

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

ANSELMO GOULART GONÇALVES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM USO DE
EJETOR BIFÁSICO E SEPARADOR DE LÍQUIDO DO TIPO T**

São Leopoldo

2021

ANSELMO GOULART GONÇALVES

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM USO DE
EJETOR BIFÁSICO E SEPARADOR DE LÍQUIDO DO TIPO T**

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS

Orientadora: Profa. Dr. Jacqueline Biancon Coppeti

Coorientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

São Leopoldo

2021

G635a Gonçalves, Anselmo Goulart.
 Análise experimental de um ciclo de refrigeração com uso
de ejetor bifásico e separador de líquido do tipo T / Anselmo
Goulart Gonçalves. – 2021.
 83 f. : il. ; 30 cm.

 Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos
Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
2021.
 “Orientadora: Profa. Dr. Jacqueline Biancon Coppeti
 Coorientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan.”

 1. Sistema de refrigeração. 2. Ar condicionado automotivo.
 3. Ejetor bifásico. 4. Ciclo Gay. 5. Separador de líquido.
 I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

(Bibliotecária: Amanda Schuster – CRB 10/2517)

AGRADECIMENTOS À CAPES

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

A Prof.^a Dr.^a Jacqueline B. Copetti, pela oportunidade ao depositar sua confiança em mim e proporcionar uma grande experiência ao ser seu orientado mais uma vez, e sempre se dedicar a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Mario H. Macagnan, pelo apoio e co-orientação dedicada para realização deste trabalho junto com as inúmeras reuniões para discutir possibilidades e hipóteses, sendo isto tudo realizado em um período difícil de pandemia.

Ao laboratorista Renan Amaral Delvan, pelo suporte dado junto ao Laboratório de Fenômenos de Transporte.

A laboratorista Amanda Nugentt dos Santos pelo suporte dado junto ao Laboratório de Fenômenos de Transporte.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental do ciclo de refrigeração com ejetor bifásico para recuperação de energia com o fluido refrigerante R-134a, em específico o ciclo proposto por Gay. Para a realização deste ciclo foi dimensionado um separador de líquido com junção T e com seção de visualização para analisar os padrões de escoamento. Os testes experimentais foram realizados analisando a carga de refrigerante no sistema e sua influência nos parâmetros do ciclo. Com a carga de 4.600 g foi realizada uma análise da rotação do compressor, da temperatura do ar no evaporador e a influência da abertura da válvula de expansão e suas consequências no sistema. Com a análise da carga de refrigerante no sistema observou-se que a massa total no sistema influencia consideravelmente na potência do compressor e na potência térmica do condensador, mas sendo pouco efetivo no escoamento do bocal secundário. Com a análise da rotação do compressor e das temperaturas foi possível identificar escoamento reverso no ejetor, assim realizando uma análise termográfica para uma melhor identificação. O separador de líquido apresentou, em todos os testes experimentais, escoamento estratificado na seção de entrada e separação das fases na seção vertical, sendo possível identificar através de imagens a separação das fases em seu corpo.

Palavras-chave: Sistema de Refrigeração, Ar Condicionado Automotivo, Ejetor bifásico, Ciclo Gay, Separador de Líquido.

ABSTRACT

This work presents an experimental study of a refrigeration cycle with a two-phase ejector for energy recovery with the R-134a refrigerant, specifically the cycle proposed by Gay. This cycle was carried out with a liquid separator with T-junction and a visualization section designed to analyze the flow patterns. Experimental tests were performed analyzing the refrigerant charge in the system and its influence on the cycle parameters. With a refrigerant load of 4,600 g, an analysis of the compressor rotation, the inlet air temperature in the evaporator and the influence of the expansion valve opening and its consequences on the system was carried out. With the analysis of the refrigerant charge in the system, it was observed that the amount of mass considerably influences the power of the compressor and the thermal power of the condenser, but it is not very effective in the flow of the secondary nozzle. The analysis of the influence of compressor rotation and temperatures, together with a thermographic analysis, allowed the identification of reverse flow in the ejector. The liquid separator presented in all experimental tests stratified flow in the inlet section and phase separation in the vertical section, being possible to identify through images the phase separation in its body.

Keywords: Cooling System, Automotive Air Conditioning, Two-Phase Ejector, Gay Cycle, Liquid Separator.

LISTA DE SIGLAS

ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
COS	<i>Condenser Outlet Split</i> (Divisão na saída do condensador)
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
LETEF	Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos
REFROP	<i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
\dot{A}	Área adimensional	[-]
Ar	Número de Arquimedes	[-]
COP	Coefficiente de performance	[-]
Cr	Critério de rejeição Chauvenet	
D	Diâmetro	[m]
Fr	Número de Froude	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	Fluxo de massa	[kg/ms ²]
\dot{h}	Altura adimensional	[m]
K	Critério K por McCable	[-]
L	Comprimento	[m]
\dot{m}	Taxa de massa	[kg/s]
P	Pressão	[kPa]
Q	Taxa de calor	[W]
\dot{q}	Fluxo de calor	[W/m ²]
r	Razão entre a taxa de massa do bocal primário e a taxa de massa total	[-]
s	Entropia específica	[kJ/(kgK)]
T	Temperatura	[°C]
TBS	Temperatura de bulbo seco	[°C]
TBU	Temperatura de bulbo úmido	[°C]
UR	Umidade relativa	[%]
V	Velocidade	[m/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
W	Potência mecânica	[kW]
We	Número de Weber	[-]
x	Título de vapor	[-]
x_i	Valor amostral pontual	[-]
X	Média aritmética	[-]
 <i>Gregos</i>		
η	Eficiência	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
μ	Viscosidade	[Ns/m ²]
α	Fração de vazio	[-]
θ	Ângulo escoamento	[°]
σ	Tensão superficial	[N/m]
ω	Razão entre vazões mássicas de entrada	[-]
ε	Valor para comparação de Chauvenet	[-]

λ	Desvio Padrão	[-]
<i>Subscritos</i>		
0	Propriedade de estagnação	
<i>bocal</i>	Bocal	
<i>C</i>	Condensador	
<i>c*</i>	Crítica	
<i>co</i>	Crítica de operação	
<i>comp</i>	Compressor	
<i>crit</i>	Crítico	
<i>d</i>	Descarga	
<i>diff</i>	Difusor	
<i>E</i>	Evaporador	
<i>e_cond</i>	Entrada do condensador	
<i>e_evap</i>	Entrada do evaporador	
<i>est</i>	Estratificado	
<i>g</i>	Gás	
<i>GAY</i>	Ciclo de Gay	
<i>i</i>	Seção de entrada	
<i>is</i>	Isentrópico	
<i>l</i>	Líquido	
<i>lg</i>	Evaporação	
<i>ond</i>	Ondulado	
<i>p</i>	Primário	
<i>pa</i>	Partícula	
<i>r</i>	Razão	
<i>re</i>	Real	
<i>s</i>	Secundário	
<i>sat</i>	Saturação	
<i>sub</i>	Sub-resfriamento	
<i>suc</i>	Sucção	
<i>sup</i>	Superaquecimento	

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Esquema de um ejetor bifásico.	18
Figura 2.2: Diagrama de um ejetor de vapor e os perfis de pressão e velocidade.....	18
Figura 2.3: Razão de vazões de entrada em função da pressão de descarga.	20
Figura 2.4: Ciclo de refrigeração de Gay (1931).....	22
Figura 2.5: Ciclo de refrigeração com ejetor bifásico COS proposto por Oshitani et al. (2005).	23
Figura 2. 6: Separador de líquido por gravidade.	27
Figura 2.7: Diagrama de forças exercidas na gotícula no separador de líquido.....	29
Figura 2.8: Diagrama de forças exercidas na bolha na fase líquida.	30
Figura 2.9: Experimento com separador de líquido (Janke et al., 2018).....	32
Figura 2.10: Diagrama do separador de líquido.	33
Figura 2.11: Fluxograma para o cálculo da seção de entrada do separador de líquido.	36
Figura 2.12: Fluxograma para o dimensionamento da seção de vapor.	38
Figura 2.13: Fluxograma para o dimensionamento da seção de líquido.	39
Figura 3.1: Bancada de testes de AC automotivo.....	40
Figura 3.2: Diagrama da bancada de testes operando com o ciclo de Gay.	41
Figura 3.3: Túnel de vento com o condensador.	42
Figura 3.4: Placa de bocais do túnel de vento.	43
Figura 3.5: Suporte do condensador.	44
Figura 3.6: Calorímetro do evaporador.	45
Figura 3.7: Sistema utilizado para umidificar o ar no calorímetro.....	46
Figura 3.8: Seção do calorímetro com a localização dos pontos de tomada de pressão do ar.	46
Figura 3.9: Compressor e motor elétrico para seu acionamento.	47
Figura 3.10: Ejetor: (a) componentes individualizados em latão (b) seção longitudinal do ejetor.	48
Figura 3.11: Principais dimensões do ejetor.....	49
Figura 3.12: Tubo em PVC transparente do separador de líquido.	50
Figura 4.1: Taxa de massa no compressor e no evaporador com a variação da carga de refrigerante.....	55
Figura 4.2: Subresfriamento na saída do condensador e potência do compressor para diferentes cargas de refrigerante.....	56
Figura 4.3: Pressões ao longo do ejetor com a variação da carga de refrigerante.....	57

Figura 4.4: Perfil de pressão no ejetor na região de mistura, bocal secundário e difusor.	58
Figura 4.5: Pressão de saída do difusor e pressão na saída da coluna de líquido do separador.	58
Figura 4.6: Perfil de temperaturas do fluido refrigerante com a variação da carga.	59
Figura 4.7: Perfil de temperaturas na região de baixa pressão com a variação da carga de refrigerante.....	60
Figura 4.8: Efeito da carga de refrigerante sobre as pressões de descarga e sucção e a relação de compressão.	61
Figura 4.9: Potência no compressor e taxa de calor trocado no condensador e evaporador. ...	61
Figura 4. 10: Pressões ao longo do ejetor para TBS no condensador 45 °C e no evaporador 40 °C e com abertura de 6 voltas do dispositivo de expansão.	63
Figura 4. 11: Variação do parâmetro ω com a rotação para a temperatura do ar na entrada do condensador de 45 °C.	64
Figura 4. 12: Variação dos parâmetros ω e r com a rotação do compressor para a temperatura do ar na entrada do condensador de 45 °C e no evaporador de 40 °C e 3 voltas da válvula. ...	64
Figura 4.13: Potência nos componentes do sistema para TBS no condensador 45 °C e no evaporador 40 °C e abertura de 3 voltas do dispositivo de expansão.....	65
Figura 4.14: Tubulação de alimentação do Coriolis.....	66
Figura 4.15: Região de bloqueio.....	67
Figura 4.16: Dados experimentais em diferentes pontos do ciclo de Gay para carga de 4.600 g e rotação do compressor de 750 rpm.	68
Figura 4.17: Dados experimentais em diferentes pontos do ciclo de Gay para carga de 4.000 g e rotação do compressor de 1000 rpm.	68
Figura 4.18: Imagens térmicas (a) ejetor (b) evaporador.	70
Figura 4.19: Seção de entrada do separador de líquido: (a) imagem da câmera; (b) imagem processada pelo ImageJ.	71
Figura 4.20 Seção de entrada do separador de líquido na metade de seu comprimento.	71
Figura 4.21 : Seção de entrada em 500 mm.	72
Figura 4.22: Imagem do separador de líquido na região de junção do tubo horizontal com o vertical (seção T): (a) imagem em alta velocidade ; (b) imagem editada pelo ImageJ.	73
Figura 4.23: Seção de líquido com imagem da câmera de alta velocidade (a) e imagem editada pelo ImageJ para análise dos diâmetros das bolhas (b).	73
Figura 4.24: Curva de distribuição normal representando o diâmetro da bolha de vapor.....	75
Figura 4.25: Separador de líquido na região de vapor.....	75

Figura 4.26: Imagens das seções do separador de líquido..... 76

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Diâmetros de bolhas removidas por diferentes tipos de separadores.	26
Tabela 2.2: Tabela para determinar a velocidade terminal.....	37
Tabela 3.1: Dimensionamento do separador de líquido.	49
Tabela 3.2 Instrumentos de medição na bancada de testes.....	51
Tabela 3.3: Matriz de testes.	52
Tabela 3.4: Incertezas dos Instrumentos.....	54
Tabela 4.1: Dados para análise amostral das bolhas de vapor.....	74
Tabela 4.2 Critério de rejeição de Chauvenet.....	74
Tabela 4.3 Incerteza de medição máxima	76

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. Objetivos.....	15
1.1.1. Objetivo Geral.....	15
1.1.2. Objetivos Específicos	15
1.2. Justificativa	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1. Aspectos Históricos do Ejetor.....	17
2.2. Funcionamento do Ejetor Bifásico	17
2.3. Desempenho do Ejetor	20
2.4. Ejetor como Dispositivo de Expansão.....	21
2.4.1. Ciclos de Compressão de Vapor com Ejetor Bifásico, Ciclo de Gay.....	22
2.4.2. Ciclos de Compressão a Vapor com Ejetor Bifásico, Ciclo de COS.....	23
2.5. Fundamentos Teóricos dos Principais Parâmetros do Ciclo de Gay	24
2.5.1. Eficiências nos Componentes do Ejetor	25
2.6. Separador de Líquido.....	26
2.6.1. Teoria de liquefação.....	28
2.7. Dimensionamento do Separador de Líquido em T.....	29
2.8. Separador de líquido em T	31
2.8.1. Seção de entrada	33
2.8.2. Seção de vapor	36
2.8.3. Seção de líquido.....	38
3. METODOLOGIA.....	40
3.1. Bancada de Testes e Instrumentação.....	40
3.1.1. Túnel de Vento com Condensador.....	41
3.1.2. Calorímetro do Evaporador.....	44
3.1.3. Componentes e Equipamentos que compõem o ciclo.....	47
3.1.4. Descrição do Ejetor.....	47
3.1.5. Separador do tipo T.....	49
3.1.6. Separador de Óleo.....	50
3.1.7. Instrumentação	50
3.2. Programa de Testes	52
3.3. Tratamento de Dados	53

3.4. Incertezas dos Instrumentos e Propagadas	53
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
4.1. Carga de refrigerante.....	55
4.2. Desempenho do Ciclo Gay Variando a Rotação	62
4.2.1. Análise termográfica.....	66
4.3. Separador de líquido	70
4.4. Incertezas de Medição Final	76
4.5. Dificuldades do ciclo Gay.....	77
5. CONCLUSÕES.....	78
5.1. Sugestões para trabalhos futuros	79
6. REFERÊNCIAS	80

1. INTRODUÇÃO

Os processos de refrigeração são fundamentais para o conforto térmico e conservação de produtos, onde o crescente aumento dessas demandas gera um consumo de energia cada vez maior (Pérez-Lombard et. al., 2008).

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é um dos ciclos mais utilizados desde refrigeração domiciliar, industrial e automotiva. Este ciclo é baseado no ciclo de Carnot com várias considerações para tornar o processo real possível, através de um processo de expansão isentálpico desde a condição de saída do condensador até a pressão do evaporador, e o processo de compressão, realizado pelo compressor, que apresenta perdas por atrito e calor aumentando a sua entropia.

Devido a esses fatores, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem uma alta irreversibilidade. O processo de expansão é realizado comumente por tubos de orifício, tubos capilares ou válvulas de expansão, cuja função física desses dispositivos é reduzir a pressão do refrigerante até a pressão de trabalho no evaporador, através do estrangulamento desse refrigerante tornando o processo irreversível.

Considerando o crescente aumento nas pesquisas sobre novas tecnologias para aumentar a eficiência dos processos de refrigeração, uma dessas tecnologias que mostra resultados promissores é a utilização de ejetores para recuperação de parte do trabalho perdido da expansão.

O ejetor se beneficia da energia cinética do processo de expansão, recuperando parte dessa energia e a utilizando para aumentar a pressão na entrada do compressor, assim, diminuindo o consumo de energia do ciclo de refrigeração e, conseqüentemente, aumentando sua eficiência (DOMANSKI, 1995).

Esses sistemas de refrigeração com ejetores estão cada vez mais em voga e mostram bons resultados quando comparados com os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, como apresentado nos trabalhos de Domanski (1995), Lawrence e Elbel (2013) e Ersoy e Sag (2014).

Entretanto, os sistemas de refrigeração com ejetores não foram capazes ainda de se tornarem atrativos no mercado, devido a sua baixa eficiência e perda de desempenho quando operado fora das zonas de projeto.

Para tentar contornar essas dificuldades que o ejetor apresenta, outros autores como Zhu e Elbel (2018), Kawamoto et al. (2017) e Takeuchi et al. (2004) procuraram modificar alguns

parâmetros de dimensionamento do ejetor desde geometrias, ângulos, controle da vazão na entrada do ejetor e até modificar o padrão de escoamento na entrada do ejetor.

Gay em 1930 propôs um ciclo de refrigeração que utiliza o ejetor bifásico para a recuperação de trabalho, este ciclo acabou se tornando por muitos autores como o ciclo padrão de refrigeração com ejetor. Sendo que uma das principais características do ciclo de Gay é a utilização de um separador de líquido junto com o ejetor, em que o separador tem a função de alimentar o compressor com vapor saturado e a válvula de expansão com o líquido saturado.

Mas isso traz consigo alguns fatores críticos de projeto relacionados ao uso do separador de líquido. Um deles é a eficiência do separador, e caso o separador de líquido seja ineficiente, pode impactar de maneira significativa no ciclo com ejetor mesmo com o ejetor funcionando corretamente, juntamente com a possibilidade de não haver retorno do óleo para o compressor (LAWRENCE e ELBEL, 2014).

Devido a este panorama apresentado sobre a tecnologia de ejetores para refrigeração, e a escassez de informações sobre estudos experimentais com ejetores bifásicos para refrigeração automotiva, verifica-se a necessidade de aprofundar estudos nesta área, o que motivou o desenvolvimento deste trabalho.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em avaliar experimentalmente o ciclo de refrigeração com ejetor bifásico, proposto por Gay (1930), que contém um separador de líquido do tipo T operando com o fluido refrigerante R-134a.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Dimensionar um separador de líquido do tipo T;
- Analisar operabilidade e performance do separador de líquido do tipo T;
- Analisar performance do ejetor no ciclo proposto por Gay;
- Comparar as condições em que o ejetor é viável ou inviável quando operado fora dos critérios de projeto.

1.2. Justificativa

A energia fornecida para os sistemas de ar condicionado automotivo, em geral, é proveniente de duas fontes: do acionamento direto, onde o compressor é acionado pela transmissão mecânica do motor através de um sistema de correias, e pela energia elétrica fornecida pelo sistema alternador/bateria que alimenta os ventiladores e os sistemas de controle.

Estudos apontam que o ar condicionado automotivo pode ser responsável por até 20% do consumo de combustível quando submetido a congestionamentos e climas quentes e úmidos (YANG e YANG, 2018).

O ejetor para recuperação de trabalho visa melhorar a eficiência dos sistemas de refrigeração, com decréscimo da razão de compressão e, por consequência, irá diminuir o trabalho realizado pelo compressor. Isto ocorre devido à energia recuperada pelo ejetor que é transformada em pressão, possibilitando que a pressão de sucção seja maior que a pressão de trabalho no evaporador.

Devido ao aumento de eficiência do sistema e o decréscimo do consumo de combustível, os ciclos com ejetores se tornam relevantes para pesquisas e aplicações na área de refrigeração automotiva.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentado os aspectos teóricos do ejetor, seu funcionamento e os métodos de dimensionamento para o separador do tipo T.

2.1. Aspectos Históricos do Ejetor

Charles Parsons em 1901, criou um ejetor para separação e remoção do ar que estava misturado com vapor d'água em turbinas a vapor. O primeiro registro de aplicação do ejetor para a refrigeração foi elaborado por Maurice Leblanc, em 1910, e utilizava vapor d'água como fluido de trabalho do sistema.

O ejetor, por não possuir peças móveis e com baixo nível de ruído e vibração foi altamente popular por duas décadas (GOSNEY, 1982).

Ao final década de 40, a tecnologia de ejetores na refrigeração ficou estagnada sendo substituída pela tecnologia de refrigeração de compressão mecânica de vapor (STOECKER; JONES, 1982). Uma das grandes desvantagens da época dos sistemas de refrigeração com ejetores era a utilização de água como fluido refrigerante limitando assim a temperatura de refrigeração acima de 0 °C.

O final da década de 80 ficou marcado por uma crescente sensibilização sobre os impactos ambientais causados em decorrência da utilização de refrigerantes sintéticos usados na tecnologia de refrigeração por compressão mecânica de vapor, tais como a degradação da camada de ozônio e o aquecimento global. Isto influenciou na retomada dos estudos sobre a refrigeração com ejetores com enfoque no incremento da eficiência do ciclo (IGLESIAS, 2012).

Nos últimos anos, as pesquisas de ejetores para refrigeração automotiva vêm crescendo, tanto em estudos de simulações fluidodinâmicas e termodinâmicas com intuito de melhorar a performance do sistema.

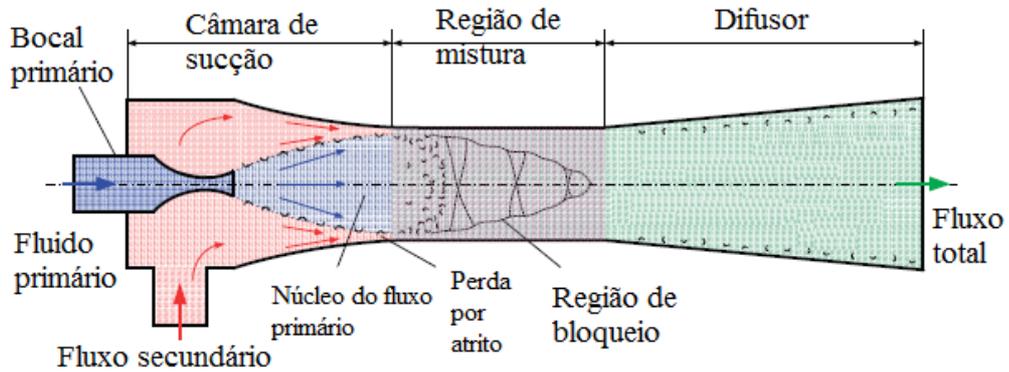
2.2. Funcionamento do Ejetor Bifásico

O ejetor bifásico é dividido em quatro seções principais: bocal primário convergente-divergente, câmara de sucção, região de mistura e difusor, conforme indicado no esquema da Fig. (2.1).

