

**Universidade Federal de São Carlos**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Análise da interação compressor-tubo capilar na adaptação de um  
sistema de refrigeração de R134a para R290 ou R600**

**Orientador:**

**Márcio Turra de Ávila**

**Aluno:**

**Gabriel Fernandes Freitas de Jesus**



São Carlos-SP-2021



**Universidade Federal de São Carlos**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**Monografia**

**Análise da interação compressor-tubo capilar na adaptação de um  
sistema de refrigeração de R134a para R290 ou R600**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à Universidade Federal de São  
Carlos, como parte dos requisitos para  
obtenção do título de bacharel em  
Engenharia Mecânica.



São Carlos - SP – 2021

## **AGRADECIMENTOS**

---

Agradeço primeiramente a Deus que me deu resiliência, sabedoria, saúde e paz, e cuidou de mim durante toda minha vida.

Agradeço aos meus pais Irmaide e João que nunca mediram esforços para ver o meu bem. Também ao meu irmão Guilherme, que me apoiou em todos os momentos difíceis e me fez acreditar que as dificuldades eram momentâneas.

Agradeço aos amigos que me deram suporte, cuja convivência me fez amadurecer e evoluir acadêmica, social e emocionalmente. Obrigado aos integrantes da República 6 é 10.

Agradeço aos professores que dedicam suas vidas ao ensino, em especial aos professores Anderson Ubices e Márcio Ávila que me orientaram e me incentivaram, mesmo quando não havia mais vontade de continuar.

Agradeço à Luciana Ferrão, cujo trabalho como psicóloga me ajudou a superar o que um dia acreditei ser insuperável.

Em suma, agradeço a todos que estiveram do meu lado e um dia torceram por mim.

## RESUMO

---

Em um cenário em que a preocupação ambiental é cada vez mais importante, produtos agressores ao meio ambiente vêm recebendo menos demanda. Por exemplo, a indústria da refrigeração está sendo direcionada a abandonar a utilização de determinados fluidos refrigerantes prejudiciais ao meio ambiente (CFCs e HFCs). Assim como o R134a substituiu o R22, hoje a diretriz é substituir o R134a por fluidos mais ecológicos como o R600a e o R290. Nesse sentido, este trabalho tem como objetivo principal analisar a transição de um sistema de refrigeração, originalmente destinado a utilizar R134a, para R600a e R290. Para isso, foi realizado um estudo teórico comparativo, buscando verificar a influência que a troca de fluidos sobre a vazão mássica. Usaram-se modelagens numéricas envolvendo a eficiência volumétrica de espaço nocivo para o compressor e para o cálculo do comprimento do tubo capilar a fim de obter o equilíbrio da vazão mássica do sistema. Observou-se que a influência do superaquecimento no comprimento do capilar é pequena quando comparada com a influência da temperatura de evaporação. Em todos os casos estudados, o R600a necessitou de um capilar de maior comprimento para gerar a mesma perda de carga quando comparado com o R134a e R290. Além disso, em temperatura de evaporação de  $-15^{\circ}\text{C}$ , há a possibilidade de intercambialidade entre os gases R134a e R290 sem que seja necessária alteração no comprimento do tubo capilar, entretanto, para o R600a isso não ocorre em nenhuma faixa.

**Palavras-chave:** Método iterativo. Tubo capilar. R134a. R290. R600a.

## ABSTRACT

---

In a context with environmental concern getting more and more importance, products that are aggressive to the environment are receiving less and less demand. For instance, the refrigeration industry is being directed to abandon some not ecological refrigerant fluids (CFCs e HFCs). Just as the R134a has replaced the R22, today the goal is to replace the R134a by more ecological fluids as R600a and R290. In that way, this monograph has as principal objective to analyze the transition of a refrigeration system, which works originally with R134a, to R600a and R290. For that, it was realized a theoretical comparison study, looking for analyzing the impacts that this change causes to the mass flow. It was used a numerical modelings which involved volumetric efficiency for the compressor and the capillary tube length's calculus. The goal is to achieve the mass flow balance on the system. It was observed that the superheat influence to the capillary tube length is not expressive in comparison to the evaporation temperature. In all the cases, R600a needed a bigger length to the same difference of pressures in comparison to R134a and R290. Besides that, at evaporation temperature equal to  $-15^{\circ}\text{C}$ , an interchangeability is observed between R134a and R290. In that case, it is possible to switch the gas of the circuit with no changes at the capillary tube length. For the R600a, that is not possible at all the studied conditions.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

---

- Figura 1: Ciclo de refrigeração simples.....
- Figura 2: Diagrama de Mollier de um Ciclo Padrão de compressão à vapor.....
- Figura 3: Ciclo padrão de compressão a vapor considerando superaquecimento e subresfriamento.....
- Figura 4: Vista em corte de um compressor alternativo hermético.....
- Figura 5: Condições de não equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador para pressão de condensação constante.....
- Figura 6: Diagrama de pressão x volume da câmara de compressão de um compressor alternativo.....
- Figura 7: Discretização do tubo capilar.....
- Figura 8: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-40^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 9: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-35^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 10: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-30^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 11: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-20^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 12: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-20^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 13: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-15^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 14: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-10^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 15: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $-5^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 16: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando a temperatura de evaporação em  $0^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 17: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando a temperatura de evaporação em  $-15^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 18: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando a temperatura de evaporação em  $-10^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 19: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando a temperatura de evaporação em  $-5^{\circ}\text{C}$ .....
- Figura 20: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando a temperatura de evaporação em  $0^{\circ}\text{C}$ .....

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 1: Cronograma de eliminação do uso de HFCs no Brasil.....

Tabela 2: Características de alguns fluidos refrigerantes.....

Tabela 3: Classificação de alguns fluidos quanto à norma ASHARE 34-92.....

Tabela 4: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado para o gás R134a.....

Tabela 5: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado para o gás R600a.....

Tabela 6: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado para o gás R290.....



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

---

HFC	Hidrofluorcarbonetos
CFC	Clorofluorcarbonetos
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
GWP	<i>Global Warming Potencial</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ODP	<i>Ozone Depleting Potential</i>
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
ITH	<i>Integrated Time Horizon</i>
PPM	Partes por milhão
SH	<i>Superheat</i> (superaquecimento)

## LISTA DE SÍMBOLOS

$h_{lv}$	Entalpia líquidovapor
$v_v$	Volume de vapor
$T_{cond}$	Temperatura de mudança de fase do fluido no condensador
$T_{evap}$	Temperatura de mudança de fase do fluido no evaporador
$T_1$	Temperatura do fluido na saída do evaporador
$T_3$	Temperatura do fluido na saída do condensador
EF	Efeito de refrigeração
$h_1$	Entalpia específica do fluido na saída do evaporador
$h_4$	Entalpia específica do fluido na entrada do evaporador
$w_{comp}$	Trabalho de compressão
$h_2$	Entalpia específica do fluido na saída do compressor
COP	Coeficiente de eficácia
$\dot{Q}_{evap}$	Capacidade frigorífica
$P_{comp}$	Potência de compressão
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{V}_D$	Taxa de deslocamento volumétrico máximo
$\dot{V}_{real}$	Taxa de deslocamento real do compressor
$P_{aspiração}$	Pressão de aspiração
$P_{descarga}$	Pressão de descarga
$\varepsilon$	Fração de vazio
$V_{vn}$	Volume de espaço vazio
$V_3$	Volume total da câmara do compressor
$P_d$	Pressão de condensação
$P_{a1}$	Pressão de evaporação
$P_{a2}$	Pressão de evaporação
$P_{a3}$	Pressão de evaporação
$V_1$	Volume da câmara de compressão no momento de abertura da lâmina de aspiração
$V_3$	Volume total da câmara do compressor
$V_{vn}$	Volume de espaço nocivo

$v_{aspiração}$	Volume específico do fluido no ponto de aspiração
$v_{descarga}$	Volume específico do fluido no ponto de descarga
$\eta_{vn}$	Eficiência volumétrica de espaço nocivo
$n$	Constante de processos politrópicos durante a expansão e compressão do gás no compressor
$k$	Constante do processo isoentrópico
$C_p$	Calor específico a pressão constante
$C_v$	Calor específico a volume constante
$V_1$	Velocidade do fluido no ponto 1 do capilar
$A$	Área da seção transversal do tubo
$V_2$	Velocidade do fluido no ponto 2 do capilar
$v_1$	Volume específico no ponto 1 do capilar
$v_2$	Volume específico no ponto 2 do capilar
$h_1$	Entalpia do líquido no ponto 1 do capilar
$h_2$	Entalpia do líquido no ponto 2 do capilar
$P_1$	Pressão no ponto 1 do capilar
$P_2$	Pressão no ponto 2 do capilar
$f$	Coeficiente de atrito
$\Delta L$	Comprimento do trecho do tubo
$D$	Diâmetro interno do tubo
$h_l$	Entalpia do líquido saturado
$h_v$	Entalpia do vapor saturado
$x$	Título
$v_l$	Volume específico do líquido saturado
$v_v$	Volume específico do vapor saturado
$V_m$	Velocidade média
$Re$	Número de Reynolds
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\mu_l$	Viscosidade dinâmica de líquido saturado
$\mu_v$	Viscosidade dinâmica de vapor saturado
$f_m$	Coeficiente de atrito médio
$f_1$	Coeficiente de atrito no ponto 1 do capilar

$f_2$	Coeficiente de atrito no ponto 2 do capilar
$Re_1$	Número de Reynolds no ponto 1 do capilar
$Re_2$	Número de Reynolds no ponto 2 do capilar

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS .....	4
RESUMO .....	5
ABSTRACT .....	6
LISTA DE ILUSTRAÇÕES .....	7
LISTA DE TABELAS .....	8
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS .....	9
LISTA DE SÍMBOLOS .....	10
1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. OBJETIVOS .....	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1. HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO .....	17
2.2. NOMENCLATURA.....	18
2.3. SELEÇÃO DE UM BOM FLUIDO REFRIGERANTE.....	19
2.4. MODELAGEM DE UM CICLO DE PADRÃO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO À VAPOR .....	23
2.5. O COMPRESSOR.....	27
2.6. A VÁLVULA DE EXPANSÃO .....	28
2.7. INTERAÇÃO COMPRESSOR – TUBO CAPILAR.....	30
2.8. TRABALHOS TEÓRICOS.....	31
3. METODOLOGIA.....	34
3.1. MODELAGEM DO COMPRESSOR.....	34
3.2. MODELAGEM DO TUBO CAPILAR .....	39
3.3. SIMULAÇÃO .....	43
4. RESULTADOS .....	44
4.1. VAZÃO MÁSSICA .....	44

4.2. COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.....	49
5. DISCUSSÃO.....	54
5.1. VAZÃO MÁSSICA .....	54
5.2. COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR.....	55
6. CONCLUSÃO.....	56
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	58
8. APÊNDICES .....	61

## 1. INTRODUÇÃO

---

A preocupação com o desenvolvimento e o meio ambiente não é novidade. Ao longo do tempo, discussões têm se formado em torno de estratégias que garantam uma boa relação entre desenvolvimento tecnológico e industrial, economia e preservação do meio ambiente. Este discurso teve sua origem após a 2ª Guerra Mundial, com estudos contestando o conceito, até então predominante, de que a natureza teria infinita capacidade de absorver poluentes e se regenerar (CARSON, 1962). Conseqüentemente, essa ótica contestou o modelo econômico empregado pelos países industrializados, em que o entendimento de progresso era baseado na ideia de exploração dos recursos da terra, até então vistos como ilimitados (WINES, 2000).

A partir de então, convenções internacionais com foco ecológico passaram a ser realizadas e metas foram definidas para desacelerar o consumo de recursos naturais. Alguns marcos históricos foram: (1) a Conferência das Nações Unidas sobre o Ambiente Humano (Estocolmo, 1972); (2) Convenção de Viena para Proteção da Camada de Ozônio (Viena, 1985); (3) o Protocolo de Montreal (Montreal, 1987), em que a então primeira ministra norueguesa preparou um informe introduzindo pela primeira vez o termo “*Sustainable Development*” ou desenvolvimento sustentável (Brundtland, 1987); (4) a Conferência das Nações Unidas sobre Ambiente e Desenvolvimento – ECO’92 (Rio de Janeiro, 1992); (5) a Conferência das Nações Unidas (Istambul, 1996); (6) o Protocolo de Kyoto (Japão, 1997) e; (7) o mais recente Protocolo de Paris (França, 2015).

Parte dos esforços envolvidos nos tratados citados acima se dá na diminuição ou eliminação do uso de hidrofluorcarbonetos. Os hidrofluorcarbonetos (HCFs) são substâncias que, apesar de não acelerarem a degradação da camada de ozônio como os

clorofluorcarbonetos (CFCs) e os HCFCs, apresentam alto potencial de aquecimento global (*Global Warming Potencial - GWP*). Por esse motivo, eles entram na lista de produtos controlados nestes acordos. Isso afeta diretamente, dentre outras, a indústria da refrigeração que, por muitos anos, vem utilizando como fluidos refrigerantes muitos gases que se encaixam nesta descrição. O R134a é um bom exemplo de HFC sendo utilizado nas linhas de refrigeração doméstica e comercial leve.

Vê-se, na Tabela 1, o cronograma proposto na última atualização do Protocolo de Montreal realizada em Kigali – 2016.

Tabela 1: Cronograma de eliminação do uso de Hidrofluorcarbonetos (HFCs) no Brasil

Ano	Ação
2020	-
2022	Média do consumo para definição da linha de base
2024	Congelamento do consumo de HFCs
2029	Redução de 10% do consumo sobre a linha de base
2035	Redução de 30% do consumo sobre a linha de base
2040	Redução de 50% do consumo sobre a linha de base
2045	Redução de 80% do consumo sobre a linha de base

Fonte: Ministério do Meio Ambiente, 2017 b.

Neste cenário, o estudo de gases alternativos bem como orientações quanto ao *retrofit* de equipamentos já existentes se tornam interessantes e merecem atenção por parte da comunidade científica. Os gases R600a (isobutano) e R290 (propano) têm se mostrado ótimos substitutos para o R134a por apresentarem características semelhantes e serem gases naturais, o que os torna aptos a atender os requisitos ambientais.

## 1.1. OBJETIVOS

O objetivo principal do presente trabalho é entender a transição de um sistema de refrigeração simples por compressão a vapor, que originalmente utiliza o fluido R134a, para R600a e R290.

