

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Desenvolvimento de um modelo numérico para simulação de
ciclos de compressão a vapor em refrigeradores domésticos
operando com R134a e R600a**

Aluno: Gustavo Matana Aguiar
Orientador: Prof. Gherhardt Ribatski

São Carlos – SP
2015

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

Desenvolvimento de um modelo numérico para simulação de ciclos de compressão a vapor em refrigeradores domésticos operando com R134a e R600a

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos necessários para conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Engenharia Mecânica.

Aluno: Gustavo Matana Aguiar
Orientador: Prof. Gherhardt Ribatski

São Carlos – SP
2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

A282d Aguiar, Gustavo Matana
Desenvolvimento de um modelo numérico para
simulação de ciclos de compressão a vapor em
refrigeradores domésticos operando com R134a e R600a /
Gustavo Matana Aguiar; orientador Prof. Gherhardt
Ribatski. São Carlos, 2015.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2015.

1. Refrigeradores domésticos. 2. Modelagem térmica.
3. Simulação numérica. 4. Condensador
arame-sobre-tubos. 5. Evaporador roll-bond. 6.
Escoamento bifásico. 7. Trocadores de calor. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Gustavo Matana Aguiar

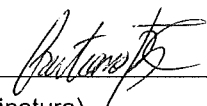
Título: " Desenvolvimento de um modelo numérico para simulação de ciclos de compressão a vapor em refrigeradores domésticos operando com R134a e R600a "

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá

Nota atribuída: DEZ (10,0)


(assinatura)

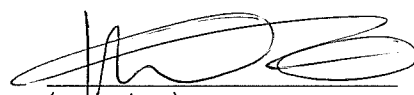
Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez

Nota atribuída: DEZ (10,0)


(assinatura)

Prof. Dr. Gherhardt Ribatski (Orientador)

Nota atribuída: DEZ (10,0)


(assinatura)

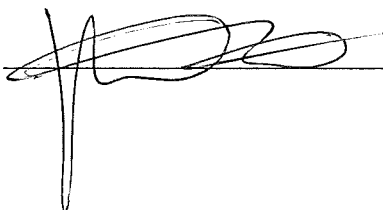
Média: DEZ (10,0)

Resultado: APROVADO

Data: 01/10/12015

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM ☒ NÃO ☐ Visto do orientador



AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Gherhardt Ribatski, pelo apoio durante todo este Trabalho de Conclusão de Curso e pelo aprendizado proporcionado durante as aulas ministradas ao longo da graduação.

Aos meus pais, namorada e amigos, pelo carinho apoio e compreensão durante o período de elaboração deste trabalho.

À Universidade de São Paulo, pela educação gratuita de excelência oferecida a mim.

AGUIAR, G. M. (2015). **Desenvolvimento de um modelo numérico para simulação de ciclos de compressão a vapor em refrigeradores domésticos operando com R134a e R600a**. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 99p.

RESUMO

Este trabalho envolve o desenvolvimento de um modelo numérico capaz de avaliar o comportamento em regime permanente de um refrigerador doméstico que operando segundo um ciclo por compressão a vapor utilizando R600a ou R134a como gás refrigerante. Modelos separados foram desenvolvidos para cada um dos quatro componentes do sistema de refrigeração: compressor hermético alternativo, tubo capilar adiabático, condensador do tipo arame-sobre-tubos e evaporador *roll-bond*. O modelo do compressor é baseado em uma abordagem semi-empírica que leva em conta as eficiências volumétricas e politrópicas. O tubo capilar adiabático é modelado por uma solução algébrica explícita conforme proposto por Hermes et. al. (2010). Os trocadores de calor são modelados a parâmetros distribuídos, considerando-se o escoamento do refrigerante como unidimensional ao longo de um tubo aletado. Todos os modelos dos componentes são validados individualmente com dados experimentais retirados de trabalhos da literatura. Por fim, os modelos matemáticos dos quatro componentes são integrados e resolvidos iterativamente de forma a predizer o desempenho do sistema de refrigeração em condições de operação específicas.

Palavras-chave: *refrigeradores domésticos; modelagem térmica; simulação numérica; condensador arame-sobre-tubos; evaporador roll-bond; escoamento bifásico; trocadores de calor.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Compressor hermético recíproco	30
Figura 2 – Ciclo Termodinâmico ocorrendo dentro do compressor	32
Figura 3 – Algoritmo do modelo da eficiência volumétrica do compressor	36
Figura 4 – Algoritmo do modelo da eficiência combinada do compressor	38
Figura 5 – Algoritmo do cálculo de performance do compressor	39
Figura 6 – Algoritmo do modelo do Tubo Capilar	43
Figura 7 – Evaporador <i>roll-bond</i>	44
Figura 8 – Condensador do tipo arame-sobre-tubos	45
Figura 9 – Volume de controle de um elemento discretizado do tipo tubo aletado ...	46
Figura 10 – Circuito térmico equivalente de um elemento discretizado	48
Figura 11 – Dimensões principais do evaporador <i>roll-bond</i>	50
Figura 12 – Seção transversal de um elemento discreto do evaporador	51
Figura 13 – Algoritmo de cálculos do evaporador	54
Figura 14 – Geometria do Condensador	55
Figura 15 – Algoritmo de cálculos do condensador	59
Figura 16 – Algoritmo de cálculos do sistema completo	61
Figura 17 – Pontos de operação do sistema de refrigeração no diagrama P-h para o R134a	73
Figura 18 – Pontos de operação do sistema de refrigeração no diagrama P-h para o R134a	74
Figura 19 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do condensador para o sistema de refrigeração utilizando R134a	75
Figura 20 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do condensador para o sistema de refrigeração utilizando R600a	75
Figura 21 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do evaporador para o sistema de refrigeração utilizando R134a	76
Figura 22 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do evaporador para o sistema de refrigeração utilizando R600a	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de teste para o Compressor Embraco VEMX5C.....	62
Tabela 2 – Erros Relativos e vazões mássicas no compressor Embraco VEMX5C para diferentes condições de teste.....	63
Tabela 3 – Erros Relativos e Potências do compressor Embraco VEMX5C para diferentes condições de teste	64
Tabela 4 – Dados experimentais obtidos por M. Schenk e L. Oellrich (2013) para diferentes condições de teste de tubos capilares adiabáticos.....	65
Tabela 5 – Dados experimentais obtidos por C. Mello (1999) para diferentes condições de teste do tubo capilar adiabático.....	66
Tabela 6 – Geometria do evaporador avaliado por Melo et. al. (1998)	67
Tabela 9 – Condições operacionais do evaporador ensaiado por Melo et. al. (1998)	67
Tabela 8 – Geometria do condensador avaliado por Hermes (2000).....	68
Tabela 9 – Condições operacionais do condensador ensaiado por Hermes (2000) .	69
Tabela 10 – Parâmetros geométricos do condensador simulado.	70
Tabela 11 – Parâmetros geométricos do evaporador simulado.	70
Tabela 12 – Dimensões dos tubos capilares utilizados nas simulações	70
Tabela 13 – Modelo do compressores simulados e seus parâmetros de regressão.	71
Tabela 14 – Comparação entre os desempenhos dos sistemas de refrigeração utilizando R600a e R134a	72

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Arábicos

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
A	Área	[m ²]
D	Diâmetro	[N]
G	Fluxo mássico	[kg/m ² .s]
h	Entalpia do refrigerante	[kJ/kg]
H	Altura	[m]
k	Coeficiente de expansão politrópica	[]
k	Condutividade térmica do refrigerante	[W/m.K]
L	Comprimento	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
N	Quantidade	[]
P	Pressão	[kPa]
p	Passo	[m]
Q	Quantidade de calor trocado	[W]
RPM	Velocidade de rotação no eixo do compressor	[rot/min]
T	Temperatura	[°C]
u	Energia interna do refrigerante	[kJ/kg]
U	Velocidade do escoamento	[m/s]
U	Coeficiente de transferência de calor	[W/m ² .K]
ϑ	Volume específico do refrigerante	[m ³ /kg]
V	Volume	[m ³]
w	Trabalho específico	[kJ/kg]
W	Largura	[m]
$\dot{W}$	Potência	[W]
x	Título de vapor	[]
ΔP	Fração da queda de pressão na entrada do compressor	[-]
Δz	Comprimento infinitesimal de um elemento discretizado	[m]

Símbolos Gregos

Símbolo	Nomenclatura	Unidade
α	Coeficiente da equação de eficiência politrópica	[]
β	Coeficiente da equação de eficiência politrópica	[kPa]
δ	Erro relativo	[]
ε	Fração de espaço nocivo do compressor	[]
η	Eficiência	[]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K]
ϕ	Raíz da soma dos quadrados dos erros relativos	[]
ϕ^2	Multiplicador Bifásico	[]

Índices inferiores

Símbolo	Nomenclatura
asp	Aspiração do compressor
comb	Combinada
comp	Compressor
cond	Condensador
conv	Convecção
crit	Crítica
desc	Descarga do compressor
en	Espaço nocivo
evap	Evaporador
ext	Externo
f	Ponto de flash
i	Número da iteração
int	Interno
liq	Fase líquida
lo	Mistura bifásica considerada como líquido

nb	Ebulição nucleada
p	Parede
rad	Radiação
s.c.	Superfície do volume de controle
sat	Saturação
v.c.	Volume de controle
vap	Vapor

Números Adimensionais

Símbolo	Nomenclatura	Equação
Bi	Número de Biot	$\frac{h \cdot L}{k}$
Fr	Número de Froude	$\frac{G^2}{g \cdot D \cdot \rho}$
Pe	Número de Péclet	$\frac{U \cdot L}{\alpha}$
Pr	Número de Prandtl	$\frac{c_p \cdot \mu}{k}$
Ra _x	Número de Rayleigh	$\frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$
Re	Número de Reynolds	$\frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu}$

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
1.1. Objetivos	11
1.2. Estrutura do trabalho	11
2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. Modelagem de Sistemas de Refrigeração por Compressão a Vapor	13
2.2. Modelagem do Compressor	15
2.3. Modelagem do Tubo Capilar	17
2.4. Modelagem dos Trocadores de Calor: Evaporador e Condensador	19
2.4.1. Correlações para o fator de atrito e perda de pressão	22
2.4.2. Correlações para o coeficiente de transferência de calor	23
2.4.3. Correlações para os coeficientes de transferência de calor de condensação	24
2.4.4. Correlações para os coeficientes de transferência de calor através da ebulição convectiva	26
2.4.5. Correlações para os coeficientes de transferência de calor por convecção natural do evaporador e do condensador	28
3. METODOLOGIA PROPOSTA	30
3.1. Modelo do Compressor	30
3.1.1. Introdução	30
3.1.2. Modelagem Matemática do Compressor	31
3.1.2.1. Modelo da eficiência volumétrica	32
3.1.2.2. Modelo da eficiência politrópica	34
3.1.3. Algoritmo de Cálculos para o Compressor	34
3.2. Modelo do Dispositivo de Expansão	39
3.2.1. Introdução	39
3.2.2. Modelagem Matemática do Tubo Capilar	40
3.2.3. Algoritmo de Cálculo para o Tubo Capilar	42
3.3. Modelo dos Trocadores de Calor	43
3.3.1. Introdução	43

3.3.2. Modelamento matemático dos volumes de controle	45
3.3.3. Correlações para o fator de atrito f e relação do coeficiente de transferência de calor por radiação para o Evaporador e Condensador	49
3.3.2. Correlações utilizadas para o modelo do Evaporador	50
3.3.3. Correlações utilizadas para o modelo térmico do Condensador.....	55
3.4. Algoritmo de cálculo do sistema	60
4. VALIDAÇÃO DOS MODELOS	62
4.1. Validação do modelo do Compressor	62
4.2. Validação do modelo do Tubo Capilar	65
4.3. Validação do modelo do Evaporador	67
4.4. Validação do modelo do Condensador	68
5. RESULTADOS	70
6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	77
REFERÊNCIAS	79
ANEXO I: Códigos Implementados no EES.....	85

1. INTRODUÇÃO

Atualmente na indústria de refrigeração, as simulações numéricas se consolidaram como ferramentas de projeto por permitirem desenvolver produtos complexos e otimizados a custos e tempo reduzidos. Anterior às simulações numéricas, os sistemas de refrigeração eram projetados de acordo com valores calculados com base em condições de trabalho estimadas. No entanto, o desempenho real do sistema pode, obviamente, desviar-se dos valores calculados pois não existe um modelo exato utilizado neste procedimento de projeto. A fim de desenvolver produtos com desempenho próximo ao ótimo, o processo de desenvolvimento do protótipo, teste de desempenho através de ensaios e modificações no projeto têm de ser repetido diversas vezes, o que aumenta o custo e o tempo de desenvolvimento do produto.

Com as simulações computacionais, as condições de trabalho e os parâmetros de projeto são fornecidos primeiramente, em seguida o desempenho é previsto e finalmente os parâmetros de projeto são avaliados com base na previsão de desempenho. Se o desempenho previsto pela modelagem não cumprir a exigência, os parâmetros de projeto são modificados e a simulação com os novos parâmetros é feita. O processo de modificação dos parâmetros de simulação é repetido por diversas vezes até que o conjunto de parâmetros mais apropriados é obtido. Portanto constrói-se o protótipo somente quando os parâmetros de projeto são otimizados computacionalmente, diminuindo assim custos e tempos.

Os requisitos para a simulação são 3: estabilidade numérica, rapidez e precisão. Tais requisitos entram em conflitos entre si, então cabe ao engenheiro selecionar os melhores métodos e modelos a serem utilizados para as simulações. As estratégias de modelamento dos componentes de sistemas de refrigeração variam significativamente conforme a aplicação, pois os modelos geralmente são desenvolvidos para problemas bem específicos e definidos. Este trabalho tem o propósito de desenvolver um modelo que possa ser utilizado como ferramenta virtual de projeto, desta forma diminuindo o

tempo e custos de desenvolvimento de um sistema de refrigeração voltado a aplicações domésticas.

1.1. Objetivos

Este trabalho tem por objetivo principal apresentar metodologia de modelamento de um sistema de refrigeração por compressão a vapor que seja capaz de simular e prever o comportamento de refrigeradores domésticos apresentando erros razoáveis. Os objetivos específicos são resumidos a seguir:

- Modelar matematicamente os 4 componentes básicos de um sistema de refrigeração: Compressor, dispositivo de expansão, condensador e evaporador. A metodologia de modelamento deve ser embasada por ampla pesquisa bibliográfica sobre os componentes;
- Implementar os algoritmos dos 4 componentes e do sistema completo no programa EES de modo a ser capaz de prever parâmetros de desempenho quando fornecidas as condições de operação do sistema;
- Validar os modelos dos 4 componentes através da utilização de dados experimentais levantados na literatura. Os erros relativos analisados não devem exceder 20% para que a modelagem seja considerada suficientemente precisa;
- Propor uma configuração de um sistema de refrigeração capaz de refrigerar um gabinete de 300L e analisar seu desempenho para diferentes condições, utilizando a metodologia desenvolvida neste trabalho.

1.2. Estrutura do trabalho

O trabalho está dividido em tópicos sucintamente descritos conforme a estrutura a seguir.

Revisão da literatura na qual são discutidos e apresentados métodos de cálculos do sistema e de seus componentes principais. No caso dos trocadores de calor, atenção especial é dada a descrição de métodos semi-

empíricos para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e perda de pressão pertinentes aos modelos do condensador e do evaporador.

No capítulo tratando da metodologia são apresentados os parâmetros de entrada e as hipóteses simplificadoras adotadas para os modelos do compressor, tubo capilar, trocadores de calor e sistema completo. Aplicam-se as hipóteses simplificadoras de forma a derivar o conjunto de relações matemáticas de cada modelo e ao final mostra-se uma estratégia de resolução do conjunto equações na forma de fluxogramas.

No item de validação são apresentados os dados experimentais encontrados na literatura para cada componente, comparando-se estes dados com os valores calculados através dos códigos implementados em EES segundo metodologia descrita no capítulo anterior.

No capítulo de resultados são apresentados, comparados e discutidos os dados de desempenho obtidos pela simulação de dois sistemas de refrigeração equivalentes sob diferentes temperaturas ambientes, um operando com R134a e outro com R600a. Os sistemas possuem parâmetros geométricos propostos pelo autor.

Em Conclusões e Trabalhos Futuros, há uma análise final dos objetivos atingidos neste trabalho, qual sua utilidade e recomendações para trabalhos futuros.

2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

2.1. Modelagem de Sistemas de Refrigeração por Compressão a Vapor

A acirrada competição global entre os fabricantes de sistemas de refrigeração cria demanda por produtos mais eficientes com custos reduzidos. As simulações numéricas começaram a se tornar um tópico atrativo de publicação o setor de refrigeração por volta de 1980 (Chi & Didion, 1982; Murphy & Goldschmidt, 1986; MacArthur & Grald, 1989), nos anos 90 foram usadas amplamente para se avaliar alternativas aos CFCs (Jung & Radermacher, 1991; Sami & Dahmani, 1996) e atualmente ainda são usadas como uma ferramenta efetiva de projeto para sistemas de refrigeração usando fluidos refrigerantes ecologicamente corretos como o dióxido de carbono (Pfafferott & Schimitz, 2004; Kim & Kim, 2002) e isobutano, como é o caso deste trabalho.

De acordo com Ding (2007) já foram publicados modelos para os mais variados tipos de sistemas de refrigeração incluindo ar condicionados residenciais, ar condicionados multi-evaporador, ar condicionados automotivos, bombas de calor, refrigeradores domésticos e até sistemas de refrigeração em contêiners. Como existem diversos tipos de sistemas de refrigeração, cada modelo é desenvolvido de acordo com a aplicação do sistema. Também é possível utilizar as simulações numéricas para se detectar e diagnosticar problemas no sistema de refrigeração, conforme proposto por Yu (2002).

As simulações numéricas de sistemas de refrigeração podem ser divididas em: regime permanente e transiente. As simulações de regime permanente são utilizadas para se projetar o sistema e predizer o seu comportamento sob as condições de trabalho enquanto as simulações transientes são utilizadas para projetar um sistema de controle e atuação e com menor frequência para avaliar o desempenho do sistema (Qiao et. al., 2010). Uma simulação numérica ideal deve ser estável, veloz e precisa e genérica.

Um sistema de refrigeração por compressão a vapor possui quatro partes principais: compressor, evaporador, condensador e dispositivo de expansão. Cada um destes componentes pode ser modelado por equações matemáticas que refletem o seus comportamentos termodinâmicos. Para se modelar o sistema, primeiro levanta-se o modelo de cada componente separadamente e depois define-se as relações de como os componentes estão conectados entre si. Os estado termodinâmicos em que o sistema opera, condições de entrada e saída dos componentes, são calculados utilizando as equações de conservação de massa, momento e energia aplicadas a nível do sistema. (Winkler et. al., 2008).

Os algoritmos que calculam os estados termodinâmicos do sistema são denominados *system solvers* e possuem duas estratégias de cálculo: global (simultânea) e modular (sucessiva). A estratégia global consiste em calcular todas os componentes simultaneamente por métodos não lineares como o método de Euler, método de Newton-Raphson e o método de Runge-Kutta. Já na estratégia modular cada componente é calculado separadamente antes de seguir para a próxima variável, requerendo laços de *loop* condicionais e esquemas de iterações eficientes.

Segundo Qiao (2010) a estratégia recomendada para sistemas simples é a modular pois nestes casos é fácil de criar um sistema de iterações eficientes. Este autor alerta que para ciclos de refrigeração mais complexos (multiestágio por exemplo) é difícil se obter um esquema de iteração eficiente e portanto neste caso é vantajoso utilizar a estratégia global de cálculo.

Concluimos então que a estratégia de modelamento e cálculo de um sistema de refrigeração varia de acordo com a aplicação deste mesmo, pois os modelos são desenvolvidos com um propósito específico de forma a sacrificar a generalidade em prol de ganhos de estabilidade, velocidade e acuracidade. A estratégia de cálculo do sistema depende de quão complexo são as interligações de seus componentes. Para sistemas simples é vantajoso calcular as incógnitas sucessivamente.

2.2. Modelagem do Compressor

Em sistemas de refrigeração baseados na compressão de vapor, o compressor do tipo recíproco é o mais utilizado. Este componente é responsável diretamente por praticamente todo o consumo de energia de um sistema de refrigeração. Sendo assim o desempenho dos compressores é um dos principais parâmetros de interesse durante o projeto. A capacidade de prever o comportamento do compressor perante as mais diversas condições de trabalho dá informações valiosas ao projetista para buscar alternativas que possam reduzir o consumo de energia do refrigerador e torna-lo mais eficiente (Kim & Bullard, 2002).

Negrão et. al. (2011) recomenda modelar o compressor recíproco considerando-o em regime permanente de operação, tanto para os cálculos de um sistema de refrigeração em regime permanente quanto para regime transiente. Tal hipótese do compressor sempre estar em regime permanente, mesmo quando o sistema passa por um período transiente, é válida pois o tempo de resposta transiente no compressor é reduzido em relação ao tempo de resposta dos trocadores de calor.

Os modelos matemáticos de compressores recíprocos existentes na literatura diferem entre si de acordo com o nível de detalhamento, sempre buscando um balanço ideal entre esforço computacional e complexidade do modelo para a aplicação desejada. Todos os modelos de compressores recíprocos buscam de alguma forma relacionar as condições de operação (pressões e temperatura de sucção e pressão de descarga) a parâmetros de desempenho (vazão mássica, potência consumida e temperatura do fluido na saída).

É importante que o modelo do compressor possa ser extrapolado para condições experimentais distintas das quais o modelo foi validado (Li, 2012). A capacidade de extrapolação é fundamental para garantir convergência durante as iterações do cálculo do sistema completo, pois as condições calculadas em algumas iterações podem estar fora do envelope de operação fornecido pelo fabricante. Negrão et. al. (2011) propõe três tipos de

classificação dos modelos de acordo com a complexidade: *Black-Box*, *Grey-Box* e *White-Box*.

Os modelos *Black-Box* são os modelos mais simples que existem e consistem em ajustes polinomiais de dados experimentais afim de relacionar os parâmetros de performance às condições de operação. Conforme modelo proposto pela norma ARI Standard 540 (ARI 1991), são calculados os 10 coeficientes de um polinômio cubico bivariado através de um ajuste de curva a dados experimentais, onde as variáveis são a temperatura do evaporador e a do condensador. Os coeficientes calculados pelo ajuste de curva não possuem significado físico algum. Para cada um dos 3 parâmetros de performance do compressor (vazão mássica, potência consumida e temperatura do fluido na saída) é possível ajustar um polinômio. De acordo com Jahnig et. al. (2000) modelos deste tipo não possuem capacidade de extrapolação e portanto devem ser evitados.

Os modelos *Grey-Box*, também conhecidos como modelos semi-empíricos, são baseados em correlações termodinâmicas simplificadas contendo coeficientes desconhecidos calculados através de ajuste de curva a dados experimentais. Nos modelos propostos por Negrão et. al. (2011) e Jähnig et. al. (2000) as correlações termodinâmicas são derivadas dos conceitos de eficiência volumétrica e eficiência global do compressor. Negrão (2011) propõe que a eficiência volumétrica está associada de forma linear a razão entre a pressão de descarga e de sucção respectivamente, e que a eficiência global do compressor está relacionada a um valor de perda constante e a uma eficiência isentrópica. Já Jähnig et. al. (2000) propõe que a eficiência volumétrica está relacionada a dois coeficientes desconhecidos com significado físico: a parcela da perda de pressão em relação a pressão de sucção na entrada do compressor e o volume do espaço nocivo. Para a eficiência global do compressor, Jähnig (2010) utiliza uma função exponencial de três coeficientes que tem como parâmetro somente a pressão de sucção. Navarro et. al. (2007) desenvolve um modelo extremamente preciso (erros na ordem de $\pm 3\%$) que requer um trabalhoso procedimento de levantamento de 10 parâmetros empíricos, todos com direta interpretação física. Segundo Li (2012), os modelos semi-empíricos são os mais recomendados para as

simulações de regime permanente ou transiente, pois estes oferecem boa precisão e capacidade de extrapolação a custo computacional reduzido.

Os modelos *White-Box* são os de maior complexidade, consideram análises detalhadas do fluxo de refrigerante através das válvulas, transferência de calor para o cilindro, perda de pressão no pistão, perdas mecânicas por atrito, etc. De acordo com Negrão (2011), os modelos que utilizam simulações numéricas baseadas em CFD podem ser inclusos nesta categoria. Seu uso não é prático para os cálculo do compressor em um sistema de refrigeração pois o esforço computacional e o número de dados de entrada são elevados, estando a maioria destes dados disponíveis somente aos fabricantes. No entanto modelos deste tipo fornecem uma poderosa ferramenta de projeto e otimização do compressor recíprocos devido ao elevado nível de informação sobre o componente que é capaz de fornecer.

Conclui-se então que para se escolher o modelo, deve-se determinar a aplicação deste para garantirmos um bom balanço entre complexidade e esforço computacional. Para projetos cujo objetivo é calcular o comportamento do sistema sendo o compressor apenas mais um dos componentes, recomenda-se a utilização de modelos semi-empíricos. Para o projeto em específico do compressor, são recomendados os modelos *White-Box*.

2.3. Modelagem do Tubo Capilar

O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais utilizado em refrigeradores domésticos. Seu diâmetro pode variar de 0,5 mm a 2,0 mm e seu comprimento entre 2m e 6m. A principal vantagem dos tubos capilares em relação aos demais dispositivos de expansão é sua simplicidade construtiva, refletindo em custos reduzidos de fabricação e instalação. Além disso, os tubos capilares permitem que os compressores deem partida a baixo torque, pois as pressões do sistema de refrigeração se encontram equalizadas quando o compressor está desligado (Khan et. al., 2009).

