

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**

**THIAGO LODI BONATTO**

**PROJETO PRELIMINAR DE UMA BANCADA DE TESTES PARA EVAPORADORES**

**CAXIAS DO SUL**

**2017**

**THIAGO LODI BONATTO**

**PROJETO PRELIMINAR DE UMA BANCADA DE TESTE PARA EVAPORADORES**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Engenharia Térmica.

Orientador: Prof. Me. Sergio da Silva Kucera.

**CAXIAS DO SUL**

**2017**

**THIAGO LODI BONATTO**

**PROJETO PRELIMINAR DE UMA BANCADA DE TESTE PARA EVAPORADORES**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Engenharia Térmica.

APROVADO EM 14 / 12 / 17.

**Banca examinadora:**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Sergio da Silva Kucera  
Universidade de Caxias do Sul-UCS

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Sergio Machado de Godoy  
Universidade de Caxias do Sul-UCS

  
\_\_\_\_\_  
Prof.ª Dra. Camila Baldasso  
Universidade de Caxias do Sul-UCS

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço inicialmente a Deus, pela oportunidade de estar realizando este passo importante em minha vida acadêmica.

Aos meus pais, Adi e Marisa, pelo apoio incondicional a todas as decisões tomadas para minha chegada até aqui e pelo incentivo aos estudos. A minha irmã, Caroline, pela parceria de sempre estar ao meu lado. A minha namorada, Patrícia, pelo carinho, compreensão e paciência ao longo deste desafio.

Ao professor Sergio da Silva Kucera, pela dedicação, troca de conhecimentos acessível e de forma clara e orientação para o correto andamento do projeto.

A empresa Ciabe, pela oportunidade de realizar o estudo em suas dependências, auxiliando na tomada de decisões e dispondo de todos os recursos necessário para a concretização deste trabalho.

Aos meus professores, pela base de formação e conhecimento adquirida ao longo do curso, em especial na área de engenharia térmica.

A todos os colegas pelos agradáveis momentos vividos e pelo grande elo de amizade formado.

## RESUMO

No panorama mundial, devido à escassez de recursos e o alto custo para geração de energia, torna-se prioritário trabalhar na otimização de sistemas térmicos, buscando-se a redução no consumo de energia para sua operação ou o aumento de sua eficiência. Através da revisão bibliográfica, foram conhecidos os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor, dentre eles, o compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador e o fluido refrigerante. Foram pesquisados modelos de bancadas construídas anteriormente para avaliação de evaporadores e uma metodologia de projeto, a qual serviu de direcionador para os passos de desenvolvimento do projeto. A norma ABNT NBR 15372 (2006) foi a principal fonte na definição dos parâmetros de operação da bancada. Inicialmente definiu-se os produtos da empresa os quais desejava-se testar, identificou-se as restrições técnicas para atender o projeto e definiu-se pelo método QFD a configuração de bancada de melhor atenderia as necessidades da empresa. Dimensionou-se o sistema de refrigeração que operaria na bancada e a partir deste definiu os demais sistemas de controle (aquecimento e umidificação de ar, isolamento térmico e medição e aquisição de dados). A condição nominal de operação foi definida as temperaturas de evaporação e condensação de 10 °C e 45 °C, respectivamente o e fluido refrigerante o R134a. Procurou-se atender a maior faixa de trabalho possível, obtendo-se como resultado a possibilidade da capacidade frigorífica variando de 9,4 à 60 kW. Ainda foram estimadas as incertezas das medições, baseadas nas condições nominais de projeto e nos instrumentos selecionados, obtendo-se uma incerteza padrão combinada máxima de +/- 0,388 kW.

**Palavras-chave:** Evaporador. Capacidade frigorífica. Calorímetro.

## ABSTRACT

In the world scenario, because of to the scarcity of resources and the high cost to generate energy, it is a priority to work on the optimization of thermal systems, looking on reducing energy consumption for its operation or increase its efficiency. The main components of the vapor compression refrigeration system were known through the bibliographic review, among them the compressor, condenser, expansion device, evaporator and refrigerant. Previously constructed bench models for evaporator evaluation and a project methodology were investigated, which served as a guide for the development steps of the project. The standard ABNT NBR 15372 (2006) was the main source in the definition of bench operating parameters. Initially the line of products of the company to test were defined, identified the technical constraints to meet the project and defined by the QFD method the bench configuration that best meet the needs of the company. The refrigeration system was designed to operate on the bench and from there defined the other control systems (heating and humidification of air, thermal insulation and measurement and data acquisition). The nominal operating condition was defined as the evaporation and condensation temperatures of 10 ° C and 45 ° C, respectively and the refrigerante as R134a. It was tried to attend to the greater possible range of work, obtaining as a result the possibility of the refrigerating capacity varying from 9,4 to 60 kW. The uncertainties of the measurements were also estimated, based on the nominal design conditions and the selected instruments, resulting in a maximum combined standard uncertainty of +/- 0,388 kW.

**Keywords:** Evaporator coil. Refrigerating capacity. Calorimeter.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	17
Figura 2 - Processo de Compressão Adiabático Reversível no Compressor.....	18
Figura 3 - Processo de Transferência de Calor no Condensador .....	19
Figura 4 - Processo no Dispositivo de Expansão .....	20
Figura 5 - Processo de Transferência de Calor no Evaporador .....	20
Figura 6 - Diferenças Entre Ciclo Teórico e Real de Refrigeração .....	21
Figura 7 - Tipos de Compressores Alternativos.....	24
Figura 8 - Tipos de Compressores de Parafuso.....	25
Figura 9 - Tipos de Condensadores .....	26
Figura 10 - Tipos de Válvula de Expansão .....	27
Figura 11 – Evaporador Tipo Tubo Aletado .....	28
Figura 12 - Evaporador Tipo Roll Bond .....	28
Figura 13 - Evaporador de Placas Brasadas .....	28
Figura 14 - Túnel de Ensaio Climatizado.....	32
Figura 15 - Túnel de Vento para Avaliar Formação de Gelo em Evaporadores.....	33
Figura 16 - Esquema Câmara Climática para Teste de Refrigeradores .....	34
Figura 17 - Calorímetro Construído por Park (2002) .....	35
Figura 18 - Calorímetro Construído por Jabardo, Mamani e Ianella (2002) .....	36
Figura 19 - Calorímetro Construído por Piske (2004) .....	37
Figura 20 - Equipamentos de Medição de Vazão Mássica.....	40
Figura 21 - Transdutor de Pressão .....	41
Figura 22 - Manômetros de Alta e Baixa Pressão .....	41
Figura 23 - Poço Termométrico para Termopar .....	42
Figura 24 - Evaporadores de Refrigeração Comercial.....	44
Figura 25 - Etapas de Desenvolvimento do Calorímetro.....	45
Figura 26 - Parâmetros de Avaliação x Requisitos de Projeto .....	48
Figura 27 - Pesos Relativos dos Requisitos para o Projeto Final .....	50
Figura 28 - Diagrama da Bancada de Testes .....	51
Figura 29 - Condensador Plano Resfriado a Ar .....	54
Figura 30 - Configuração da Aleta do Condensador .....	54
Figura 31 - Principais Linhas do Ciclo de Refrigeração .....	56

Figura 32 - Resistência Tubular com Aletas .....	60
Figura 33 - Modelamento do Calorímetro com o Evaporador sob Teste .....	62
Figura 34 - Desenho Ventilador EBM W3G800 GU23 71 .....	99
Figura 35 - Resultados Seleção do Condensador Operando em Carga Máxima .....	100
Figura 36 - Resultados Seleção do Condensador Operando em Carga Mínima.....	101
Figura 37 - Curvas Características Bomba ASP-98.....	106

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Especificações da Bancada .....	46
Quadro 2 - Configuração Definitiva para a Bancada de Testes de Evaporadores.....	49
Quadro 3 - Instrumentos de Medição Utilizados na Bancada.....	66
Quadro 4 - Parâmetros Nominais de Operação da Bancada .....	93
Quadro 5 - Valores Teóricos das Grandezas Mensuradas com Incertezas Associadas.....	93
Quadro 6 - Cálculo da Incerteza Medição da Vazão Massica no Calorímetro Secundário	94
Quadro 7 - Cálculo da Incerteza de Medição das Entalpias .....	94
Quadro 8 - Cálculo da Incerteza de Medição pelo Lado do Refrigerante .....	95
Quadro 9 - Cálculo da Incerteza de Medição pelo Lado do Ar .....	96

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados Técnicos do Sistema de Compressores Selecionado .....	53
Tabela 2 - Configuração Condensador da Bancada .....	55
Tabela 3 - Dimensional e Desempenho das Linhas do Sistema de Refrigeração .....	58
Tabela 4 - Dados de Vazão do Bico Aspersor Selecionado.....	60
Tabela 5 - Precisão das Grandezas Monitoradas na Bancada.....	64
Tabela 6 - Parâmetros Iniciais para Cálculo das Incertezas de Medição.....	69
Tabela 7 - Capacidade Frigorífica Lado Fluido Refrigerante .....	70
Tabela 8 - Capacidade Frigorífica Lado do Ar.....	70
Tabela 9 - Resumo de Operação da Bancada.....	71

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{W}$	Potência do compressor
$\dot{m}$	Vazão mássica
$h$	Entalpia
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
$p$	Pressão
$T$	Temperatura
$s$	Entropia
$\eta$	Rendimento
$E$	Energia
$v$	Volume específico
$P$	Potência elétrica
$K$	Fator de perda
$i_m$	Incerteza de medição
$A$	Área
$l$	Comprimento
$z$	Altura
$r$	Raio de circunferência
$D$	Diâmetro do tubo
$k$	Condutividade térmica
$c$	Coefficiente convectivo
$u$	Velocidade
$e$	Espessura
$V$	Volume
$\rho$	Densidade
$R$	Resistência térmica
$w$	Fração mássica
$Re$	Número de Reynolds
$\mu$	Viscosidade cinemática
$Nu$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandl
$Ra$	Número de Rayleigh

$Gr$	Número de Grashoff
$g$	Aceleração da gravidade
$\gamma$	Viscosidade dinâmica
$\beta$	Coefficiente de dilatação térmica

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	15
1.2	OBJETIVO GERAL.....	15
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>17</b>
2.1	CICLOS TEÓRICO E REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....	17
2.2	BALANÇO DE ENERGIA E EFICIÊNCIA DO CICLO .....	22
2.3	PRINCIPAIS ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....	22
<b>2.3.1</b>	<b>Fluido Refrigerante.....</b>	<b>22</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Compressor.....</b>	<b>24</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Condensador.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Dispositivo de Expansão.....</b>	<b>26</b>
<b>2.3.5</b>	<b>Evaporador.....</b>	<b>27</b>
2.4	ENSAIOS DE EVAPORADORES EM BANCADA .....	29
2.5	CALORÍMETRO .....	31
<b>2.5.1</b>	<b>Tipos .....</b>	<b>31</b>
2.6	SISTEMAS DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MEDIÇÃO DE GRANDEZAS.....	38
<b>2.6.1</b>	<b>Vazão Mássica .....</b>	<b>39</b>
<b>2.6.2</b>	<b>Pressão .....</b>	<b>41</b>
<b>2.6.3</b>	<b>Temperatura .....</b>	<b>42</b>
2.7	PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE NOVOS PRODUTOS.....	43
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....</b>	<b>44</b>
3.1	FAIXA DE APLICAÇÃO DO CALORÍMETRO .....	44
3.2	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO .....	45
<b>3.2.1</b>	<b>Projeto Informacional.....</b>	<b>45</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Projeto Conceitual .....</b>	<b>47</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Projeto Preliminar .....</b>	<b>51</b>
3.2.3.1	Dimensionamento do Sistema de Refrigeração .....	52
3.2.3.2	Dimensionamento do Sistema de Ventilação, Aquecimento e Umidificação .....	59
3.2.3.3	Dimensionamento do Sistema de Isolamento Térmico .....	61
3.2.3.4	Dimensionamento do Sistema de Medição .....	63

<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>68</b>
4.1	ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA .....	68
4.2	RESUMO DAS ESPECIFICAÇÕES DA BANCADA.....	71
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>72</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>74</b>
	<b>APÊNDICE 1 – ALTERNATIVAS PARA ATENDER REQUISITOS DO PROJETO.....</b>	<b>78</b>
	<b>APÊNDICE 2 – CONFIGURAÇÕES DE BANCADA PARA O CALORÍMETRO .....</b>	<b>79</b>
	<b>APÊNDICE 3 – QUALIFICAÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES DE BANCADA.....</b>	<b>81</b>
	<b>APÊNDICE 4 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE SUÇÃO .....</b>	<b>84</b>
	<b>APÊNDICE 5 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE DESCARGA .....</b>	<b>85</b>
	<b>APÊNDICE 6 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO PRÉ RESERVATÓRIO. 86</b>	
	<b>APÊNDICE 7 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO (1 COMPRESSOR) .....</b>	<b>87</b>
	<b>APÊNDICE 8 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO (2 COMPRESSORES) ..</b>	<b>88</b>
	<b>APÊNDICE 9 – CÁLCULO DA TROCA TÉRMICA NA TUBULAÇÃO.....</b>	<b>89</b>
	<b>APÊNDICE 10 – CÁLCULO COMPRIMENTO DO CALORÍMETRO .....</b>	<b>91</b>
	<b>APÊNDICE 11 – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DA BANCADA.....</b>	<b>93</b>
	<b>ANEXO 1 – DESENHO DO COMPRESSOR UTILIZADO NO PROJETO .....</b>	<b>97</b>
	<b>ANEXO 2 – VENTILADORES UTILIZADOS NO CONDENSADOR.....</b>	<b>98</b>
	<b>ANEXO 3 – CÁLCULO E SELEÇÃO DA SERPENTINA DO CONDENSADOR .....</b>	<b>100</b>
	<b>ANEXO 4 – PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE R134a SATURADO .....</b>	<b>102</b>
	<b>ANEXO 5 – CATÁLOGO RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO .....</b>	<b>103</b>
	<b>ANEXO 6 – CATÁLOGO EXAUSTOR INDUSTRIAL.....</b>	<b>104</b>
	<b>ANEXO 7 – SELEÇÃO DA BOMBA D’AGUA DO CALORÍMETRO SECUNDÁRIO .....</b>	<b>105</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração e ar condicionado possuem notável importância, são utilizados no processamento e conservação de alimentos, climatização de ambientes e em processos industriais para a remoção de calor dos ambientes e objetos. Dentre os diversos sistemas existentes, o mais utilizado é o por compressão de vapor, composto por quatro componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão (válvula termostática, tubo capilar, etc.) e evaporador. Um fluido refrigerante circula por estes equipamentos transportando energia térmica ao longo do circuito. (CASTRO, 2007)

No panorama mundial, com o Protocolo de Montreal elaborado em 1986, determinou-se a substituição gradual dos fluidos refrigerantes conhecidos como CFCs (hidrocarbonetos à base de flúor e cloro) em virtude de seu efeito nocivo sobre a camada de ozônio. Com isto lançou-se para a indústria o desafio de produzir de maneira sustentável equipamentos eficientes com fluidos alternativos naturais como Amônia ( $\text{NH}_3$ ) e gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ) para satisfazer demandas da sociedade num mercado cada vez mais competitivo. (STOECKER e JABARDO, 2002)

Devido à escassez e o alto custo para geração de energia, torna-se prioritário trabalhar na otimização e aprimoramento de sistemas térmicos, buscando-se a redução no consumo de energia para sua operação ou o aumento de sua eficiência de forma a melhor utilizar recursos naturais e assim conviver de maneira sustentável com planeta. No Brasil, segundo Eletrobras (2016), a economia de energia elétrica em 2015 foi de 11,68 bilhões de kWh em relação a 2014, o que representou uma redução no consumo de 2,5%. Dados estes que representam emissões de 1,453 milhão de toneladas de  $\text{CO}_2$  evitadas.

A partir destas necessidades, as indústrias fabricantes de evaporadores, responsáveis por remover o calor do ambiente refrigerado, tem aplicado ações visando o aprimoramento de seus produtos, como alterações no arranjo e rugosidade superficial da tubulação, novas geometria das aletas, materiais empregados nos componentes, fluidos alternativos, sistemas de fluidos combinados (cascata) e entre outros. Todas elas buscando-se a otimização dos seus componentes, cujo desempenhos implicam diretamente no coeficiente de performance (COP).

Para mensurar o real ganho com as alterações de projetos, os clientes exigem a homologação dos produtos através de testes laboratórios. No caso dos evaporadores, foco deste trabalho, a bancada de testes para medir a capacidade frigorífica é uma ferramenta

de grande importância, pois permite ao projetista verificar na prática efeitos que ocorrem no equipamento variando-se os parâmetros construtivos, auxiliando o mesmo na tomada de decisões que visem o aumento da troca de calor do fluido refrigerante com o meio o qual se encontra.

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

O processo de desenvolvimento de novos evaporadores é realizado em três etapas: o dimensionamento teórico (cálculos de capacidade e detalhamento das peças e materiais utilizados), a concepção do protótipo físico e a validação do projeto.

Para validar o desempenho de seus produtos, e homologar o fornecimento a grandes instaladores e consumidores finais, necessita-se realizar testes junto a laboratórios terceirizados. Estes ensaios, na maioria das vezes, implicam em elevado custo e tempo para empresa, impactando diretamente no período de desenvolvimento de novos produtos e elevando o custo para a implantação de melhorias nos projetos.

Com base nisso a Companhia Brasileira de Evaporadores (CIABE), fabricante de evaporadores e condensadores tubo aletados, tem interesse em construir uma bancada própria para testes de evaporadores. Este equipamento permite mensurar quantitativamente a taxa de calor transferida ao fluido pela passagem no evaporador dentro de um ambiente controlado termicamente, garantindo um bom controle dos parâmetros do sistema.

Com este pretende-se reduzir o tempo de validação e homologação dos produtos, os quais serão testados internamente. Assim será possível também reduzir os custos com frete para envio e retorno dos protótipos e ainda gastos com despesas em laboratórios terceirizados. Ganha-se assim, mais uma ferramenta na busca por elevar a eficiência dos sistemas fabricados, tornando-os mais competitivos no mercado.

Diante desta necessidade, a contribuição deste trabalho se dará com o projeto preliminar da bancada de testes para medição da capacidade frigorífica de evaporadores.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Desenvolver o projeto preliminar de uma bancada de teste calorimétrica para análise da capacidade frigorífica de evaporadores.

### 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atender ao objetivo geral, listam-se abaixo os específicos:

- a) compreender o funcionamento de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e seus componentes;
- b) buscar configurações de equipamentos similares;
- c) conhecer métodos de medição e controle;
- d) levantar requisitos e restrições para o projeto do calorímetro;
- e) definir configuração da bancada calorimétrica;
- f) dimensionar e selecionar componentes.

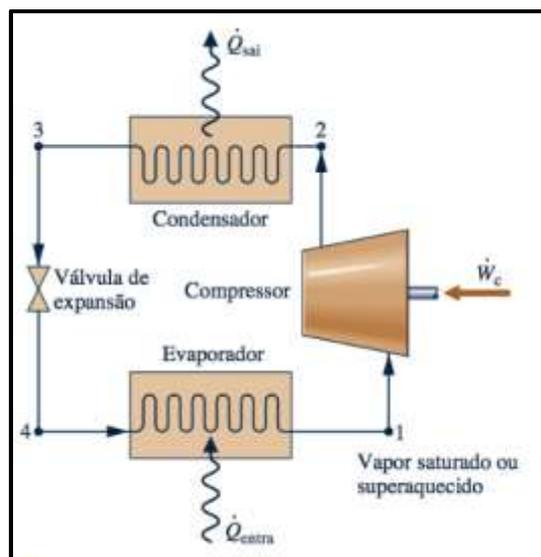
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para a melhor compreensão do projeto acerca deste trabalho, este capítulo realiza uma breve revisão de ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor e seus componentes. Após, abordagem sobre equipamentos para teste de capacidade frigorífica de evaporadores, dando ênfase em calorímetros, suas normas de construção e detalhes pertinentes ao projeto deste tipo de equipamento.

### 2.1 CICLOS TEÓRICO E REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Ciclos de refrigeração são amplamente utilizados para conservação de alimentos, produtos químicos e sistemas de condicionamento de ar. Este tipo sistema tem por objetivo geral manter um ambiente climatizado com a temperatura diferente da sua vizinhança. De maneira geral, esta tarefa é realizada em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, onde utiliza-se um fluido que absorve o calor proveniente dos objetos os quais deseja-se resfriar e o transfere para um outro ambiente externo. A Figura 1 esquematiza um sistema básico de refrigeração compressão de vapor e seus componentes. (CONCEIÇÃO e FERREIRA, 2014)

Figura 1 – Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.



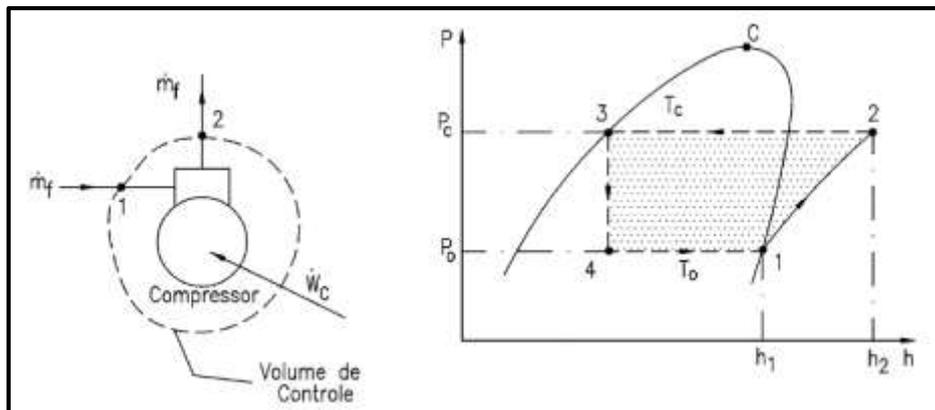
Fonte: Moran e Shapiro. (2013)

Os processos termodinâmicos que ocorrem no ciclo teórico de refrigeração estão

descritos segundo Moran e Shapiro (2013) a seguir, onde para cada etapa tem-se a representação desta no diagrama de Mollier de pressão x entalpia acompanhado do volume de controle analisado:

- a) processo 1-2: ocorre no compressor conforme mostra a Figura 2, onde o fluido oriundo do evaporador é aspirado e comprimido com uma determinada temperatura dita de evaporação ( $T_{evap}$ ) e com título igual a 1 (vapor saturado) até a pressão de condensação, em estado superaquecido, com temperatura superior a temperatura de condensação ( $T_{cond}$ ). Trata-se de uma compressão adiabática e reversível, e por isto, é denominado um processo isentrópico. A potência consumida pelo compressor é calculada aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial e considerando o mesmo adiabático, obtém-se a Equação 1;

Figura 2 - Processo de Compressão Adiabático Reversível no Compressor



Fonte: Pirani (2007).

$$\dot{W}_{cteor} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (1)$$

onde  $\dot{W}_{cteor}$  é a potência teórica do compressor [W];  $\dot{m}$  é a vazão mássica do refrigerante [kg/s] e  $h_1$  e  $h_2$  são as entalpias [kJ/kg] nos pontos 1 e 2; respectivamente.

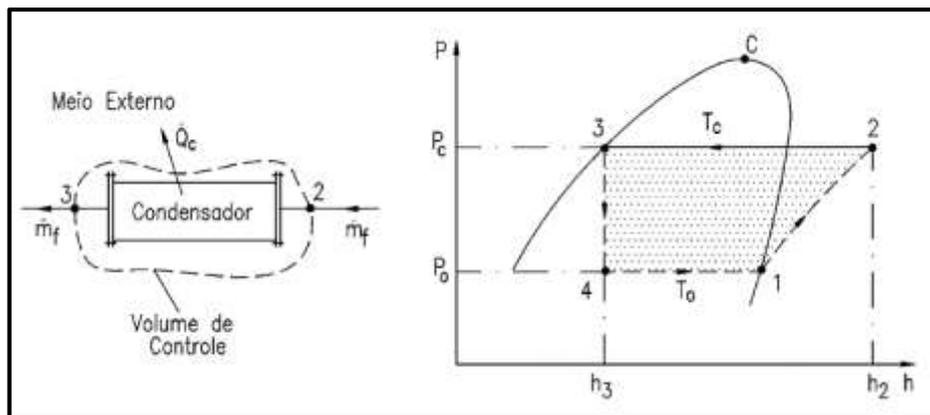
- b) processo 2-3: ocorre no condensador conforme ilustra a Figura 3, onde o calor absorvido pelo refrigerante no ambiente climatizado é então rejeitado para o ambiente externo a pressão constante. Ao final deste processo o fluido

encontra-se à temperatura de condensação e como líquido saturado (título igual a zero). A Equação 2 apresenta a primeira lei da termodinâmica aplicada ao condensador onde obtém-se a quantidade de calor transferida ao ambiente externo;

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2)$$

onde  $\dot{Q}_c$  é a taxa de transferência de calor rejeitado pelo condensador para o ambiente externo, por unidade de tempo [W] e  $h_2$  e  $h_3$  são as entalpias do fluido na entrada e saída deste equipamento, nos pontos 2 e 3 respectivamente [kJ/kg].

Figura 3 - Processo de Transferência de Calor no Condensador



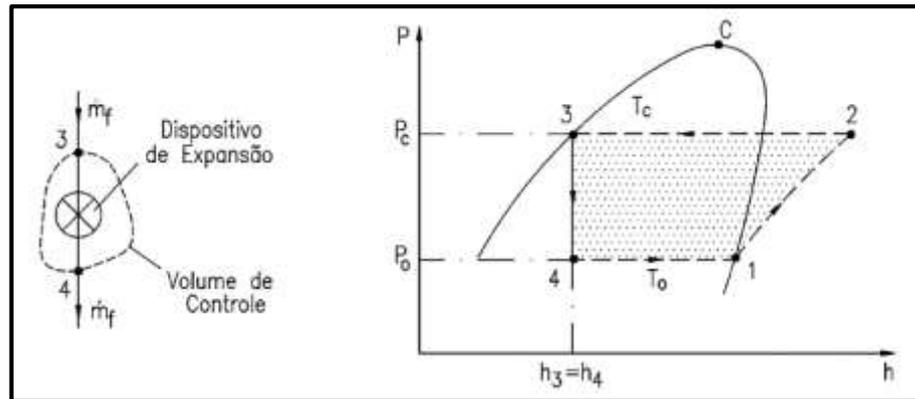
Fonte: Pirani (2007).

- c) processo 3-4: ocorre no dispositivo de expansão conforme mostra a Figura 4, sendo um processo irreversível a entalpia constante (isentálpico). Com a expansão ocorre a queda de pressão no fluido e a redução de sua temperatura. Ao final desta etapa tem-se o fluido como uma mistura de duas fases líquido-vapor. A Equação 3 descreve o processo mencionado;

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

onde  $h_3$  e  $h_4$  são as entalpias nos pontos 3 e 4 respectivamente [kJ/kg].

Figura 4 - Processo no Dispositivo de Expansão



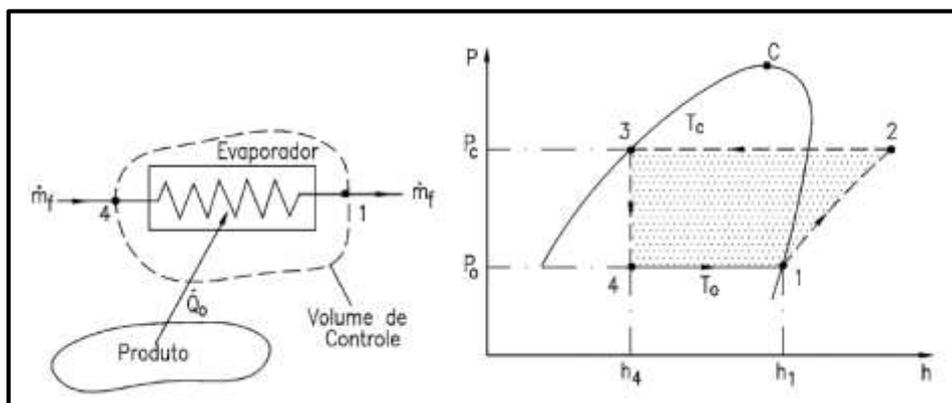
Fonte: Pirani (2007).