Esta transição implica em adaptações na válvula de expansão. Tais modificações visam balancear a vazão mássica proporcionada pelo compressor e pelo tubo capilar, visto que o não balanceamento prejudica o funcionamento do sistema, diminuindo sua eficiência.

Como objetivos específicos deste trabalho, tem-se:

- Simular analiticamente o funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão a vapor utilizando R134a, calculando o comprimento do tubo capilar ideal para aquele sistema e a vazão mássica fornecida pelo compressor.
- Estudar a transição do mesmo sistema para os fluidos R600a ou R290 e as modificações necessárias para que haja o balanceamento da vazão mássica entre compressor e tubo capilar.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

### 2.1. HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO

A possibilidade de conservar alimentos por mais tempo, viver e trabalhar em climas hostis possibilitou grandes avanços à civilização humana. Essa evolução está totalmente relacionada com o desenvolvimento da refrigeração e do ar-condicionado (JACKSON, 2014). A primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração operando de maneira cíclica foi feita por Jacob Perkins, em 1834, que utilizava éter como fluido refrigerante. Mas só em 1856 houve o registro de patente do primeiro equipamento gerador de frio operando por compressão mecânica a vapor (GOSNEY, 1982). Porém, nos primórdios da indústria da refrigeração, os conhecimentos sobre fluidos refrigerantes eram precários. A utilização de solventes e outros fluidos voláteis era comum, mesmo com a maioria destas substâncias sendo inflamáveis, tóxicas ou ambos, e algumas quimicamente reativas. Este fato tornava acidentes envolvendo sistemas de refrigeração comuns, o que dificultou a popularização de aparelhos para refrigeração doméstica. De acordo com Carrier (1924) apud Calm (2008), a primeira pesquisa documentada sobre fluidos refrigerantes que ofereceu melhoria no desempenho dos produtos refrigerados ocorreu nos anos 1920; foi realizada por Carrier e Waterfill que estudaram fluidos para *chillers* e suas respectivas faixas ideais de aplicação.

Logo em seguida, Sir Thomas Midgely iniciou o uso de gases refrigerantes fluorados, os CFCs, os quais se mostraram não tóxicos, porém a resistência da população ainda era grande devido ao histórico de acidentes envolvendo refrigeradores (EMBRACO, 2008). Durante 50 anos, esta solução foi usada com eficiência, até que a comprovação da ligação dos CFCs com a degradação da camada de ozônio – estudo que rendeu um Prêmio Nobel de Química - mudou a visão dos fabricantes em relação à preservação da camada de ozônio. Esta pode ser dita como a terceira geração de fluidos refrigerantes. O Protocolo de Montreal forçou o abandono dessas substâncias e restrições foram adotadas quanto ao uso de HCFCs. A partir daí, surge o interesse por fluidos alternativos e duas soluções passam a predominar no mundo: nos países europeus, os hidrocarbonetos ganharam espaço, ao passo que nos Estados Unidos, os HFCs tornaram-se a principal opção (EMBRACO, 2008).

A resposta às iniciativas visando à preservação da camada de ozônio foi positiva, entretanto, novas pesquisas mostraram que os impactos não se restringiam apenas à camada de ozônio, mas também sobre o aquecimento global, condenando os HFCs. Por consequência, no setor de refrigeração, a quarta geração de fluidos refrigerantes se caracteriza por uma busca

por fluidos naturais, ou fluidos verdes, que apresentam baixo impacto ambiental (CALM, 2008). Neste cenário, os fabricantes e desenvolvedores de fluidos refrigerantes têm hoje disponibilizado no mercado uma extensa gama de produtos alternativos, o que torna difícil ao projetista definir qual fluido melhor se adequa à sua aplicação em particular. Alguns setores da indústria optaram por padronizar um substituto como, por exemplo, o condicionamento de ar para cabines automotivas que utiliza o HFC-134a em substituição ao CFC12 (STOECKER; JABARDO, 2002).

Como ainda existe um dinamismo quanto ao futuro dos fluidos, torna-se interessante o estudo da transição de fluido de um aparelho refrigerado. Entender as implicações às quais esta transição conduz, sejam fisicamente ou quanto ao seu desempenho, representa vantagem comercial. Isso pode ser de grande valia, uma vez que este é um setor industrial bastante competitivo e crescente.

## 2.2.NOMENCLATURA

De acordo com a norma ASHARE 34-1992, os fluidos refrigerantes são designados por no máximo 4 algarismos, seguindo as seguintes regras:

- Primeiro algarismo da direita: número de átomos de flúor na molécula;
- Segundo algarismo: número de átomos de hidrogênio mais 1;
- Terceiro algarismo: número de átomos de carbono menos 1;
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados.

As letras a, b, c à direita dos numerais são utilizadas para designar que a molécula do fluido é um isômero, ou seja, tem a mesma fórmula molecular de outro fluido, porém com estrutura molecular diferente. Além disso, há algumas séries especiais como a série 400, reservada somente para misturas não azeotrópicas, e a série 500 para misturas azeotrópicas. A série 600 é reservada para compostos orgânicos, e a série 700 para compostos inorgânicos. Uma forma sumária da regra de numeração dos refrigerantes é a seguinte:

$$(C - 1)(H + 1)(F) \quad (1)$$

As valências não preenchidas correspondem aos átomos de cloro na molécula. Por convenção, o primeiro algarismo nulo a partir da esquerda não se escreve. Tal é o caso da

série do metano, em que (C-1) é nulo, correspondendo a refrigerantes designados por números de dois algarismos. De acordo com a regra, o refrigerante 12 é um derivado do metano com dois átomos de flúor e dois de cloro, uma vez que não apresenta átomos de hidrogênio (H-1 é igual a zero) e as valências restantes são preenchidas por átomos de cloro. Os isômeros são designados por sufixos "a", "b", "c", etc., em ordem crescente de assimetria espacial. Assim, o refrigerante 134a corresponde a um composto da série do etano (2 átomos de carbono), composto por 4 átomos de flúor e dois de hidrogênio, constituindo-se num dos isômeros espaciais do composto 134. A série 400 é reservada para as misturas não azeotrópicas, designadas em ordem crescente por cronologia de aparecimento. A série 500 designa as misturas azeotrópicas, a 600 os compostos orgânicos, e a 700 os inorgânicos, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. Então, o refrigerante 717 designa a amônia,  $\text{NH}_3$  (massa molecular 17), e o 718 a água,  $\text{H}_2\text{O}$  (massa molecular 18).

Além dessas classes de fluidos, têm-se também as misturas ou *blends* que podem ser azeotrópicas ou não azeotrópicas. As misturas não azeotrópicas apresentam variação da temperatura durante a condensação e evaporação, enquanto as misturas azeotrópicas demonstram comportamento semelhante às substâncias puras e, durante a mudança de estado, não sofrem variação da temperatura.

### **2.3. SELEÇÃO DE UM BOM FLUIDO REFRIGERANTE**

As pressões exercidas podem ser o fator determinante na seleção do refrigerante para dada instalação frigorífica. Se pressões elevadas tendem a exigir tubulações e reservatórios mais espessos, refrigerantes de baixa pressão podem ser inadequados para aplicações de reduzida temperatura de evaporação em virtude da possibilidade de ocorrência de pressões subatmosféricas em determinadas regiões do circuito, deixando-as expostas à penetração de ar atmosférico em caso de vazamento, o que, como regra geral, deve ser evitado.

As pressões exercidas pelos fluidos refrigerantes estão associadas à temperatura normal de ebulição. Quanto maior esta, menos volátil é o refrigerante e, portanto, exerce pressões menores a uma determinada temperatura. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto, de reduzida temperatura de ebulição normal devem ser usados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. Stoecker e Jabardo (2002) propõem pontos a serem observados e critérios de aceitação para tais como segue:

- 1) Apresentar características termodinâmicas favoráveis, dentre elas:
  - i) Temperatura de fusão inferior a  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
  - ii) Temperatura crítica superior a  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
  - iii) Pressão de saturação a  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  inferior a 50 MPa;
  - iv)  $h_{lv}/v_v$  superior a 1,0 kJ/l;
- 2) Apresentar estabilidade química;
- 3) Não ser tóxico;
- 4) Não ser inflamável;
- 5) Ser compatível com o óleo de lubrificação do compressor;
- 6) Apresentar certo grau de compatibilidade com materiais;
- 7) Ser de fácil detecção;
- 8) Não ser agressivo ao meio ambiente;
- 9) Estar disponível comercialmente a um custo razoável.

Para caracterizar o nível da ação sobre a camada de ozônio estratosférico ou o efeito estufa dos compostos químicos, foram introduzidos dois índices. O primeiro, relativo à camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta com relação ao refrigerante R-11, ao qual se atribui valor 1. Esse índice é denominado de "Potencial de Destruição da Camada de Ozônio", sendo designado pelas iniciais do nome em inglês, ODP (Ozone Depleting Potential). A decomposição do ozônio é um processo que ocorre naturalmente, porém o cloro presente em CFCs e HCFCs é catalisador desse processo (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2015). O segundo índice é relativo ao efeito estufa. Este é resultado de dois efeitos: um direto, causado pela presença física do composto na atmosfera que influencia a retenção de calor proveniente da radiação solar, e outro indireto, resultante da emissão de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante.

O referencial para o índice GWP é o  $\text{CO}_2$  que apresenta GWP igual a 1. O R134a apresenta GWP igual a 1300, ou seja, a emissão na atmosfera de 1 kg de R134a tem o mesmo impacto de 1300 kg de  $\text{CO}_2$  em relação ao aquecimento global (BITZER, 2017). Além do GWP e do ODP, outros índices ambientais foram propostos, entre os quais o TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) que reflete o potencial para o aquecimento global não apenas devido à emissão do fluido refrigerante, mas também, devido às eficiências associadas à geração e uso de energia para que o sistema opere.

O impacto pode exceder a vida útil do sistema, portanto, escolhe-se uma base de tempo adequada. Um horizonte de tempo integrado ITH (*Integrated Time Horizon*) de 100 anos é bastante comum. A determinação do TEWI considera todo o tempo de vida do equipamento, porém, não leva em conta a queda do desempenho do equipamento devido à degradação que este sofre ao longo do tempo (PIMENTA, 2006). Na Tabela 2 são apresentados alguns dos fluidos refrigerantes mais comuns, com suas composições, e índices ODP, GWP e TEWI

Tabela 2: Características de alguns fluidos refrigerantes

<b>Composição</b>	<b>Fluido Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP<sub>100</sub></b>
<b>CFCs</b>	R11	1	3800
	R12	1	8100
<b>HCFCs</b>	R22	0,055	1500
	R141b	0,11	630
<b>HFCs</b>	R32	0	650
	R134a	0	1300
	R152a	0	140
<b>Refrigerantes Naturais</b>	R290	0	3
	R600a	0	3
	R717	0	0
	R718	0	0
	R744	0	1

Fonte: Bolaji e Huan (2013).

Outra característica mandatória na escolha de fluidos refrigerantes está atrelada à segurança que este oferece. A norma ASHARE 34-1992 traz uma classificação para tal, dividindo os fluidos em duas classes de acordo com suas toxicidades e inflamabilidades. Este parâmetro é avaliado com base em concentrações menores que 400 ppm (partes por milhão). Cada refrigerante recebe uma designação composta por dois caracteres alfanuméricos, uma letra maiúscula e um número indicando o grau de toxicidade e inflamabilidade, respectivamente. Quanto à toxicidade pode ser atribuída a Classe A – quando toxicidade não é identificada; e Classe B, se evidências de toxicidade forem encontradas. Já quanto à

inflamabilidade, pode-se atribuir Classe 1 para fluidos em que não se observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325 kPa.; Classe 2 para fluidos cujo limite inferior de inflamabilidade (LII) é superior a 0,10kg/m<sup>3</sup> a 21°C e 101,325kPa, e poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg; e por fim, Classe 3 quando há alta inflamabilidade, sendo o critério de LII inferior ou igual a 0,10 kg/m<sup>3</sup> a 21°C e 101,325kPa, ou poder calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

Na Tabela 3 veem-se alguns gases acompanhados de sua classificação quanto à toxicidade e inflamabilidade.

Tabela 3: Classificação de alguns fluidos quanto à norma ASHARE 34-92

<b>Refrigerante</b>	<b>Grupo de Segurança</b>
R12	A1
R134a	A1
R600a	A3
R290	A3

Fonte: ASHARE34 1992.

## 2.4. MODELAGEM DE UM CICLO DE PADRÃO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

Um sistema de refrigeração é composto basicamente por quatro elementos, sendo cada um deles responsável por um processo essencial ao ciclo: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Os estados termodinâmicos em cada ponto do sistema são calculados aplicando equações de conservação de massa, energia e momento (WINKLER et al., 2008).

A Figura 1 apresenta os principais componentes de um sistema de refrigeração. Os processos ocorridos em cada um deles são:

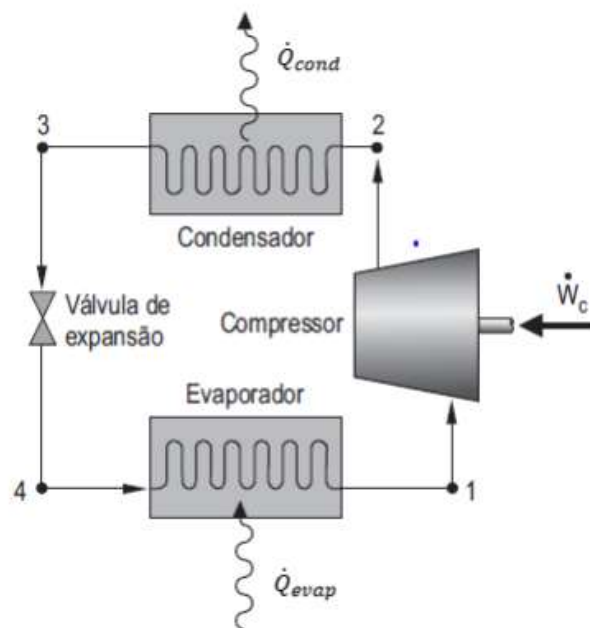
No compressor (1-2): Compressão;

No condensador (2-3): Rejeição de calor à pressão constante;

Na válvula de expansão (3-4): Queda da pressão do condensador até a pressão do evaporador;

No evaporador (4-1): Absorção de calor à pressão constante.