Nos tubos capilares, o refrigerante entra no estado líquido (ou em títulos de vapor reduzidos) e se expande até atingir a pressão do evaporador. Através deste processo, o tubo capilar é capaz de regular o vazão mássica de refrigerante. Apesar de sua simplicidade, modelar o fluxo de refrigerante através do tubo capilar é extremamente desafiador, pois envolve fenômenos de turbulência, mudança de fase, compressibilidade e condições de equilíbrio metaestável (Hermes et. al., 2010).

Segundo Hermes et. al. (2010), os tubos capilares podem ser divididos em adiabáticos e não-adiabáticos. Os tubos capilares adiabáticos são considerados como isentálpicos enquanto que os não-adiabáticos reduzem a entalpia do refrigerante. A redução na entalpia visa diminuir o título do refrigerante na entrada do evaporador e assim aumentar a capacidade de refrigeração. Para este trabalho foi considerado a utilização de um tubo capilar adiabático.

Várias correlações foram propostas para prever o fluxo de massa de com base no estado termodinâmico do fluido na entrada do tubo capilar, a geometria do tubo e as propriedades do fluido refrigerante. Bansal e Rupasinghe (1996) apresentam uma correlação que foi derivada utilizando dados experimentais em conjunto com o teorema de Buckingham- π , conseguindo prever a vazão mássica em $\pm 8\%$. Melo et. al. (1999) conduziu um estudo experimental utilizando R-12, R134a e R600a como fluidos refrigerantes escoando por tubos capilares sob diferentes condições e geometrias. Com os dados experimentais, Melo (1999) propôs correlações para cada um dos três refrigerantes estudados. Alguns anos depois, Melo et. al. (2010) propõe um modelo algébrico semi-empírico capaz de calcular explicitamente a vazão mássica para os refrigerantes R134-a e R600a, utilizando apenas simples relações termodinâmicas. Tal modelo é capaz de prever 90% dos dados experimentais corretamente na faixa de erro $\pm 10\%$ para R134a e praticamente 100% dos dados na faixa de erro $\pm 15\%$ para o R600a.

Existem ainda modelos que utilizam os princípios de conservação de massa, momento e energia para calcular a vazão mássica através dos capilares. Bansal e Rupasinghe (1998) desenvolveram um modelo

matemático denominado CAPIL utilizando os princípios fundamentais. Em seu modelo, Bansal (1998) resolve simultaneamente as equações de conservação através da regra de Simpson e valida seu modelo com dados experimentais de Wijaya (1992) e Melo et. al. (1999) obtendo erros na faixa de $\pm 10\%$. Mezavila et. al. (1996) propõe seu modelo CAPHEAT para calcular as vazões mássicas de tubos capilares utilizando volumes de controle para discretizar o domínio e o método de Runge-Kutta de quarta ordem para integrar numericamente e obter a solução. Seu método é testado com dados experimentais para R134a de Dirik et. al. (1994) e para R12 de Bittle et. al. (1995) obtendo erros na faixa de $\pm 10\%$.

Quanto aos erros fornecidos pelos modelos, Melo et. al. (2010) afirma que erros de medição de 5% no diâmetro interno médio do tubo capilar produzem erros de até 12,5% na vazão mássica pois $\dot{m} \sim d^{2,5}$. Sendo assim é aceitável um modelo que consiga prever as vazões mássicas na ordem de erro $\pm 10\%$. Para este trabalho foi escolhido o modelo que calcula explicitamente a vazão mássica conforme proposto por Melo et. al. (2010) e que fornece erros na faixa de $\pm 15\%$ quando se utiliza R600a. Este modelo foi escolhido devido a sua simplicidade de implementação, velocidade computacional e acuracidade.

2.4. Modelagem dos Trocadores de Calor: Evaporador e Condensador

Os trocadores de calor variam significativamente entre si de acordo com o seus arranjos de fluxos e características construtivas. Nos sistemas de refrigeração, assim como em qualquer ciclo termodinâmico, são necessários dois trocadores de calor fundamentais para o funcionamento do sistema, um para absorver o calor da fonte fria (evaporador) e outro para rejeitar calor para a fonte quente (condensador). Para escolher o tipo do evaporador e do condensador usados neste trabalho, ponderou-se para a escolha de um componente que seja facilmente encontrado nos refrigeradores produzidos pela indústria brasileira. Por fim foram escolhidos o tipo *roll-bond* para o evaporador e o tipo arames-sobre-tubo para o condensador.

De acordo com Qiao et. al. (2010) os trocadores de calor podem ser divididos quanto a sua modelagem em 4 grandes grupos: (a) modelo de

parâmetros concentrados (*lumped parameters model*), (b) modelo por zonas (*moving boundary model*), (c) modelo de parâmetros distribuídos (*distributed parameters model*) e (d) tubo por tubo (*Tube-by-tube*).

Os modelos de parâmetros concentrados (a) são os mais simples que existem pois tratam o trocador de calor inteiro como um único volume de controle. O coeficiente global de transferência UA é considerado como constante bem como as propriedades termofísicas do refrigerante. Tal hipótese simplificadora pode implicar em erros razoáveis pois não considera fenômenos como a mudança de fase que implicam em variações de pressão superior e consequentemente variação das propriedades termofísicas. Qiao (2010) recomenda que este método seja utilizado em análises qualitativas. Os populares modelos ϵ -NUT e LMTD (*Log-Mean Temperatura Difference*) estão inclusos nesta categoria.

Nos modelos por zonas (Willatzen et. al., 1998), o trocador de calor é subdividido em zonas distintas de acordo com a fase do refrigerante. Idealmente o modelo por zonas deve incluir quatro tipos de zonas: Região supercrítica (quando presente), região de superaquecimento, região de saturação e região de subresfriamento. Cada região deste modelo é tratada como se fosse um único volume de controle. Neste volume de controle, o coeficiente global de transferência de calor UA e as propriedades de transporte do refrigerante são consideradas constantes ao seu valor médio. Usa-se então algum método de parâmetro concentrado (como ϵ -NUT) para calcular a performance. Ao final somam-se os efeitos de cada zona de forma a estimar a performance global do trocador de calor.

Nos modelos de parâmetros distribuídos (Quadri et. al., 2002), o trocador de calor é subdividido em diversos volumes de controle independentemente da fase do refrigerante. Para cada um dos volumes de controle, calculam-se as propriedades termofísicas locais e parâmetros de escoamento de acordo com as condições de entrada. Com estes dados, determina-se o calor trocado e a variação da pressão ao longo da discretização de forma a calcular o estado termodinâmico de saída. Como os volumes de controle são considerados como conectados em série entre si, as

condições de entrada do volume de controle seguinte são iguais as condições de saída de seu antecessor. Dessa forma, dada as condições de entrada do refrigerante no trocador de calor, podemos calcular suas condições de saída através dos cálculos das discretizações seguindo os volumes de controle no sentido do escoamento do refrigerante.

Os três primeiros tipos (a, b e c) de modelos de trocador de calor costumam tratar o circuito do refrigerante como sendo um tubo longo aletado. Estes modelos estão baseados na hipótese de que o fluxo de refrigerante e o fluxo de ar são uniformes ao longo do circuito. As não-simetrias resultantes de geometrias complexas de escoamento e a distribuição não uniforme do ar podem prejudicar a precisão de modelos deste tipo devendo neste caso utilizar o modelo *Tube-by-tube* (Qiao, 2010).

Nos modelos tubo-por-tubo (Domansky et. al., 1989), cada tubo pode ser tratado como um único volume de controle ou então dividido em vários subdomínios de forma a levar em conta os efeitos de distribuição não-uniforme do escoamento externo de ar. O principal feito deste modelo é que nele são considerados os efeitos dos arranjos de tubos, sendo capaz então de prever a performance de circuitos arbitrários onde porventura haja má distribuição do refrigerante. Qiao (2010) afirma que modelos deste tipo são os mais precisos e custosos computacionalmente dentre as quatro categorias discutidas.

Para modelar os trocadores de calor deste trabalho, optou-se pelo modelo de parâmetros distribuídos devido ao seu bom custo-benefício entre complexidade e esforço computacional para a aplicação desejada. Neste trabalho será considerada que a perda de pressão para cada volume de controle é dada pelo fator de atrito f do escoamento e que a condutância térmica é variável. Para o cálculo do fator f , serão discutido as correlações encontradas na literatura para os casos monofásicos e bifásicos. Para o cálculo da condutância térmica, faz-se o uso da analogia de resistência térmica e calcula-se a transferência de calor de acordo com as características de fenômenos como convecção natural, convecção forçada e radiação. Os modelos para cálculo dos coeficientes de transferência de calor encontrados

na literatura para cada tipo de trocador de calor serão explorados nas seções seguintes.

2.4.1. Correlações para o fator de atrito e perda de pressão

Para determinar a perda de pressão ao longo de um volume de controle, calcula-se o valor do fator adimensional de atrito f que aparece na equação de Darcy-Weisbach principalmente através de correlações empíricas encontradas na literatura. Estas correlações empíricas diferem entre si de acordo com o regime do escoamento, que pode ser laminar ou turbulento e monofásico ou bifásico.

No caso de escoamento monofásico laminar em tubos, a função matemática que relaciona o fator de atrito ao número de Reynolds pode ser deduzida algebricamente através do uso de hipóteses simplificadoras que permitem resolver a equação de Navier-Stokes. O procedimento de derivação desta relação é explicitado por Munson (1990) em seu livro de fundamentos de mecânica dos fluidos.

Em regime de escoamento monofásico turbulento, não é possível deduzir equações algébricas devido à natureza aleatória deste fenômeno e portanto devemos contar com correlações empíricas. Colebrook (1939) propõe uma correlação implícita baseada em dados experimentais que leva em conta o número de Reynolds e a rugosidade relativa. Churchill (1977) propõe uma correlação única capaz de cobrir as regiões laminar e turbulenta. Swamee (1976) desenvolve uma aproximação explícita da equação de Colebrook-White.

Para os escoamentos bifásicos, Ould Didi et. al. (2002) avaliou o desempenho de 7 correlações em comparação com dados experimentais de 5 fluidos diferentes nas condições de evaporação. Concluiu-se neste estudo que as correlações propostas por Gronnerud (1979) e Friedel (1979) são a segunda e terceira melhores, respectivamente, quanto a precisão de suas previsões. Tanto Gronnerud (1979) quanto Friedel (1979) utilizam o conceito de fator multiplicador bifásico para deduzirem suas relações.

O fator multiplicador bifásico é uma grandeza adimensional que relaciona a razão entre o gradiente da pressão no caso bifásico e o gradiente da pressão em um caso idealizado considerando escoamento monofásico das fases líquida ou vapor. Tal procedimento, dependendo do autor, pode assumir apenas as parcelas de líquido ou vapor da mistura bifásica ou ainda assumir o escoamento líquido mais vapor como apenas uma destas fases. Segundo o procedimento de cálculo para o multiplicador bifásico proposto por Friedel (1979) é necessário conhecer-se os seguintes parâmetros: título do fluido, razão entre a densidade das duas fases, razão entre os fatores de atrito do vapor e do líquido, número de Froude do escoamento homogêneo e número de Webber da fase líquida. O modelo proposto por Gronnerud (1979) considera os mesmos parâmetros com exceção de precisar calcular o número de Webber e a razão entre os fatores de atrito do vapor e do líquido. Awad e Muzychka (2014) propõe duas correlações que calculam os limites máximos e a mínimos possíveis para a perda de pressão do fluido no estado termodinâmico de interesse. Este modelo propõe a perda de pressão como o valor médio entre as perdas de pressão máxima e mínima.

Neste trabalho escolheu-se utilizar a equação de Swamee (1976) para prever o valor do fator de atrito em regime monofásico turbulento pois esta é de fácil implementação, precisa e considera a rugosidade dos tubos. Para o cálculo de f em regime monofásico laminar utiliza-se equação deduzida por Munson (1990). Nos casos de escoamento bifásico, seguiu-se a recomendação de Ould Didi et. al. (2002) e optou-se pela correlação de Gronnerud (1979) para o cálculo do gradiente de pressão.

2.4.2. Correlações para o coeficiente de transferência de calor

Para calcular o desempenho dos trocadores de calor, consideramos que a condutância térmica varia entre os volumes de controle. O modelo de condutância adotado considera somente as resistências convectivas externa e interna, desprezando a resistência condutiva das paredes do trocador de calor por esta possuir valor relativamente desprezível. O fluxo de calor por radiação é considerado em paralelo com o fluxo de calor por convecção de forma que o fluxo de calor total seja a soma destes dois.

Nos cálculos das resistências térmicas convectivas, considera-se a geometria do elemento discretizado e também os coeficientes locais de convecção externa e interna. Os coeficientes de convecção são calculados por correlações empíricas levantadas a partir de dados experimentais. Tanto os modelos do evaporador quanto do condensador utilizam a mesma correlação para o cálculo da transferência de calor interna por convecção forçada em regime monofásico e a mesma equação para a transferência de calor por radiação.

O coeficiente de transferência de calor por radiação é calculado conforme proposto por Incropera et. al. (2011) considerando o trocador de calor como um corpo cinza e aplicando a lei de Stefan-Boltzmann. O modelo utilizado aqui não considera fatores de forma e leva em conta somente a emissividade, geometria e as temperatura da superfície e do ambiente.

O caso de convecção interna monofásico pode ainda ser subdividido em dois regimes de escoamento. No caso laminar ($Re < 2300$), Incropera et. al. (2011) deduz um valor constante para número de Nusselt em escoamentos plenamente desenvolvidos, sendo este portanto independente do número de Reynolds. No caso turbulento, Dittus-Boelter (1930) propôs uma correlação que utiliza os número de Prandtl e Reynolds para calcular o número de Nusselt em escoamentos completamente turbulentos ($Re > 10.000$). Posteriormente, Gnielinsky (1979) propôs uma correlação que considera também condições de transição recomendada para números de Reynolds superiores a 2300. Esta correlação inclui também efeitos da rugosidade do tubo através do fator de atrito f . Desta forma optou-se por utilizar a correlação de Gnielinsky devido a sua maior abrangência em termos de número de Reynolds e por esta considerar efeitos de rugosidade.

2.4.3. Correlações para os coeficientes de transferência de calor de condensação

O fenômeno de condensação vem sendo extensivamente estudado sendo que diversas correlações foram levantadas com base em dados experimentais e análises teóricas. O coeficiente convectivo de condensação é altamente dependente do título e do fluxo mássico, aumentando junto com

estes. Diferentemente da condensação externa, a condensação interna em tubos é independente da diferença de temperatura entre o fluido e a parede, com exceção dos escoamentos internos a baixo fluxo mássico. A condições de baixo cisalhamento do vapor (baixo fluxo mássico), o processo de modelamento da condensação interna requer a aplicação da teoria de condensação em filmes laminares. Chaddock (1957) e Chato (1962) propõe correlações capazes de modelar estes casos.

Neste trabalho será considerado que a condensação ocorrendo nos trocadores de calor é em tubos horizontais de fluxo mássico elevado com a predominância do padrão anular. Em parcela significativa das correlações encontradas na literatura, o coeficiente de transferência de calor de condensação h_{TP} é assumido como diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor através do filme líquido h_l multiplicado por uma constante ψ . Para o cálculo do coeficiente h_l as correlações costumam utilizar a relação de Dittus-Boelter (1930).

Em 1998, Dobson e Chato propuseram uma correlação empírica capaz de incluir os efeitos dos regime de escoamento estratificado-ondulado ($G < 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$) e anular ($G > 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$) visando melhorar a abrangência da correlação proposta por Chato (1962). Para o regime anular, o valor de ψ é calculado como função do parâmetro de Martinelli considerando escoamento turbulento das fases líquida e vapor (X_{tt}) e o valor de h_l por Dittus-Boelter (1930). Em regime estratificado-ondulado, calcula-se o valor de Nusselt do escoamento bifásico por uma correlação que leva em conta diversos parâmetro como o de Martinelli (X_{tt}), fração de vazão, número de Reynolds, número de Galileo e o número de Jakob.

Shah (1979) com base em 473 dados experimentais propôs uma correlação capaz de cobrir grandes intervalos de fluxos mássico e diferentes fluidos. Shah afirma que o valor de ψ deve ser calculado em função do título e da pressão relativa enquanto que h_l é calculado por Dittus-Boelter (1930). O erro médio obtido por Shah (1979) quando comparou seu modelo aos dados experimentais foi de 15%. Moser et al. (1998) verificou a correlação de Shah

(1979) usando 1197 pontos experimentais com 6 tipos diferentes de refrigerantes e concluiu que o desvio médio desta correlação é de 14.37%.

Boissieux et. al. (2000) analisou a validade das correlações para condensação propostas por Shah (1979) e Dobson-Chato (1998) utilizando dados experimentais de condensação de misturas de refrigerante em tubos horizontais lisos com diâmetro hidráulico variando de 3 a 7 mm e fluxo mássico variando de 25 a 800 kg/m² · s . Os desvios padrões globais obtidos para os modelos de Shah (1979) e Dobson-Chato (1998) foram respectivamente 7,6 % e 9,1 %. No presente estudo escolheu-se utilizar a correlação de Shah (1979) pois sua implementação é bem simples e direta e seus resultados segundo a literatura são satisfatórios.

2.4.4. Correlações para os coeficientes de transferência de calor através da ebulição convectiva

Chen (1966) é um dos primeiros a propor um método de previsão do coeficiente de transferência de calor para a ebulição convectiva interna em tubos. Neste método, o coeficiente de transferência de calor é dado pela adição da ebulição nucleada e convecção forçada. A contribuição da ebulição nucleada é calculada pelo valor fornecido pela equação de ebulição em piscina de Forster e Zuber (1955) multiplicado por um fator de supressão de efeitos de nucleação S . Este fator é calculado pela razão entre o superaquecimento efetivo e o superaquecimento total da parede, sendo seu valor sempre inferior a unidade. Já a contribuição de efeitos de convecção forçada é dada pelo produto entre o coeficiente de transferência de calor estimado segundo Dittus-Boelter (1930), assumindo o escoamento apenas da parcela de líquido, e o fator de intensificação de efeitos convectivos, F . O fator de intensificação F é sempre maior que um pois as velocidades do escoamento bifásico são maiores do que a velocidade do escoamento monofásico.

Liu e Winterton (1991) usam procedimento similar ao de Chen (1966) assumindo que o calor é trocado devido a contribuições da ebulição nucleada e da convecção forçada. No entanto estes assumem um coeficiente assintótico igual a 2. O coeficiente de transferência de calor devido a ebulição

é calculado pela relação proposta por Cooper (1984). Também é proposto uma nova correlação para o fator de intensificação F , incluindo o número de Prandtl e a razão entre as densidades das fases líquida e vapor. Para o fator S , eles sugerem que este é dependente do fator F e também do número de Reynolds da fase líquida. Liu et. al. (1991) comparou seu modelo com o proposto por Chen (1966) utilizando dados experimentais e obteve um erro médio global de 12,6% para seu modelo contra 16,9% do modelo de Chen (1966).

Kandlikar (1990) e Shah (1976) propõe correlações capazes de calcular o coeficiente total de transferência de calor por ebulição convectiva através de um fator multiplicador do coeficiente de transferência de calor da fase líquida, sendo este calculado através da relação dada por Dittus-Boelter (1930). Para calcular o fator multiplicador, Shah (1976) desenvolveu uma equação que utiliza como parâmetros de entrada o número de convecção (Co), número de ebulição (Bo) e o número de Froude (Fr). A exemplo de Shah, Kandlikar (1990) utiliza os mesmos parâmetros de entrada, adicionando um parâmetro dependente da natureza do refrigerante (Ffl) em seu cálculo do coeficiente multiplicador. O número de Froude (Fr) também incluído por Liu-Winterton (1991) tem por objetivo capturar efeitos de estratificação do escoamento.

Em 2006, Shah publica um artigo comparando os resultados fornecidos pelas seis correlações mais utilizadas para transferência de calor através do mecanismo de ebulição convectiva e dados experimentais para tubos horizontais e verticais para 30 fluidos. As correlações consideradas foram: Shah (1976), Gungor-Winterton(1987), Chen (1966), Liu e Winterton (1991), Steiner e Taborek (1992) e Kandlikar (1990). Neste trabalho os dados experimentais cobrem pressões reduzidas de 0,005 a 0,783 e fluxos mássicos de 28 a 11071 kg/m² · s. As correlações de Shah (1976) e Gungor-Winterton (1987) foram as que melhor conseguiram prever os dados experimentais, fornecendo desvios padrões globais próximos a 17,5%. As quatro demais correlações também forneceram resultados satisfatórios com desvios padrões globais na faixa de 22 a 25 %. Para este trabalho, escolheu-se a correlação

de Liu-Winterton (1991) pela sua simplicidade de implementação e por proporcionar resultados satisfatórios segundo a literatura.

2.4.5. Correlações para os coeficientes de transferência de calor por convecção natural do evaporador e do condensador

Nos Estados Unidos a maioria dos refrigeradores domésticos, frost-free, usam condensadores com convecção forçada, enquanto na Europa e também no Brasil, os condensadores arame-sobre-tubo com convecção natural (acoplada à radiação) são amplamente usados (Tagliafico et. al., 1997). Será abordado portanto neste trabalho a convecção natural para condensadores arame-sobre-tubo de uso mais amplo no Brasil.

Em 1997, Tanda e Tagliafico propuseram uma correlação semi-empírica para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural do ar em condensadores utilizando dados experimentais de 126 ensaios realizados em 42 diferentes tipos de trocadores de calor. Os trocadores de calor são do tipo arame-sobre tubo, com diferentes parâmetros geométricos como o diâmetro hidráulico do escoamento, diâmetro externo do tubo, espaçamento entre os arames, espaçamento entre os tubos e a altura e largura total. Em sua correlação, Tanda et. al. (1997) utiliza os números de Rayleigh e os parâmetros geométricos como dados de entrada para se calcular o número de Nusselt da convecção natural. Os resultados obtidos por esta correlação possuem um desvio padrão de 6 % em relação aos resultados experimentais. Pela simplicidade e bons resultados deste modelo, decidiu-se adotá-lo.

Nos evaporadores do tipo *roll-bond* considera-se que a troca calor por convecção externa seja aproximada pelo caso da convecção natural de uma placa isotérmica vertical. Em seu livro, Incropera et. al. (2011) recomenda a utilização da correlação desenvolvida por Churchill e Chu (1976) para tais condições. A correlação desenvolvida por Churchill e Chu (1976) consiste em calcular o número de Nusselt da convecção natural usando como dados de entrada os números de Rayleigh e de Prandtl avaliados na temperatura de filme. Alamdari et. al. (1983) propõe uma correlação proveniente da combinação de outras duas correlações para a convecção natural em regime

laminar e turbulento. Em sua correlação, Alamdari (1983) relaciona o coeficiente de transferência de calor por convecção natural a diferença de temperatura em relação ao ambiente e a altura total do trocador de calor. Escolheu-se utilizar a correlação de Churchill e Chu (1976) para o evaporador pois está se encontra consolidada na literatura sendo utilizada pela maioria dos autores.

3. METODOLOGIA PROPOSTA

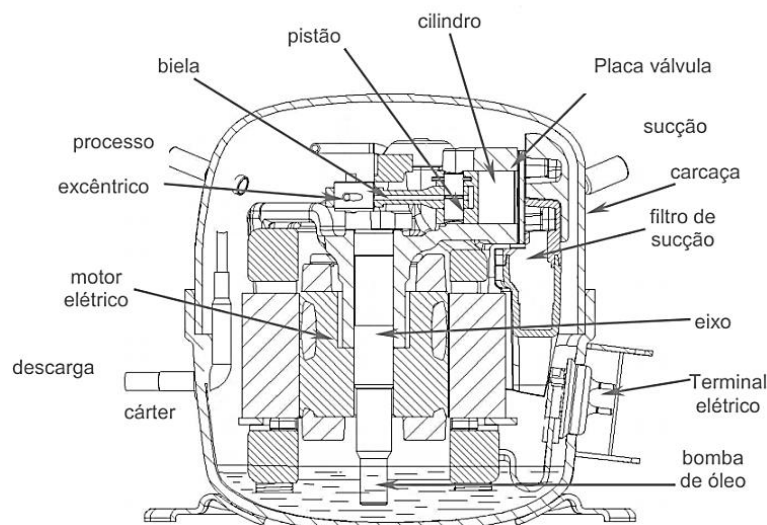
3.1. Modelo do Compressor

3.1.1. Introdução

O tipo de compressor de maior utilização em sistemas de refrigeradores domésticos são os compressores recíprocos devido a sua larga faixa de aplicação e seu baixo custo de fabricação e manutenção. Os compressores recíprocos são compressores volumétricos que elevam a pressão do fluido de trabalho através da redução do volume de uma câmara por um pistão, ligado a um mecanismo biela-manivela que recebe o conjugado mecânico produzido por um motor elétrico.

No caso de refrigeradores, o compressor e motor elétrico encontram-se contidos em uma mesma carcaça blindada de forma a evitar o vazamento de fluido através de selagem mecânica e também proporcionar a redução do tamanho do sistema. Estes compressores são denominados de recíprocos herméticos e são amplamente utilizados na refrigeração doméstica. A principal desvantagem dos compressores herméticos está no fato destes não poderem ser reparados pois são selados mecanicamente, recomendando-se sua substituição quando o mesmo apresenta problemas. A figura 1 mostra a vista deste compressor em corte.

Figura 1 – Compressor hermético recíproco



Fonte: Tecumseh do Brasil Ltda. (2010)

3.1.2. Modelagem Matemática do Compressor

O objetivo final da modelagem do compressor é de se obter relações matemáticas que permitam calcular a vazão mássica de refrigerante $\dot{m}$ e a potência consumida pelo compressor $\dot{W}$ através do estado termodinâmico na entrada do compressor (definido pela pressão e temperatura neste ponto) e a pressão de descarga do refrigerante. Para este trabalho escolheu-se utilizar o método semi-empírico proposto por Jähnig et. al. (2000), já mencionado no capítulo 2.