De maneira resumida, o escoamento primário entra no bocal convergente-divergente, acelera e expande, seguindo para a câmara de sucção. O escoamento secundário é aspirado para

a câmara de sucção, na região de mistura as duas correntes se misturam, e no difusor o escoamento, que agora é único, diminui a velocidade e aumenta pressão.

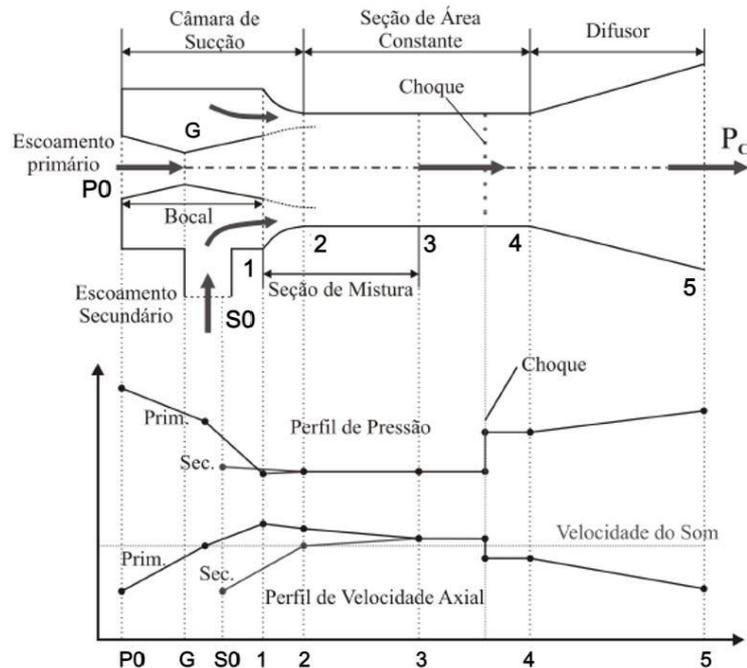
Figura 2.1: Esquema de um ejetor bifásico.



Fonte: Adaptado de EBEL e HRNJAK (2008).

Os perfis de pressão e velocidade no interior do ejetor são apresentados na Fig. (2.2).

Figura 2.2: Diagrama de um ejetor de vapor e os perfis de pressão e velocidade.



Fonte: IGLESIAS (2012).

O estado P_0 é o momento de admissão do escoamento primário à velocidade subsônica no bocal primário. No decorrer da seção convergente do bocal, a pressão do escoamento diminui e a velocidade aumenta até atingir a velocidade sônica na garganta, estado (G). Na seção

divergente, o escoamento continua diminuindo a pressão e aumentando a velocidade até uma condição supersônica.

Na seção de saída do bocal, estado (1), a pressão do escoamento primário é menor que do fluido secundário, resultando em uma área de baixa pressão possibilitando a sucção do fluido secundário. Na saída do bocal, o escoamento primário sofre uma expansão, gerando um duto convergente virtual e praticamente não havendo mistura das duas correntes.

Em algum ponto do duto, denominado garganta aerodinâmica o escoamento secundário alcança a velocidade do som, causando então uma condição de escoamento bloqueado (*choked flow*). Os escoamentos se misturam após o escoamento bloqueado gerando uma onda de choque, podendo ocorrer na câmara de sucção ou na seção de área constante, estado (3). A mistura, após o choque, caracteriza um escoamento que sofre um aumento na pressão e uma desaceleração até uma condição subsônica. O escoamento subsônico ao passar pelo difusor continua a desacelerar e, conseqüentemente, aumenta a pressão, recuperando assim parte da energia cinética de escoamento, estado (5).

A pressão na câmara de mistura deriva da pressão do fluido primário, secundário e da pressão de chegada do fluido primário no ejetor (CHUNNANOND e APHORNRATANA, 2003). Devido à diferença de pressão do escoamento primário e do secundário, podem ocorrer além de choques normais, choques oblíquos e até ondas de Prandtl-Meyer. Em função da alta dificuldade de modelagem, a expansão é aproximada através da curva isentrópica (IGLESIAS, 2012).

O desempenho do ejetor é caracterizado pela função de razão de vazões mássicas de entrada, ω , Eq. (2.1), que determina a quantidade de fluido secundário que entra no ejetor, e a razão de áreas (A_r), Eq. (2.2), que indica a relação das duas principais dimensões do ejetor (IGLESIAS, 2012).

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

onde \dot{m}_s e \dot{m}_p são as vazões mássicas das correntes secundária e primária, respectivamente.

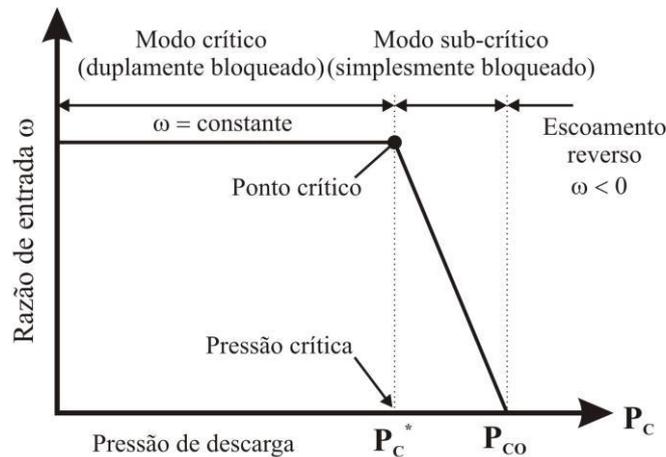
$$A_r = \frac{A_{\text{região de mistura}}}{A_{\text{garganta do bocal primário}}} \quad (2.2)$$

onde $A_{\text{região de mistura}}$ e $A_{\text{garganta do bocal primário}}$ são as áreas da seção da zona de mistura e a área da garganta do bocal convergente-divergente, respectivamente.

A razão de entrada do ejetor é determinada predominantemente pelas características geométricas do ejetor, e as geometrias limitadas pela pressão de descarga do ejetor (HUANG et al., 1999).

A Fig. (2.3) ilustra a variação da razão das vazões de entrada, ω , em relação à pressão de descarga, P_d . Mantendo-se as pressões de escoamento primário e secundário constantes, observam-se três condições de operação.

Figura 2.3: Razão de vazões de entrada em função da pressão de descarga.



Fonte: (IGLESIAS, 2012)

No primeiro caso a região crítica com escoamento duplamente bloqueado em que a pressão de descarga, P_d , é menor ou igual a pressão crítica, P_c^* . O fluido primário é bloqueado na garganta do bocal e o secundário no duto convergente da região de mistura, e essa condição manterá a razão de entrada constante, sendo essa a condição desejada.

O segundo caso ocorre quando a pressão de descarga ultrapassar a pressão crítica, com isso, a onda de choque se desenvolverá na câmara de mistura interferindo na mistura das vazões, assim, o escoamento secundário não será bloqueado diminuindo a razão de vazões mássicas.

No terceiro caso, a pressão de descarga é maior que a pressão crítica de saída, provocando um escoamento reverso e perdendo completamente a utilidade do ejetor.

2.3. Desempenho do Ejetor

Keenan e Neumann (1942), foram os primeiros a propor um modelo teórico para um ejetor que considerava os fenômenos de escoamento, as equações da conservação da quantidade de movimento, conservação de massa e conservação da energia, considerando as relações das dinâmicas dos gases como gás ideal.

O modelo proposto pelos autores utiliza uma câmara de área constante sem difusor desconsiderando as perdas por atrito e transferência de calor. Em razão da dificuldade de resolver analiticamente a equação da quantidade de movimento Keenan et al. (1950), utilizaram coeficientes empíricos com algumas simplificações para possibilitar a solução analítica. Esses modelos utilizavam duas opções de câmaras de mistura e o difusor. As câmaras de mistura podiam ser de área constante ou com pressão constante e ao final, os autores concluíram que o modelo com pressão constante apresenta melhores resultados.

O modelo da câmara de mistura com área constante tem como princípio a saída do bocal primário dentro da câmara de mistura. Já no modelo de câmara de mistura com a pressão constante, a saída do bocal primário se encontra dentro da câmara de sucção, ou seja, na área convergente da câmara de mistura.

Munday e Bagster (1977) aprimoraram o modelo de pressão constante admitindo a hipótese que, logo após a saída do bocal primário, o escoamento primário se expande sem haver mistura com o escoamento secundário, gerando um duto convergente aerodinâmico que possibilita a aceleração do escoamento secundário.

Kornhauser (1990) apresentou um modelo unidimensional iterativo para aplicação com diversos fluidos refrigerantes. Esse modelo define várias eficiências individuais dos componentes do ejetor.

Eames et al. (1995) incrementaram o modelo de pressão constante adicionando os efeitos das irreversibilidades ao bocal, à câmara de mistura e ao difusor. As perdas por atrito das respectivas seções foram implementadas através das eficiências isentrópicas estimadas experimentalmente.

Huang et al. (1999), propuseram um modelo semi-empírico baseado na teoria apresentada por Munday e Bagster (1977) com o objetivo de analisar o efeito de bloqueio do escoamento secundário e prever o desempenho do ejetor.

2.4. Ejetor como Dispositivo de Expansão

Um ejetor pode ser utilizado como um dispositivo de expansão idealmente isentrópico com a finalidade de recuperar o trabalho perdido pelo dispositivo de expansão convencional, que é considerado isentálpico, resultando assim no aproveitamento do efeito de compressão do ejetor para aumentar a pressão do fluido na linha de sucção até uma pressão intermediária, reduzindo o trabalho do compressor (FERREIRA, 2017).

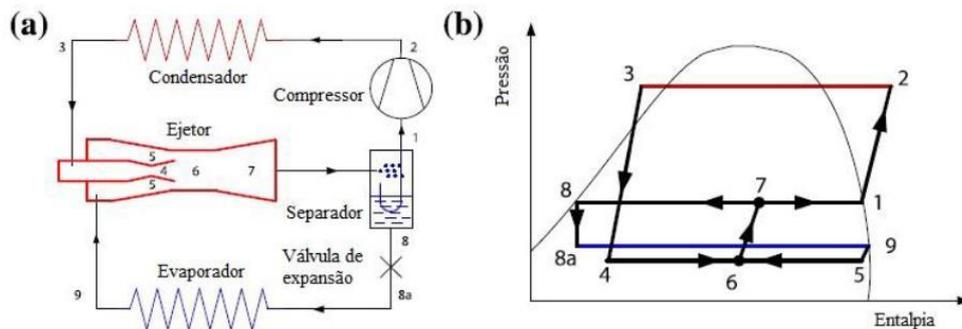
2.4.1. Ciclos de Compressão de Vapor com Ejetor Bifásico, Ciclo de Gay

O ciclo de refrigeração de Gay (1931), foi a primeira patente a propor um ejedor bifásico para recuperação de trabalho, conforme o ciclo da Fig. (2.4a) e gráfico pressão entalpia da Fig. (2.4b). Este ciclo, por muitos autores, é considerado como o ciclo padrão de refrigeração com ejedor bifásico para recuperação de trabalho.

No ciclo Gay o líquido comprimido que sai do condensador (3) entra no bocal convergente-divergente do ejedor. O vapor proveniente do evaporador (9) entra no bocal secundário (5). Na região de mistura as correntes se misturam (6) e seguem para o difusor, onde ocorre a diminuição da velocidade e a recuperação da pressão (7).

A principal característica do ciclo de Gay é a utilização de um separador de líquido na saída do ejedor (estado 7). No separador, o líquido saturado segue para o dispositivo de expansão (8) e, logo após a expansão, é vaporizado no evaporador (8a) e succionado pelo bocal secundário do ejedor (9), enquanto o vapor saturado é succionado pelo compressor (1).

Figura 2.4: Ciclo de refrigeração de Gay (1931)



Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013)

O ciclo de Gay apresenta duas principais vantagens, considerando o processo de expansão no ejedor isentrópico, como a capacidade de refrigeração, que é incrementada devido ao maior diferencial de entalpia no evaporador quando comparado ao ciclo de refrigeração convencional, e o COP, que aumenta pela redução do trabalho do compressor (ELBEL; HRNJAK, 2008).

Mas este ciclo também pode apresentar desvantagens quando utilizado um separador de líquido ineficiente. Quando o separador de líquido não consegue desempenhar o seu propósito

baixa pressão, vaporizando (8). Logo o bocal secundário do ejetor succiona este escoamento (9).

No ejetor, as correntes são misturadas (6) se tornando novamente um único escoamento a uma pressão intermediária e, em consequência, a temperatura de saturação aumenta. No estado (7) o escoamento é enviado ao evaporador de alta pressão, retirando calor e vaporizando e, logo em seguida, succionado pelo compressor (1).

Elbel e Hrnjak (2008), sugeriram a utilização do ciclo COS caso o separador de líquido apresente alta ineficiência. A ausência do separador de líquido proporciona um controle maior da taxa de retorno de óleo para o compressor.

2.5. Fundamentos Teóricos dos Principais Parâmetros do Ciclo de Gay

O COP relaciona a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_E , com a potência consumida pelo compressor, \dot{W} , conforme Eq.(2.3).

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (2.3)$$

Para o ciclo de Gay, o COP pode ser definido pela Eq. (2.4), apresentada por Lawrence e Elbel (2013), considerando a Fig. (2.4) como referência dos principais estados do refrigerante no ciclo.

$$COP_{GAY} = \frac{(1-r)(h_9-h_{8a})}{r(h_2-h_1)} \quad (2.4)$$

onde h_9 é a entalpia na saída do evaporador, h_{8a} a entalpia após o dispositivo de expansão, h_2 a entalpia na saída do compressor, h_1 a entalpia na entrada do compressor e r a razão entre a vazão mássica do bocal primário e a vazão mássica total do ejetor, conforme a Eq. (2.5).

$$r = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad (2.5)$$

Para a condição de operação em regime permanente do ciclo com ejetor, o título de vapor na saída do ejetor é considerado igual ao valor de r .

2.5.1. Eficiências nos Componentes do Ejetor

As eficiências isentrópicas dos principais componentes do ejeter são importantes para seu dimensionamento através do método proposto por Kornhauser (1990), que assume algumas hipóteses, tais como:

- O escoamento no interior do ejeter é unidimensional e em regime permanente;
- As quedas de pressão nos trocadores ou nas tubulações são desprezíveis;
- As perdas por transferência de calor são desprezíveis;
- O separador de líquido tem eficiência ideal resultando nas saídas de vapor e líquido saturado;
- As perdas por atrito no escoamento através do ejeter são corrigidas pelas eficiências de cada componente;
- O processo é adiabático.

As eficiências são descritas nas Eqs. (2.6) a (2.9), para o bocal primário, bocal secundário, difusor e compressor, respectivamente.

$$\eta_{bocal,p} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} \quad (2.6)$$

onde h_3 é entalpia do líquido na saída do condensador e h_4 e h_{4is} são as entalpias na saída do bocal primário do ejeter, a real e a isentrópica, respectivamente;

$$\eta_{bocal,s} = \frac{h_9 - h_5}{h_9 - h_{5is}} \quad (2.7)$$

sendo h_5 é a entalpia real no bocal secundário, h_{5is} é a entalpia isentrópica no bocal secundário;

$$\eta_{dif} = \frac{h_7 - h_6}{0,5V_6^2} \quad (2.8)$$

onde h_6 é a entalpia na região de mistura e V_6 é sua velocidade e h_7 é a entalpia na saída do difusor;

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

onde h_1 é a entalpia na entrada do compressor, h_2 e h_{2is} são as entalpias na saída do compressor sendo elas a entalpia real e a isentrópica, respectivamente.

A taxa de calor trocado no evaporador é dada pela Eq. (2.10):

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_9 - h_{8a}) \quad (2.10)$$

A potência no compressor é calculada por:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

Na Eq. (2.11) desconsiderou-se a taxa de transferência de calor do compressor para o ambiente.

2.6. Separador de Líquido

A tecnologia de separadores de líquido-vapor atualmente possui uma grande variedade de *designs*. Mesmo assim, podem ser agrupados em duas classes gerais: separadores por gravidade e separadores por inércia.

Além dessas classes, os separadores são divididos conforme sua tecnologia para separar as fases e são denominados como: gravidade, centrífuga, palheta de filtro (*Filter Vane Separators*), eliminadores de névoa e coalescedores gás-líquido (MILOSEVIC, 2010).

A tecnologia por gravidade é considerada a mais simples e ocorre quando a força gravitacional exerce uma força sobre as gotas, e quando essa força excede a força de arrasto criada pelo escoamento de gás, se dá a separação das fases.

A separação centrífuga é a mais eficiente, onde a separação das fases ocorre através do arrasto criado pela própria força centrífuga, sendo que esta força pode ser até três vezes maior que a força gravitacional.

Tabela 2.1: Diâmetros de bolhas removidas por diferentes tipos de separadores.

Tecnologia	Diâmetro da bolha removida, μm
Separador por Gravidade	300
Separador Centrífugo	8-10
Eliminadoras de Névoa	10
Palheta de Filtro	10
Coalescedores Gás-Líquido	0,1

Fonte: Adaptado de Milosevic (2010).

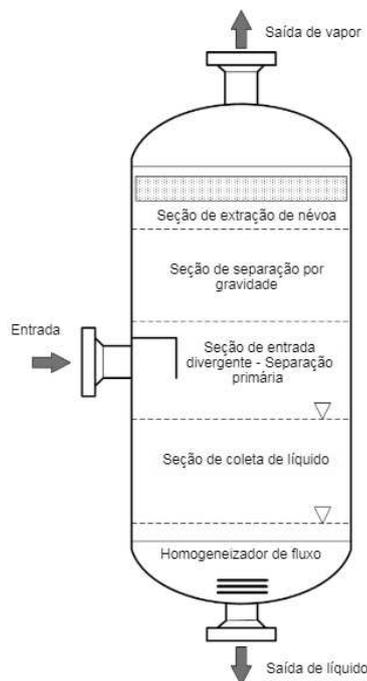
A Fig. (2.6) apresenta um separador por gravidade utilizado quando a razão de vapor e líquido é baixa ou intermediária. Nesse separador, na entrada do vaso há um dispositivo que tem o intuito de melhorar a eficiência da separação das fases e distribuir melhor os fluxos.

A fase líquida continua a fluir para baixo até o bocal de saída de líquido, e quando o líquido entra em equilíbrio, as bolhas de vapor se desprendem e sobem até o bocal de saída de vapor. A velocidade de sedimentação de uma gota de líquido é diretamente proporcional ao seu diâmetro. Se o diâmetro da gota de líquido for pequeno demais, ela será levada junto com o vapor. Uma seção de extração de névoa é utilizada para separar as gotículas de líquido.

Os separadores de líquido têm relações usuais de L/D de 2 a 4, a fim de viabilizar os custos de fabricação e possuem as seguintes características:

- Em geral é um vaso de volume pequeno;
- É necessária uma área pequena para instalação do vaso;
- A eficiência da remoção de líquido não varia porque a área destinada a separar o fluxo de vapor se mantém constante.

Figura 2. 6: Separador de líquido por gravidade.



Fonte: Adaptado de Milosevic (2010).

2.6.1. Teoria de liquefação

A separação das fases consiste basicamente em uma separação primária e da separação das gotículas de líquido, sendo essa a mais importante. A teoria da liquefação apresentada se baseia na teoria de sedimentação que fornece as propriedades físicas, a física envolvida e como elas influenciam a separação de gotículas dispersas em uma fase contínua de líquido (MILOSEVIC, 2010).

Na aplicação dessa teoria para separadores de líquido por gravidade, assume-se que as gotículas são esferas e que elas se depositam na fase líquida devido às forças gravitacionais. Essa suposição é válida para números de Weber menores que 6 e usa como princípio que com o tempo as gotas de líquido se aglutinam através de choques entre as partículas, intensificado por turbulência, e em consequência aumentam de tamanho provocando então um aumento na força gravitacional da partícula até que ela supere a força de ascensão e decante em função de sua massa (VILLERMAUX; BOSSA, 2009).

O número de Weber, We , Eq. (2.12), é um número adimensional que expressa a razão entre as forças de inércia e as forças de tensão superficial, e é importante para a separação das fases em escoamentos multifásicos:

$$We = \frac{\rho_g V^2 D}{\sigma} \quad (2.11)$$

onde ρ_g é a massa específica do vapor, V é a velocidade do fluido, D o diâmetro do tubo e σ é a tensão superficial.

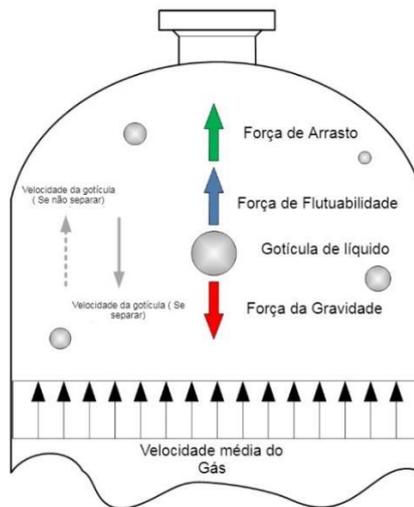
Sempre que existir um movimento relativo entre uma partícula e um fluido, o fluido exercerá uma força de arrasto sobre a partícula e supõe-se que há três forças principais nesse fenômeno: força da gravidade (direcionada para baixo), flutuabilidade (direção oposta à gravidade) e força de arrasto (em direção oposta à velocidade da partícula).

A resultante dessas forças causa a aceleração e o movimento na direção da força resultante. O objetivo ao dimensionar o separador de líquido é fazer com que as forças de arrasto sucumbam à força da gravidade.

Quando a velocidade ascendente do vapor aumenta, a força de arrasto da gota também aumenta. Já quando a força gravitacional do líquido é igual à força de arrasto, a aceleração da gota acaba se tornando nula e, conseqüentemente, estabilizando a gota na velocidade terminal.

Aumentos na velocidade do vapor resultam na redução da velocidade de sedimentação da gota, onde a força de arrasto começa a decrescer até se tornar nula, fazendo com que a gota se torne estacionária ou flutuante. Um aumento adicional na velocidade do gás ocasiona o movimento da bolha de maneira ascendente, crescendo a velocidade até que a velocidade da bolha seja igual à do vapor. A Fig. (2.7) apresenta um diagrama das forças exercidas sobre a partícula de líquido.

Figura 2.7: Diagrama de forças exercidas na gotícula no separador de líquido.



Fonte: Adaptado de Milosevic (2010).

2.7. Dimensionamento do Separador de Líquido em T

Para o dimensionamento do separador de líquido em T é necessário levar em consideração três fatores principais: capacidade de vapor, capacidade de líquido e operabilidade.