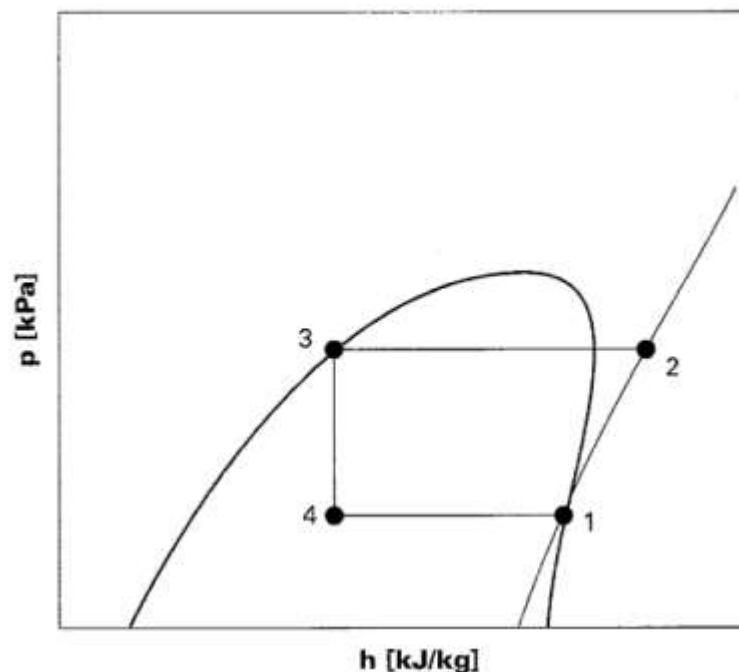
Figura1: Ciclo de refrigeração simples



Fonte: Moran, Shapiro e Boettner (2009).

De acordo com Ding (2007), quando se fala de simulação numérica, existem diversos modelos matemáticos para cada tipo de sistema de refrigeração e cada um é desenvolvido de acordo com a exigência e precisão esperada dos resultados. Para uma análise simplista, pode-se considerar os processos: 1-2 como compressão isoentrópica; 2-3 como rejeição de calor à pressão constante até o ponto de saturação; 3-4 como queda de pressão isoentálpica até a pressão de evaporação, e 4-1 como absorção de calor à pressão constante até o ponto de saturação. Considerando tal análise, tem-se o diagrama de Mollier (pressão x entalpia) apresentado na Figura 2:

Figura2: Diagrama de Mollier de um Ciclo Padrão de compressão a vapor



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002).

Uma análise pouco mais sofisticada já considera os estados de vapor na entrada do compressor e de líquido na saída do condensador como não sendo necessariamente saturados. As diferenças entre as temperaturas de trabalho e de saturação configuram o subresfriamento e o superaquecimento, podendo ser calculadas seguindo as formulações:

$$\text{superaquecimento} = T_1 - T_{\text{evap}} \quad (2)$$

$$\text{subresfriamento} = T_{\text{cond}} - T_3 \quad (3)$$



Onde:

$T_{cond}$  é a temperatura de mudança de fase do fluido no condensador; em °C

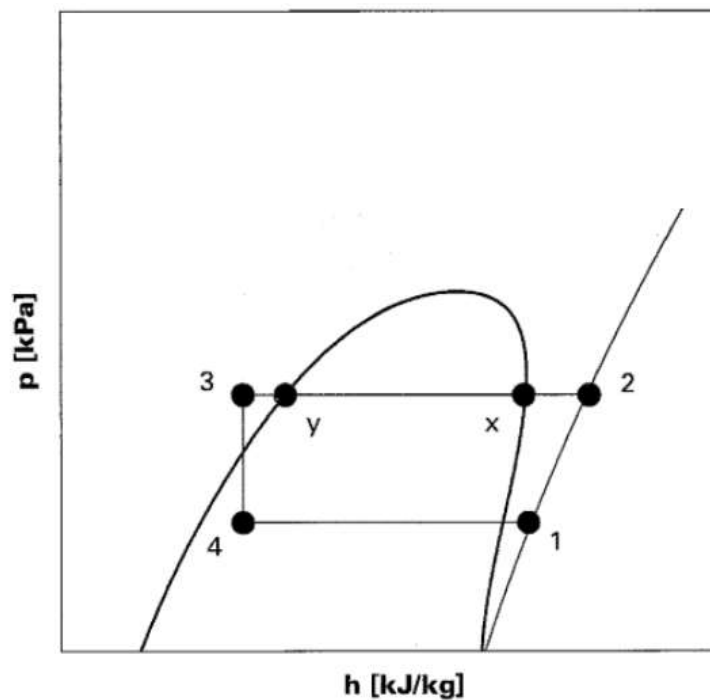
$T_{evap}$  é a temperatura de mudança de fase do fluido no evaporador; em °C;

$T_1$  é a temperatura do fluido na saída do evaporador, em °C;

$T_3$  é a temperatura do fluido na saída do condensador, em °C.

O diagrama de Mollier considerando o subresfriamento e o superaquecimento é mostrado na Figura 3:

Figura 3: Ciclo padrão de compressão a vapor considerando superaquecimento e subresfriamento



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002).

Para uma análise ainda mais precisa, pode-se considerar a queda de pressão ao longo dos tubos, eficiência do compressor, compressão politrópica, dentre outros fatores, dependendo da exigência, precisão desejada e dos dados disponíveis para a formulação. Neste trabalho, trata-se como efeito de refrigeração (EF) a variação das entalpias específicas na entrada e saída do evaporador, conforme equação:

$$EF = h_1 - h_4 \quad (4)$$

Onde:

$EF$  é o efeito de refrigeração em kJ/kg;

$h_1$  é a entalpia específica do fluido na saída do evaporador, em kJ/kg;

$h_4$  é a entalpia específica do fluido na entrada do evaporador, em kJ/kg.

O trabalho específico de compressão ( $w_{comp}$ ) pode ser obtido pela variação de entalpia na entrada e saída do compressor conforme equação:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

Onde:

$w_{comp}$  é o trabalho de compressão, em kJ/kg;

$h_2$  é a entalpia específica do fluido na saída do compressor, em kJ/kg.

O parâmetro utilizado para comparar o desempenho de um sistema de refrigeração é o coeficiente de performance ( $COP$ ). Ele é definido através de uma relação entre a taxa de transferência de calor no evaporador ( $\dot{Q}_{evap}$ ) e a potência do compressor ( $P_{comp}$ ), conforme equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{P_{comp}} = \frac{\dot{m} \cdot EF}{\dot{m} \cdot w_{comp}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (6)$$

Onde:

$\dot{Q}_{evap}$  é a capacidade frigorífica, em kW;

$P_{comp}$  é a potência de compressão, em kW;

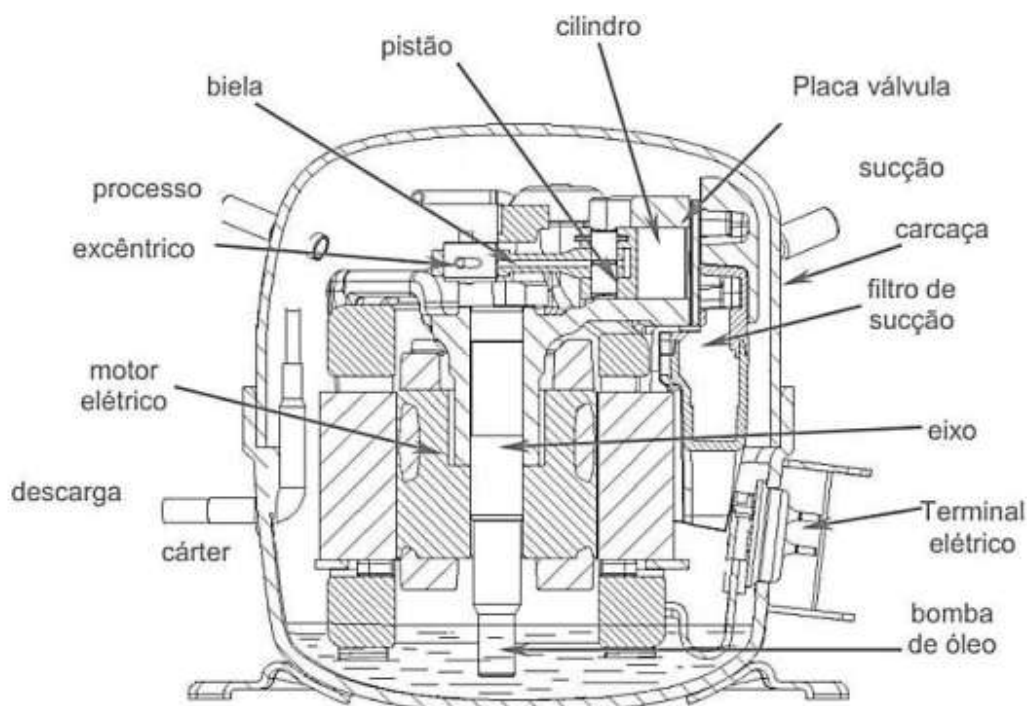
$\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido refrigerante, em kg/s.

Nota-se que um superaquecimento, quando útil – ocorrendo dentro do evaporador – gera um aumento do efeito de refrigeração, impactando positivamente no COP do sistema. Mas é necessário atentar-se que também se alteram as condições do fluido no ponto de aspiração, o que pode gerar perdas como diminuição da vazão mássica e diminuição da eficiência do compressor.

## 2.5.O COMPRESSOR

Há uma grande variedade de modelos de compressor e cada um deles apresenta vantagens e desvantagens que fazem com que se adequem melhor a determinada aplicação. Os mais comuns são: compressor alternativo, parafuso, centrífugo e de palhetas, podendo ainda ser divididos em herméticos e semi-herméticos. O compressor alternativo é o mais utilizado no mercado devido a versatilidade e simplicidade de funcionamento (KIM; BULLARD, 2002). A Figura 4 mostra uma vista em corte de um compressor hermético alternativo, apontando seus principais componentes.

Figura4: Vista em corte de um compressor alternativo hermético.



Fonte: Tecumseh do Brasil Ltda (2010) apud Aguiar (2015).

A acirrada competição global entre fabricantes de sistemas de refrigeração demanda produtos otimizados e desenvolvimentos cada vez mais rápidos. Neste cenário, as simulações numéricas passam a ser ferramentas atrativas para este setor (DING, 2007). Negrão et al. (2011) recomendam modelar o compressor considerando-o em regime permanente de operação. Existem diversos modelos matemáticos de compressores recíprocos existentes na literatura. Estes diferem entre si de acordo com o nível de detalhamento determinado pela precisão esperada dos resultados, buscando sempre um equilíbrio entre o esforço

computacional e a complexidade do modelo. Mas todos os modelos procuram, de alguma forma, relacionar as condições de operação (pressões e temperaturas na entrada e saída do compressor) e parâmetros de desempenho como vazão mássica, potência consumida e temperaturas de entrada e saída do fluido (AGUIAR, 2015).

## **2.6.A VÁLVULA DE EXPANSÃO**

Existem diversos dispositivos que podem ser usados como válvula de expansão: tubo capilar, válvula de expansão termostática, válvula de boia e válvula de pressão constante. Segundo Stoecker e Jones (1985), o dispositivo de expansão tem duas finalidades: a de reduzir a pressão do refrigerante líquido e a de regular a vazão do mesmo que entra no evaporador. O tubo capilar é a opção mais simples e menos onerosa, não apresenta partes móveis e ainda permite o equilíbrio das pressões do sistema durante as paradas, o que possibilita que o compressor seja de baixo torque de partida - é a configuração mais utilizada em produtos de pequeno porte (até 10kW).

Apesar do nome sugestivo, tubos capilares são tubos de 1 a 6 metros de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 até 2 mm, diâmetros estes grandes demais para produzir o efeito de capilaridade. A aceleração do fluido e o atrito com as paredes internas do tubo geram uma perda de pressão à medida que o fluido escoar por ele. Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento podem ser feitas para obter o efeito desejado, entretanto, o compressor e o dispositivo de expansão atingem o equilíbrio em um determinado ponto no qual as pressões de aspiração e descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante que o dispositivo de expansão fornece ao evaporador. Caso esta condição de equilíbrio não seja atingida, pode ocorrer um processo transitório em que o evaporador é alimentado em excesso ou deficientemente, impactando negativamente na eficiência do sistema.

Para a seleção de um tubo capilar, o projetista deve determinar o diâmetro e comprimento de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada. Não é raro que estes parâmetros sejam obtidos empiricamente: um tubo mais comprido que o ideal é instalado no sistema, resultando em uma temperatura de evaporação mais baixa que o desejado; testes são feitos e, então, o tubo é cortado. Este procedimento se repete até que se encontre a condição de equilíbrio desejada. Por se tratar de um processo de

longa duração e bastante oneroso, é interessante que se tenha um modelo matemático para a obtenção do diâmetro e comprimento do tubo de forma analítica.

## 2.7.INTERAÇÃO COMPRESSOR – TUBO CAPILAR

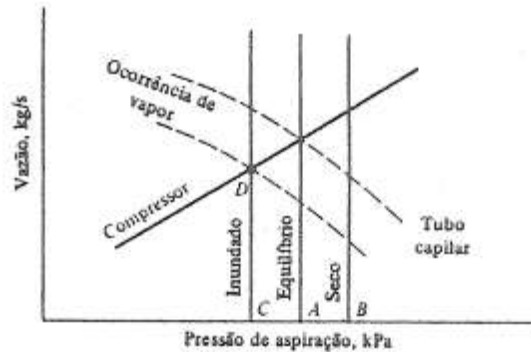
Segundo Gosney (1982), para dada geometria e condição de operação, há apenas uma pressão de evaporação na qual o capilar fornecerá uma vazão mássica igual àquela determinada pelo compressor. Tal ponto de equilíbrio pode ser determinado através das intersecções das curvas do compressor e tubo capilar. Caso esta condição de equilíbrio não seja atingida, pode resultar em um processo transitório em que o evaporador seja alimentado em excesso ou deficientemente, impactando negativamente a eficiência do sistema. Caso o evaporador seja alimentado deficientemente, ocorrerá um aumento na pressão de aspiração com conseqüente diminuição da vazão mássica proporcionada pelo tubo capilar.

Stoecker e Jones (1985) descrevem o ponto de equilíbrio, e não equilíbrio do sistema, com a Figura 5 em que o ponto A representa a condição de equilíbrio entre o compressor e o tubo capilar dada uma pressão de condensação pré-fixada.