O modelo Jähnig et. al. (2000) consiste na determinação de 4 parâmetros empíricos (ϵ , ΔP , α e β) através do uso de dados experimentais sob condições padrões de teste e técnicas de otimização não-linear para ajuste de curvas. Quanto maior o número de dados experimentais, maior a precisão do modelo. Os quatro parâmetros são levantados com base em equações que calculam a eficiência volumétrica e isentrópica do compressor fornecidas para cada condição de trabalho.

As seguintes hipóteses foram assumidas para o modelo aqui desenvolvido:

- O compressor é opera em regime permanente;
- O compressor possui volume de espaço nocivo, volume necessário para acomodação das válvulas de sucção e descarga e para permitir expansão térmica dos componentes;
- O processo de aspiração e de descarga ocorre com o volume específico do fluido de trabalho constantes. Tal fato se deve as pressões e temperaturas de aspiração e de descarga serem consideradas constantes;
- Os processos de expansão e de compressão são processos politrópicos onde $P \cdot v^k = cte$.
- Não há troca de calor com o ambiente (compressor adiabático), portanto o índice politrópico é dado por $k = \frac{c_p}{c_v}$, avaliado na entrada do compressor.

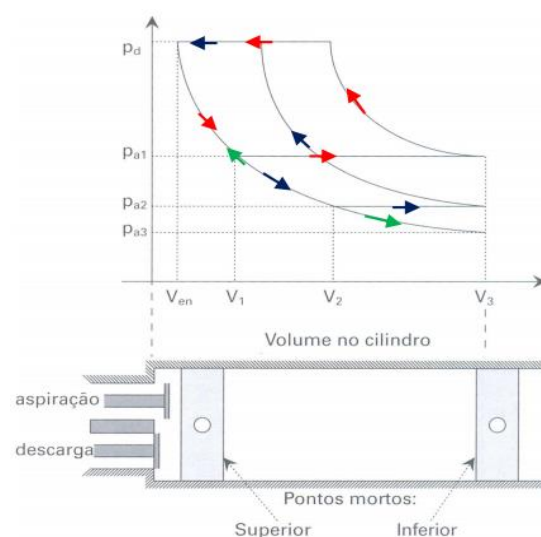
3.1.2.1. Modelo da eficiência volumétrica

Os dois primeiros parâmetros empíricos do compressor a serem levantados são a fração de volume do espaço nocivo (ϵ) e a fração adimensional da perda de pressão na entrada do compressor (ΔP). A fração de volume do espaço nocivo afeta o ponto de abertura da válvula de admissão e portanto a eficiência volumétrica. Já a perda de pressão na entrada do compressor é causada pelas perdas devido a passagem do refrigerante pelo interior da carcaça, dos dutos e das válvulas do compressor. Sendo assim, a pressão de aspiração do compressor é calculada por $P_{asp} = (1 - \Delta P) \cdot P_{evap}$.

Embora ϵ e ΔP possuam interpretação física, estes devem ser considerados como parâmetros de ajuste de curva pois no ajuste passam a incorporar outros fenômenos que ocorrem no compressor e não são levados em conta no modelo, como por exemplo a transferência de calor interna do motor para o refrigerante que causa diminuição da eficiência volumétrica.

Para avaliar o desempenho de um compressor quanto a vazão mássica temos que entender o conceito de eficiência volumétrica. O ciclo termodinâmico do compressor é ilustrado na figura a seguir.

Figura 2 – Ciclo Termodinâmico ocorrendo dentro do compressor



Fonte: Stoecker e Jabardo, 2002

Devido a presença do volume de espaço nocivo (V_{en}), necessário para acomodar as válvulas, uma quantidade de refrigerante a pressão de descarga

irá restar no volume de espaço nocivo. Como resultado a sucção não começa assim que o pistão começa a sair do ponto morto inferior (PMI) devido a pressão dentro do cilindro ser maior do que a pressão de sucção, sendo portanto o início da sucção quando a pressão do interior do cilindro se torna inferior a pressão de sucção. Portanto a vazão de refrigerante pelo compressor é menor do que a taxa de deslocamento volumétrica do compressor. Sendo assim definimos o rendimento volumétrico do espaço nocivo η_{en} e fração de espaço nocivo ε como sendo:

$$\eta_{en} = 100 \cdot \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_{en}} [\%] \quad (1)$$

$$\varepsilon = 100 \cdot \frac{V_3}{V_3 - V_{en}} [\%] \quad (2)$$

Combinando as duas equações acima obtemos:

$$\eta_{en} = 100 - \varepsilon \cdot \left(\frac{V_1}{V_{en}} - 1 \right) \quad (3)$$

Como o processo de aspiração e de descarga ocorre a temperatura e pressão constantes temos que:

$$\frac{V_1}{V_{en}} = \frac{v_{asp}}{v_{desc}} \quad (4)$$

Ao considerarmos os processos de aspiração e descarga como politrópicos, a seguinte relação termodinâmica é válida:

$$\frac{v_{asp}}{v_{desc}} = \left(\frac{P_{asp}}{P_{desc}} \right)^{1/k} \quad (5)$$

Portanto ao combinarmos as equações 3, 4 e 5 obtemos seguinte relação:

$$\eta_{en} = 100 - \varepsilon \cdot \left(\left(\frac{P_{asp}}{P_{desc}} \right)^{1/k} - 1 \right) \quad (6)$$

Conforme a definição de rendimento volumétrico do espaço nocivo temos também que:

$$\eta_{en} = \frac{\text{Vazão volumétrica de Refrigerante}}{\text{Taxa de deslocamento do Compressor}} = \frac{\dot{m} \cdot v_{asp}}{V_{câmara} \cdot \frac{\text{RPM}}{60}} \quad (7)$$

Por fim chegamos a equação da eficiência volumétrica combinando as Eqs. (6) e (7) que relaciona o fluxo mássico de refrigerante em função dos estados termodinâmicos na entrada e saída do compressor, do número de

ciclos por segundo, do volume da câmara de compressão e do volume de espaço nocivo.

$$\dot{m}_{\text{calc}} = \left[1 - \varepsilon \cdot \left(\left(\frac{P_{\text{asp}}}{P_{\text{desc}}} \right)^{1/k} - 1 \right) \right] \cdot \frac{V_{\text{câmara}} \cdot \text{RPM}}{v_{\text{asp}} \cdot 60} \quad (8)$$

3.1.2.2. Modelo da eficiência politrópica

Os parâmetros α e β estão relacionados com a eficiência politrópica combinada do compressor, que considera a eficiência elétrica do motor e outras ineficiências que ocorrem no compressor tal como as perdas mecânicas por atrito. A eficiência combinada calculada através dos dados experimentais é definida termodinamicamente pela seguinte relação:

$$\eta_{\text{comb,medido}} = \frac{\dot{m}_{\text{medido}} \cdot W_{\text{ciclo,politrópico}}}{\text{Pot}_{\text{comp}}} \quad (9)$$

A eficiência combinada também pode ser aproximada neste modelo conforme a equação:

$$\eta_{\text{comb,calc}} = \alpha + \frac{\beta}{P_{\text{evap}}} \quad (10)$$

Para avaliarmos o trabalho isentrópico total desempenhado pelo compressor em um ciclo, devemos calcular o trabalho necessário durante o processo de compressão subtraído do trabalho ganho na reexpansão do vapor do volume nocivo, ou seja:

$$W_{\text{ciclo,politrópico}} = \int_3^4 V dp - \int_1^2 V dp \quad (11)$$

Como o processo é politrópico temos que $P \cdot v^k = \text{Cte}$. Calculando as integrais e dividindo o trabalho pelo fluxo mássico obtemos o trabalho específico politrópico de um ciclo dado por:

$$w_{\text{ciclo,politrópico}} = \frac{k}{k-1} \cdot P_{\text{asp}} \cdot v_{\text{asp}} \cdot \left(\left(\frac{P_{\text{desc}}}{P_{\text{asp}}} \right)^{k-\frac{1}{k}} - 1 \right) \quad (12)$$

3.1.3. Algoritmo de Cálculos para o Compressor

Para modelar e simular o compressor são necessários três procedimentos, sendo dois para realizar os cálculos dos quatro parâmetros empíricos (ΔP , ε , α e β) e um para utilizar os parâmetros empíricos calculados

de forma a prever a performance do compressor ($\dot{m}$ e $\dot{W}$) fornecidas as condições de trabalho. Os parâmetros empíricos relacionados a eficiência volumétrica (ΔP e ε) e a eficiência politrópica (α e β) são levantados através de um ajuste de curva com os dados experimentais coletados em condições padrões de teste.

As condições padrões de teste do compressor, usualmente fornecidas pelos fabricantes de compressores, possuem como parâmetros a temperatura de evaporação (T_{evap}), temperatura de condensação (T_{cond}), velocidade de rotação do compressor (RPM), volume da câmara de compressão (V), vazão mássica medida ($\dot{m}_{\text{medido}}$) e potência total consumida (P_{tcomp}). As pressões de entrada e de saída no compressor são assumidas como as pressões de saturação às temperaturas de condensação e evaporação. O volume específico do refrigerante na entrada do compressor é calculado pela lei dos gases ideais. Sendo assim, obtém-se o seguinte conjunto de relações termodinâmicas:

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} @ T_{\text{evap}} \quad (13)$$

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} @ T_{\text{cond}} \quad (14)$$

$$P_{\text{asp}} = (1 - \Delta P) \cdot P_{\text{evap}} \quad (15)$$

$$P_{\text{desc}} = P_{\text{cond}} \quad (16)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \text{ sendo } C_p \text{ e } C_v \text{ na condição de vapor saturado a } P_{\text{asp}} \quad (17)$$

$$v_{\text{asp}} = \frac{R \cdot T_{\text{entrada}}}{P_{\text{asp}}} \quad (18)$$

Para levantar os parâmetros empíricos da eficiência volumétrica, assume-se um valor inicial de ΔP e ε de forma a calcular a vazão mássica $\dot{m}_{\text{calc}}$ para cada condição de teste utilizando as relações termodinâmicas acima e a Eq. (8). Uma vez calculada a vazão mássica para cada teste, podemos determinar os erros de acordo com as equações:

$$\delta_{\text{relativo}, \dot{m}} = \frac{\dot{m}_{\text{medido}} - \dot{m}_{\text{calc}}}{\dot{m}_{\text{medido}}} \quad \text{Eq. 19}$$

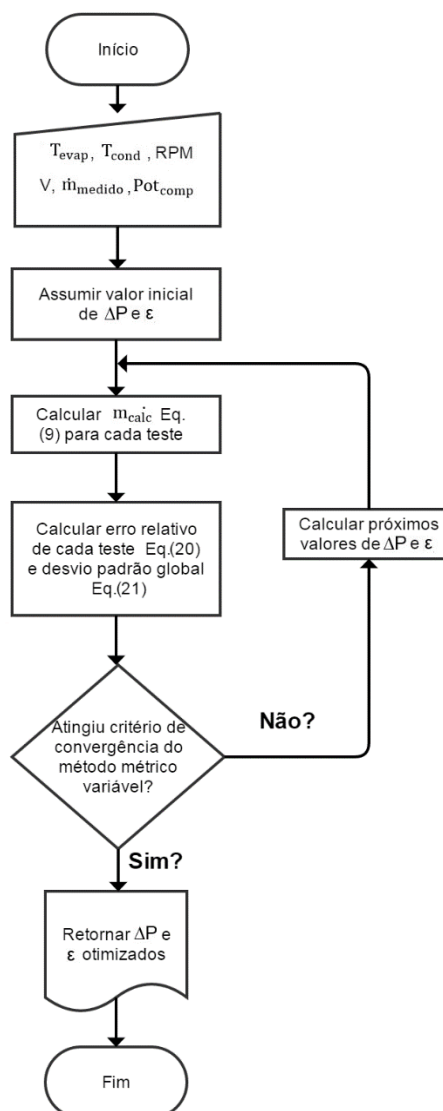
Calcula-se o desvio padrão médio para o ΔP e ε assumidos utilizando a seguinte relação:

$$\phi_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \delta_{\text{relativo},m}(i)^2}{N}}$$

Eq. 20

Os próximos valores de ε e ΔP são computados por um algoritmo que usa o método métrico variável para minimização da função objetiva ϕ_m de forma com que ao final das iterações, os valores de ε e ΔP são os que fornecem o melhor ajuste de curva. Tal procedimento encontra-se ilustrado na Fig. 3.

Figura 3 – Algoritmo do modelo da eficiência volumétrica do compressor



Fonte: elaborado pelo autor.

Para levantar os parâmetros empíricos da eficiência combinada, assume-se um valor inicial de α e β de forma a calcular a eficiência combinada $\eta_{\text{comb,medido}}$ para cada condição de teste utilizando as Eqs. (9) e (12). A Eq. (10) é usada para calcular $\eta_{\text{comb,calc}}$. Por fim computamos o erro relativo de cada teste e o desvio padrão médio global associados aos valores de α e β assumidos inicialmente utilizando as seguintes relações:

$$\eta_{\text{comb,medido}} = \frac{\dot{m}_{\text{calc}} \cdot w_{\text{ciclo,politrópico}}}{\text{Pot}_{\text{comp}}} \quad (21)$$

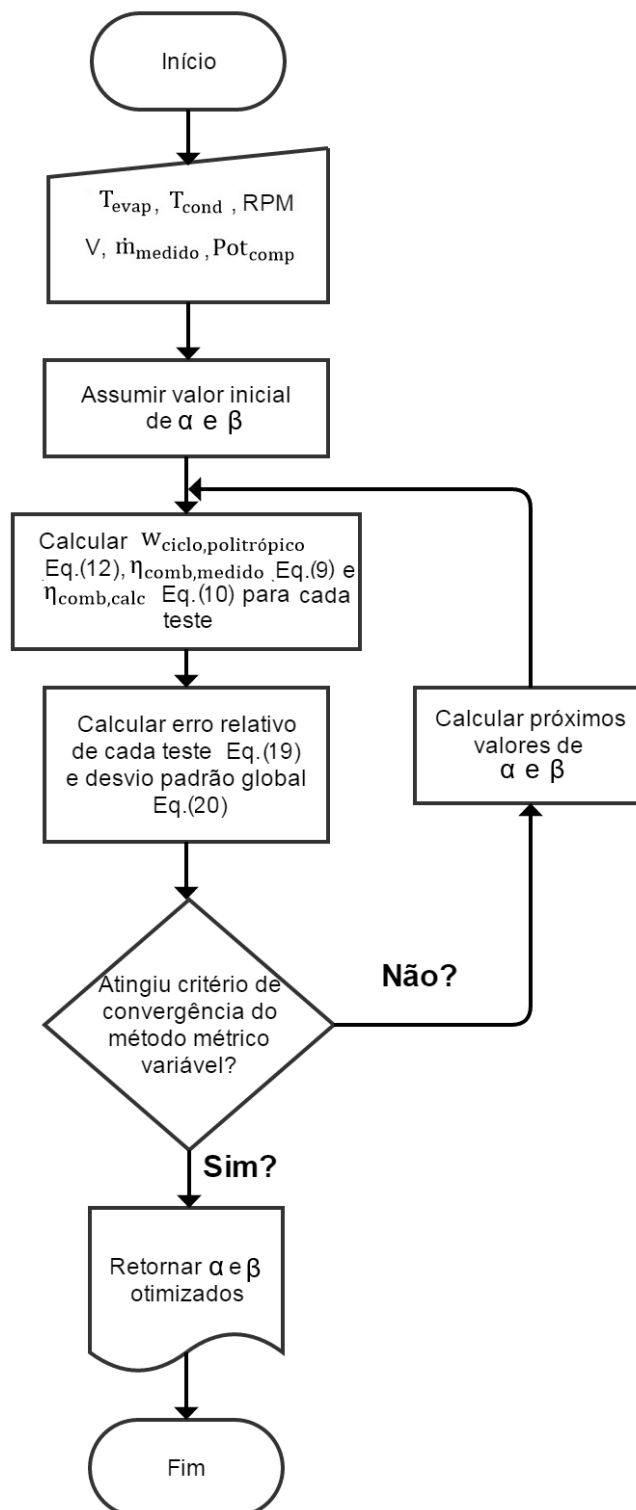
$$\delta_{\text{relativo},\eta} = \frac{\eta_{\text{comb,medido}} - \eta_{\text{comb,calc}}}{\eta_{\text{comb,medido}}} \quad (22)$$

$$\phi_{\eta} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \delta_{\text{relativo},\eta}(i)^2}{N}} \quad (23)$$

Novamente utilizamos o método métrico variável para calcular os próximos valores de α e β de forma a minimizar a função ϕ_{η} até atingir os critérios de convergência do método e obter os valores ótimos destes parâmetros. Este procedimento é resumido através de um fluxograma pela Fig. 4.

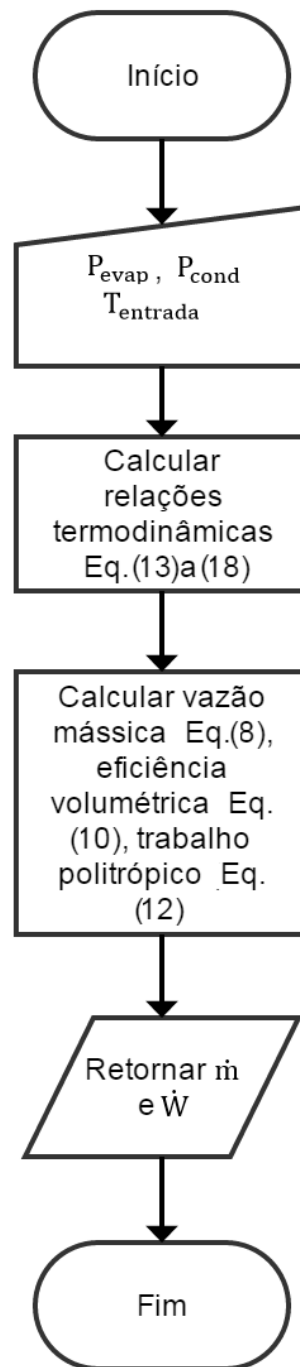
O terceiro procedimento apresentado aqui utiliza os parâmetros empíricos calculados pelas regressões não-lineares das eficiências volumétrica e combinada de forma a prever o desempenho do compressor para condições de entrada e saída fornecidas. Este procedimento consiste na aplicação direta das relações termodinâmicas (Eqs. (13) a (18)) e das Eqs. (8), (10) e (12) conforme ilustrado pelo fluxograma da Fig. 5.

Figura 4 – Algoritmo do modelo da eficiência combinada do compressor



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 5 – Algoritmo do cálculo de performance do compressor



Fonte: elaborado pelo autor.

3.2. Modelo do Dispositivo de Expansão

3.2.1. Introdução

A principal função de um dispositivo de expansão dentro de um sistema de refrigeração é de reduzir a pressão do condensador à pressão do

evaporador para que a temperatura do fluido diminua. Outra importante atribuição do dispositivo de expansão é sua capacidade de regular a vazão mássica de refrigerante que passa da zona de alta pressão para a zona de baixa pressão através de sua resistência ao escoamento. Em condições ideais de operação, a vazão de refrigerante deve ser proporcional à carga térmica. É importante que o dispositivo de expansão regule esta vazão de forma com que mantenha um grau de superaquecimento na saída do evaporador para evitar que entre líquido no compressor.

Os dispositivos de expansão para sistemas de refrigeração são divididos em grandes grupos: do tipo restrição de área fixa (Tubo capilar ou de Orifício) e de restrição de área variável (Válvula de expansão automática, termostática e eletrônica). Para sistemas de refrigeração de baixa escala (Capacidade de refrigeração inferior a 5 kW) é usual se utilizar os tubos capilares como dispositivo de expansão devido a simplicidade de construção e baixo custo destes mesmos. A principal desvantagem dos capilares em relação às válvulas de expansão é sua capacidade limitada para regular o fluxo de massa de refrigerante em resposta a variações operacionais do sistema, como por exemplo a variação das temperaturas de condensação e evaporação.

O tubo capilar consiste basicamente em um tubo de cobre trefilado com diâmetro interno variando entre 0,5 e 2 mm e comprimento entre 1 e 6 m. Seu nome capilar se deve ao fato da elevada relação L/D e não a efeitos de capilaridade causado pela tensão superficial em diâmetros reduzidos. Apesar da simplicidade construtiva, o projeto do capilar envolve fenômenos de difícil modelagem como turbulência, mudança de fase, compressibilidade e regiões metaestáveis.

3.2.2. Modelagem Matemática do Tubo Capilar

Para a modelagem do tubo capilar no presente estudo foi utilizada uma correlação proposta por Hermes e Knabben (2008) devido a sua simplicidade e resultados satisfatórios fornecidos. Outros procedimentos de modelagem foram analisados, no entanto a maioria destes requeria procedimentos

iterativos, diferentemente do procedimento adotado que fornece a resposta explicitamente.

Segundo a modelagem do tubo capilar proposta por Hermes (2008), as seguintes hipóteses devem ser consideradas:

- O tubo capilar é adiabático, ou seja, não troca calor com o meio externo;
- O tubo capilar é linear, horizontal e possui área de seção transversal constante;
- O escoamento do refrigerante é considerado como compressível e viscoso na direção axial do tubo;
- A perda de pressão localizada na entrada do tubo e na saída é considerada como nula;
- A região bifásica do tubo capilar é homogênea;
- O processo de expansão do refrigerante é um processo isentálpico;
- A perda de pressão devido ao aumento da velocidade de escoamento do refrigerante é desprezível, pois é reduzida quando compara a perda de pressão devido a viscosidade.

O procedimento de modelagem do tubo capilar segue procedimento indicado por C. Melo (2010) e descrito a seguir. A primeira etapa é a análise infinitesimal de um pedaço do tubo, onde os princípios de conservação de massa, momento e energia nos fornecem um sistema de equações diferenciais ordinárias. Obtidas as E.D.O's que governam o fenômeno modelado, simplifica-se estas equações através da aplicação das hipóteses citadas e de manipulações algébricas de forma a obter a Eq. (24), na qual G é o fluxo mássico (também denominado velocidade mássica), D o diâmetro hidráulico do tubo, f o fator de atrito e v o volume específico.

$$dz = \frac{2 \cdot D}{f \cdot G^2 \cdot v} dp \quad (24)$$

A equação acima pode ser integrada e reescrita como função de m de acordo com a relação abaixo:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{D^5}{f \cdot L} \cdot \left(- \int_{p,i}^{p,e} \frac{dp}{v} \right)} \quad (25)$$

Para o cálculo da integral da equação acima, divide-se o tubo capilar em uma região monofásica e outra região bifásica. O volume específico da região monofásica é obtido de forma direta. Já o volume específico da região bifásica é aproximado pela relação proposta por Yilmaz e Unal (1996) e correlação sugerida por Zhang e Ding (2004), onde v_f é o volume específico e P_f a pressão avaliados no ponto de flash.

$$v = a + \frac{b}{P} \quad (26)$$

$$a = v_f \cdot (1 - k) \quad (27)$$

$$b = v_f \cdot P_f \cdot k \quad (28)$$

$$k = 1,63 \cdot 10^5 \cdot P_f^{-0,72} \quad (29)$$

O fator de atrito médio ao longo do capilar é aproximado pela relação abaixo, sendo μ_f a viscosidade do refrigerante no ponto de flash.

$$f = 0,14 \cdot \frac{4 \cdot \dot{m}^{-0,15}}{\pi \cdot D \cdot \mu_f} \quad (30)$$

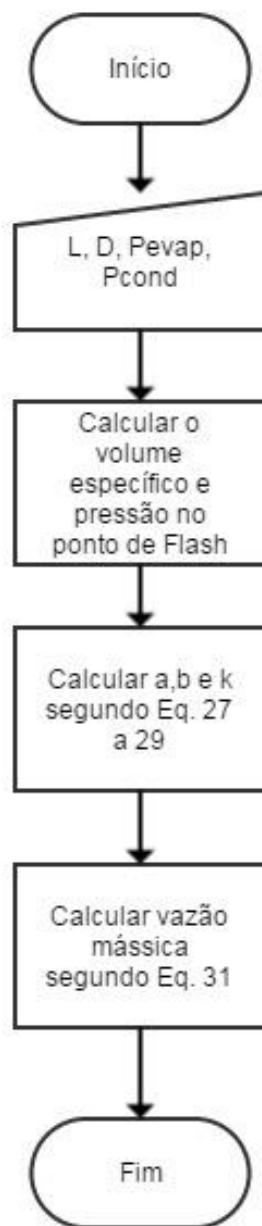
Utilizando as correlações acima para o volume específico e para o fator de atrito, calcula-se a integral da Eq. (25) de forma a obter a relação final que permite o cálculo explícito da vazão mássica com base nos parâmetros geométricos e as pressões de entrada e saída.

$$\dot{m} = \left\{ \frac{\pi^{1,85} \cdot 2^{-2,7}}{0,14} \cdot \frac{D^{4,85}}{\mu_f^{0,15} \cdot L} \cdot \left[\frac{P_c - P_f}{v_f} + \frac{P_f - P_e}{a} + \frac{b}{a^2} \cdot \ln \left(\frac{a \cdot P_e + b}{a \cdot P_f + b} \right) \right] \right\}^{\frac{1}{1,85}} \quad (31)$$

3.2.3. Algoritmo de Cálculo para o Tubo Capilar

O algoritmo dos procedimentos de cálculos para a performance do tubo capilar não requer iterações pois a equação é explícita para a variável de interesse. A figura a seguir ilustra o fluxograma resumindo o procedimento:

Figura 6 – Algoritmo do modelo do Tubo Capilar



Fonte: elaborado pelo autor.

3.3. Modelo dos Trocadores de Calor

3.3.1. Introdução

O evaporador é o componente diretamente responsável pelo resfriamento do gabinete de um refrigerador. Ele recebe líquido refrigerante em temperatura reduzida e baixa pressão vindo do dispositivo de expansão e através da absorção de calor do meio a ser refrigerado, vaporiza o refrigerante

em seu interior. Os evaporadores são normalmente feitos de alumínio, cobre ou latão, materiais de elevada condutividade térmica. Seus tubos podem ser lisos ou montados com aletas de forma a elevar a área de troca de calor do lado externo. Os tipos mais comuns encontrados são de placa (roll-bond), tubular e aletado.