A capacidade de vapor determina a área da seção transversal necessária para as forças gravitacionais removerem o líquido do vapor. A capacidade de líquido determina o volume necessário para que haja tempo de residência o suficiente para desgaseificar o líquido e permitir que as fases imiscíveis se separem. A operabilidade se resume à capacidade do separador em lidar com escoamentos instáveis ou vazamentos.

Considerando esses fatores e aplicando o modelo de gota única para projetar o separador de líquido por gravidade, deve-se levar em consideração duas condições:

- Tamanho da gota de líquido da fase de vapor;

- Fatores que impactam na velocidade terminal, como interações da gotícula dentro do vaso, distribuição das gotas no vaso, deformação da gota, configurações do dispositivo e outros fatores.

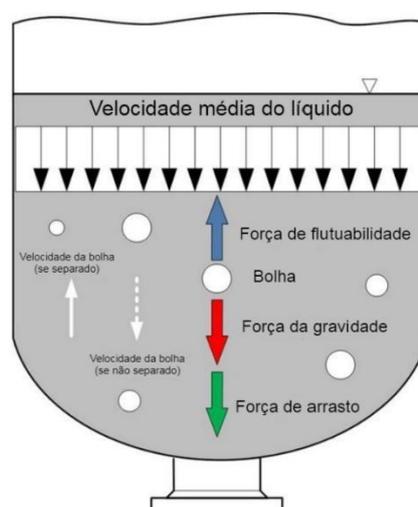
Praticamente para projetar um separador sem extrator de névoa é necessário definir o tamanho mínimo da gota a ser separado. Esse diâmetro, conforme alguns autores Milosevic (2010), Janke et al. (2018), está na faixa de 150 a 300 μm , utilizando como base a velocidade terminal no diâmetro mínimo especificado, sendo possível determinar o diâmetro da seção transversal.

A capacidade de líquido é normalmente especificada em termos de tempo de residência, que define o layout e o dimensionamento do separador. Os separadores de duas fases devem ser dimensionados para fornecer algum tempo de retenção de líquido para atingir o equilíbrio entre as fases.

O tempo de retenção de líquido varia conforme o diâmetro e a altura do volume de líquido, sendo que o tempo de retenção representa o volume de armazenamento de líquido no vaso dividido pela razão volumétrica do líquido.

Tipicamente, para selecionar o separador é somente necessário escolher um diâmetro que seja superior ao diâmetro mínimo necessário para separação das fases. O processo de desgaseificação do líquido envolve, em suma, a separação das bolhas de vapor da fase líquida que em condições ideais podem ser descritas pela Fig. (2.8)

Figura 2.8: Diagrama de forças exercidas na bolha na fase líquida.



Fonte: Adaptado de Milosevic (2010).

No processo de desgaseificação do líquido, de acordo com a teoria de sedimentação por gravidade, o tamanho da bolha de vapor sugerido por vários autores está entre 150 a 200 μm .

Tal como acontece com as gotículas de líquido, na bolha de vapor o aumento na velocidade determina o tempo de residência da fase gasosa.

A separação da mistura depende dos seguintes fatores:

- Velocidade do vapor (velocidade superficial do vapor), fluxo instável e uniformidade do perfil de velocidade;
- Pressão e temperatura (determina as propriedades do fluido);
- Propriedades físicas e químicas (massa específica e viscosidade, entre outras);
- Parâmetros geométricos (diâmetro do separador, diâmetro da linha de alimentação, ângulo de inclinação, entre outros);
- Padrão de fluxo de entrada e dispersividade da fase líquida (distribuição dos diâmetros da gota e seus parâmetros). A média do diâmetro das gotas e sua distribuição e como se comportam no escoamento.

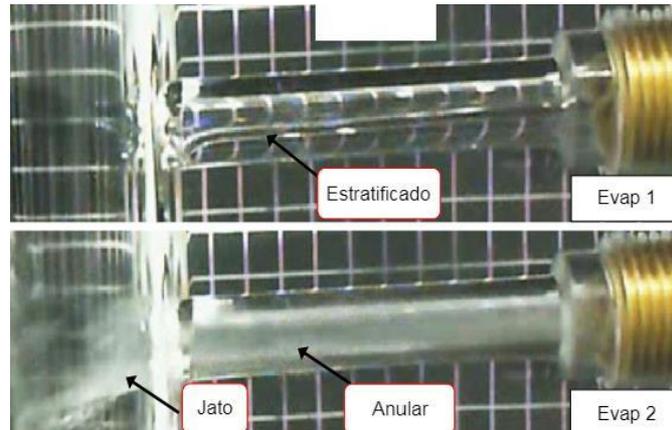
2.8. Separador de líquido em T

O separador em T tem como objetivo uma separação das fases de maneira eficiente e com um vaso compacto. Esse separador usa como base a separação por gravidade e a seção de entrada com o corpo em um ângulo de 90° em relação ao corpo vertical, sendo assim uma junção T. Não havendo intensificadores de separação como dispositivos de entrada, disjuntores de vórtice e desembaçadores.

A simplicidade da geometria permite uma compreensão clara do fenômeno de escoamento e da separação no vaso. Junções T já são usados na indústria como pré-separadores.

Janke et al. (2018), realizaram um estudo que descreve um modelo para projetar um separador do tipo T para refrigeradores domésticos, e para validar o modelo foi realizado uma investigação experimental nas três seções importantes do separador: seção de entrada, seção de vapor e seção de líquido. Os autores construíram o separador do tipo T em acrílico e verificaram algumas das condições que o modelo proposto deve cumprir através de imagens. A Fig. (2.9) mostra a seção de entrada do separador do tipo T projetado e construído, sendo possível verificar que o padrão de escoamento nessa seção é estratificado ou anular, dependendo da temperatura de saturação do fluido refrigerante.

Figura 2.9: Experimento com separador de líquido (Janke et al., 2018).



Fonte: Adaptado de Janke et al. (2018)

Os autores também analisaram a influência do título de vapor e a rotação do compressor no diâmetro da seção de entrada, verificando que nos maiores títulos e rotações o diâmetro da seção de entrada necessita ser maior. Também foi verificado que para gotículas de líquido na faixa de 200 a 600 μm , o separador consegue realizar a separação de maneira eficiente se bem dimensionado, onde quanto menor o diâmetro da gota maior será o comprimento e o diâmetro da seção de vapor para realizar a separação.

Tuo e Hrnjak (2014), realizaram um estudo experimental com R134a e R410A e verificaram a influência da taxa de massa e do título de vapor. Foi observado que a eficiência da separação é dependente das condições de entrada e do padrão de escoamento na seção de entrada e na junção do tubo. Os autores constataram que, quando há padrão de escoamento de névoa, o líquido é arrastado e as gotículas sobem, mas a eficiência é relativamente alta, acima de 98%, e insensível à variação do título na entrada. Já quando o padrão de escoamento é agitado na junção, a eficiência reduz drasticamente, junto com o aumento da taxa de massa e do título.

Em outro trabalho, os mesmos autores (Tuo e Hrnjak, 2013) procuraram melhorar a eficiência do separador em T na junção da seção de entrada com o tubo vertical. Para isso, o ângulo de inclinação foi estudado de 0° (horizontal) até uma inclinação de 45° na intersecção dessas seções, verificando que a separação de líquido é aprimorada porque a componente vertical da velocidade de entrada ajuda na separação de líquido e reduz o impacto do líquido na parede do tubo vertical, reduzindo assim a geração de gotas secundárias. Nesse mesmo estudo, os autores propuseram duas seções de entrada, realizando uma pré-separação do vapor na seção de entrada, relatando que a velocidade do líquido e as de forças de inércia reduzem, tornando o escoamento estratificado. Os autores também notaram que o aumento do diâmetro melhora a eficiência de separação, mas essa melhoria é limitada em até 5%. A mudança do perfil da

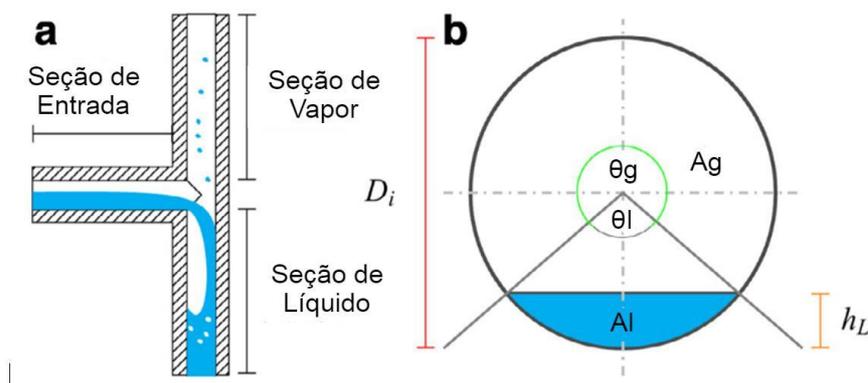
tubulação para uma seção plana (retangular) apresenta um desempenho superior à seção circular, em torno de 8%.

O dimensionamento do separador de líquido em T é realizado por seções, e dividido em três seções principais: seção de entrada, seção de vapor e seção de líquido.

2.8.1. Seção de entrada

Tuo e Hrnjak (2014) observaram em seus estudos com R-134a que a separação é eficiente quando nos padrões estratificado e estratificado-ondulado. A Fig. (2.10) apresenta um diagrama de como é a interface do líquido-vapor nesses padrões de escoamento.

Figura 2.10: Diagrama do separador de líquido.



Fonte: Adaptado de Janke et al. (2018).

As áreas transversais de vapor e líquido, A_g e A_l , respectivamente, são obtidas através da fração de vazio, sendo a fração de vazio, α , obtida através da correlação de Rouhani e Axelsson (1970), conforme a Eq. (2.13).

$$\alpha = \left(\frac{x}{\rho g}\right) \left[(1 + 0,12(1-x)) \left(\left(\frac{x}{\rho g}\right) + \frac{(1-x)}{\rho l} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho l - \rho g)]^{0,25}}{G\rho l} \right]^{-1} \quad (2.12)$$

onde o ρ é massa específica, x é o título de vapor, g é a aceleração da gravidade, G é o fluxo de massa, σ é a tensão superficial onde os subíndices l representa a fase de líquido saturado e g de vapor saturado.

Os fluxos de massa para os padrões de escoamento estratificado, G_{est} , e o estratificado ondulado, G_{ond} , são dados pelas correlações para tubos horizontais lisos propostas por Kattan et al. (1998), conforme Eqs. (2.14) e (2.16):

$$G_{est} = \left[226,3^2 \frac{\dot{A}_l \dot{A}_g^2 \rho_g (\rho_l - \rho_g) \mu_{lg}}{\pi^3 x^2 (1-x)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.13)$$

sendo que \dot{A}_l e \dot{A}_g são as áreas adimensionais das seções transversais, conforme a Eq. (2.15):

$$\dot{A}_l = \frac{A_l}{D_i^2}, \dot{A}_g = \frac{A_g}{D_g^2} \quad (2.14)$$

Quando o fluxo de massa, G , for menor que o fluxo de massa estratificado, G_{est} , a solução será válida para a seção de entrada para o regime estratificado. Se o fluxo está entre o estratificado-ondulado e o anular intermitente, segue a Eq. (2.16):

$$G_{ond} = \left[\frac{16 \dot{A}_g^3 g D_i \rho_g \rho_l}{\pi^3 x^2 \sqrt{1 - (h_l - 1)^2}} \left[1 + \frac{\pi^2}{25 h_l^2} (1-x)^{G_1} \left[\left(\frac{Fr_l}{We_l} \right)^{G_2} \right] \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.15)$$

onde Fr_l é o número de Froude, G_1 e G_2 são dados pelas Eq. (2.17) e Eq. (2.18):

$$G_1 = -48,24 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) \quad (2.16)$$

$$G_2 = 9,65 \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{crit}} \right) + 1,053 \quad (2.17)$$

onde \dot{q} representa o fluxo de calor e \dot{q}_{crit} representa o fluxo de calor crítico para ebulição nucleada.

Entretanto, se considerar $\dot{q}=0$, ou seja, adiabático, as equações de G_1 e G_2 retornarão $G_1 = 0$ e $G_2 = 1,053$.

A altura de líquido adimensional, \dot{h}_l , relaciona a altura de líquido (h_l) e o diâmetro interno (D_i), conforme a Fig. (2.10).

Biberg (1999), realizou um estudo que determinava o ângulo θ em escoamentos bifásicos estratificados em tubos, utilizando como base a fração de vazio e obtendo um erro de

aproximadamente $\pm 0,005\%$. Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) utilizaram o estudo de Biberg (1999) e apresentaram equações para θ_{est} e a altura de líquido adimensional h_l que evita iterações, conforme as Eq. (2.19) e Eq. (2.20).

$$\theta_{est} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1 - \alpha) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1 - \alpha) + (1 - \alpha)^{\frac{1}{3}} - \alpha^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200} (1 - \alpha)\alpha[1 - 2(1 - \alpha)][1 - 4((1 - \alpha)^2 + \alpha^2)] \right\} \quad (2.18)$$

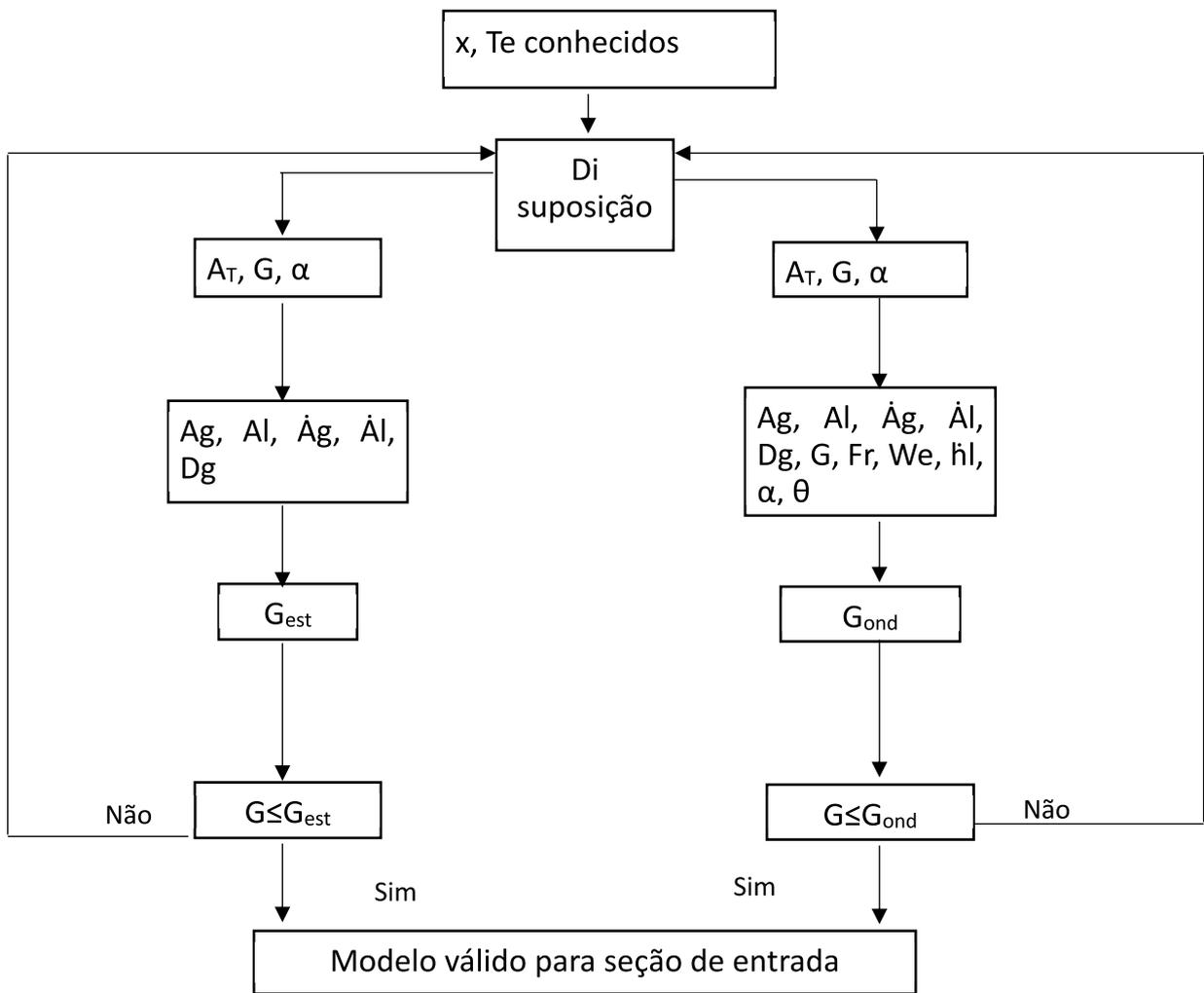
$$h_l = 0,5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{est}}{2} \right) \right) \quad (2.19)$$

Bowers e Hrnjak (2010), realizaram um estudo em um tubo liso transparente para visualizar o escoamento logo após uma válvula de expansão. Nesse estudo, eles analisaram que a separação das fases em regime estratificado já estava completa em aproximadamente 180 mm, onde os tubos utilizados foram de 7,2 mm; 8,7 mm e 15,3 mm de diâmetro.

A Fig. (2.11) apresenta um fluxograma de cálculo para dimensionar o diâmetro interno da seção de entrada e garantir que nessa seção o escoamento seja estratificado ou próximo ao anular intermitente.

Resumindo, ao se definir o diâmetro interno segue-se o procedimento de cálculo para o escoamento estratificado, se atender, a próxima etapa consiste em realizar o procedimento de cálculo para o escoamento anular intermitente, quando o diâmetro atender a ambos os escoamentos a seção de entrada será considerada válida.

Figura 2.11: Fluxograma para o cálculo da seção de entrada do separador de líquido.



2.8.2. Seção de vapor

O modelo para a seção de vapor se baseia no conceito de velocidade terminal para as partículas.

A Tab. (2.2) apresenta o cálculo da velocidade terminal para diferentes regimes e para determinar o regime utiliza-se o critério K , descrito na Eq. (2.20). (McCABE; SMITH; DAVE, 1993).

$$K = d_p \left[\frac{[g\rho_g(\rho_l - \rho_g)]}{\mu_g^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.20)$$

Nessa tabela, D_{pa} é o diâmetro da bolha de vapor ou da partícula de gás e tem um diâmetro de 150 a 200 μm . Janke et al. (2019) e Milosevic (2010) apresentaram resultados experimentais em que o separador do tipo T consegue obter uma boa eficiência separando essas partículas.

Tabela 2.2: Tabela para determinar a velocidade terminal.

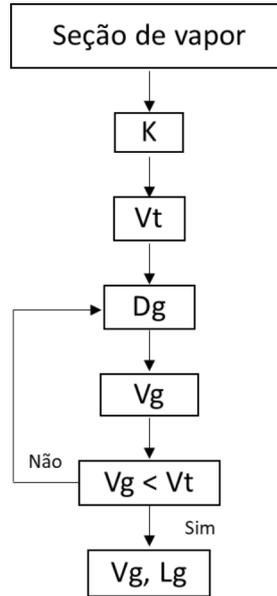
	Lei de Newton	Lei Intermitente	Lei de Stokes
K	$68,9 \leq K \leq 2360$	$2,6 \leq K \leq 68,9$	$K \leq 2,6$
v_t	$1,75 \sqrt{\frac{gD_{pa}(\rho_l - \rho_g)}{\rho_g}}$	$0,153g^{0,71}D_{pa}^{1,14} \frac{(\rho_l - \rho_g)^{0,71}}{\rho_g^{0,29} \mu G^{0,43}}$	$\frac{gD_{pa}^2(\rho_l - \rho_g)}{18\mu G}$

Com a velocidade terminal e a velocidade do vapor saturado na seção de vapor, é possível fazer a comparação se as fases irão se separar, ocorrendo quando a velocidade do vapor for superior à velocidade terminal. Caso contrário, deve-se aumentar o diâmetro do tubo até que satisfaça essa condição.

Milosevic (2010), estimou o comprimento mínimo da seção de vapor sendo essa correlação derivada dos separadores horizontais, como a Eq. (2.21). Essa equação assume que não haverá retenção de líquido. A Fig. (2.12) apresenta o fluxograma da seção de vapor.

$$L_g = \frac{4\dot{V}g}{\pi V_t D_g} \quad (2.21)$$

Figura 2.12: Fluxograma para o dimensionamento da seção de vapor.



2.8.3. Seção de líquido

O tempo de residência, T_r , é dado pela Eq. (2.22) e governa o processo de degaseificação do líquido assumindo que as partículas pesadas caem e as leves sobrem seguindo princípios similares da hidrodinâmica.

$$T_r = \frac{V}{\dot{V}_l} \quad (2.22)$$

Karamanev (2001), realizou um estudo experimental investigando as esferas de gás na separação de fases em tubos horizontais. Vários diâmetros de bolhas foram testados e o autor mostrou que o comportamento da bolha de gás depende do coeficiente de arrasto (C_D). O número de Arquimedes (Ar) pode ser utilizado para determinar o coeficiente de arrasto através da Eq. (2.23) para Ar menor que 13.000, e para Ar maiores o coeficiente de arrasto (C_D) é constante e igual a 0,95.

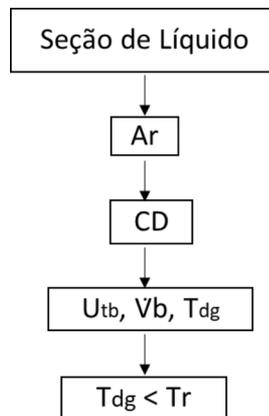
$$C_D = \frac{432}{Ar} \left(1 + 0,0470 Ar^{\frac{2}{3}} \right) + \frac{0,517}{1 + 154 Ar^{\frac{-1}{3}}} \quad (2.23)$$

Tendo determinado o coeficiente de arrasto é possível encontrar a velocidade das bolhas, u_{tb} , conforme a Eq. (2.24). O tempo de degaseificação, T_{dg} , deve ser menor que o tempo de residência.

$$u_{tb} = \sqrt{\frac{4gd_b(\rho_l - \rho_g)}{3\rho_g C_D}} \quad (2.24)$$

A Fig. (2.13) apresenta o fluxograma da seção de líquido para exemplificar o processo de dimensionamento da seção de líquido.

Figura 2.13: Fluxograma para o dimensionamento da seção de líquido.