Um possível aumento de carga térmica implicaria em temperatura e pressão de evaporação mais altas, o que geraria deslocamento da pressão de sucção para o ponto B. No ponto B, o compressor pode bombear uma vazão mássica maior do que a fornecida pelo tubo capilar, deixando o evaporador subalimentado, o que gera diminuição da carga térmica do sistema e aumento do grau de superaquecimento na entrada do compressor. Como conseqüência, verifica-se elevação da temperatura e da pressão de descarga, reduzindo a capacidade do compressor e aumentando o fluxo de massa fornecido pelo tubo capilar até que o equilíbrio seja restabelecido no ponto C.

A situação oposta resulta quando a carga térmica cai abaixo do ponto de equilíbrio. No caso, a temperatura e a pressão de sucção deslocam-se para o ponto D mostrado na Figura 5, no qual o fluxo de massa de entrada no evaporador é maior que o de saída. A sobrealimentação do evaporador causa inundação e, neste caso, há a possibilidade de golpe de líquido no compressor, o que pode gerar conseqüências catastróficas. Além disso, não haverá qualquer vedação de líquido na saída do condensador, ou seja, uma mistura de líquido e vapor poderá entrar no tubo capilar, o que não é satisfatório, pois o efeito de refrigeração, neste caso, é menor do que aquele que seria proporcionado pelo refrigerante adentrando o tubo no estado líquido saturado ou subresfriado.

Figura5: Condições de não equilíbrio, com esvaziamento ou inundação do evaporador para pressão de condensação constante



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

## 2.8. TRABALHOS TEÓRICOS

Vários estudos da migração para fluidos mais ecológicos foram elaborados. Elbel, Visek e Hrnjak (2016) realizaram um estudo com um expositor de bebidas vertical que operava originalmente em R134a. Neste estudo, o gás de operação foi substituído por R290 e também por CO<sub>2</sub>. Cada componente do sistema foi otimizado individualmente para cada um dos fluidos alcançarem a melhor performance no sistema. O método utilizado para comparação foi o tempo de abaixamento da temperatura das cargas térmicas e o consumo de energia elétrica do gabinete. Os resultados para o R290 foram promissores, alcançando resultados de tempo de abaixamento 3% menores que o R134a e igual ao CO<sub>2</sub>. Já quanto ao consumo energético, o R290 apresentou consumo, respectivamente, 9% e 12% menor que o R134a e o CO<sub>2</sub>.

He et al. (2014) fizeram estudos experimentais em uma ilha de congelados, com a intenção de entender um possível *retrofit* do sistema substituindo o gás original (R134a) por propano (R290) e também por um *blend* composto pelos fluidos HC R290/R600a. O estudo incluiu otimização do capilar e carga de gás após a migração, sendo que foi utilizado o mesmo compressor para os ensaios com o R290 puro e para o blend R290/R600a. O resultado alcançado para o consumo energético usando o R290 foi 26% menor quando comparado ao R134a. Com o blend R290/R600a, foi alcançado o consumo 1,2% menor comparado ao R290,

o que sugere que seja desenvolvido um compressor específico para esse blend com o intuito de promover eficiência energética ainda maior para esse tipo de aplicação.

Marcy (1949) apresentou uma técnica para a seleção de tubos capilares adiabáticos. Marcy considerou a queda de pressão por atrito e utilizou um método de integração gráfica da equação de Fanning para a análise. O autor abordou em seu estudo os fluidos CFC12 e o SO<sub>2</sub>. Seus resultados mostraram baixos desvios entre os comprimentos de tubo e fluxos de massa calculados e os dados experimentais, porém, o estudo utilizou condições de escoamento laminar e baixas pressões de entrada, e também baixos valores de fluxos de massa.

Prosek (1953) propôs outro método para seleção de tubos capilares adiabáticos. Seu estudo abordou os refrigerantes CFC-10 e HCFC-22. Nesse método, um único diâmetro e uma única temperatura de condensação foram estudados. O comprimento do tubo foi determinado em função da temperatura de evaporação e do fluxo de massa. O autor incluiu nesse trabalho diagramas de correção para diferentes temperaturas de condensação e diferentes diâmetros de tubo, entretanto, a implementação prática destes resultados é difícil, pois os fatores de correção para o diâmetro foram determinados para o escoamento de ar.

Um estudo analítico sobre as características do escoamento ao longo de tubos capilares foi desenvolvido por Cooper et al. (1957). Tal estudo obteve resultados promissores através de uma correlação experimental, dando origem a uma nova abordagem na escolha de capilares. Os autores observaram que todas as formulações recebiam como dados de entrada os dados experimentais, sendo que os resultados analíticos foram inferiores ao comprimento real. As discrepâncias entre os resultados aumentavam com o aumento do fator de atrito.

Erth (1970) apresentou um modelo unidimensional para a análise e seleção de tubos capilares. Neste trabalho, Erth utilizou uma abordagem bastante simplista considerando o escoamento bifásico como homogêneo. Assim, pôde-se assumir “pseudo-propriedades” para o escoamento ao longo do tubo. Tais propriedades podem ser obtidas pela média ponderada das propriedades das fases líquida e vapor. Esta escolha permite utilizar as mesmas equações de um escoamento monofásico, sendo as velocidades, pressões e temperaturas de cada fase consideradas iguais.

Um procedimento iterativo para simular o escoamento em tubos capilares foi apresentado por Goldstein (1981) considerando líquido ou mistura bifásica na entrada do tubo, assim como líquido ou mistura bifásica em sua saída. Goldstein (1981) estudou o escoamento sob condições de equilíbrio termodinâmico e homogeneidade. Entretanto, não apresentou as distribuições de temperatura e pressão ao longo dos tubos capilares e a validação do seu modelo com resultados experimentais.



Seixlack (1996) fez uma extensa revisão bibliográfica sobre tubos capilares e verificou que a maioria dos modelos computacionais disponíveis na literatura considera o escoamento bifásico como homogêneo. Essa é a abordagem mais simples do problema, na qual o escoamento bifásico é assumido como monofásico, com pseudo-propriedades obtidas pela média ponderada das propriedades das fases individuais. Em muitos desses modelos, os resultados numéricos são comparados com dados experimentais específicos e não se apresentam os erros médios ou as faixas de erros percentuais obtidas nessas comparações. Em alguns trabalhos em que tais erros são apresentados, observou-se que os resultados calculados pelo modelo homogêneo, quando comparados aos dados experimentais, estão na faixa de  $\pm 20$  % (Erth, 1970) e  $\pm 10$  % (Melo et al., 1992).

Em seu trabalho, Seixlack propõe um modelo numérico de escoamento em tubos capilares com formulações diferentes para a região de líquido subresfriado e para o escoamento bifásico. O modelo incorpora uma correlação para o fator de atrito na região líquida e equações constitutivas para os termos associados à transferência de quantidade de movimento, massa e energia entre as fases, além de equações para o cálculo das propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante. O modelo foi validado comparando os seus resultados com dados experimentais disponíveis no Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, sendo que o erro absoluto médio obtido entre as vazões mássicas críticas calculadas e medidas foi de 2,4 %, e entre os valores dos comprimentos do tubo capilar calculados e medidos foi de 4,5 %.

No geral, a solução analítica das equações que descrevem o escoamento do refrigerante ao longo do tubo capilar é dificultada devido à complexidade do problema. Isso favorece o desenvolvimento de uma grande variedade de modelos numéricos que são, na sua maioria, validados em relação a conjuntos específicos de dados experimentais. Nesse processo de validação, coeficientes empíricos e correlações são selecionados a partir da literatura, o que confere considerável grau de liberdade a este processo (Melo et al., 1992).

### 3. METODOLOGIA

---

Para realizar a análise, foi proposta uma modelagem do compressor hermético alternativo que utiliza a eficiência volumétrica de espaço nocivo para calcular a vazão mássica no ponto de descarga do compressor. Para tal, os dados de *input* foram a temperatura de condensação, fixada durante todo o trabalho em 45°C, temperatura de evaporação que varreu uma faixa de -40°C até 0°C – o que está alinhado com a faixa de temperatura do modelo de compressor adotado no trabalho - e o grau de superaquecimento que foi variado de 0°C até 15°C. O procedimento foi realizado para os gases R134a, R600a e R290.

A partir desta formulação, obtém-se a vazão mássica do sistema que foi utilizada como dado de entrada para a segunda parte da análise, com o objetivo de dimensionar o tubo capilar a partir do equacionamento iterativo proposto por Stoecker e Jones (1985). Para tal, foram utilizadas as mesmas condições de operação da primeira análise, adicionando a vazão mássica obtida como dado de entrada. Nesta formulação, foi admitido um tubo capilar de diâmetro interno de 1,63 mm, valor também escolhido pelo autor em seu exemplo.

#### 3.1.MODELAGEM DO COMPRESSOR

Como já citado, compressor alternativo é o mais utilizado no mercado devido a sua versatilidade e simplicidade de funcionamento e, por isso, foi o escolhido como objeto de estudo. Nesse sentido, a modelagem do compressor se inicia pela determinação da taxa volumétrica máxima.

$$\dot{V}_D = \frac{\text{deslocamento}}{10^6} \quad (7)$$

Onde:

$\dot{V}_D$  é a taxa de deslocamento volumétrico máximo, em m<sup>3</sup>/s.

O deslocamento volumétrico máximo é volume de gás deslocado pelo pistão durante uma revolução. O valor 60 na equação advém da frequência da rede elétrica que, no Brasil, é de 60 Hz, e por se tratar de um motor elétrico de dois pólos, implica em 3600 rpm. O fator 10<sup>6</sup> é a conversão de cm<sup>3</sup>/s para m<sup>3</sup>/s. Aqui, levou-se em conta apenas a eficiência

volumétrica de espaço nocivo ( $\eta_{vn}$ ) referente ao espaço de acomodação das lâminas de descarga e sucção, sendo:

$$\eta_{vn} = 100 \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_D} \quad (8)$$

Onde:

$\dot{V}_D$  é a taxa de deslocamento máximo do compressor, em m<sup>3</sup>/s;

$\dot{V}_{real}$  é a taxa de deslocamento real do compressor, em m<sup>3</sup>/s;

A abertura e fechamento das lâminas são realizados pela diferença de pressão existente entre a câmara de compressão e as linhas de sucção e descarga. No momento em que a pressão dentro do cilindro se torna inferior à pressão de aspiração ( $P_{aspiração}$ ), a lâmina de aspiração se abre; analogamente, quando a pressão se torna maior que a pressão de descarga ( $P_{descarga}$ ), há a abertura da lâmina de descarga. Na prática, o gás presente no espaço nocivo precisa ser expandido até a pressão de aspiração para que a lâmina se abra. Este atraso faz com que o compressor não aspire 100% da capacidade volumétrica determinada pela sua geometria.

A fração de vazio ( $\varepsilon$ ), que é uma característica geométrica do compressor, pode ser calculada através de uma relação entre o volume de espaço vazio ( $V_{nv}$ ), o volume total da câmara de compressão ( $V_3$ ) e o volume de espaço vazio segundo a equação:

$$\varepsilon = 100 \left( \frac{V_{nv}}{V_3 - V_{nv}} \right) \quad (9)$$

Soecker e Jabardo (2002) propõem que se use 4% como valor médio para compressores alternativos, sendo este valor adotado neste trabalho.

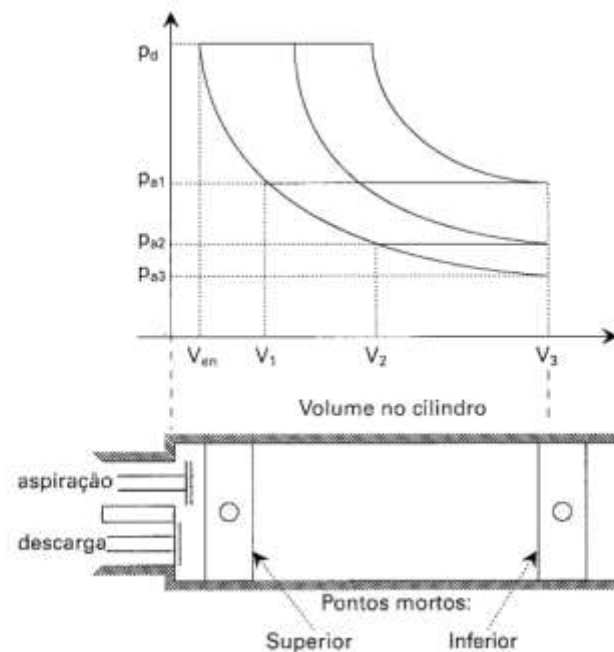
A Figura 6 apresenta um diagrama pressão-volume de um compressor alternativo numa única pressão de condensação ( $P_d$ ) e em três possibilidades de pressão de evaporação: ( $P_{a1}, P_{a2}, P_{a3}$ ). Nota-se que ao utilizar a pressão de evaporação  $P_{a1}$ , a lâmina de aspiração só se abre quando o volume do cilindro estiver em  $V_1$ . Nesta situação, o volume aspirado no cilindro é dado por  $V_3$  menos  $V_1$ , e o rendimento volumétrico devido ao espaço nocivo é calculado conforme:

$$\eta_{vn} = 100 \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_{vn}} \quad (10)$$

Combinando essa com a equação de fração de vazio, pode-se escrever:

$$\eta_{vn} = 100 - \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_{vn}} - 1 \right) \quad (11)$$

Figura 6: Diagrama pressão-volume da câmara de compressão de um compressor alternativo.



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002).

Considerando que a massa do gás permanece constante durante a expansão do gás residual no espaço nocivo até o momento próximo à abertura da válvula de aspiração, pode-se assumir que a razão entre os volumes é igual a razão entre os volumes específicos:

$$\frac{V_1}{V_{vn}} = \frac{v_{aspiração}}{v_{descarga}} \quad (12)$$

Onde:

$v_{aspiração}$  é o volume específico do fluido na aspiração do compressor, em  $m^3/kg$ ;

$v_{descarga}$  é o volume específico do fluido na descarga do compressor, em  $m^3/kg$ .

A eficiência volumétrica de espaço nocivo pode ser calculada em função da fração de vazio e da razão entre volumes específicos na aspiração e descarga do compressor, conforme equação:

$$\eta_{vn} = 100 - \varepsilon \left( \frac{v_{aspiração}}{v_{descarga}} - 1 \right) \quad (13)$$

Supondo que a expansão e compressão do gás ocorram na forma de processos politrópicos iguais, pode-se admitir:

$$\frac{v_{aspiração}}{v_{descarga}} = \left( \frac{P_{aspiração}}{P_{descarga}} \right)^{1/n} \quad (14)$$

Onde:

$P_{aspiração}$  é a pressão de aspiração, em kPa;

$P_{descarga}$  é a pressão de descarga, em kPa;

$n$  é a constante de processos politrópico durante a expansão e compressão do gás no cilindro, *adimensional*.