Nos evaporadores de placa (roll-bond), ilustrado na Fig. 7, duas placas de metal planas, geralmente feitas de alumínio, são sobrepostas e soldadas. Uma das placas possui forma de tubos prensados enquanto a segunda é plana de forma com que quando soldadas, formem um circuito no qual circula o fluido refrigerante. A placa adiciona uma área de transferência de calor ao evaporador. A superfície da placa é muitas vezes utilizada como suporte para os alimentos. Sua vantagem é que apresenta custos reduzidos de fabricação, fácil de limpar e degelar. Por isso é muito utilizado em refrigeradores domésticos e, portanto, será este o tipo de evaporador escolhido para se modelar neste trabalho.

Figura 7 – Evaporador *roll-bond*



Fonte: Website da China Cooling

O condensador é o componente responsável por rejeitar calor para o ambiente implicando no resfriamento e condensação do refrigerante a alta pressão proveniente do compressor. Nos condensadores resfriados a ar, o calor é rejeitado para o ar atmosférico onde este está instalado. Este tipo de condensador pode ser resfriado tanto por convecção natural como por convecção forçada.

Quando comparado a um condensador a água, o sistema arrefecido a ar requer uma maior diferença de temperatura entre o meio externo e o refrigerante. Embora esta característica os torne menos eficientes energeticamente, seu projeto simples permite baixos custos de fabricação e manutenção. É por esta razão que a maioria dos equipamentos residenciais utilizam condensadores a ar. Desta forma o presente estudo envolve a modelagem matemática de um condensador resfriado a ar por convecção natural do tipo arame-sobre-tubos, amplamente utilizado nos refrigeradores domésticos destinados ao mercado nacional e ilustrado na figura abaixo.

Figura 8 – Condensador do tipo arame-sobre-tubos



Fonte: Website da Marcegaglia Ltda.

3.3.2. Modelamento matemático dos volumes de controle

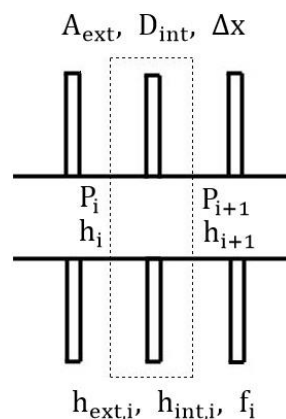
O modelo dos trocadores de calor é baseado em hipóteses que permitem simplificar o problema. Já que a simulação será aplicada para o cálculo de um sistema, a principal preocupação do modelo é em prever o estado de saída do refrigerante com base nos dados de entrada e condições de contorno. Para o modelo de parâmetros distribuídos aqui adotado, considerou-se as seguintes hipóteses:

- O escoamento é unidimensional na direção axial do tubo, plenamente desenvolvido e está na condição de regime permanente;
- Os trocadores de calor são do tipo tubo aletado;
- As variações das energias cinética e potencial são desprezíveis;

- Considera-se somente a perda de pressão devido a viscosidade. Sendo assim, a perda de pressão local na entrada e na saída é desprezada;
- Desconsidera-se a perda de pressão aceleracional causada pela mudança de densidade do fluido;
- A geometria interna e externa dos volumes de controle é constante ao longo do trocador de calor;
- Os efeitos da advecção são superiores aos de difusão (O número de Péclet). Sendo assim, as propriedades termodinâmicas do refrigerante variam somente na direção axial.

O trocador de calor é discretizado em vários elementos de comprimento Δz conectados em série conforme a Fig. 9, sendo a condição de saída do antecessor a condição de entrada do sucessor. Para cada elemento, calcula-se a condição de saída de acordo com as equações constitutivas, que são derivadas da aplicação das hipóteses simplificadoras às equações de conservação. Os coeficientes de transferência de calor e de perda de pressão são considerados como constantes ao longo do volume de controle elementar e seu valor é estimado com base na condição de entrada. Utilizando estes coeficientes e dados da geometria do volume de controle, calculamos a condição de saída com base nas equações constitutivas.

Figura 9 – Volume de controle de um elemento discretizado do tipo tubo aletado



Fonte: elaborado pelo autor.

As equações de continuidade são derivadas utilizando o teorema de transporte de Reynolds. Para a conservação da massa e da energia temos que:

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} \rho \cdot d\vec{V} + \int_{s.c.} \rho \cdot \vec{U} \cdot d\vec{A} \quad (32)$$

$$\left. \frac{dE}{dt} \right|_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{v.c.} e \cdot \rho \cdot d\vec{V} + \int_{s.c.} e \cdot \rho \cdot \vec{U} \cdot d\vec{A} \quad (33)$$

$$e = u + \frac{U^2}{2} + g \cdot z \quad (34)$$

Aplicando as hipóteses, obtemos:

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i = \dot{m} \quad (35)$$

$$h_{i+1} = h_i + \frac{Q_i}{\dot{m}} \quad (36)$$

Para determinar a perda de pressão em cada volume de controle devido ao atrito viscoso, utilizamos a equação de Darcy-Weisbach.

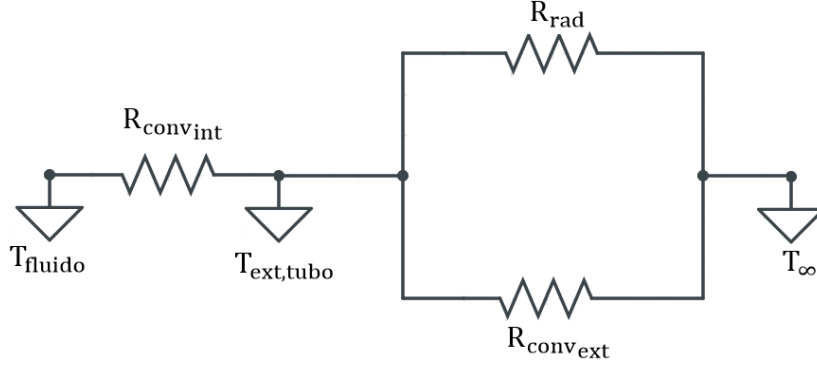
$$P_{i+1} = P_i - f_i \cdot \frac{\Delta z}{D_{int}} \cdot \frac{\rho_i \cdot U_i^2}{2} \quad (37)$$

O cálculo do fluxo de calor trocado em cada volume de controle é efetuado a partir do coeficiente global de transferência de calor e da diferença global de temperatura.

$$Q_i = (UA_{global})_i \cdot (T_{\infty} - T_i) \quad (38)$$

O valor do coeficiente global de transferência de calor é calculado utilizando-se a analogia de resistências térmicas. Para o presente modelo considera-se a resistência de radiação e convectiva interna e externa, desprezando-se a resistência condutiva. Note que os efeitos da resistência condutiva nas aletas são levados em conta pelo valor da eficiência desta.

Figura 10 – Circuito térmico equivalente de um elemento discretizado



Fonte: elaborado pelo autor.

As resistências térmicas de convecção e de radiação são apresentadas nas relações a seguir.

$$R_{conv_{int}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} \quad (39)$$

$$R_{conv_{ext}} = \frac{1}{\eta_{aleta} \cdot h_{ext} \cdot A_{ext}} \quad (40)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A_{ext}} \quad (41)$$

A resistência equivalente e o coeficiente global de transferência de calor são dados por:

$$R_{equivalente} = R_{conv_{int}} + \frac{R_{rad} \cdot R_{conv_{ext}}}{R_{rad} + R_{conv_{ext}}} \quad (42)$$

$$UA_{global} = R_{equivalente}^{-1} \quad (43)$$

Com as equações deduzidas nesta seção, somos capazes de calcular o estado do fluido na saída dos volumes de controle com base nos dados de entrada. Sendo assim, o estado do fluido na saída do trocador de calor é calculado marchando pelos volumes de controle no sentido do escoamento até o último elemento.

3.3.3. Correlações para o fator de atrito f e relação do coeficiente de transferência de calor por radiação para o Evaporador e Condensador

Tanto o evaporador quanto o condensador compartilham das mesmas relações matemáticas que calculam o fator de atrito de Darcy f e o coeficiente de transferência de calor por radiação h_{rad} . Para os escoamentos laminares monofásicos, o fator de atrito f é derivado da equação de Hagen-Poiseuille dado por:

$$f = \frac{64}{Re_D} \text{ se } x = 0 \text{ ou } 1 \text{ e } Re_D < 2300 \quad (44)$$

Nos escoamentos monofásicos turbulentos, utilizamos a relação proposta por Swamee e Jain (1976), sendo esta uma aproximação explícita da correlação de Coolebrook-White.

$$f = 0.25 \cdot \left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot D_{int}} + \frac{5.74}{Re_D^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (45)$$

se $x = 0$ ou 1 e $Re_D > 2300$

Para os escoamentos bifásicos, utilizamos a correlação proposta por Gronnerud (1979). O fator de atrito de Darcy é calculado com base no coeficiente de atrito da fase líquida a vazão mássica $\dot{m} \cdot (1 - x)$ corrigido por um fator multiplicador do escoamento bifásico.

$$f = \varphi_{lo}^2 \cdot f_{liq} \text{ se } 0 < x < 1 \quad (46)$$

$$\varphi_{lo}^2 = 1 + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{Fr} \cdot \left[\left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right) \cdot \left(\frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0.25} - 1 \right] \quad (47)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{Fr} = f_{Fr} \cdot [x + 4 \cdot (x^{1.8} - x^{10} \cdot f_{Fr}^{0.5})] \quad (48)$$

$$f_{Fr} = 1 \text{ se } Fr_{lo} \geq 1 \text{ ou } f_{Fr} = Fr_{lo}^{0.3} + 0.0055 \cdot \left[\ln \frac{1}{Fr_{lo}} \right]^2 \text{ se } Fr_{lo} < 1 \quad (49)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por radiação é feito assumindo que o trocador de calor se comporta como um corpo cinza. Note

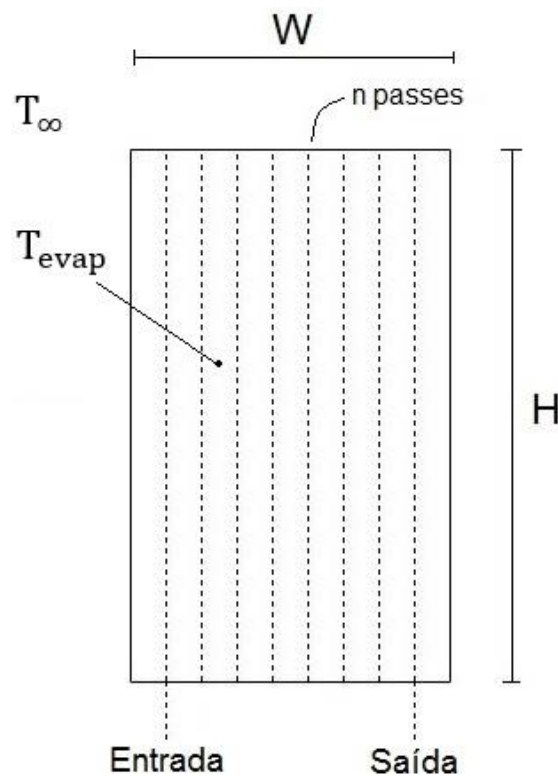
que não são levados em conta os fatores de forma pois esta consideração lineariza o problema.

$$h_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \frac{(T_{\text{exttubo}}^4 - T_{\infty}^4)}{T_{\text{exttubo}} - T_{\infty}} \quad (50)$$

3.3.2. Correlações utilizadas para o modelo do Evaporador

O evaporador roll-bond deste modelo consiste em uma placa plana isotérmica vertical onde o circuito do fluido refrigerante está distribuído de maneira uniforme na posição vertical conforme Fig. 11, desconsiderando-se as regiões curvas. A parcela da perda de pressão gravitacional foi desprezada pois a altura H é reduzida e a tubulação é composta de segmentos verticais com comprimentos similares por onde o fluido escoar alternadamente segundo sentido ascendente e descendente. A troca de calor acontece tanto na superfície anterior quanto posterior, sendo as taxas de transferência de calor simétricas. A espessura da placa é considerada constante. A figura a seguir ilustra o caso idealizado deste modelo.

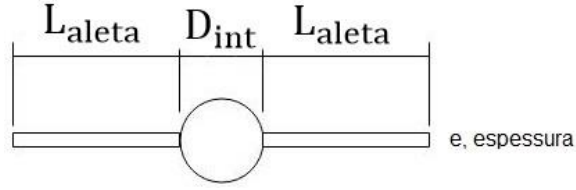
Figura 11 – Dimensões principais do evaporador *roll-bond*



Fonte: elaborado pelo autor.

O perfil transversal de cada passe do trocador de calor formado por um tubo aletado é ilustrado a seguir.

Figura 12 – Seção transversal de um elemento discreto do evaporador



Fonte: elaborado pelo autor.

Com as geometrias acima definidas, calcula-se os seguintes parâmetros geométricos:

$$A_{int} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \quad (51)$$

$$L_{total} = N_{passe} \cdot W \quad (52)$$

$$L_{aleta} = \frac{\frac{H \cdot W}{L_{total}} - D_{int}}{2} \quad (53)$$

$$A_{total,aleta} = 2 \cdot (H \cdot W - L_{total} \cdot D_{int}) \quad (54)$$

No cálculo do coeficiente de convecção externo h_{ext} do evaporador, assume-se que seu valor seja constante ao longo de todo o trocador de calor. Tal hipótese é feita para que possamos utilizar a equação de Churchill e Chu (1975) no cálculo do valor médio de Nusselt ao longo da placa. A temperatura da superfície das placas ($T_{ext,tubo}$) é considerada constante, sendo aproximada por um superaquecimento de até 2 graus Celsius em relação temperatura de saturação do evaporador. Esta aproximação foi verificada através de uma análise de sensibilidade do modelo final a este parâmetro e constatou-se que os erros estão na ordem de 1 % sendo portanto aceitáveis. Os valores da condutividade térmica k_{Ar} e do número de Prandtl Pr_{Ar} são avaliados na temperatura de filme do ar.

$$h_{ext} = \frac{k_{Ar}}{H} \cdot \left(0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra_H^{1/6}}{(1 + (0.559/Pr_{Ar})^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (55)$$

$$T_{\text{ext,tubo}} = T_{\text{sat,evap}} + \delta T \quad \text{Sendo} \quad 0 < \delta T < 2 \quad (56)$$

O coeficiente de convecção interna h_{int} é separado em região monofásica e região bifásica. Em escoamentos laminares e monofásicos seu número de Nusselt é dado por uma constante.

$$h_{\text{int}} = \frac{k_{\text{fluido}}}{D_{\text{int}}} \cdot 3.66 \quad \text{se } x = 0 \text{ ou } 1 \text{ e } Re_d < 2300 \quad (57)$$

Nos escoamentos laminares turbulentos utiliza-se a correlação proposta por Gnielinski (1979) em que o fator de atrito f é dado pela correlação de Swamee e Jain (1976), Eq. (45).

$$h_{\text{int}} = \frac{k_{\text{fluido}}}{D_{\text{int}}} \cdot \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (58)$$

se $x = 0$ ou 1 e $Re_d > 2300$

Para a região bifásica utiliza-se a correlação para transferência de calor através da ebulição convectiva no interior de tubos proposta por Liu-Winterton (1991). Na equação de Liu-Winterton (1991), o coeficiente de ebulição nucleada é dado por Cooper (1984) e o coeficiente monofásico do líquido por Dittus-Boelter (1930).

$$h_{\text{int}} = \sqrt{(h_{\text{nb}} \cdot S)^2 + (h_{\text{liq}} \cdot F)^2} \quad (59)$$

$$F = \left[1 + x \cdot Pr_{\text{liq}} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{vap}}} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (60)$$

$$S = \left(1 + 0.55 \cdot F^{0.1} \cdot Re_{D_{\text{liq}}}^{0.16} \right)^{-1} \quad (61)$$

$$h_{nb} = \left[55 \cdot \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0,12} \cdot \Delta T_{sup}^{2/3} \cdot \left(-\log_{10} \frac{P}{P_{crit}} \right)^{-0,55} \cdot M_{molar}^{-0,5} \right]^3 \quad (62)$$

$$\Delta T_{sup} = T_{ext,tubo} - T_{fluido} \quad (63)$$

$$h_{liq} = \frac{k_{fluido}}{D_{int}} \cdot 0,023 \cdot Re_{D_{liq}}^{0,8} \cdot Pr_{liq}^{0,4} \quad (64)$$

A eficiência da aleta η_{aleta} do volume de controle discretizado do evaporador é calculada considerando a aleta como sendo plana, retangular e de espessura reduzida ($e \ll L_{aleta}$).

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m \cdot L_{aleta})}{m \cdot L_{aleta}} \quad (65)$$

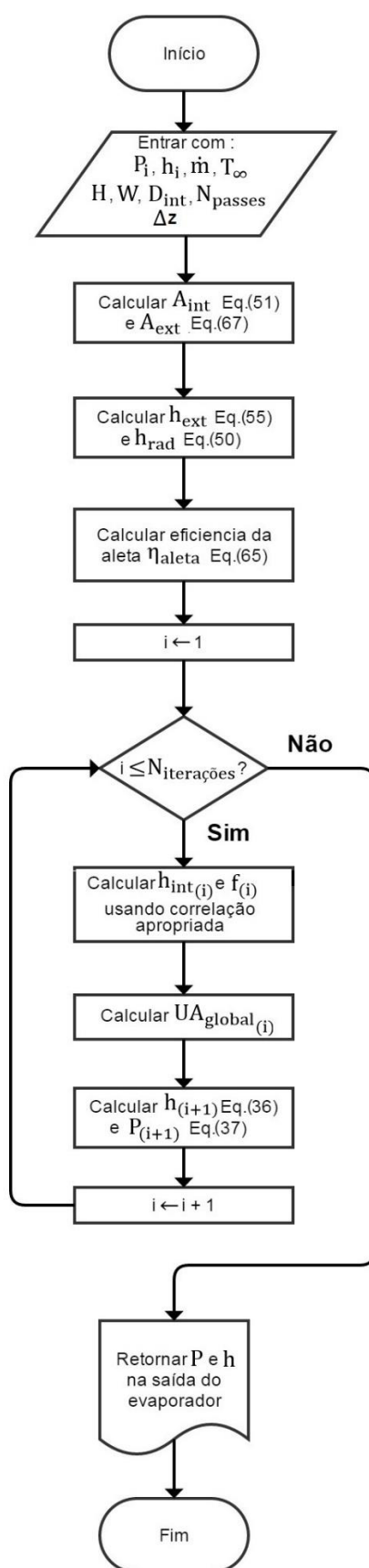
$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{ext}}{k_{alumínio} \cdot e}} \quad (66)$$

A área externa de troca de calor para um elemento infinitesimal é dada pela parcela do seu comprimento em relação ao comprimento total multiplicado pela área total da aleta dada pela Eq. (48). Sendo assim:

$$A_{ext} = \frac{\Delta z}{L_{total,tubo}} \cdot A_{total,aleta} \quad (67)$$

O procedimento de cálculo do estado do fluido na saída do evaporador pode ser esquematicamente descrito através do seguinte fluxograma:

Figura 13 – Algoritmo de cálculos do evaporador

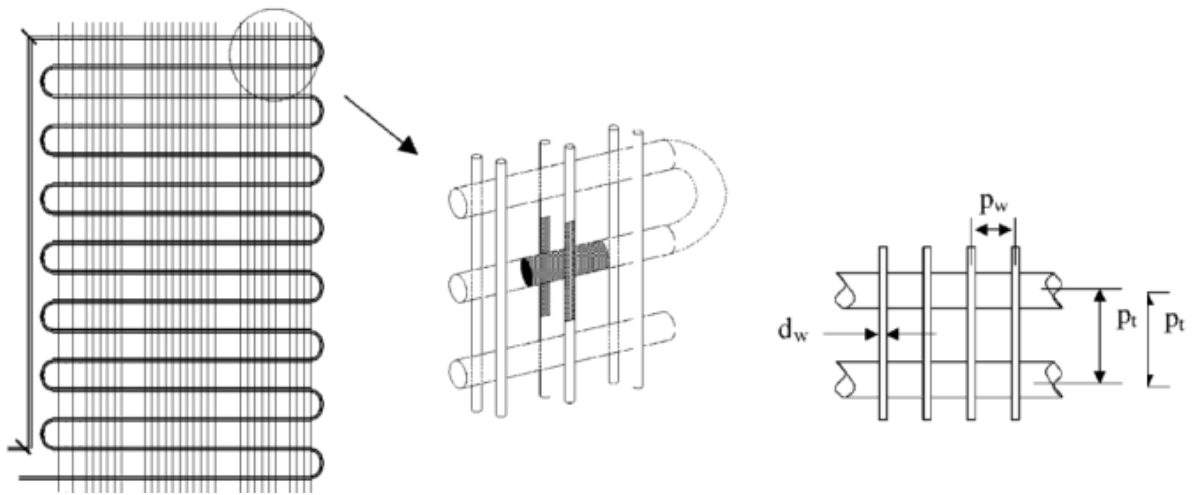


Fonte: elaborado pelo autor.

3.3.3. Correlações utilizadas para o modelo térmico do Condensador

O condensador deste estudo consiste em um tubo com vários passes onde pares de arames são soldados na direção ortogonal aos tubos de forma a aumentar a superfície de transferência de calor. Os arames são tubo maciços de aço de diâmetro D_w soldados a um passo de distância p_w entre si. O passo de distância entre os tubos é p_t . O tubo por onde escoo o fluido possui diâmetro interno D_{int} e diâmetro externo D_{ext} . O tubo é discretizado por unidades elementares de comprimento p_w nos trechos retos, as curvas são desconsideradas. A figura a seguir ilustra a geometria do modelo:

Figura 14 – Geometria do Condensador



Fonte: Bansal e Chin, 2003

De acordo com a geometria acima proposta, os seguintes parâmetros geométricos são derivados

$$N_{\text{tubos}} = \frac{H}{p_t} - 1 \quad (68)$$

$$N_{\text{arames}} = \frac{W}{p_w} - 1 \quad (69)$$

$$N_{\text{discretizações}} = \frac{W}{p_w} \cdot N_{\text{tubos}} \quad (70)$$

$$L_{\text{tubo}} = N_{\text{discretizações}} \cdot p_w \quad (71)$$

$$\Delta z = p_w \quad (72)$$

$$A_{\text{ext}} = A_{\text{tubo}} + A_{\text{arame}} = \pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot p_w + 2 \cdot \pi \cdot D_w \cdot p_t \quad (73)$$

$$A_{\text{int}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{int}}^2}{4} \quad (74)$$

O cálculo do coeficiente de convecção externa h_{ext} do condensador é realizado através da correlação empírica de Tagliafico e Tanda (1997) que considera o comprimento característico e os passos entre os tubos e arames. Diferentemente do evaporador, o condensador não é considerado isotérmico, sendo assim o coeficiente h_{ext} varia ao longo das discretizações.

$$h_{\text{ext}} = \frac{k_{\text{Ar}}}{H} \cdot 0.66 \cdot \left(\frac{Ra_H}{D_{\text{ext}}}\right)^{0.25} \cdot \left\{1 - \left[1 - 0.45 \cdot \left(\frac{D_{\text{ext}}}{H}\right)^{0.25}\right] \cdot e^{\frac{-s_w}{\varphi}}\right\} \quad (75)$$

$$\varphi = \left(\frac{28.2}{H}\right)^{0.4} \cdot s_w^{0.9} \cdot s_t^{-1} + \left(\frac{28.2}{H}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{264}{T_{\text{ext,tubo}} - T_{\infty}}\right)^{0.8} \cdot s_w^{-1.5} \cdot s_t^{-0.5} \quad (76)$$

$$s_t = \frac{p_t - D_{\text{ext}}}{D_{\text{ext}}} \quad (77)$$

$$s_w = \frac{p_w - D_w}{D_w} \quad (78)$$

A eficiência da aleta também varia entre as discretizações, podendo ser calculada por:

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh\left(m \cdot \frac{p_t}{2}\right)}{m \cdot \frac{p_t}{2}} \quad (79)$$

$$m = \sqrt{\frac{4 \cdot h_{\text{ext}}}{k_{\text{aço}} \cdot D_w}} \quad (80)$$

Para o cálculo da resistência térmica global equivalente $R_{\text{equivalente}}$ de um volume de controle do condensador, adota-se o seguinte procedimento. A convecção externa natural da aleta e a radiação estão associadas em paralelo (Fig. 10), portanto calcula-se um coeficiente de transferência de calor externa equivalente h_{out} .

$$R_{\text{equivalente}} = R_{\text{conv}_{\text{int}}} + R_{\text{conv}_{\text{ext}}} // R_{\text{rad}} \quad (81)$$

$$R_{\text{conv}_{\text{ext}}} // R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{out}} \cdot A_{\text{ext}}} \quad (82)$$

$$h_{\text{out}} = h_{\text{rad}} + \eta_{\text{aleta}} \cdot h_{\text{ext}} \quad (83)$$

No cálculo do coeficiente de transferência de calor por radiação h_{rad} (Eq. (50)) é necessário determinar-se a temperatura média do elemento de discretização $\bar{T}_{\Delta z}$ visto que o arame está a uma temperatura diferente do tubo. A temperatura média da discretização $\bar{T}_{\Delta z}$ é dada pela média ponderada pelas áreas das temperaturas médias do arame e do tubo multiplicada pelas respectivas temperaturas. A temperatura do arame T_p é calculada de acordo com a eficiência da aleta e a temperatura do tubo é dada por $T_{\text{ext,tubo}}$. Sendo assim:

$$T_p = \eta_{\text{aleta}} \cdot (T_{\text{ext,tubo}} - T_{\infty}) + T_{\infty} \quad (84)$$

$$\bar{T}_{\Delta z} = \frac{(\pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot p_w) \cdot T_{\text{ext,tubo}} + (2 \cdot \pi \cdot D_w \cdot p_t) \cdot T_p}{(\pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot p_w) + (2 \cdot \pi \cdot D_w \cdot p_t)} \quad (85)$$

O coeficiente de convecção interna h_{int} é distinto para as regiões monofásica e bifásica. Em escoamentos laminares e monofásicos seu número de Nusselt é dado por uma constante quando considera-se que a parede interna do tubo é isotérmica em cada discretização. Nos escoamentos laminares turbulentos utiliza-se a correlação proposta por Gnielinsky (1979).

