

BEJAN, A. (1997). Advanced Engineering Thermodynamics – Second Edition, New York: John Wiley & Sons.

BENDAPUDI, S.; BRAUN J. (2002); A review of literature on dynamic models of vapor compression equipment. ASHRAE.

BROWNE M. W.; BANSAL P. K. (1997); Steady-state model of centrifugal liquid chillers. The University of Auckland, New Zealand.

CHEN, Q.; PRASAD R. C. (1999); Simulation of a vapour-compression refrigerant cycles using HFC134a and CFC12. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No 4. pp 513-521.

DHAR M. e SOEDEL W. (1979); Transient Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System. Part I – Mathematical Model & Part II – Computer Simulation and Results. Proc. 15th International Congress of Refrigeration (Venezia).

HERMES, C. J. L.(2006); Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

JAKOBSEN, A., (1995); Energy Optimization of Refrigeration System. The domestic refrigerator – a case study. Thesis (Ph. D degree) - Refrigeration Laboratory, The Technical University of Denmark, Lyngby, 1995.

JAKOBSEN A., ANTONIUS J e HOGAARD KNUDSEN H. J. (1999), Experimental Evaluation Of The Use Of Homogeneous And Slip-Flow Two-Phase Dynamic Model In Evaporator Modeling. Proc. 20th International Congress of Refrigeration (Sydney), Paper No. 135.

KHAN, J.; ZUBAIR, S. M. (1998); Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. King Fahd University of Petroleum and Minerals, Saudi Arabia.

MELO, C. M. TOMÁS (2004); Modelagem, Simulação e Otimização de Sistemas domésticos de Refrigeração Visando à Gestão de Energia Nestes Equipamentos. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2004.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.(2002). *Princípios de Termodinâmica para Engenharia* – 4^a Ed. Editora LTC.

OLIVEIRA, S. J. (1996); Simulação de um sistema frigorífico em regime permanente. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1996.

PLOUG-SORENSEN L., FREDSTED J. P. & WILLIATZEN M. (1997); Improvements In The Modeling And Simulation Of Refrigeration Systems: Aerospace Tools Applied To A Domestic Refrigerator. International Journal of HVAC&R Research, Vol. 3, No. 4, pp. 387-403.

WEDEKIND G. L., BHATT B. L. AND BECK B. T. (1978); A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows. International Journal of Multi-phase flow, Vol. 4, 1978, 97 – 114.

WILLIATZEN M., PETIT N. B. O. L., PLOUG-SORENSEN L. (1998), A General Dynamic Simulation Model For Evaporator And Condenser In Refrigeration.
Part 1: Moving Boundary Formulation Of Two-Phase Flows with Heat Exchange and
Part 2: Simulation and Control Of An Evaporator.
International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 5, pp. 398-403.

YASUDA H. TOUBER S. & MACHIELSEN C. H. M. (1983); Simulation Model Of A Vapor compression Refrigeration System. ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2A, pp. 408-425.

ZUBAIR, S. M.; YAQUB M.; KHAN S. H. (1996); Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical-sub-cooling refrigerating cycles. King Fahd University of Petroleum and Minerals, Saudi Arabia.

Anexo A – Obtenção da equação (7) para cálculo do COP.

A relação para o COP (Eq. 7), reescrita como Eq. (A1), obtêm-se da aplicação de um operador médio temporal às equações de conservação da energia, e o balanço de entropia, considerando todo o sistema (vide relações A3 e A4, respectivamente); e a posterior manipulação dos termos envolvidos na definição, ou seja, dos valores médios no tempo do trabalho de compressão e da energia absorvida no evaporador.

$$COP \equiv \frac{\overline{\dot{Q}_e}}{\overline{\dot{W}}} \quad (A1)$$

O operador médio temporal é aplicado num intervalo de tempo correspondente a um ciclo do sistema de refrigeração, e é definido como:

$$\overline{\dot{X}} \equiv \frac{1}{\tau_c} \int_{\tau_c} \dot{X} d\tau \quad (A2)$$

Nesta definição τ_c representa o tempo de duração de um ciclo.