- d) processo 4-1: ocorre no evaporador conforme mostra a Figura 5, de maneira semelhante ao condensador. Porém desta vez a transferência de calor a pressão constante ocorre do ambiente externo para o trocador de calor, evaporando o fluido até que este atinja o estado de vapor saturado, iniciando novamente o ciclo. A equação 4 representa a quantidade de calor absorvida pelo fluido no evaporador.

$$\dot{Q}_o = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (4)$$

onde  $\dot{Q}_o$  é a taxa de transferência de calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador na passagem pelo ambiente o qual deseja-se resfriar, por unidade de tempo [W].

Figura 5 - Processo de Transferência de Calor no Evaporador



Fonte: Pirani (2007).

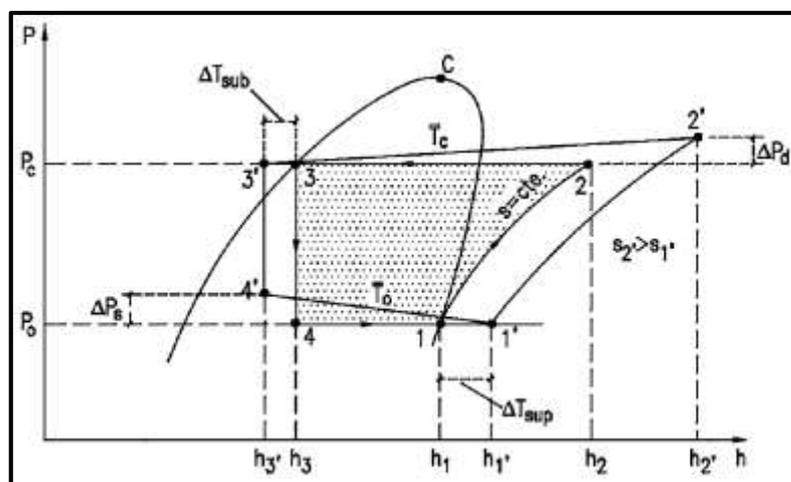
O ciclo real de refrigeração se difere do teórico nos seguintes aspectos: na tubulação por onde circula o fluido ocorrem quedas de pressão ( $\Delta p_d$  e  $\Delta p_s$ ) devido ao atrito entre as partes. Por vezes o líquido é sub-resfriado ( $\Delta T_{sub}$ ) à saída do condensador com o objetivo de reduzir o título na entrada do evaporador após a expansão devido ao fato do vapor ocupar um volume muito grande.

Assim também permite-se que uma quantidade maior de calor seja absorvida no processo. Na saída do evaporador é dimensionado um superaquecimento do fluido ( $\Delta T_{sup}$ ) a fim de garantir que apenas vapor entre no compressor, aumentando assim sua vida útil. Por fim, outro diferencial está na irreversibilidade do processo de compressão (onde ocorre um aumento da entropia,  $(s_2' > s_1')$ ), logo o mesmo deixa de ser considerado isentrópico e passa a enquadrar-se em um processo politrópico. Observa-se então que o fluido deixa o compressor com maior temperatura e entalpia ( $h_2' > h_2$ ) o que requer um maior consumo de energia para realizar a etapa. Na Figura 6 observa-se um comparativo entre os sistemas teórico e real de refrigeração. O rendimento isentrópico do compressor, que consiste na razão entre a potência consumida teórica e a real, é obtido através da Equação 5. (PIRANI, 2007)

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{cteor}}{\dot{W}_{creal}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}(h_{1'} - h_{2'})} \quad (5)$$

Nesta equação  $\dot{W}_{creal}$  é a potência de compressão real [W] e  $h_{1'}$  e  $h_{2'}$  são as entalpias reais [kJ/kg] medidas na entrada e saída do fluido no compressor, respectivamente.

Figura 6 - Diferenças Entre Ciclo Teórico e Real de Refrigeração



Fonte: Pirani (2007).

## 2.2 BALANÇO DE ENERGIA E EFICIÊNCIA DO CICLO

A análise do balanço energético do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é realizada considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições especificadas em projeto, ou seja, às temperaturas de condensação e evaporação. Em caráter comparativo, sistemas teóricos e reais tem comportamentos semelhantes sendo o segundo de menor desempenho. Este parâmetro é medido através do coeficiente de performance (*COP*) [-]. É definido como a razão entre as energias útil (calor absorvido no evaporador) e a gasta para manter o sistema operando (potência consumida pelo compressor), conforme equação 6. (SONNTAG, BORGNAKKE e WYLEN, 2003)

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

No ciclo teórico, o COP é função das propriedades do refrigerante apenas. Para o ciclo real, o COP depende também das irreversibilidades do sistema, como as eficiências individuais dos componentes e o atrito do fluido na tubulação. (SILVA, 2005)

## 2.3 PRINCIPAIS ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Para a operação do sistema de refrigeração por compressão de vapor são necessários quatro componentes principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, descritos a seguir.

### 2.3.1 Fluido Refrigerante

O fluido refrigerante é a substância química responsável por transportar a energia térmica ao longo do circuito. A escolha do fluido refrigerante para um sistema depende da aplicação do equipamento e do tipo de produto a ser refrigerado. Nem sempre o refrigerante considerado ideal para uma aplicação será bom para outra. Como as substâncias empregadas para esse fim não conseguem reunir todas as propriedades desejadas, na opção por determinado fluido leva-se em conta aquele que reúne a maior quantidade de boas qualidades para determinado fim. (MARTINELLI JUNIOR, 2005).

As características desejáveis de um fluido refrigerante são, segundo Pirani (2007):

- a) ser volátil ou capaz de se evaporar;
- b) apresentar calor latente de vaporização elevado (superior a 200 kJ/kg);
- c) apresentar temperatura crítica bem acima da temperatura de condensação;
- d) ter pressões de evaporação e condensação razoáveis;
- e) produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor;
- f) ser estável, sem tendência a se decompor nas condições de funcionamento;
- g) não apresentar efeitos prejudiciais sobre metais, lubrificantes e outros materiais utilizados nos demais componentes do sistema;
- h) não ser combustível ou explosivo nas condições normais de funcionamento;
- i) possibilitar que vazamentos sejam detectáveis por verificação simples;
- j) ser inofensivo às pessoas;
- k) ter um odor que revele a sua presença;
- l) ter um custo razoável;
- m) existir em abundância para seu emprego comercial.

Conforme Castro (2015), os refrigerantes mais utilizados na indústria podem ser classificados nos seguintes grupos:

- a) hidrocarbonetos halogenados: contém na sua composição um ou mais dos halogênios cloro, flúor e bromo. Podem ou não ser acompanhados de hidrogênio;
- b) hidrocarbonetos puros: normalmente utilizados em indústrias de petróleo ou petroquímicas;
- c) compostos inorgânicos: compostos que normalmente apresentam menor índice de agressão a camada de ozônio podendo em alguns casos, como por exemplo a Amônia, ser inofensivo ao meio ambiente. Estes compostos são designados com: 700 + peso molecular;
- d) misturas azeotrópicas: consiste em um composto de mais de uma substância que não pode ser separado por destilação. O fluido evapora e condensa como uma substância simples com propriedades diferentes dos compostos originais;
- e) misturas não azeotrópicas: são refrigerantes que se comportam como uma mistura binária, a concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio a uma dada pressão e temperatura.

### 2.3.2 Compressor

Em sistemas de refrigeração, compressores tem a função de comprimir o fluido elevando sua pressão e temperatura promovendo a circulação deste ao longo ciclo.

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), em sistemas de refrigeração são utilizados quase todos os tipos de compressores: alternativos, rotativos de parafuso ou palhetas e centrífugos. Podem ser classificados em dois grupos principais: de deslocamento positivo e dinâmicos. Compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do vapor do refrigerante através da redução do volume da câmara, devido ao trabalho do pistão, parafuso ou palheta. Já os modelos de deslocamento dinâmico utilizam a energia cinética do elemento rotativo para o aumento da pressão do refrigerante. Dentre estas categorias, os modelos mais utilizados em refrigeração são o compressor alternativo de pistão e o rotativo de parafuso.

Compressores alternativos de pistão são classificados em 3 grupos (Figura 7): aberto que é quando o motor está localizado externamente a carcaça do compressor, semi-hermético quando na carcaça está contido o motor e o compressor e ainda o modelo hermético, quando o mesmo é lacrado apenas com acesso para entrada e saída de refrigerante e ligação elétrica. (STOECKER E JABARDO, 2002)

Figura 7 - Tipos de Compressores Alternativos

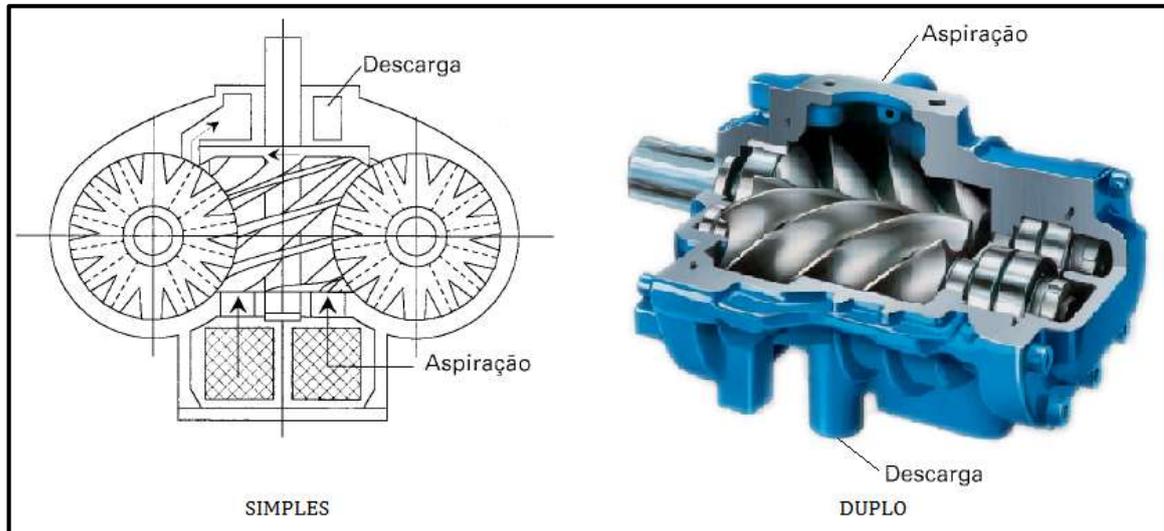


Fonte: Adaptado de Matos (199?).

Em compressores rotativos de parafusos a classificação é dividida em apenas dois grupos: simples e duplo parafuso. A Figura 8 ilustra os modelos citados. Sua vantagem em relação ao alternativos de pistão está no tamanho reduzido e no menor número de partes

móveis, porém, apresenta desempenho inferior quando em regime de carga parcial. (STOECKER E JABARDO, 2002)

Figura 8 - Tipos de Compressores de Parafuso



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabarbo (2002).

### 2.3.3 Condensador

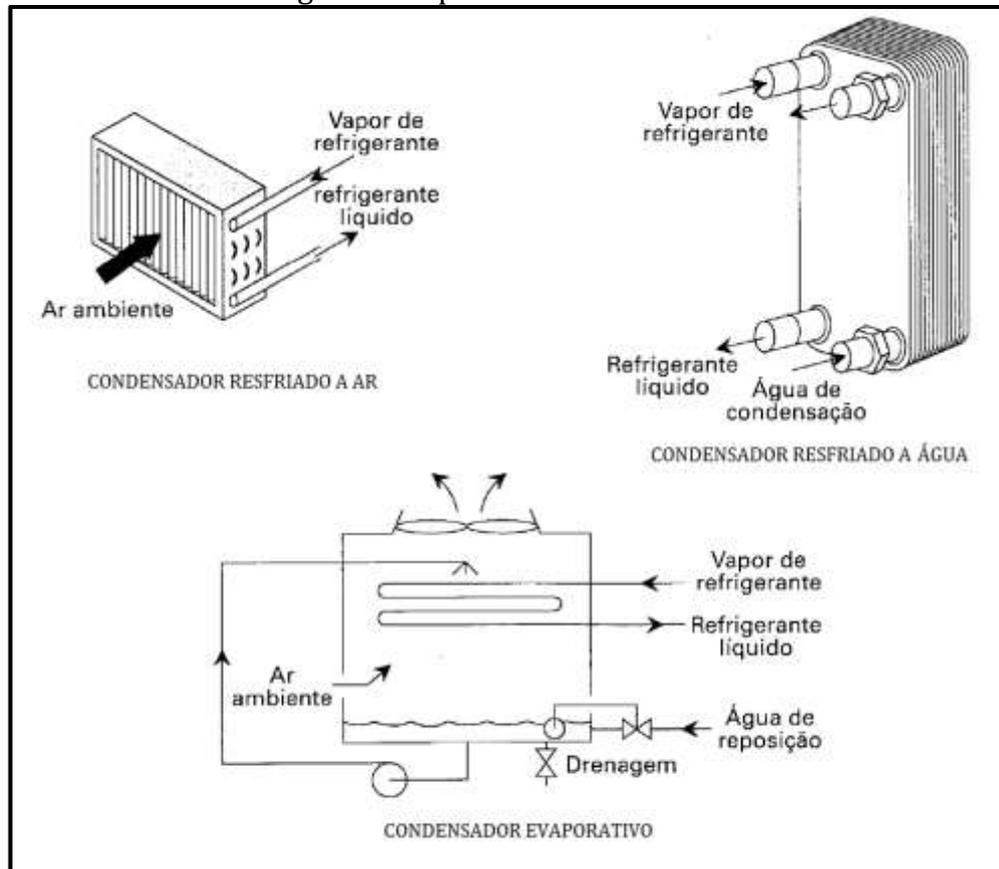
O condensador utilizado em sistemas de refrigeração trata-se de um trocador de calor pelo qual o fluido oriundo do compressor circula com a finalidade de transferir calor para um ambiente externo ao refrigerado. Nesta etapa ocorre a alteração do estado de vapor superaquecido para líquido saturado. Podem ser classificados quanto ao seu modo construtivo como: evaporativos, resfriados a ar e a água. A Figura 9 ilustra os principais tipos de condensadores. (COSTA, 1982).

Condensadores evaporativos possuem sistema de contato indireto e não misturado entre o fluido refrigerante e o ar externo que realizará a rejeição do calor. Enquanto o refrigerante circula pela série de tubos dispostos, sobre este é aspergido água para resfriamento. Este tipo de condensador é considerado o mais utilizado na refrigeração industrial. (STOECKER E JABARDO, 2002)

De maneira semelhante aos evaporativos, condensadores resfriados a ar também consistem em um banco de tubos por onde passa o fluido refrigerante porém neste caso os tubos são envoltos por aletas de material metálico as quais possuem a finalidade de aumentar a área de troca. Por este espaço é forçada a passagem de uma corrente de ar

gerada por ventilador. (STOECKER E JABARDO, 2002)

Figura 9 - Tipos de Condensadores



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabarbo (2002).

Em condensadores resfriados a água as características construtivas são semelhantes aos resfriados a ar, apenas alterando o fluido secundário que faz a absorção do calor. Sua vantagem está na grande eficiência quando comparado ao condensador resfriado a ar mas, em contrapartida, é necessário dispor de água quimicamente tratada e realizar a limpeza periódica para remoção de incrustações para que o desempenho do equipamento não fique comprometido. (STOECKER E JABARDO, 2002)

#### 2.3.4 Dispositivo de Expansão

Trata-se do componente cuja função principal é reduzir a pressão do fluido refrigerante e, por consequência, sua temperatura. Segundo Crestani e Vallérius (2013), os principais tipos de dispositivos empregados são: tubo capilar, válvula de expansão direta a pressão constante (válvula de expansão automática), válvula de expansão direta

e superaquecimento constante (válvula de expansão termostática). As válvulas de expansão automática e termostática possuem a vantagem do controle da quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador ou alimentam reservatórios de líquidos a baixa pressão. A Figura 10 ilustra os modelos de válvula de expansão.

Figura 10 - Tipos de Válvula de Expansão



Fonte: Adaptado de Danfoss (2017).

### 2.3.5 Evaporador

Evaporadores consistem em trocadores de calor de contato indireto e não misturado. É um dos principais elementos do sistema de refrigeração, muitas vezes denominado resfriador devido ao fato deste ser o responsável por absorver calor do ambiente refrigerado e transferi-lo ao fluido refrigerante. Em sistemas ideais, o fluido proveniente do dispositivo de expansão é aquecido provocando sua evaporação, passando este de um estado de líquido saturado para vapor saturado. Para sistemas reais é dimensionado no equipamento uma maior área para troca de calor, elevando a temperatura de saída, levando o fluido ao estado de vapor superaquecido, evitando assim entrada de líquido no compressor, o que pode gerar redução de sua vida útil e falhas do sistema geral. (PIRANI, 2007)

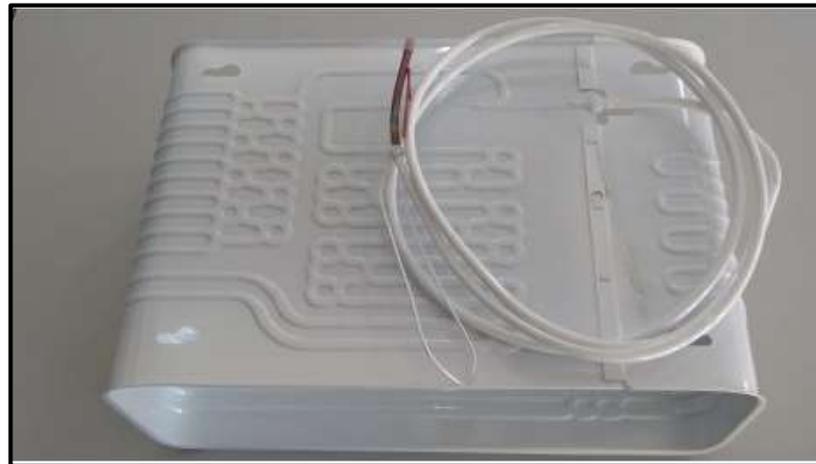
São fabricados em diversas formas construtivas, conforme necessidade de projeto, os principais tipos são: de expansão seca, a placas, de tubo liso, do tipo tubo com aletas (estáticos e por convecção de ar forçada) e Roll-Bond. As Figuras 11, 12 e 13 apresentam alguns modelos de evaporadores citados.

Figura 11 – Evaporador Tipo Tubo Aletado



Fonte: Ciabe (2017).

Figura 12 - Evaporador Tipo Roll Bond



Fonte: Refrigeração Central (2017).

Figura 13 - Evaporador de Placas Brasadas



Fonte: Soluções Industriais (2017).

Evaporadores do tipo tubo aletados, foco deste trabalho, são dotados de serpentinas fabricadas geralmente em cobre ou alumínio. No interior desta circula o fluido refrigerante frio, responsável por absorver o calor do ar quente que passa externamente pelos tubos. Podem ser adicionadas ainda aletas na região externa com a finalidade de melhorar a troca de calor do lado do ar, visto que este apresenta grande resistência térmica. (STOECKER E JABARDO, 2002)

Os principais fatores a serem considerados no dimensionamento de serpentinas para evaporadores são: a área de face (local por onde ocorre a passagem de ar), a quantidade de fileiras de tubos em profundidade, o espaçamento entre aletas, a vazão e velocidade do ar e ainda a temperatura do refrigerante. (STOECKER E JABARDO, 2002)

A área de face e o espaçamento entre aletas estão diretamente ligados à área de transferência de calor. O incremento do primeiro e a redução do segundo representa uma redução na temperatura das paredes expostas, da umidade e temperatura do ar. O mesmo efeito ocorre com o número de fileiras de tubos em profundidade que, quanto maior, mais umidade retira do ar, também reduzindo a temperatura do mesmo. (STOECKER E JABARDO, 2002)

A vazão e velocidade do ar elevadas implicam em uma maior taxa de remoção de calor porém deve-se levar em consideração a capacidade de remoção de calor do fluido refrigerante e sua temperatura, pois quanto maior o diferencial de temperatura entre o ar e o fluido que circula pelos tubos, maior será a taxa de calor transferida. (STOECKER E JABARDO, 2002)

#### 2.4 ENSAIOS DE EVAPORADORES EM BANCADA

Obter-se equipamentos mais econômicos e de melhor desempenho é fundamental na busca por um produto mais competitivo no mercado com recursos energéticos escassos. Conforme já apresentado anteriormente, o desempenho de um sistema de refrigeração é mensurado diretamente pelo COP, o qual leva em questão parâmetros relacionados com a energia removida do ambiente refrigerado e o consumo energético necessário para realizar o ciclo. Percebe-se assim que o projeto de evaporadores que tenham maior capacidade frigorífica e tamanhos menores possui papel fundamental pois possibilita a utilização de temperaturas de evaporação maiores. Assim o trabalho necessário para a compressão do vapor é menor e, por consequência, seu consumo

energético (PISKE, 2004).

Atualmente observa-se uma grande variedade de equipamentos para avaliar o desempenho de sistemas frigoríficos. Para o projeto deste deve-se procurar as melhores condições de operação possíveis para os produtos que se deseja testar. Deve-se observar também para que o sistema seja de baixo custo para não implicar no valor final do desenvolvimento de novos produtos (PISKE, 2004).

Castro (2007) construiu uma bancada para fins didáticos, não isolada termicamente do ambiente externo, para avaliação de sistemas de ar condicionado visando simular o aparelho operando em condições reais. O aparato obteve resultados dentro do esperado pela literatura porém como própria recomendação sugere-se atenção na seleção de equipamentos de medição com boa precisão e maior controle sobre a temperatura ambiente.

Oliveira (2011) instrumentou um equipamento para simulação de sistema de refrigeração por compressão de vapor com a proposta de avaliar o COP do ciclo real em relação ao teórico. Nesta bancada era possível avaliar dois tipos de sistemas, um utilizando fluido refrigerante halogenado e o outro com água. Debiasi (2008) e Landeta (2015) também utilizaram um modelo de bancada aberta para a simulação de bancos de gelo, sistema em que é desejada a formação de gelo nas paredes externas da serpentina evaporadora, para termo acumulação. O objetivo dos autores era a avaliação do desempenho de evaporadores de diferentes geometrias na produção de gelo.

Nesta mesma linha, para simulação do desempenho condicionadores de ar domésticos, Seo et al. (2015) desenvolveram um sistema onde era possível a simulação de falhas como contaminação do fluido refrigerantes e vazamentos no evaporador e condensador. A partir das informações obtidas foi criado um banco de dados virtual e um algoritmo para simulação numérica de sistemas de refrigeração.

O mesmo modelo de bancada também é apresentado por Conceição e Ferreira (2014), desta vez para avaliar sistemas de refrigeração tipo cascata onde busca-se temperaturas de evaporação muito baixas. O modelo utilizado pelos autores conta com a vantagem de ter o evaporador localizado em ambiente termicamente isolado do meio externo, o que aumenta a precisão dos resultados obtidos uma vez que a temperatura ao qual se encontra pode ser melhor controlada.

Outro método para teste em bancada para avaliação de sistemas de refrigeração pode ser construído na bancada aberta com a utilização do ciclo com o fluido

integralmente na região de vapor superaquecido, com a utilização de um dispositivo de expansão após a saída do compressor, principalmente para verificar o desempenho de compressores. (JOFFILY, 2007)

## 2.5 CALORÍMETRO

Calorímetro é o termo designado para sistemas que possuem a finalidade de medir a quantidade de calor que os corpos liberam ou absorvem em reações químicas ou físicas. Normalmente possuem parte ou a totalidade dos equipamentos isolados termicamente do ambiente externo como forma de um controle mais rigoroso nas condições de ensaio. Permitem realizar a simulação de sistemas reais de refrigeração variando-se parâmetros de forma a avaliar o desempenho dos componentes. (VALDÉZ, 2013)

### 2.5.1 Tipos

Valdéz (2013), classifica os tipos de calorímetros para medição de desempenho de evaporadores através da maneira como a troca térmica é mensurada e a divide em quatro modelos:

- calorímetro de fluxo de calor - onde o calor é medido através da diferença de temperaturas entre o fluido refrigerante e o fluido do processo (para este sistema, o ar que circula na câmara);
- calorímetro de balanço de calor - onde o calor é medido através dos estados do fluido refrigerante na entrada e saída de cada processo;
- calorímetro de compensação de energia - onde adiciona-se um aquecedor (normalmente resistência elétrica) para manter a temperatura ambiente constante e, a partir deste, observa-se a variação de entalpia do fluido refrigerante ;
- calorímetro de fluxo constante - o qual deriva-se do modelo de fluxo de calor acrescentando-se dispositivos para manter a carga térmica do sistema constante.

Já Oliveira (2003) classifica calorímetros para sistemas de refrigeração em dois tipos principais, através da estrutura ao qual são construídos:

- calorímetro calibrado e de ambiente balanceado - consiste em duas câmaras

contíguas, uma para simular o ambiente onde encontra-se o evaporador e a outra, o condensador, compressor e demais componentes do sistema. As câmaras encontram-se isoladas termicamente do ambiente por uma terceira. Neste equipamento é possível a simulação e das condições de pressão, umidade e temperatura do ambiente. Apresenta resultados de maior precisão porém possui elevado custo para construção e necessita de um espaço maior para instalação;

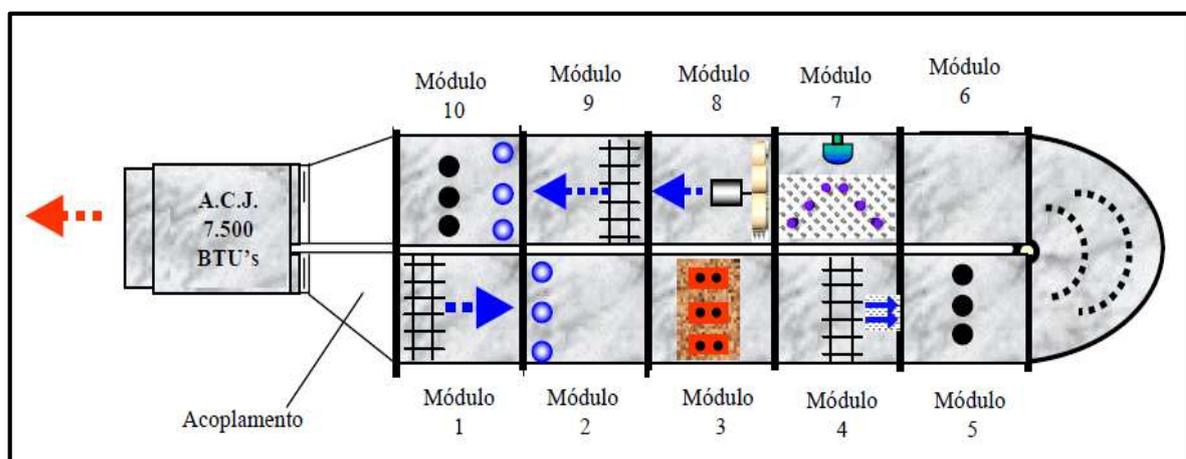
- calorímetro psicrométrico - consiste em um túnel de vento isolado termicamente, que determina a capacidade de refrigeração através das medições da vazão de ar e das temperaturas de bulbo seco e úmido. Pode ser instalado em ambiente real, possui menor custo de construção. É menos preciso e as condições ambientes são apenas medidas e não controladas.

Com base nos tipos de calorímetro apresentados, a seguir são relatados alguns trabalhos desenvolvidos por autores na construção de calorímetros para avaliação de sistemas de refrigeração.

No que se refere a calorímetro psicrométrico observa-se que Oliveira (2003) projetou a bancada de testes da Figura 14 com o objetivo de avaliar o desempenho de condicionadores de ar tipo janela.

O modelo designado pelo autor como túnel de ensaio climatizado consiste em um duto composto por dez módulos onde cada um é responsável por uma função do sistema de refrigeração ou medição.

Figura 14 - Túnel de Ensaio Climatizado



Fonte: Oliveira (2003).