Combinando as equações 13 e 14, pode-se obter o rendimento volumétrico a partir das pressões de descarga e aspiração, da fração de espaço nocivo e da constante de processo politrópico:

$$\eta_{vn} = 100 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_{descarga}}{P_{aspiração}} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (15)$$

Assumindo que o processo de expansão e compressão sejam reversíveis e adiabáticos (isoentrópico), a constante  $n$  é igual a  $k$  (constante do processo isoentrópico). Essa constante pode ser obtida a partir da razão entre calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (16)$$

Onde:

$C_p$  é o calor específico a pressão constante, em  $\frac{kJ}{kg.K}$ ;

$C_v$  é o calor específico a volume constante, em  $\frac{kJ}{kg.K}$ .

Tratando-se de gases reais,  $k$  não é constante para todos os estados termodinâmicos. Entretanto, assume-se, a fim de simplificar os cálculos, que este valor é constante.

Com os dados do rendimento volumétrico de espaço nocivo, pode-se calcular a vazão mássica do sistema ( $\dot{m}$ ):

$$\dot{m} = \dot{V}_d \frac{\eta_{vn}}{100 \cdot v_{aspiração}} \quad (17)$$

Onde:

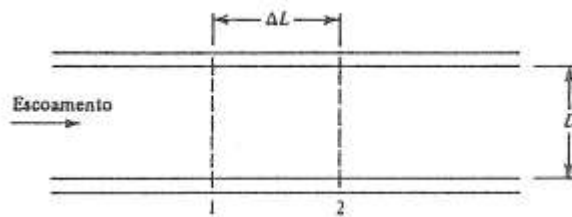
$\dot{m}$  é a vazão mássica, em kg/s.

O compressor considerado no trabalho foi o TCW413Y fabricado pela Tecumseh do Brasil ® que, segundo o fabricante, proporciona um deslocamento volumétrico de 10,87cm<sup>3</sup>/revolução (TECUMSEH DO BRASIL LTDA, 2018) sendo a taxa máxima de deslocamento volumétrico do compressor  $V_d = 0,652$  l/s.

### 3.2.MODELAGEM DO TUBO CAPILAR

A técnica analítica utilizada por Stoecker e Jones (1985), baseada nos trabalhos de Hopkins e Cooper et al., foi escolhida para determinar o comprimento e diâmetro do capilar neste trabalho. Nela, o tubo capilar é admitido como adiabático e o volume de controle é limitado pelas secções 1 e 2 como mostrado na Figura 7:

Figura7: Discretização do tubo capilar.



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

A formulação final é obtida aplicando-se as leis de conservação de massa, de energia e quantidade de movimento aos pontos 1 e 2. A equação de conservação de massa pode ser descrita como:

$$\dot{m} = \frac{V_1 A}{v_1} = \frac{V_2 A}{v_2} \quad (18)$$

Onde:

$V_1$  é a velocidade do fluido no ponto 1, em m/s;

$A$  é a área da seção transversal do tubo, em  $m^2$ ;

$V_2$  é a velocidade do fluido no ponto 2, em m/s;

$v_1$  é o volume específico do fluido no ponto 1, em  $m^3/kg$ ;

$v_2$  é o volume específico do fluido no ponto 2, em  $m^3/kg$ .

Já a equação de conservação de energia (admitindo o tubo capilar adiabático) é dada por:

$$1000h_1 = \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 = \frac{V_2^2}{2} \quad (19)$$

Onde:

$h_1$  é a entalpia do líquido no ponto 1, em kJ/kg;

$h_2$  é a entalpia do líquido no ponto 2, em kJ/kg.

Já para a equação de conservação de quantidade de movimento, as forças aplicáveis ao volume de controle, como resultado do arrasto e da pressão, devem ser igualadas pela aceleração do fluido. e então, tem-se:

$$\left[ (P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L V^2}{D} \right] A = \dot{m}(V_2 - V_1) \quad (20)$$

Onde:

$P_1$  é a pressão no ponto 1, em Pa;

$P_2$  é a pressão no ponto 2, em Pa;

$f$  é o coeficiente de atrito, adimensional;

$\Delta L$  é o comprimento do trecho do tubo, em m;

$D$  é o diâmetro interno do tubo, em m.

À medida que o refrigerante se desloca pelo capilar, sua pressão e temperatura de saturação diminuem, enquanto o título aumenta. Numa dada seção:

$$h = h_l(1 - x) + h_v x \quad (21)$$

Onde:

$h$  é a entalpia, em kJ/kg;

$h_l$  é a entalpia do líquido saturado, em kJ/kg;

$h_v$  é a entalpia do vapor saturado, em kJ/kg;

$x$  é o título, adimensional.

Analogamente:

$$v = v_l(1 - x) + v_v x \quad (22)$$

Onde:

$v_l$  é o volume específico do líquido saturado, em m<sup>3</sup>/kg;

$v_v$  é o volume específico do vapor saturado, em m<sup>3</sup>/kg.



Apesar de se ter variação dos parâmetros  $V$ ,  $v$  e  $f$  entre os pontos 1 e 2, pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$f \frac{\Delta L V^2}{D 2v} = f \frac{\Delta L V \dot{m}}{D 2 A} \quad (23)$$

Pode-se admitir a velocidade  $V$  como sendo a velocidade média:

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (24)$$

Onde:

$V_m$  é a velocidade média, em m/s.

Sabendo que o coeficiente de atrito bifásico é de difícil determinação, faz-se uma simplificação admitindo, para escoamento turbulento de baixo número de Reynolds, o coeficiente de atrito como sendo:

$$f = \frac{0,33}{Re^{0,25}} = \frac{0,33}{(VD/\mu v)^{0,25}} \quad (25)$$

Onde:

$Re$  é o número de Reynolds, adimensional;

$\mu$  é a viscosidade dinâmica, em Pa.s.

Sabe-se que a viscosidade dinâmica depende do título conforme a relação:

$$\mu = \mu_l(1 - x) + \mu_v x \quad (26)$$

Onde:

$\mu_l$  é a viscosidade dinâmica de líquido saturado, em Pa.s;

$\mu_v$  é a viscosidade dinâmica de vapor saturado, em Pa.s.

Assim, o coeficiente de atrito médio entre as seções 1 e 2 se dá por:

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} = \frac{0,33/Re_1^{0,25} + 0,33/Re_2^{0,25}}{2} \quad (27)$$

Onde:

$f_m$  é o coeficiente de atrito médio, adimensional;

$f_1$  é o coeficiente de atrito no ponto 1, adimensional;

$f_2$  é o coeficiente de atrito no ponto 2, adimensional;

$Re_1$  é o número de Reynolds no ponto 1, adimensional;

$Re_2$  é o número de Reynolds no ponto 2, adimensional.

Para encontrar o comprimento correspondente à queda de pressão desejada, admite-se a vazão e as condições na sessão 1 como entradas e uma temperatura para a sessão 2 é determinada arbitrariamente (temperatura de evaporação). A partir da temperatura na sessão 2, determinam-se as propriedades do fluido neste ponto e aplicam-se as equações de conservação de massa e de energia. Combinando as equações que envolvem o título e volume específico, tem-se:

$$1000h_{l2} + 1000(h_{v2} - h_{l2})x + \frac{[v_{l2} + (v_{v2} - v_{l2})x]^2}{2} \left(\frac{\dot{m}}{A}\right) = 1000h_1 \frac{V_1^2}{2} \quad (28)$$

Neste caso,  $x$  é uma incógnita que pode ser determinada por uma equação de segundo grau:

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (29)$$

Onde:

$$a = \frac{1}{2}(v_{v2} - v_{l2})^2 \left(\frac{\dot{m}}{A}\right) \quad (30)$$

$$b = 1000(h_{v2} - h_{l2}) + v_{l2}(v_{v2} - v_{l2}) \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 \quad (31)$$

$$c = 1000(h_{l2} - h_1) + \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 \frac{1}{2} v_{l2}^2 - \frac{V_1^2}{2} \quad (32)$$

Obtendo o valor de  $x$ , pode-se determinar  $h_2$ ,  $v_2$  e  $V_2$ .

Com o número de Reynolds para o cálculo da viscosidade e coeficiente de atrito, tem-se todos os itens necessários para a obtenção do comprimento do tubo capilar.

Para Reynolds, temos:

$$Re = \frac{V D}{v\mu} \quad (33)$$

Onde:

$\rho$  é a massa específica, em kg/m<sup>3</sup>;

$D$  é o diâmetro do tubo, em m.

Isolando  $L$  na equação 23, obtém-se uma formulação incremental do comprimento do tubo capilar para uma variação de temperatura. Neste trabalho, cada incremento foi de 1°C.

### **3.3.SIMULAÇÃO**

Para implementação do equacionamento apresentado nas sessões acima, foi utilizado o *software Engineering Equation Solver*. Tal escolha se justifica pelo banco de dados de alta precisão das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes e por cálculo previamente realizado de fatores de projetos mecânicos já implementados (PEREIRA, 2013). Na seção apêndice, pode-se encontrar todos os códigos utilizados na modelagem e simulação dos sistemas.

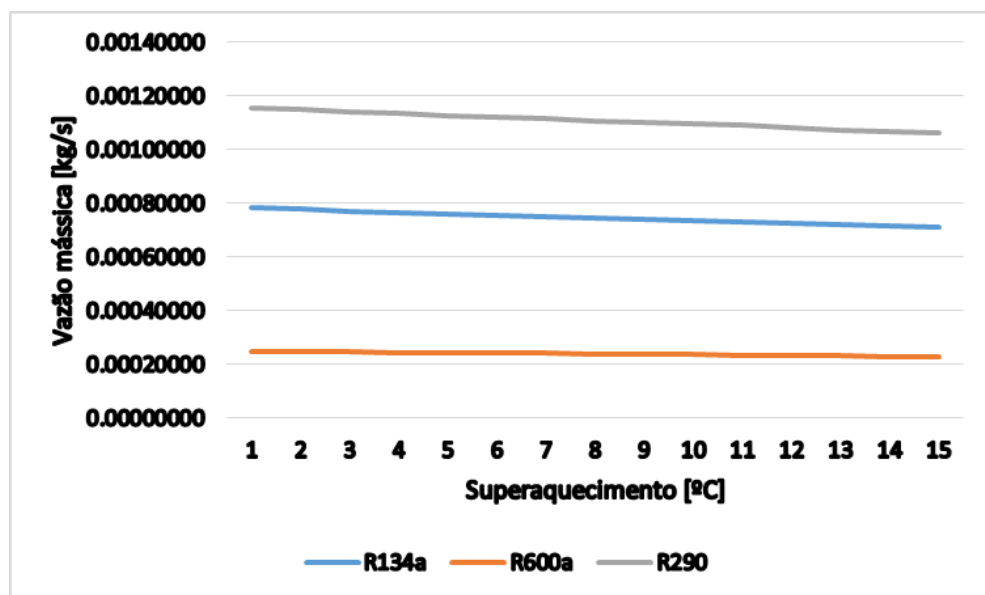
## 4. RESULTADOS

Através da modelagem proposta para o compressor alternativo, analisou-se a variação da vazão mássica em função da temperatura de evaporação e do superaquecimento, para cada configuração, ou seja, para os três gases abordados no texto (R134a, R600a e R290). Em um segundo momento, foi observada a influência da vazão mássica no comprimento do tubo capilar necessário para gerar a queda de pressão ideal para aquela configuração. Visto que temperatura de evaporação e superaquecimento influenciam a vazão mássica, também impactam o comprimento do capilar.

### 4.1. VAZÃO MÁSSICA

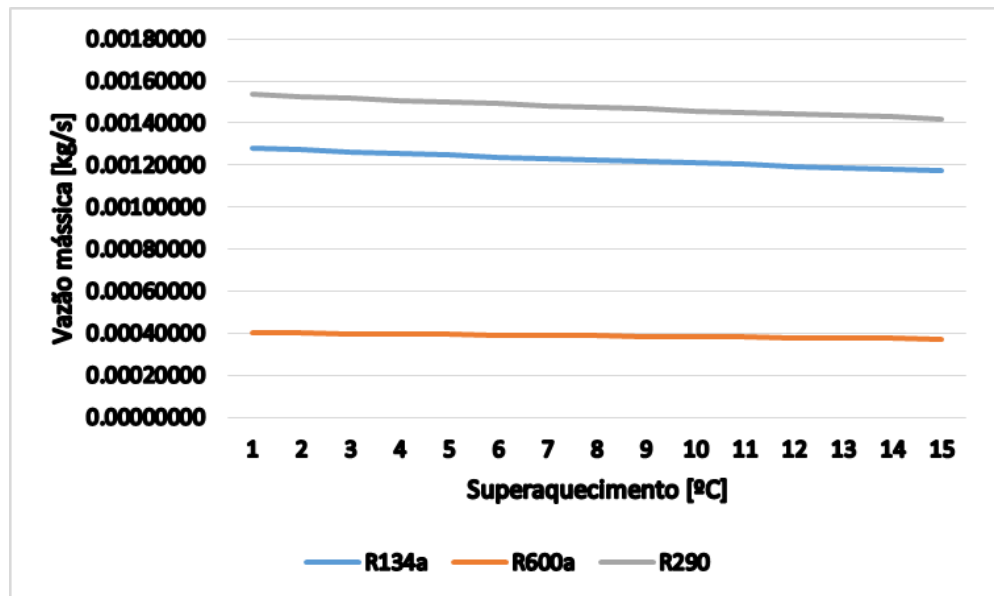
Nas Figuras 8 até 16 observa-se, dada uma temperatura de evaporação, como se comportam as vazões mássicas dos gases R134a, R600a e R290 ao se variar o grau de superaquecimento. Vale lembrar que, para todos os casos estudados, a temperatura de condensação é de 45°C.

Figura 8: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em -40°C.