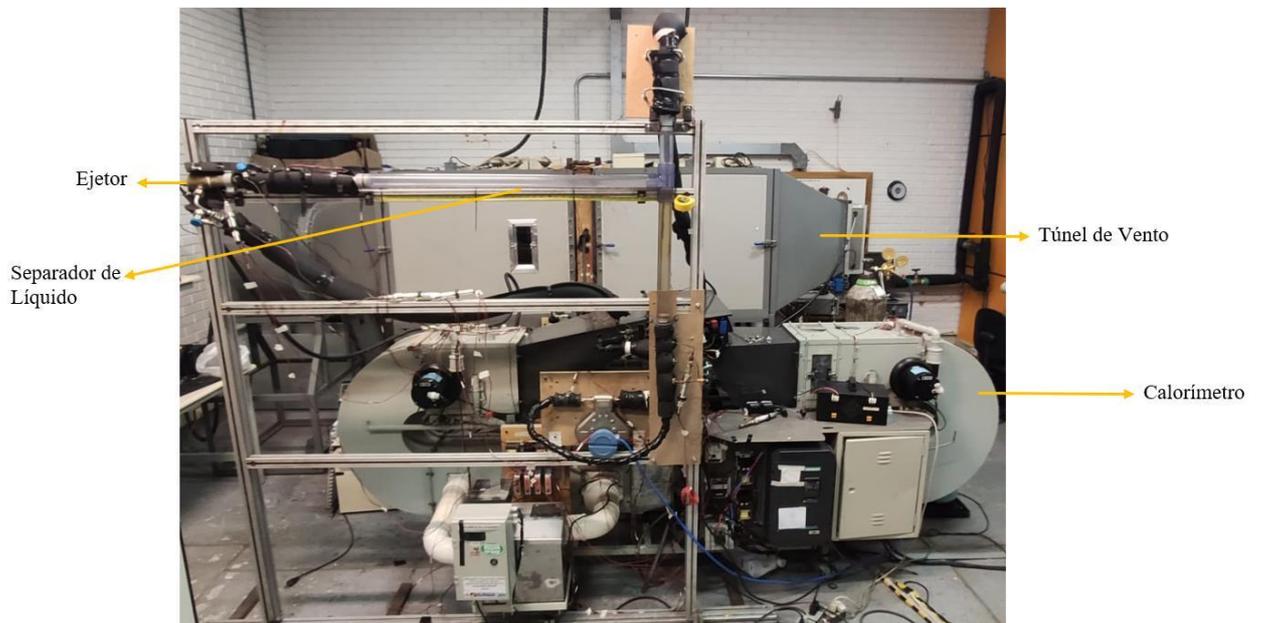
3. METODOLOGIA

Este capítulo descreve os métodos utilizados na análise experimental do ciclo de refrigeração com ejetor.

3.1. Bancada de Testes e Instrumentação

Para a análise experimental, foi utilizada a bancada de testes para simulação do sistema de refrigeração automotivo do Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos (LETEF), conforme Fig. (3.1).

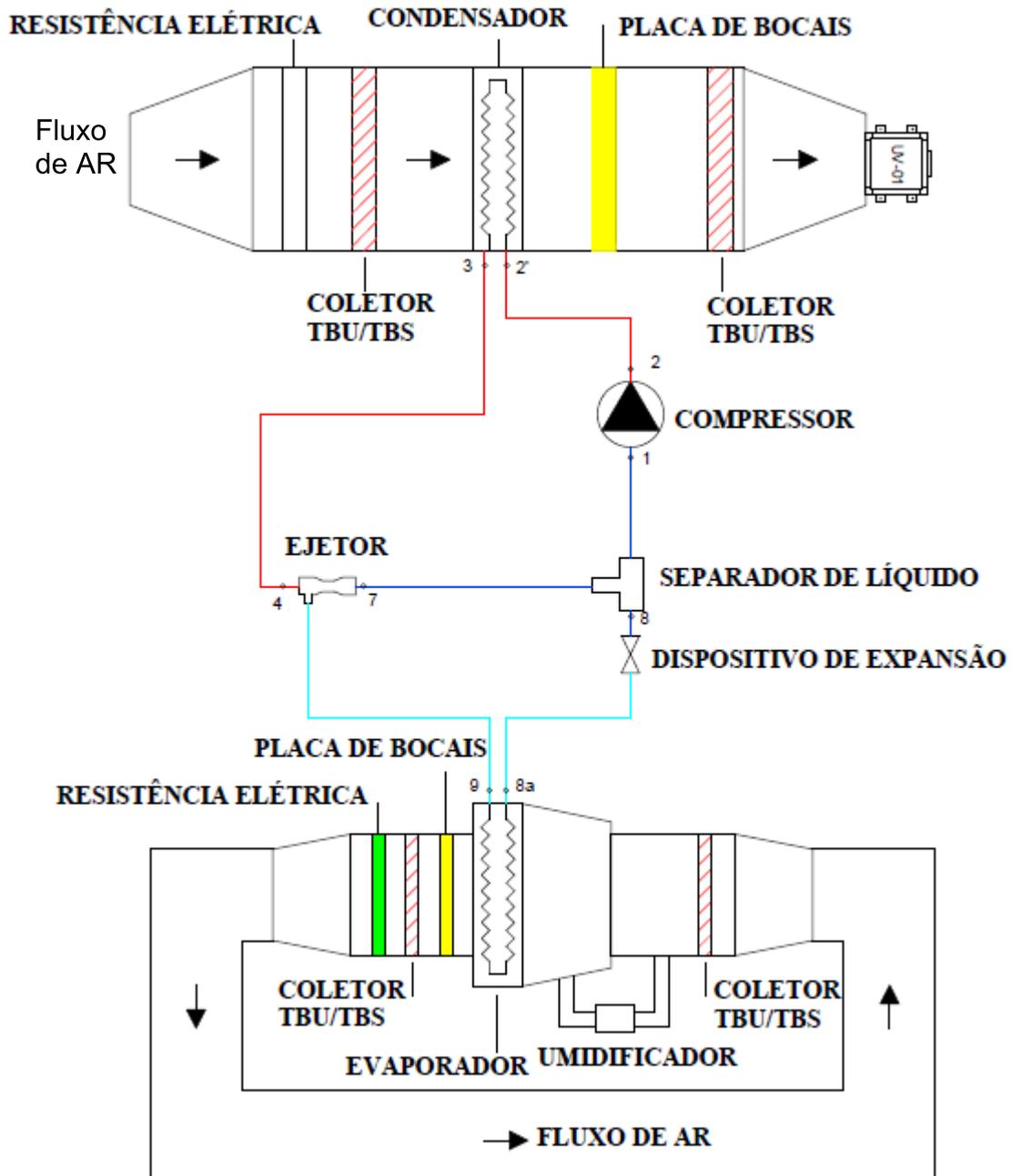
Figura 3.1: Bancada de testes de AC automotivo.



A bancada de teste é constituída por um compressor automotivo acionado por um motor elétrico com inversor de frequência, um trocador de calor de mini-canal de fluxo paralelo no condensador e um evaporador de tubo-aleta, uma válvula de expansão manual do tipo agulha, um filtro secador acumulador, o ejetor, o separador de líquido e um separador de óleo.

Para a bancada operar no ciclo de Gay (Fig. 2.4) foi necessário fazer algumas modificações, já que a bancada estava operando com o ciclo de COS (Fig. 2.5), que também utiliza ejetor bifásico. A Fig. (3.2) representa o diagrama da bancada com o ciclo de Gay.

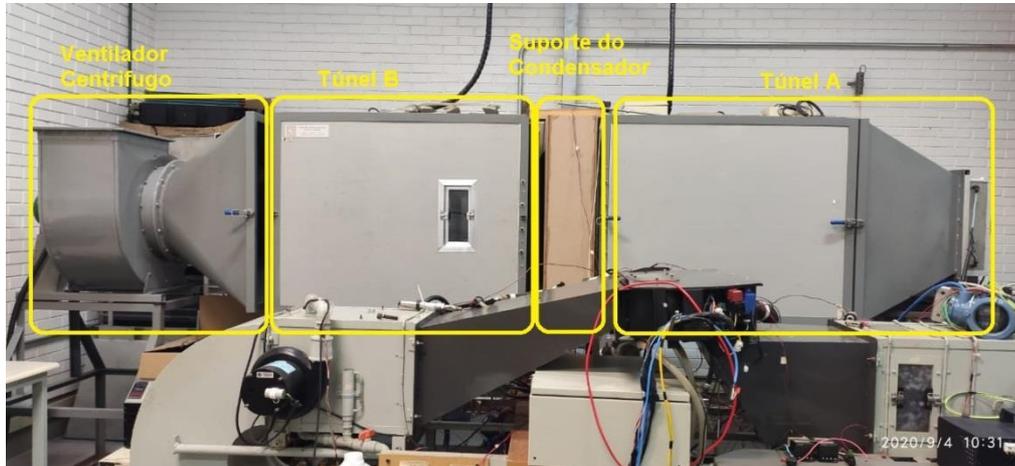
Figura 3.2: Diagrama da bancada de testes operando com o ciclo de Gay.



3.1.1. Túnel de Vento com Condensador

O túnel de vento apresentado na Fig. (3.3), contém um condensador montado na parte central e possui controles de temperatura e velocidade do ar. A padronização das dimensões do túnel é fundamentada na norma ANSI/ASHRAE 51- 1999, para dutos de testes de ventiladores.

Figura 3.3: Túnel de vento com o condensador.



O túnel é dividido em quatro seções principais: túnel A, túnel B, suporte do condensador e ventilador centrífugo.

O túnel A consiste em uma seção quadrada de 900 x 900 mm, montada sobre trilhos para fácil manuseio. O ajuste da temperatura de entrada do ar é através de uma resistência elétrica de 2.500 W e um retificador de fluxo para homogeneizar o escoamento do ar antes de seguir para o condensador.

O controle da temperatura do ar é realizado com um controlador Novus N1040, que processa o sinal do sensor tipo PT100 e regula a resistência elétrica para controlar a temperatura. O PT100 está localizado a montante do condensador.

O túnel B tem estrutura similar à do túnel A e é equipado com a placa de bocais para medição da velocidade do ar, que ao todo contêm 7 bocais, conforme Fig. (3.4). A placa de bocais tem como finalidade determinar a vazão volumétrica de ar, sendo realizada através da variação de pressão entre a entrada e saída da placa de bocais.

Figura 3.4: Placa de bocais do túnel de vento.



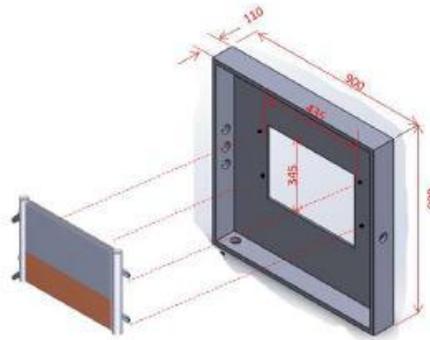
A medição da temperatura de bulbo seco e bulbo úmido é realizada através de sensores de temperatura, também do tipo PT100, localizados em coletores de ar que estão posicionados na entrada do túnel A e na saída do túnel B. Os coletores estão espalhados em vários pontos da seção do túnel, para obter uma medição mais homogênea da temperatura, já que os coletores também têm como função garantir que a velocidade do ar esteja entre 3,5 e 10 m/s, no ponto onde estão os sensores de temperatura de bulbo úmido.

O sensor para medição da TBU é coberto por uma mecha de tecido de malha de algodão. A mecha deve cobrir no mínimo 25 mm da extremidade do sensor e a outra extremidade da mecha fica submersa em um reservatório com água.

O túnel contém quatro pontos para a tomada de pressão ao longo de seu comprimento, baseados na norma ANSI/ASHRAE 51-1999. A norma recomenda que estes pontos devem ser separados um do outro a 90° ao redor da seção e com auxílio de um anel piezométrico para que a medição seja homogênea.

O suporte do condensador é um dispositivo de fixação que fica localizado no centro do túnel de vento, conforme a Fig. (3.5).

Figura 3.5: Suporte do condensador.



Fonte: Noetzold (2016).

O condensador é do tipo placa-aleta em que a placa é do tipo múltiplos mini canais com fluxo paralelo. A área de face é de $0,1501 \text{ m}^2$ com capacidade nominal de troca de calor de $10,4 \text{ kW}$, a uma taxa de massa de 64 g/s de R-134a, com pressão de operação de $16,4 \text{ bar}$ e velocidade de face de 6 m/s a uma temperatura de entrada do ar de $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

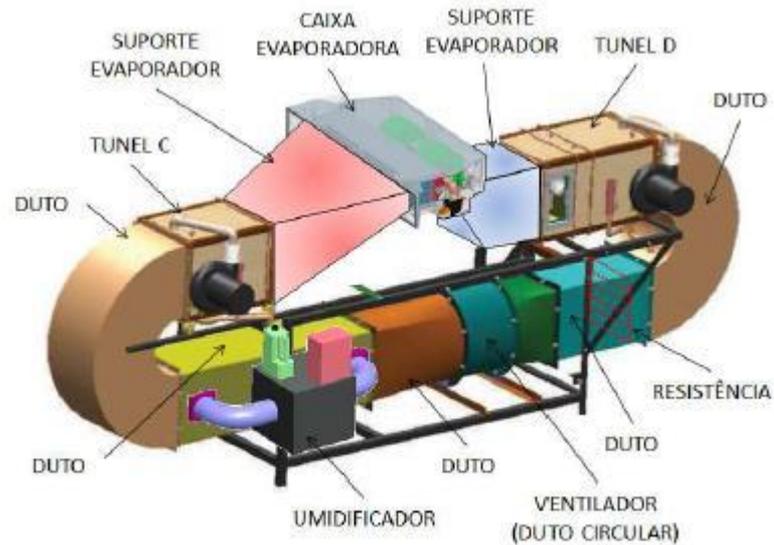
O ventilador centrífugo tem o propósito de realizar a circulação do ar, contando com um impelidor de 630 mm , com vazão de até $5.949 \text{ m}^3/\text{h}$ e pressão total de 850 Pa . Com acionamento direto do impelidor ao eixo do motor elétrico trifásico $220/380/440 \text{ V}$, com potência de $2,2 \text{ kW}$ na rotação de 1.720 rpm a 60 Hz . O motor elétrico é controlado por um inversor de frequência para viabilizar a variação do fluxo de ar.

3.1.2. Calorímetro do Evaporador

O calorímetro do evaporador, mostrado na Fig. (3.6), consiste em um duto com recirculação de ar com temperatura, velocidade e umidade controladas. No calorímetro está localizada a caixa evaporadora de plástico. Dentro da caixa há um evaporador de tubo-aleta com tubos de cobre e aletas de alumínio com área de face de $0,062 \text{ m}^2$, um ventilador centrífugo do tipo *Siroco* de eixo duplo com um impelidor em cada eixo e componentes auxiliares como termostato anti-congelamento e resistências das velocidades do motor e chicotes de alimentação elétrica, montados em cada um dos eixos e relés.

O acionamento do ventilador centrífugo é realizado por uma fonte de corrente contínua Kepco BOP 20-20M. O evaporador tem capacidade nominal de $6,77 \text{ kW}$.

Figura 3.6: Calorímetro do evaporador.



Fonte: Noetzold (2016).

A construção do calorímetro se baseia na norma ANSI/ASHRAE 51-1999. Uma resistência elétrica de 3.500 W do tipo tubular aletada é utilizada para o aquecimento do ar de recirculação. O controle da temperatura do ar de recirculação é realizado pelos controladores Novus N1040. O controlador processa o sinal do PT100 localizado logo após a resistência e envia outro sinal aos relés de controle da resistência elétrica.

Os túneis C e D contêm os coletores de ar com os sensores de temperatura de bulbo úmido e bulbo seco, respeitando os mesmos critérios dos coletores de ar do túnel de vento.

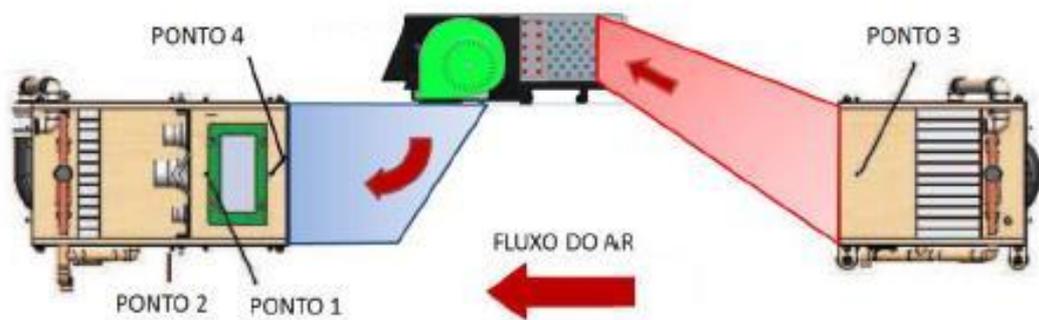
O controle da umidade se baseia em um sistema com um ultrassom imerso em água em um pequeno tanque, o qual produz pequenas partículas ou uma névoa, de tamanho uniforme entre 5 e 10 μm . Uma das grandes vantagens desse sistema está na névoa se espalhar facilmente sem prejudicar os equipamentos, em virtude de não os molhar. Por utilizar o ultrassom, há economia de energia quando comparado com equipamentos que aquecem a água (BECKER, 2015). A Fig. (3.7) apresenta o sistema umidificador montado no calorímetro.

Figura 3.7: Sistema utilizado para umidificar o ar no calorímetro.



O calorímetro contém quatro pontos de tomada de pressão ao longo de seu comprimento, conforme mostrado na Fig. (3.8), definidos conforme a norma ANSI/ASHRAE 51-1999. Os pontos de tomada de pressão 1 e 2 estão localizados a 38 mm da placa de bocais, sendo o ponto 1 a montante e o ponto 2 a jusante. Com a diferença de pressão entre a entrada e a saída da placa de bocais é possível obter a vazão volumétrica de ar. Os pontos 3 e 4 são transdutores de pressão relativa e através dessas pressões verifica-se a queda de pressão ao longo da caixa evaporadora.

Figura 3.8: Seção do calorímetro com a localização dos pontos de tomada de pressão do ar.



Fonte: Noetzold (2016)

3.1.3. Componentes e Equipamentos que compõem o ciclo

O compressor instalado na bancada experimental é um *Sanden* modelo SD7H15, do tipo placa oscilante com sete pistões e deslocamento volumétrico de $1,549 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rot}$ e rotação máxima de 6.000 rpm, sendo utilizado na maioria dos casos com o refrigerante R-134a. Seu acionamento é realizado por um motor elétrico trifásico com potência nominal de 11 kW, sendo este controlado por um inversor de frequência modelo Midimaster Vector para simular a variação de rotação do compressor caso operasse com um motor à combustão. O compressor e o motor elétrico estão montados em uma estrutura metálica localizada entre o túnel de vento e o calorímetro, conforme a Fig (3.9).

Figura 3.9: Compressor e motor elétrico para seu acionamento.



O filtro secador acumulador é um vaso de pressão em aço carbono, com volume de 0,5 L, e tubo pescador para recolher apenas o refrigerante na fase líquida. Um pressostato de segurança de alta pressão está localizado no corpo do filtro.

A válvula de expansão utilizada é uma válvula manual, do tipo Swagelok Serie O, com diâmetro interno de 1/8" (3,175 mm) quando totalmente aberta e 0 mm quando totalmente fechada.

3.1.4. Descrição do Ejetor

O ejetor bifásico instalado na bancada de testes foi projetado e fabricado por Ferreira (2017) utilizando os métodos propostos por Kornhauser (1990) para prever as propriedades

do refrigerante ao longo do ejetor, incluindo a razão entre as vazões mássicas ω , e o cálculo das áreas, com exceção da área de garganta do bocal convergente-divergente, onde foi utilizado o método proposto por Henry e Fauske (1971).

Para dimensionar o ejetor foram realizadas as seguintes considerações:

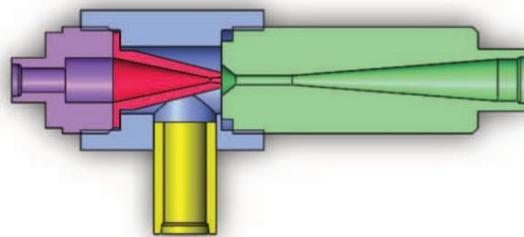
- Temperatura de condensação de 50 °C;
- Temperatura de vaporização de 10 °C;
- Razão entre as vazões mássicas ω , de 0,7.

O ejetor foi fabricado em latão e em componentes individuais, conforme mostrado na Fig. (3.10).

Figura 3.10: Ejetor: (a) componentes individualizados em latão (b) seção longitudinal do ejetor.



(a)

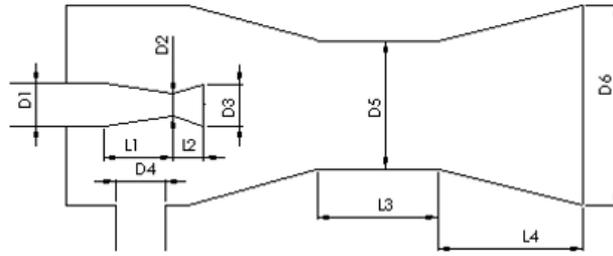


(b)

Fonte: Ferreira (2017).

As principais dimensões do ejetor são apresentadas na Fig. (3.11).

Figura 3.11: Principais dimensões do ejetor.



Dimensão	Diâmetro (mm)
D1	16
D2	1,6
D3	2,3
D4	15
D5	3,4
D6	17

Dimensão	Comprimento (mm)
L1	30
L2	4
L3	20
L4	73

3.1.5. Separador de líquido do tipo T

O separador de líquido do tipo T foi construído em PVC transparente possibilitando assim a visualização do escoamento.

As dimensões para as seções do separador foram calculadas através do modelo apresentado na seção 2.8 e são apresentadas na Tab. (3.1).

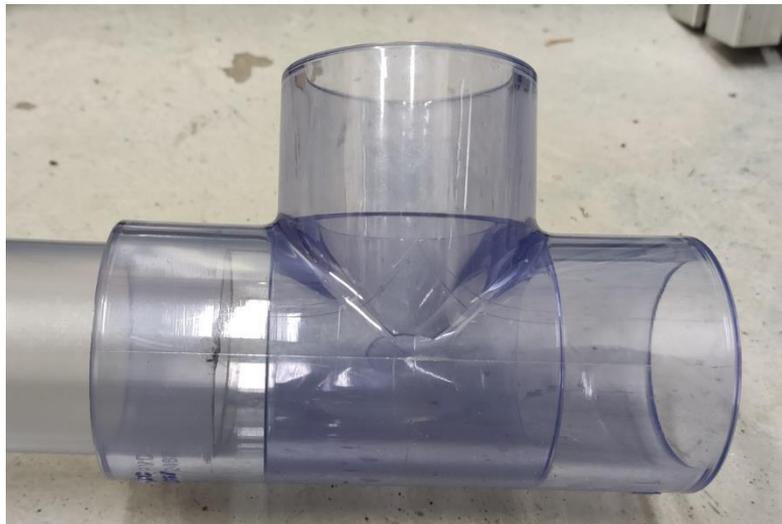
Tabela 3.1: Dimensionamento do separador de líquido.