No módulo 1 tem-se uma placa retificadora para reduzir a turbulência do escoamento do ar de saída do condicionador, tornando as medições de temperatura e umidade relativa no módulo 2 mais precisas. O módulo 3 possui resistências elétricas para simular a carga térmica do ambiente refrigerado. No módulo 4 tem-se a mesma função do primeiro, reduzindo-se a turbulência do ar novamente para medir-se a velocidade do mesmo no módulo 5. Na sequência o túnel possui no módulo 7 um aspersor de névoa de água borrifada para manter a umidade relativa do ar perdida pela condensação no evaporador e após no módulo 8 um ventilador é responsável por corrigir a perda de carga do escoamento ao longo do sistema. Por fim o escoamento é novamente retificado no módulo 9 e a temperatura e umidade relativa do ar na entrada do condicionador são medidas no módulo 10. Para o módulo 6 o autor optou por deixá-lo vago para que em ensaios futuros fosse possível agregar instrumentos adicionais. A principal vantagem deste sistema é a flexibilidade dos componentes que podem ser substituídos com facilidade apenas pela troca de módulo. Apesar do túnel ser isolado termicamente, a temperatura ambiente é apenas informada, o que reflete em uma menor precisão nos dados coletados.

Figura 15 - Túnel de Vento para Avaliar Formação de Gelo em Evaporadores



Fonte: Valdéz (2013).

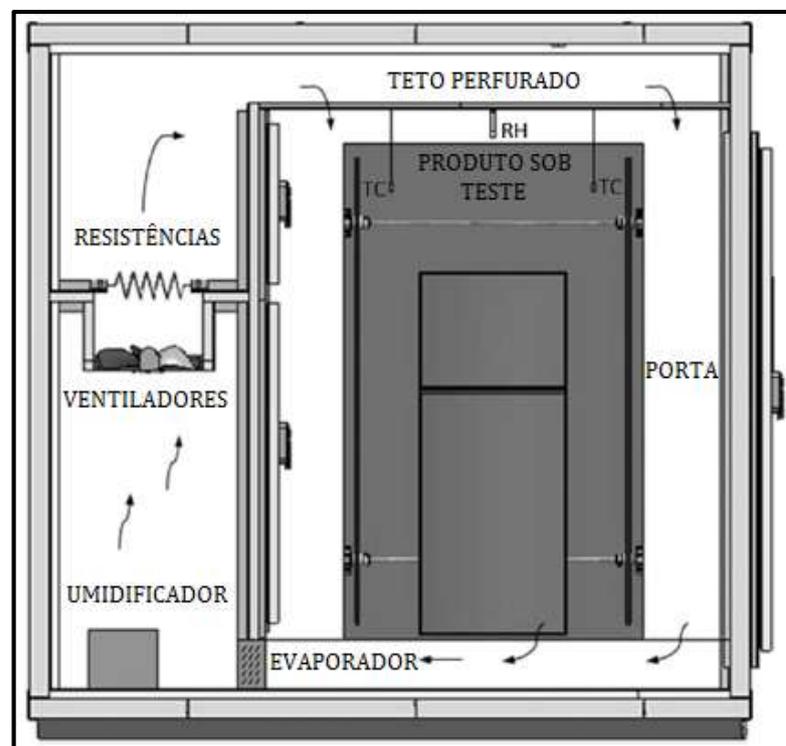
De maneira semelhante, Valdéz (2013) desenvolveu o túnel de vento da Figura 15 para avaliar a formação de gelo sobre evaporadores de refrigeradores domésticos. Com a passagem do ar pela tubulação e aletas do evaporador, a umidade neste contida faz com que a água se condense e posteriormente congele sobre o equipamento. O objetivo do

autor era analisar e quantificar a queda de rendimento do sistema causada por este processo. Por se tratar de um sistema simples de refrigeração, onde os evaporadores testados não possuem grande variação dimensional e não há a necessidade de alterar a configuração de compressor e válvulas, o mesmo optou por uma estrutura única, sem a utilização de módulos, apenas com acesso para troca do modelo de evaporador em teste e regulagens nos equipamentos.

Um túnel de vento para ensaio de evaporadores semelhante ao de Valdéz (2013) foi utilizado por Timmermann e Barbosa jr. (2016) para avaliar o desempenho de evaporadores de tubo aletas periféricas (PFT) sob a formação de geada, o que reduz o desempenho do componente.

Buscando desenvolver equipamentos de maior performance, Hermes, Melo e Knabben (2012) desenvolveram uma câmara climática para avaliação do comportamento de refrigeradores domésticos através um modelo dito estacionário, onde o desempenho é avaliado com variáveis temperatura e pressão mantidas constantes e componentes operando o tempo inteiro ao invés dos sistemas on-off convencionais.

Figura 16 - Esquema Câmara Climática para Teste de Refrigeradores

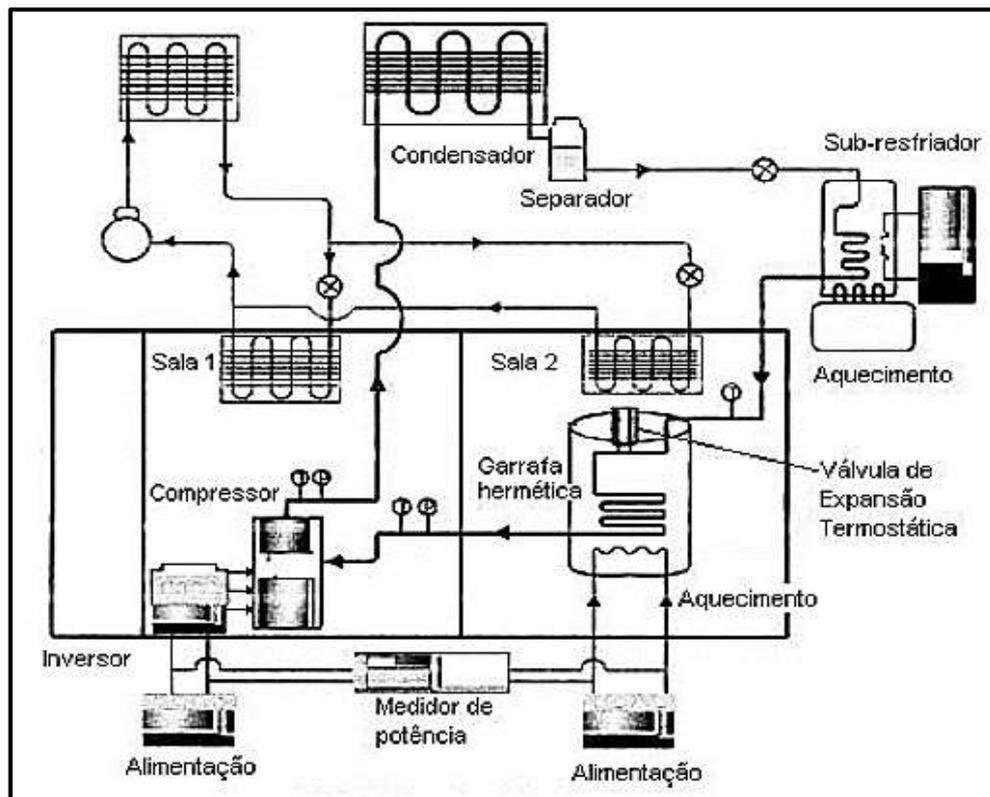


Fonte: Ciabe (2017).

O refrigerador foi instrumentado com termopares para medir as temperaturas do ar e do fluido refrigerante. Para obter-se dados de pressão e potência utilizou-se transdutores e wattímetros, respectivamente. O produto foi instalado em uma câmara isolada termicamente e o ar ambiente tem sua temperatura e umidade controladas por um sistema de refrigeração secundário e um umidificador elétrico respectivamente, conforme Figura 16. No interior do refrigerador foram instaladas resistências elétricas para simular a carga térmica de produtos no sistema.

O calorímetro tipo calibrado e de ambiente balanceado de Park et al. (2002) está ilustrado na Figura 17. O equipamento foi construído para o ensaio de compressores de refrigeração através da utilização de um vaso hermético que faz o papel de evaporador e um controlador de potência.

Figura 17 - Calorímetro Construído por Park (2002)



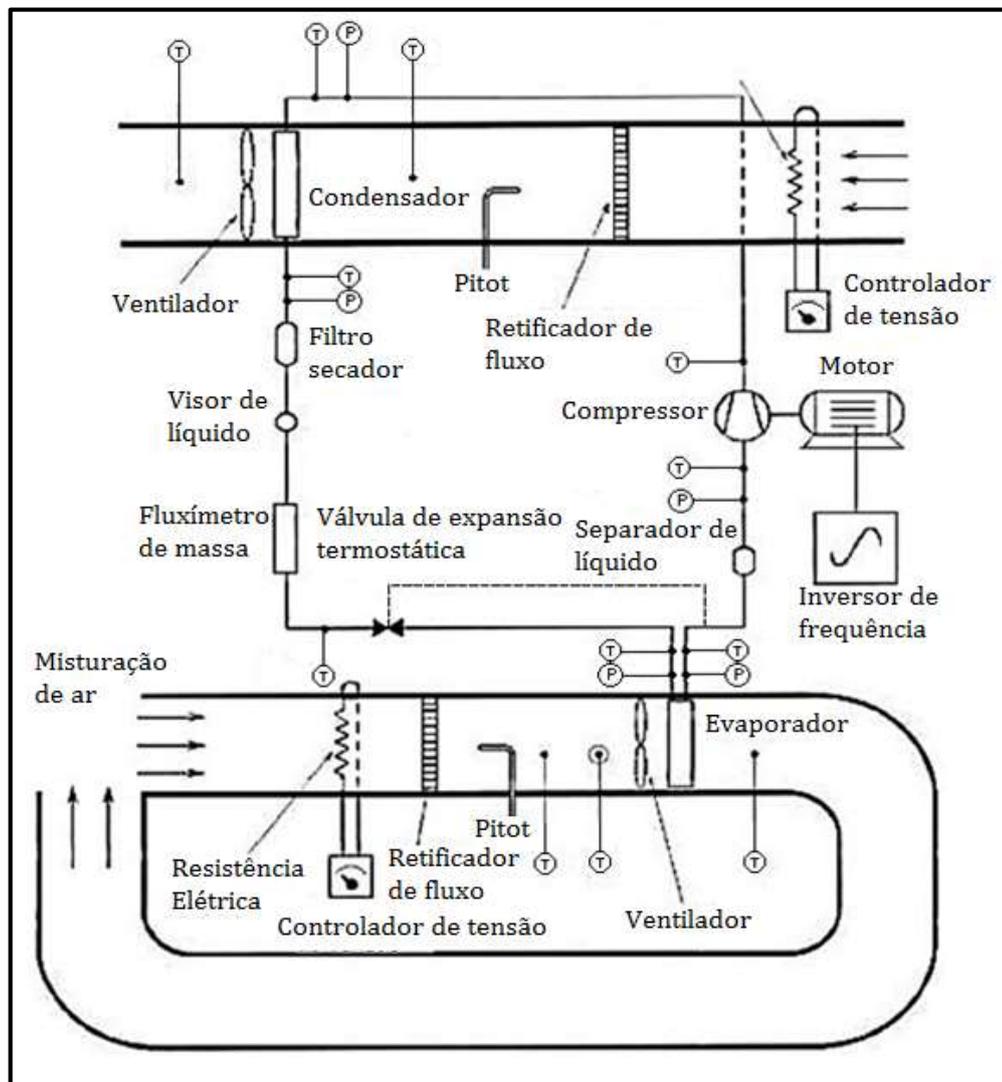
Fonte: Park et al. (2002).

O equipamento consiste em duas câmaras, a sala 1, a qual contém o compressor e a sala 2 onde está o evaporador do tipo garrafa hermética. A temperatura dos ambientes é controlada através de um sistema de refrigeração secundário, sobre o qual estão incluídos evaporadores para climatização de cada sala. Um inversor de frequência é

conectado na alimentação do compressor com o objetivo de controlar rotação do eixo do mesmo, restringindo assim o volume de fluido refrigerante deslocado e o consequente controle da sua capacidade de refrigeração. A carga térmica é adicionada à garrafa hermética através de resistências elétricas.

De maneira semelhante, Jabardo, Mamani e Ianella (2002) executaram o projeto de um calorímetro o qual apresentava um sistema de insuflamento com a realização da recirculação do escoamento de ar sobre evaporador a ser testado, conforme Figura 18.

Figura 18 - Calorímetro Construído por Jabardo, Mamani e Ianella (2002)



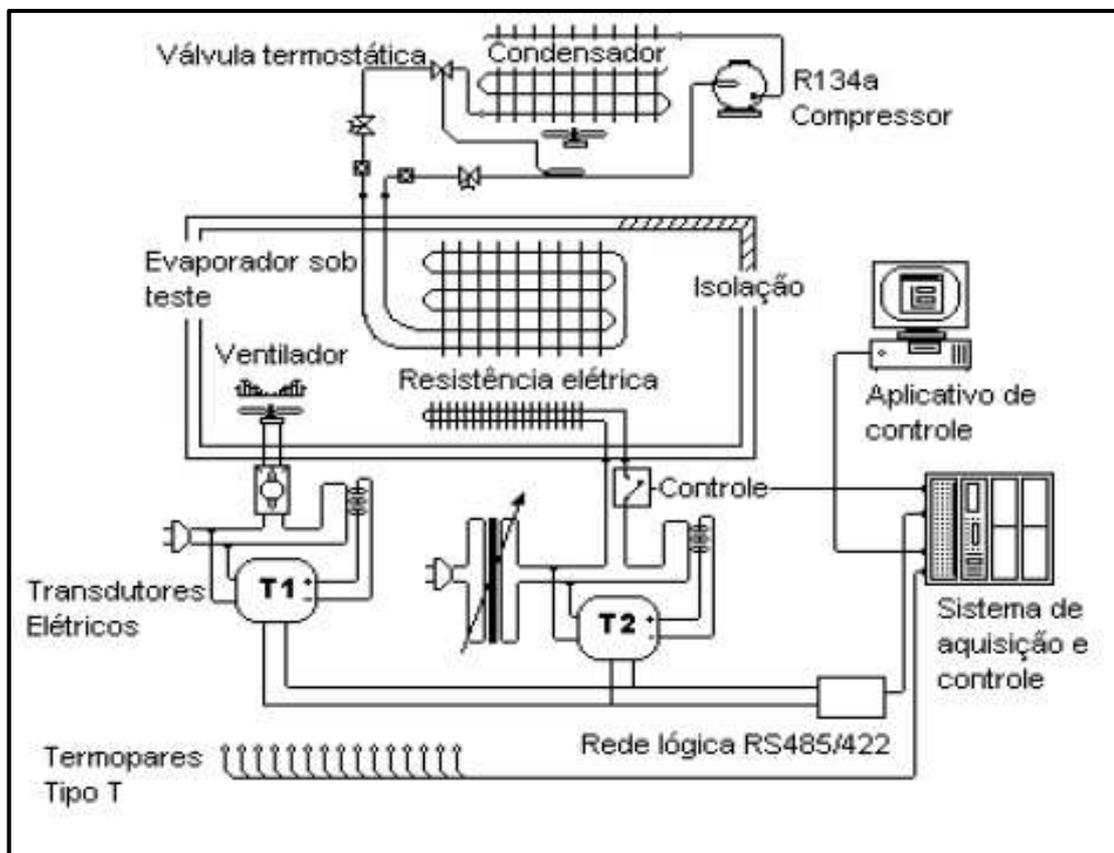
Fonte: Jabardo, Mamani e Ianella. (2002).

Com a condensação da umidade do ar quando este passa sobre o evaporador, o mesmo tende a perder suas características reais. Neste sistema observa-se que a reciclagem do ar, ou seja, a adição de ar externo ao da câmara do ensaio pode ser realizada

ou não, dependendo a especificação necessária no projeto. A bancada montada também conta com a possibilidade de avaliar o desempenho de condensadores, visto que o mesmo se encontra dentro de outra câmara térmica com temperatura controlada por resistores e um controlador de tensão. Nas entradas do evaporador e condensador também há laminadores que homogêizam o escoamento do ar porém devido a este também ocorre uma perda de carga. Para controle da capacidade do conjunto moto compressor é utilizado um inversor de frequência.

O calorímetro de Piske (2004), Figura 19, é composto por um sistema de refrigeração por compressão de vapor no qual é possível ensaiar evaporadores com convecção forçada sob condições parecidas àquelas encontradas nos equipamentos de refrigeração domésticos. Neste sistema todo o circuito de refrigeração está submetido à temperatura controlada, devido ao fato dos componentes estarem envoltos por uma câmara de climatização externa. O evaporador é acondicionado dentro de um sistema fechado (câmara) no qual é realizado o controle de temperatura com resistências elétricas de modo a obter diferentes condições de estabilização térmica no ambiente calorimétrico.

Figura 19 - Calorímetro Construído por Piske (2004)



Fonte: Piske (2004).

As potências dissipadas tanto pelo ventilador quanto pelo resistor elétrico que é servo-pilotado, bem como a taxa de transferência de calor devido à diferença de temperatura com as faces internas e externas das paredes do calorímetro, são consideradas pois elas se estabilizam no regime permanente com a absorção de energia pelo evaporador. Deste modo é possível avaliar a taxa de transferência de calor que o evaporador retira do ambiente calorimétrico.

Esta bancada ainda conta com um sistema de controle e aquisição de dados desenvolvidos pelo laboratório da instituição a qual esta foi construída, onde é possível registrar-se os dados e após diversos testes gerar gráficos do desempenho do evaporador nas condições ensaiadas.

## 2.6 SISTEMAS DE AQUISIÇÃO DE DADOS E MEDIÇÃO DE GRANDEZAS

A instrumentação e a conseqüente aquisição de dados do sistema a ser ensaiado são fatores que influenciam diretamente nos parâmetros que deseja-se monitorar. A correta escolha do aparato deve ser feita de forma que a incerteza de medição do mesmo entregue resultados dentro da tolerância especificada por normas e regulamentações elaboradas por órgãos competentes. Em muitos instrumentos as incertezas são indicadas em percentual do valor final da escala, logo pode-se obter erros grandes quando a faixa de valores a se medir está próxima do final da escala. Neste caso, diferentes instrumentos de medição devem ser utilizados. (OLIVEIRA, 2003)

Conforme descrito anteriormente, para avaliar-se o calor que o fluido retira do ambiente através do evaporador, há a necessidade de avaliar as entalpias do fluido na entrada e saída do componente, bem como sua vazão mássica. Segundo Moran e Shapiro (2013), a entalpia de uma substância pode ser definida através da equação 7 como a soma de sua energia interna com o produto do volume do sistema pela pressão a que está submetido.

$$h = E_i + pv \quad (7)$$

Onde  $E_i$  é a energia interna [kJ/kg], e  $p$  e  $v$  são a pressão [Pa] e volume específico [m<sup>3</sup>/kg] do fluido, respectivamente.

A mensuração da mesma é obtida indiretamente através da medição direta de

grandezas como pressão e temperatura.

A revisão realizada a seguir traz modelos de sistemas de medição utilizados em cada grandeza monitorada na literatura consultada que atendem a regulamentação.

### 2.6.1 Vazão Mássica

A quantificação da vazão mássica é um parâmetro de grande importância quando se deseja monitorar um processo de transporte de matéria de um ponto para o outro ou ainda um determinado fluxo. Segundo Rossetto (2014), a norma ASHRAE 23, de 2005, descreve que ao menos dois dos seguintes métodos para medir vazão mássica sejam utilizados em equipamentos para medir desempenho de sistemas de refrigeração, sendo que a diferença entre os dois não poderá ser superior a 4% do menor valor:

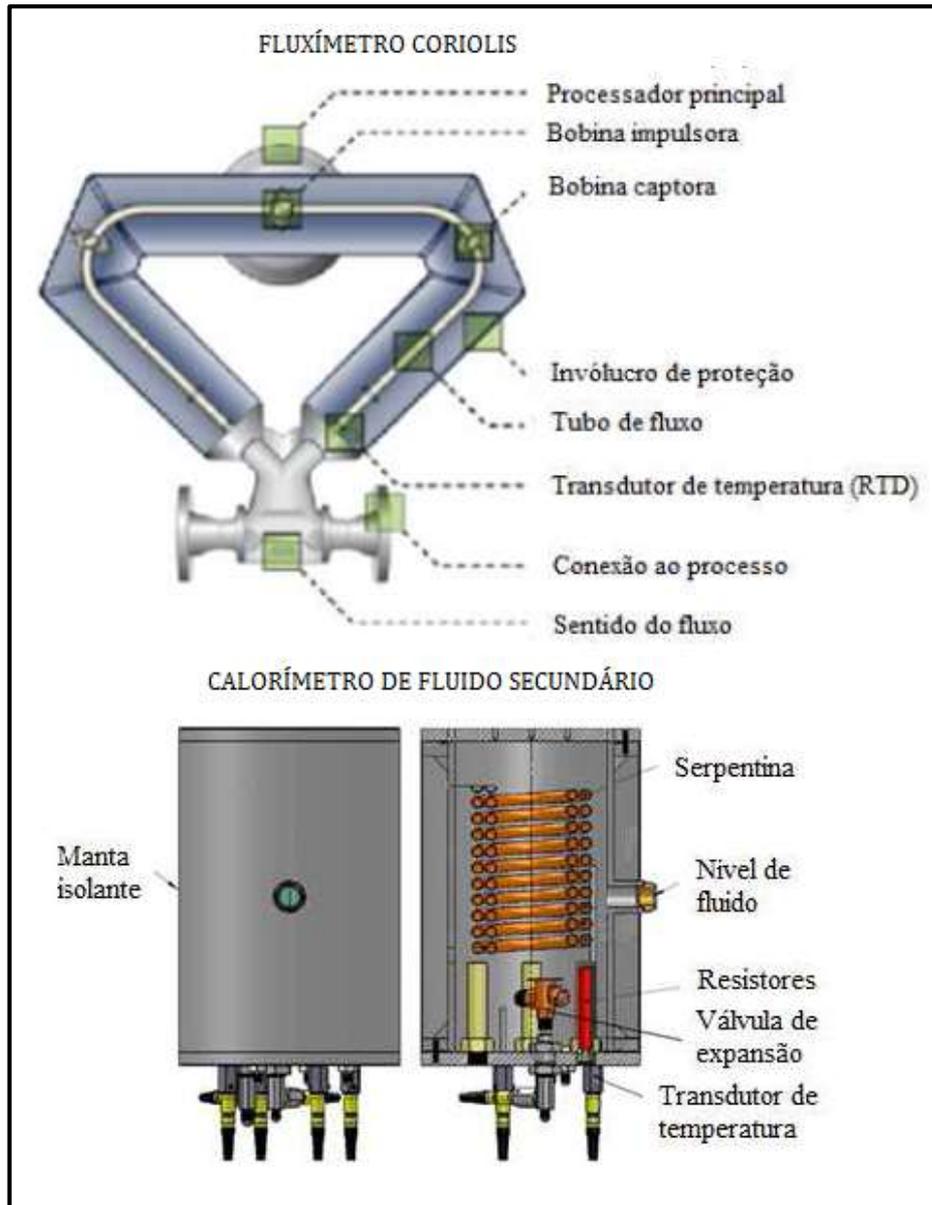
- calorímetro de refrigerante secundário;
- calorímetro de fluido secundário;
- calorímetro de refrigerante primário;
- calorímetro condensador;
- medição de vazão mássica na fase gasosa com uso de um fluxímetro;
- medição de vazão mássica na fase líquida com uso de um fluxímetro.

Dos métodos mencionados, os calorímetros fazem uso de um balanço energético da equação 8 para, indiretamente, determinar a vazão mássica. Para este método é considerado o princípio de conservação de energia com o emprego em um evaporador ou condensador ao longo do ciclo. (ROSSETTO, 2014)

$$\dot{m}_f = \frac{P_1 + K_c(T_a - T_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (8)$$

Onde  $\dot{m}_f$  é vazão mássica do fluido [kg/s],  $P_1$  a potência elétrica fornecida ao calorímetro [W],  $K_c$  o fator de perda do calorímetro [W/K],  $T_a$  a temperatura do ambiente ao calorímetro [°C],  $T_s$  a temperatura do fluido no calorímetro [°C],  $h_{g2}$  a entalpia do fluido na saída do calorímetro [kJ/kg] e  $h_{f2}$  a entalpia do fluido na entrada da válvula de expansão [kJ/kg].

Figura 20 - Equipamentos de Medição de Vazão Mássica



Fonte: Adaptado de Rossetto (2014).

Já em fluxímetros esta medição se dá de maneira direta. Dentre os modelos existentes, é de grande aplicação o modelo de fluxímetro de Coriolis. Este equipamento, utiliza-se de uma força inercial que causa deflexão de objetos em movimento num sistema não inercial. Um conversor também chamado de transdutor recebe o sinal mecânico gerado pelo sensor e fornece um sinal de saída em corrente elétrica, transformado em tensão por um resistor. A grande vantagem deste modelo está no fato de que não requerem montagens especiais, como trechos retos ou mesmo outras exigências comuns em outras tecnologias. Porém ressalta-se de que o mesmo não é indicado para locais onde

há presença de fluido bifásico. A Figura 20 ilustra um fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário. (ROSSETTO, 2014)

### 2.6.2 Pressão

A pressão a qual o fluido encontra-se é uma das grandezas utilizadas para encontrar-se um determinado estado do fluido refrigerante no ciclo e assim obter-se indiretamente a entalpia. A medida desta deve ser feita em pontos estratégicos, normalmente localizados ligeiramente antes e após cada equipamento do sistema. Os equipamentos utilizados na medição de pressão são os manômetros e transdutores de pressão, sendo o segundo de maior precisão. (JOFFILY, 2007)

Figura 21 - Transdutor de Pressão



Fonte: Joffily (2007).

Figura 22 - Manômetros de Alta e Baixa Pressão



Fonte: Crestani e Vallérius (2013).

Segundo Weber (2007), transdutores de pressão (ilustrado na Figura 21) utilizam

strain-gauges que operam em determinada faixa de tensão e fornecem um sinal de saída em tensão. Os transdutores são normalmente calibrados através de uma balança de peso morto. Já os manômetros, representados na Figura 22, consistem em instrumentos os quais possuem um elemento elástico calibrado (espiral ou fita) sobre o qual são fixados um ponteiro e uma régua graduada, a pressão é indicada pela deformação do elemento.

### 2.6.3 Temperatura

Para o teste de evaporadores, é necessário medir-se as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador para posteriormente identificar-se as entalpias do mesmo nestes estados e ainda as temperaturas do ar externo antes e após a passagem pelo evaporador pois, dependendo destes diferenciais, ocorrem variações na transferência de calor para o refrigerante. Para isto, podem ser utilizados termômetros ou termopares/termoresistência. (CRESTANI e VALLÉRIUS, 2013)

O instrumento mais utilizado para este fim é o termopar pois tem as vantagens de custo reduzido, facilidade de manuseio e possibilidade de medição em locais de difícil acesso. Este equipamento é constituído de dois metais distintos que unidos na extremidade formam um circuito fechado. Gera-se assim uma força eletromotriz que varia com alterações da temperatura. Sua fixação ao sistema na grande maioria das vezes é realizada por cintas metálicas ou ainda poços termométricos que consistem em tubos de menor diâmetro introduzidos na tubulação principal, conforme Figura 23.

Figura 23 - Poço Termométrico para Termopar



Fonte: Joffily (2007).

A vantagem dos poços termométricos está na redução da inércia térmica do termopar e maior sensibilidade às pequenas variações porém, o mesmo agrega ao sistema maior perda de carga visto que este reduz a seção do tubo principal. Para ambas as

fixações o sensor deve estar isolado do ambiente externo o que normalmente é feito com massa de calafetar. (OLIVEIRA, 2003)

## 2.7 PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE NOVOS PRODUTOS

Para o desenvolvimento de novos produtos ou equipamentos, Pahl et al (2005) recomendam que sejam executadas as etapas de projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado, detalhadas a seguir.