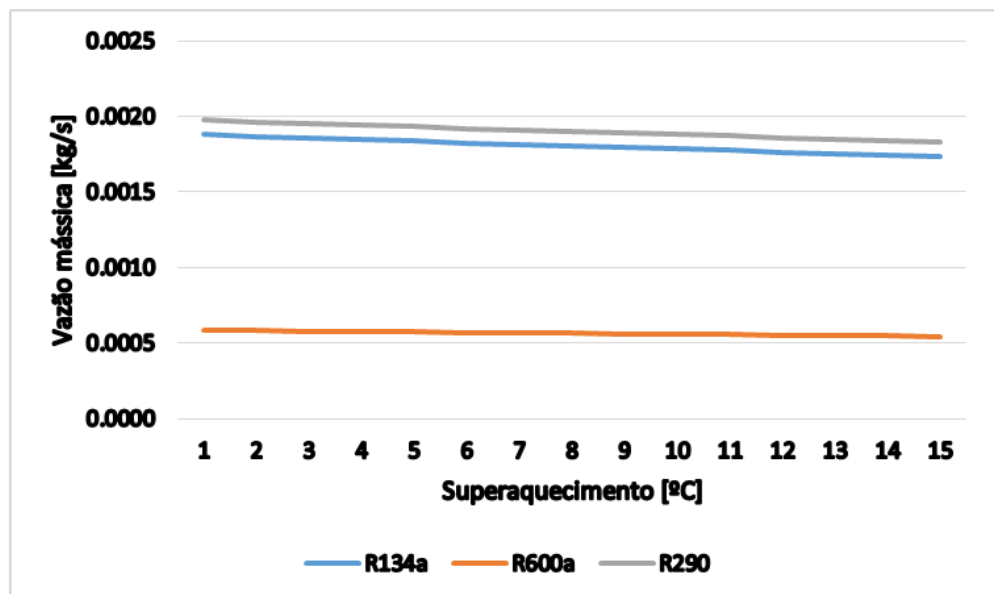
Fonte: Próprio Autor.

Figura 9: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-35^{\circ}\text{C}$ .



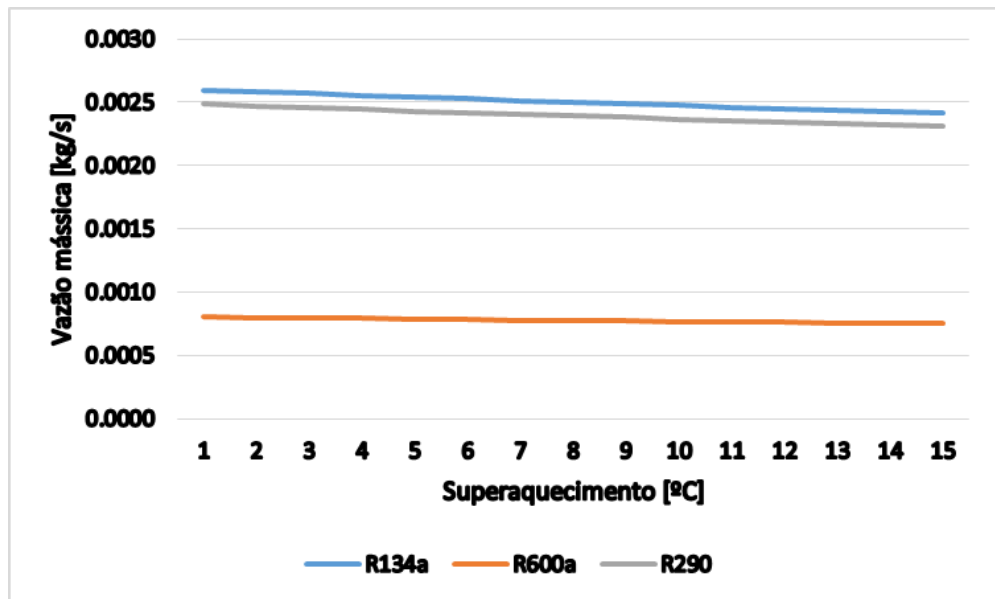
Fonte: Próprio Autor.

Figura 10: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-30^{\circ}\text{C}$ .



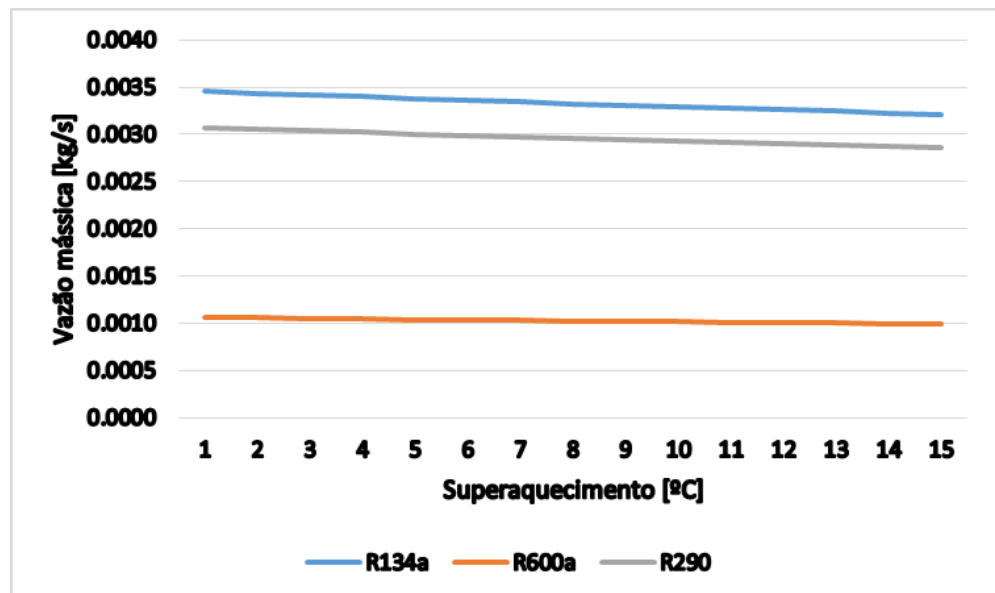
Fonte: Próprio Autor.

Figura 11: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-25^{\circ}\text{C}$ .



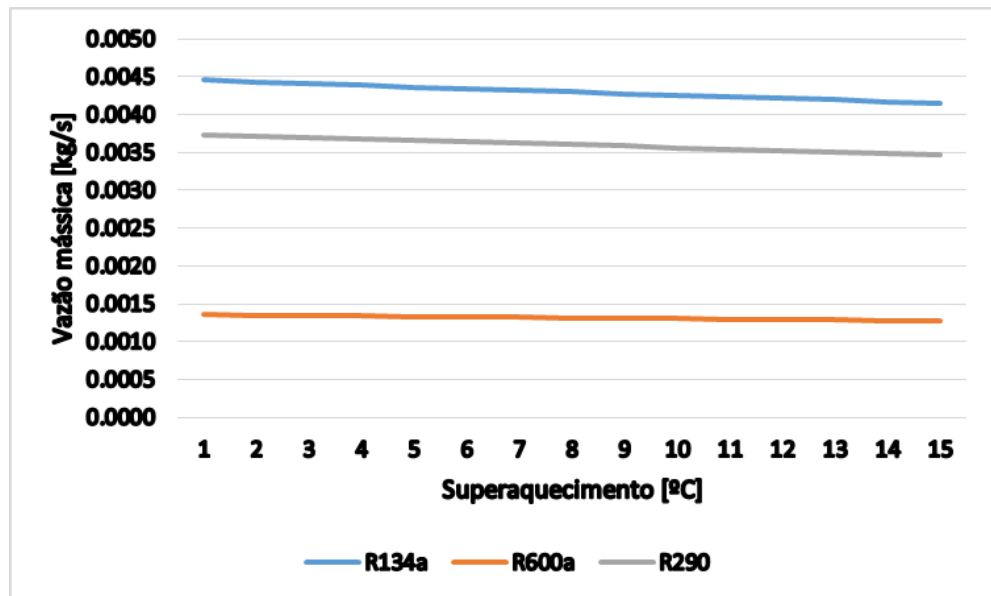
Fonte: Próprio Autor.

Figura 12: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-20^{\circ}\text{C}$ .



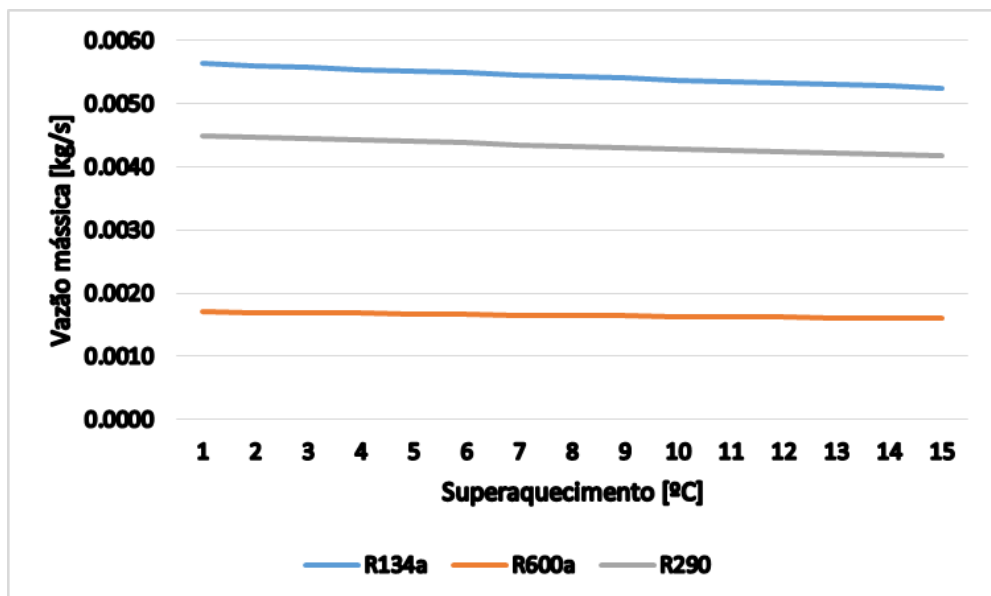
Fonte: Próprio Autor.

Figura 13: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-15^{\circ}\text{C}$ .



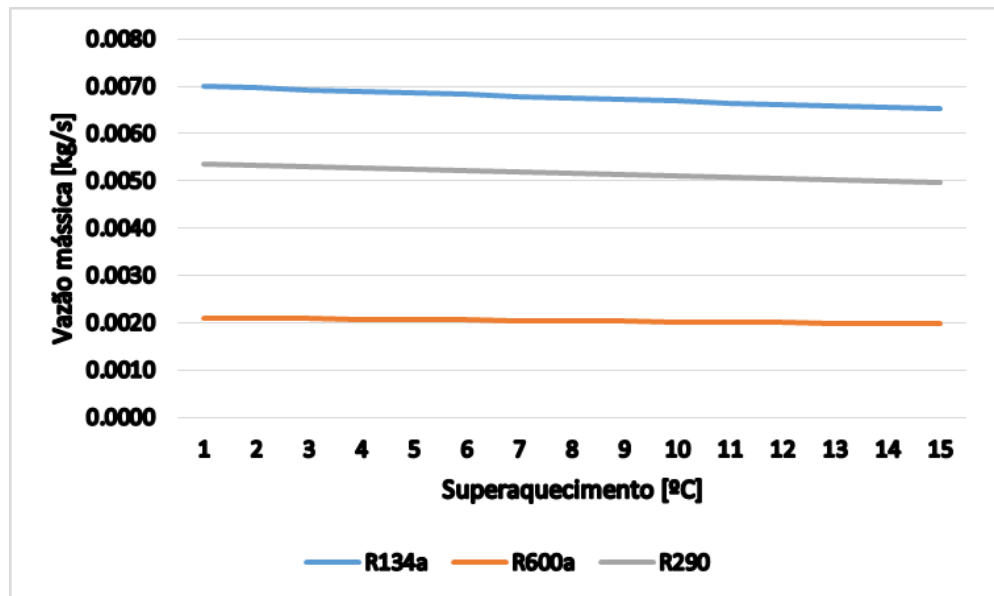
Fonte: Próprio Autor.

Figura 14: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-10^{\circ}\text{C}$ .



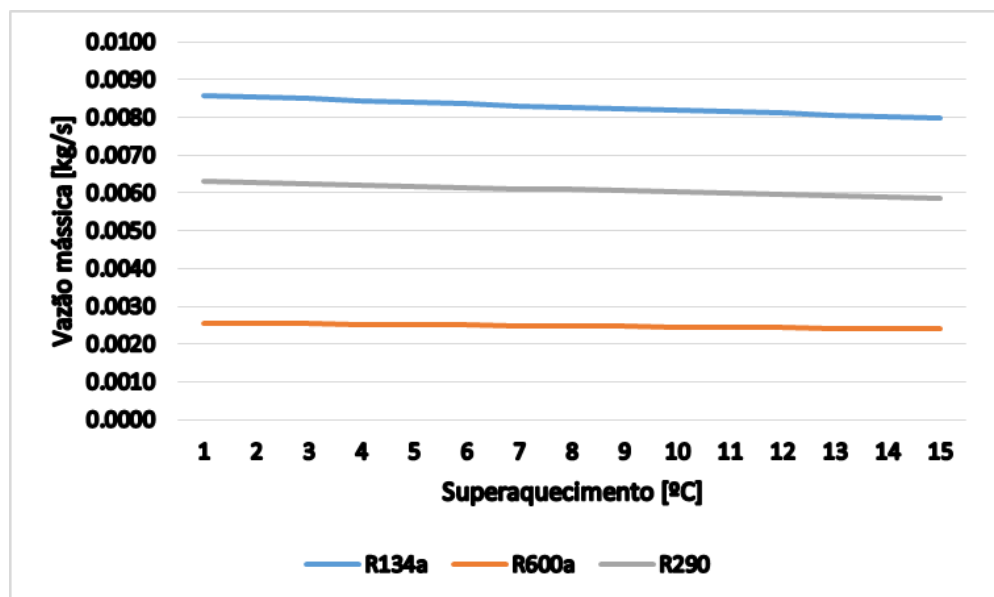
Fonte: Próprio Autor.

Figura 15: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $-5^{\circ}\text{C}$ .



Fonte: Próprio Autor.

Figura 16: Influência de superaquecimento na vazão mássica fixando-se a temperatura de evaporação em  $0^{\circ}\text{C}$ .



Fonte: Próprio Autor.



Percebe-se, em todos os casos, a vazão mássica diminuindo com o aumento do grau de superaquecimento. Nota-se também que, entre as temperaturas de evaporação de  $-40^{\circ}\text{C}$ , (Figura 8) e  $-30^{\circ}\text{C}$  (Figura 10), o gás R290 é o que apresenta a maior vazão mássica, porém, este cenário é invertido na Figura 11 – temperatura de evaporação de  $-25^{\circ}\text{C}$  - em que o R134a torna-se o fluido com maior vazão mássica e assim permanece nas configurações seguintes.