Seção	Dimensão (mm)
Diâmetro da Entrada – Padrão de Escoamento Estratificado Ondulado	21
Diâmetro da Entrada – Padrão de Escoamento Estratificado	46
Diâmetro da Seção de Líquido	33
Diâmetro da Seção de Vapor	33
Comprimento da Seção de Líquido	240
Comprimento da Seção de Vapor	32

Logo foi selecionado o diâmetro de tubo a ser adquirido de acordo com diâmetros comerciais disponíveis de fabricantes de PVC transparente. O diâmetro de 48,5 mm foi selecionado para todas as seções para facilitar a fabricação e instalação do separador de líquido, conforme apresentado na Fig. (3.12).

De acordo com os experimentos realizados por Bowers e Hrnjak (2010) para verificar o comprimento da tubulação em que o escoamento estabiliza. Os autores realizaram o teste com R-134a em uma tubulação de seção circular, com os diâmetros de 7,2 mm, 8,7 mm e 15,3 mm. Os autores observaram que nos padrões estratificado e estratificado-ondulado a estabilização ocorreu para comprimentos entre 200 e 250 mm. Neste trabalho foi utilizado um comprimento da seção de entrada de 1000 mm para possibilitar a visualização das condições de escoamento na saída do ejetor, e das seções de vapor e líquido, 170 mm e 450 mm, respectivamente.

Figura 3.12: Tubo em PVC transparente do separador de líquido.



Para o registro dos padrões de escoamento observados nos experimentos, foi utilizada uma câmera de alta velocidade da *MontionPro*, modelo Y4-S1, com taxa de quadros de 3.000 imagens por segundo na resolução máxima.

3.1.6. Separador de Óleo

Como o óleo se mistura com o fluido refrigerante no momento da compressão, foi instalado um separador de óleo DuGold DSO-55813S na saída do compressor. Isto garante que o óleo retorne ao compressor, evitando que o compressor opere com pouco óleo.

3.1.7. Instrumentação

Para medição das temperaturas, todos os sensores são do tipo PT100 para os escoamentos de ar e de refrigerante. Os PT100 são posicionados em poços para fazer a medição

da temperatura do refrigerante com maior precisão, já que estão em contato direto com o fluido. Esses poços estão localizados na entrada e saída do condensador, evaporador e compressor. Na medição de temperatura do ar, os PT100 ficam posicionados dentro das flautas para obter uma medição homogênea de temperatura de bulbo seco e úmido.

As medições de pressão são realizadas por transdutores de pressão absoluta, relativa e diferencial, posicionados na entrada e saída de cada dispositivo.

Para a medição da taxa de massa há dois medidores do tipo Coriolis, o primeiro posicionado na saída do condensador, medindo a taxa de massa total, e outro posicionado na saída do evaporador, para medir a taxa de massa de refrigerante que alimenta o bocal secundário do ejetor.

A Tabela (3.2) apresenta os instrumentos instalados para os testes experimentais.

Tabela 3.2 Instrumentos de medição na bancada de testes.

Instrumento	Grandeza
Lado do Ar Evaporador	
PT 100 (4 fios)	TBS e TBU
PT 100 (4 fios)	TBS e TBU
Omega PX653	ΔP – Diferencial de Pressão
Lado do Ar Condensador	
PT 100 (4 fios)	TBS e TBU
PT 100 (4 fios)	TBS e TBU
Dwyer 603a	ΔP – Diferencial de Pressão
Lado do Refrigerante	
PT 100 (4 fios)	T - Temperatura
ABB 600 T	P – Pressão relativa
Keller PAA 33X	P - Pressão absoluta
ABB 600 T diferencial	ΔP – Diferencial de Pressão
Keller PAA 33X -	P – Pressão absoluta
ABB 600 T - diferencial	ΔP – Diferencial de Pressão
Keller PAA 33X	P – Pressão absoluta
Keller PR 33X	P – Pressão relativa
Keller PR 33X	P – Pressão relativa
Yokogawa	ΔP – Diferencial de Pressão
Emerson Micro Motions série F CNG050%	\dot{m} – taxa de massa total
Emerson Micro Motions série F 1700R11ABZPZZZ	\dot{m} – taxa de massa parcial

3.2. Programa de Testes

A bancada de testes opera com o refrigerante R-134a, que é amplamente utilizado em sistemas de refrigeração automotivo.

O programa de testes se baseia na norma SAE J2765 OCT2008, que define as condições em que o teste deve ser executado. A norma estipula que, previamente, deve-se realizar uma coleta de dados por no mínimo 10 minutos em operação até a estabilização do sistema, assim garantindo que o sistema esteja em regime permanente, após a estabilização realizar a coleta dos dados pelos próximos 10 minutos subsequentes.

Antes da realização dos testes é necessário estabelecer a carga de refrigerante, onde a SAE J2765 OCT2008 determina que o sistema deve operar com temperaturas de bulbo seco de 40 °C na entrada do evaporador e do condensador, simulando assim a renovação máxima de ar, com umidade relativa de 40% na entrada do evaporador. O deslocamento volumétrico do compressor deve ser máximo ou 2000 rpm. Com o sistema estável e em regime permanente, é verificado se o subresfriamento é superior a 5 °C, assim alcançando a carga ótima.

Com a carga definida, a próxima etapa é definir as condições de realização dos testes, que condizem com o sistema de refrigeração automotivo quando em operação. Neste trabalho, o comportamento do sistema foi analisado para a condição de temperatura do ar no condensador constante e temperatura do ar no evaporador e a rotação do compressor variáveis, conforme se mostra na Tab (3.3).

Tabela 3.3: Matriz de testes.

Condensador Temperatura Entrada do Ar (°C)	Evaporador Temperatura Entrada do Ar (°C)	Rotação (rpm)	Velocidade Face Condensador (m/s)	Velocidade Face Evaporador (m/s)	Umidade relativa (%)
40 ± 0,5	40 e 35 ± 0,5	750 - 1500	6 ± 0,18	1,8 ± 0,18	40 ± 0,03

Durante os testes, a velocidade de face do ar no evaporador deve ser o máximo que a caixa evaporadora pode fornecer e a velocidade de face do ar no condensador deve ser 6 m/s e umidade relativa de 40 % na entrada do evaporador.

A velocidade máxima de face do ar no evaporador deve ser em torno de 1,8 m/s, resultando em uma vazão média de ar de 600 m³/h e, para esse controle, a tensão de alimentação da caixa evaporadora deve estar entre 12,5 e 13 V, sendo fornecida por uma fonte *Kepeco BOP 20-20M*.

Basicamente, quando a temperatura do ar no condensador é fixada, a temperatura do ar no evaporador varia na faixa de 35 a 40 °C com intervalo de 5 °C. Em cada um destes testes verifica-se a influência da rotação do compressor, a qual varia na faixa de 750 a 1500 rpm, com intervalos de 250 rpm.

3.3. Tratamento de Dados

Os dados registrados são tratados com o auxílio dos softwares Excel e EES. Já as imagens coletadas a análise são processadas através do software ImageJ.

Algumas considerações e simplificações são consideradas, tais como:

- A umidade relativa do ar no evaporador é mantida constante;
- As perdas térmicas nas paredes do túnel de vento e no calorímetro são desprezíveis;
- O calor específico no lado do ar é constante;
- O processo de expansão na válvula é considerado adiabático e isoentálpico;
- As energias cinética e potencial são desprezíveis;
- As vazões de ar são calculadas conforme a norma ANSI/ASHRAE 55-1999 em função da perda de pressão na placa de bocais, que leva em consideração as temperaturas do ar de bulbo seco e úmido, a pressão atmosférica e as dimensões dos bocais;
- O efeito do óleo na determinação das propriedades do refrigerante foi desprezado.

3.4. Incertezas dos Instrumentos e Propagadas

A incerteza de medição é um parâmetro que associado ao resultado da medição caracteriza a dispersão dos valores, que podem ser atribuídos ao mensurado (ISO, 2003).

De La Cruz *et al.* (2010) destacam que o resultado de uma medição é uma aproximação ou estimativa do valor real e só está completa quando é acompanhada da incerteza de medição.

As incertezas dos valores calculados serão determinadas pelo método de propagação de incertezas de Kline e McClintock, descrito e utilizado por Donatelli e Konrath (2005).

A Eq. (3.1) apresenta o método de propagação de incertezas, onde Δz é a incerteza propagada, Δy_i a incerteza do instrumento, que é dada pelo fabricante ou através de calibração,

∂y_i é a derivada parcial da média dos valores medidos pelo instrumento e Z é a grandeza qualquer que só pode ser obtida de maneira indireta, sendo que essa grandeza pode ser obtida a partir de n grandezas primárias, tal que $Z=(y_1,y_2,\dots,y_n)$.

$$\Delta Z = \sum_{i=1}^n \sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial y_i} \Delta y_i\right)^2} \quad (3.1)$$

A Tab. (3.4) apresenta as incertezas dos instrumentos que foram obtidas através de fabricantes ou certificados de calibração dos instrumentos descritos.

O cálculo das incertezas propagadas é realizado pelo *software* EES, o qual utiliza o método de Kline e McClintock.

Tabela 3.4: Incertezas dos Instrumentos.

Medida	Instrumento	Faixa de medição	Incerteza
Temperatura	PT 100	-80 a 200°C	±0,2 °C
Diferencial de pressão	ABB 600T	10 a 660 kPa	±0,01%
Diferencial de pressão	Yokogawa	11 a 660 kPa	±0,01%
Pressão Absoluta	Keller PAA 33X	0 a 30 bar	±0,10%
Pressão Relativa	Keller PR 33X	1 a 20 bar	±0,10%
Pressão Relativa	ABB 600T	0 a 2,4 MPa	±0,10%
Taxa de massa tipo Coriolis	Emerson Micro Motion série F CNG050	19 a 93,5 g/s 93,5 a 755 g/s	±0,70% ±0,50%
Taxa de massa tipo Coriolis	Emerson Micro Motion série F 1700R11ABZPZZZ	0 a 50 g/s	±0,04%
Δp nos bocais do condensador	Dwyer 603A	0 a 34,5 kPa	±0,25%
Δp nos bocais do evaporador	Omega PX653	0 a 498 kPa	±0,25%

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na análise experimental do ciclo de refrigeração e do separador de líquido junto com as discussões destes resultados.

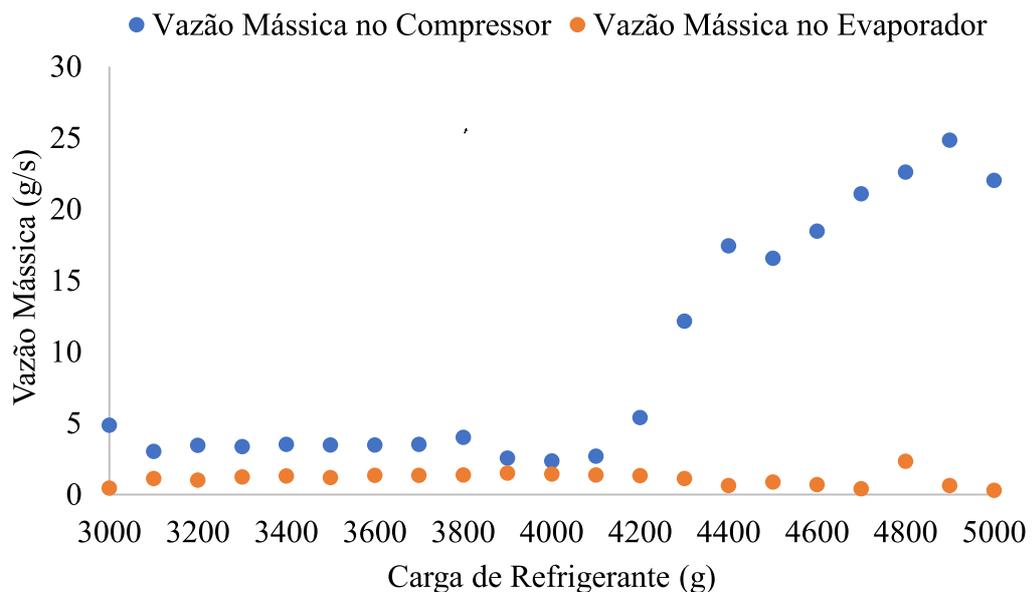
4.1. Carga de refrigerante

Para a carga de refrigerante no sistema, conforme descrito na metodologia, operando o ciclo de Gay, com o compressor operando a 2000 rpm, procura-se alcançar uma carga em que o subresfriamento na saída do condensador esteja entre 5 e 8 K e o superaquecimento na faixa de 3 a 5 K, mantendo a rotação do compressor constante. Além disso, se buscou uma condição de carga para que o ejetor opere com a taxa de massa de projeto no bocal primário.

Buscando atender a esses critérios e levando-se em consideração as dimensões do ejetor e do separador de líquido iniciou-se o sistema com uma carga de 3.000 g de refrigerante R- 134a, com incrementos de 100 g de refrigerante para cada teste de performance do sistema.

A Fig. (4.1) apresenta a taxa de massa no compressor e a taxa de massa no evaporador.

Figura 4.1: Taxa de massa no compressor e no evaporador com a variação da carga de refrigerante.



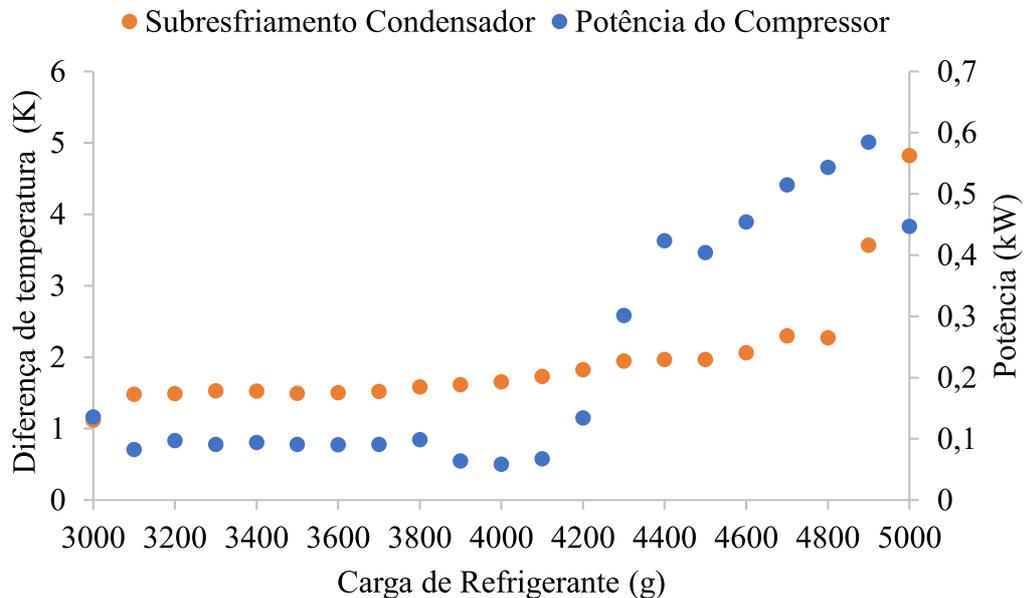
A partir de 4.200 g observou-se o incremento da vazão mássica no compressor com o aumento da carga de refrigerante. Isto continuou sendo observado até a carga de 4.800 g, quando então a vazão volta a diminuir. A partir de 4.500 g verificou-se que a vazão mássica era próxima a de projeto do ejetor, em torno de 20 g/s.

No entanto, mesmo o ejetor operando na condição de projeto na entrada do bocal primário, verificou-se que a taxa de massa no evaporador continuava em valores muito baixos, independentemente da carga de refrigerante no sistema.

Outro parâmetro analisado foi o subresfriamento na saída do condensador, junto com isso a potência do compressor, calculada através da Eq. (2.11) desprezando o calor gerado pelo compressor, mostrado na Fig. (4.2).

O subresfriamento ficou próximo da condição de $\Delta T = 5$ K para a carga de 5.000 g e 0,45 kW de potência no compressor.

Figura 4.2: Subresfriamento na saída do condensador e potência do compressor para diferentes cargas de refrigerante.

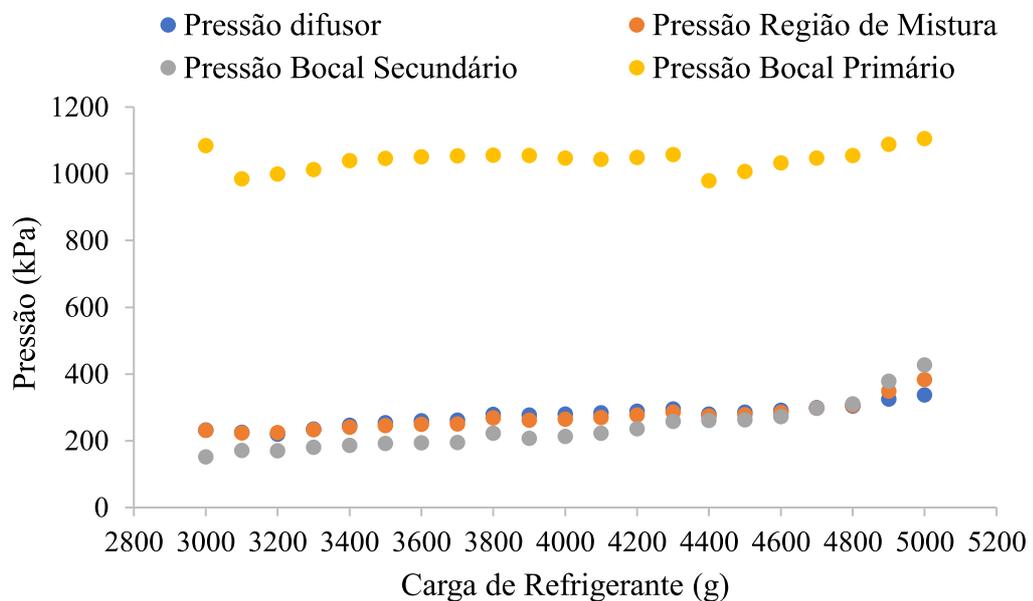


A Fig. (4.3) apresenta o perfil de pressão ao longo do ejetor com os valores obtidos pela instrumentação. A pressão de entrada no bocal primário, basicamente, se manteve entre a faixa de 1.000 a 1.100 kPa, com uma variação máxima de 12 % em todo o processo de acréscimo de carga de refrigerante no sistema.

A pressão no bocal secundário aumentou com o aumento da carga, ficando próxima à pressão de dimensionamento do bocal de sucção, aproximadamente 414 kPa, para a carga de 5.000 g.

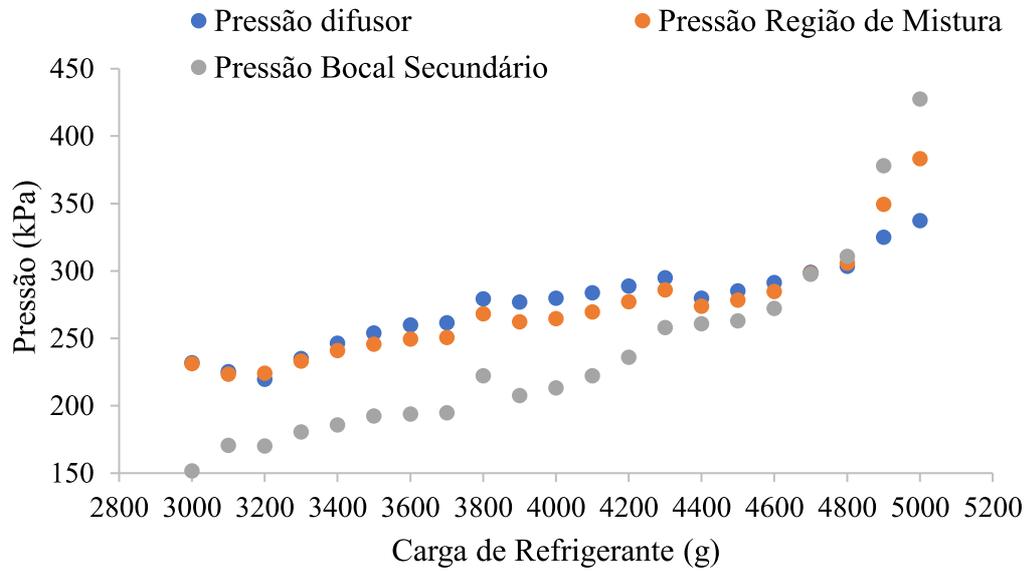
Outro aspecto importante analisado foi a pressão na região de mistura e a pressão de saída do difusor, que basicamente descrevem se o ejetor está fazendo seu papel na recuperação de energia através do aumento de pressão. Durante todo o processo de carga observou-se que a pressão na saída do difusor se manteve próxima à pressão na região de mistura, com exceção da faixa de 3.200 a 4.200 g, o que mostra que o difusor não estava recuperando a pressão. Este comportamento fica evidenciado na Fig. (4.4) quando se comparam as três pressões, bocal secundário, região de mistura e saída do difusor. Sendo que essas pressões foram todas medidas pelos instrumentos.

Figura 4.3: Pressões ao longo do ejetor com a variação da carga de refrigerante.