No projeto informacional são realizadas a coleta e análise das informações de mercado, dos requisitos e necessidades aos quais o projeto deve atender. Normalmente estas informações são oriundas de pesquisas bibliográficas, sugestões de clientes e ainda da observação de outros modelos já utilizados anteriormente por outros autores para solução de determinado problema. Com estas informações são então geradas as especificações de projetos as quais contém dados técnicos do produto e ainda aspectos referentes a sua fabricação.

De posse das especificações é realizado o projeto conceitual no qual são geradas diversas ideias sobre possíveis soluções para o problema. A partir destas, são selecionadas as melhores através de métodos específicos.

O projeto preliminar é então modelado a partir do melhor conceito anteriormente definido. Nesta etapa examina-se a solução com maior profundidade, buscando-se possíveis causas de falhas, o campo de variações dos parâmetros críticos de projeto, características básicas dos componentes e fatores internos e externos sobre o desempenho funcional do produto.

Na fase final o projeto é detalhado, são especificadas características como formas geométricas, dimensões e tolerâncias. Ao final desta etapa são entregues os planos de processo, lista de ferramental e ainda desenhos técnicos dos componentes.

### 3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Neste capítulo são apresentadas as etapas do projeto da bancada, iniciando-se com a definição do produto a ser testado no equipamento. Em sequência apresenta-se o fluxograma de trabalho executado e a metodologia utilizada para definição, dimensionamento e configuração da bancada para o êxito de seu funcionamento.

#### 3.1 FAIXA DE APLICAÇÃO DO CALORÍMETRO

Dentre a gama de evaporadores tubo aletados produzidos pela empresa, procurou-se delimitar os modelos aos quais a bancada de teste englobará. Pois as diferentes faixas de aplicação e os modelos construtivos dos equipamentos impossibilitariam a utilização do mesmo calorímetro, tanto por aspectos técnicos (como material utilizado nas tubulações, capacidade do compressor e entre outros), quanto físicos (evaporadores de refrigeração industrial são muito maiores que os de refrigeração comercial necessitando de câmaras de teste diferentes).

Evaporadores para refrigeração comercial foram selecionados por constituírem hoje a maior quantidade de modelos fabricados pela Ciabe. Para este mercado também estão voltados os principais desenvolvimentos realizados pelo departamento engenharia da mesma. Tratam-se de produtos tubo aletados de convecção forçada por moto ventiladores, fabricados com tubulação em cobre ou alumínio e aletas de alumínio. Os fluídos de trabalho utilizados nestes sistemas são do tipo halogenado.

Figura 24 - Evaporadores de Refrigeração Comercial



Fonte: Ciabe (2017).

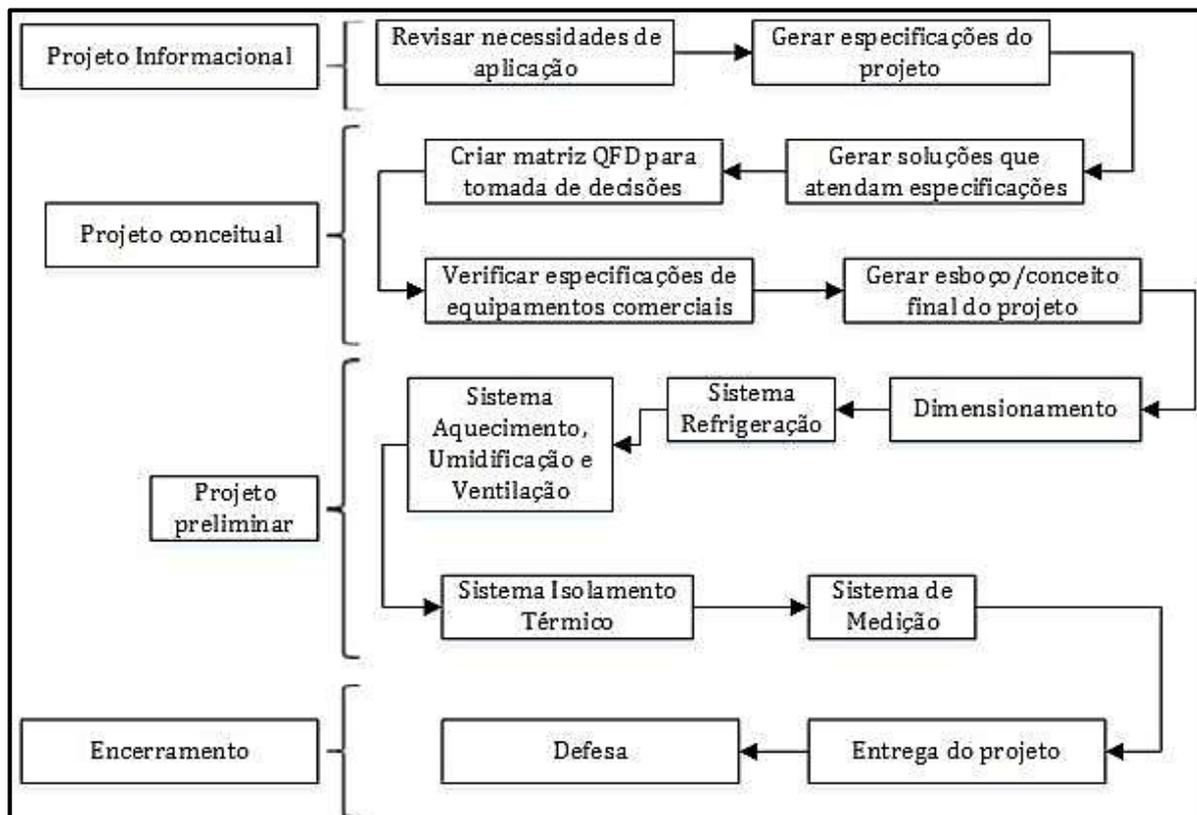
A capacidade frigorífica esperada para estes vai de 9 até 60 kW. O dimensional

externo varia de 0,7m até 3,5m de comprimento e as tubulações de sucção de ½” à 5/8” e recalque de 5/8” a 1 ½”. Para fixação dos ventiladores e direcionamento do fluxo de ar o evaporador é envolto por uma carenagem fabricada normalmente em chapa de aço galvanizado ou alumínio a qual possui difusores por onde o ar é liberado após a passagem pelo fluido refrigerante. A Figura 24 ilustra genericamente o equipamento descrito.

### 3.2 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO

Para desenvolvimento do equipamento até o projeto preliminar organizou-se as etapas e tarefas conforme fluxograma da Figura 25:

Figura 25 - Etapas de Desenvolvimento do Calorímetro



Fonte: o autor (2017).

#### 3.2.1 Projeto Informacional

Segundo Pahl et al. (2005), para o êxito de um projeto é importante conhecer as necessidades as quais este deve atender. Estas são geradas a partir da observação do contexto ou segmento de mercado ao qual o cliente está inserido e com base nos aspectos

legais, visando atender normas e legislações vigentes. No Quadro 1 estão relacionadas as especificações de projeto para a bancada de avaliação da capacidade frigorífica de evaporadores. Estas foram elaboradas com base nas linhas de produtos previamente definidas pela empresa, na revisão bibliográfica e na norma ABNT NBR 15372 (2006).

Quadro 1 - Especificações da Bancada

Especificação Projeto	Meta
Tipo de bancada	Calorímetro calibrado e de ambiente balanceado
Tipo construtivo	Modular
Capacidade frigorífica	De 9 até 60 kW
Vazão de ar ventiladores evap.	28.000 m <sup>3</sup> /h
Fluido de trabalho	Fluido HFC (R134a)
União entre componentes	Flangeada
Medição de vazão mássica do refrig.	Até 1550 kg/s
Material da tubulação	Não ter afinidade química com o fluido refrigerante
Ambiente evaporador	Câmaras com isolamento térmico
Ambiente demais componentes	
Tamanho evaporadores	0,7 a 3,5 m de comprimento
Medição temperatura fluido	Máxima 50 °C condensador e mínima -20 °C evaporador
Medição pressão fluido	Até 3500 Kpa
Medição velocidade ar	Até 8 m/s
Medição temperatura do ar	Máxima 40° C e mínima -10° C
Umidificação do ar	Repor a umidade removida pelo evaporador
Concentração de óleo no fluido refrig.	Máximo 1% da mistura
Controle temp. e pressão no ambiente de teste	Temp. no calorímetro não deve variar mais que 0,6 °C.
	101 kPa +/-3,4 kPa

Fonte: o autor (2017).

Conforme definido previamente, o modelo construtivo da bancada será um calorímetro calibrado e de ambiente balanceado pois este permite o controle dos parâmetros de pressão, umidade e temperatura do ar do ambiente interno o qual se encontra o evaporador. Para tal, serão utilizadas duas câmaras, a primeira com isolamento térmico, em forma de túnel de vento contendo o evaporador para ensaio e a segunda englobando esta primeira e também os demais componentes do sistema.

A construção do equipamento modular permitirá a rápida substituição de

equipamentos, como o condensador e o compressor, eventualmente visando atender alguma demanda de teste específica ao longo dos desenvolvimentos. Para isso a conexão entre tubulações será realizada com flanges.

Visando englobar a maior gama de produtos fabricados pela empresa, o compressor e o condensador do calorímetro deverão, na sua configuração inicial, estar configurados para suprir os parâmetros necessários para atender uma capacidade frigorífica de 9 até 60 kW a uma temperatura de evaporação de 10 °C. O equipamento será projetado para operar com fluido refrigerante do tipo HFC (R134a), pois é o mais utilizado nas instalações dos produtos fabricados pela empresa. Para isso, deve-se atentar para o modelo de compressor, o qual utiliza óleo lubrificante a base de poliol ester.

Conforme análise da legislação citada neste capítulo, a pressão atmosférica do ambiente deve ser registrada e controlada de forma que se mantenha em 101 kPa, com variação máxima de +/- 3,4 kPa. O fluido refrigerante que circula no sistema não poderá ter concentração de óleo do compressor na sua mistura maior que 1%. A carga térmica no calorímetro ao qual se encontra o evaporador deverá ser ajustada para que não ocorram variações de temperatura interna maiores que 0,6 °C.

### **3.2.2 Projeto Conceitual**

Com a definição das especificações as quais devem ser atendidas pela bancada de testes, inicia-se então a etapa do projeto conceitual. Conforme Neto e Favaretto (2005) nesta fase deve-se definir as formas e funções básicas do produto, ainda que não haja grande preocupação de que estas sejam técnica ou economicamente viáveis. Todas as ideias são válidas, devendo-se restringir o mínimo possível. Estas possíveis soluções são então analisadas e qualificadas segundo as estratégias do equipamento e da empresa. Finaliza-se então com o conceito básico do produto a ser desenvolvido.

A partir desta ideia buscou-se então no referencial teórico e em catálogos de fabricantes de bancadas de desempenho de sistemas de refrigeração possíveis soluções que atendessem a cada um dos requisitos de projeto. Delimitou-se então as três principais alternativas, as de maior utilização nos equipamentos estudados. Para casos onde não haviam três ou mais formas de atender a demanda da especificação, definiu-se todas as possíveis soluções para a especificação. As alternativas definidas para alcançar a meta de cada um dos requisitos estão relacionadas no Apêndice 1 deste trabalho.

Com a análise dos produtos e definição das alternativas combinou-se cinco configurações de bancada que poderiam ser construídas e que melhor atenderiam as necessidades da empresa, as quais estão ilustradas no Apêndice 2.

Para escolha do modelo ideal para o projeto utilizou-se o método QFD (*Quality Function Deployment*), o qual, segundo Pinto e Fontenelle (2013), é uma ferramenta focada em garantir a qualidade do produto final e assegurar que este atenda a todas as exigências do cliente. Nesta técnica, são apontados os parâmetros avaliativos do produto e a estes atribuído um grau de importância. Na sequência, estes são relacionados com os requisitos de projeto em uma matriz, onde são definidos os pesos relativos de cada especificação para o produto final. Finaliza-se então com a atribuição de um conceito ou nota para cada uma das possíveis soluções para o produto, permanecendo o de maior nota como conceito final.

Figura 26 - Parâmetros de Avaliação x Requisitos de Projeto

Parâmetros de Avaliação	Importância																			
	Tipo de bancada	Tipo construtivo	Capacidade frigorífica	Vazão de ar ventiladores evap.	Fluido de trabalho	União entre componentes	Medição de vazão mássica do	Material da tubulação	Ambiente evaporador	Ambiente demais	Tamanho evaporadores	Medição temperatura fluido	Medição pressão fluido	Medição velocidade ar	Medição temperatura do ar	Umidificação do ar	Pressão Ambiente	Concentração de óleo no fluido refrigerante	Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	
Precisão dos resultados	9	7	7	4	7	7	1	10	4	10	10	4	10	10	10	10	7	4	10	7
Atendimento as normas	9	4	4	4	7	4	4	10	4	1	1	1	10	10	10	10	4	10	10	10
Desempenho/Eficiência	8	7	7	1	7	7	4	4	7	7	7	1	4	4	4	4	1	7	10	
Facilidade manutenção	7	7	7	1	1	7	10	4	1	4	4	4	4	4	4	7	1	4	4	
Custo	6	7	7	7	7	4	4	7	7	7	7	4	7	7	7	7	4	4	7	
Durabilidade	5	1	1	1	1	7	4	4	10	1	1	1	4	4	4	4	7	1	7	4
<b>Legenda</b> Muito importante      10 Importante              7 Pouco Importante      4 Indiferente              1																				

Fonte: o autor (2017).

Para o projeto da bancada de teste de evaporadores, definiu-se como parâmetros de avaliação a precisão dos resultados entregues, o atendimento a legislação citada no projeto informacional, o desempenho do equipamento, a facilidade de manutenção do

sistema, o custo para construção e ainda sua durabilidade. Após, em conjunto com o departamento de engenharia da empresa e com base nos modelos de bancada estudados no referencial teórico, atribuiu-se a estes um grau de importância de 0 à 10, sendo 10 o de maior influência sobre o equipamento, conforme Figura 26.

Na sequência a mesma Figura 26 traz os requisitos de projeto definidos na etapa informacional. Para cada especificação, classificou-se sua importância em relação ao parâmetro avaliativo com base nos registros de projetos do setor de desenvolvimento da empresa.

A Figura 27 apresenta a combinação entre os parâmetros de avaliação e os requisitos de projeto, onde multiplicou-se os pesos atribuídos anteriormente e, ao final, somou-se todos os valores obtendo-se o peso relativo para o projeto final que cada especificação possui.

Quadro 2 - Configuração Definitiva para a Bancada de Testes de Evaporadores

Especificação Projeto	Modelo 1
Tipo de bancada	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.
Tipo construtivo	
Capacidade frigorífica	Compressor pistão com inversor de frequência.
Vazão de ar ventiladores evap.	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.
Fluido de trabalho	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.
União entre componentes	Flange conforme norma ANSI.
Medição de vazão mássica do refrig.	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário.
Material da tubulação	Tubulação em cobre.
Ambiente evaporador	Isolamento em poliuretano.
Ambiente demais componentes	
Tamanho evaporadores	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.
Medição temperatura fluido	Poço termométrico com termopar.
Medição pressão fluido	Manômetro.
Medição velocidade ar	Termoanemômetro digital
Medição temperatura do ar	
Umidificação do ar	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento
Concentração de óleo no fluido refrigerante	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	Resistência elétrica
	Barômetro mercúrio

Fonte: o autor (2017).

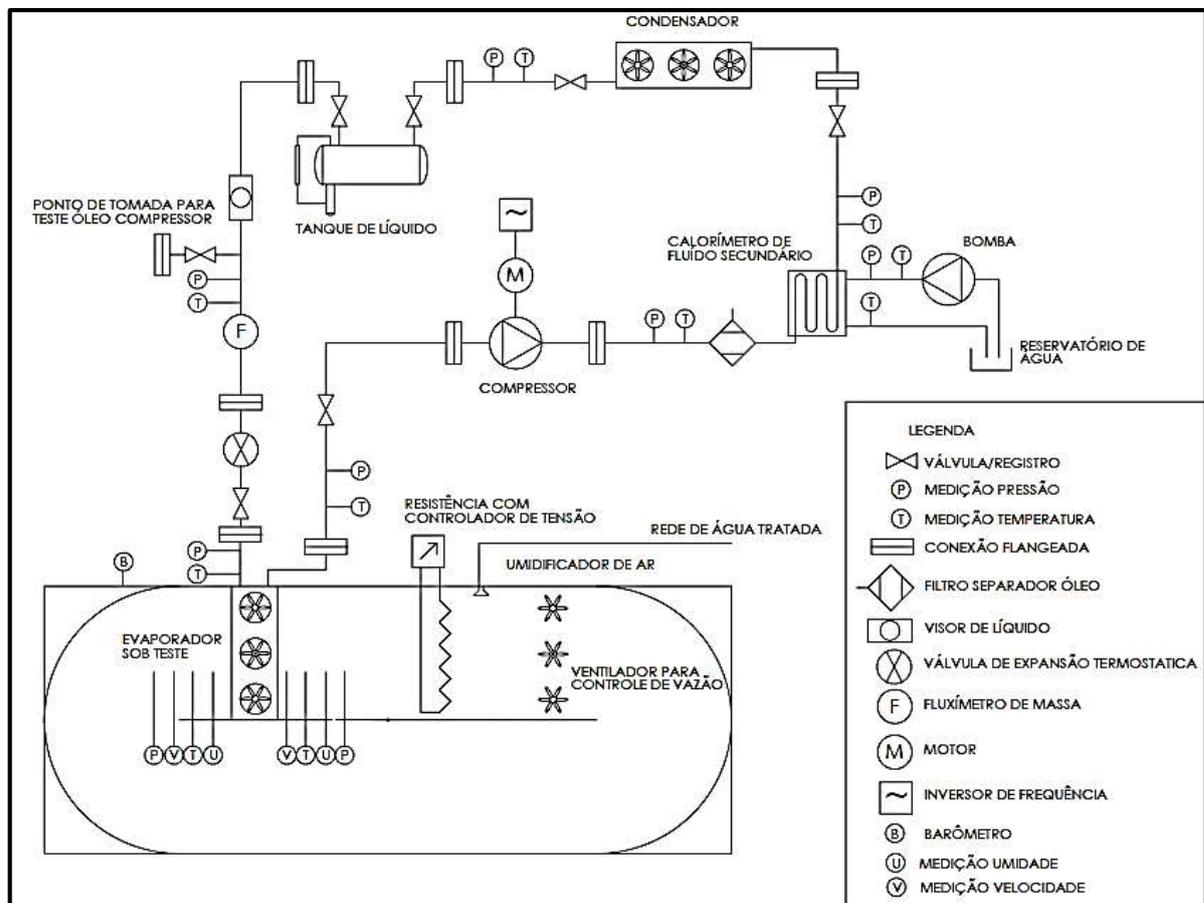


Para o término desta etapa atribuiu-se uma nota de 0 a 10 para cada um dos cinco modelos configurados multiplicando-se esta pelo seu respectivo peso relativo, conforme Apêndice 3. Somou-se todas as pontuações e elegeu-se o modelo 1 apresentado no Quadro 2 como a configuração que melhor atenderá a demanda da empresa. Ao final desta análise também percebe-se resultados muito próximos entre modelos, justificado pelo fato de que todas as alternativas apresentadas no quadro atendem à demanda da bancada, diferenciando-se apenas pela facilidade de operação, manutenção e custos.

### 3.2.3 Projeto Preliminar

Com a definição da configuração de bancada a ser construída, observando-se os requisitos especificados na norma ABNT NBR 15372 (2006) e a análise prévia de equipamentos similares utilizados para mensuração da capacidade frigorífica de evaporadores, traçou-se o diagrama do equipamento, conforme ilustrado na Figura 28.

Figura 28 - Diagrama da Bancada de Testes



Fonte: o autor (2017).

Para facilitar a visualização e funcionamento do projeto, o dimensionamento dos componentes foi dividido em conjuntos menores, aqui denominados de sistemas, descritos da seguinte maneira:

- sistema de refrigeração (composto pelos equipamentos responsáveis pelo ciclo de refrigeração, entre eles, compressor, condensador, dispositivos de expansão e evaporador) ;
- sistema de ventilação, aquecimento e umidificação (composto pelos dispositivos responsáveis pelo controle do fluxo de ar, carga térmica aplicada e umidificação no ambiente de testes);
- sistema de isolamento térmico (composto pela câmara de testes do evaporador e pela câmara a qual se encontram os demais componentes);
- sistema de medição (composto pelos instrumentos para mensurar vazão, pressão, temperatura e demais parâmetros relacionados aos ensaios).

### 3.2.3.1 Dimensionamento do Sistema de Refrigeração

Definida condição de operação nominal da bancada, a faixa de capacidade frigorífica (de 9 até 60 kW para uma temperatura de evaporação de 10° C) a qual desejava-se ensaiar evaporadores na bancada de testes, iniciou-se o dimensionamento do sistema pelo compressor.

Conforme Pirani (2007), para seleção de um compressor deve se conhecer as seguintes particularidades do sistema: condições de operação (temperaturas de condensação e evaporação, superaquecimento e sub resfriamento), a capacidade frigorífica requerida e a curva de carga (variação e controle de capacidade).

A escolha do modelo foi realizada com auxílio do software Bitzer 6.7 do fabricante Bitzer (2016). Os parâmetros de entrada utilizados foram o tipo de fluido refrigerante, aqui definido o modelo de maior utilização nos produtos da empresa, o R134a, a capacidade frigorífica de 60 kW, as temperaturas de evaporação e de condensação de 10 e 45 °C, respectivamente. Dimensionou-se o sistema com sub-resfriamento líquido de 4 °C e superaquecimento do gás de sucção de 5 °C, conforme recomendado por Bitzer (2016).

Devido à grande amplitude na capacidade frigorífica a qual se deseja medir, observou-se que os modelos ofertados atenderiam apenas parcialmente a demanda. Optou-se então por dividir a capacidade frigorífica de 60 kW entre dois compressores

operando em paralelo com 30 kW cada. O modelo selecionado foi o 4DE-5.F1Y-40S, o qual possui controle de capacidade regulada por um inversor de frequência integrado. O deslocamento volumétrico esperado para este modelo é de 47,3 m<sup>3</sup>/h quando operando em rede 87 Hz. Os dados técnicos, bem como o range de operação em máxima e mínima frequência de alimentação, do sistema de compressores estão apresentados na Tabela 1. O desenho deste compressor é apresentado no Anexo 1 deste trabalho.

Tabela 1 - Dados Técnicos do Sistema de Compressores Selecionado

Especificação	Faixa de Operação por Compressor		Faixa de Operação Total	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
Frequência do compressor (Hz)	87	25	87	25
Capacidade frigorífica (kW)	33,2	9,33	66,4	18,7
Potência absorvida (kW)	9,04	2,30	18,1	4,60
Capacidade do condensador (kW)	42,3	11,6	84,6	23,2
COP	3,67	4,05	3,67	4,05
Vazão de fluido refrigerante (kg/h)	795	223	1.590	446
Conexão da linha de sucção	1 3/8"		1 3/8"	
Conexão da linha de descarga	7/8"		7/8"	

Fonte: adaptado de Bitzer (2017).

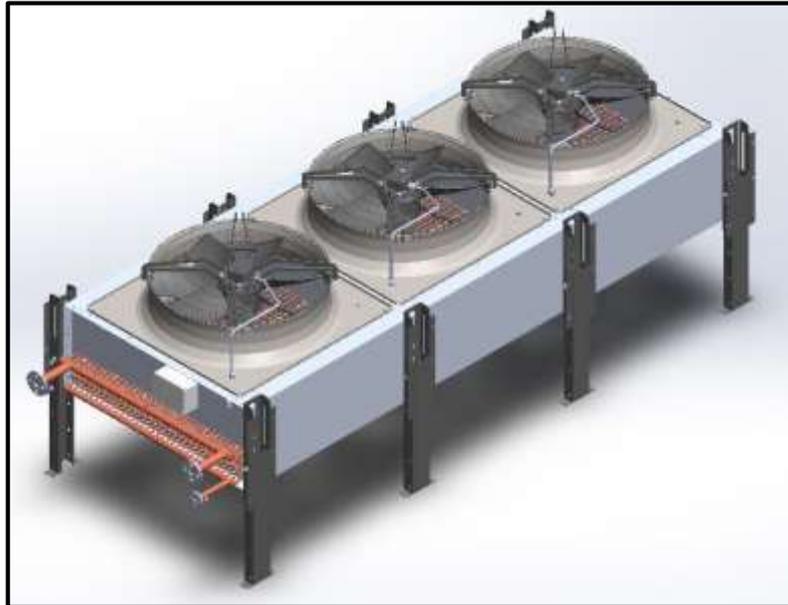
Para o condensador foi escolhido o modelo resfriado a ar da Figura 29, por ser da própria empresa e, segundo recomendação de Stoecker e Jabardo (2002), é o tipo mais utilização em sistemas de refrigeração comercial.

Para este projeto a capacidade necessária ao condensador pôde ser retirada diretamente da Tabela 1 (84,6 e 11,6 kW para o sistema operando em cargas máxima e mínima, respectivamente). A configuração de tubos e aletas utilizadas na definição do equipamento foram calculadas com auxílio do software Unilab Coil 6.0, desenvolvido pela empresa Unilab. A seleção foi realizada a partir dos mesmos parâmetros utilizados para escolha do compressor. Além destes, informou-se a temperatura e umidade relativa do ar na entrada do condensador como 35 °C e 50%, respectivamente, parâmetros adotados pela empresa no cálculo deste tipo de componente.

Para as aletas do condensador, seguindo aos padrões de fabricação da empresa, o material utilizado será o alumínio liga 8006 de 0,15 mm de espessura. O arranjo dos tubos será no formato triangular, com espaçamento entre os tubos de 31,75 mm na vertical e 27,5 mm na horizontal. O espaçamento entre as aletas é de 5,3 mm para facilitar sua

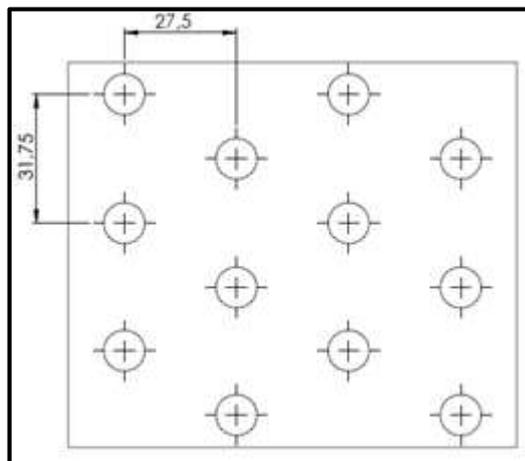
manutenção. A Figura 30 ilustra, genericamente, modelo de aleta em questão. O tubo selecionado é padrão de mercado para este tipo de condensador. O material é de cobre eletrolítico 99% de pureza, de diâmetro 9,53 mm e parede de 0,3 mm.

Figura 29 - Condensador Plano Resfriado a Ar



Fonte: Ciabe (2017).

Figura 30 - Configuração da Aleta do Condensador



Fonte: o autor (2017).

Para gerar a corrente de ar sobre a serpentina adotou-se três ventiladores da marca EBM, com hélice diâmetro de 800 mm, com controle integrado eletrônico de velocidade, modulado pela pressão de condensação do fluido. O catálogo, a curva de operação e o desenho deste ventilador estão disponíveis no Anexo 2 deste trabalho.

A partir no dimensional do ventilador e sua fixação, definiu-se a área de face da serpentina pela equação 10.

$$A_f = z_a l_a \quad (10)$$

Onde  $A_f$  é a área de face da serpentina [ $m^2$ ],  $z_a$  é a altura da região de aletas [m] e  $l_a$  é o comprimento da região de aletas [m]. A serpentina do projeto possui 3 m de comprimento e 1,079 m de altura obteve-se uma área de face de  $3,237m^2$ .

Conforme Stoecker e Jabardo (2002), em condensadores resfriados a ar deve-se realizar um arranjo de tubos de maneira que a perda de carga do fluido ao longo do trajeto esteja na faixa de 15 a 60 kPa quando operado em carga de capacidade máxima. A partir desta informação, definiu-se então a quantidade de tubos e circuitos os quais o fluido refrigerante deverá circular. Obtendo-se a configuração com as principais características descritas na Tabela 2. Os relatórios completos dos parâmetros de operação do condensador encontram-se no Anexo 3.