Aplicando esse operador temporal na equação de conservação da energia obtêm-se a relação a seguir mostrada:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{W} + \dot{Q}_e - \dot{Q}_c - \dot{Q}_{com} \Rightarrow \frac{1}{\tau_c} \int_0^{\tau_c} \frac{dE}{dt} dt = \overline{\dot{W}} + \overline{\dot{Q}_e} - \overline{\dot{Q}_c} - \overline{\dot{Q}_{com}} = 0 \quad (A3)$$

Realizando a mesma operação com a equação que considera o balanço de entropia obtêm-se:

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{dS}{d\tau} + \frac{\dot{Q}_c}{T_a} + \frac{\dot{Q}_{com}}{T_a} - \frac{\dot{Q}_e}{T_r} \Rightarrow \overline{\dot{\Gamma}_s} = \frac{\overline{\dot{Q}_c}}{T_a} + \frac{\overline{\dot{Q}_{com}}}{T_a} - \frac{\overline{\dot{Q}_e}}{T_r} + \frac{1}{\tau_c} \int_0^{\tau_c} \frac{dS}{d\tau} d\tau \quad (A4)$$

Multiplicando ambos os lados da expressão (A4) por T_a e reorganizando obtêm-se:

$$\frac{\bar{Q}_e}{\bar{T}_r} \cdot T_a = \bar{Q}_c + \bar{Q}_{com} - \bar{\Gamma}_s \cdot T_a \quad (A5)$$

Somando as duas relações (A3) e (A5) a seguinte expressão é obtida:

$$\frac{\bar{Q}_e}{\bar{T}_r} \cdot T_a = -\bar{\Gamma} \cdot T_a + \bar{W} + \bar{Q}_e \quad \Rightarrow \quad \bar{W} = \bar{Q}_e \left(\frac{T_a}{\bar{T}_r} - 1 \right) + \bar{\Gamma}_s \cdot T_a \quad (A6)$$

Substituindo a expressão para a potência consumida pelo sistema, Eq. (A6), na definição do COP, Eq. (A1), resulta na expressão (A7), de onde é obtida a expressão (A8), que representa a definição do COP pela Eq. (7):

$$COP = \frac{\bar{Q}_e}{\bar{W}} = \frac{\bar{Q}_e}{\bar{Q}_e \left(\frac{T_a}{\bar{T}_r} - 1 \right) + \bar{\Gamma}_s \cdot T_a} = \frac{1}{\left(\frac{T_a}{\bar{T}_r} - 1 \right) + \left(\frac{\bar{\Gamma}_s \cdot T_a}{\bar{Q}_e} \right)} = \frac{1}{\frac{(T_a - \bar{T}_r)}{\bar{T}_r} + \frac{\bar{\Gamma}_s \cdot T_a}{\bar{Q}_e}} \quad (A7)$$

$$\boxed{COP \equiv \frac{\bar{Q}_e}{\bar{W}} = \frac{\bar{T}_r}{(T_a - \bar{T}_r) + \bar{T}_r \left(\frac{T_a \bar{\Gamma}_s}{\bar{Q}_e} \right)}} \quad (A8)$$

Anexo B - Cálculo dos coeficientes totais de transferência de calor (JAKOBSEN 1995).

Para determinação dos coeficientes globais de transferência de calor no evaporador, compressor e condensador consideram-se dois mecanismos de transferência de calor, a radiação térmica e a convecção natural. A seguir mostra-se o material desenvolvido no Anexo - B de JAKOBSEN (1995). Na figura B.1 é mostrado o volume de controle assumido para a determinação dos coeficientes totais de troca de calor.