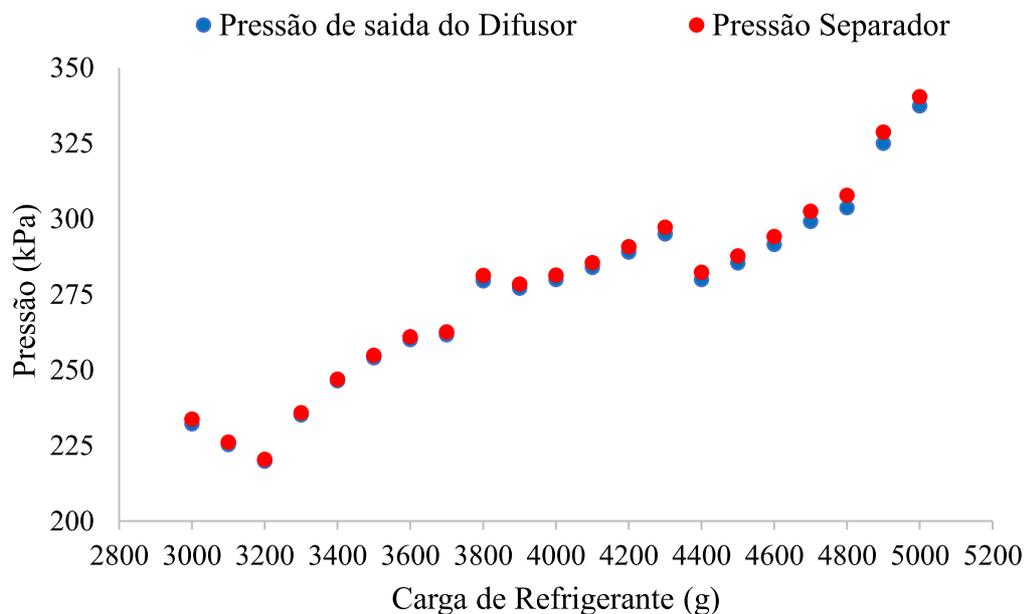
Também se observa na Fig. (4.4) que a pressão no bocal secundário esteve sempre abaixo do valor da pressão da região de mistura, conseqüentemente parte da vazão mássica do refrigerante na saída do bocal primário provavelmente estava escoando no sentido da saída do evaporador, reduzindo assim a vazão mássica no difusor, o que justifica a baixa recuperação de pressão.

Figura 4.4: Perfil de pressão no ejetor na região de mistura, bocal secundário e difusor.



A Fig. (4.5) apresenta a pressão de saída do difusor e a pressão na saída de líquido do separador. A pequena diferença entre estas pressões se deve à pressão estática devido à coluna do refrigerante líquido, de aproximadamente 3 kPa.

Figura 4.5: Pressão de saída do difusor e pressão na saída da coluna de líquido do separador.

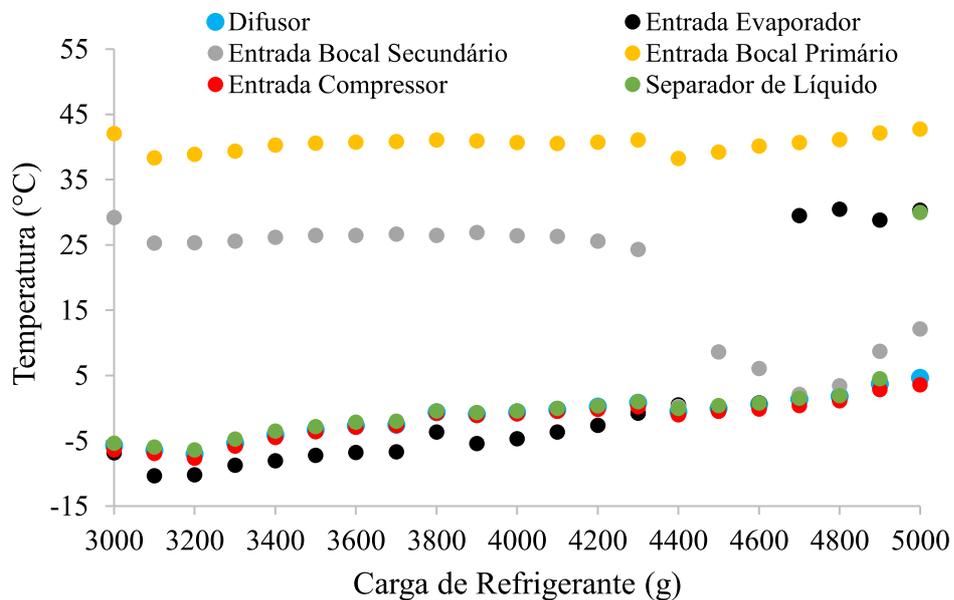


A Fig. (4.6) apresenta o comportamento das temperaturas do refrigerante ao longo do ejetor, separador, evaporador e compressor.

A temperatura na saída do difusor, junto com a sua respectiva pressão, indica que nessa região o fluido está na saturação e assim há um escoamento bifásico na saída do difusor. A temperatura na saída do separador na coluna de líquido se encontra como líquido saturado.

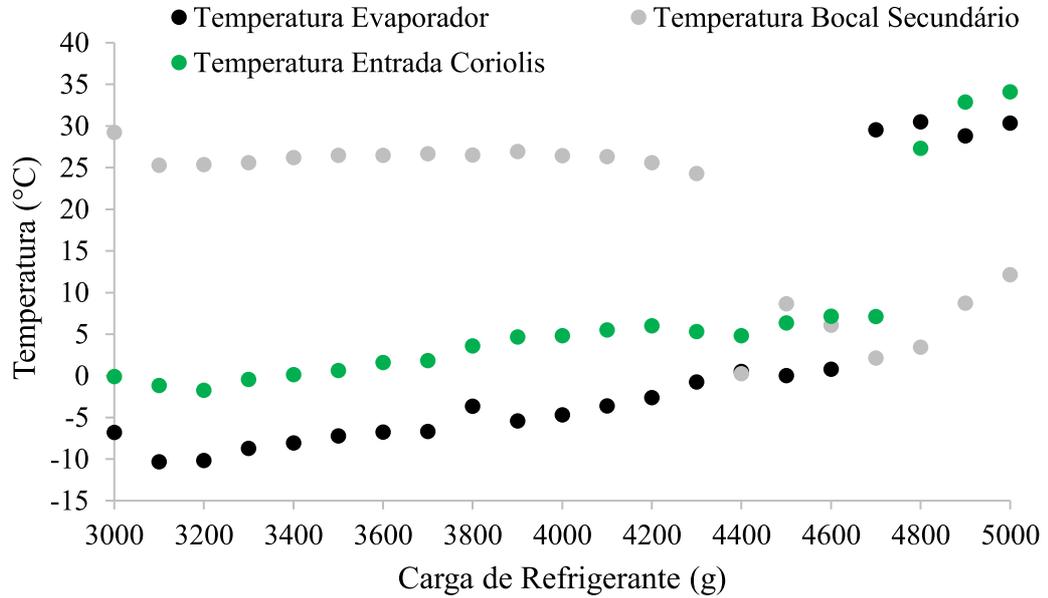
Confirmando o que foi descrito acima este comportamento de fluxo reverso pode ser observado na figura pelas elevadas temperaturas na entrada do bocal secundário. Este fluxo foi aos poucos indo em direção ao evaporador e avançando em direção do separador, ao ponto de aumentar a temperatura na entrada do evaporador acima de 4.700 g.

Figura 4.6: Perfil de temperaturas do fluido refrigerante com a variação da carga.



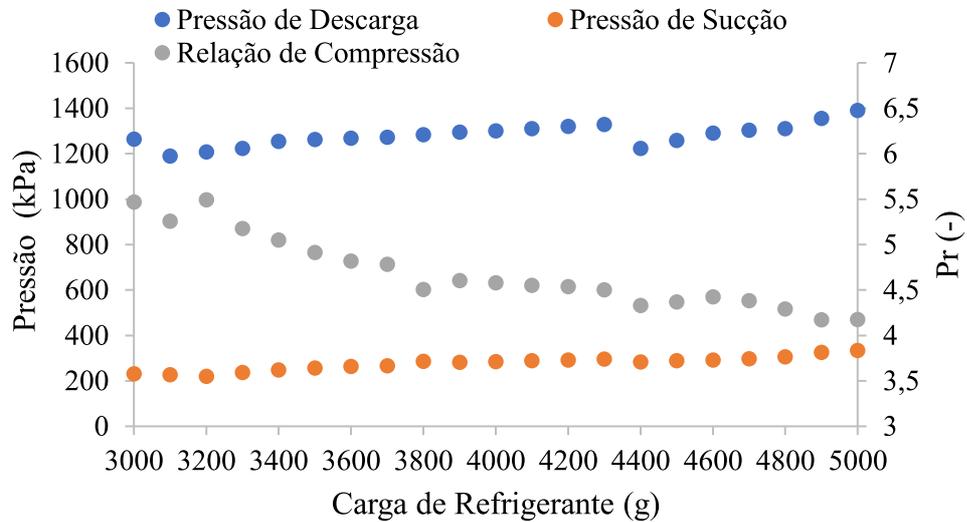
A Fig. (4.7) apresenta melhor esse efeito, através das curvas de temperatura na entrada do evaporador, bocal secundário e saída do separador de líquido (entrada do medidor Coriolis).

Figura 4.7: Perfil de temperaturas na região de baixa pressão com a variação da carga de refrigerante.



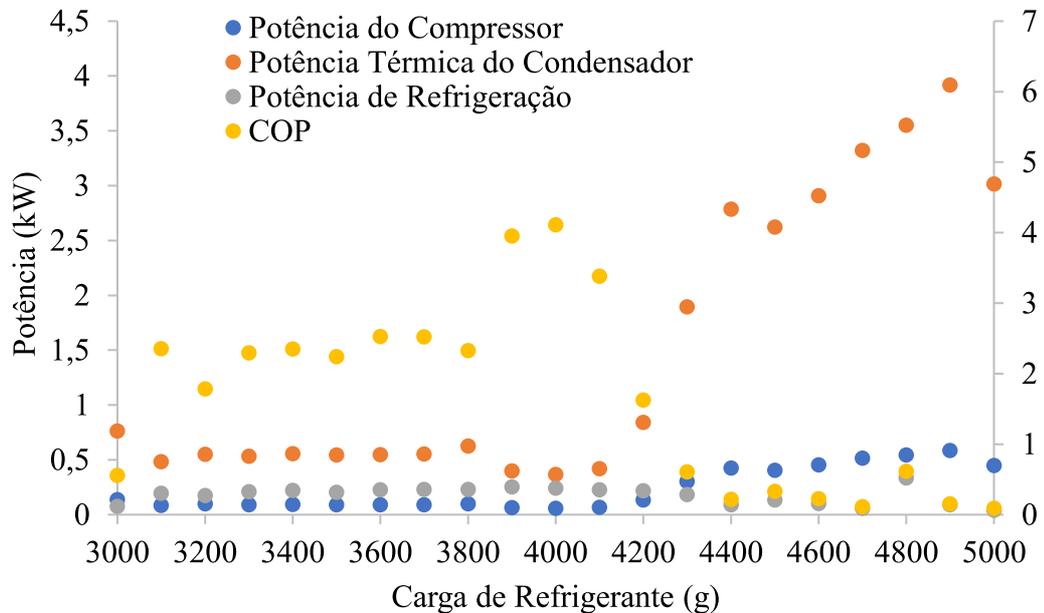
Durante o estudo da carga de refrigerante no sistema, as pressões de descarga variam de 1.100 kPa até 1.300 kPa. A pressão de sucção tende a subir com o acréscimo de massa de refrigerante resultando em uma redução da relação de compressão, definida pela razão da pressão de descarga pela pressão de sucção ($P_r = P_{desc}/P_{suc}$). Entretanto, essa relação se mantém em valores usuais de outros ciclos refrigeração com utilização de ejetores (Ferreira 2017) e adequados a este compressor, como mostrado na Fig. (4.8).

Figura 4.8: Efeito da carga de refrigerante sobre as pressões de descarga e sucção e a relação de compressão.



A Fig. (4.9) mostra o resultado dos balanços de energia nos principais componentes do ciclo. A potência do compressor se mantém baixa nos pontos onde a vazão mássica era baixa, mas com o aumento da carga ela aumenta junto com a potência térmica do condensador.

Figura 4.9: COP, Potência no compressor e taxa de calor trocado no condensador e evaporador.



A potência térmica do condensador cresce junto com o aumento na taxa de massa, alcançando valores usuais para este condensador. Em 4000 gramas foi onde apresentou maior COP mas ocorre principalmente porque a potência do compressor é muito baixa.

Estes resultados do estudo da carga, que tiveram por objetivo atender as condições de projeto do ejetor com uma vazão mássica de 20 g/s na entrada do bocal primário e um subresfriamento de 5 K, mostrou que, mesmo com o aumento da carga, o ejetor continuou operando de modo não satisfatório. Analisando a Fig. (4.7), verifica-se que somente ocorreu uma queda de temperatura no bocal secundário entre 4.500 e 4.600 g. Desta forma optou-se por analisar a influência de outros parâmetros no desempenho do ejetor para uma carga de 4.600 g.

4.2. Desempenho do Ciclo Gay Variando a Rotação

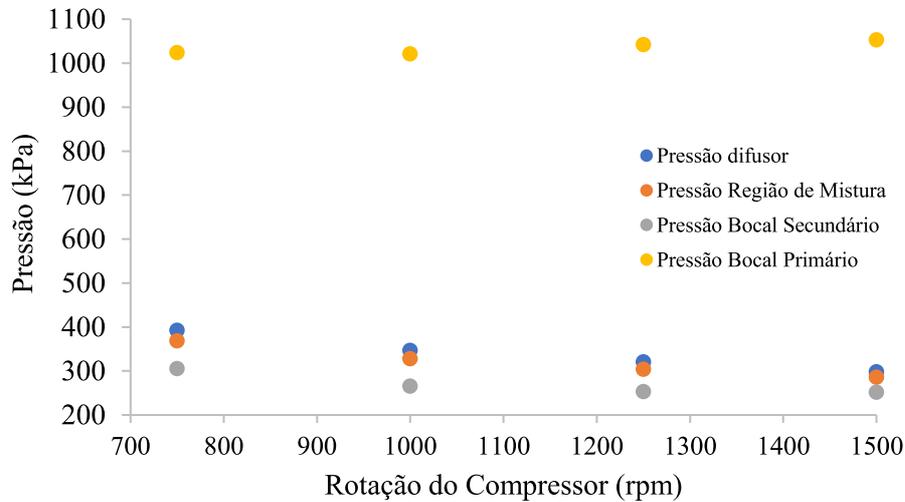
Com a carga de refrigerante em 4.600 g, foi realizada a análise do sistema variando a rotação do compressor, e a abertura da válvula de expansão manualmente, verificando se o ciclo de Gay operava adequadamente.

Foram realizados testes mantendo-se a temperatura do ar na entrada do condensador em 45°C e as temperaturas do ar na entrada do evaporador de 35 e 40 °C. As velocidades do compressor variaram de 750 a 1500 rpm.

Avaliou-se o efeito destas variações sobre as pressões no ejetor e verificou-se que a mudança de temperatura do ar no evaporador e a abertura da válvula não tiveram efeito significativo. Na Fig. (4.10) se mostra o efeito da rotação sobre as pressões. Conforme aumenta a rotação se observa uma tendência à diminuição nas pressões do bocal secundário, região de mistura e difusor.

Para a rotação de 750 rpm, a pressão do bocal primário é de ≈ 1000 kPa, enquanto no bocal secundário a pressão é ≈ 300 kPa. Na região de mistura é de ≈ 360 kPa e no difusor é de aproximadamente 380 kPa, mostrando que há uma recuperação de pressão no difusor.

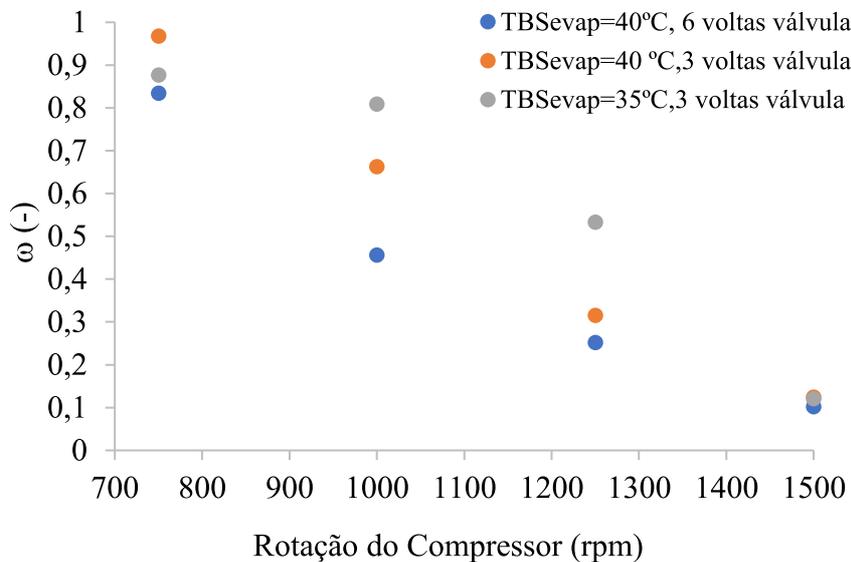
Figura 4. 10: Pressões ao longo do ejetor para TBS no condensador 45 °C e no evaporador 40 °C e com abertura de 6 voltas do dispositivo de expansão.



As vazões mássicas na entrada do bocal primário e do bocal secundário foram avaliadas também em relação à rotação do compressor e às variações de temperatura do ar e ao fechamento da válvula de expansão. Isto permitiu calcular ω , ou a relação entre as vazões do bocal secundário e primário, Eq. (2.1), e a relação entre a vazão do bocal primário e a total, r Eq. (2.5), que pode ser considerada como uma estimativa do título na saída do ejetor.

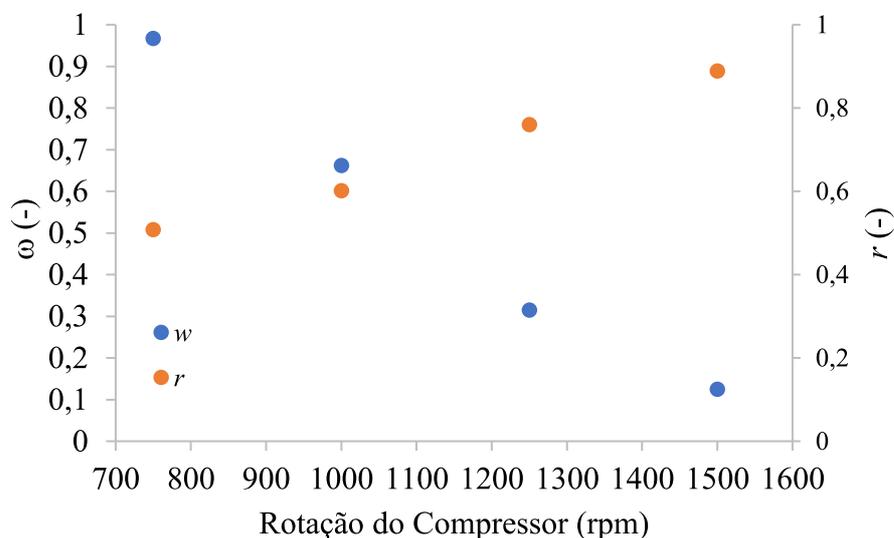
A Fig. (4.11) mostra o comportamento da relação entre as vazões dos bocais secundário e primário, ω , e se observa que conforme aumenta a rotação a vazão no bocal primário aumenta consideravelmente, diminuindo o valor de ω , pois a vazão do secundário sempre se manteve muito baixa, mostrando um comportamento inadequado do ejetor para estas condições.

Figura 4. 11: Variação do parâmetro ω com a rotação para a temperatura do ar na entrada do condensador de 45 °C.



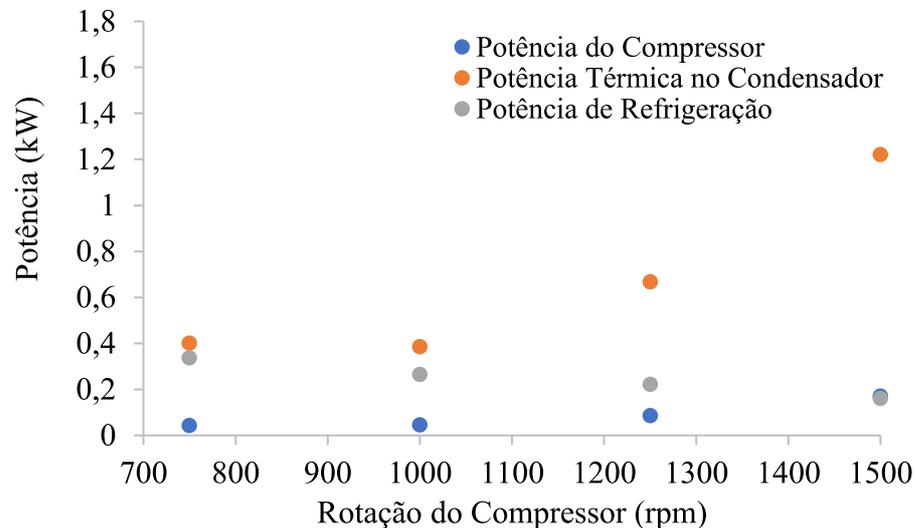
A Fig. (4.12) apresenta a variação dos parâmetros ω e r com a rotação do compressor e para a temperatura do ar na entrada do condensador de 45 °C, no evaporador de 40 °C e 3 voltas da válvula. Na condição de projeto do ejetor o valor de ω foi de 0,7 e de r de 0,59. A condição de operação que mais próxima chegou destes valores foi de 1000 rpm para rotação do compressor. Para as demais condições o afastamento foi considerável.

Figura 4. 12: Variação dos parâmetros ω e r com a rotação do compressor para a temperatura do ar na entrada do condensador de 45 °C e no evaporador de 40 °C e 3 voltas da válvula.



A Fig. (4.13) apresenta as potências nos principais componentes do ciclo de refrigeração. É possível observar que o aumento da potência térmica no condensador e a potência do compressor são proporcionais ao aumento da rotação. No entanto, o aumento da vazão mássica no condensador não é acompanhado pelo aumento da vazão mássica no evaporador, o que ocasiona um comportamento não de acordo com o esperado a partir de 1200 rpm.

Figura 4.13: Potência nos componentes do sistema para TBS no condensador 45 °C e no evaporador 40 °C e abertura de 3 voltas do dispositivo de expansão.



De acordo com Lawrence e Elbel (2013) se a massa de refrigerante na entrada do ejetor é insuficiente, pode ser devido ao mal dimensionamento do separador de líquido, do ejetor ou por estar em condições fora de projeto.

No dispositivo de expansão, quanto maior a sua abertura, menor será a queda de pressão. No entanto, os resultados mostraram que a variação da abertura da válvula praticamente não influenciou a taxa de massa do evaporador.