## 4.2.COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR

Nas Tabelas 4, 5 e 6, tem-se os resultados dos comprimentos calculados iterativamente para cada configuração, para os gases R134a, R600 e R290, respectivamente.

Tabela 4: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado, em metros, para o gás R134a.

Temperatura de evaporação ( $^{\circ}\text{C}$ )	Superaquecimento ( $^{\circ}\text{C}$ )			
	0	5	10	15
<b>-40</b>	149.4	159.3	169.6	180
<b>-35</b>	63.41	67.04	70.69	74.44
<b>-30</b>	32.33	34.03	35.72	37.44
<b>-25</b>	18.32	19.24	20.15	21.07
<b>-20</b>	11.13	11.67	12.2	12.74
<b>-15</b>	7.103	7.44	7.778	8.113
<b>-10</b>	4.705	4.927	5.148	5.368
<b>-5</b>	3.204	3.356	3.506	3.656
<b>0</b>	2.231	2.338	2.498	2.548

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 5: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado, em metros, para o gás R600a.

<b>Temperatura de evaporação (°C)</b>	<b>Superaquecimento (°C)</b>			
	<b>0</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>
<b>-40</b>	206.8	218.8	231.3	244.1
<b>-35</b>	90.14	94.74	99.41	104.2
<b>-30</b>	46.8	48.99	51.23	53.5
<b>-25</b>	26.91	28.11	29.33	30.56
<b>-20</b>	16.56	17.26	17.99	18.73
<b>-15</b>	10.7	11.15	11.61	12.08
<b>-10</b>	7.174	7.471	7.778	8.08
<b>-5</b>	4.95	5.154	5.362	5.569
<b>0</b>	3.496	3.639	3.783	3.931

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 6: Influência do superaquecimento no comprimento do tubo capilar calculado, em metros, para o gás R290.

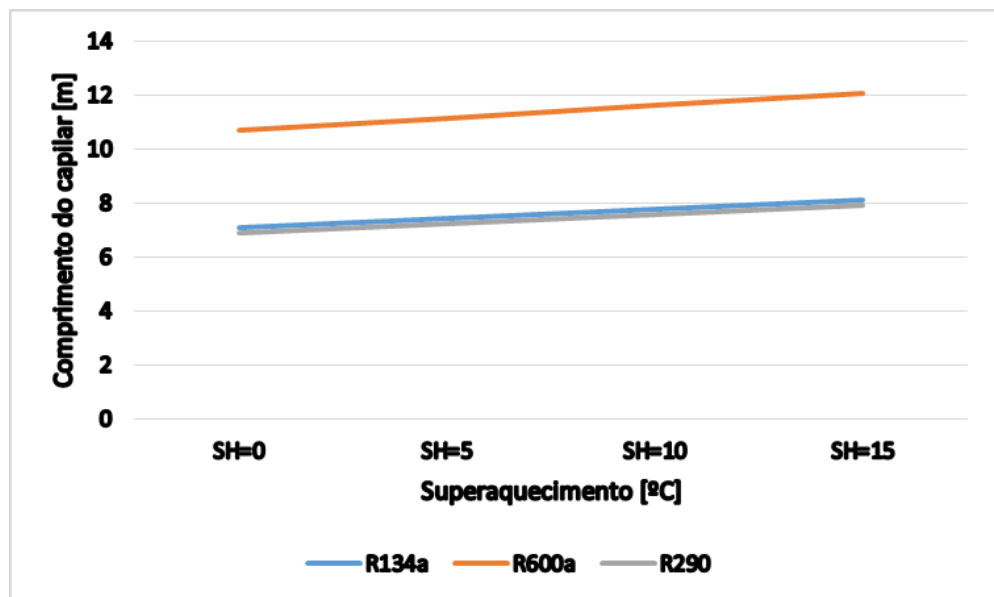
<b>Temperatura de evaporação (°C)</b>	<b>Superaquecimento (°C)</b>			
	<b>0</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>
<b>-40</b>	54.38	57.3	60.27	63.29
<b>-35</b>	33.08	34.81	36.51	38.24
<b>-30</b>	21.26	22.32	23.37	24.46
<b>-25</b>	14.2	14.9	15.59	16.28
<b>-20</b>	9.786	10.26	10.73	11.21
<b>-15</b>	6.909	7.241	7.576	7.908
<b>-10</b>	4.976	5.215	5.454	5.694
<b>-5</b>	3.637	3.814	3.99	4.166
<b>0</b>	2.691	2.824	2.955	3.086

Fonte: Próprio Autor.

Nota-se que os comprimentos de capilar obtidos para temperaturas de evaporação de  $-40^{\circ}\text{C}$  à  $-15^{\circ}\text{C}$  são bastante discrepantes dos valores das demais condições e se distanciam dos valores respaldados pela literatura – de 0,5 à 6m (STOECKER;JABARDO, 2002).

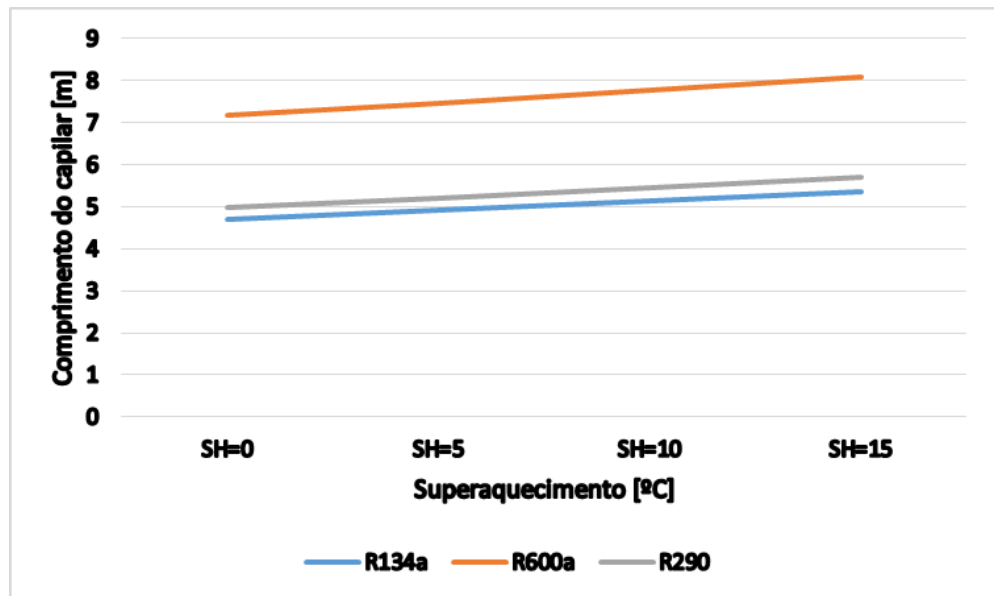
Nas Figuras 17 a 20, pode-se observar a influência do superaquecimento, dada uma temperatura de evaporação, para os gases R134a, R600a e R290.

Figura 17: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando-se a temperatura de evaporação em  $-15^{\circ}\text{C}$ .



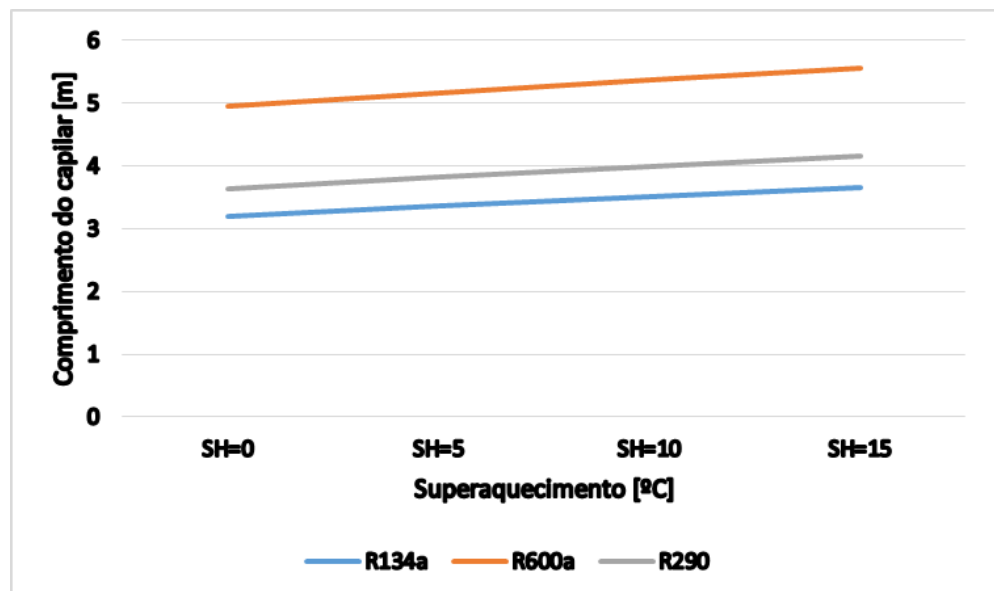
Fonte: Próprio Autor.

Figura 18: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando-se a temperatura de evaporação em  $-10^{\circ}\text{C}$ .



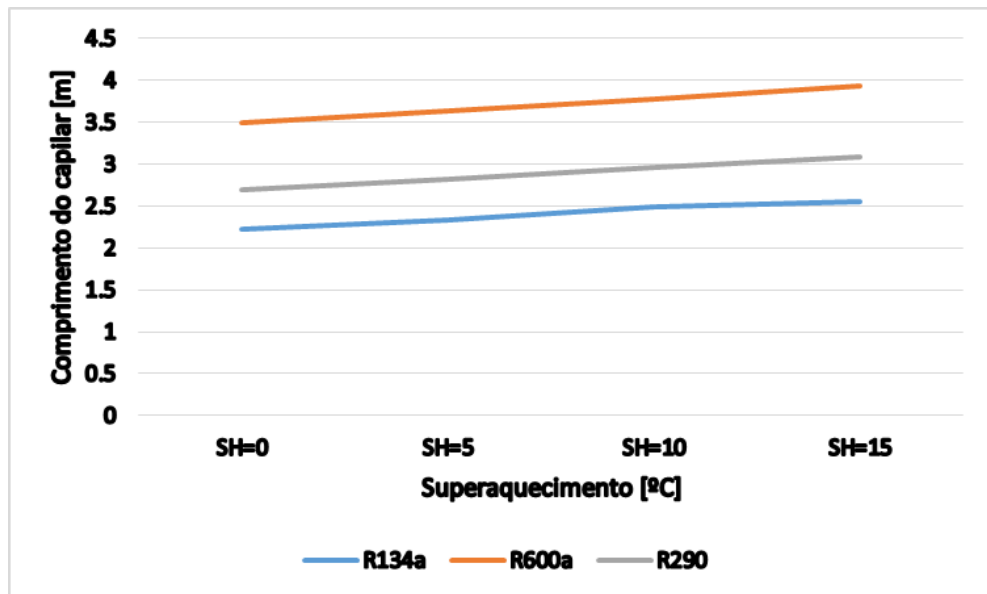
Fonte: Próprio Autor.

Figura 19: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando-se a temperatura de evaporação em  $-5^{\circ}\text{C}$ .



Fonte: Próprio Autor.

Figura 20: Influência da temperatura de evaporação e do superaquecimento no comprimento do tubo capilar fixando-se a temperatura de evaporação em 0°C.



Fonte: Próprio Autor.

Nota-se, na Figura 17, que os gráficos do comprimento de capilar para os gases R134a e R290 se sobrepõem. Isso cria uma situação interessante quando há a intenção de *retrofit* do sistema. Neste caso, um mesmo sistema seria intercambiável entre os gases sem alterações no tubo capilar, o que não é verdade se a transição envolver o gás R600a. Ainda para R134a e R290, valores muito próximos são encontrados na Figura 18. Nesta, os comprimentos para o R600a também se distanciam dos demais.

## 5. DISCUSSÃO

---

### 5.1. VAZÃO MÁSSICA

Há influência do grau de superaquecimento sobre a vazão mássica fornecida pelo compressor, o que pode ser explicado pelas propriedades do fluido como volume específico e viscosidade do gás no ponto de aspiração. Sabe-se que quanto maior o grau de superaquecimento, maior o volume específico, logo, menor a vazão mássica na entrada do compressor e, por consequência, na sua saída. O mesmo argumento pode ser usado para explicar o aumento da vazão mássica com o aumento da temperatura de evaporação: o volume específico do gás na entrada do compressor diminui com o aumento da temperatura de evaporação.

Apesar da influência do grau de superaquecimento sobre a vazão mássica ser nítida, a alteração nos valores não é tão expressiva. Para o R134a, a maior variação aconteceu na Figura 8:– comparando-se as condições de 0 e 15°C de superaquecimento, houve variação de 11,22% na vazão mássica. Já a menor variação ocorreu na temperatura de 0°C, apenas 7,91%. O mesmo fenômeno foi observado para todos os gases, sendo a maior variação verificada pelo R600a a -40°C (9,92% - Figura 8) e a menor a 0°C (6,95% - Figura 16). Já para o R290, notou-se 9,06% a -40°C (Figura 8) e 8,18% a 0°C (Figura 16).

Pequenas variações de vazão mássica frente grandes graus de superaquecimento podem gerar situações vantajosas, pois o superaquecimento útil – dentro do evaporador – aumenta o efeito de refrigeração do sistema e, por consequência, a sua eficiência (COP). Contudo, ao aumentar o superaquecimento, alteram-se também as propriedades do fluido na descarga do compressor, aumentando a temperatura de condensação, o que pode aumentar o consumo energético do compressor.

Por outro lado, as variações na vazão mássica implicadas pela mudança da temperatura de evaporação são bastante expressivas. Para o R134a, fixando-se o superaquecimento e variando-se a temperatura de evaporação, encontram-se valores varrendo a faixa da ordem de 1000% (maior variação ocorre com 15°C de superaquecimento, 1028,69%; a menor é encontrada a 0°C de superaquecimento, 995,04%). Para o fluido R600a, a maior variação também a 15°C de superaquecimento é de 948,70%, e a menor a 0°C é de 920,36%. Para o R290, o mesmo ocorre, sendo que a 15°C de superaquecimento, a variação é de 451,31%, e a menor à 0°C de superaquecimento é de 446,88%.