Para a região bifásica utiliza-se a correlação para transferência de calor no interior de tubos em condensação proposta por Shah (1979). Na equação de Shah (1979), o coeficiente monofásico líquido é dado por Dittus-Boelter (1930) onde o número de Reynolds considera toda a vazão escoamento na fase líquida.

$$h_{int} = \frac{1.8}{Co^{0.8}} \cdot (1 - x)^{0.8} \cdot h_{liq} \quad (86)$$

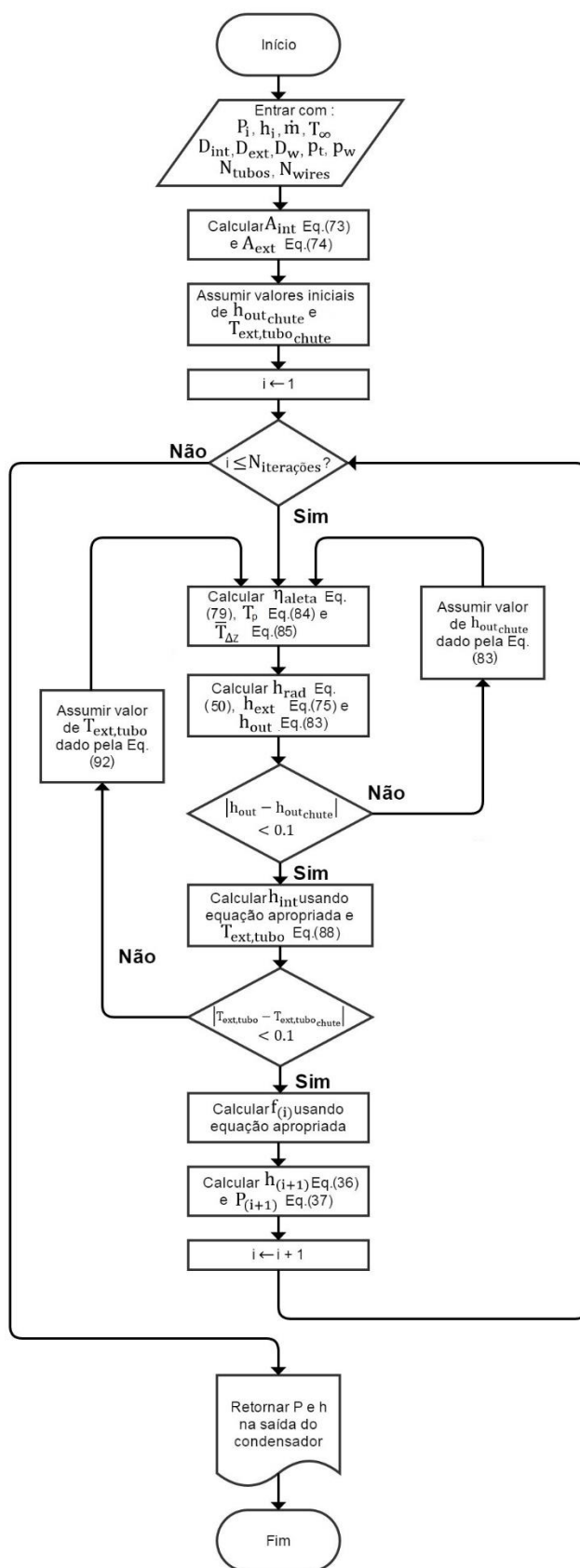
$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}\right)^{0.5} \quad (87)$$

Para iniciar os cálculos do elemento de discretização, assumimos um valor razoável de $T_{ext,tubo}$ e h_{out} de modo a convergir o cálculo da resistência térmica global de transferência de calor $R_{equivalente}$. De posse do valor de $R_{equivalente}$, calculamos o calor trocado para o elemento discreto $\dot{Q}$. Das relações termodinâmicas, resistência térmica e calor trocado temos que:

$$T_{ext,tubo} = T_{\infty} + \frac{\dot{Q}}{R_{conv_{ext}}} \quad (88)$$

Através da equação acima, é verificado se o valor inicial assumido para a $T_{ext,tubo}$ esta próximo do valor calculado. Caso não, o próximo valor da iteração de $T_{ext,tubo}$ é obtido através da Eq. (88). Procedimento similar se adota para o coeficiente h_{out} , sendo o valor assumido comparado ao valor calculado através da Eq. (83). O seguinte algoritmo a seguir resume esquematicamente os procedimentos de cálculos do condensador:

Figura 15 – Algoritmo de cálculos do condensador



Fonte: elaborado pelo autor.

3.4. Algoritmo de cálculo do sistema

O algoritmo que calcula o sistema tem como objetivo conectar os modelos de todos os componentes para avaliar o desempenho conjunto destes sob condições operacionais especificadas. As variáveis a serem determinadas através do algoritmo de cálculo global do sistema estão relacionadas ao estado termodinâmico do fluido nas entradas e saídas dos componentes. A estratégia de cálculo do sistema de refrigeração consiste em assumir valores iniciais para as temperaturas de saturação T_{evap} e T_{cond} para o grau de superaquecimento ΔT_{sup} na saída do evaporador de forma a ajustar iterativamente os valores destes até que sejam satisfeitos os critérios de convergência.

O primeiro critério de convergência baseia-se na conservação da massa do sistema e na hipótese de regime permanente. Primeiramente assumem-se valores para as temperaturas de saturação no evaporador e condensador e grau de superaquecimento. Calculam-se então os estados e parâmetros de operação do compressor, condensador e tubo capilar. Ao final comparamos o valor fornecido pelo modelo do compressor com o modelo do capilar através do cálculo do erro pela Eq. (89). Para o erro ser aceitável, este deve estar na faixa de 1%. Se a vazão mássica convergiu prossegue-se para o próximo critério de convergência, caso o erro ainda seja elevado calcula-se o valor da próxima iteração.

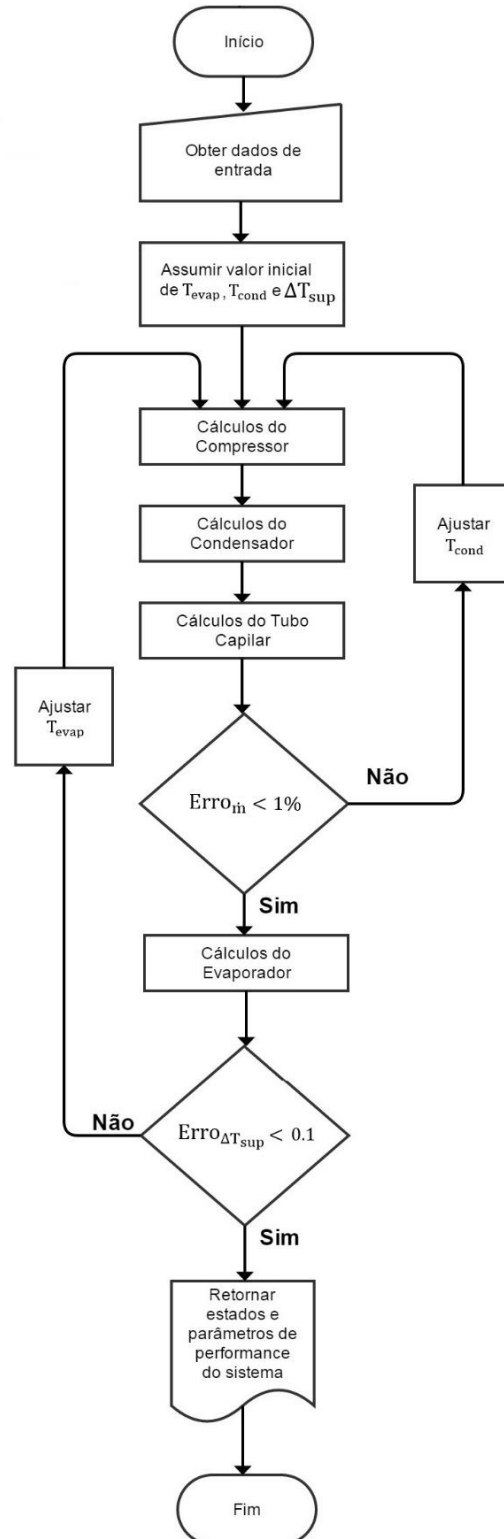
$$\text{Erro}_m = \frac{|\dot{m}_{\text{compressor}} - \dot{m}_{\text{capilar}}|}{\min(\dot{m}_{\text{compressor}}, \dot{m}_{\text{capilar}})} \quad (89)$$

O segundo critério de convergência é baseado no princípio de que ao circular no sistema, o fluido deve retornar ao mesmo estado termodinâmico inicial pois trata-se de um ciclo. Quando satisfeito o primeiro critério de convergência de conservação da massa, procede-se para o cálculo do estado do fluido na saída do evaporador. O grau de superaquecimento na saída do evaporador calculado deve coincidir com o grau de superaquecimento na entrada do compressor, sendo o erro calculado pela Eq. (90) e seu valor aceitável de 0,5 °C. Assim que satisfeitos os dois critérios de convergência,

tem-se todos os estados termodinâmicos do sistema definidos e é possível, assim, retornar os parâmetros de desempenho para o usuário.

$$\text{Erro}_{\Delta T_{\text{sup}}} = \left| \Delta T_{\text{sup}_{\text{compressor}}} - \Delta T_{\text{sup}_{\text{evaporador}}} \right| \quad (90)$$

Figura 16 – Algoritmo de cálculos do sistema completo



Fonte: elaborado pelo autor.

4. VALIDAÇÃO DOS MODELOS

4.1. Validação do modelo do Compressor

Com o objetivo de se testar e validar o modelo do compressor, implementou-se um algoritmo através do programa EES (Engineering Equation Solver) que calcula os parâmetros ε , ΔP , α e β do compressor conforme a metodologia descrita no item 1. Obtidos os 4 parâmetros do compressor, calculamos as potências e fluxos mássicos segundo o modelo e comparamos estes resultados com dados experimentais para condições similares, de forma a avaliar o erro relativo do modelo.

O compressor selecionado é fabricado pela Embraco, seu modelo é o VEMX5C e opera com isobutano (R600a). Tal compressor possui potência de 1/5 de HP, compatível com as necessidades de refrigeradores domésticos, e é indicado para baixo torque de partida, mesma condição do nosso sistema de refrigeração visto que usaremos um tubo capilar como dispositivo de expansão. Os dados de teste deste compressor são apresentados na tabela abaixo, sendo estes obtidos diretamente do fabricante.

Tabela 1 – Dados de teste para o Compressor Embraco VEMX5C

Condição	Tcond [°C]	Tevap [°C]	Potência do Compressor [kW] ($\pm 5\%$)	$\dot{m}$ _medido [kg/h] ($\pm 5\%$)
1	35	-35	12	0,20
2	35	-30	14	0,28
3	35	-25	17	0,38
4	35	-20	19	0,50
5	35	-15	21	0,64
6	35	-10	22	0,80
7	45	-35	13	0,18
8	45	-30	15	0,26
9	45	-25	18	0,35
10	45	-20	21	0,47
11	45	-15	24	0,61
12	45	-10	26	0,77
13	55	-35	13	0,14
14	55	-30	16	0,22
15	55	-25	19	0,32
16	55	-20	23	0,44
17	55	-15	26	0,58
18	55	-10	29	0,74

Inicialmente, determinou-se para este compressor os valores de ε e ΔP que forneciam o melhor ajuste de curva para o cálculo da vazão mássica

baseado no método do rendimento volumétrico. Tais valores foram calculados pela rotina implementada no EES e resultaram em $\varepsilon = 0,03371$ e $\Delta P = 0,2344$. Com estes valores, calculou-se a vazão mássica para cada teste conforme o modelo do compressor. Os resultados obtidos, já com os erros relativos avaliados, encontram-se na Tab. 2.

Tabela 2 – Erros Relativos e vazões mássicas no compressor Embraco VEMX5C para diferentes condições de teste.

Condição	T_cond [°C]	T_evap [°C]	$\dot{m}_{\text{medido}}$ [kg/h] ($\pm 5\%$)	$\dot{m}_{\text{calculado}}$ [kg/h]	Erro Relativo [%]
1	35	-35	0,2000	0,2119	5,93
2	35	-30	0,2800	0,2963	5,83
3	35	-25	0,3800	0,3960	4,21
4	35	-20	0,5000	0,5119	2,38
5	35	-15	0,6400	0,6462	0,97
6	35	-10	0,8000	0,7996	-0,05
7	45	-35	0,1800	0,1764	-2,00
8	45	-30	0,2600	0,2606	0,25
9	45	-25	0,3500	0,3600	2,86
10	45	-20	0,4700	0,4759	1,26
11	45	-15	0,6100	0,6098	-0,03
12	45	-10	0,7700	0,7636	-0,84
13	55	-35	0,1400	0,1350	-3,57
14	55	-30	0,2200	0,2190	-0,46
15	55	-25	0,3200	0,3181	-0,58
16	55	-20	0,4400	0,4342	-1,33
17	55	-15	0,5800	0,5681	-2,06
18	55	-10	0,7400	0,7214	-2,51

Nota-se nesta tabela que o erro relativo fornecido pelo fabricante para a medição da vazão mássica é de $\pm 5\%$ e que o maior erro do modelo foi para a condição 1 de 5,93 %. Observa-se também que 100 % dos dados calculados encontram-se na faixa de erro de $\pm 6\%$, considerada como aceitável para este tipo de modelagem.

Uma vez determinados ε e ΔP , é necessário calcular os parâmetros α e β a fim de se calcular a eficiência combinada do compressor através do modelo. Para isso executa-se uma rotina programada em EES com o objetivo de estimar as eficiências combinadas baseadas nos dados experimentais e a regressão da curva desta eficiência combinada. Através desse procedimento

obteve-se $\alpha=0,7595$ e $\beta=-10,31$. Com estes valores calculou-se as potências do compressor requeridas para cada condição de catálogo de acordo com a eficiência combinada fornecida pela equação da regressão dos parâmetros α e β . A comparação dos valores calculados de potência do compressor com os valores de catálogo encontra-se na Tab. 3.

Tabela 3 – Erros Relativos e Potências do compressor Embraco VEMX5C para diferentes condições de teste

Condição	T_cond [°C]	T_evap [°C]	W_medido [kW] ($\pm 5\%$)	W_calculado [kW]	Erro Relativo [%]
1	35	-35	12,00	13,79	14,92
2	35	-30	14,00	15,71	12,21
3	35	-25	17,00	17,72	4,24
4	35	-20	19,00	19,74	3,89
5	35	-15	21,00	21,69	3,29
6	35	-10	22,00	23,49	6,77
7	45	-35	13,00	12,84	-1,23
8	45	-30	15,00	15,53	3,53
9	45	-25	18,00	18,24	1,33
10	45	-20	21,00	20,97	-0,14
11	45	-15	24,00	23,66	-1,42
12	45	-10	26,00	26,26	1,00
13	55	-35	13,00	10,93	-15,92
14	55	-30	16,00	14,49	-9,44
15	55	-25	19,00	17,97	-5,42
16	55	-20	23,00	21,44	-6,78
17	55	-15	26,00	24,90	-4,23
18	55	-10	29,00	28,31	-2,38

O maior erro produzido pelo modelo ocorreu na condição de teste 13, onde a potência do compressor está sendo subestimada em 15,92 %. O modelo foi capaz de prever 83,3 % das potências na banda de erro $\pm 10\%$, o que é suficiente para se afirmar que o modelo do cálculo da potência do compressor proporciona resultados satisfatórios.

É esperado que os erros para o cálculo de potência consumida pelo compressor sejam superiores aos erros para o cálculo da vazão mássica. Tal fato se deve a simplicidade do modelo de eficiência combinada em vista do número de fenômenos envolvidos não inclusos como rendimento mecânico, perdas por resistência elétrica e etc.

4.2. Validação do modelo do Tubo Capilar

O modelo do capilar proposto por Melo (2008) foi avaliado através da comparação de seus resultados com dados experimentais da literatura. Tal análise envolveu a comparação da vazão mássica estimada tendo como dados de entrada o comprimento L do tubo, o seu diâmetro interno D e as pressões do evaporador e do condensador.

Os dados experimentais utilizados para a validação do modelo de tubo capilar adiabático foram obtidos para isobutano (R600a) por laboratórios independentes e foram levantados nas seguintes publicações: Schenk e Oellrich (2013) e Mello (1999). O procedimento adotado para a validação do modelo consiste em comparar as vazões mássicas experimental e calculada e avaliar os erros relativos. Para os experimentos de Schenk e Oellrich (2013), as condições de teste e os dados experimentais são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 4 – Dados experimentais obtidos por M. Schenk e L. Oellrich (2013) para diferentes condições de teste de tubos capilares adiabáticos

Condição	P_Cond [kPa]	P_Evap [kPa]	$\Delta T_{\text{subresf}}$ [°C]	L [m]	D [mm]	$\dot{m}_{\text{medido}}$ [kg/h] ($\pm 1\%$)	$\dot{m}_{\text{calculado}}$ [kg/h]	Erro Relativo [%]
1	602	73	-13,11	3,93	0,692	1,5350	1,444	-5,93
2	452	69	-13,08	3,93	0,692	1,3790	1,251	-9,28
3	604	68	-8,25	3,93	0,692	1,3400	1,276	-4,78
4	449	69	-7,83	3,93	0,692	1,2800	1,074	-16,09
5	602	63	-13,11	3,93	0,611	1,1040	1,042	-5,62
6	453	58	-13,16	3,93	0,611	0,8460	0,906	7,06
7	602	61	-8,11	3,93	0,611	1,0000	0,915	-8,46
8	451	68	-8,00	3,93	0,611	0,8310	0,781	-6,04
9	600	83	-13,08	2,49	0,692	1,9200	1,842	-4,06
10	450	74	-12,92	2,49	0,692	1,6890	1,590	-5,86
11	601	88	-8,05	2,49	0,692	1,7730	1,617	-8,80
12	448	72	-7,75	2,49	0,692	1,4000	1,368	-2,29
13	601	71	-13,05	2,53	0,611	1,4570	1,319	-9,47
14	450	56	-12,92	2,53	0,611	1,1830	1,139	-3,72
15	602	71	-8,11	2,53	0,611	1,2650	1,161	-8,22
16	450	59	-7,82	2,53	0,611	1,0980	0,984	-10,39

Através da análise desta tabela observa-se que o maior erro se verifica para o teste 4, com o modelo subestimando a vazão mássica em 16,09 %. Entretanto vale destacar que o modelo é capaz de prever 87,5 % dos dados dentro de uma faixa de erro de ± 10 %. É interessante destacar a simplicidade do modelo e a precisão obtida com reduzido custo, apesar da complexidade envolvida durante o processo de expansão neste componente.

Os dados experimentais obtidos por Mello (1999) para os tubos capilares operando com gás isobutano (R600a) são listados na Tab. 5 junto com as vazões mássicas estimadas e os respectivos erros relativos.

Tabela 5 – Dados experimentais obtidos por C. Mello (1999) para diferentes condições de teste do tubo capilar adiabático

Condição	P_Cond [kPa]	P_Evap [kPa]	$\Delta T_{\text{subresf}}$ [°C]	L [m]	D [mm]	$\dot{m}_{\text{medido}}$ [kg/h] ($\pm 0,03$)	$\dot{m}_{\text{calculado}}$ [kg/h]	Erro Relativo [%]
1	721	97	4,2	2,93	0,77	2,00	1,91	-4,60
2	723	103	7,6	2,93	0,77	2,40	2,14	-10,88
3	727	104	12,0	2,93	0,77	2,50	2,40	-3,96
4	713	100	13,8	2,93	0,77	2,30	2,47	7,48
5	923	96	3,7	2,93	0,77	2,11	2,18	3,22
6	917	97	8,6	2,93	0,77	2,37	2,50	5,61
7	929	98	12,8	2,93	0,77	2,80	2,77	-1,14
8	1125	98	10,7	2,93	0,77	2,89	2,93	1,28
9	1119	98	15,7	2,93	0,77	3,15	3,20	1,68
10	729	96	5,1	2,01	0,77	2,71	2,43	-10,26
11	727	96	7,2	2,01	0,77	2,81	2,60	-7,51
12	726	97	10,5	2,01	0,77	2,94	2,84	-3,44
13	924	104	3,5	2,01	0,77	2,90	2,65	-8,55
14	925	104	6,9	2,01	0,77	2,89	2,95	1,94
15	923	105	10,0	2,01	0,77	2,99	3,18	6,42
16	920	99	14,5	2,01	0,77	3,67	3,49	-4,99
17	1126	96	3,3	2,01	0,77	3,14	2,98	-5,22
18	1120	98	7,6	2,01	0,77	3,31	3,34	0,88
19	1118	105	14,5	2,01	0,77	3,78	3,84	1,67

Para estes dados experimentais, o modelo foi capaz de prever 89,47 % dos dados dentro da faixa de erro de ± 10 %. Portanto ao se analisar os erros relativos inerentes a modelagem do tubo capilar, considera-se que o modelo proposto por Mello (2010) é capaz de reproduzir o comportamento do tubo capilar com precisão adequada para este trabalho.

4.3. Validação do modelo do Evaporador

Para a validação do modelo do evaporador ilustrado através do algoritmo apresentado na Fig. 13, comparou-se dados calculados com resultados experimentais da literatura. Neste procedimento o modelo implementado em EES teve como dados de entrada o estado do fluido na entrada do evaporador e seus parâmetros geométricos, a partir dos quais calcula-se a taxa de calor trocada e o estado do refrigerante na saída.

Os dados experimentais utilizados para a validação do modelo do evaporador foram retirados de um relatório de pesquisa de Melo, Silva e Silveira (1998) em que utilizou-se R134a como fluido refrigerante. A configuração do evaporador ensaiado consiste em um evaporador de alumínio do tipo roll-bond disposto verticalmente, sendo portanto semelhante a configuração modelada neste trabalho. As características geométricas do evaporador ensaiado encontra-se na Tab. 6.

Tabela 6 – Geometria do evaporador avaliado por Melo et. al. (1998)

Dimensões do Evaporador	
Altura (H)	0,48 m
Largura (W)	0,3 m
Espessura (e)	1,5 mm
Comprimento do canal (Ltubo)	4,568 m
Diâmetro do canal (Dint)	10 mm

A Tab. 7 apresenta as condições experimentais avaliadas por Melo et. al. (1998) e os resultados experimentais, calculados e o erro relativo entre eles. Estes resultados foram levantados para título na entrada do evaporador de aproximadamente 0,32.

Tabela 7 – Condições operacionais do evaporador ensaiado por Melo et. al. (1998)

Condição	P_Entrada [kPa]	h_Entrada [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/h]	T_gab [°C]	T_placa,evap [°C]	Q_medido [W]	Q_calc [W]	Erro [%]
1	121	88,6	2,91	-3,2	-19,5	43,7	37,9	-13,20%
2	123	88,6	1,38	-4,7	-20,2	37,6	34,7	-7,80%
3	124	88,6	2,38	-3,9	-19,9	39,8	36,1	-9,20%
4	122	88,0	1,53	-4,0	-19,8	39,9	36,1	-9,60%
5	120	88,4	0,93	-5,4	-20,3	37,0	33,6	-9,30%

O modelo prevê o calor trocado pelo evaporador com o erro médio de -9,8 %, apresentando assim uma tendência de subestimar a quantidade de troca de calor. Suguimoto (2011) analisa em seu trabalho o mesmo evaporador sob as mesmas condições de teste porém utilizando um modelo que considera o regime transiente e a condução bidimensional de calor no evaporador, obtendo um erro médio de -7 %. Sendo assim, considera-se que as hipóteses e simplificações assumidas para o modelo do evaporador são razoáveis e que os parâmetros de desempenho deste componente são calculados com precisão satisfatória.

4.4. Validação do modelo do Condensador

A validação da metodologia proposta para o condensador, implementou-se o algoritmo da Fig. 15 no programa EES e comparou-se os resultados fornecidos pelo modelo com dados experimentais. Neste algoritmo, fornecemos o estado do fluido na entrada do evaporador, os parâmetros geométricos e a temperatura ambiente para calcular a taxa de troca de calor e o estado na saída.

Os dados experimentais utilizados para a validação do modelo do condensador foram retirados de Hermes (2000). A configuração geométrica do condensador ensaiado é semelhante a configuração abordada neste trabalho, um condensador arame-sobre-tubos fabricado em aço e disposto verticalmente. Os ensaios foram realizados segundo a norma da NTB00048 (1992) utilizando o R134a como fluido refrigerante. Os parâmetros geométricos do condensador ensaiado são sumarizados na Tab. 8.

Tabela 8 – Geometria do condensador avaliado por Hermes (2000)

Dimensões do Condensador (Hermes, 2000)	
Altura (H)	0,84 m
Largura (W)	0,47 m
Diâmetro do tubo interno (Dint)	3,34 mm
Diâmetro do tubo externo (Dext)	4,76 mm
Diâmetro do tubo do arame (Dw)	1,5 mm
Passo dos Arames (Pw)	4,52 mm
Passo dos Tubos (Pt)	56 mm
Número de tubos (N_tubo)	15
Número de par de arames (N_arames)	104

A Tab. 9 indica as condições para as quais o modelo foi avaliado e os resultados experimentais, calculados e os erros relativos da comparação.