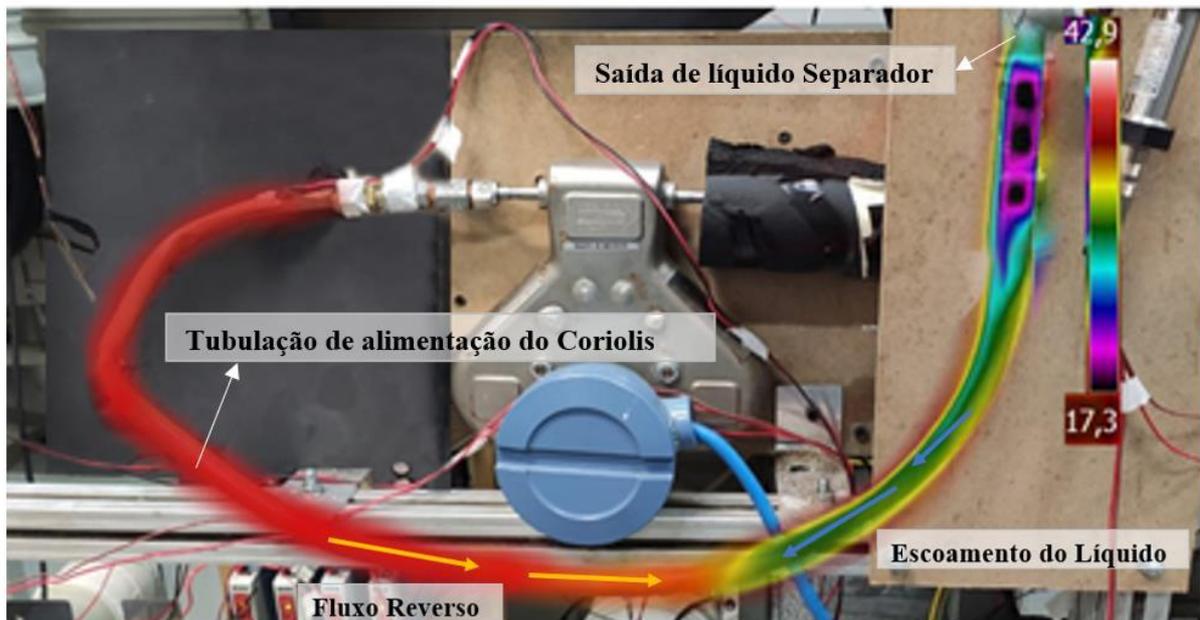
Apesar de haver o resfriamento do ar nessa análise da rotação e da variação da temperatura do ar no evaporador, a potência de refrigeração se manteve muito baixa e como as pressões ao longo do ejetor tendiam a cair com o aumento da rotação, se fez necessário outro tipo de análise.

4.2.1. Análise termográfica

Levando em consideração os resultados encontrados durante os testes de carga, que mostraram que a operação do ejetor apresentava problemas como baixa recuperação de pressão na saída do difusor, baixa pressão no bocal secundário e alta temperatura do refrigerante na saída do evaporador, foi realizada uma análise termográfica utilizando uma câmera Flir A200, com o objetivo de avaliar as condições de operação do ejetor e do evaporador.

Na Fig. (4.14) é apresentada uma análise térmica, que mostra a temperatura da tubulação que alimenta a entrada do medidor de vazão mássica Coriolis, antes do evaporador. Nota-se a grande diferença entre a temperatura neste ponto e a temperatura do refrigerante na saída do separador de líquido (lado direito superior da figura). Com essa análise, ficou evidente a existência de um escoamento reverso, desde o bocal secundário do ejetor até o evaporador. Com os testes, verificou-se que essa região modificava sua posição em função dos parâmetros do ciclo, sendo denominada de região de bloqueio.

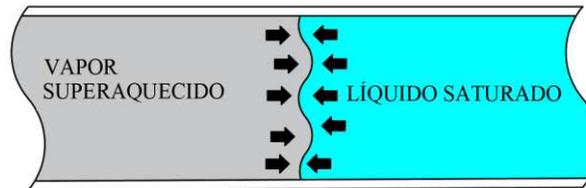
Figura 4.14: Tubulação de alimentação do Coriolis.



A Fig. (4.15) é uma representação da região de bloqueio na tubulação do sistema de refrigeração, onde o vapor superaquecido empurra e impede que o líquido saturado da seção de líquido do separador siga para o bocal secundário.

A vazão mássica influenciou no deslocamento da região de bloqueio, que foi encontrada na análise da carga do sistema, onde o aumento da vazão mássica deslocava a região de bloqueio para a saída de líquido do separador.

Figura 4.15: Região de bloqueio.



Como a taxa de massa é baixa no evaporador, a temperatura do refrigerante fica próxima da temperatura do ar que circula no calorímetro, explicando as temperaturas em torno de 30 °C do refrigerante nessas regiões, como mostradas na Fig. (4.7).

Verificou-se que o incremento de massa de refrigerante no sistema desloca a região de bloqueio cada vez mais próxima do separador de líquido. Resumidamente, nos testes a região de bloqueio se encontrava entre a saída da seção de líquido do separador e o evaporador.

Dentre as hipóteses para este comportamento, que resulta em um baixo desempenho do ejetor e do ciclo nesta bancada, foram:

- o comprimento da tubulação que conecta a saída do evaporador com a entrada do bocal secundário, o que poderia dificultar o retorno do refrigerante ao ejetor;
- o comprimento da linha de retorno ao compressor, dificultando o retorno do óleo ao carter do compressor e, como consequência, um acúmulo de óleo no evaporador.

Uma das maneiras de verificar isto é operar com velocidades do compressor mais baixas possíveis e com temperaturas elevadas do ar na entrada do evaporador, como visto nas Figs. (4.10) a (4.13), onde verificou-se que em baixas rotações o desempenho do ejetor se comportava melhor em relação aos principais parâmetros analisados, relação de vazões mássicas, pressões e potências, mesmo que apresentando baixa vazão mássica no bocal primário.

Complementando a análise, as Figs. (4.16) e (4.17) apresentam os dados operacionais do ciclo para as condições de 4.600 g e rotação de 750 rpm e 4.000 g e 1.000 rpm, respectivamente. Foram consideradas a temperatura de entrada do ar no condensador de 45 °C e no evaporador de 40 °C.

Para estas duas condições mostradas

Figura 4.16: Dados experimentais em diferentes pontos do ciclo de Gay para carga de 4.600 g e rotação do compressor de 750 rpm.

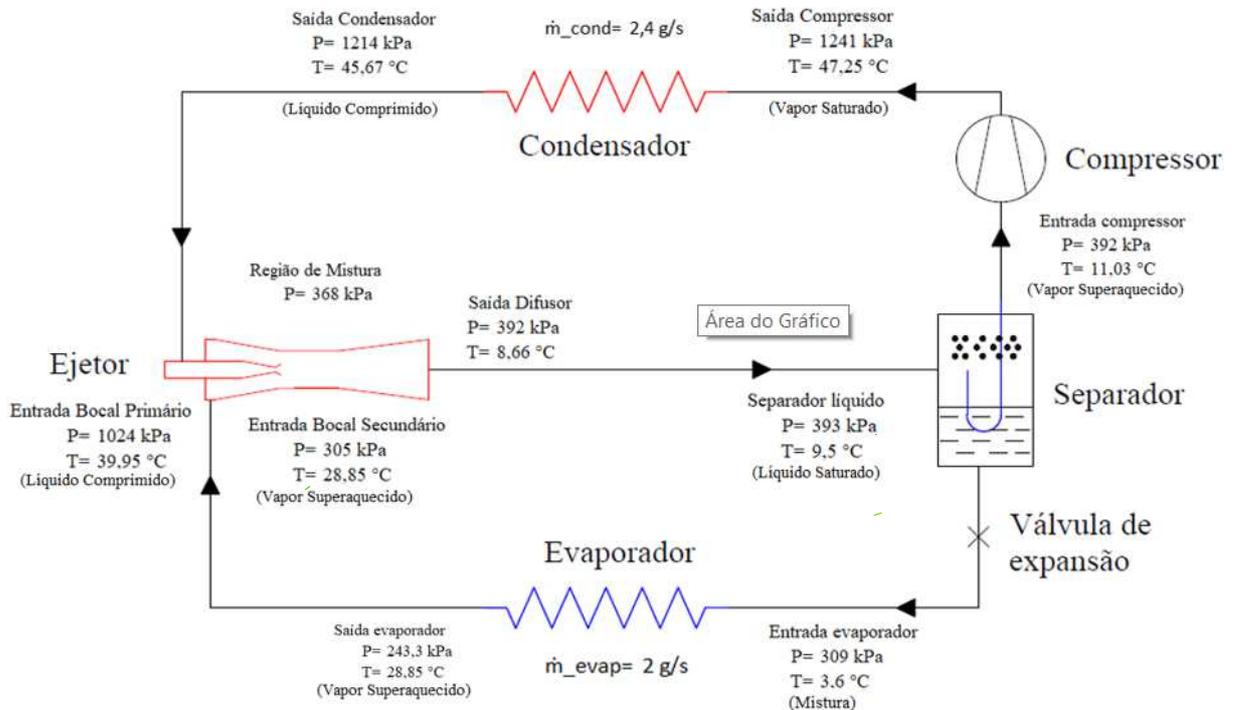
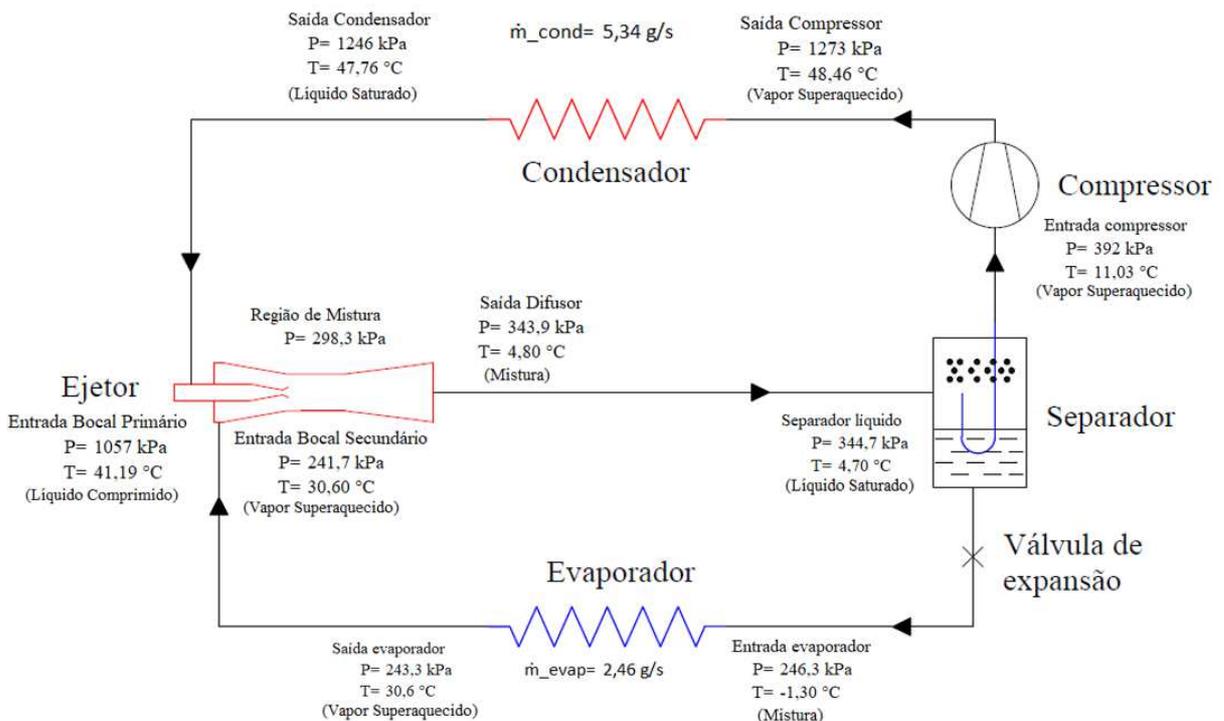


Figura 4.17: Dados experimentais em diferentes pontos do ciclo de Gay para carga de 4.000 g e rotação do compressor de 1000 rpm.



Pode ser notado que a temperatura do refrigerante na entrada do bocal secundário é elevada para ambas as condições, e que relacionando a pressão e a temperatura nesse ponto, o estado do refrigerante é de vapor superaquecido. A baixa temperatura e pressão na entrada do evaporador possibilitou resfriar o ar, mesmo com a baixa vazão mássica.

Acredita-se que esse fenômeno aconteça porque o escoamento no bocal secundário está no sentido oposto, pois parte do escoamento primário ao invés de seguir totalmente para a região de mistura, alimenta o bocal secundário proporcionando um escoamento reverso para o evaporador, como pode ser visto pelas pressões na região de mistura e saída do difusor comparadas com a pressão no bocal secundário. Apesar desse escoamento reverso, foi possível observar, através das imagens do separador de líquido, que parte do escoamento seguia para o difusor apesar de não recuperar a pressão, alimentando o separador, mesmo que parcialmente, com refrigerante no estado bifásico na condição de saturação.

Nas baixas rotações as duas vazões mássicas são baixas, tanto no bocal primário como no secundário. Mesmo assim, apresentam relações razoáveis de $\omega = 0,83$ e $r=0,54$ para o caso da Fig. (4.16), e $\omega = 0,46$ e $r=0,68$ para o caso da Fig. (4.17). O que mostra que as hipóteses levantadas são plausíveis, pois o sistema opera melhor em baixas rotações, eventualmente aspirando o óleo retido no evaporador.

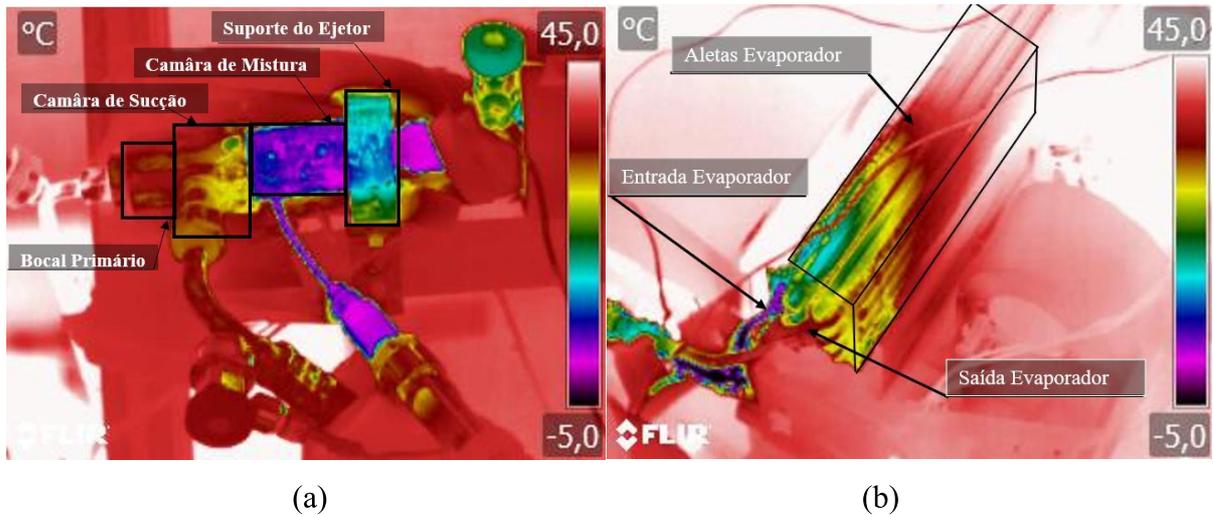
A Fig. (4.18a) apresenta a imagem térmica das temperaturas na parede do ejetor, confirmando as temperaturas medidas ao longo do ejetor e, comparando com a Fig. (4.16), é possível observar que a temperatura do refrigerante é similar a temperatura externa do ejetor.

Como na região de mistura não foi possível instalar um sensor de temperatura, a imagem da câmara térmica mostra que nessa região até a saída do difusor está havendo uma redução da temperatura do refrigerante.

Com o sistema em operação, retirou-se a tampa externa da caixa evaporadora e foi realizada a aquisição de imagens térmicas no evaporador para verificar a temperatura em todo seu comprimento, conforme se vê na imagem da Fig. (4.18b). Foi constatado com essa imagem que a região de bloqueio do escoamento estava situada na parte central do evaporador. Como parte do refrigerante encontrava-se em baixa temperatura, houve um pequeno resfriamento do ar que circulava pelo evaporador.

O escoamento reverso do evaporador para a válvula de expansão e, conseqüentemente, para o separador de líquido, faz com que o refrigerante na fase vapor entre no separador em golfadas. Isso é mais intenso com o aumento da rotação do compressor e o aumento de massa do sistema.

Figura 4.18: Imagens térmicas (a) ejetor (b) evaporador.

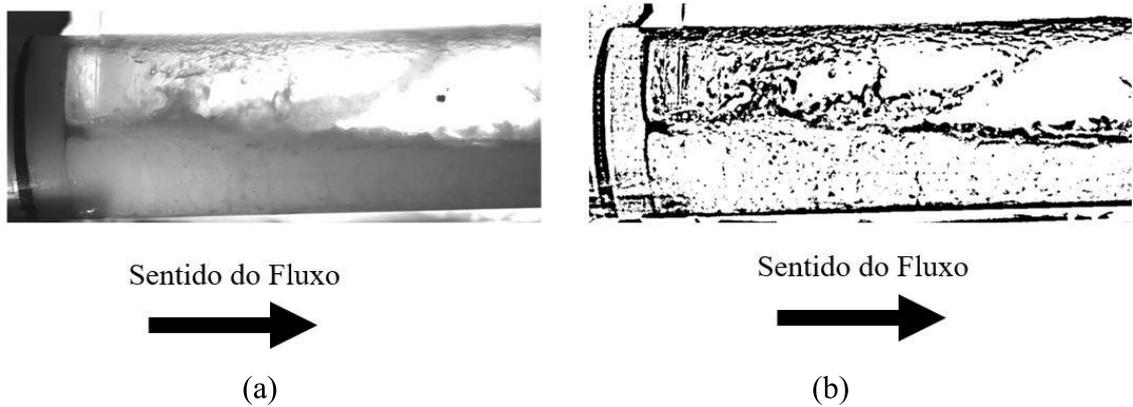


4.3. Separador de líquido

Foram realizadas aquisições de imagens com a câmera de alta velocidade em todas as seções do separador de líquido para verificar seu comportamento. A Fig. (4.19) apresenta a região de entrada do separador de líquido, na saída do ejetor, onde se tem o aumento da seção do escoamento no separador em relação à menor seção de saída do difusor. É possível observar o escoamento turbulento e bifásico. A Fig. (4.19a) é a imagem obtida da câmera de alta velocidade, sendo possível distinguir, através dela, que na região inferior do tubo se encontra o líquido saturado e na parte superior o vapor saturado. No início da seção de entrada há golfadas de líquido, mas que não se repetem mais ao longo do restante da seção.

A Fig. (4.19b) é a mesma imagem da câmera de alta velocidade, mas com o auxílio do software ImageJ, transformando o arquivo da imagem em um arquivo binário onde há somente preto, branco e tons de cinza, sendo possível distinguir melhor os contornos da fase líquida.

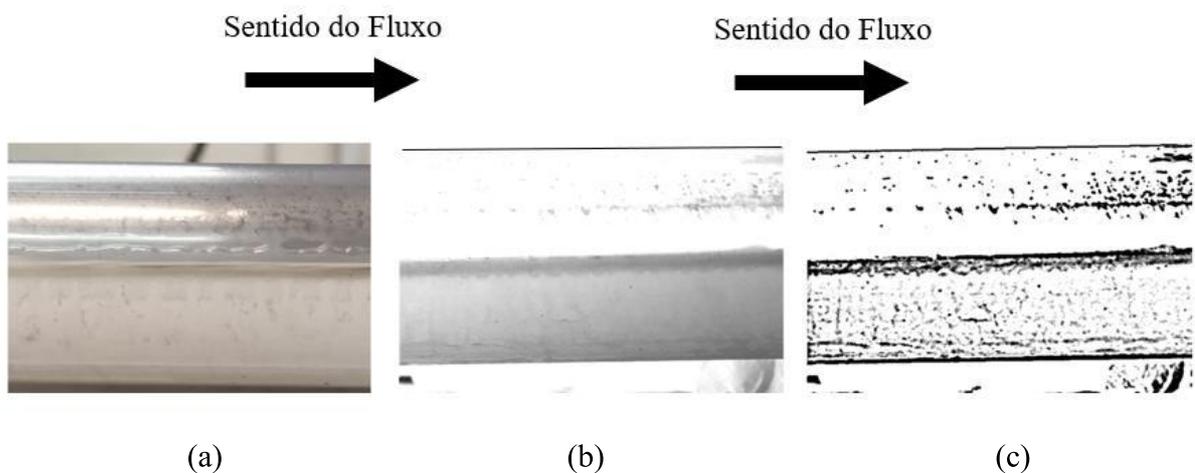
Figura 4.19: Seção de entrada do separador de líquido: (a) imagem da câmera; (b) imagem processada pelo ImageJ.



A Fig. (4.20) apresenta as imagens na seção reta de entrada do separador, a uma distância de 500 mm da saída do ejetor. A Fig. (4.20a) é uma imagem com uma câmera convencional onde se verifica a separação das fases líquido e vapor, caracterizando o escoamento estratificado ondulado, sendo que este padrão de escoamento se repetiu em todos os testes.

Na Fig. (4.20 b) mostra-se uma imagem realizada com a câmera de alta velocidade, com 600 Hz de frequência, enquanto na Fig. (4.20c) a imagem binária.

Figura 4.20 Seção de entrada do separador de líquido na metade de seu comprimento.

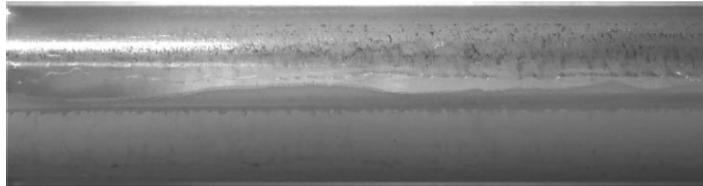


Com a imagem binária foi possível distinguir a superfície do líquido e melhor identificar o padrão de escoamento e calcular sua velocidade. Com o auxílio do software ImageJ e a escala

abaixo da tubulação, relaciona-se a quantidade de pixels da imagem com uma grandeza física. A velocidade estimada, a partir dessa imagem, foi de 0,23 m/s, com um desvio padrão de 0,0193 m/s.

A Fig. (4.21) apresenta a imagem da mesma seção, para a condição de carga de 4.700 g e rotação do compressor de 1.700 rpm em uma condição diferente com um ângulo mais aberto da câmera, confirmando a ocorrência do escoamento estratificado.

Figura 4.21 : Seção de entrada em 500 mm.