## 5.2.COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR

Pela apresentação dos comprimentos (Tabelas 4, 5 e 6), notam-se valores destoantes do que se espera como resultado a partir do cálculo do comprimento dos capilares. Algumas hipóteses foram formuladas para explicar este fato. Nota-se que Stoecker e Jones (2003), apesar de apresentarem a formulação de forma didática e com exemplos, pecam pela escassez de hipóteses assumidas e condições de contorno do problema, o que dá margem para pensar – dados os resultados - que existem condições específicas onde a formulação é válida. Outra possível explicação é a de que os autores admitem que a simplificação mostrada na fórmula 22 só tem validade para escoamento turbulento com baixo número de Reynolds. Na configuração relativa a  $-40^{\circ}\text{C}$  de temperatura de evaporação e superaquecimento de  $0^{\circ}\text{C}$ , encontram-se valores de Reynolds para o R134a em torno de 4000, o que pode ser interpretado como estando na faixa de transição entre escoamento laminar e turbulento.

Analisando-se com mais ênfase os pontos em que os comprimentos foram calculados para a faixa de evaporação de  $-15^{\circ}\text{C}$  até  $0^{\circ}\text{C}$ , pode-se observar os fatores que influenciam o comprimento do capilar. Verifica-se que, quanto maior o grau de superaquecimento, maior também o comprimento do tubo capilar calculado, porém pode-se perceber que a variação dos comprimentos dos tubos é baixa quando comparada com a variação do superaquecimento. Para o R134a, têm-se variações que se situam entre 14,10% até 14,22%; já para o R600a, a faixa é de 12,44% até 12,90%, e para R290, de 14,5% até 14,7%. Quando se foca a influência da temperatura de evaporação no comprimento do capilar, percebem-se valores mais expressivos de variação. Para o R134a, notam-se variações na ordem de 218%, para o R600a, de 206%, e para o R290, de 156%.

## 6. CONCLUSÃO

---

Analisando-se os fatores que influenciam a vazão mássica provida pelo compressor, vê-se que o superaquecimento exerce pouca influência quando comparado com a temperatura de evaporação. Para uma faixa de 0°C a 15°C de superaquecimento, têm-se variações da ordem de 10% na vazão mássica para todos os gases. Isso pode ser vantajoso, visto que o superaquecimento útil (que acontece dentro do evaporador) aumenta o COP do sistema e “penaliza” pouco o sistema com a diminuição da vazão mássica. Porém, vale ressaltar que este trabalho não aborda o aumento do consumo de energia e perdas internas no compressor que podem ocorrer em decorrência do aumento do superaquecimento.

Interessante notar que, para todas as condições testadas, o R600a é o que apresenta a menor vazão mássica dentre os gases analisados. O R290 é o que apresenta a maior vazão mássica para temperaturas mais baixas de evaporação, porém o R134a se destaca nesse quesito para temperaturas de evaporação a partir de -25°C.

Comparando-se os comprimentos de capilar obtidos através da formulação iterativa proposta por Stoecker e Jones (1985) para os gases R134a, R600 e R290, nota-se que existe a necessidade de alteração dos comprimentos, ainda que para a mesma faixa de evaporação. Existe uma faixa de intercambiabilidade para os comprimentos obtidos com gases R134a e R290 em que um possível *retrofit* de um sistema não exigiria alterações no capilar para obtenção do equilíbrio de vazões mássicas. Esta condição se dá para a temperatura de evaporação de -15°C. Em todas as condições de superaquecimento, a intercambiabilidade se manteve, mostrando desvios de 3% entre os comprimentos. Já para o gás R600a, na mesma condição, a variação foi de 50% quando comparado com o R134a, sendo o comprimento para o R600a sempre maior.

Para a temperatura de evaporação de -10°C, a diferença de comprimento calculado entre o R134a e o R290 aumenta para 6%; entre o R134a e o R600, é de 51,5%. Quando elevada a temperatura de evaporação para -5°C, a diferença entre o R134a e o R290 aumenta para 14%, e entre R134a e o R600, para 53%. Por fim, a 0°C no evaporador, a diferença entre o R134a e o R290 é de 21%, e entre o R134a e o R600a é de 55%. Conclui-se que as diferenças entre os comprimentos aumentam com o aumento da temperatura de evaporação.

Nota-se que alguns resultados de comprimento do capilar obtidos através do equacionamento iterativo proposto por Stoecker e Jones (1985) fogem da realidade, gerando comprimentos de mais de 200 m. Percebe-se que quanto menor a temperatura de evaporação,



mais absurdos os resultados se tornam. Isso leva a crer que a formulação não é válida para todas as situações, o que pode gerar insegurança ao projetista ao escolhê-la. Conclui-se, portanto, que apesar da simplicidade do equacionamento – o que o torna amplamente acessível - os resultados por ele obtidos podem não representar a realidade.

Para trabalhos futuros, sugere-se a implementação de uma bancada experimental a fim de validar os resultados obtidos pela formulação empírica proposta por Stoecker e Joner (1985). Propõe-se, também, o questionamento das falhas neste equacionamento, no sentido de verificar quais simplificações geram tais discrepâncias em relação à realidade. Por fim, recomenda-se a utilização de uma formulação mais aprimorada, tanto para o compressor, levando em conta outros fatores além do rendimento volumétrico de espaço nocivo, quanto para o capilar.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

"EMBRACO. **Aplicações**. Disponível em:

<<http://www.embraco.com/Default.aspx?tabid=106>>. Acesso em: 18 nov. 2020.

BITZER. **Relatório de refrigerantes 17**, 2017. Disponível em:

[https://www.chemours.com/Refrigerants/pt\\_BR/assets/downloads/BITZER\\_Completo\\_Editado.pdf](https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/assets/downloads/BITZER_Completo_Editado.pdf)

BOLAJI, B. O.; HUAN, Z. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 18, p. 49-54, 2013.

CALM, J. M. "The next generation of refrigerants—Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration* 31.7 (2008): 1123-1133.

**Ciências Térmicas - ENCIT 8 8**, Ágxiás de Lindóia, SP. 1988."

Como Dispositivos de Expansão em Sistemas de Refrigeração, **II Encontro Nacional de**

COOPER, L.; CHU, C. K.; BRISKEN, W. R. Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions. *Refrigerating Eng*, v. 65, n. 7, p. 37, 1957.

DE AGUIAR FREIRE, Wildemar. **ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE UMA PLANTA DE COMPRESSORES DE AR MODELO ZH9000**. 2015. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Pará.

DING, Guo-liang. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of refrigeration*, v. 30, n. 7, p. 1119-1133, 2007.

ELBEL, Stefan; VISEK, Matej; HRNJAK, Pega. **A fair comparison of CO2 and propane used in light commercial applications featuring natural refrigerants**. 2016.

ERTH, Richard Alan. **Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction**. 1974.

GOLDSTEIN, S. D.; SD, GOLDSTEIN. **A computer simulation method for describing two-phase flashing flow in small diameter tubes**. 1981.

GOSNEY, William Bell. **Principles of refrigeration**. 1982.

HE, Mao-Gang et al. Application of natural refrigerant propane and propane/isobutane in large capacity chest freezer. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 732-736, 2014.

JACKSON, Kathy Merlock. Refrigeration Nation: A History of Ice, Appliances, and Enterprise in America. **The Journal of American Culture**, v. 37, n. 2, p. 246, 2014.

KIM, Man-Hoe; BULLARD, Clark W. Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers. **J. Energy Resour. Technol.**, v. 124, n. 1, p. 47-55, 2002.

MARCY, Gerald P. Pressure drop with change of phase in a capillary tube. **Refrigerating engineering**, v. 57, n. 1, p. 53-57, 1949.

MELO, C., NEGRÃO, C. O. R. Simulação Numérica de Tubos Capilares Utilizados  
MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs - PBH: fluídos frigoríficos naturais em sistemas de refrigeração comercial**. Brasília: MMA, 2015.

MORAN, Michael J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, 6ª edição. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2009.

NEGRÃO, Cezar OR; HERMES, Christian JL. Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach. **Applied Energy**, v. 88, n. 9, p. 3051-3060, 2011.

PEREIRA, Luiz Gustavo et al. **Simulação semi-empírica de refrigeradores domésticos**, 2013.

PERKINS, Jacob. **Apparatus for producing ice and cooling fluids**. British Patent, n. 6662, 1834.

PIMENTA, Walter José et al. **Avaliação da Degradação do Desempenho de um Compressor Operando com Hidrocarbonetos**. 16º Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica-FEMEC/UFU, Uberlândia-MG, 2006.

PROSEK, J. R. A practical method of selecting capillary tubes. **Refrigerating Engineering**, v. 61, n. 6, p. 644-647, 1953.

SÁNCHEZ, D. et al. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p. 267–280, 2017.

SEIXLACK, Andre Luiz et al. **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares**. 1996.

STOECKER, W.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**, 2002.

TECUMSEH DO BRASIL LTDA. **TCW413Y-ES8E**, 2018. Disponível em: <https://www.tecumseh.com/pt/South-America/Products/ReciprocatingCompressors/TCW413Y-ES8E?pdf=datasheet>

WINKLER, Jonathan; AUTE, Vikrant; RADERMACHER, Reinhard. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 5, p. 930-942, 2008.

## 8. APÊNDICES

---

Rotina EES:

"Dados de entrada"

$T_{\text{evap}} =$

$T_{\text{cond}} =$

$P_{\text{cond}} = p_{\text{sat}}(\text{R134a}, T = T_{\text{cond}})$

$P_{\text{evap}} = p_{\text{sat}}(\text{R134a}, T = T_{\text{evap}})$

$\text{SUPERAQUECIMENTO} = [\text{C}] \text{ "variar parametro"}$

$T1 = T_{\text{evap}} + 0,001 + \text{SUPERAQUECIMENTO}$

$S1 = \text{entropy}(\text{R134a}, T=T1, P=P_{\text{evap}})$

$h1 = \text{enthalpy}(\text{R134a}, T= T1, P=P_{\text{evap}})$

$v1 = \text{volume}(\text{R134a}, T=T1, P=P_{\text{evap}}) * 1000$

"Ponto 2 - descarga do compressor"

$T2 = \text{temperature}(\text{R134a}, S = S1, P = P_{\text{cond}})$

$h2 = \text{enthalpy}(\text{R134a}, P = P_{\text{cond}}, S= S1)$

"modelagem do compressor e calculo da vazão mássica"

"dados do compressor"

$e = 4$

$V_d = 0,0006522 \text{ [m}^3/\text{s]}$

$k = C_p/C_v$  "coeficiente k com compressao isoentrópica"

$C_p = CP(R134a, T = T_{evap}, x=1)$

$C_v = CV(R134a, T = T_{evap}, x=1)$

$N_{vn} = 100 - e(((P_{cond}/P_{evap})^{(1/k)}) - 1)$  "eficiencia volumetrica de espaço  
nocivo"

$m = V_d * N_{vn} / (100 * v_1)$  "vazao massica do compressor"

"modelagem tubo capilar"

$T_{cond} = 45$  [C]

$T_{evap} = -18$  [C]

$P_{cond} = p_{sat}(R134a, T = T_{cond})$

$P_{evap} = p_{sat}(R134a, T = T_{evap})$

"Ponto 3 - entrada tubo capilar"

SUBRESFRIAMENTO = [C] "variar parametro"

$T_3 = T_{cond} - 0,001 - SUBRESFRIAMENTO$

$h_3 = enthalpy(R134a, P = P_{cond}, T = T_3)$

$u_3 = viscosity(R134a, T=T_3, P = P_{cond})$

$v_3 = volume(R134a, T = T_{cond}, h = h_3)$

$Vel_3 = (m * v_3) / A$  "velocidade de escoamento no ponto 3"

$Re_3 = (Vel_3 * D) / (u_3 * v_3)$  "Número de Reynolds no ponto 3"

"dados do capilar"

$A = \pi \cdot (D)^2 / 4$  [m] "area da secção transversal do tubo"

$D = 0.00163$  [m] "diametro do tubo"

"calculo do título no ponto 4 - saída do capilar"

$a1 = ((v_{v4} - v_{l4})^2) \cdot ((m/A)^2) \cdot (1/2)$

$b1 = 1000 \cdot (h_{v4} - h_{l4}) + v_{l4} \cdot (v_{v4} - v_{l4}) \cdot ((m/A)^2)$

$c1 = 1000 \cdot (h_{l4} - h3) + ((m/A)^2) \cdot (1/2) \cdot (v_{l4}^2) - ((Vel_3^2)/2)$

$x4\_1 = (-b1 + \text{SQRT}((b1^2) - 4 \cdot a1 \cdot c1)) / (2 \cdot a1)$

$x4\_2 = (-b1 - \text{SQRT}((b1^2) - 4 \cdot a1 \cdot c1)) / (2 \cdot a1)$

$x4 = x4\_1$  "título no ponto 4: deve ser um numero entre 0 e 1"

"dados ponto 4 - saída do capilar"

$h4 = \text{enthalpy}(R134a, T = T_{\text{evap}}, x = x4)$

$v4 = \text{volume}(R134a, T = T_{\text{evap}}, x = x4)$

$u_{v4} = \text{viscosity}(R134a, T = T_{\text{evap}}, x = 1)$  "viscolidade de vapor saturado na temperatura de evaporação"

$u_{l4} = \text{viscosity}(R134a, T = T_{\text{evap}}, x = 0)$  "viscolidade de vapor saturado na temperatura de evaporação"

$u4 = u_{l4} \cdot (1 - x4) + u_{v4} \cdot x4$  "viscosidade do ponto 4, de acordo com o título calculado"

$Vel_4 = (m \cdot v4) / A$  "velocidade de escoamento no ponto 4"

$Re_4 = (Vel_4 \cdot D) / (u4 \cdot v4)$  "Número de Reynolds no ponto 4"

$$V_m = (vel_3 + vel_4)/2 \quad \text{"velocidade média"}$$

$$f_3 = 0.33/(Re_3^{0.25}) \quad \text{"fator de atrito no ponto 3"}$$

$$f_4 = 0.33/(Re_4^{0.25}) \quad \text{"fator de atrito no ponto 4"}$$

$$f_m = (f_3 + f_4)/2 \quad \text{"fator de atrito médio"}$$

"calculo do comprimento do tubo capilar"

$$L = L = ((P_{cond} - P_{evap}) - (m * ((vel_3 - vel_4)/A))) * ((2 * D * A) / (f_m * Vel_m * m))$$