Tabela 9 – Condições operacionais do condensador ensaiado por Hermes (2000)

Condição	P_Entrada [kPa]	T_Entrada [°C]	G [kg/m ² .s]	T_amb [°C]	Q_medido [W]	Q_calc [W]	Erro [%]
1	1180	74,9	46,3	32	79	83,26	5,39%
2	1553	89,7	56,4	43	88,8	96,7	8,90%
3	2005	102,6	70,1	54	98,3	114,8	16,79%

A partir da Tab. 9 conclui-se que o modelo proposto tende a superestimar a taxa de calor trocada no condensador em média de 10,36 %. Este valor pode ser considerado satisfatório baseando-se na complexidade dos fenômenos envolvidos.

5. RESULTADOS

Utilizando-se a metodologia proposta neste trabalho, simulou-se dois sistemas de refrigeração de capacidade reduzida (~ 60 W) utilizados para refrigerar um compartimento de 300 l. Um dos sistemas opera com R600a e o outro com R134a. A geometria do condensador arame-sobre-tubos e do evaporador *roll-bond* utilizado é a mesma para os dois sistemas e suas características são resumidas nas Tabs. 10 e 11.

Tabela 10 – Parâmetros geométricos do condensador simulado.

Geometria do Condensador	
Diâmetro externo do tubo (Dext)	4,76 mm
Diâmetro interno do tubo (Dint)	3,36 mm
Diâmetro do arame (Dw)	1,5 mm
Passo entre os tubos (Pt)	40 mm
Passo entre os arames (Pw)	5 mm
Número de passes de tubos (Nt)	27
Número de pares de arames (Nw)	106
Altura Total (H)	1,08 m
Largura Total (W)	0,53 m

Tabela 11 – Parâmetros geométricos do evaporador simulado.

Geometria do Evaporador	
Comprimento do circuito do refrigerante (Ltubo)	6 m
Altura (H)	0,6 m
Largura (W)	0,4 m
Espessura (e)	1,5 mm
Diâmetro do canal (Dint)	8 mm

O tubo capilar utilizado é adiabático, possui diâmetro de 0,44 mm e seu comprimento varia para os sistemas conforme indicado na Tab. 12.

Tabela 12 – Dimensões dos tubos capilares utilizados nas simulações

Tubos Capilares	L (m)	D (mm)
R600a	4	0,44
R134a	6	0,44

Os compressores utilizados nos dois sistemas possuem potência nominal de 1/8 HP e foram selecionados utilizando-se o catálogo virtual da Embraco. O critério de escolha adotado para a seleção dos dois compressores foi a similaridade da capacidade de refrigeração destes sob a condição de *check point* do teste ASHRAE32, onde o evaporador se encontra a -23,3 °C e o condensador a 55,5 °C. Escolhidos os compressores, fez-se o levantamento dos 4 parâmetros dos modelos de eficiência volumétrica e de eficiência combinada utilizando-se os códigos do modelo semi-empírico. A Tab. 13 resume os modelos de compressores utilizados e seus respectivos dados de regressão.

Tabela 13 – Modelo do compressores simulados e seus parâmetros de regressão

Modelo	Embraco VEMZ5C	Embraco VEMY3H
Gás Refrigerante	R600a	R134a
ΔP	0,08967	0,07405
ϵ	0,02312	0,03635
α	0,7797	0,7908
β	-7,677	-20,7
Volume [cm ³]	4,9876	3,005
Rotação [RPM]	1600	1600
Erro médio da vazão mássica	2,66%	4,48%
Erro médio da potência	1,48%	5,15%

As temperaturas de operação simuladas e os parâmetros geométricos do condensador e do evaporador foram selecionados de modo a serem relativamente próximos aos valores para os quais os componentes foram validados, evitando-se obter resultados para condições em que o erro do modelo é desconhecido. Para todas as simulações, adota-se uma temperatura média do evaporador de -20 °C. A temperatura média do gabinete é assumida como 0 °C a exemplo dos resultados obtidos por Sugimoto (2011) visto que não temos o modelo do envelope, componente responsável por isolar termicamente o gabinete do meio externo. São escolhidas as temperaturas ambientes de 15 °C e 27 °C de modo a simular o comportamento dos sistemas de refrigeração em dias quentes e frios. As condições de operação e dados de desempenho são listadas na Tab. 14.

Tabela 14 – Comparação entre os desempenhos dos sistemas de refrigeração utilizando R600a e R134a

Dados de Performance	R134a		R600a	
T _{evap} [°C]	-20	-20	-20	-20
T _{amb} [°C]	15	27	15	27
T _{gab} [°C]	0	0	0	0
Vazão mássica [kg/hr]	1,413	1,243	0,744	0,701
T _{cond} [°C]	28,87	34,38	27,49	35,01
ΔT _{super} [°C]	15,59	37,29	23,43	34,95
ΔT _{sub} [°C]	13,62	5,33	12,06	6,94
ΔP _{cond} [kPa]	2,4	3	3,5	3,9
ΔP _{evap} [kPa]	0,9	0,6	0,96	0,82
Q _{evap} [W]	71,03	61,2	68,16	62,12
Q _{cond} [W]	86,26	79,17	81,08	75,63
W _{comp} [W]	26,92	28,19	22,64	24,82
COP	2,64	2,17	3,01	2,5

Uma das principais diferenças entre as propriedades termofísicas do R600a e do R134a está na densidade destes dois refrigerantes. O R600a possui densidade do vapor de $6,83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ e densidade de líquido $562,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ a 15 °C enquanto que o R134 possui densidades de $23,76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ e $1243,40 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ a mesma temperatura. Sendo a perda de pressão diretamente proporcional ao volume específico do refrigerante, nota-se na Tab. 14 que a perda de pressão nos trocadores de calor utilizando R600a é sempre superior a do trocador utilizando R134a. O fato do volume específico ser maior no R600a também reflete em um maior volume da câmara de compressão nos compressor hermético deste refrigerante, fato constatado na Tab. 13.

Ao utilizar R600a, o tubo capilar possui comprimento inferior em relação ao R134a. A redução do comprimento do capilar decorre do fato do R600a proporcionar perdas de pressão superiores devido ao seu maior volume específico e também devido a diferença entre pressões de evaporação e condensação do sistema ser inferior para o ciclo operando com R600a de

forma a trabalhar entre as temperaturas estabelecidas ($\Delta P = 350$ kPa para R600a e $\Delta P = 650$ kPa para R134a).

As taxas de calor trocadas no condensador e no evaporador são influenciadas apenas marginalmente pelo fluido refrigerante. Observa-se na Tab. 14 que a diferença de desempenho entre os trocadores de calor utilizando R600a e R134a, medida pela taxa de calor trocada, difere no máximo de 7 %. Tal fenômeno pode ser explicado pelo fato da resistência térmica externa dos trocadores de calor avaliados ser dominante durante a transferência de calor (a resistência convectiva interna possui valor relativo reduzido), principalmente durante a região bifásica. Vale destacar que a resistência térmica externa independe do fluido refrigerante, sendo função apenas das propriedades termofísicas do ar na temperatura de filme. As Figs. 17 e 18 ilustram os ciclos simulados em diagramas P-h para os refrigerantes R134a e R600a respectivamente, para o dia quente e frio.

Figura 17 – Pontos de operação do sistema de refrigeração no diagrama P-h para o R134a

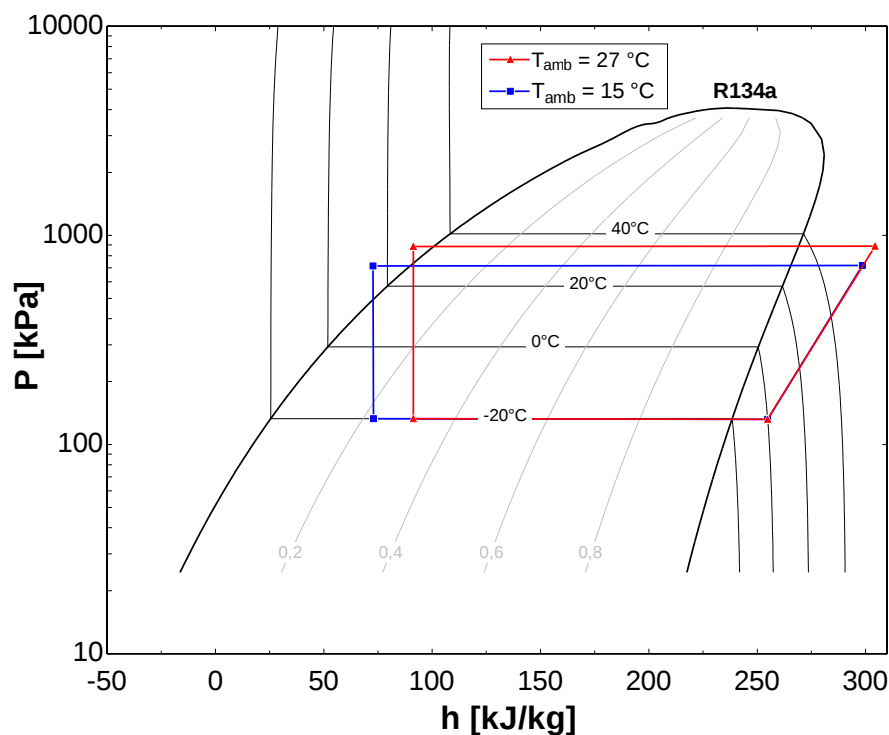
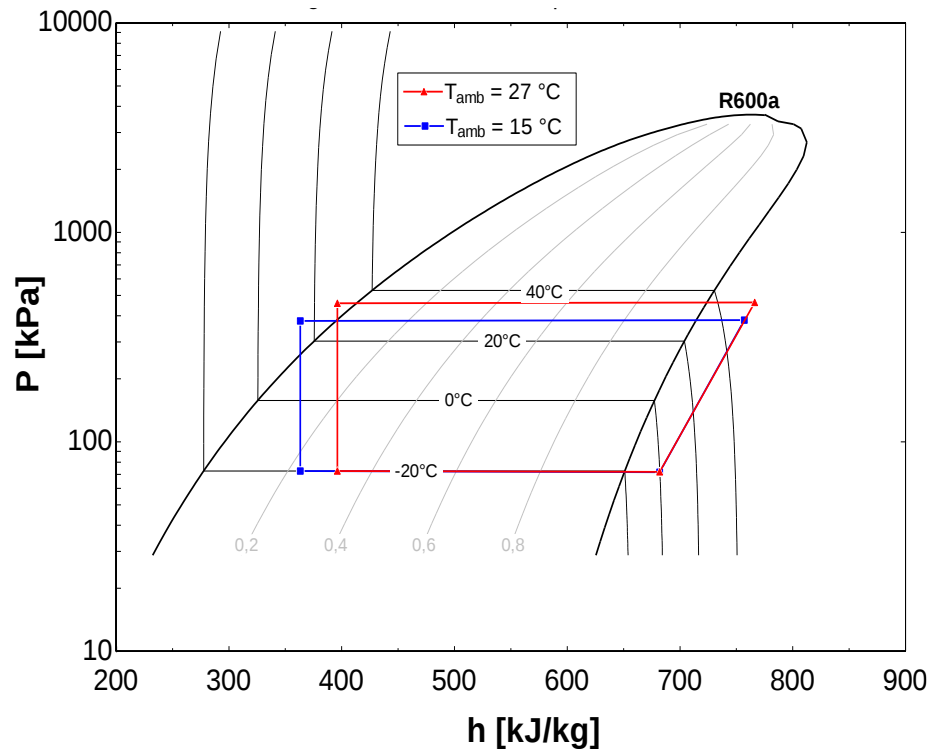


Figura 18 – Pontos de operação do sistema de refrigeração no diagrama P-h para o R134a



Nestas figuras nota-se que em dias quentes eleva-se a pressão de saturação no condensador e o título na entrada do evaporador. O grau de superaquecimento na entrada do compressor não está mudando pois para todos os casos o fluido atinge equilíbrio térmico com o gabinete que está a 0 °C. A pressão de saturação aumenta pois a temperatura do condensador tende a subir de forma a acompanhar a temperatura ambiente. Já o título na entrada do evaporador aumenta pois decresce o subresfriamento na saída do condensador devido a maior temperatura de superaquecimento do refrigerante na saída do compressor. Note também que a capacidade de refrigeração apresenta valor reduzido em dias quentes.

As Figs. 19 a 22 ilustram a variação dos coeficientes de transferência de calor interno ao longo dos trocadores de calor. Tais figuras fornecem informações relevantes que permitem avaliar os comprimentos das regiões monofásica e bifásica, auxiliando no dimensionamento dos trocadores de calor. No condensador, o vapor superaquecido proveniente do compressor começa a mudar de fase por volta de 0,1 do comprimento normalizado, processo que finaliza entre 0,5 a 0,9 dependendo da temperatura ambiente.

Nos dias quentes o comprimento da região bifásica tende a ser superior e portanto o condensador deve ser dimensionado principalmente levando-se em conta esta condição crítica.

Figura 19 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do condensador para o sistema de refrigeração utilizando R134a

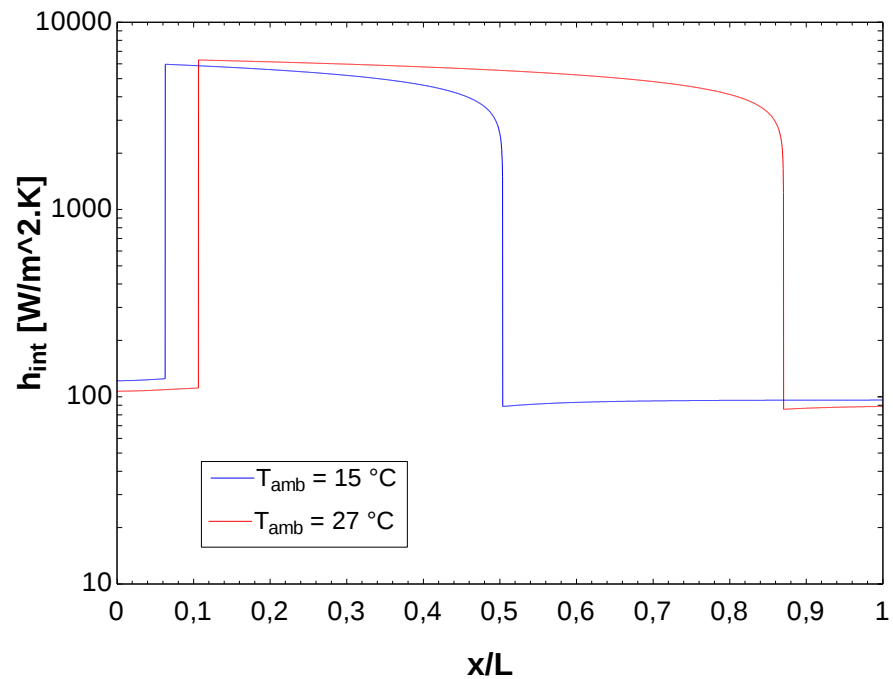
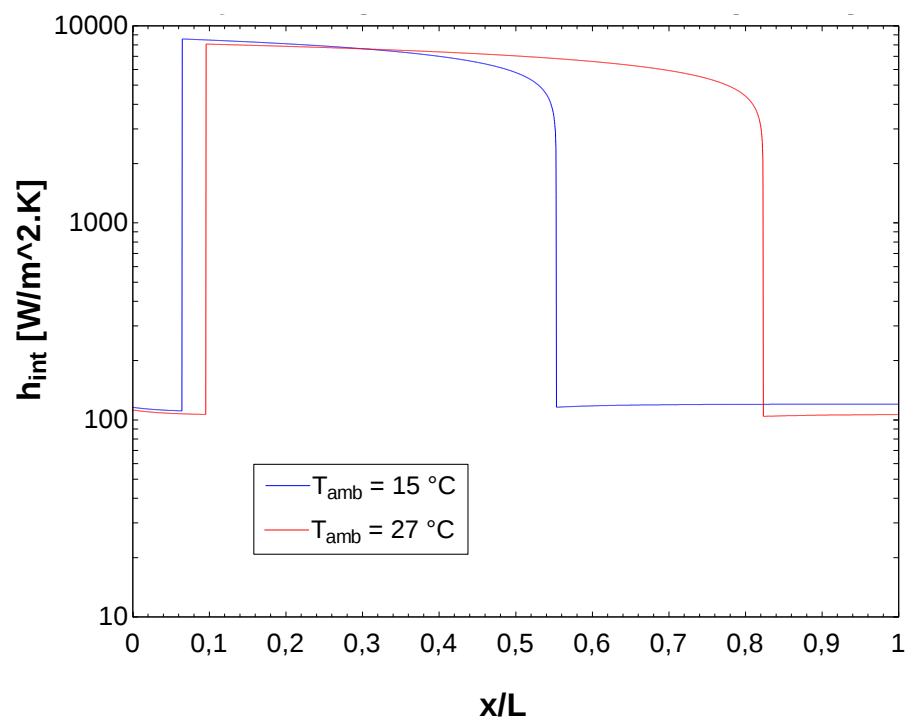


Figura 20 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do condensador para o sistema de refrigeração utilizando R600a



No evaporador, o refrigerante expandido proveniente do tubo capilar entra com título por volta de 0,25 e o processo de evaporação finaliza entre 0,65 a 0,85 do comprimento normalizado. Nos dias frios, o comprimento da região bifásica tende a ser superior pois o título na entrada do evaporador é inferior. Sendo assim, o evaporador deve ser dimensionado principalmente levando-se em conta esta condição crítica.

Figura 21 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do evaporador para o sistema de refrigeração utilizando R134a

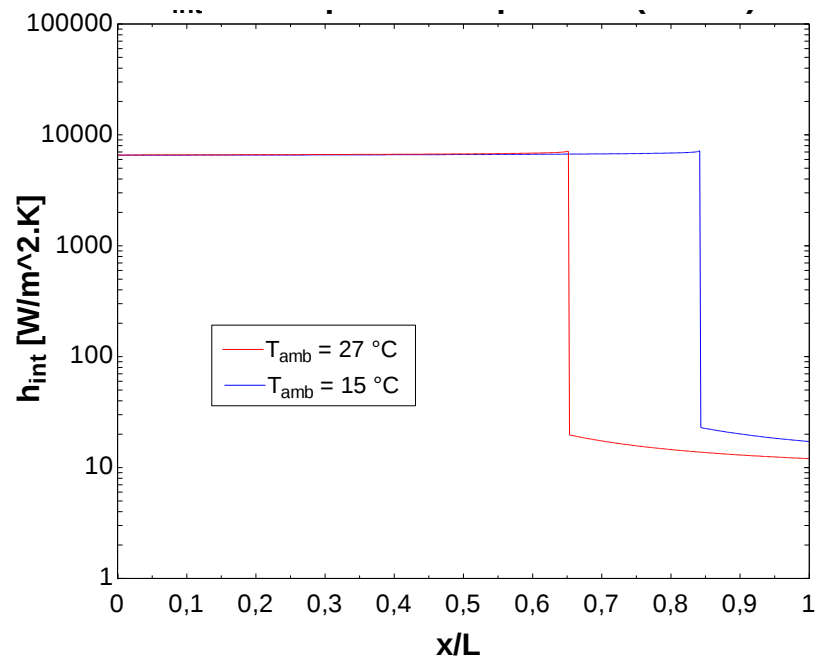
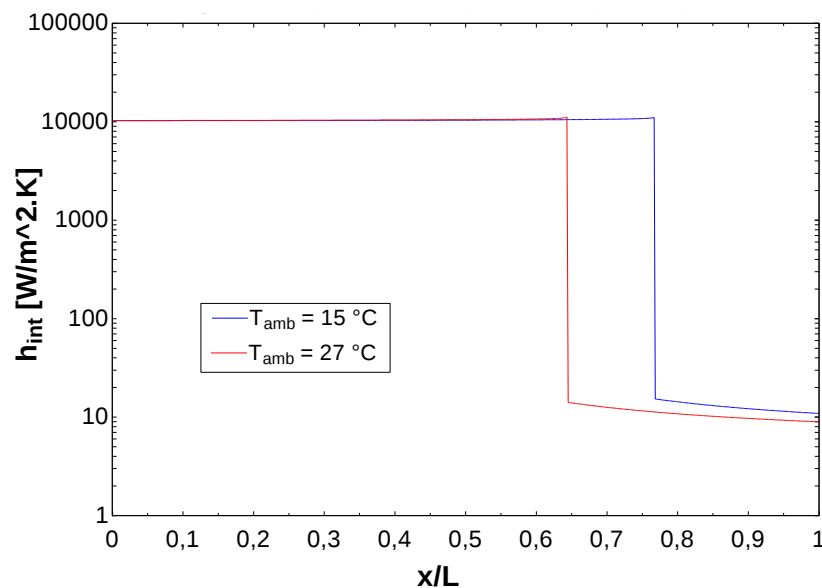


Figura 22 – Coeficiente de convecção interna ao longo do comprimento normalizado do evaporador para o sistema de refrigeração utilizando R600a



6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este estudo teve seus objetivos iniciais alcançados. Foram modelados os quatro componentes principais do sistema com precisão satisfatória. Estes modelos foram combinados de forma a simular o comportamento de um sistema de refrigeração.

O modelo semi-empírico do compressor se mostrou preciso, fornecendo erros da ordem de 5%, mesma ordem de grandeza dos erros de medição dos dados experimentais utilizados. Para o tubo capilar adiabático verificou-se que o modelo proposto por Hermes et. al. (2008) calcula explicitamente a vazão mássica com erro médio de 5,2 % em relação aos dados experimentais utilizados na validação deste trabalho. Tal precisão é julgada como satisfatória no presente estudo dada a simplicidade deste modelo em relação a complexidade dos fenômenos que ocorrem neste componente.

Os modelos matemáticos dos trocadores de calor são os que apresentaram os maiores erros. O modelo do evaporador *roll-bond* subestima a taxa de troca de calor deste em 9,8 % enquanto que o modelo do condensador arame-sobre-tubos superestima em 10,4 %. Os erros destes componentes são provenientes principalmente das hipóteses assumidas para simplificar o problema. Para validar os modelos dos trocadores de calor, encontrou-se dificuldade em levantar dados experimentais na literatura e por isto utilizou-se reduzido número de condições para tal procedimento. Na seção de resultados são propostas, simuladas e comparadas com sucesso duas configurações distintas de sistemas de refrigeração capazes de manter refrigerado um compartimento de 300 L. A primeira configuração utiliza R134a como gás refrigerante e a segunda R600a sendo as condições de operação simuladas em um dia quente (27 °C) e um dia frio (15 °C).

Como recomendação para trabalhos futuros sugere-se a validação do modelo do sistema de refrigeração completo, operando com os 4 componentes principais e em regime permanente, através da comparação com resultados experimentais de um sistema real. Para isto, recomenda-se a

implementação de um modelo do envelope do refrigerador de um sistema real que seja capaz de prever o calor trocado através das paredes do gabinete do refrigerador. A borracha de vedação da porta é responsável por 25 % da carga térmica e então também deve ser considerada. Para tornar o modelo apresentado uma ferramenta de projeto sugere-se a implementação de uma análise exergética do ciclo completo de forma a explicitar os componentes do sistema indicados para uma análise de otimização

REFERÊNCIAS

Alamdari, F., G. P. Hammond. "Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms." *Building services engineering research and technology* 4.3 (1983): 106-112.

ANSI/ARI Standard 540–1999, 1999. Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Air- Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA. Bourdouxhe,

Awad, M. M., Y. S. Muzychka. "Bounds on two-phase frictional pressure gradient and void fraction in circular pipes." *Advances in Mechanical Engineering* 2014 (2014).

Bansal, P. K., A. S. Rupasinghe. "An empirical model for sizing capillary tubes." *International journal of refrigeration* 19.8 (1996): 497-505.

Bansal, P. K., A. S. Rupasinghe. "An homogeneous model for adiabatic capillary tubes." *Applied Thermal Engineering* 18.3 (1998): 207-219.

Bittle, Robert R., W. Robert Stephenson, Michael B. Pate. *An evaluation of the ASHRAE method for predicting capillary tube-suction line heat exchanger performance*. No. CONF-950624--. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States), 1995.

Boissieux, X., M. R. Heikal, R. A. Johns. "Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation." *International Journal of Refrigeration* 23.4 (2000): 269-283.

Chaddock, Jack Bartley. *Film condensation of vapor in horizontal tubes*. Diss. Massachusetts Institute of Technology. Department of Mechanical Engineering, 1955.

Chato, John C. *Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes*. Diss. Massachusetts Institute of Technology, 1960.

Chen, John C. "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow." *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* 5.3 (1966): 322-329.

Chi, J., D. Didion. "A simulation model of the transient performance of a heat pump." *International Journal of Refrigeration* 5.3 (1982): 176-184.

Churchill, Stuart W. "Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes." *Chemical Engineering* 84.24 (1977): 91-92.

Churchill, Stuart W., Humbert HS Chu. "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate." *International journal of heat and mass transfer* 18.11 (1975): 1323-1329.

Colebrook, Cyril Frank. "Turbulent Flow in Pipes, with particular reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws." *Journal of the ICE* 11.4 (1939): 133-156.

Cooper, M. G. "Saturation nucleate pool boiling—a simple correlation." *Inst. Chem. Eng. Symp. Ser.* Vol. 86. No. 2. 1984.

Didi, MB Ould, N. Kattan, J. R. Thome. "Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes." *International Journal of refrigeration* 25.7 (2002): 935-947.

Ding, G. L., C. L. Zhang. "Simulation and optimization of refrigeration and air conditioning appliances." (2001).

Ding, Guo-liang. "Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems." *International Journal of Refrigeration* 30.7 (2007): 1119-1133.

Dirik, E., C. Inan, M. Y. Tanes. "Numerical and experimental studies on adiabatic and nonadiabatic capillary tubes with HFC-134a." (1994).

Dittus, F. W., L. M. K. Boelter. "University of California publications on engineering." *University of California publications in Engineering* 2 (1930): 371.