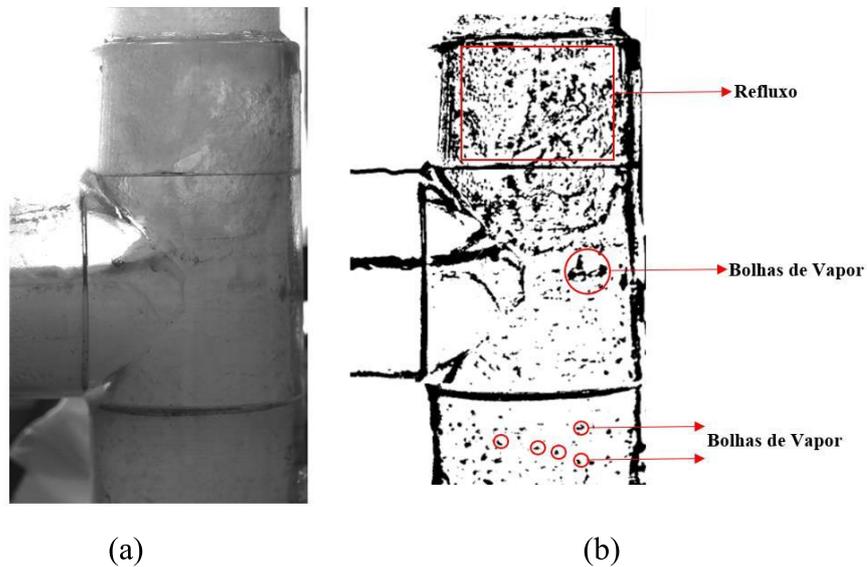
A Fig. (4.22) apresenta a seção em T do separador onde ocorre a divisão do escoamento em que o líquido esco para a parte inferior, por gravidade, e o vapor sobe para a parte superior.

Quando o escoamento atinge a seção vertical inicia a separação das fases. A altura do líquido no separador fica na divisão das seções, não ultrapassando esse nível.

Em alguns casos há refluxo, acredita-se que esse refluxo tenha relação com a região de bloqueio. O refluxo é intermitente, deslocando o líquido para região de vapor e a intensidade e a periodicidade em que ocorre é proporcional à massa de refrigerante no sistema e à rotação do compressor.

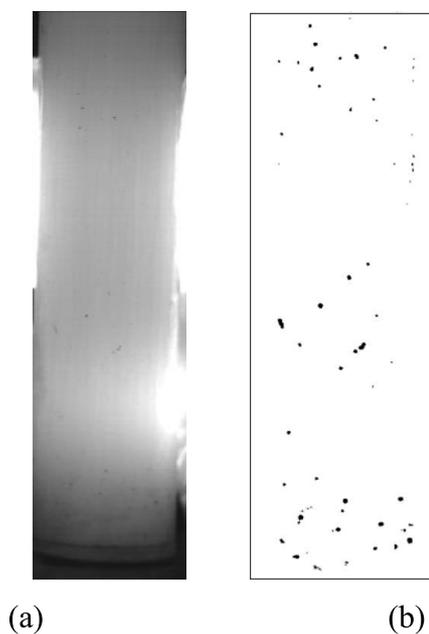
Em razão desse refluxo há pequenos instantes de tempo onde o escoamento é empurrado, ocasionando uma golfada de líquido na seção de vapor, mas são de baixo alcance de forma que a golfada se dispersa na seção de vapor e volte a cair separando as fases.

Figura 4.22: Imagem do separador de líquido na região de junção do tubo horizontal com o vertical (seção T): (a) imagem em alta velocidade ; (b) imagem editada pelo ImageJ.



Na seção de líquido, Fig. (4.23) foi realizada uma análise da separação das bolhas quando não há refluxo, sendo possível observar bolhas que sobem em função da diferença de massa entre as fases. Como mostrado na Fig. (4.23b), foi realizada uma análise da área ocupada pelas bolhas de vapor na seção de líquido utilizando técnicas de contagens de pixels. A área de vapor ocupada na seção de líquido pelas bolhas de vapor foi de aproximadamente 0,48% da área total da imagem.

Figura 4.23: Seção de líquido com imagem da câmera de alta velocidade (a) e imagem editada pelo ImageJ para análise dos diâmetros das bolhas (b).



A Tab. (4.1) apresenta os dados obtidos por meio da Fig. (4.23b) para realizar uma análise amostral dos diâmetros das bolhas encontradas.

Tabela 4.1: Dados para análise amostral das bolhas de vapor.

Diâmetro (mm)				
Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão	"N" Amostra
0,136	0,807	0,339	0,150	62

A análise amostral confirma que as bolhas de vapor em sua maioria são pequenas e ocasionalmente algumas maiores. Considerando que as maiores bolhas são exceções, utilizou-se o critério de Chauvenet, que é um método estatístico desenvolvido para detectar e rejeitar dados amostrais discrepantes (*outliers*) (TAYLOR, 2012).

Segundo o critério de Chauvenet, conforme a Eq. (4.1), onde x_i é valor da leitura, X a média aritmética, σ é o desvio padrão da amostra o valor de ε é o valor de pontuação para comparação com o critério de rejeição (Cr). Quando ε for menor que Cr a medição suspeita é aceitável, caso contrário o valor é rejeitado ($\varepsilon > Cr = Rejeitado$).

$$\varepsilon = |x_i - X|/\sigma \quad (4.1)$$

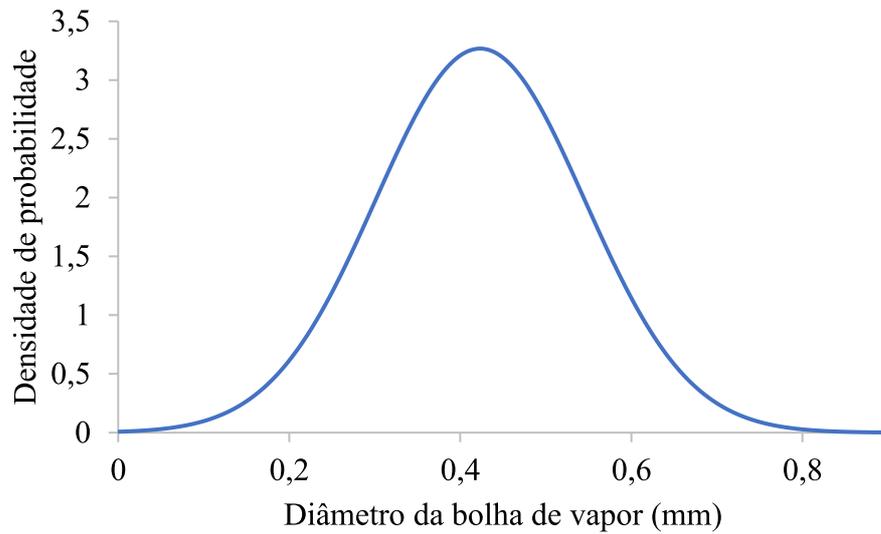
Os valores de Cr foram encontrados através da integração matemática da função de densidade de probabilidade da distribuição normal e representados na Tab. (4.2), conforme o tamanho da amostra n .

Tabela 4.2 Critério de rejeição de Chauvenet.

n	Cr	n	Cr
3	1,38	15	2,13
4	1,54	20	2,24
5	1,65	25	2,33
6	1,73	50	2,57
7	1,80	100	2,81
8	1,87	300	3,14
9	1,91	500	3,29
10	1,96	1000	3,48

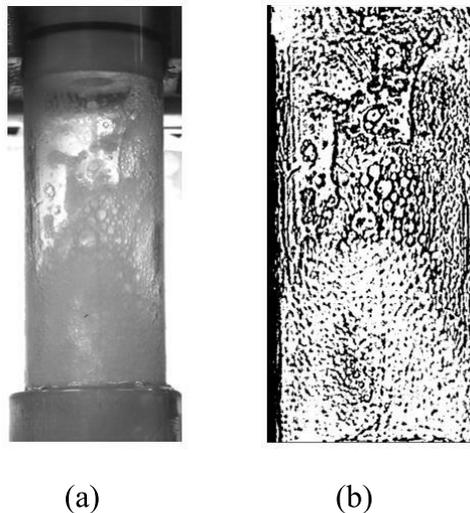
Na Fig. (4.24) é mostrada a distribuição dos valores dos diâmetros das bolhas de vapor. É possível observar que o menor diâmetro de bolha encontrado foi de 136 microns e para o dimensionamento do separador conforme a literatura foi utilizada 150 microns.

Figura 4.24: Curva de distribuição normal representando o diâmetro da bolha de vapor.



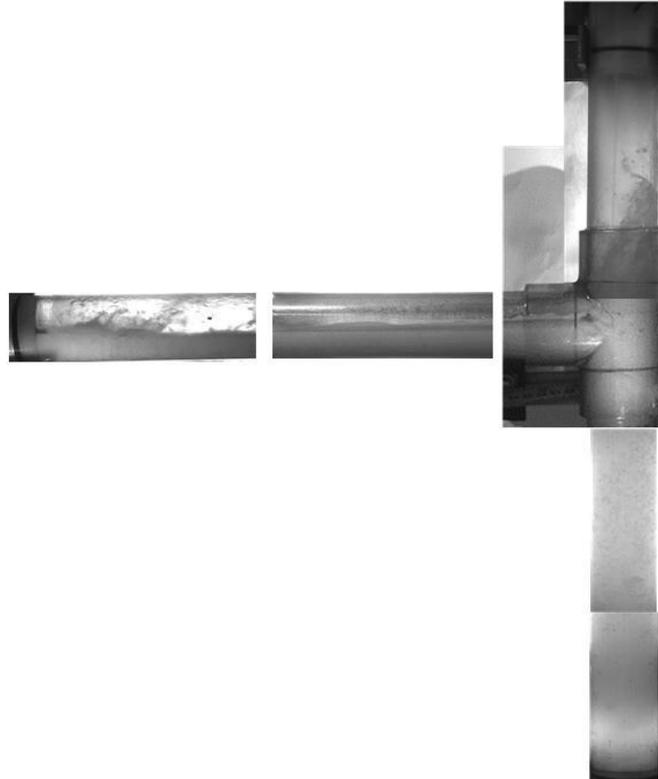
A Fig. (4.25) apresenta a seção de vapor do separador de líquido quando há refluxo no sistema. É possível notar que o líquido na Fig. (4.25a) não é aspirado pelo compressor, o que poderia proporcionar uma queda de desempenho no compressor ou até mesmo danificá-lo. Em outras ocasiões essa seção tinha somente vapor, mostrando, através das imagens que o compressor era alimentando somente com vapor.

Figura 4.25: Separador de líquido na região de vapor



A Fig. (4.26) apresenta uma junção das imagens que representam todas as seções quando o sistema está em funcionamento. É possível perceber que o separador está realizando a separação das fases já na região de entrada e mantendo o escoamento estratificado. Ao chegar na junção da seção vertical com a horizontal, o T, nota-se que o líquido se concentra na região de líquido, enquanto o vapor segue ao compressor.

Figura 4.26: Imagens das seções do separador de líquido.



4.4. Incertezas de Medição Final

A propagação de erros em razão da incerteza de medição é apresentada na Tab. (4.3), através dos principais parâmetros do ciclo. As incertezas são baixas, representando que os instrumentos garantiram boa precisão nas medições, garantindo confiabilidade nos dados.

Tabela 4.3 Incerteza de medição máxima

Variável	Incerteza
Capacidade do Condensador	$\pm 0,01259$ kW
Capacidade de Refrigeração	$\pm 0,00026$ kW
Trabalho do Compressor	$\pm 0,00225$ kW
Razão de Compressão	$\pm 0,03065$
Temperatura de Subresfriamento	$\pm 0,204$ °C

4.5. Discussões do ciclo Gay

Em relação ao desempenho do ejetor, Ferreira (2017) e Gonçalves (2018) realizaram estudos utilizando o mesmo ejetor deste trabalho, mas operando em um ciclo COS. Os resultados obtidos foram satisfatórios, onde o ejetor operou, na maior parte das condições, dentro de seus parâmetros de projeto, recuperando a pressão na saída do difusor e reduzindo o trabalho de compressão.

Lawrence e Elbel (2013) também apresentaram um estudo teórico comparando alguns ciclos de refrigeração que utilizam ejetores, focando principalmente no ciclo COS. Segundo os autores, o ciclo de Gay pode ser ineficiente quando os componentes como o separador de líquido e o ejetor não são adequadamente dimensionados ou a operação do ciclo está fora dos parâmetros de dimensionamento.

Rostamnejad e Zare (2019) realizaram um estudo teórico onde propuseram um segundo compressor na saída do evaporador para aumentar a pressão e otimizar essa pressão para encontrar os pontos de máxima eficiência.

Estes dois estudos mostram a dificuldade de se operar adequadamente o ciclo de Gay e que foi verificado neste trabalho, onde não se conseguiu alcançar experimentalmente as condições de operação adequadas com a recuperação de pressão no difusor e a pressão do bocal secundário. Devido a essas dificuldades é possível verificar que os ciclos alternativos com ejetor como o ciclo COS apresentam mais confiabilidade na operação.

5. CONCLUSÕES

Para atender aos objetivos propostos neste trabalho foi realizado o estudo e dimensionamento de um separador de líquido do tipo T e realizadas as modificações na bancada experimental para utilização do ciclo de Gay e para acomodar o separador de líquido perto do evaporador.

Durante o estudo de otimização de carga no sistema foram verificados problemas de operação do sistema, principalmente em relação ao desempenho do ejetor, observados a partir da baixa pressão no bocal secundário, menor que as pressões na câmara de mistura e no difusor. Isto induziu a dois efeitos: a baixa de recuperação de pressão no difusor do ejetor e a existência de um fluxo reverso desde o ejetor até o evaporador.

As modificações na bancada também levaram a um aumento dos comprimentos das linhas de retorno ao compressor e retorno ao bocal secundário. Esse aumento de perda de carga dificultou o retorno de óleo ao compressor, mesmo com a instalação de um separador de óleo na descarga do compressor. Com o sistema em repouso, verificava-se a presença de óleo no separador. O óleo, presente no separador e provavelmente também no evaporador, pode ter sido o responsável pelo mau desempenho do sistema como um todo.

O sistema somente pode operar, mesmo que de uma forma não satisfatória, em baixas rotações do compressor. Nestas condições essa região de bloqueio ficava presa à jusante da entrada do evaporador e antes de sua saída. Como parte do evaporador se encontrava com o refrigerante a baixa temperatura, o ar que percorria o evaporador resfriava, embora com baixa capacidade de refrigeração. Isto também indica a causa do refluxo observado no separador.

Apesar das condições adversas que o separador foi submetido, ele apresentou bons resultados visuais demonstrando ser capaz de separar as fases. Na região de entrada foram observados os escoamentos estratificado e ondulado.

A seção de vapor do separador de líquido foi severamente exigida nos testes em decorrência do refluxo que era provocado pelo bloqueio do escoamento na região de baixa pressão do ciclo. Apesar disto, a seção de vapor conseguiu separar e impedir que o líquido fosse aspirado pelo compressor.

Para concluir nota-se que este ciclo com separador de líquido é bastante instável e para que o sistema opere adequadamente todos seus componentes tem que estar operando em condições extremamente satisfatórias.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

Para a continuidade deste trabalho e encontrar uma condição satisfatória deste ciclo, levando ao um bom desempenho se deveria:

- rever a disposição de equipamentos da bancada, principalmente do ejetor e separador de líquido, com especial atenção ao comprimento das linhas de retorno ao compressor e da saída do evaporador ao bocal secundário do ejetor;

- reduzir o diâmetro do tubo horizontal que conecta o ejetor ao separador, afim de manter uma velocidade mais alta do escoamento reduzindo a possibilidade de separação do óleo do refrigerante;

- realizar estudos experimentais focando unicamente no desempenho do ejetor onde fosse possível controlar de maneira mais assertiva as taxas de massas no bocal primário e secundário;

- realizar uma análise em CFD procurando entender o comportamento dos escoamentos quando em regimes fora das condições de projeto do ejetor.

6. REFERÊNCIAS

- ANSI/ASRHAE 51. Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings. v. 552, p. 66, 1999.
- BECKER, A. Estudo de sistema de controle de umidade em calorímetros de avaliação de desempenho de evaporadores. **Trabalho de Conclusão de Curso**. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2015.
- BIBERG, D. An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow. **Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 77, n. 6, p. 1221–1224, 1999.
- BOWERS, C. D.; HRNJAK, P. S. Determination of Void Fraction in Separated Two-Phase Flows Using Optical Techniques. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference - Purdue**, paper 1083, 2010.
- CHUNNANOND, K.; APHORNATANA, S. An Experimental Investigation of Steam-Ejector Refrigerator: The Analysis of Pressure Profile Along Ejector. **Macro Review**, v. 16, n. 1, p. 184–188, 2003.
- DE LA CRUZ, M. H. C. et al. Estimativa da incerteza de medição em análise cromatográfica: abordagem sobre a quantificação de carbamato de etila em cachaça. **Química Nova**, v. 33, n. 7, p. 1578–1584, 2010.
- DOMANSKI, P. A. Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector. NIST Publications (**NISTIR 5606**), March, p. 1–37, 1995.
- DONATELLI, G. D.; KONRATH, A. C. Simulação de Monte Carlo na Avaliação de Incertezas de Medição. **Revista de Ciência & Tecnologia**, v. 13, n. 25/26, p. 5–15, 2005.
- EAMES, I. W.; APHORNATANA, S.; HAIDER, H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 6, p. 378–386, 1995.
- ELBEL, S.; HRNJAK, P. Ejector Refrigeration: An overview of historical and present developments with an emphasis on air conditioning applications. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference - Purdue University**, v. 1, n. June 2015, p. 1–8, 2008.
- ERSOY, H. K.; BILIR SAG, N. Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander. **International Journal of Refrigeration**, v. 43, p. 97–110, 2014.
- FERREIRA, H. S. **Avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração automotivo com ejeter em ciclo COS**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação

em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2017.

GAY, N. H. 1931. Refrigerating System. U.S. 1,836,318.

GONÇALVES, A. G. **Análise de desempenho de um ciclo de compressão a vapor com ejedor bifásico**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2018.

GOSNEY, W. **Principles of Refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.

HENRY, R. E.; FAUSKE, H. K. The Two-Phase Critical Flow of One-Component Mixtures in Nozzles, Orifices and Short Tubes. **Journal of Heat Transfer**, p. 179–187, 1971.

HUANG, B. J. et al. 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, n. 5, p. 354–364, 1999.

IGLESIAS, J. M. C. **Uma análise de modelos de projeto de ejedores e aplicações em ciclos de refrigeração utilizando vapor d'água e CO₂**. Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

ISO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (3 ed.)**. 3 ed. ed. Rio de Janeiro: (2003).

JANKE, I.; SILVEIRA, A. S.; MELO, C. A design approach for liquid separators applied to household refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 98, p. 354–361, 2018.

KARAMANEV, D. G. The study of free rise of buoyant spheres in gas reveals the universal behaviour of free rising rigid spheres in fluid in general. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 27, n. 8, p. 1479–1486, 2001.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 1- development of a diabatic two-phase flow pattern map. **Journal of Heat Transfer**, v. 120, n. 1, p. 140–147, 1998.

KAWAMOTO, Y.; OGATA, G.; SHAN, Z. Ejector Energy-Saving Technology for Mobile Air Conditioning Systems. **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, v. 10, n. 1, p. 102–110, 2017.

KEENAN, J.; NEUMANN, E. A simple air ejector. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 64, p. 75–82, 1942.

KEENAN, J.; NEUMANN, E.; LUSTWERK, F. An investigation of ejector design by analysis and experiment. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 72, p. 299–309, 1950.

KORNHAUSER, A. A. The use of an ejector in a geothermal flash system. **Proceedings**

of the **Intersociety Energy Conversion Engineering Conference**, v. 5, p. 79–84, 1990.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p. 310–322, 2013a.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 4, p. 1220–1232, 2013b.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, n. 1, p. 310–322, 2014.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; DAVE, P. **Unit Operations of Chemical Engineering**. 5. ed. New Delhi: McGraw-Hill, Inc., 1993.

MILOSEVIC, A. S. **Flash gas bypass concept utilizing low pressure refrigerants**. Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2010.

MUNDAY, J. T.; BAGSTER, D. F. A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 16, n. 4, p. 442–449, 1977.

NOETZOLD, J. **Comparação do desempenho do R-1234yf em substituição direta do R-134a em ar condicionado automotivo para máquinas agrícolas**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2016.

OSHITANI, H. et al. **Vapor Compression Cycle Having Ejector**. U.S. Patent Application Publication US2005/0268644 A1., 2005.

PÉREZ-LOMBARD, L.; ORTIZ, J.; POUT, C. A review on buildings energy consumption information. **Energy and Buildings**, v. 40, p. 394–398, 2008.

ROSTAMNEJAD, H.; ZARE, V. Performance improvement of ejector expansion refrigeration cycles employing a booster compressor using different refrigerants: Thermodynamic analysis and optimization. **International Journal of Refrigeration**, v. 101, p. 56–70, 2019.

ROUHANI, S. Z.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 13, n. 2, p. 383–393, 1970.

SAE J2765, S. Procedure for Measuring System COP [Coefficient of Performance] of a Mobile Air Conditioning System on a Test Bench, 2008.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeration and air conditioning**. 2^a ed. 1983. New York.

TAKEUCHI, H.; NISHIJIMA, H.; IKEMOTO, T. World's First High Efficiency Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector:"EJECTOR CYCLE" Reprinted From: Developments in Automotive Climate Control Technology. **SAE Technical paper series**, n. 724, 2004.

TAYLOR, J. R. **Introdução à Análise de Erros: O Estudo de Incertezas em Medições Físicas**. University of Colorado: Bookman, 2012. 329 ISBN 8540701367.

TUO, H.; HRNJAK, P. Vapor - liquid separation in a vertical impact T-junction for vapor compression systems with flash gas bypass. **International Journal of Refrigeration**, v. 40, p. 189–200, 2013.

TUO, H.; HRNJAK, P. Enhancement of vapor-liquid separation in vertical impact T-junctions for vapor compression systems with flash gas bypass. **International Journal of Refrigeration**, v. 40, p. 43–50, 2014.

VILLERMAUX, E.; BOSSA, B. Single-drop fragmentation determines size distribution of raindrops. **Nature Physics**, v. 5, n. 9, p. 697–702, 2009.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 14, p. 2955–2969, 2005.

YANG, Z.; YANG, L. Evaluation of real-world fuel consumption of light-duty vehicles in China. n. June, 2018.

ZHU, J.; ELBEL, S. Application of Vortex Control to an Automotive Transcritical R744 Ejector Cycle. **SAE Technical Paper Series**, v. 1, p. 1–6, 2018.