Tabela 2 - Configuração Condensador da Bancada

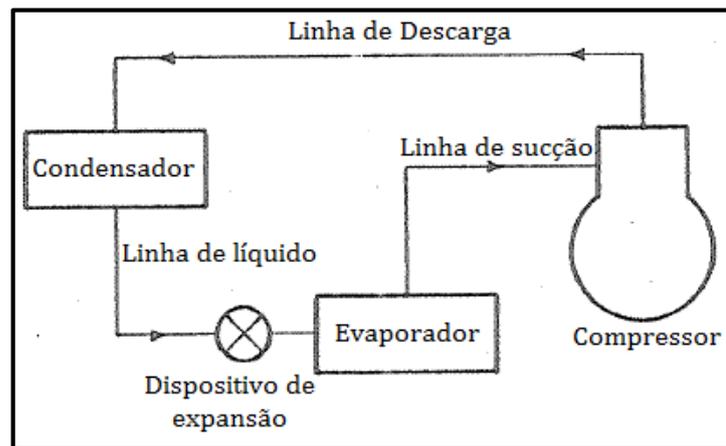
Parâmetro	Valor
Quantidade de tubos por fila	34
Quantidade de filas	6
Quantidade de circuitos	34
Capacidade máxima	86,4 kW
Capacidade mínima	19,1 kW
Área de troca térmica	203,5 $m^2$
DTML	7,5 °C
Velocidade de face do ar	6,05 m/s
Vazão mássica de ar	79.651 kg/h
Temperatura de saída do ar	38,9 °C
Perda de carga do ar em carga máxima	233 Pa
Perda de carga do fluido refrigerante em carga máxima	19 kPa

Fonte: Adaptado Unilab Coils 6.0 (2017).

O dimensionamento das tubulações, válvula de expansão, válvulas de bloqueio, filtros e demais acessórios foi realizado com o auxílio do programa Cool Selector 2, desenvolvido pela empresa Danfoss. Conforme Stoecker e Jabardo (2002), o sistema de refrigeração por compressão de vapor do tipo expansão direta utilizado no projeto é

dividido em 3 linhas principais: de sucção, a qual compreende do trecho entre o evaporador e o compressor, de descarga, do compressor ao condensador e de líquido, do condensador até o evaporador. A Figura 31 ilustra as linhas de fluxo do ciclo.

Figura 31 - Principais Linhas do Ciclo de Refrigeração



Fonte: adaptado de Stoecker e Jabardo (2002).

Segundo Amor (2014), na linha de sucção a perda de carga influencia diretamente na potência de compressão. Dada uma pressão de condensação requerida pelo projeto, qualquer queda na pressão adicional resultará em uma maior relação de compressão. Este trecho deve ser o mais curto possível. A velocidade do fluido deve ser mantida a um valor mínimo para evitar o retorno do óleo do compressor, sendo este usualmente utilizado, para o fluido R134a, como 2,5 m/s para linhas horizontais. Para trechos ascendentes as velocidades fogem à regra e estes valores podem ser extrapolados para um nível superior. Da Silva (2005) recomenda evitar-se fluxos acima de 16m/s, pois causam vibração e ruído excessivo podendo danificar o equipamento. A perda de carga ideal de ser tal que não haja queda da temperatura de saturação maior que 2,2 °C.

Na linha de descarga Amor (2014) diz que em regra geral a tubulação não deve ter uma perda maior que 34,5 kPa. Velocidades típicas para a seleção desta linha seguem os mesmos critérios da linha de sucção. Valores de até 1,1 °C são admissíveis para queda na temperatura de saturação.

O comportamento da linha de líquido é um pouco diferente das demais pois nesta não se encontra fluido no estado gasoso. A perda de carga nesta região exerce efeito mínimo sobre a eficiência do ciclo pois o processo de expansão causará naturalmente uma grande redução na pressão. Entretanto, deve-se controlá-la para que não ocorra a

vaporização do líquido transportado. A perda de pressão por metro ascendente para o fluido R134a é de 11,3 kPa e ainda recomenda-se uma queda máxima na temperatura de saturação de 1,1 °C em toda a linha. Com relação a velocidade do fluido, deve-se procurar mantê-la abaixo de 1,5m/s para evitar golpes de líquido e ruído que reduzem a vida útil do dispositivo de expansão e válvulas solenoides. (AMOR, 2014)

Para evitar perdas de energia pelo calor dissipado para o meio, as tubulações possuirão isolamento térmico, calculado através da equação 11. (INCROPERA, et al,2008).

$$\dot{Q}_{iso} = \frac{2\pi l(T_{ext} - T_{int})}{\frac{1}{r_i c_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_{iso}} + \frac{1}{r_e c_e}} \quad (11)$$

Nesta equação são desprezadas as trocas térmicas por radiação e ainda a resistência térmica oferecida pela parede do tubo.  $\dot{Q}_{iso}$  é o calor dissipado para o meio [W],  $T_{ext}$  e  $T_{int}$  são as temperaturas do meio e do fluido [°C], respectivamente,  $r_i$  e  $r_e$  são os raios interno e externo do isolamento [m], respectivamente,  $l$  é o comprimento do tubo[m],  $k_{iso}$  a condutividade térmica do isolante [W/mK], normalmente tabeladas e  $c_i$  e  $c_e$  os coeficientes convectivos dos fluidos interno e externo respectivamente [W/m<sup>2</sup>K].

Na Tabela 3 estão especificadas as bitolas selecionadas para cada linha, a camada de isolamento térmico e seus respectivos valores de velocidade, perda de carga e dissipação de calor. Foi definida a temperatura do meio externo como 35 °C, simulando casos extremos de verão da região onde será instalada a bancada. Os Apêndices 4 e 5 detalham os dados de desempenho das linhas de sucção e descarga respectivamente. Em virtude da utilização de dois compressores para atender as capacidades, estas linhas também foram seccionadas para atender individualmente cada um.

A análise da linha de líquido foi dividida em duas partes, a primeira do condensador até o reservatório de líquido (Apêndice 6) e outra partindo deste até o evaporador (Apêndices 7 e 8). Devido à grande amplitude a qual se deseja medir a capacidade frigorífica, foram adotados dois módulos com válvula de expansão termostática, um para o sistema operando com apenas um compressor (Apêndice 7) e outro para o sistema operando com os dois compressores (Apêndice 8).

Por fim no Apêndice 9 apresentam-se os cálculos das espessuras de isolamento, realizados com auxílio do software Microsoft Excel 2016.

Tabela 3 - Dimensional e Desempenho das Linhas do Sistema de Refrigeração

Linha	D <sub>tubo</sub>	e <sub>isolam</sub>	u <sub>mín</sub> (m/s)	u <sub>máx</sub> (m/s)	Δp (kPa)	Q (W)
Sucção	1 3/8"	3/4"	3,73	12,6	4,50	16,3
Descarga	7/8"	2"	4,28	14,4	13,0	-20,9
Líquido (Pré reservatório)	3/4"	1"	0,23	1,55	1,6	-6,1
Líquido (1 Compressor)	7/8"	1 1/2"	0,20	0,61	1,0	-28,5
Líquido (2 compressores)	7/8"	1 1/2"	0,61	1,24	30,0	-28,5

Fonte: o autor (2017).

O último equipamento dimensionado para o sistema de refrigeração foi o reservatório de líquido pois, segundo Stoecker e Jabardo (2002), o mesmo tem sua capacidade calculada para armazenar todo o líquido presente no condensador, evaporador e nas linhas para uma eventual parada de manutenção. A avaliação precisa do volume necessário pode ser de difícil mensuração, entretanto aproximações podem ser tomadas como base. Para o evaporador com alimentação por baixo, modelo o qual se deseja testar, deve-se considerar que 80% do volume interno do mesmo seja preenchido por líquido. Para o condensador deve se admitir que 50% da sua base em massa seja líquido, este volume  $V_t$  [m<sup>3</sup>] pode ser estimado através da equação 12.

$$V_t = V \left[ \frac{\rho_v}{\rho_l + \rho_v} \right] \quad (12)$$

Onde  $V$  é o volume interno total do condensador [m<sup>3</sup>],  $\rho_l$  e  $\rho_v$  as densidades do líquido e do vapor saturado do fluido respectivamente [kg/m<sup>3</sup>].

A linha de líquido teve seu volume  $V_{linha}$  [m<sup>3</sup>] calculado simplificando-a como um tubo de diâmetro único conforme Equação 13.

$$V_{linha} = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right) l_{tubo} \quad (13)$$

Nesta equação  $l_{tubo}$  é o comprimento total da tubulação [m].

Com análise aos catálogos dos produtos da empresa observou-se que o evaporador de maior volume interno a ser testado na bancada possui 0,027m<sup>3</sup>, desta maneira, o

volume de líquido fica em torno de  $0,0216\text{m}^3$ . Para determinar o volume necessário para o condensador utilizou-se as densidades interpoladas da figura do Anexo 4 de  $1125$  e  $60,99\text{ kg/m}^3$  para o líquido e vapor saturado, respectivamente. O volume interno total ( $0,0463\text{ m}^3$ ) foi retirado do anexo 3. O volume de líquido o qual comporta o condensador foi estimado em  $0,0439\text{ m}^3$ . Por fim, conforme o Apêndice 9, o comprimento total da tubulação da linha de líquido do condensador até o reservatório é de aproximadamente  $1,1\text{ m}$ , totalizando um volume de líquido de  $0,0003\text{ m}^3$ . Do reservatório até o evaporador está definido  $5,8\text{ m}$  de tubulação, com volume aproximado de  $0,0022\text{ m}^3$ . O volume total do reservatório de líquido foi calculado somando-se os volumes de líquido do evaporador, condensador e da tubulação da linha gerando o equivalente a  $0,068\text{ m}^3$ . O modelo selecionado foi o THR28-1000, do fabricante Colden, conforme catálogo do Anexo 5.

O circuito de refrigeração ainda deve conter um filtro separador de óleo, do fabricante Danfoss, modelo DML 167s, localizado na linha de descarga, após o compressor, visando eliminar o óleo deste presente na mistura do refrigerante. Para realizar-se o teste previsto na norma ABNT NBR 15372 (2006) de concentração de óleo do compressor no fluido refrigerante, uma derivação na linha de líquido deve ser prevista. A abertura desta se dará por uma válvula de bloqueio, também do fabricante Danfoss, modelo GBC.

### 3.2.3.2 Dimensionamento do Sistema de Ventilação, Aquecimento e Umidificação

O desempenho dos evaporadores sob teste está diretamente ligado com a mistura de ar a qual este refrigera. Parâmetros como temperatura e o teor de umidade devem ser mantidos controlados para que a medição da capacidade frigorífica e ainda teste de sistemas de degelo do equipamento sejam satisfatórios. (PISKE, 2004)

Para se garantir este domínio sobre o sistema de controle de umidade foi definida para o projeto do calorímetro uma rede de 4 bicos pulverizadores alimentados com água da rede tratada. Dispostos a frente dos ventiladores responsáveis por gerar o fluxo de ar no túnel de vento. Devido à restrição da passagem da água pelo orifício, esta é aspergida na forma de gotículas sobre o ar, gerando uma névoa d'água sobre o ambiente. O modelo selecionado foi o BLM do fabricante Bikos. A pressão de alimentação da rede é de aproximadamente  $200\text{ kPa}$  ( $2\text{ bar}$ ), o que, conforme dados da Tabela 4, geram uma vazão total de  $19,2\text{ L/h}$  ( $5,33 \times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$ ).

O sistema de umidificação desenvolvido é exclusivo para testes de sistemas de formação de geada e de degelo no evaporador sob teste na bancada. Pois, conforme recomendação da norma ABNT NBR 15372 (2006), não se adiciona umidade ao ambiente com temperaturas do ar abaixo dos 0 °C e que devem ser realizados diversos ciclos de degelo até que o ar esteja seco para realizar a medição da capacidade frigorífica.

Tabela 4 - Dados de Vazão do Bico Aspersor Selecionado

Conexão NPT/BSP	Modelo	Diam Orifício	Pressão (bar)							
			2	5	10	15	20	30	40	50
			Vazão (L/h)							
1/4"	1,5	0,5 mm	4,8	7,6	10,8	13,2	15,3	18,7	22	24

Fonte: Bikos (2017).

O sistema de aquecimento e simulação da carga térmica de produtos será realizado por um banco de resistências do tipo tubular fabricadas em aço inox. Os tubos serão recobertos por aletas, a fim de uniformizar a transferência de calor para o meio. Para definir a potência necessária das resistências utilizou-se como limite a carga térmica a ser removida pelo maior evaporador em teste na bancada (60 kW).

Serão utilizadas 12 resistências do modelo ilustrado na Figura 32, já utilizado em outras aplicações da empresa, cada uma com capacidade para dissipar 5 kW de calor.

Figura 32 - Resistência Tubular com Aletas



Fonte: o autor (2017).

O controle do calor adicionado ao ambiente será realizado através de um controlador de potência (potenciômetro) modelo SVMT-100A-380V-107-IP, do

fabricante Varixx com capacidade para máxima de 65 kW de potência quando operando em rede trifásica e tensão 220 V.

Para compensar a perda de carga do ar ao longo do túnel de vento e uniformizar a distribuição de umidade e calor, serão utilizados três ventiladores da marca EBM Papst, modelo S8D800-CD01-01. Com motor acoplado de 1,27 kW, 8 polos e tensão 380 V cada, eles poderão promover uma vazão de ar de 30.000 m<sup>3</sup>/h a uma diferença de pressão de 92,5 Pa. O critério de escolha deste conjunto foi baseado na premissa de gerar-se uma vazão de ar superior a do maior evaporador a ser testado na bancada (28.000 m<sup>3</sup>/h). O controle da velocidade será executado com o inversor de frequência Micromaster 440 6SL3210-1KE14-3AB2 do fabricante Siemens.

### 3.2.3.3 Dimensionamento do Sistema de Isolamento Térmico

Segundo Piske (2004), para se garantir o correto funcionamento da bancada a qual o evaporador sob teste está inserido, com possibilidade de controle da carga térmica no ambiente, deve-se assegurar que o calor absorvido devido ao gradiente de temperatura em relação ao meio externo seja menor que a capacidade frigorífica nominal a qual o evaporador foi projetado para remover. Tendo em vista que, para este tipo de projeto, a carga térmica é controlada e simulada por resistências elétricas e ainda levando em consideração que durante o teste a câmara do evaporador permanece totalmente fechada.

Para Pirani (2007), a carga térmica oriunda do gradiente de temperatura dos ambientes interno e externo ( $\dot{Q}_{camara}$ ) [W] pode ser deduzida através da equação 14.

$$\frac{\dot{Q}_{camara}}{A_{total}} = \frac{(T_{ext} - T_{int})}{R_t} \quad (14)$$

Onde  $A_{total}$  é a área correspondente as paredes e teto da câmara [m<sup>2</sup>] e  $R_t$  é a resistência térmica da parede ao fluxo de calor [m<sup>2</sup>K/W], definida na equação 15.

$$R_t = \frac{1}{c_{int}A_{total}} + \frac{e_a}{k_aA_{total}} + \frac{e_i}{k_iA_{total}} + \frac{1}{c_{ext}A_{total}} \quad (15)$$

Nesta equação  $c_{int}$  é o coeficiente convectivo do ar no lado interno da câmara [W/m<sup>2</sup>K],  $e_a$  e  $k_a$  são a espessura [m] e a condutividade térmica da chapa de aço de

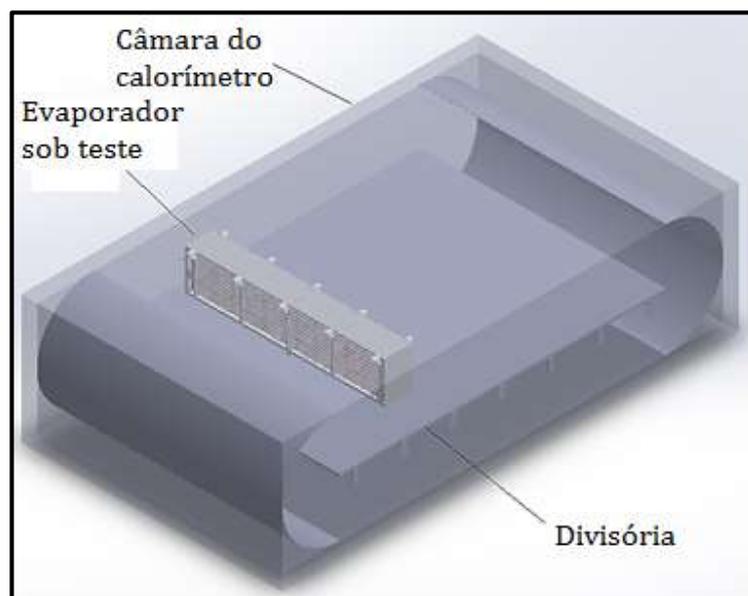
cobertura do isolamento [W/mK] e  $e_i$  e  $k_i$  são a espessura [m] e a condutividade térmica do isolamento [W/mK].

O cálculo aproximado da espessura de isolamento consiste em utilizar-se apenas a resistência imposta pelo isolamento ao fluxo térmico, desprezando-se, a favor da segurança, demais formas (condução pelas paredes de aço, alvenaria e convecção pelas passagens interna e externa do ar e etc.). Juntando-se as equações 14 e 15 e isolando-se  $e_i$  obtém-se a equação 16 para definição do isolamento necessário. (PIRANI, 2007).

$$e_i = \frac{k_i(T_{ext} - T_{int})A_{total}}{\dot{Q}_{camara}} \quad (16)$$

Para determinar a espessura do isolamento do calorímetro considerou-se, conforme Pirani (2007), o maior gradiente térmico de teste possível, simulando um dia de verão intenso porém com o equipamento localizado à sombra. Nesta condição, as temperaturas consideradas para o ar interna e externa a câmara encontram-se a -10 e 35 °C respectivamente. Em análise aos produtos da empresa os quais deseja-se testar, verificou-se que, para o ambiente apresentado, o menor evaporador tem capacidade frigorífica de 7,6 kW. Para este valor, o diferencial de temperatura entre o fluido refrigerante e o ar que escoar pelo evaporador é de 8 °C, ou seja, a temperatura de evaporação está regulada em -18 °C.

Figura 33 - Modelamento do Calorímetro com o Evaporador sob Teste



Fonte: o autor (2017).

Os ventiladores deste produto e do túnel de vento dissipam juntos cerca de 2,8 kW em sua operação, logo a carga máxima permitida para as paredes da câmara é de 4,8 kW. Para determinar-se a área de troca foi necessário o modelamento da câmara do calorímetro de forma a abrigar o maior modelo de evaporador, conforme Figura 33. Nela é possível observar ainda a divisória com isolamento em poliuretano de espessura de 120 mm, responsável pela formação do túnel de vento o qual o ar será conduzido. A câmara modelada possui 2 m de altura, 4 m de largura e 7 m de comprimento, totalizando uma área de troca de 72 m<sup>2</sup> e um volume interno de 56 m<sup>3</sup>. Os painéis de isolamento que a constituirão terão isolamento térmico em poliuretano e são envoltos por chapa em aço galvanizado de 0,5 mm de espessura em ambos os lados.

A espessura mínima do isolante térmico necessária para atendimento ao projeto foi definida em 0,05 m, pois este é o valor padrão de mercado para painéis frigoríficos pré-fabricados imediatamente superior ao valor de 0,018 m encontrado através da resolução da equação 17.

A câmara a qual estarão contidos os demais equipamentos (compressores, condensador e tanque de líquido) será construída com paredes de alvenaria, com aproximadamente 0,2 m de espessura, visando eliminar-se correntes de ar externas e estabilizar a sua temperatura interna. Definiu-se suas dimensões externas em 8 metros de largura, 10 metros de comprimento e 4 metros de altura (volume de 32 m<sup>3</sup>). Para facilitar a rejeição de calor do condensador e evitar o aquecimento desta câmara, tornando as temperaturas instáveis, dois exaustores de Ø1 m, com motores de 3,73 kW e velocidade controlada por inversor de frequência, modelo EQ1000T6 do fabricante Qualitas, deverão ser instalados no teto. A curva de operação e os dados técnicos encontram-se no Anexo 6.

#### 3.2.3.4 Dimensionamento do Sistema de Medição

A escolha dos equipamentos de medição (precisão e faixa de trabalho) é fundamental no êxito dos ensaios realizados na bancada pois os parâmetros calculados são realizados com base na leitura emitida por estes instrumentos. Determinar o resultado de uma medição realizada significa atribuir um valor para uma grandeza física. Pode ser obtida de maneira direta, quando o próprio instrumento de medição indica o valor para a condição sob teste, ou de maneira indireta, quando o valor o qual deseja-se

conhecer é função de um ou mais resultados medidos de modo direto. (PISKE, 2004)

A mensuração de uma grandeza é expressa em função dos valores obtidos nos instrumentos e ainda de uma incerteza associada a este resultado, a qual indica a qualidade da medição. Esta informação é importante para se conhecer os limites para os quais o produto obtido pode estar variando e ainda a confiabilidade da grandeza em estudo. (PISKE, 2004)

Conforme Gallas, quando um parâmetro é mensurado de maneira indireta, ou seja, através de uma função que correlaciona as variáveis, incerteza padrão combinada ( $i_{mc}^2$ ) [-] a esta é expressa através da equação 9.

$$i_{mc}^2 = \sum_{i=1}^N \left[ \frac{df}{dx_i} \right]^2 i_m^2(x_i) \quad (9)$$

Onde  $f$  é a função que associa as  $N$  variáveis  $x_i$  envolvidas no processo e  $i_m(x_i)$  é a incerteza padrão para a variável  $x_i$ .

Na Tabela 5 constam as grandezas as quais devem ser medidas durante o teste bem como a precisão exigida para a mesma, conforme norma ABNT NBR 15372 (2006).

Tabela 5 - Precisão das Grandezas Monitoradas na Bancada

<b>Grandeza Monitorada</b>	<b>Precisão do Resultado Medido</b>
Temperatura do ar	+/- 0,1 °C
Temperatura da água	+/- 0,1 °C
Temperatura fluido refrigerante	+/- 0,3 °C
Pressão fluido refrigerante	+/- 2%
Pressão do ar	+/- 1% ou +/- 0,5 Pa
Pressão da água	+/- 2%
Vazão fluido refrigerante	+/- 2%
Vazão de água	+/- 2%
Massa específica da água	+/- 1%
Velocidade do ar	+/- 1%
Potência elétrica ventiladores	+/- 1%
Potência elétrica aquecedores	+/- 2%

Fonte: o autor (2017).

A medição das temperaturas do ar no túnel de vento em serpentinas com área de face de até 0,76 m<sup>2</sup> deverá ocorrer por pelo menos 4 pontos distintos, igualmente espaçados. Para valores de área maiores, deverá ser adicionado um ponto de coleta a mais a cada 0,19 m<sup>2</sup> excedente. O valor adotado para cálculos será a média aritmética dos valores obtidos nas leituras.

Conforme a norma ABNT NBR 15372 (2006) a vazão de fluido refrigerante pode ser medida de duas maneiras: por um instrumento do tipo integrador ou indicador ou ainda por um trocador de calor resfriado a água, denominado de calorímetro de fluido secundário. Na utilização deste último método, a vazão é determinada pela variação de temperatura da água e ainda pela variação da entalpia do refrigerante.

A empresa optou por equipar a bancada com os dois métodos recomendados, possibilitando futuras adequações às normas internacionais, as quais exigem as duas formas de medição. O medidor de vazão do tipo Coriolis descrito no quadro 8 foi escolhido como instrumento do tipo indicador e será instalado na linha de líquido, entre o tanque reservatório e o dispositivo de expansão.

Um trocador de calor duplo-tubo foi escolhido para o calorímetro de fluido secundário. O local de instalação deste será na linha de descarga de cada compressor, utilizando-se da própria tubulação de diâmetro 7/8" para parte interna do equipamento. O fluido secundário (água) será transportado por uma seção anular de 2" x 7/8" por uma bomba centrífuga da marca Schneider, modelo ASP-98, a qual gera uma vazão de 1,03 m<sup>3</sup>/h a uma pressão de 10 mca (98 kPa). O motor de 2 polos integrado na bomba possui 245 W de potência e terá sua velocidade controlada por um inversor de frequência Micromaster 440 6SL3210-1KE14-3AB2 do fabricante Siemens. O catálogo e as curvas características de operação da bomba podem ser visualizados no Anexo 7 deste trabalho.

A planilha construída com auxílio do software Microsoft Excel 2016 com os parâmetros construtivos e os cálculos realizados para dimensionamento do calorímetro é mostrada no Apêndice 10. A vazão mássica do fluido refrigerante ( $\dot{m}$ )[kg/s] pode ser obtida pela equação 17.

$$\dot{m} = \dot{m}_{h_2o} \frac{h_{s,ág} - h_{e,ág}}{h_e - h_s} \quad (17)$$

Onde  $\dot{m}_{h_2o}$  é vazão mássica da água [kg/s],  $h_{s,h_2o}$  e  $h_{e,h_2o}$  são as entalpias de entrada e saída da água [kJ/kg], respectivamente e  $h_e$  e  $h_s$  são as entalpias de entrada e saída do

fluido refrigerante [kJ/kg].

A espessura do isolamento do calorímetro foi definida em 2 1/2" (63,5 mm), adotando-se o critério da ABNT NRB 15372 (2006), a qual comenta que a troca de calor com o meio deve ser pequena de forma que não ultrapasse 5% da capacidade do trocador de calor. Os instrumentos de medição utilizados na bancada estão descritos no Quadro 3.

Quadro 3 - Instrumentos de Medição Utilizados na Bancada

(Continua)

Grandeza/local medição	Marca	Tipo/Modelo	Faixa de Operação	Qtd	Incerteza
Pressão refrig/linha sucção	Wika	Manômetro/ NS 100-40	0 à 400 bar	1	+/- 1%
Pressão refrig/linha de descarga	Wika	Manômetro/ NS 100-40	0 à 400 bar	2	+/- 1%
Pressão refrig/linha líquido	Wika	Manômetro/ NS 100-40	0 à 400 bar	3	+/- 1%
Pressão ar/ ambiente externo	Kimo	Barômetro mercúrio/MP 55	700 à 1100 mbar	1	+/- 0,3%
Temperatura refrig/linha sucção	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe B	-50 à 500 °C	1	+/- 0,3 °C
Temperatura refrig/linha de descarga	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe B	-50 à 500 °C	2	+/- 0,3 °C
Temperatura refrig/linha líquido	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe B	-50 à 500 °C	3	+/- 0,3 °C
Temperatura ar/ ambiente externo	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe B	-50 à 500 °C	1	+/- 0,3 °C
Vazão mássica refrig/linha de líquido	Metroval	Fluxímetro Coriolis/Axion	0 à 0,83 kg/s	1	+/- 0,15%
Vazão mássica água/linha de água calorímetro	Warne	Medidor de vazão de turbina/WVTL	0,17 à 1,7 m <sup>3</sup> /h	2	+/- 0,5%

(Conclusão)

Grandeza medida/local	Marca	Tipo/Modelo	Faixa de Operação	Qtd	Incerteza
Pressão água/linha de água calorímetro	Wika	Manômetro/ NS 100-40	0 à 400 bar	2	+/- 1%
Temperatura água/linha de água antes e depois calorímetro	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe B	-50 à 500 °C	4	+/- 0,3 °C
Temperatura e velocidade do ar/antes e depois do evaporador	Impac	Termoanemometro digital/HD 2103.1	-50 à 400 °C e 0 à 40 m/s	8	+/-0,1 °C e +/-1%
Temperatura ar/interior calorímetro	Wika	Termoresistência/ PT100 Classe AA	-50 à 250 °C	4	+/- 0,1 °C
Pressão do ar/antes e depois do evaporador	Wika	Manômetro/ NS 100-40	0 à 400 bar	1	+/- 1%
Umidade relativa ar/antes e depois do evaporador	Minipa	Termohigrometro/MT H-1362	10 à 90 %	1	2,5%
Potência elétrica/aquecedores e ventiladores	Minipa	Alicate Wattímetro/ET-4095	0 à 99,9 kW	2	0,7%

Fonte: o autor (2017).