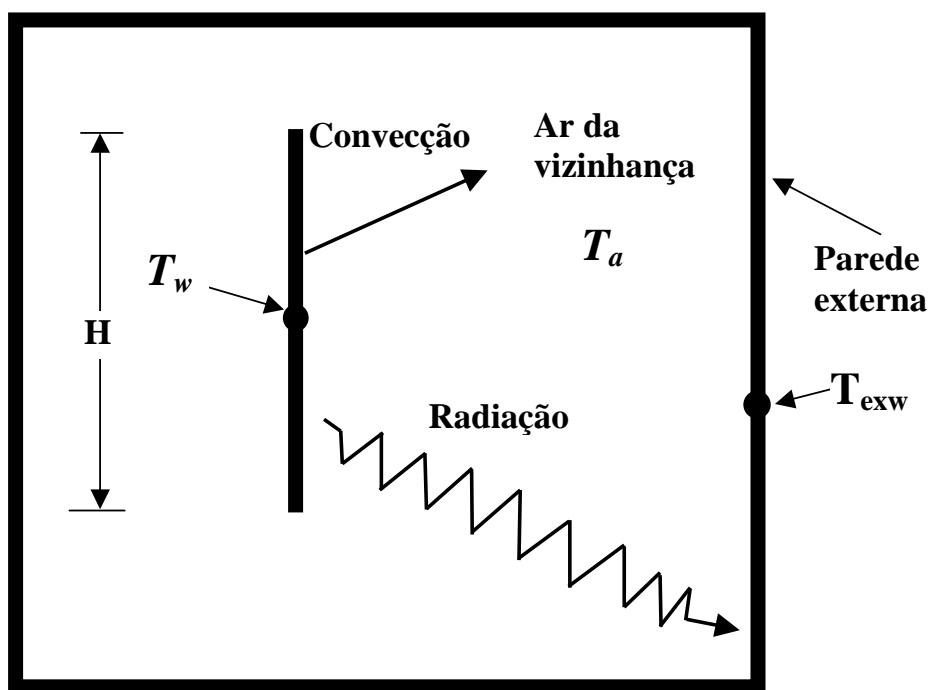


Figura B.1. Volume de controle para a determinação dos coeficientes totais de troca de calor.

Observando o volume de controle mostrado na figura B.1, é visto que os coeficientes totais de troca de calor são determinados idealizando todos os componentes do sistema como uma placa vertical. Nesse caso a placa vertical transfere calor para o ar da vizinhança pela

convecção natural e calor para uma parede externa por radiação. A radiação para o ar por si mesmo é desprezível. Portanto:

$$\dot{q} = \dot{q}_{conv} + \dot{q}_{rad} \quad (B1)$$

Essa equação expressa que o calor total transferido é uma soma das parcelas de convecção e radiação.

A parte convectiva pode ser formulada como $\dot{q}_{conv} = U_c \cdot (T_w - T_a)$, onde U_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo. A parte de radiação pode ser formulada como $\dot{q}_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_w^4 - T_{exw}^4) = U_r \cdot (T_w - T_a)$, onde U_r é o coeficiente de transferência de calor correspondente, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ é a constante de Boltzmann e $\varepsilon \approx 0.9$ é a emissividade de superfícies pintadas a 300 K. Agora o calor total transferido pode ser formulado como:

$$\dot{q} = U \cdot (T_w - T_a) \quad \text{onde} \quad U = U_c + U_r \quad (B2)$$

No modelo desenvolvido T_w e T_a são variáveis, enquanto que T_{exw} é desconhecido (não modelado). As paredes externas (paredes e saliências no gabinete do refrigerador ou a placa preta atrás do refrigerador) terão uma temperatura, que é somente um pouco diferente da do ar ($0.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 3 \text{ }^\circ\text{C}$). Por causa disso nesses cálculos é assumido que $T_{exw} = T_a$.

O cálculo do coeficiente de troca de calor considerando a convecção natural é feito usando uma expressão do tipo $Nu = C (Ra)^n$, onde Nu é o número de Nusselt e Ra é o número

de Raleigh. Por definição é obtido $Nu = U_c \frac{\lambda_{air}}{H}$, onde H é a altura característica e λ_{air} é a condutividade térmica do ar.

Para obter o coeficiente total de transferência de calor, U , de cada elemento (evaporador, compressor e condensador) deve ser medida a temperatura da parede e o número de Nusselt para calcular respectivamente U_r e U_c . Então é construída uma curva do coeficiente U como uma função da temperatura da parede. JAKOBSEN (1995) obteve as seguintes curvas para o refrigerador modelado.

$$U = 5.99 + \Delta T^{0.461} \frac{W}{m^2 K} \quad \text{para o condensador} \quad (B3)$$

$$U = 6.66 + \Delta T^{0.451} \frac{W}{m^2 K} \quad \text{para o compressor} \quad (B4)$$

$$U = 5.09 + \Delta T^{0.393} \frac{W}{m^2 K} \quad \text{para o evaporador} \quad (B5)$$

No caso de testes de outro refrigerador essas curvas devem ser obtidas para rodar o presente modelo.