Dobson, M.K., Chato, J.C., 1998, "Condensation in Smooth Horizontal Tubes," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213.

Domanski, Piotr A. *EVSIM: An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution*. US Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology, 1989.

Forster, H. K., Novak Zuber. "Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer." *AIChE Journal* 1.4 (1955): 531-535.

Friedel, L. "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow." *European two-phase flow group meeting, Paper E*. Vol. 2. 1979.

Gnielinski, Volker. "New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow." *International chemical engineering* 16.2 (1976): 359-368.

Grønnerud, R. "Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants." *Bull. De l'Inst. Du Froid, Annexe 1* (1972).

Gungor, K. E., R. H. S. Winterton. "Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data." *Chemical engineering research & design* 65.2 (1987): 148-156.

Hermes, Christian JL, Cláudio Melo, Fernando T. Knabben. "Algebraic solution of capillary tube flows: Part I: Adiabatic capillary tubes." *Applied Thermal Engineering* 30.5 (2010): 449-457.

Hermes, Christian Johann Losso. "Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente." (2000).

Incropera, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.

Jahnig, Dagmar I., Douglas T. Reindl, and Sanford A. Klein. "A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data." *ASHRAE Transactions* 106 (2000): 122.

Jung, D. S., R. Radermacher. "Performance simulation of a two-evaporator refrigerator—freezer charged with pure and mixed refrigerants." *International journal of refrigeration* 14.5 (1991): 254-263.

Khan, Mohd Kaleem, Ravi Kumar, Pradeep K. Sahoo. "Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes—a review." *applied thermal engineering* 29.8 (2009): 1426-1439.

Kim, Man-Hoe, Clark W. Bullard. "Thermal Performance Analysis of Small Hermetic Refrigeration and Air-Conditioning Compressors." *JSME International Journal Series B* 45.4 (2002): 857-864.

Kim, S. G., M. S. Kim. "Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant." *International Journal of Refrigeration* 25.8 (2002): 1093-1101.

Li, Daqing, Eckhard A. Groll. "Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device." *International Journal of refrigeration* 28.5 (2005): 766-773.

Li, Wenhua. "Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation." *international journal of refrigeration* 35.6 (2012): 1722-1733.

Liu, Z., R. H. S. Winterton. "A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation." *International journal of heat and mass transfer* 34.11 (1991): 2759-2766.

Lockhart, R. W., R. C. Martinelli. "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes." *Chem. Eng. Prog* 45.1 (1949): 39-48.

MacArthur, J. Ward, Eric W. Grald. "Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data." *International Journal of refrigeration* 12.1 (1989): 29-41.

Melo, C., et al. "An experimental analysis of adiabatic capillary tubes." *Applied Thermal Engineering* 19.6 (1999): 669-684.

Melo, C., Silva, L. W., Silveira, S. J. Evaporadores Roll-Bond. Florianópolis: UFSC/EMBRACO, 1998. p. 1. Relatório de Pesquisa.

Moser, K. W., R. L. Webb, and B. Na. "A new equivalent Reynolds number model for condensation in smooth tubes." *Journal of Heat Transfer* 120.2 (1998): 410-417.

Munson, Bruce Roy, Donald F. Young, and Theodore Hisao Okiishi. *Fundamentals of fluid mechanics*. New York, 1990.

Murphy, W. E., V. W. Goldschmidt. "Cycling characteristics of a residential air conditioner-modeling of shutdown transients." *ASHRAE Transactions* 92.1A (1986): 186-202.

Navarro, E., et al. "A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors." *International Journal of Refrigeration* 30.7 (2007): 1254-1265.

Negrão, Cezar OR, et al. "A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications." *Applied Thermal Engineering* 31.6 (2011): 1114-1124.

Pettit, N. B. O. L., M. Willatzen, L. Ploug-Sørensen. "A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator: Modèle général dynamique pour évaporateurs et condenseurs frigorifiques. Partie II: Simulation et régulation d'un évaporateur." *International journal of refrigeration* 21.5 (1998): 404-414.

Pfafferott, Torge, Gerhard Schmitz. "Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica." *International Journal of Refrigeration* 27.1 (2004): 42-52.

Qiao, Hongtao, Reinhard Radermacher, Vikrant Aute. "A review for numerical simulation of vapor compression systems." (2010).

Quadir, G. A., G. M. Krishnan, K. N. Seetharamu. "Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method." *Finite elements in analysis and design* 38.5 (2002): 417-434.

Sami, S. M., A. Dahmani. "Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22." *Applied thermal engineering* 16.8 (1996): 691-705.

Schenk, Matthias, Lothar R. Oellrich. "Experimental investigation of the refrigerant flow of isobutane (R600a) through adiabatic capillary tubes." *International Journal of Refrigeration* 38 (2014): 275-280.

Shah, M. M. "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes." *International Journal of heat and mass transfer* 22.4 (1979): 547-556.

Shah, Mirza M. "A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes." *Ashrae Trans* 82.2 (1976): 66-86.

Shahs, M. Mohammed. "Evaluation of general correlations for heat transfer during boiling of saturated liquids in tubes and annuli." *HVAC&R Research* 12.4 (2006): 1047-1063.

Shannak, Benbella A. "Frictional pressure drop of gas liquid two-phase flow in pipes." *Nuclear Engineering and Design* 238.12 (2008): 3277-3284.

Shao, David W., Eric G. Granryd. "Flow pattern, heat transfer and pressure drop in flow condensation part I: pure and azeotropic refrigerants." *HVAC&R Research* 6.2 (2000): 175-195.

Steiner, Dieter, Jerry Taborek. "Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model." *Heat transfer engineering* 13.2 (1992): 43-69.

Stoecker, Wilbert F., Jerold W. Jones. *Refrigeração e ar condicionado*. McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Suguimoto, Fábio Kenji. "Análise numérica de evaporadores do tipo Roll-Bond usados em refrigeradores domésticos." (2011): 138-f.

Swamee, Prabhata K., Akalank K. Jain. "Explicit equations for pipe-flow problems." *Journal of the hydraulics division* 102.5 (1976): 657-664.

Tagliafico, L., G. Tanda. "Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances." *International Journal of Refrigeration* 20.7 (1997): 461-469.

Wijaya, H. "Adiabatic capillary tube test data for HFC-134a." (1992).

Willatzen, M., N. B. O. L. Pettit, L. Ploug-Sørensen. "A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of refrigeration* 21.5 (1998): 398-403.

Winkler, Jonathan, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher. "Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system." *international journal of refrigeration* 31.5 (2008): 930-942.

Yilmaz, Tuncay, Saban Ünal. "General equation for the design of capillary tubes." *Journal of fluids engineering* 118.1 (1996): 150-154.

Yu, Bing, Dolf HC Van Paassen, Siamak Riahy. "General modeling for model-based FDD on building HVAC system." *Simulation Practice and Theory* 9.6 (2002): 387-397.

Zhang, Chunlu, Guoliang Ding. "Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube." *International Journal of Refrigeration* 27.1 (2004): 17-24.c

ANEXO I: Códigos Implementados no EES

```

"-----"
"! INICIO DO CÓDIGO DO COMPRESSOR"

"!Função que calcula os parâmetros de entrada e de saída do compressor"
PROCEDURE Compressor(p_in;p_out;h_in;Refr$: m_calc;h_out;w_iso;neta;w_comp;delta_S)
"Dados do compressor obtidos via regressão"
"!VEMZ5C"
    DELTA_p = 0,07405
    C = 0,03635
    a = 0,7908
    b = -20,7
"Dados do compressor fornecidos pelo fabricante"
    RPM = 1600
    V = 0,000003005
"Obtendo as demais propriedades termodinamicas"
    p_succao=p_in*(1-DELTA_p)
    X = QUALITY(Refr$;P=p_succao;h=h_in)
    IF X <1 THEN
        c_p=CP(Refr$;p=p_succao;x=1)
        c_v=CV(Refr$;p=p_succao;x=1)
    ELSE
        c_p=CP(Refr$;p=p_succao;h=h_in)
        c_v=CV(Refr$;p=p_succao;h=h_in)
        Delta_T_superaquecimento = TEMPERATURE(Refr$;p=p_succao;h=h_in) -
TEMPERATURE(Refr$;p=p_succao;x=1)
    ENDIF
    k=c_p/c_v
    R=8,314/MOLARMASS(Refr$)
    T_evap = TEMPERATURE(Refr$;p=p_succao;h=h_in)
    v_succao=(R*( T_evap+273,15))/p_succao
"Equacao do Modelo"
    m_calc=((1+C-C*(p_out/p_succao)^(1/k))*V*RPM/60/v_succao)
    w_iso=k/(k-1)*p_succao*v_succao*((p_out/p_succao)^((k-1)/k)-1)
    neta = a+b/p_in
    w_comp = ((m_calc)*w_iso*1000)/neta
    h_out = h_in + w_iso
    delta_S = ENTROPY(Refr$;p=p_out;h=h_out) - ENTROPY(Refr$;p=p_in;h=h_in)
END

"!FIM DO CODIGO DO COMPRESSOR"

"-----"

"!INICIO DOS CODIGOS DO CONDENSADOR"

"!Função para calcular o fator de fricção f para escoamentos monofásicos usando a correlação
de Blasius"
FUNCTION friction(Re)
    rugosidade_rel = 0,0015
    IF Re<2300 THEN
        friction:= 64/Re
    ELSE
        "Swamee and Jain"

```

```

        friction:= 0,25/((LOG10(rugosidade_rel/3,7)+(5,74/Re^(0,9)))^2)
    ENDIF
END

"!Função para calcular o chute inicial do valor do coeficiente de convecção externo total (rad +
convecção natural)"
FUNCTION h_guess(p_t;d_w;k_aleta)
    h_guess = 8
    REPEAT
        m = sqrt((4*h_guess)/(k_aleta*d_w))
        neta = tanh(m*p_t/2)/(m*p_t/2)
        h_guess = h_guess + 0,5
    UNTIL neta > 0,9
END

"!Rotina de cálculos que retorna a perda de pressão [kPa/m] durante o escoamento em um
tubo de diametro D e o fator de fricção f "
PROCEDURE Delta_P_Cond(P_in;h_in;m_dot_in;d_tubo;Refr$ : Delta_P)
    delta_x = 1
    "Verificando se o escoamento é mono ou bifásico e calculando a temperatura"
    X := Quality(Refr$;P=P_in;H=h_in)
    Temperatura:= Temperature(Refr$;P=P_in;H=h_in)
    "Atribuido o valor da gravidade"
    g:= 9,81
    "Cálculo de dimensões geométricas"
    Area_int = (3,1415*d_tubo^2)/4
    "CASO FOR MONOFASICO:"
    IF (X>1) or (X<0) THEN
        "Cálculo das propriedades termofísicas"
        Rho_homogeneo:= Density(Refr$;P=P_in;H=h_in)
        Viscosidade:= Viscosity(Refr$;P=P_in;H=h_in)
        "Cálculo de parâmetros do escoamento interno"
        V_liquido:= m_dot_in/(Rho_homogeneo*Area_int)
        Re_escoamento:= (4*m_dot_in)/(3,1415*d_tubo*Viscosidade)
        f_friction:= friction(Re_escoamento)
        "Cálculo do Delta_P para regime monofásico de escoamento"
        Delta_P:= (f_friction*delta_x*Rho_homogeneo*V_liquido^2/(2*d_tubo))*1e-3
    ELSE
        "CASO FOR BIFASICO:"
        "Cálculo das propriedades termofísicas"
        Rho_liquido:= Density(Refr$;P=P_in;X=0)
        Rho_vapor := Density(Refr$;P=P_in;X=1)
        Rho_homogeneo:= Density(Refr$;P=P_in;h=h_in)
        Viscosidade_liquido:= Viscosity(Refr$;P=P_in;X=0)
        Viscosidade_vapor:= Viscosity(Refr$;P=P_in;X=1)
        IF Refr$ = 'R600a' THEN
            "Measurements of the surface tension for R290, R600a and R290/R600a mixture,
            Katsuyuki Tanaka, Yukihiro Higashi"
            Sigma:= 10^(-3)*49,44*(1-(Temperatura+273,15)/407,795)^1,22
        ELSE
            Sigma = SURFACETENSION(Refr$;T=Temperatura)
        ENDIF
        "Calculo da vazão mássica por area do escoamento total"
        m_dot_area:= m_dot_in/Area_int
        m_dot_area_liq:= (m_dot_in*(1-X))/Area_int
        m_dot_area_vap:= (m_dot_in*(X))/Area_int
        "Calculo de Delta_P_viscosidade"
        Flag = 1 {escolher entre Friedel, Gronnerud e Awad and Muzychka}
        IF (Flag = 1) THEN "Fator multiplicador bifásico por Friedel 1979"
            "Cálculo de parâmetros do escoamento interno"

```

```

Re_liquido:= (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
Re_vapor:= (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
f_liquido:= friction(Re_liquido)
f_vapor:= friction(Re_vapor)
V_liquido:= m_dot_in/(Rho_liquido*Area_int)
"Calculo de Delta_P_liquido considerando toda massa como liquida"
Delta_P_liquido:= (f_liquido*m_dot_area^2)/(2*d_tubo*Rho_liquido)
"Calculo das Constantes da correlação de
Friedel"
E:= (1-X)^2+((X^2)*((Rho_liquido*f_vapor)/(Rho_vapor*f_liquido)))
F:= (X^0,78)*(1-X)^0,24
H:=
((Rho_liquido/Rho_vapor)^0,91)*((Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,19)*((1-
(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido))^0,7)
Fr_h:= m_dot_area^2/(g*d_tubo*Rho_homogeneo^2)
We_l:= (m_dot_area^2)*d_tubo/(Sigma*Rho_homogeneo)
Phi_fr:= E+((3,24*F*H)/((Fr_h^0,045)*(We_l^0,035)))
Delta_P:= Phi_fr*Delta_P_liquido*0,001
f_friction:= Phi_fr*f_liquido
ENDIF
IF (Flag=2) THEN
"Fator multiplicador bifásico por Gronnerud 1979"
"Cálculo de parâmetros do escoamento interno"
Re_liquido:= (m_dot_area_liq*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
Re_vapor:= (m_dot_area_vap*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
f_liquido:= friction(Re_liquido)
V_liquido:= (m_dot_in*(1-X))/(Rho_liquido*Area_int)
"Calculo de Delta_P_liquido considerando somente a fracao de massa liquida"
Delta_P_liquido:= f_liquido*delta_x*Rho_liquido*V_liquido^2/(2*d_tubo)*1e-3
"Calculo das Constantes da correlação de Gronnerud"
Froude_liquido_total:= m_dot_area^2/(g*d_tubo*Rho_liquido^2)
IF Froude_liquido_total<1 THEN
friction_fr:=
(Froude_liquido_total^0,3)+0,055*(LN(1/Froude_liquido_total))^2)
ELSE
friction_fr:= 1
ENDIF
B = friction_fr*(X+4*(X^(1,8)-(X^10)*friction_fr^(0,5)))
A = ((Rho_liquido/Rho_vapor)*(Viscosidade_liquido/Viscosidade_vapor)^(-0,25))-1
Phi_fr = 1+ B*A
Delta_P:= Phi_fr*Delta_P_liquido
f_friction:= Phi_fr*f_liquido
ENDIF
IF (Flag=3) THEN
"Calculo de Acordo com Awad and Muzychka
(2005)"
Delta_P_Lower:= ((0,158*m_dot_area^1,75*(1-
X)^1,75*Viscosidade_liquido^0,25)/(d_tubo^1,25*Rho_liquido))*(1+(X/(1-
X))^0,7368*(Rho_liquido/Rho_vapor)^0,4211*(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,1053)
^2,375
Delta_P_Upper:= ((0,158*m_dot_area^1,75*(1-
X)^1,75*Viscosidade_liquido^0,25)/(d_tubo^1,25*Rho_liquido))*(1+(X/(1-
X))^0,4375*(Rho_liquido/Rho_vapor)^0,25*(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,0625)^4
Delta_P:= ((Delta_P_Lower+Delta_P_Upper)*1e-3)/2
f_friction:=1

ENDIF
ENDIF
END

```

"!Função que calcula a resistência térmica da aleta por elemento discretizado baseado em correlação para convecção natural"

PROCEDURE

ResTerm_ext(P_in;h_in;T_t_o;T_infinity;Refr\$;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w;numero_linhas;numero_wires : h_o;A_tot_dz;neta_aleta)

"Dados de entrada do problema"

P_atm = 100

k_aleta = 53

"Propriedades termofísicas"

T_refri = TEMPERATURE(Refr\$;P=P_in;h=h_in)

"Cálculo de outros parâmetros geométricos"

H_altura = (numero_linhas-1)*p_t

W_largura = (numero_wires-1)*p_w

a_t_i = ((3,1415*(d_t_i*1000)^2)/4)*1e-6

"Cálculo das áreas para um elemento da discretização"

A_t_dz = 3,1415*d_t_o*p_w

A_w_dz = 3,1415*2*d_w*p_t

A_tot_dz = A_t_dz + A_w_dz

"Cálculo do chute inicial do valor de h, c que fornece eficiência de aleta 0,9"

h_chute = h_guess(p_t;d_w;k_aleta)

REPEAT

"Cálculo da eficiência das aletas"

m = sqrt((4*h_chute)/(k_aleta*d_w))

neta_aleta = tanh(m*p_t/2)/(m*p_t/2)

"Cálculo das temperaturas da parede do tubo, do wire e média"

T_w = neta_aleta*(T_t_o-T_infinity) + T_infinity

T_bar_dz = (A_t_dz*T_t_o+A_w_dz*T_w)/A_tot_dz

"Cálculo do valor de h da radiação"

h_r = 0,88*5,67*10^(-8)*((T_bar_dz+273,13)^4-(T_infinity+273,13)^4)/(T_bar_dz-T_infinity)

"Cálculo do valor de h da convecção"

T_filme = (T_t_o + T_infinity)/2

delta_T = abs((T_t_o - T_infinity))

"Cálculo das propriedades termofísicas do Ar a temperatura do filme"

Viscosidade = Viscosity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Densidade = Density(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Condutividade_Ar = Conductivity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Cp_Ar = Cp(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)*1000

Pr_1=Prandtl(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

beta=VolExpCoef(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

ni = Viscosidade/Densidade

alpha = Condutividade_Ar/(Densidade*Cp_Ar)

"Calculo do número de Rayleigh"

Ra_h = 9,81*beta*delta_T*H_altura^3/(ni*alpha)

"Calculo dos parametros necessarios para calcular Nu"

st = (p_t-d_t_o)/d_t_o

sw = (p_w-d_w)/d_w

phi = (28,2/H_altura)^(0,4)*sw^(0,9)*st^(-1)+(28,2/H_altura)^(0,8)*(264/delta_T)^(0,5)*sw^(-1,5)*st^(-0,5)

"Cálculo de Nu"

Nusselt = 0,66*(Ra_h/d_t_o)^(0,25)*(1-(1-0,45*(d_t_o/H_altura)^(0,25))*exp(-sw/phi))

h_c = (Nusselt*Condutividade_Ar)/H_altura

"Cálculo de h total"

h_o = h_r+h_c

"Cálculo da diferença entre o chute o e valor calculado"

diff = abs(h_o-h_chute)

IF diff > 0,1 THEN

h_chute = h_o

ENDIF

```
UNTIL diff < 0,1
END
```

"!Função que calcula a resistencia térmica interna do tubo por elemento discretizado baseado em correlação para convecção forçada e escoamento monofásico/bifásico"

```
PROCEDURE ResistInt_tubo_condensador(P_in;h_in;T_t_o;m_dot_in;d_tubo;Refr$ : h_int)
  "Verificando se o escoamento é mono ou bifásico"
  X = Quality(Refr$;P=P_in;H=h_in)
  "Determinando a temperatura do fluido"
  Temperatura = Temperature(Refr$;P=P_in;H=h_in)
  "Cálculo de dimensões geométricas"
  Area_int = (3,1415*d_tubo^2)/4
  "Calculo de Parametros do escoamento"
  m_dot_area = m_dot_in/Area_int
  "CASO FOR MONOFASICO:"
  IF (X>1) THEN
    Viscosidade_vapor = Viscosity(Refr$;P=P_in;h=h_in)
    Re_d = (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
    IF Re_d<2300 THEN
      Nu_d = 3,66
      k_vapor = Conductivity(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      h_int = (Nu_d*d_tubo)/k_vapor
    ELSE
      f = friction(Re_d)
      Pr_vapor = Prandtl(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      Nu_d = ((f/8)*(Re_d-1000)*Pr_vapor)/(1+12,7*sqrt(f/8)*(Pr_vapor^(2/3)-1))
      k_vapor = Conductivity(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      h_int = (Nu_d*k_vapor)/d_tubo
    ENDIF
  ENDIF
  IF (X<-1) THEN
    Viscosidade_liquido = Viscosity(Refr$;P=P_in;h=h_in)
    Re_d = (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
    IF Re_d<2300 THEN
      Nu_d = 3,66
      k_liquido = Conductivity(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      h_int = (Nu_d*k_liquido)/d_tubo
    ELSE
      f = friction(Re_d)
      Pr_liquido = Prandtl(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      Nu_d = ((f/8)*(Re_d-1000)*Pr_liquido)/(1+12,7*sqrt(f/8)*(Pr_liquido^(2/3)-1))
      k_liquido = Conductivity(Refr$; P=P_in;H=h_in)
      h_int = (Nu_d*k_liquido)/d_tubo
    ENDIF
  ENDIF
  IF (X>0) and (X<1) THEN
    FLAG_BIFASICO = 2
    "FLAG = 1  Calculo do convecção externa de acordo com Shah 1979"
    "FLAG = 2  Calculo do convecção externa de acordo com Shao e Granryd 1995"
    "CASO FOR BIFASICO"
    IF FLAG_BIFASICO = 1 THEN
      Viscosidade_liquido = Viscosity(Refr$; P=P_in;x=0)
      Condutividade_liquido = Conductivity(Refr$; P=P_in;x=0)
      Re_d_liq = (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
      Pr_liquido = Prandtl(Refr$; P=P_in;x=0)
      "Calculo do coeficiente de convecção considerando toda massa como liquido
      de acordo a correlação de Dittus-Boelter (bifásico) e Monofásico"
      IF Re_d_liq < 2300 THEN
        h_liquido= 3,66*(Condutividade_liquido/D_tubo)
      ELSE
```

```

        h_liquido:=
0,023*(Condutividade_liquido/D_tubo)*Re_d_liq^(0,8)*Pr_liquido^(0,4)
    ENDIF
    P_critica = P_crit(Refr$)
    P_relativa = P_in/P_critica
    h_int = h_liquido*((1-X)^(0,8)+(3,8*X^(0,76)*(1-X)^(0,04))/(P_relativa)^0,38)
    phi = h_int/h_liquido
ENDIF
IF FLAG_BIFASICO = 2 THEN
    Viscosidade_liquido = Viscosity(Refr$; P=P_in;x=0)
    Condutividade_liquido = Conductivity(Refr$; P=P_in;x=0)
    Pr_liquido = Prandtl(Refr$; P=P_in;x=0)
    h_lv = Enthalpy(Refr$; P=P_in;x=1)-Enthalpy(Refr$; P=P_in;x=0)
    cp_l = Cp(Refr$; P=P_in;x=0)
    Densidade_liquido = Density(Refr$; P=P_in;x=0)
    Densidade_vapor = Density(Refr$; P=P_in;x=1)
    Re_v =
((m_dot_area*D_tubo*X)/Viscosidade_liquido)*(Densidade_liquido/Densidade_vapor)^0,5
    IF Re_v < 24000 THEN
        delta_t_parede = abs(Temperatura-T_t_o)
        h_int =
(Condutividade_liquido/D_tubo)*(15,9*Pr_liquido^(1/3)*(h_lv/(cp_l*delta_t_parede))^(1/6)*Re_v^
0,15)
    ENDIF
    IF Re_v > 24000 THEN
        delta_t_parede = abs(Temperatura-T_t_o)
        h_int =
(Condutividade_liquido/D_tubo)*(0,084*Pr_liquido^(1/3)*(h_lv/(cp_l*delta_t_parede))^(1/6)*Re_
v^0,67)
    ENDIF
ENDIF
ENDIF
END

```

"!Função que calcula os parâmetros de entrada e de saída de um elemento de discretização do condensador "

PROCEDURE

Cond_dx(P_in;h_in;m_dot_in;T_infinity;Refr\$;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w;numero_linhas;numero_wires : P_out;h_out)

T_t_o = TEMPERATURE(Refr\$;P=P_in;h=h_in) - 1

REPEAT

"Cálculo da resistência térmica interna"

CALL

ResTerm_ext(P_in;h_in;T_t_o;T_infinity;Refr\$;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w;numero_linhas;numero_wires : h_o;A_tot_dz;neta_aleta)

R_aleta = 1/(neta_aleta*h_o*A_tot_dz)

"Cálculo da resistência térmica externa"

CALL ResistInt_tubo_condensador(P_in;h_in;T_t_o;m_dot_in;d_t_i;Refr\$: h_int)

R_int = 1/(h_int*3,1415*d_t_i*p_w)

"Cálculo do coeficiente global de transferência de calor"

R_eq = R_aleta+R_int

U_eq = 1/(A_tot_dz*R_eq)

"Cálculo do calor trocado durante o trecho de p_w"

T_entrada = Temperature(Refr\$;P=P_in;H=h_in)

q_total = (T_entrada-T_infinity)/R_eq

"Cálculo de T_t_o real"

T_t_o_iteracao = T_infinity + (q_total*R_aleta)

Diff_T_t_o = abs(T_t_o-T_t_o_iteracao)