Serão realizadas aproximadamente 48 medições simultâneas para o controle e funcionamento da bancada e posterior cálculo da capacidade frigorífica do evaporador. A aquisição dos dados será realizada pelo módulo de registros do fabricante Novus, modelo FieldLogger, o qual possui 8 entradas digitais e 8 analógicas. A automação do sistema será realizada através de um CLP (controlador lógico programável) do mesmo fabricante, modelo XLe.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente capítulo é realizado uma breve explanação acerca dos resultados mensurados, em sequência uma metodologia para cálculo da incerteza dos resultados obtidos é apresentada. A partir desta estimou-se a precisão da bancada projetada. Encerra-se apresentando um resumo geral dos parâmetros de operação do equipamento.

### 4.1 ESTIMATIVA DA INCERTEZA DA MEDIÇÃO DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Em análise a norma ABNT NBR 15372 (2006) nota-se que a capacidade do evaporador sob teste ( $\dot{Q}_o$ ) pode ser obtida de duas maneiras: a primeira analisando-se o lado do fluido refrigerante, expressa pela equação 18 e a segunda realizando-se um balanço energético do calorímetro (câmara do evaporador) através da equação 19.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}[(h_1 - h_4) - 2(1842)w_o(T_1 - T_4)] \quad (18)$$

Onde  $\dot{m}$  é vazão mássica do refrigerante [kg/s], obtida no fluxímetro Coriolis ou no calorímetro de fluido secundário,  $h_1$  e  $h_4$  são as entalpia do refrigerante na saída e entrada do evaporador [kJ/kg], respectivamente,  $w_o$  é a fração mássica de óleo do compressor no fluido refrigerante [kg/kg] e  $T_1$  e  $T_4$  são as temperatura de saída e entrada do refrigerante no evaporador [°C], respectivamente. O coeficiente de valor 1842 representa o valor recomendado pela norma para o calor específico do óleo do compressor [J/kgK].

$$\dot{Q}_o = K_c(T_{amb} - T_{cal}) + P_{aq} + P_{vent} \quad (19)$$

Onde  $T_{amb}$  é a temperatura do ambiente externo ao qual se encontra o calorímetro [°C],  $T_{cal}$  é a temperatura do ambiente interno do calorímetro [°C],  $K_c$  é o fator de perdas do calorímetro [W/°C], ou seja, o calor que este dissipa para cada variação de 1 K na temperatura interna em relação a externa, sem os resistores e ventiladores acionados,  $P_{aq}$  é a potência dissipada pelos resistores de aquecimento [W] e  $P_{vent}$  é a potência total fornecida à todos os ventiladores em operação no teste [W].

A incerteza de medição padrão combinada associada a bancada projetada foi calculada considerando-se que esta esteja operando com o maior evaporador da linha de

refrigeração comercial na sua condição nominal, descrita da Tabela 6.

Para possibilitar o cálculo da capacidade frigorífica pelo lado do ar (calorímetro), estimou-se as perdas ( $K_c$ ) teoricamente através da equação 19, considerando-se o diferencial de temperatura ( $T_{amb} - T_{cal}$ ) como 1 °C. Obteve-se 936 W/°C. O valor real destas ineficiências só é conhecido após a construção e instalação da bancada porque é função da correta vedação das paredes e ainda da homogeneidade do material utilizado como isolante térmico.

Tabela 6 - Parâmetros Iniciais para Cálculo das Incertezas de Medição

<b>Grandeza</b>	<b>Valor Nominal</b>
Perdas no calorímetro	936 W/°C
Temperatura de evaporação	10 °C
Temperatura de condensação	45 °C
Temperatura interna do calorímetro	18 °C
Temperatura ambiente externo	35 °C
Fração mássica óleo no refrigerante	1 %
Quantidade ventiladores túnel	3
Potência total ventiladores túnel	3,81 kW
Quantidade ventiladores evaporador	4
Potência total ventiladores evaporador	2,20 kW

Fonte: o autor (2017).

A concentração de óleo do compressor no fluido refrigerante foi considerada em 1% para fins de cálculo. Esta é a condição limite permitida pela norma ABNT NBR 15372 (2006) e ainda onde as incertezas de medição das temperaturas de entrada e saída do refrigerante no evaporador influem com maior intensidade.

Os cálculos e a metodologia utilizada na determinação da incerteza de medição encontram-se no Apêndice 11 deste trabalho. As Tabelas 7 e 8 apresentam as grandezas as quais devem ser mensuradas para a obtenção da capacidade frigorífica do evaporador pelo lado do fluido refrigerante e pelo lado do ar, respectivamente. Também são mostradas as incertezas associadas a estas medições na condição nominal de operação.

Com as incertezas combinadas obtidas do sistema de medição da bancada observa-se que, para a condição nominal de operação, os resultados reais podem variar em até +/- 388 W em relação ao mensurado quando utilizado o método de ensaio pelo lado do ar e +/- 189 W quando do método pelo lado do refrigerante. Este valor que representa +/- 0,7% da capacidade frigorífica do evaporador no pior caso e pode ser considerado

aceitável quando comparado ao calorímetro calibrado e de ambiente balanceado construído por Piske (2004), o qual obteve 0,68% do valor medido como maior incerteza de medição. Ainda observa-se que a diferença causada por esta incerteza é de difícil percepção em campo quando o sistema está em operação como um todo.

Tabela 7 - Capacidade Frigorífica Lado Fluido Refrigerante

<b>Grandeza</b>	<b>Valor Nominal</b>	<b>Incerteza [+/-]</b>
Vazão mássica fluido refrigerante (kg/s)	0,285	0,004
Temperatura na saída do evaporador (°C)	15	0,3
Pressão na saída do evaporador (kPa)	414,8	4,2
Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)	256,9	0,4
Temperatura na entrada do evaporador (°C)	10	0,3
Pressão na entrada do evaporador (kPa)	415	4,15
Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)	62,5	0,4
<b>Incerteza Padrão Combinada</b>		
Capacidade Frigorífica Lado Refrigerante (W)	55460	189

Fonte: o autor (2017).

Tabela 8 - Capacidade Frigorífica Lado do Ar

<b>Grandeza</b>	<b>Valor Nominal</b>	<b>Incerteza [+/-]</b>
Temperatura ambiente (°C)	35	0,3
Temperatura calorímetro (°C)	18	0,1
Potência elétrica resistores (W)	35226	249
Potência elétrica ventiladores túnel (W)	3810	27
Potência elétrica ventiladores evaporador (W)	2200	15
<b>Incerteza Padrão Combinada</b>		
Capacidade Frigorífica Lado Ar (W)	55460	388

Fonte: o autor (2017).

Nota-se ainda que a incerteza padrão combinada utilizando-se o método de medição pelo lado do ar é duas vezes maior que pelo lado do refrigerante. Este fato está justificado pela imprecisão do alicate wattímetro escolhido para a medição da potência ser em valor percentual e a potência dissipada pelos resistores ser elevada, gerando um erro aleatório grande, que influencia diretamente no resultado. No teste de evaporadores menores na bancada, este valor tem menor significância e os resultados das medições pelo lado do fluido e pelo lado do ar tem a tendência a convergir a um valor comum.

#### 4.2 RESUMO DAS ESPECIFICAÇÕES DA BANCADA

As variações das condições de operação da bancada estão diretamente condicionadas aos equipamentos que a compõem. O maior limitante do sistema de refrigeração é o equipamento de compressão adotado, o qual permite variar-se a capacidade do evaporador de 9,4 a 66 kW para uma temperatura de evaporação de 10 °C. Esta última foi adotada pois nesta condição a maior vazão mássica de refrigerante é solicitada.

Outro limitante é o sistema de expansão, sendo necessária a utilização de duas válvulas de expansão termostática para atender a faixa de capacidade dos produtos testados. Para o sistema operando com um compressor apenas, a válvula de expansão termostática adotada (TGE 20) opera com vazões que permitem que o evaporador tenha uma capacidade frigorífica de 8,6 a 34 kW. Para valores superiores é necessário a utilização do outro modelo de válvula (TGE 40), que proporciona capacidade de 17,6 a 70 kW. Na Tabela 9 é mostrado um resumo da bancada projetada e, quando existente, apresenta-se a especificação desejada inicialmente.

Tabela 9 - Resumo de Operação da Bancada

Especificação	Faixa de Operação		Especificação	
	Máx	Mín	Máx	Mín
Frequência do compressor (Hz)	87	25	-	-
Capacidade frigorífica (kW)	66,4	9,35	60	9
Potência compressor absorvida (kW)	18,1	2,3	-	-
Capacidade do condensador (kW)	85,6	11,7	-	-
COP	3,67	4,05	-	-
Vazão de fluido refrigerante (kg/h)	1.590	223	1.550	250
Diâmetro da linha de sucção	1 3/8"		-	-
Diâmetro da linha de descarga	7/8"		-	-
Diâmetro da linha de líquido antes do reservatório	3/4"		-	-
Diâmetro da linha de líquido até o evaporador	7/8"		-	-
Capacidade do reservatório líquido (litros)	100		-	-
Vazão do umidificador de ar (litros por hora)	19,2		-	-
Potência resistores de aquecimento (kW)	0	60	60	0
Vazão de ar dos ventiladores do túnel (m <sup>3</sup> /h)	30.000		28.000	
Espessura isolamento câmara frigorífica (mm)	50		-	

Fonte: o autor (2017).

## 5 CONCLUSÃO

A proposta deste trabalho foi o projeto preliminar de uma bancada destinada à medição da capacidade frigorífica de evaporadores tubo aletados. Este objetivo foi alcançado de forma estratégica por meio da metodologia de projeto adotada e da revisão bibliográfica, facilitando na construção de um conceito que aliasse as necessidades da empresa com as exigências técnicas que um equipamento deste tipo exige.

A realização do projeto visando atender a norma ABNT NBR 15372 oportunizou o estudo de configurações de bancadas de forma objetiva, buscando-se detalhes importantes e restringindo os parâmetros de forma a tornar os resultados mais precisos. A bancada ainda permite o entendimento do funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor, em condições reais de operação e aplicação dos componentes do sistema buscando a otimização da instalação frigorífica como um todo.

O modelo de bancada configurado permitirá a empresa evidenciar muitos problemas encontrados em campo com os evaporadores fabricados atualmente. Poderá agilizar o processo de desenvolvimento de novos produtos e novas tecnologias, sendo possível a tomada de decisões que aumentem a capacidade frigorífica dos produtos, possibilitando torná-los mais compactos e por consequência reduzindo seu custo de produção. Outra oportunidade que vislumbra-se é a homologação dos produtos junto a grandes instaladores internamente, reduzindo significativamente o tempo e o custo entre a proposta comercial de fornecimento e a entrega do primeiro pedido.

O principal fator avaliado na criação do conceito do projeto foi tornar a faixa de trabalho da bancada o mais amplo possível. Esta foi limitada pelo sistema de refrigeração, com o compressor, ainda assim possibilitou-se a operação de evaporadores com capacidades que vão de 9,35 a 60 kW para as temperaturas de evaporação e condensação de 10 °C e 45 °C, respectivamente. Esta faixa pode ser ampliada ou reduzida modificando-se os parâmetros de umidade e vazão do ar, o diferencial entre as temperaturas de evaporação e ambiente do calorímetro e ainda a temperatura de condensação.

Os instrumentos do sistema de medição mostraram-se adequados, possibilitando uma incerteza de medição para condição de operação nominal de +/- 0,189 kW (0,34%) quando avaliados em relação as propriedades do fluido refrigerante R134a. A grande dificuldade para estimar estes valores foi evidenciada pelo fato de não ter sido realizada a montagem da bancada e calibração das perdas produzidas pela câmara frigorífica,

ficando estas como primeira sugestão para trabalhos futuros. A segunda sugestão é realizar os testes de operação da bancada na condição nominal, validando o condensador e os sistemas de aquecimento e umidificação do ar projetados. Uma terceira e última sugestão é a realizar testes variados na bancada, procurando criar um banco de dados de operação do fluido refrigerante R134a, otimizando os cálculos e dimensionamento dos produtos. A partir deste pode-se estimar, com razoável precisão e coeficientes multiplicadores, a capacidade do evaporador operando com outros fluidos halogenados.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **25**: Methods of Testing Forced Convection and Natural Convection Air Coolers for Refrigeration. 2 ed. Chicago: Ashrae, 2016. 14 p.

AMOR, Alonso. **Perdas de carga na seleção de tubulações**. 2014. Resfriando o seu portal sobre refrigeração. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/category/artigos-tecnicos/>>. Acesso em: 01 de outubro de 2017.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15372**: Resfriadores de ar para refrigeração: Métodos de ensaio. 1 ed. São Paulo: Abnt, 2006. 23 p.

BITZER. **Boletim de Engenharia 21**: Medição e Regulagem do Superaquecimento e Sub-resfriamento. 2017. 5p. Boletim técnico.

CASTRO, Daniel Manzarin. **Análise de Eficiência de um Sistema de Ar Condicionado**. 2007. 58 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Foz do Iguaçu, 2007.

CASTRO J. **Apostila de refrigeração**. Editora UNIVASF: Petrolina – PE, 2015.

CIABE. Refrigeração Comercial. Disponível em: < <http://ciabe.com.br/produto/blocos-aletados-amonia>>. Acesso em: 28 de abril de 2017.

COLDEN. **Tanque de Líquido**. 2017. Disponível em: < <http://www.colden.com.br/tanque-liquido.php>>. Acesso em: 9 de novembro de 2017.

CONCEIÇÃO, Micael L.; FERREIRA, Vitor P. Desenvolvimento de uma Ferramenta Didática para Avaliação de Sistemas de Refrigeração em Cascata. In: XIV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial, 2014, Salvador. **Anais...** p.01-20.

COSTA, E. C. Da. **Refrigeração**. 3ª Edição. São Paulo: Blucher, 1982.

CRESTANI, Eliézer S., VALLÉRIUS, Maurí C. **Desenvolvimento de Bancada para Verificação dos Ciclos de Refrigeração**. 2013. 54 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Horizontina, Horizontina, 2013.

DANFOSS. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Disponível em: < <http://products.danfoss.com.br/refrigeration-and-air-conditioning/#>>. Acesso em: 13 de agosto de 2017.

DA SILVA, Marcelino N. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. 1ª edição. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

DEBIASI, Ivan L. **Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica de um Material Alternativo para Serpentina de Tubo Liso**. 2008. 64 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2008.

EBM Papst. VENTILADORES AXIAIS. Disponível em: <  
[http://www.ebmpapst.com.br/media/content/downloads/Axiais\\_hyblade\\_web.pdf](http://www.ebmpapst.com.br/media/content/downloads/Axiais_hyblade_web.pdf)>.  
 Acesso em: 02 de novembro de 2017.

ELETROBRÁS. RESULTADOS PROCEL 2016. Disponível em:  
 <<http://www.procelinfo.com.br/resultadosprocel2016>>. Acesso em: 05 de março de 2017.

EBM PAPST. **Ventiladores Axiais Hyblade**. 2017. Disponível em: <  
[http://www.ebmpapst.com.br/media/content/downloads/Axiais\\_hyblade\\_web.pdf](http://www.ebmpapst.com.br/media/content/downloads/Axiais_hyblade_web.pdf)>.  
 Acesso em: 9 de novembro de 2017.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

GALLAS, Márcia R. **Incerteza de Medição**. 2000. 10 p. Notas de aula.

HERMES, Christian J. L., MELO, Cláudio, KNABBEN, Fernando T. Alternative Test Method to Assess the Energy Performance of Frost-free Refrigerating Appliances. Florianópolis: **Elsevier**., v. 50, p. 1029-1034, agosto 2012. Disponível em:  
<http://www.elsevier.com/locate/apthermeng>. Acesso em: 06 maio de 2017.

INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S.. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JABARDO, J. M. S., MAMANI, W. G, IANELLA, M. R. Modeling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor. **International Journal of Refrigeration**, 25. 2002. Elsevier Science. p 1157-1172

JOFFILY, Leandro A. L. **Caracterização do Desempenho de Compressores de Refrigeração Segundo um Ciclo Superaquecido de Teste**. 2007. 159 p. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas – Universidade de Brasília, Brasília, 2007.

LANDETA, Carlos E. C. **Estudo Comparativo da Influência da Geometria do Evaporador e da Escolha do Fluido na Eficiência de um Sistema de Refrigeração**. 2015. 61 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2015.

MARTINELLI JUNIOR, L.C. **Refrigeração e Ar-condicionado: Histórico, Ciclo de compressão, Diagramas de Mollier, Refrigerantes - DeTEC**. 2005. 42 p. Unijuí. Apostila.

MATOS, R. S. **Refrigeração**. [199?]. p. 51. UFPR, Paraná. Apostila.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NETO, Alfredo I.; FAVARETTO, Fábio. Projeto conceitual: O projeto da “Forma” do produto. In: V Congresso Brasileiro de Gerenciamento de Projetos, 12 de agosto 2005, Curitiba. **Anais...** p.01-09.

OLIVEIRA, Reginaldo S. de. **Metodologia para Caracterização do Desempenho de Unidades de Ar Condicionado Tipo Janela**. 2003. 109 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2003.

OLIVEIRA, Vinícius T. de. **Instrumentação da Bancada de Refrigeração Industrial no Labsister para Avaliar o Coeficiente de Eficácia do Sistema**. 2011. 58 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2011.

PAHL, Gerhard, BEITZ, Wolfgang, FELDHUSEN, Jorg, GROTE, Karl-Heinrich. **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações**. São Paulo: E. Blücher, 2005.

PARK, Y. C., KIM, Y., CHO, H. Thermodynamic Analysis on the Performance of a Variable Speed Scroll Compressor with Refrigerant Injection. **International Journal of Refrigeration**, **25**. 2002. Elsevier Science. p 1072-1082

PINTO, Rochelly S.; FONTENELLE, Maria A. M. Desdobramento da função qualidade – QFD no processo de desenvolvimento de produtos: Uma aplicação prática. In: XXIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção, 2013, Salvador. **Anais...** p.01-20.

PIRANI, M. J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. 2007. 239 p. Apostila.

PISKE, A. C. **Desenvolvimento de um Calorímetro para Avaliação de Evaporadores**. 2004. 135 P. Dissertação de mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUCPR, Curitiba, 2004.

REFRIGERAÇÃO CENTRAL. **Evaporador Consul Roll Bond**. 2017. Disponível em: <<http://refrigeracaocentral.com.br/br/inicio/1741-evaporador-consul-280l-roll-bond-240800209.html>>. Acesso em: 06 de dezembro de 2017.

ROSSETTO, João P. **Análise de Fontes de Erro na Medição de Vazão Mássica em Ensaios de Compressores de Refrigeração**. 2014. 139 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

SOLUÇÕES INDUSTRIAIS. **Evaporador a Placas Brasadas**. 2017. Disponível em: <<http://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/maquinas-e-equipamentos/abc-transcalor-refrigeracao/produtos/refrigeracao-ventilacao-e-exaustao/evaporador-de-placas-brasadas>>. Acesso em: 06 de dezembro de 2017.

SCHNEIDER. **Motobombas Centrífugas Monoestágio**. 2017. Disponível em: <<http://www.schneider.ind.br/produtos/motobombas-de-superf%C3%ADcie/light/autoaspirantes/asp-98/>>. Acesso em: 06 de novembro de 2017.

SEO, Jung A., LIM, Tae H., SHIN, Younggy, LEE, Seung H., KIM, Sanghun. Case Study of Fault Detection and Diagnosis of a Household Air Conditioner with a Dynamic Refrigeration Cycle Simulator. Seoul, Coréia do Sul: **Elsevier**, v. 94 , p. 198-208, outubro 2015. Disponível em: <http://www.elsevier.com/locate/apthermeng>. Acesso em: 06 maio de 2017.

SILVA, Alessandro da. Aplicação dos Fluidos Naturais na refrigeração para supermercados: Sistemas Cascata com CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado**, Brasília, v.2, p.13-34, 2011.

SILVA, M. N. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. **Fundamentos da termodinâmica**. 6ª edição. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 2003.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2ª ed. São Paulo: Blucher, 2002.

TIMMERMANN, Marco A.S., BARBOSA Jr, Jader R. Performance Evaluation of Peripheral-Finned Tube Evaporators under Frosting Conditions. IN: 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2016, West Lafayette, EUA. **Anais...** p. 1-10.

VALDÉZ, Eduardo R. **Diseño de un Calorímetro para la Evaluación de los Efectos de la Formación de Escarcha en los Intercambiadores de Calor**. 2013. 70 p. Dissertação de Mestrado – Universidad Autónoma de Nuevo Leon, San Nicolás de los Garza, 2013.

## APÊNDICE 1 – ALTERNATIVAS PARA ATENDER REQUISITOS DO PROJETO

Especificação Projeto	Meta	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Tipo de bancada	Calorímetro calibrado e de ambiente balanceado	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U fechado.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U aberto.
Tipo construtivo	Modular	Compressor parafuso com inversor de frequência.	Compressor pistão.	Compressor pistão com inversor de frequência.
Capacidade frigorífica	De 9 até 60 kW	Ventilador único com inversor de frequência.	Múltiplos ventiladores sem controle de velocidade.	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.
Vazão de ar ventiladores evap.	28.000 m <sup>3</sup> /h	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.		
Fluido de trabalho	Fluido HFC (R134a)	Flange conforme norma DIN.	Flange conforme norma ANSI.	Flange conforme padrão da empresa.
União entre componentes	Flangeada			
Medição de vazão mássica do refrigerante	Até 1550 kg/s	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário		
Material da tubulação	Não ter afinidade química com o fluido refrigerante	Tubulação em cobre.	Tubulação em alumínio.	Tubulação em aço carbono.
Ambiente evaporador	Câmaras com isolamento térmico	Isolamento em poliuretano.	Isolamento em poliestireno.	-
Ambiente demais componentes				
Tamanho evaporadores	0,7 a 3,5 m de comprimento	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.		
Medição temperatura fluido	Máxima 50 °C condensador e mínima -20 °C evaporador	Poço termométrico com termômetro de bulbo.	Poço termométrico com termopar.	Termopar indexado ao tubo.
Medição pressão fluido	Até 3500 Kpa	Manômetro.	Transdutor de pressão.	-
Medição velocidade ar	Até 8 m/s	Anemômetro digital	Termoanemômetro digital	Tubo de pitot
Medição temperatura do ar	Máxima 40 °C e mínima -10 °C	Termômetro de bulbo		Termopar
Umidificação do ar	Repor a umidade removida pelo evaporador	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Adição de ar ambiente + umidificador	-
Conexão de óleo no fluido refrigerante	Máximo 1% da mistura	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste		
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	Temperatura no calorímetro não deve variar mais que 0,6 °C	Resistência elétrica	Serpentina de gás quente oriunda do compressor	-
	101 kPa +/- 3,4 kPa	Barômetro mercúrio	Barômetro aneróide	-

Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 2 – CONFIGURAÇÕES DE BANCADA PARA O CALORÍMETRO

(Continua)

Especificação Projeto	Meta	Modelo 1			Modelo 2		Modelo 3	
		Calorímetro calibrado e de ambiente balanceado Modular	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U fechado.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U fechado.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U aberto.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U aberto.	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U aberto.
Tipo construtivo		Compressor pistão com inversor de frequência.	Compressor pistão.	Compressor pistão com inversor de frequência.	Compressor pistão.	Compressor pistão com inversor de frequência.	Compressor pistão com inversor de frequência.	Compressor para fuso com inversor de frequência.
Capacidade frigorífica	De 9 até 60 Kw	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.	Múltiplos ventiladores sem controle de velocidade.	Ventilador único com inversor de frequência.	Múltiplos ventiladores sem controle de velocidade.	Ventilador único com inversor de frequência.	Ventilador único com inversor de frequência.	Ventilador único com inversor de frequência.
Vazão de ar ventiladores evap.	28.000 m <sup>3</sup> /h	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.
Fluido de trabalho	Fluido HFC (R134a)	Flange conforme norma ANSL	Flange conforme norma ANSL	Flange conforme norma ANSL	Flange conforme padrão da empresa.	Flange conforme norma DIN.	Flange conforme norma DIN.	Flange conforme norma DIN.
União entre componentes	Flangeada	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário.	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário.	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário.	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário			
Medição de vazão mássica do refrigerante	Até 1550 kg/s	Tubulação em cobre.	Tubulação em cobre.	Tubulação em cobre.	Tubulação em aço carbono.	Tubulação em alumínio.	Tubulação em alumínio.	Tubulação em alumínio.
Material da tubulação	Não ter afinidade química com o fluido refrigerante	Isolamento em poliuretano.						
Ambiente evaporador	Câmaras com isolamento térmico	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.
Ambiente demais componentes		Poço termométrico com termopar.						
Tamanho evaporadores	0,7 a 3,5 m de comprimento	Manômetro.						
Medição temperatura a fluido	Máxima 50 °C condensador e mínima -20 °C evaporador	Termoanemômetro digital	Termoanemômetro digital	Termoanemômetro digital	Termopar	Termômetro de bulbo	Termômetro de bulbo	Termômetro de bulbo
Medição pressão fluido	Até 3500 Kpa	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento
Medição velocidade ar	Até 8 m/s	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro aneróide	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio
Medição temperatura do ar	Máxima 40 °C e mínima -10 °C	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste
Umidificação do ar	Repor a umidade removida pelo evaporador	Resistência elétrica	Resistência elétrica	Resistência elétrica	Serpentina de gás quente oriunda do compressor	Resistência elétrica	Resistência elétrica	Resistência elétrica
Pressão Ambiente	101 kPa +/- 3,4 kPa	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro aneróide	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio	Barômetro mercúrio
Concentração de óleo no fluido refrigerante	Máximo 1% da mistura							
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	Temperatura no calorímetro não deve variar mais que 0,6 °C							
	101 kPa +/- 3,4 kPa							

(Conclusão)

Especificação Projeto	Meta	Modelo 4	Modelo 5
Tipo de bancada	Calorímetro calibrado e de ambiente balanceado	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.
Tipo construtivo	Modular	Compressor pistão com inversor de frequência.	Compressor pistão com inversor de frequência.
Capacidade frigorífica	De 9 até 60 Kw	Ventilador único com inversor de frequência.	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.
Vazão de ar ventiladores evap.	28.000 m <sup>3</sup> /h	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.
Fluido de trabalho	Fluido HFC (R134a)	Flange conforme norma ANSI.	Flange conforme norma ANSI
União entre componentes	Flangeada	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário
Medição de vazão mássica do refrigerante	Até 1550 kg/s	Tubulação em cobre.	Tubulação em cobre.
Material da tubulação	Não ter afinidade química com o fluido refrigerante	Isolamento em poliuretano.	Isolamento em poliuretano.
Ambiente evaporador	Câmaras com isolamento térmico	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.
Ambiente demais componentes		Termopar indexado ao tubo.	Poço termométrico com termopar.
Tamanho evaporadores	0,7 a 3,5 m de comprimento	Transdutor de pressão.	Manômetro.
Medição temperatura fluido	Máxima 50 °C condensador e mínima -20 °C evaporador	Anemômetro digital	Tubo de pitot
Medição pressão fluido	Até 3500 Kpa	Termômetro de bulbo	Termopar
Medição velocidade ar	Até 8 m/s	Adição de ar ambiente + umidificador	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento
Medição temperatura do ar	Máxima 40 °C e mínima -10 °C	Barômetro aneroide	Barômetro mercúrio
Umidificação do ar	Repor a umidade removida pelo evaporador	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste
Pressão Ambiente	101 kPa +/- 3,4 kPa	Serpentina de gás quente oriunda do compressor	Resistência elétrica
Concentração de óleo no fluido refrigerante	Máximo 1% da mistura	Barômetro aneroide	Barômetro mercúrio
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	Temperatura no calorímetro não deve variar mais que 0,6 °C		
	101 kPa +/- 3,4 kPa		

Fonte: o autor (2017).