IF Diff_T_t_o>0,05 THEN

T_t_o = T_t_o_iteracao

```

    ENDIF
UNTIL Diff_T_t_o < 0,05
    "Cálculo da perda de pressão"
    CALL Delta_P_Cond(P_in;h_in;m_dot_in;d_t_i;Refr$ : Delta_P)
    P_out = P_in - Delta_P*p_w
    "Cálculo da entalpia de saída do fluido refrigerante"
    h_out = h_in - (q_total/m_dot_in)*0,001
END

"!Função que calcula os parâmetros de entrada e de saída do condensador "
PROCEDURE
Condensador(T_cond;h_in;T_infinity;m_dot_in;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w;numero_linhas;numero_wires;H_altura;W_largura : q_trocado;h_out;P_out)
    "Dados de entrada termodinâmicos do problema"
    Refr$ = 'R134a'
    P_in = PRESSURE(Refr$;T=T_cond;x=1)
    P_atm = 100
    "Propriedades termofísicas"
    k_aleta = 53
    "Cálculo do numero de discretizacoes e comprimento do tubo"
    N_disc = (W_largura/p_w)*numero_linhas
    L_total = N_disc*p_w
    "Definindo os primeiros valores do arrays"
    P_cond[1] = P_in
    h_cond[1] = h_in
    "Calculando a malha"
    DUPLICATE i=2;N_disc+1
        CALL Cond_dx(P_cond[i-1];h_cond[i-1];m_dot_in;T_infinity;Refr$;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w;numero_linhas;numero_wires : P_cond[i];h_cond[i])
    END
    "Calculo do carlos trocado durante o condensador"
    q_trocado = (h_cond[1]-h_cond[N_disc])*m_dot_in
    h_out = h_cond[N_disc]
    P_out = P_cond[N_disc]
END

```

"!FIM DO CODIGO DO CONDENSADOR"

"-----"

"!INICIO DO CODIGO DO TUBO CAPILAR"

"!Codigo para calcular a vazao massica de um tubo capilar baseado nas pressoes de entrada e saída do fluido"

```

Function Capilar(Pc;Pe;h_Entrada;Diam;L;Refr$)
    "Parâmetros fixos da equação de Mello"
    c = 0,14
    d = 0,15
    "Obtendo as propriedades termodinâmicas necessarias para os calculos"
    T_Entrada = TEMPERATURE(Refr$;P=Pc;h=h_Entrada)
    T_Sat = TEMPERATURE(Refr$;P=Pc;x=0)
    Delta_T_SUB = abs(T_Entrada - T_Sat)
    P_Flash = PRESSURE(Refr$;h=h_Entrada;x=0)
    Visc_Flash = VISCOSITY(Refr$;h=h_Entrada;x=0)
    v_Flash = VOLUME(Refr$;h=h_Entrada;x=0)
    "Calculo da vazao massica"
    k = 1,63*10^5*(CONVERT(kPa;Pa)*P_Flash)^(-0,72)

```

```

a = v_Flash*(1-k)
b = v_Flash*(CONVERT(kPa;Pa)*P_Flash)*k
m_ponto = ((PI^(2-d)*2^(2*d-3)*Diam^(5-d))/(c*Visc_Flash^d*L)*((Pc*1000-
P_flash*1000)/v_Flash+(P_Flash*1000-
Pe*1000)/a+b/a^2*LN((a*Pe*1000+b)/(a*P_Flash*1000+b))))^(1/(2-d))
Capilar = m_ponto
END

```

"!FIM DO CODIGO DO TUBO CAPILAR"

"!INICIO DO CODIGO DO EVAPORADOR"

"!Rotina de cálculos que retorna a perda de pressão [kPa/m] durante o escoamento em um tubo de diametro D e o fator de fricção f "

```

PROCEDURE Delta_P_Evap(P_in;h_in;m_dot_in;d_tubo;Refr$ : Delta_P;f_friction)
  delta_x = 1
  "Verificando se o escoamento é mono ou bifásico e calculando a temperatura"
  X := Quality(Refr$;P=P_in;H=h_in)
  Temperatura:= Temperature(Refr$;P=P_in;H=h_in)
  "Atribuido o valor da gravidade"
  g:= 9,81
  "Cálculo de dimensões geométricas"
  Area_int = (3,1415*d_tubo^2)/4
  "CASO FOR MONOFASICO:"
  IF (X>1) or (X<0) THEN
    "Cálculo das propriedades termofísicas"
    Rho_homogeneo:= Density(Refr$;P=P_in;H=h_in)
    Viscosidade:= Viscosity(Refr$;P=P_in;H=h_in)
    "Cálculo de parâmetros do escoamento interno"
    V_liquido:= m_dot_in/(Rho_homogeneo*Area_int)
    Re_escoamento:= (4*m_dot_in)/(3,1415*d_tubo*Viscosidade)
    f_friction:= friction(Re_escoamento)
    "Cálculo do Delta_P para regime monofásico de escoamento"
    Delta_P:= (f_friction*delta_x*Rho_homogeneo*V_liquido^2/(2*d_tubo))*1e-3
  ELSE
    "CASO FOR BIFASICO:"
    "Cálculo das propriedades termofísicas"
    Rho_liquido:= Density(Refr$;P=P_in;X=0)
    Rho_vapor := Density(Refr$;P=P_in;X=1)
    Rho_homogeneo:= Density(Refr$;P=P_in;h=h_in)
    Viscosidade_liquido:= Viscosity(Refr$;P=P_in;X=0)
    Viscosidade_vapor:= Viscosity(Refr$;P=P_in;X=1)
    IF Refr$ = 'R600a' THEN
      "Measurements of the surface tension for R290, R600a and R290/R600a mixture,
      Katsuyuki Tanaka, Yukihiro Higashi"
      Sigma:= 10^(-3)*49,44*(1-(Temperatura+273,15)/407,795)^1,22
    ELSE
      Sigma = SURFACETENSION(Refr$;T=Temperatura)
    ENDIF
    "Calculo da vazão mássica por area do escoamento total"
    m_dot_area:= m_dot_in/Area_int
    m_dot_area_liq:= (m_dot_in*(1-X))/Area_int
    m_dot_area_vap:= (m_dot_in*(X))/Area_int
    "Calculo de Delta_P_viscosidade"
    Flag = 2 {escolher entre Friedel, Gronnerud e Awad and Muzychka}
    IF (Flag = 1) THEN "Fator multiplicador bifásico por Friedel 1979"

```

```

    "Cálculo de parâmetros do escoamento interno"
    Re_liquido:= (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
    Re_vapor:= (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
    f_liquido:= friction(Re_liquido)
    f_vapor:= friction(Re_vapor)
    V_liquido:= m_dot_in/(Rho_liquido*Area_int)
    "Calculo de Delta_P_liquido considerando toda massa como liquida"
    Delta_P_liquido:= (f_liquido*m_dot_area^2)/(2*d_tubo*Rho_liquido)
    "Calculo das Constantes da correlação de
Friedel"
    E:= (1-X)^2+((X^2)*((Rho_liquido*f_vapor)/(Rho_vapor*f_liquido)))
    F:= (X^0,78)*(1-X)^0,24
    H:=
((Rho_liquido/Rho_vapor)^0,91)*((Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,19)*((1-
(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido))^0,7)
    Fr_h:= m_dot_area^2/(g*d_tubo*Rho_homogeneo^2)
    We_l:= (m_dot_area^2)*d_tubo/(Sigma*Rho_homogeneo)
    Phi_fr:= E+((3,24*F*H)/((Fr_h^(0,045))*(We_l^(0,035))))
    Delta_P:= Phi_fr*Delta_P_liquido*0,001
    f_friction:= Phi_fr*f_liquido
ENDIF
IF (Flag=2) THEN
    "Fator multiplicador bifásico por Gronnerud 1979"
    "Cálculo de parâmetros do escoamento interno"
    Re_liquido:= (m_dot_area_liq*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
    Re_vapor:= (m_dot_area_vap*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
    f_liquido:= friction(Re_liquido)
    V_liquido:= (m_dot_in*(1-X))/(Rho_liquido*Area_int)
    "Calculo de Delta_P_liquido considerando somente a fracao de massa liquida"
    Delta_P_liquido:= f_liquido*delta_x*Rho_liquido*V_liquido^2/(2*d_tubo)*1e-3
    "Calculo das Constantes da correlação de Gronnerud"
    Froude_liquido_total:= m_dot_area^2/(g*d_tubo*Rho_liquido^2)
    IF Froude_liquido_total<1 THEN
        friction_fr:=
(Froude_liquido_total^(0,3)+0,055*(LN(1/Froude_liquido_total))^2)
    ELSE
        friction_fr:= 1
    ENDIF
    B = friction_fr*(X+4*(X^(1,8)-(X^10)*friction_fr^(0,5)))
    A = ((Rho_liquido/Rho_vapor)*(Viscosidade_liquido/Viscosidade_vapor)^(-0,25))-1
    Phi_fr = 1+ B*A
    Delta_P:= Phi_fr*Delta_P_liquido
    f_friction:= Phi_fr*f_liquido
ENDIF
IF (Flag=3) THEN
    "Calculo de Acordo com Awad and Muzychka
(2005)"
    Delta_P_Lower:= ((0,158*m_dot_area^1,75*(1-
X)^1,75*Viscosidade_liquido^0,25)/(d_tubo^1,25*Rho_liquido))*(1+(X/(1-
X))^0,7368*(Rho_liquido/Rho_vapor)^0,4211*(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,1053)
^2,375
    Delta_P_Upper:= ((0,158*m_dot_area^1,75*(1-
X)^1,75*Viscosidade_liquido^0,25)/(d_tubo^1,25*Rho_liquido))*(1+(X/(1-
X))^0,4375*(Rho_liquido/Rho_vapor)^0,25*(Viscosidade_vapor/Viscosidade_liquido)^0,0625)^4
    Delta_P:= ((Delta_P_Lower+Delta_P_Upper)*1e-3)/2
    f_friction:=1

ENDIF
ENDIF
END

```

"!Função que calcula a resistencia térmica da aleta por metro baseado em correlação para convecção natural"

FUNCTION

ResisTermica_Aleta(T_evap;T_infinito;L_caracteristico;H;W;L_tubo;L_aleta;espessura;d_tubo;F
LAG_Nu)

"Cálculo da temperatura média e do delta_T entre a aleta e o ambiente"

T_filme = (T_evap+T_infinito)/2

delta_T = (T_infinito-T_evap)

"Cálculo das propriedades termofísicas do Ar a temperatura do filme"

P_atm = 100

{kPa}

Viscosidade = Viscosity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Densidade = Density(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Condutividade_Ar = Conductivity(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

Cp_Ar = Cp(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)*1000

Pr_1=Prandtl(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

beta = VolExpCoef(Air_ha;T=T_filme;P=P_atm)

ni = Viscosidade/Densidade

alpha = Condutividade_Ar/(Densidade*Cp_Ar)

"Calculo do número de Rayleigh"

Ra = 9,81*beta*delta_T*L_caracteristico^3/(ni*alpha)

"Cálculo do número de Nusselt"

IF (FLAG_Nu=1) Then

Nu_estavel = 0,52*Ra^(1/4)

"Calculo do coeficiente de convecção natural h_nat"

h_nat= Nu_estavel*Condutividade_Ar/L_caracteristico

ENDIF

IF (FLAG_Nu=2) Then

Nu = (0,825+(0,387*Ra^(1/6)))/((1+(0,492/Pr_1)^(9/16))^(8/27))^2

h_nat= Nu*Condutividade_Ar/L_caracteristico

ENDIF

"Calculo da resistencia termica da aleta"

Area_Aleta_linha = (2*H*W)/L_tubo-d_tubo

Condutividade_AI = 229 {W/m*K}

Eff_aleta = eta_fin_straight_rect(espessura; L_aleta; h_nat; Condutividade_AI)

ResisTermica_Aleta = 1/(Eff_aleta*h_nat*Area_Aleta_linha)

END

"!Função que calcula a resistencia térmica interna do tubo por metro baseado em correlação para convecção forçada e escoamento monofásico/bifásico"

PROCEDURE ResistInt_tubo_evaporador(P_in;h_in;m_dot_in;d_tubo;Refr\$:

ResInt_tubo;h_int)

"Verificando se o escoamento é mono ou bifásico"

X = Quality(Refr\$;P=P_in;H=h_in)

"Determinando as propriedades termofísicas"

Temperatura = Temperature(Refr\$;P=P_in;H=h_in)

Pr_liquido = Prandtl(Refr\$; P=P_in; X=0)

Rho_liquido = Density(Refr\$;P=P_in;X=0)

Rho_vapor = Density(Refr\$;P=P_in;X=1)

Viscosidade_refri_liq = Viscosity(Refr\$;P=P_in;X=0)

Viscosidade_refri_vap = Viscosity(Refr\$;P=P_in;X=1)

Condutividade_refri_liq = Conductivity(Refr\$;P=P_in;X=0)

"Cálculo de dimensões geométricas"

Area_int = (3,1415*d_tubo^2)/4

"Calculo de Parametros do escoamento"

m_dot_area = m_dot_in/Area_int

"CASO FOR MONOFASICO:"

IF (X=100) THEN

```

Viscosidade_vapor = Viscosity(Refr$,P=P_in;h=h_in)
Re_d = (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_vapor)
IF Re_d<2300 THEN
    Nu_d = 3,66
    k_vapor = Conductivity(Refr$, P=P_in;H=h_in)
    h_int = (Nu_d*d_tubo)/k_vapor
ELSE
    f = friction(Re_d)
    Nu_d = ((f/8)*(Re_d-1000)*Pr_liquido)/(1+12,7*sqrt(f/8)*(Pr_liquido^(2/3)-1))
    k_vapor = Conductivity(Refr$, P=P_in;H=h_in)
    h_int = (Nu_d*d_tubo)/k_vapor
ENDIF
ENDIF
IF (X=-100) THEN
    Viscosidade_liquido = Viscosity(Refr$,P=P_in;h=h_in)
    Re_d = (m_dot_area*d_tubo)/(Viscosidade_liquido)
    IF Re_d<2300 THEN
        Nu_d = 3,66
        k_liquido = Conductivity(Refr$, P=P_in;H=h_in)
        h_int = (Nu_d*k_liquido)/d_tubo
    ELSE
        f = friction(Re_d)
        Nu_d = ((f/8)*(Re_d-1000)*Pr_liquido)/(1+12,7*sqrt(f/8)*(Pr_liquido^(2/3)-1))
        k_liquido = Conductivity(Refr$, P=P_in;H=h_in)
        h_int = (Nu_d*k_liquido)/d_tubo
    ENDIF
ENDIF
IF (X>0) and (X<1) THEN
    "CASO FOR BIFASICO"
    m_dot_area_liquido = m_dot_area*(1-X)
    Re_d_liq = (m_dot_area_liquido*d_tubo)/(Viscosidade_refri_liq)
    "Calculo do coeficiente de convecção considerando toda massa como liquido de
    acordo a correlação de Dittus-Boelter (bifásico) e Monofásico"
    IF Re_d_liq < 2300 THEN
        h_liquido= 3,66*(Condutividade_refri_liq/D_tubo)
    ELSE
        h_liquido:=
        0,023*(Condutividade_refri_liq/D_tubo)*Re_d_liq^(0,8)*Pr_liquido^(0,4)
    ENDIF
    "Calculo do forced convection enhancement factor (F) e suppression factor (S)"
    F_factor:= (1+X*Pr_liquido*(Rho_liquido/Rho_vapor-1))^(0,35)
    S_factor:= (1+0,055*F_factor^(0,1)*Re_d_liq^(0,16))^(-1)
    "Calculo do fluxo de calor conhecido a temperatura da parede e a do ambiente"
    Delta_Ts = 17
    P_critica = P_crit(Refr$)
    P_relativa = P_in/P_critica
    Aux = -LOG10(P_relativa)
    IF Refr$ = 'R600a' THEN
        M_molar = 58,12
    ENDIF
    IF Refr$ = 'R134a' THEN
        M_molar = 102,03
    ENDIF
    h_nb = (55*Delta_Ts^(2/3)*P_relativa^(0,12)*(Aux)^(-0,55)*M_molar^(-0,5))^3
    h_int = ((h_nb*S_factor)^2+(F_factor*h_liquido)^2)^(0,5)
ENDIF
ResInt_tubo = 1/(h_int*3,1415*d_tubo)
END

```

"!Função que calcula os parâmetros de entrada e de saída de um elemento de discretização do evaporador "

PROCEDURE

Evap_dx(P_in;h_in;m_dot_in;T_gabinete;T_evap;d_tubo;A_rad;delta_x;R_aleta_linha;Refr\$:
P_out;h_out;T_out;Delta_P_metro;X_out;f_friction;h_int)

"Cálculo da resistência térmica interna"

CALL ResistInt_tubo_evaporador(P_in;h_in;m_dot_in;d_tubo;Refr\$:
R_conv_tubo_linha;h_int)

"Cálculo do coeficiente global de transferência de calor"

R_eq_linha = R_aleta_linha+R_conv_tubo_linha

"Cálculo do calor trocado durante o trecho de delta_x por conveccao"

T_entrada = Temperature(Refr\$;P=P_in;H=h_in)

IF T_entrada > T_gabinete THEN

q_trocado_conv = 0

q_trocado_rad = 0

ELSE

q_trocado_conv = (delta_x/R_eq_linha)*(T_gabinete-T_entrada)

"Cálculo do calor trocado durante o trecho de delta_x por radiação"

q_trocado_rad = 5,67*10⁻⁸*(A_rad*delta_x)*((T_gabinete+273,13)⁴-
(T_evap+273,13)⁴)

ENDIF

"Cálculo do calor total trocado"

q_total = q_trocado_conv + q_trocado_rad

"Cálculo da entalpia de saída do fluido refrigerante"

h_out = h_in + (q_total/m_dot_in)*0,001

CALL Delta_P_Evap(P_in;h_in;m_dot_in;d_tubo;Refr\$: Delta_P_metro;f_friction)

P_out = P_in - Delta_P_metro*delta_x

T_out = TEMPERATURE(Refr\$; P=P_out;H=h_out)

X_out = QUALITY(Refr\$; P=P_out;H=h_out)

END

"!Função que calcula os parâmetros de entrada e de saída do evaporador"

PROCEDURE

Evaporador(P_entrada;h_entrada;m_dot_entrada;T_evaporador;T_gabinete;Refr\$;L_tubo;W_la
rgura;H_altura;espessura;d_tubo : q_trocado;h_out;P_out)

"Determinando as propriedades termodinamicas"

T_entrada = TEMPERATURE(Refr\$;P=P_entrada;h=h_entrada)

X_entrada = QUALITY(Refr\$;P=P_entrada;h=h_entrada)

"Parametros da simulação"

delta_x = 0,01

"Escolhe a correlação usada para calcular o número de nusselt para a conveccao natural"

FLAG_Nu = 2

"Parametros calculados da geometria do evaporador fornecida"

L_caracteristico = H_altura

L_aleta = ((H_altura*W_largura)/L_tubo - d_tubo)/2

A_rad = (2*H_altura*W_largura)/L_tubo

"Cálculo da resistência térmica da aleta"

R_aleta_linha =

ResisTermica_Aleta(T_evaporador;T_gabinete;L_caracteristico;H_altura;W_largura;L_tubo;L_a
leta;espessura;d_tubo;FLAG_Nu)

"Definindo os valores iniciais"

P_evap[1] = P_entrada

h_evap[1] = h_entrada

T_evap[1] = T_entrada

Delta_P_metro[1] = 0

X_evap[1] = X_entrada

f_evap[1] = 0

h_int_evap[1] = 0

L_evap[1] = 0

"Calculando a malha inteira de equações assumindo que as condições de entrada de uma célula são as de saída da anterior"

```

    N_disc = L_tubo/delta_x
    DUPLICATE i=2;N_disc
    CALL Evap_dx(P_evap[i-1];h_evap[i-
1];m_dot_entrada;T_gabinete;T_evaporador;d_tubo;A_rad;delta_x;R_aleta_linha;Refr$ :
P_evap[i];h_evap[i];T_evap[i];Delta_P_metro[i];X_evap[i];f_evap[i];h_int_evap[i])
    L_evap[i]=(delta_x*i)/L_tubo
END
"Cálculo do calor trocado pelo evaporador"
    h_out = h_evap[599]
    P_out = P_evap[599]
    q_trocado = (h_out-h_entrada)*m_dot_entrada
END

```

"!FIM DO CODIGO DO EVAPORADOR"

"-----"

"!INICIO DO CÓDIGO PRINCIPAL"

```

PROCEDURE COD_PRINCIPAL(a :
Pressao[1];Pressao[2];Pressao[3];Pressao[4];Pressao[5];Entalpia[1];Entalpia[2];Entalpia[3];Enta
lpi[4];Entalpia[5])
"Temperaturas de operação do sistema"
    T_evap = -20
    T_cond = 35
    T_superaquecimento = 20
    T_infinito = 27
    T_gabinete = 0
"Definição do fluido refrigerante"
    Refr$ = 'R134a'
    Contagem_LOOP1 = 0
    Contagem_LOOP2 = 0
    10: Contagem_LOOP2 = Contagem_LOOP2 + 1
    REPEAT
        Contagem_LOOP1 = Contagem_LOOP1 + 1
        "Cálculo das pressões de saturação que o sistema opera"
        P_evap = PRESSURE(Refr$;T=T_evap;x=1)
        P_cond = PRESSURE(Refr$;T=T_cond;x=1)
        "! COMPRESSOR"
        "Dados de Entrada do Compressor"
        h_in_compressor = ENTHALPY(Refr$;P=P_evap;T=T_evap+T_superaquecimento)
        "Chamando a função principal do Compressor"
        CALL Compressor(P_evap;P_cond;h_in_compressor;Refr$ :
m_dot_compressor;h_out_compressor;w_iso;ETA_Compressor;w_comp;delta_S)
        "Definindo os estados de entrada e saída do compressor"
        Pressao[1] = P_evap
        Pressao[2] = P_cond
        Entalpia[1] = h_in_compressor
        Entalpia[2] = h_out_compressor
        "! CONDENSADOR"
        "Dados de entrada geométricos do condensador"
        d_t_o= 0,00476
        d_t_i = 0,00336
        p_t = 0,04
    UNTIL Contagem_LOOP1 = Contagem_LOOP2
    20: Contagem_LOOP2 = Contagem_LOOP2 + 1
END

```

```

d_w = 0,0015
p_w = 0,005
numero_linhas = 27
numero_wires = 106
"Cálculo de outros parâmetros geométricos"
H_altura = (numero_linhas-0,5)*p_t
W_largura = (numero_wires-1)*p_w
a_t_i = ((3,1415*(d_t_i*1000)^2)/4)*1e-6
"Cálculo do numero de discretizacoes e comprimento do tubo"
N_disc = (W_largura/p_w)*numero_linhas
L_total = N_disc*p_w
"Dados de entrada do condensador"
h_in_condensador = h_out_compressor
m_dot_condensador = m_dot_compressor
"Chamando a função principal do condensador"
CALL
Condensador(T_cond;h_in_condensador;T_infinito;m_dot_compressor;d_t_o;d_t_i;p_t;d_w;p_w
;numero_linhas;numero_wires;H_altura;W_largura :
q_condensador;h_out_condensador;P_out_condensador)
"Definindo os estados de saída do compressor"
Pressao[3] = P_out_condensador
Entalpia[3] = h_out_condensador
"! TUBO CAPILAR"
"Dados de entrada geométricos do tubo capilar"
D_capilar= 0,6*CONVERT(mm;m)
L_capilar= 5,5
"Dados de entrada do Capilar"
P_Entrada_Capilar = P_out_condensador
h_Entrada_Capilar = h_out_condensador
"Cálculo da vazão mássica que o capilar produz"
m_dot_capilar =
Capilar(P_Entrada_Capilar;P_evap;h_Entrada_Capilar;D_capilar;L_capilar;Refr$)
"Definindo os estados de saída do capilar"
Pressao[4] = P_evap
Entalpia[4] = h_Entrada_Capilar
ERRO_m = ((m_dot_capilar-
m_dot_compressor)/MIN(m_dot_capilar;m_dot_compressor))*100
Tol_Erro = 5
Fator_Passo = 0,3
IF abs(ERRO_m)> Tol_Erro THEN
    T_cond = (1-Fator_Passo*(ERRO_m/100))*T_cond
ENDIF
UNTIL abs(ERRO_m)<Tol_Erro
"! EVAPORADOR"
"Dados de Entrada para o Evaporador"
P_Entrada_evap = P_evap
h_Entrada_evap = h_out_condensador
m_dot_evap = m_dot_capilar
"Geometria do Evaporador fornecida pelo usuario"
L_tubo = 6
W_largura = 0,4
H_altura = 0,6
espessura = 0,0015
d_tubo = 0,008
CALL
Evaporador(P_Entrada_evap;h_Entrada_evap;m_dot_evap;T_evap;T_gabinete;Refr$;L_tubo;
W_largura;H_altura;espessura;d_tubo : q_evaporador;h_out_evaporador;P_out_evaporador)
"Definindo os estados de saída do evaporador"
Pressao[5] = P_out_evaporador
Entalpia[5] = h_out_evaporador

```

```

"Calculando o T_superaquecimento do evaporador"
T_superaquecimento_calc = TEMPERATURE(Refr$;P=P_evap;h=h_out_evaporador)-
TEMPERATURE(Refr$;P=P_evap;x=1)
"Calculando o erro do chute de T_superaquecimento"
ERRO_T = (T_superaquecimento_calc-T_superaquecimento)
"Determinando a tolerancia de convergencia"
Tol_Erro_T = 1
T_superaquecimento = T_superaquecimento_calc
T_subresfriamento = TEMPERATURE(Refr$;P=P_out_condensador;x=1) -
TEMPERATURE(Refr$;P=P_out_condensador;h=h_out_condensador)
IF abs(ERRO_T)>Tol_Erro_T THEN GoTo 10
END

```

"!FIM DO CÓDIGO PRINCIPAL"

```

"-----"
"-----"

```

```

a=0
CALL COD_PRINCIPAL(a :
Pressao[1];Pressao[2];Pressao[3];Pressao[4];Pressao[5];Entalpia[1];Entalpia[2];Entalpia[3];Entalpia[4];Entalpia[5])

```