**APÊNDICE 3 – QUALIFICAÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES DE BANCADA**

(Continua)

Especificação Projeto	Peso Relativo	Modelo 1	Conceito	Modelo 2	Conceito
Tipo de bancada	5,33%	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	8	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U fechado.	10
	5,33%		8		10
Tipo construtivo	2,85%	Compressor pistão com inversor de frequência.	10	Compressor pistão.	6
Capacidade frigorífica	5,01%	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.	10	Múltiplos ventiladores sem controle de velocidade.	6
Vazão de ar ventiladores evaporador	5,59%	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	10	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	10
Fluido de trabalho	4,06%	Flange conforme norma ANSI.	10	Flange conforme padrão da empresa.	6
União entre componentes	6,42%	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário.	10	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário	10
Medição de vazão mássica do refrigerante	4,82%	Tubulação em cobre.	10	Tubulação em aço carbono.	6
Material da tubulação	4,89%	Isolamento em poliuretano.	10	Isolamento em poliestireno.	8
Ambiente evaporador	4,89%		10		8
Ambiente demais componentes	2,34%	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	10	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	10
Tamanho evaporadores	6,42%	Poço termométrico com termopar.	10	Poço termométrico com termômetro de bulbo.	8
Medição temperatura fluido	6,42%	Manômetro.	8	Manômetro.	8
Medição pressão fluido	6,42%	Termoanemômetro digital	10	Tubo de pitot	8
Medição velocidade ar	6,42%		10		8
Medição temperatura do ar	5,46%	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	10	Adição de ar ambiente + umidificador	8
Umidificação do ar	6,86%	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	10	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	10
Concentração de óleo no fluido refrigerante	3,43%	Resistência elétrica	10	Serpentina de gás quente oriunda do compressor	8
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	3,43%	Barômetro mercúrio	10	Barômetro aneroide	8
Total			9,297		8,014

(Continuação)

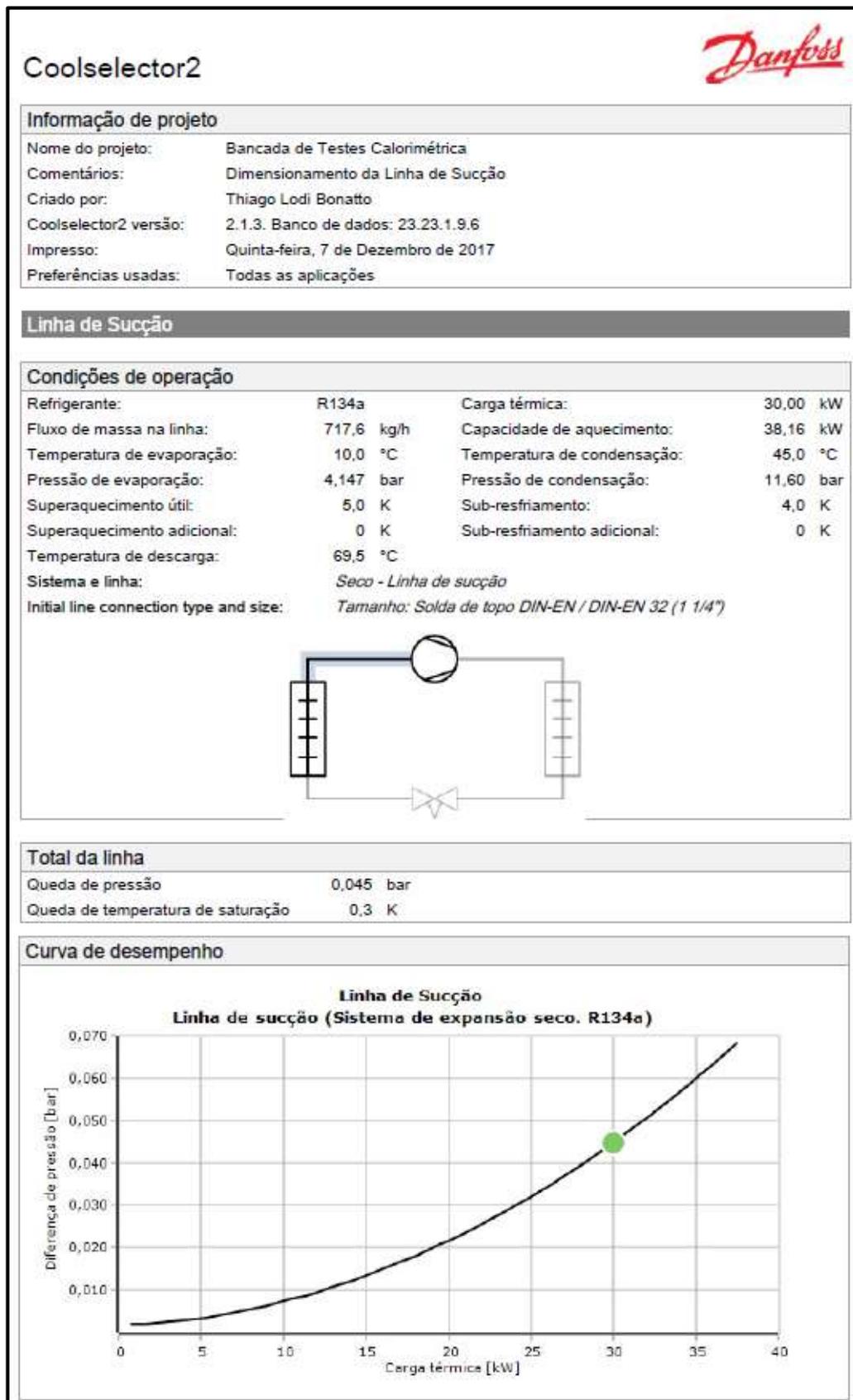
Especificação Projeto	Peso Relativo	Modelo 3	Modelo 4	Conceito	Conceito
Tipo de bancada	5,33%	Ambiente do evaporador em formato de túnel de vento em U aberto.	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	8	8
Tipo construtivo	5,33%			8	8
Capacidade frigorífica	2,85%	Compressor parafuso com inversor de frequência.	Compressor pistão com inversor de frequência.	8	10
Vazão de ar ventiladores evaporador	5,01%	Ventilador único com inversor de frequência.	Ventilador único com inversor de frequência.	8	8
Fluido de trabalho	5,59%	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	10	10
União entre componentes	4,06%	Flange conforme norma DIN.	Flange conforme norma ANSL.	8	10
Medição de vazão mássica do refrigerante	6,42%	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário	10	10
Material da tubulação	4,82%	Tubulação em alumínio.	Tubulação em cobre.	8	10
Ambiente evaporador	4,89%			10	10
Ambiente demais componentes	4,89%	Isolamento em poliuretano.	Isolamento em poliuretano.	10	10
Tamanho evaporadores	2,34%	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo de ar a tamanho do evaporador.	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo de ar a tamanho do evaporador.	10	10
Medição temperatura fluido	6,42%	Termopar indexado ao tubo.	Termopar indexado ao tubo.	6	6
Medição pressão fluido	6,42%	Transdutor de pressão.	Transdutor de pressão.	10	10
Medição velocidade ar	6,42%	Anemômetro digital	Anemômetro digital	8	8
Medição temperatura do ar	6,42%	Termômetro de bulbo	Termômetro de bulbo	8	8
Umidificação do ar	5,46%	Adição de ar ambiente + umidificador	Adição de ar ambiente + umidificador	8	8
Concentração de óleo no fluido refrigerante	6,86%	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	10	10
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	3,43%	Resistência elétrica	Serpentina de gás quente oriunda do compressor	10	8
	3,43%	Barômetro mercúrio	Barômetro aneroide	10	8
Total				8,468	8,565

(Conclusão)

Especificação Projeto	Peso Relativo	Modelo 5	Conceito
Tipo de bancada	5,33%	Ambiente do evaporador em formato câmara frigorífica.	8
Tipo construtivo	5,33%		8
Capacidade frigorífica	2,85%	Compressor pistão com inversor de frequência.	10
Vazão de ar ventiladores evaporador	5,01%	Múltiplos ventiladores com inversor de frequência.	10
Fluido de trabalho	5,59%	Compressor com óleo lubrificante a base de poliol ester.	10
União entre componentes	4,06%	Flange conforme norma ANSI.	10
Medição de vazão mássica do refrigerante	6,42%	Fluxímetro Coriolis e calorímetro de fluido secundário	10
Material da tubulação	4,82%	Tubulação em cobre.	10
Ambiente evaporador	4,89%		10
Ambiente demais componentes	4,89%	Isolamento em poliuretano.	10
Tamanho evaporadores	2,34%	Difusor com regulagem de abertura para adaptação do fluxo do ar a tamanho do evaporador.	10
Medição temperatura fluido	6,42%	Poço termométrico com termopar.	10
Medição pressão fluido	6,42%	Manômetro.	8
Medição velocidade ar	6,42%	Tubo de pitot	8
Medição temperatura do ar	6,42%	Termopar	8
Umidificação do ar	5,46%	Aspersão de névoa d'água no túnel de vento	10
Concentração de óleo no fluido refrigerante	6,86%	Filtro separador de óleo na linha de sucção e acesso para coleta de material para teste	10
Controle temperatura e pressão no ambiente de teste	3,43%	Resistência elétrica	10
	3,43%	Barômetro mercúrio	10
Total			9,040

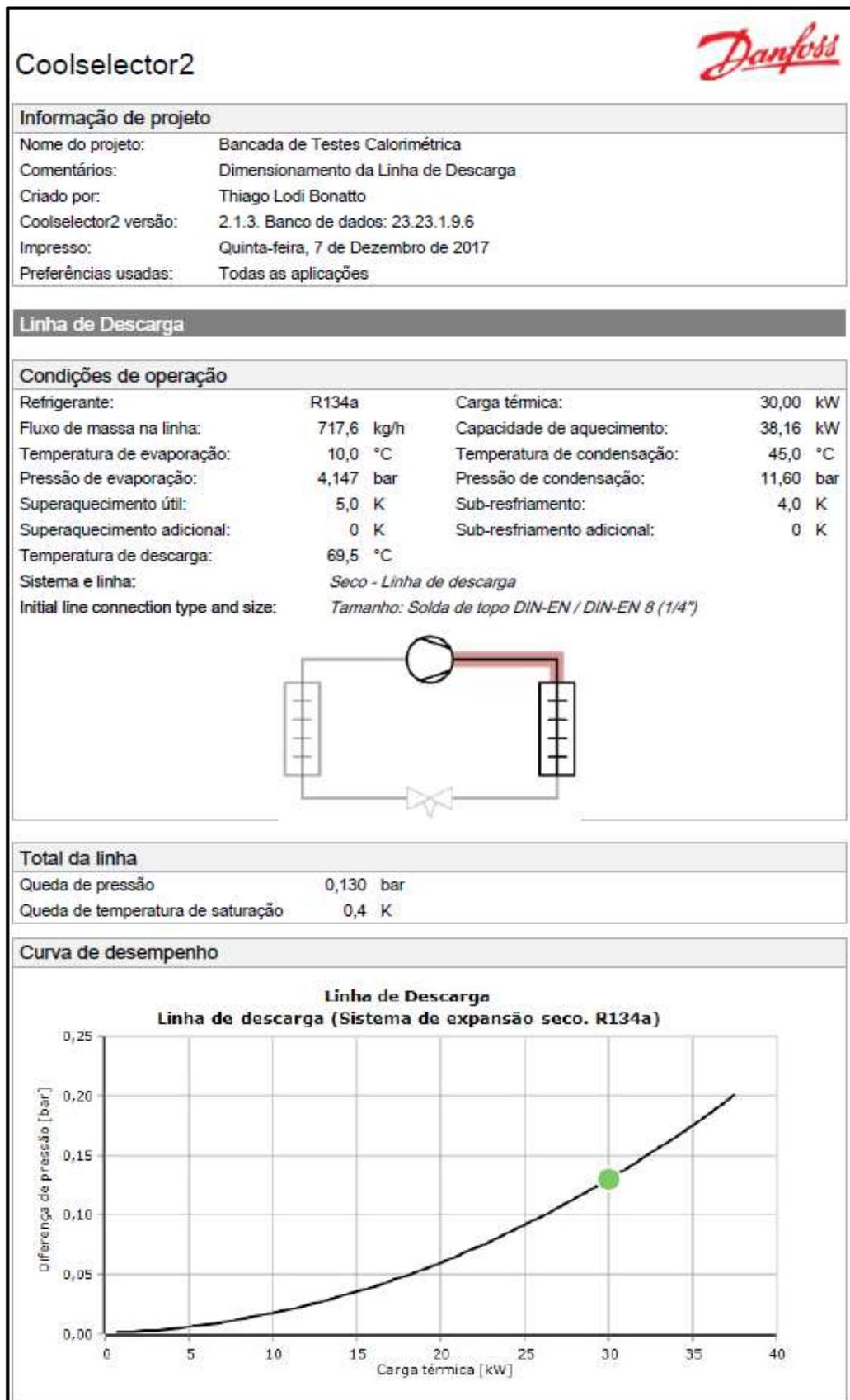
Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 4 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE SUÇÃO



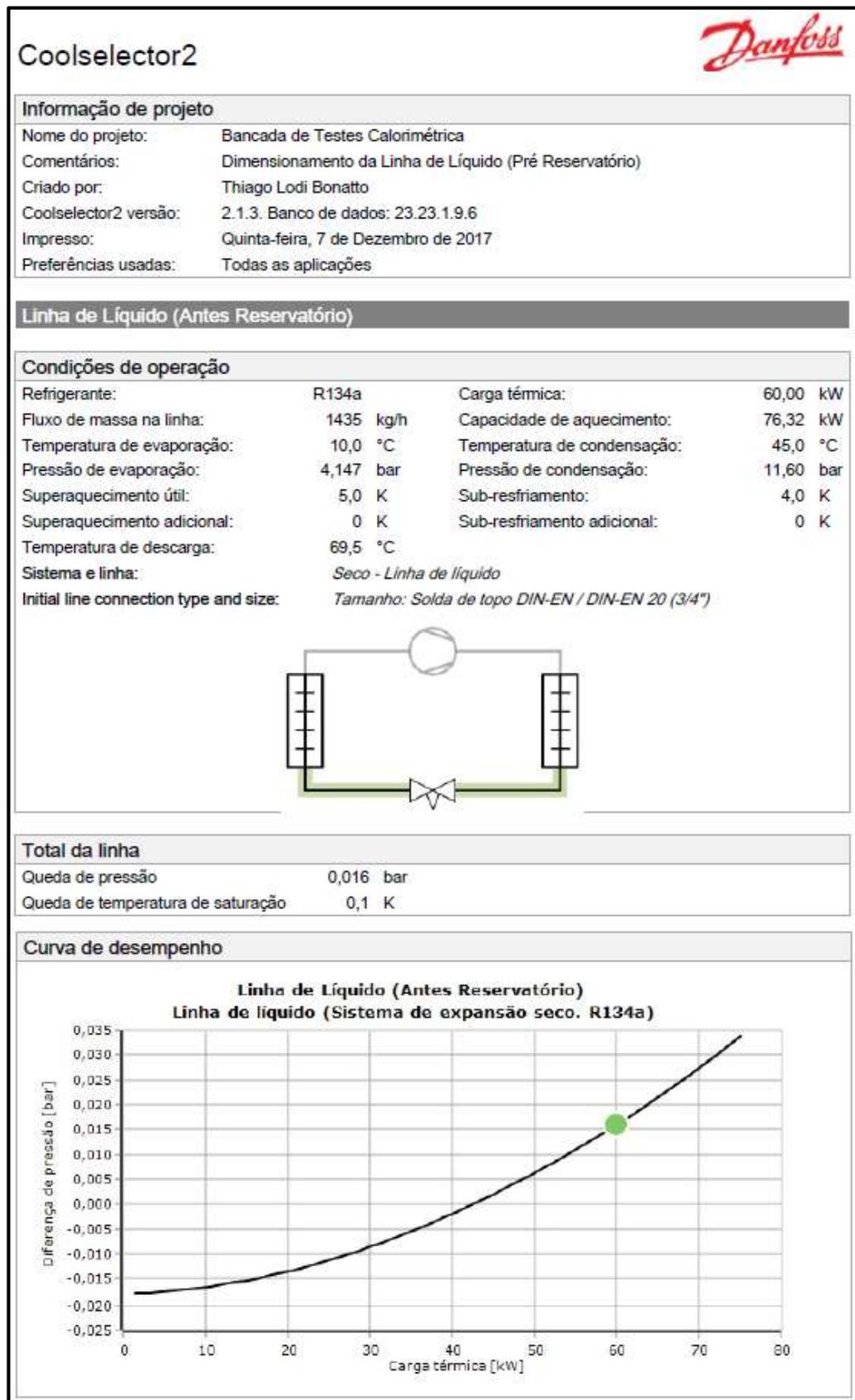
Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 5 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE DESCARGA

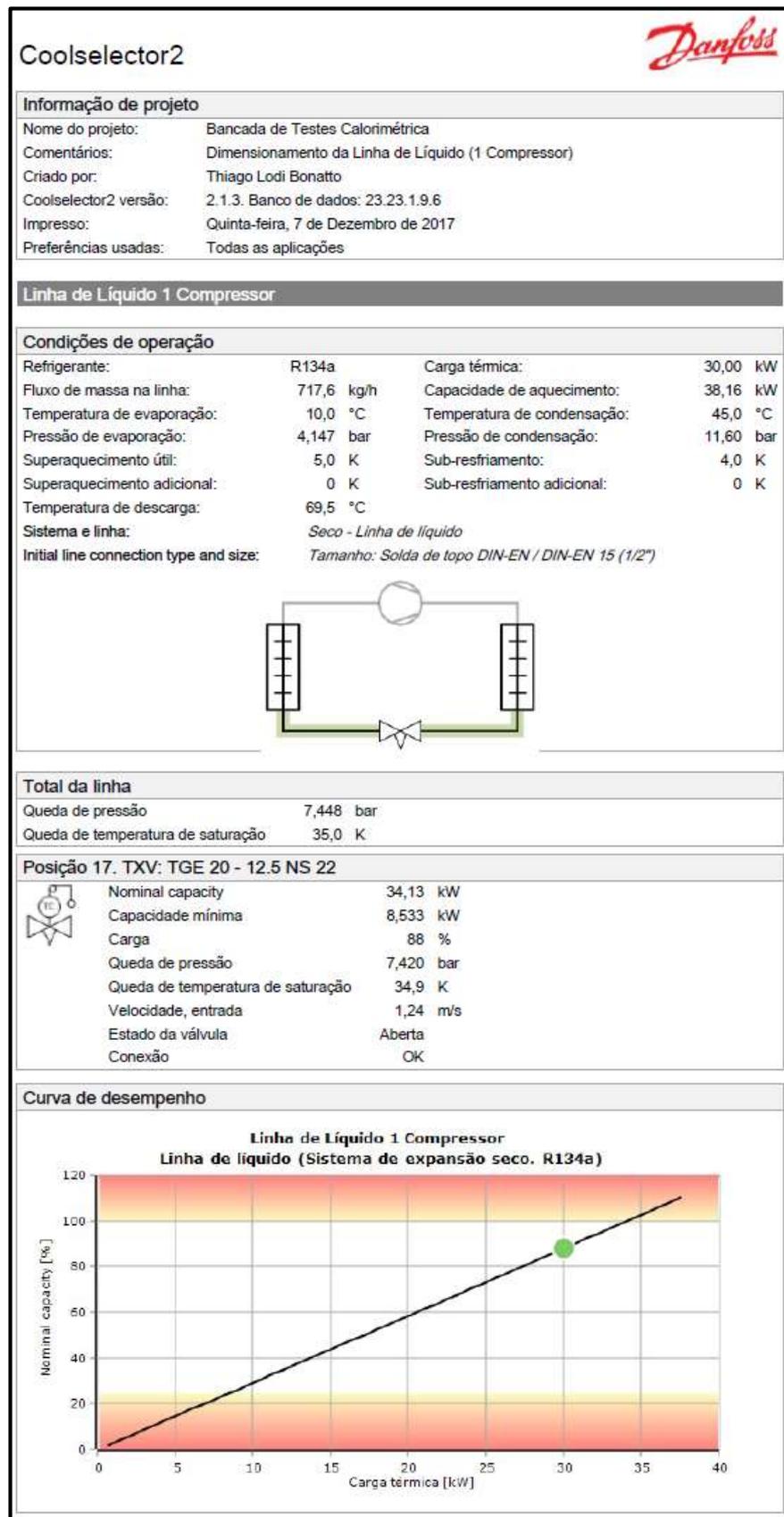


Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 6 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO PRÉ RESERVATÓRIO

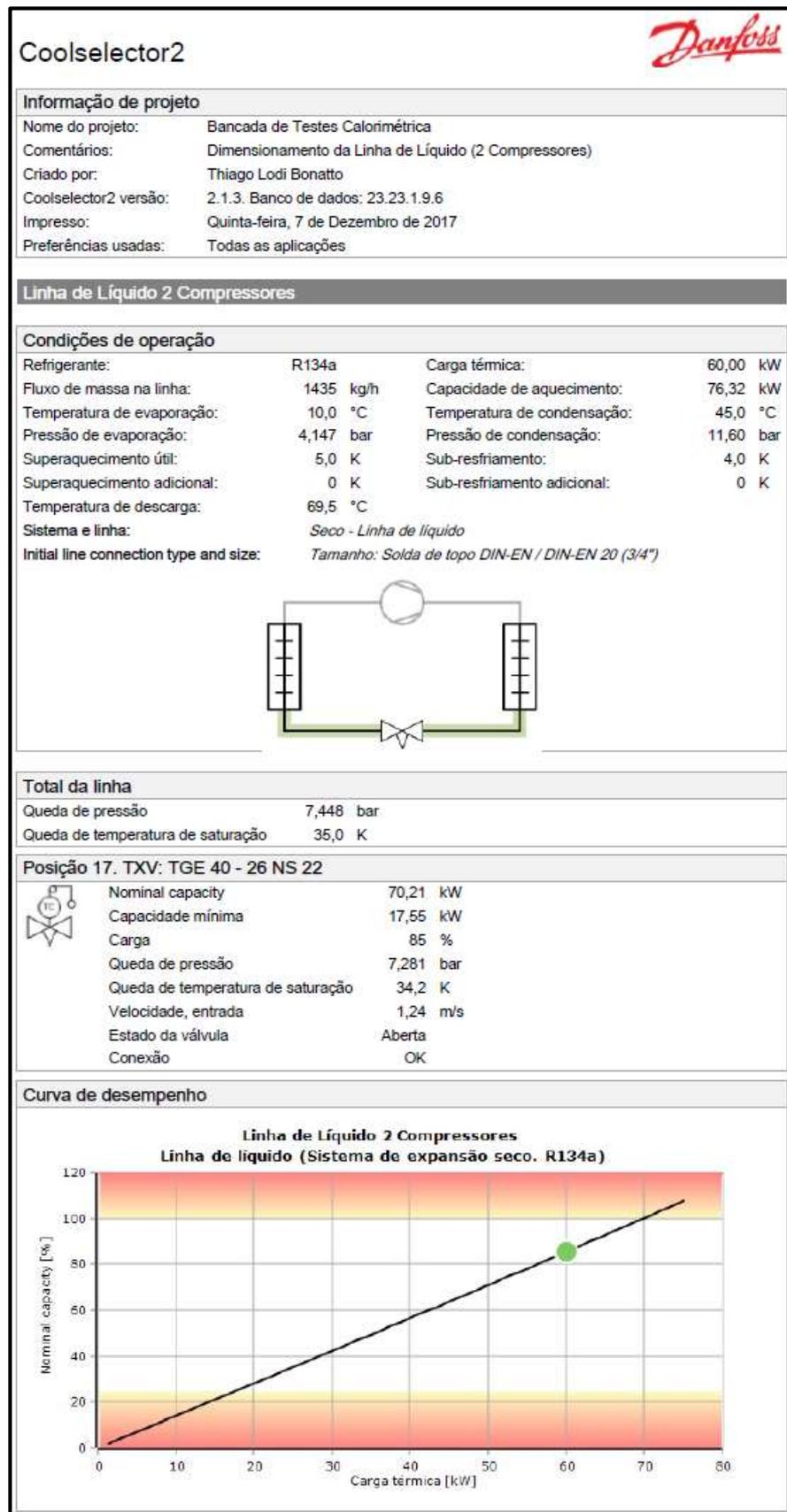


## APÊNDICE 7 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO (1 COMPRESSOR)



Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 8 – DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO (2 COMPRESSORES)



Fonte: o autor (2017).

## APÊNDICE 9 – CÁLCULO DA TROCA TÉRMICA NA TUBULAÇÃO

Troca de Calor pelo Isolamento					
Condições: Desprezado troca de calor por radiação e a resistência térmica da parede do tubo.					
Linha do Sistema	Sucção	Descarga	Líquido (Pré Reservatório)	Líquido (1 Compressor)	Líquido (2 Compressores)
T int (°C)	15	69,5	41	41	41
T ext (°C)	35	5	5	5	5
Comp tubo (m)	4	3	1,1	5,8	5,8
Propriedades do Refrigerante R134a					
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	16,79	24,66	1126	1126	1126
Vel média (m/s)	12,6	14,4	1,55	0,61	1,24
D (m)	0,0349	0,0222	0,0191	0,0222	0,0222
$\mu$ (Pa.s)	0,000011	0,000013	0,000174	0,000174	0,000174
Reynolds (-)	648209	614040	190971	87662	178199
k fluido (W/mK)	0,0130	0,0159	0,0788	0,0788	0,0788
Pr (-)	0,709	1,470	3,278	3,278	3,278
Nu int (-)	894	1146	621	333	587
c int (W/m <sup>2</sup> K)	333	820	2567	1180	2082
Propriedades do Isolamento em Poliuretano					
K iso (W/mK)	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
espessura (m)	0,01905	0,0508	0,0254	0,0381	0,0381
Propriedades do Ar					
$\beta$ (K <sup>-1</sup> )	0,0032	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036
$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	0,0000170	0,0000175	0,0000175	0,0000175	0,0000175
Pr (-)	0,704	0,713	0,713	0,713	0,713
Nu ext (-)	8	7	6	6	6
k ar (W/mK)	0,027	0,024	0,024	0,024	0,024
c ext (W/m <sup>2</sup> K)	11,92	16,11	14,47	13,93	13,93
Calor Absorvido ou Rejeitado para o Meio					
Q (W)	16,3	-20,9	-6,1	-28,5	-28,5
Obs.: Valores de Q negativos representam uma rejeição de calor para o meio e valores positivos uma absorção de calor do mesmo.					

Fonte: o autor (2017).

Obs.: Os valores dos parâmetros do ar, do fluido R134a e do isolamento em poliuretano foram retirados do software EES (Engineering Equation Solver). O dimensionamento foi realizado conforme equacionamento desenvolvido por Incropera et al (2008). Para cálculo do número de Reynolds [-] do fluido utilizou-se a equação 20:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (20)$$

Onde  $\rho$  é a massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>],  $u$  sua velocidade [m/s],  $D$  o diâmetro

da tubulação [m] e  $\mu$  a viscosidade cinemática do fluido [Pa.s].

O número de Nusselt do fluido ( $Nu_{int}$ ) [-] foi calculado pela equação 21 para a linha de sucção (aquecimento) e pela equação 22 para as demais linhas (resfriamento).

$$Nu_{int} = 0,023Re^{4/5}Pr^{0,4} \quad (21)$$

$$Nu_{int} = 0,023Re^{4/5}Pr^{0,3} \quad (22)$$

Nestas equações  $Pr$  é o número de Prandtl [-]. O coeficiente convectivo do fluido ( $c_{int}$ ) pode ser calculado através da equação 23:

$$c_{int} = \frac{Nu_{int}k_{fluido}}{D} \quad (23)$$

Onde  $k_{fluido}$  é a condutividade térmica do fluido refrigerante [W/mK]. Para o ar externo o coeficiente convectivo ( $c_{ext}$ ) [W/m<sup>2</sup>K] é calculado pela equação 24:

$$c_{ext} = \frac{Nu_{ext}k_{ar}}{D} \quad (24)$$

Para esta equação  $Nu_{ext}$  é o número de Nusselt para o ar [-], calculado pela equação e,  $k_{ar}$  é a condutividade térmica do ar [W/mK] e  $D$  o diâmetro da tubulação [m].

$$Nu_{ext} = CR_a^n \quad (25)$$

Onde  $R_a$  é o número de Rayleigh [-], dado pela equação 26, e  $C$  e  $n$  são constantes definidas empiricamente.

$$R_a = GrPr \quad (26)$$

Para esta equação  $Gr$  é o número de Grashof [-], calculado pela equação 27.

$$Gr = \frac{g\beta(T_{ext} - T_{int})l^3}{\gamma^2} \quad (27)$$

Onde  $\gamma$  é viscosidade dinâmica do ar [m<sup>2</sup>/s],  $g$  é a aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>] e  $\beta$  é o coeficiente de dilatação térmica do ar [K<sup>-1</sup>]. Para gases ideais  $\beta=1/T_{ext}$ .

## APÊNDICE 10 - CÁLCULO COMPRIMENTO DO CALORÍMETRO

Características Construtivas do Trocador	
Modelo	Duplo tubo
Diâmetro tubo interno (m)	0,02222
Diâmetro tubo externo (m)	0,0381
Espessura parede (m)	0,00159
Material	Cobre
Condutividade térmica (W/(mK))	400
Dados Refrigerante R134a	
Temperatura entrada (°C)	69,5
Vazão mássica (kg/s)	0,06
Entalpia entrada (kJ/kg)	297,1
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,00001409
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	49,43
Calor específico (kJ/kgK)	1,105
Condutividade térmica (W/(mK))	0,018
Dados Água	
Temperatura entrada (°C)	26
Temperatura saída (°C)	28
Entalpia entrada (kJ/kg)	108,9
Entalpia saída (kJ/kg)	117,3
Pressão (kPa)	16
Vazão mássica (kg/s)	0,06
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,000864
Condutividade térmica (W/(mK))	0,61
Calor específico (kJ/kgK)	4,179
Cálculo da Capacidade do Trocador	
Q (kW)	0,47
Cálculo Lado Refrigerante R134a	
Entalpia saída (kJ/kg)	289,6
Temperatura saída (°C)	60,4
Reynolds (-)	285.302
Nu <sub>int</sub> (-)	158
Coefficiente convectivo (W/m <sup>2</sup> K)	129
Cálculo Lado Água	
Diâmetro hidráulico (m)	0,01588
Reynolds hidráulico (-)	1357
Nu <sub>ext</sub> (-)	39
Coefficiente convectivo (W/m <sup>2</sup> K)	1485
Cálculo Comprimento Trocador	
Coefficiente global x Área (W/m <sup>2</sup> K)	0,75
ΔTML	37,84
Comprimento do tubo (m)	1,5

Fonte: o autor (2017).

Obs.: Os valores dos parâmetros da água e do fluido R134a foram retirados do software EES (Engineering Equation Solver). O dimensionamento foi realizado conforme

equacionamento desenvolvido por Incropera et al (2008). Para cálculo da capacidade do trocador de calor ( $\dot{Q}$ ) [kW] utilizou-se a equação 28:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{as} - h_{ae}) \quad (28)$$

Onde  $h_{as}$  e  $h_{ae}$  são as entalpias da água na saída e entrada do trocador de calor [kJ/kg] respectivamente. Os números de Reynolds e Nusselt [-], coeficientes convectivos [W/m<sup>2</sup>K] e o coeficiente global de troca de calor (UA) [W/m<sup>2</sup>K] foram obtidas de maneira semelhante a metodologia aplicada no apêndice 9. A diferença de temperatura média logarítmica ( $\Delta T_{ML}$ ) [°C] foi obtida pela equação 29.

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (29)$$

Onde, para o trocador em contracorrente, conforme projetado,  $\Delta T_1$  é a diferença de temperatura entre o fluido R134a na entrada do dispositivo e a água na saída do mesmo [°C] e  $\Delta T_2$  é a diferença de temperatura entre o fluido R134a na saída do dispositivo e a água na entrada do mesmo [°C]. O comprimento do calorímetro ( $l$ ) [m] é então obtido pela equação 30.

$$l = \frac{\dot{Q}UA}{2\pi\Delta T_{ML}} \quad (30)$$

## APÊNDICE 11 – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DA BANCADA

Quadro 4 - Parâmetros Nominais de Operação da Bancada

Grandeza	Valor Nominal
Perdas no calorímetro (W/°C)	936
Temperatura de evaporação (°C)	10
Temperatura de condensação (°C)	45
Temperatura interna do calorímetro (°C)	18
Temperatura ambiente externo (°C)	35
Fração mássica óleo refrigerante (%)	1
Quantidade ventiladores túnel	3
Potência total ventiladores túnel (kW)	3,81
Quantidade ventiladores evaporador	4
Potência total ventiladores evaporador (kW)	2,2

Fonte: o autor (2017).

Quadro 5 – Valores Teóricos das Grandezas Mensuradas com Incertezas Associadas

Grandeza	Valor Nominal	Incerteza [+/-]	Valor Mínimo	Valor Máximo
Vazão mássica fluido refrigerante (kg/s)	0,2850	0,0044	0,2806	0,2894
Temperatura na saída do evaporador (°C)	15,0	0,3	14,7	15,3
Pressão na saída do evaporador (kPa)	414,81	4,15	410,66	418,96
Entalpia na saída do evaporador (kJ/kg)	256,9	0,4	256,5	257,3
Temperatura na entrada do evaporador (°C)	10	0,3	9,7	10,3
Pressão na entrada do evaporador (kPa)	415	4,15	410,85	419,15
Entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg)	62,53	0,4	62,13	62,93
Temperatura ambiente (°C)	35	0,3	34,7	35,3
Temperatura calorímetro (°C)	18	0,1	17,9	18,1
Potência elétrica resistores (W)	35226	249	34977	35475
Potência elétrica ventiladores túnel (W)	3810	27	3783	3837
Potência elétrica ventiladores evaporador (W)	2200	15	2185	2215

Fonte: o autor (2017).

Valores de pressão, temperatura e entalpia do fluido refrigerante foram retirados do software EES (Engineering Equation Solver). A incerteza de medição teórica associada a vazão mássica no calorímetro de fluido secundário foi calculada conforme Quadro 6 e após comparada com a produzida no fluxímetro de Coriolis. Foi o adotado para os cálculos da capacidade frigorífica a incerteza de medição do calorímetro de fluido secundário pois

é o maior valor e por consequência o de maior influência. Os valores das entalpias foram obtidos combinando-se os valores máximos e mínimos da pressão e temperatura no ponto desejado e comparando-os com o valor nominal esperado, conforme Quadro 7.

Quadro 6 - Cálculo da Incerteza Medição da Vazão Massica no Calorímetro Secundário

Incerteza Calorímetro Fluido Secundário		
Fórmula	$\dot{m} = \dot{m}_{h_2O} \frac{h_{sh_2O} - h_{eh_2O}}{h_e - h_s}$	
Derivadas Parciais		
Vazão mássica água	$\frac{d\dot{m}}{d\dot{m}_{h_2O}} = \frac{h_{sh_2O} - h_{eh_2O}}{h_e - h_s}$	4,30
Entalpia entrada água	$\frac{d\dot{m}}{dh_{eh_2O}} = -\frac{\dot{m}_{h_2O}}{h_e - h_s}$	-0,02
Entalpia saída água	$\frac{d\dot{m}}{dh_{sh_2O}} = \frac{\dot{m}_{h_2O}}{h_e - h_s}$	0,02
Entalpia entrada refrigerante	$\frac{d\dot{m}}{dh_e} = \dot{m}_{h_2O} \frac{h_{eh_2O} - h_{sh_2O}}{(h_e - h_s)^2}$	-0,08
Entalpia saída refrigerante	$\frac{d\dot{m}}{dh_s} = \dot{m}_{h_2O} \frac{h_{sh_2O} - h_{eh_2O}}{(h_e - h_s)^2}$	0,08
Incerteza	0,004403	

Fonte: o autor (2017).

Quadro 7 - Cálculo da Incerteza de Medição das Entalpias

(Continua)

Incerteza das Entalpias Fluido							
Localização	Pressão	Temperatura	Entalpia	Entalpia Min	Entalpia Máx	Entalpia Nominal	Incerteza [+/-]
Saída evaporador	410,66	14,7	256,7	256,5	257,3	256,9	0,4
	418,96	14,7	256,5				
	410,66	15,3	257,3				
	418,96	15,3	257,1				
Entrada evaporador	410,85	9,7	62,12	62,12	62,93	62,53	0,4
	419,15	9,7	62,13				
	410,85	10,3	62,92				
	419,15	10,3	62,93				
Saída fluido	1148,4	70,9	298,8	298,4	299,5	299,0	0,5
	1171,6	70,9	298,4				
	1148,4	71,5	299,5				
	1171,6	71,5	299,1				

(Conclusão)

Incerteza das Entalpias Fluido							
Localização	Pressão	Temperatura	Entalpia	Entalpia Min	Entalpia Máx	Entalpia Nominal	Incerteza [+/-]
Entrada fluido	1148,4	74,5	302,8	302,4	303,4	302,9	0,5
	1171,6	74,5	302,4				
	1148,4	75,1	303,4				
	1171,6	75,1	303,1				
Saída água	-	29,7	124,4	124,4	126,8	125,6	1,2
	-	30,3	126,8				
Entrada água	-	25,7	107,7	107,7	110,1	108,9	1,2
	-	26,3	110,1				

Fonte: o autor (2017).

Os Quadros 8 e 9 apresentam os cálculos das incertezas de medição associadas a capacidade frigorífica do evaporador pelo lado do fluido refrigerante e pelo lado do ar, respectivamente.

Quadro 8 - Cálculo da Incerteza de Medição pelo Lado do Refrigerante

Incerteza Capacidade Lado Refrigerante		
Fórmula	$\dot{Q}_o = \dot{m}[(h_1 - h_4) - 3684w_o(T_1 - T_4)]$	
Derivadas Parciais		
Vazão mássica	$\frac{d\dot{Q}_o}{d\dot{m}} = [(h_1 - h_4) - 3684w_o(T_1 - T_4)]$	10,17
Entalpia entrada	$\frac{d\dot{Q}_o}{dh_4} = -\dot{m}$	-0,285
Entalpia saída	$\frac{d\dot{Q}_o}{dh_1} = \dot{m}$	0,285
Temperatura entrada	$\frac{d\dot{Q}_o}{dT_4} = -3684\dot{m}w_o$	-10,499
Temperatura saída	$\frac{d\dot{Q}_o}{dT_1} = 3684\dot{m}w_o$	10,4994
Incerteza	189	

Fonte: o autor (2017).

Quadro 9 - Cálculo da Incerteza de Medição pelo Lado do Ar

Incerteza Capacidade Lado Refrigerante		
Fórmula	$\dot{Q}_O = K_c(T_{amb} - T_{cal}) + P_{aq} + P_{vent}$	
Derivadas Parciais		
Temperatura externa	$\frac{d\dot{Q}_O}{dT_{amb}} = K_c$	936
Temperatura interna	$\frac{d\dot{Q}_O}{dT_{cal}} = -K_c$	-936
Potência resistores	$\frac{d\dot{Q}_O}{dP_{aq}} = 1$	1
Potência ventiladores túnel	$\frac{d\dot{Q}_O}{dP_{vent}} = 1$	1
Potência ventiladores evap	$\frac{d\dot{Q}_O}{dP_{vent}} = 1$	1
Incerteza	388	

Fonte: o autor (2017).

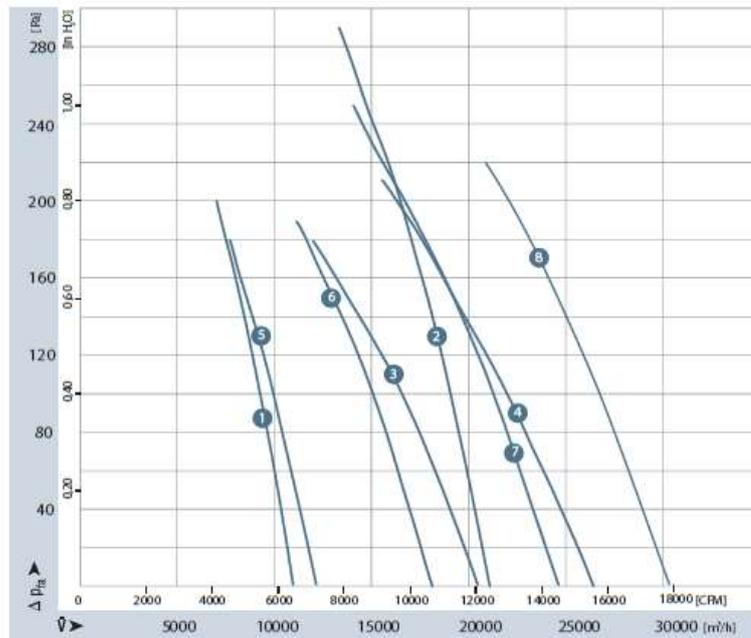


**ANEXO 2 – VENTILADORES UTILIZADOS NO CONDENSADOR**

Continua

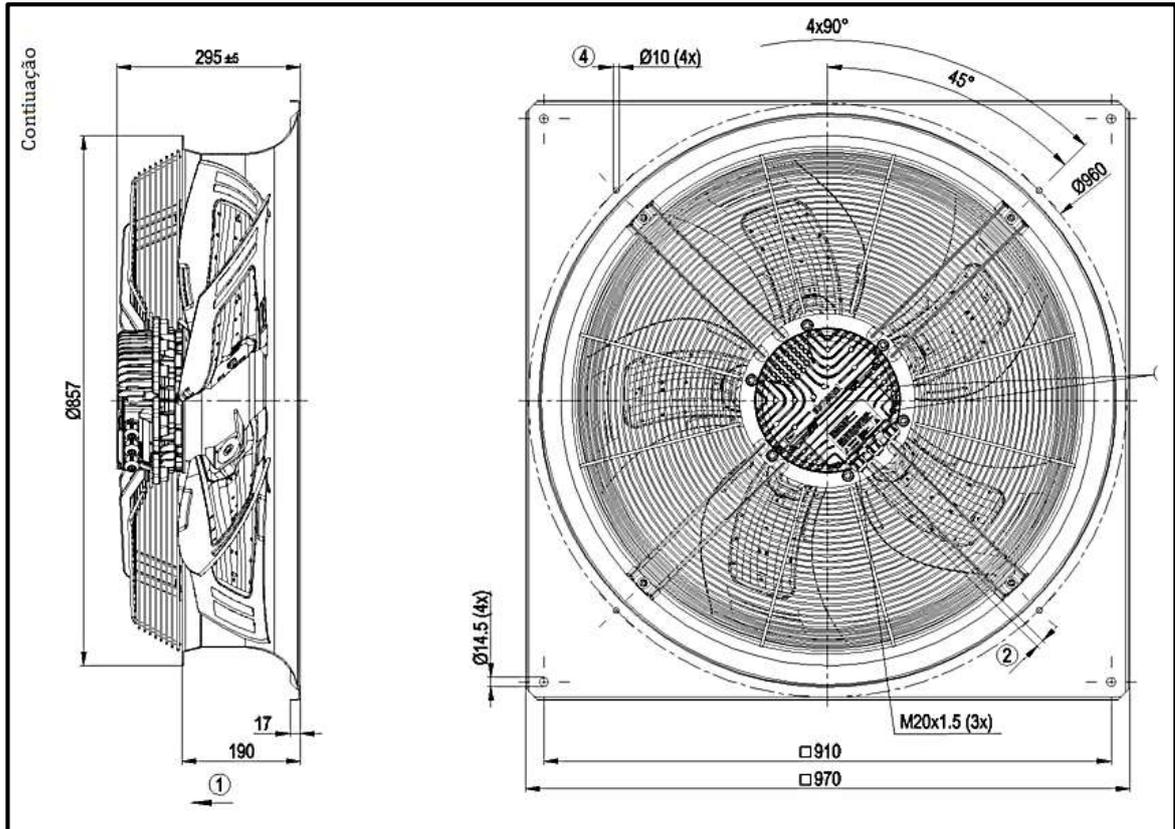
**Tecnologia GreenTech EC:  
garantia de eficiência**

Alimentação	Diâmetro	Versão fluxo "V"			Tecnologia	Curva
		Sem grade	Com grade	Com difusor		
Trifásico 200/240V	500			W3G500 GN38 13	Hyblade®	1
	560					
	630		S3G630 CU29 11	W3G630 GU29 11	Hyblade®	2
	710			W3G710 GS28 11	Hyblade®	3
	800			W3G800 GU24 11	Hyblade®	4
	910					
Trifásico 380/480V	500	A3G500 AN33 01	S3G500 AN33 01	W3G500 GN33 01	Hyblade®	1
	560	A3G560 A041 01	S3G560 A041 01	W3G560 G041 01	Hyblade®	5
	630	A3G630 AS21 01	S3G630 AS21 01	W3G630 GS21 01	Hyblade®	6
		A3G630 AU23 01	S3G630 AU23 01	W3G630 GU23 01	Hyblade®	2
	710	A3G710 AU21 01	S3G710 AU21 01	W3G710 GU21 01	Hyblade®	7
	800			W3G800 GU23 71	Hyblade®	4
	910			W3G910 GY21 71	Hyblade®	8



Fonte: EBM Papst (2017).

Figura 34 - Desenho Ventilador EBM W3G800 GU23 71



Fonte: EBM Papst (2017).

### ANEXO 3 – CÁLCULO E SELEÇÃO DA SERPENTINA DO CONDENSADOR

Figura 35 - Resultados Seleção do Condensador Operando em Carga Máxima

		Unilab S.R.L. Via N. Bixio, 6 35131 - Padova +39 49 8763311 +39 49 8750196	
Customer	CIABE	Date	01 novembre 2017
To the k. a. of		Our Offer	COILS 6.0 BETA 1
Your Reference		Your Fax	
<b>CONDENSING COIL - A3 34T 6NR 3000A 5,3P 34NC</b>			
Capacity		86,37	kW
Exchange Surface		203,50	m <sup>2</sup>
DTML		7,5	°C
Fins Material		Aluminium	
<b>AIR SIDE</b>			
Atmospheric Pressure		1,01	bar A
Volumetric Air Flow		70500,0	m <sup>3</sup> /h
Mass Air Flow		79651	kg/h
Face Velocity on the Coil		6,05	m/s
Inlet Air Temperature		35,0	°C
Inlet Air Relative Humidity		50,00	%
Outlet Air Temperature		38,9	°C
Outlet Air Relative Humidity		40,25	%
Pressure Drop		233	Pa
<b>REFRIGERANT SIDE</b>			
Fluid			R134a
Condensing Temperature		45,0	°C
Pressure Drop		19,36	kPa
Tubes Material		Copper	

Fonte: Unilab Coils 6.0 (2017).

Para a condição de operação em carga mínima, utilizou-se a vazão do ar com os ventiladores operando em sua rotação mais baixa. Deve-se atentar ao fato de que na condição simulada, a serpentina está recebendo fluido refrigerante proveniente dos dois compressores. No teste de evaporadores com capacidade frigorífica menor que 30 kW, apenas um dos dois circuitos do condensador estará operando, logo sua rejeição de calor deve ser aproximadamente 9,57 kW.

Figura 36 - Resultados Seleção do Condensador Operando em Carga Mínima

		Unilab S.R.L. Via N. Bixio, 6 35131 - Padova +39 49 8763311 +39 49 8750196	
<b>Customer</b>	<i>CIABE</i>	<b>Date</b>	<i>03 novembre 2017</i>
<b>To the k. a. of</b>		<b>Our Offer</b>	<i>COILS 6.0 BETA 1</i>
<b>Your Reference</b>		<b>Your Fax</b>	
<b>CONDENSING COIL - A3 34T 6NR 3000A 5,3P 34NC</b>			
Capacity		19,13	kW
Exchange Surface		203,50	m <sup>2</sup>
DTML		4,3	°C
Fins Material		Aluminium	
<b>AIR SIDE</b>			
Atmospheric Pressure		1,01	bar A
Volumetric Air Flow		7050,0	m <sup>3</sup> /h
Mass Air Flow		7965	kg/h
Face Velocity on the Coil		0,60	m/s
Inlet Air Temperature		35,0	°C
Inlet Air Relative Humidity		50,00	%
Outlet Air Temperature		43,6	°C
Outlet Air Relative Humidity		31,35	%
Pressure Drop		5	Pa
<b>REFRIGERANT SIDE</b>			
Fluid			R134a
Condensing Temperature		45,0	°C
Pressure Drop		1,33	kPa
Tubes Material		Copper	

Fonte: Unilab Coils 6.0 (2017).

## ANEXO 4 – PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE R134a SATURADO

**Tabela A.11 – Propriedades de transporte do refrigerante R-134a saturado**

T [°C]	$\rho_l$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_v$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$u_{0l}$ [kJ/kg·K]	$u_{0v}$ [kJ/kg·K]	$k_l$ [W/m·K]	$k_v$ [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^7$ [Pa·s]	$Pr_l$	$Pr_v$
-40	1418	2,773	1,254	0,749	0,11010	0,00811	4,88	2,55	5,558	0,235
-38	1412	3,056	1,258	0,755	0,10940	0,00832	4,73	2,73	5,433	0,247
-36	1406	3,363	1,262	0,761	0,10870	0,00852	4,58	2,91	5,315	0,260
-34	1400	3,692	1,265	0,767	0,10800	0,00873	4,44	3,10	5,202	0,273
-32	1395	4,048	1,269	0,774	0,10730	0,00893	4,31	3,30	5,094	0,286
-30	1389	4,429	1,273	0,780	0,10660	0,00913	4,18	3,50	4,992	0,299
-28	1383	4,839	1,277	0,787	0,10580	0,00933	4,06	3,72	4,895	0,314
-26	1377	5,278	1,281	0,794	0,10510	0,00953	3,94	3,94	4,802	0,328
-24	1371	5,748	1,286	0,801	0,10440	0,00973	3,83	4,17	4,713	0,343
-22	1365	6,25	1,290	0,808	0,10360	0,00993	3,72	4,41	4,629	0,358
-20	1359	6,787	1,294	0,815	0,10280	0,01013	3,61	4,65	4,548	0,374
-18	1352	7,359	1,299	0,822	0,10210	0,01033	3,51	4,90	4,472	0,390
-16	1346	7,968	1,303	0,830	0,10130	0,01053	3,42	5,16	4,398	0,407
-14	1340	8,617	1,308	0,837	0,10050	0,01073	3,33	5,43	4,329	0,424
-12	1334	9,307	1,313	0,845	0,09967	0,01092	3,24	5,70	4,262	0,441
-10	1327	10,04	1,318	0,853	0,09886	0,01112	3,15	5,98	4,198	0,459
-8	1321	10,82	1,323	0,861	0,09804	0,01132	3,07	6,27	4,137	0,477
-6	1315	11,64	1,328	0,870	0,09721	0,01151	2,99	6,56	4,079	0,496
-4	1308	12,52	1,333	0,878	0,09638	0,01171	2,91	6,86	4,023	0,514
-2	1302	13,44	1,338	0,887	0,09553	0,01190	2,83	7,16	3,970	0,534
0	1295	14,42	1,344	0,896	0,09468	0,01210	2,76	7,47	3,919	0,553
2	1288	15,46	1,350	0,905	0,09381	0,01229	2,69	7,79	3,871	0,573
4	1282	16,55	1,355	0,914	0,09294	0,01249	2,62	8,10	3,825	0,593
6	1275	17,71	1,361	0,924	0,09206	0,01268	2,56	8,43	3,780	0,613
8	1268	18,93	1,367	0,933	0,09117	0,01288	2,49	8,75	3,738	0,634
10	1261	20,22	1,374	0,943	0,09027	0,01308	2,43	9,08	3,697	0,655
12	1254	21,57	1,380	0,954	0,08936	0,01327	2,37	9,41	3,659	0,676
14	1247	23	1,387	0,964	0,08845	0,01347	2,31	9,75	3,622	0,698
16	1240	24,51	1,393	0,975	0,08752	0,01367	2,25	10,1	3,587	0,719
18	1233	26,1	1,400	0,986	0,08659	0,01386	2,20	10,4	3,553	0,741
20	1226	27,77	1,408	0,998	0,08565	0,01406	2,14	10,8	3,521	0,763
22	1218	29,53	1,415	1,009	0,08470	0,01426	2,09	11,1	3,491	0,786
24	1211	31,38	1,423	1,022	0,08374	0,01446	2,04	11,4	3,462	0,808
26	1203	33,32	1,431	1,034	0,08277	0,01466	1,99	11,8	3,434	0,831
28	1195	35,37	1,439	1,048	0,08179	0,01486	1,94	12,1	3,408	0,854
30	1188	37,53	1,448	1,061	0,08080	0,01507	1,89	12,4	3,383	0,877
32	1180	39,79	1,456	1,075	0,07981	0,01527	1,84	12,8	3,360	0,900
34	1172	42,17	1,466	1,090	0,07880	0,01548	1,80	13,1	3,338	0,923
36	1163	44,68	1,476	1,105	0,07778	0,01568	1,75	13,4	3,319	0,947
38	1155	47,31	1,487	1,122	0,07676	0,01589	1,70	13,8	3,301	0,971
40	1147	50,08	1,498	1,138	0,07572	0,01610	1,66	14,1	3,285	0,995
42	1138	53	1,510	1,156	0,07467	0,01632	1,62	14,4	3,271	1,020
44	1129	56,06	1,523	1,176	0,07362	0,01653	1,58	14,7	3,259	1,045
46	1121	59,29	1,536	1,194	0,07255	0,01675	1,53	15,0	3,248	1,070
48	1112	62,69	1,551	1,215	0,07147	0,01697	1,49	15,3	3,239	1,096

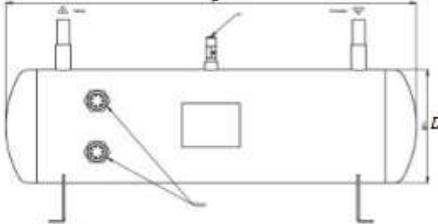
Fonte: Stoecker e Jabarbo (2002).

## ANEXO 5 - CATÁLOGO RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO

TANQUES DE LÍQUIDO HORIZONTAIS							
Modelo	Ø Corpo D	Comprimento (mm) C	Conexões #		Dispositivo de Segurança *	Volume ( L )	
			Tipo	Entrada Saída			
THR6-16	4"	247	VT	1/4"	1/4"	Não	1,6
THR6-25	4"	348	VT	1/4"	1/4"	Não	2,5
THR6-40	5"	355	VT	1/4"	1/4"	Não	4,0
THR10-50	5"	453	VT	3/8"	3/8"	Não	5,0
THR10-70	5"	650	VT	3/8"	3/8"	Não	7,0
THR10-100	5"	886	VT	3/8"	3/8"	Não	10,0
THR10-120	6"	601	ES	3/8"	3/8"	Sim	12,0
THR12-160	6"	857	ES	1/2"	1/2"	Sim	16,0
THR12-200	8"	680	ES	1/2"	1/2"	Sim	20,0
THR16-260	8"	877	ES	5/8"	5/8"	Sim	26,0
THR16-300	8"	1034	ES	5/8"	5/8"	Sim	30,0
THR16-400	8"	1300	ES	5/8"	5/8"	Sim	40,0
THR16-500	10"	927	ES	5/8"	5/8"	Sim	50,0
THR16-700	10"	1320	ES	5/8"	5/8"	Sim	70,0
THR28-1000	14"	1144	ES	1 1/8"	1 1/8"	Sim	100,0
THR28-1500	14"	1675	ES	1 1/8"	1 1/8"	Sim	150,0
THR35-2000	14"	2170	ES	1 3/8"	1 3/8"	Sim	200,0
THR35-2500	14"	2760	ES	1 3/8"	1 3/8"	Sim	250,0
THR54-3000	20"	1700	ES	2 1/8"	2 1/8"	Sim	300,0
THR67-4000	20"	2220	ES	2 5/8"	2 5/8"	Sim	400,0
THR67-5000	20"	2742	ES	2 5/8"	2 5/8"	Sim	500,0

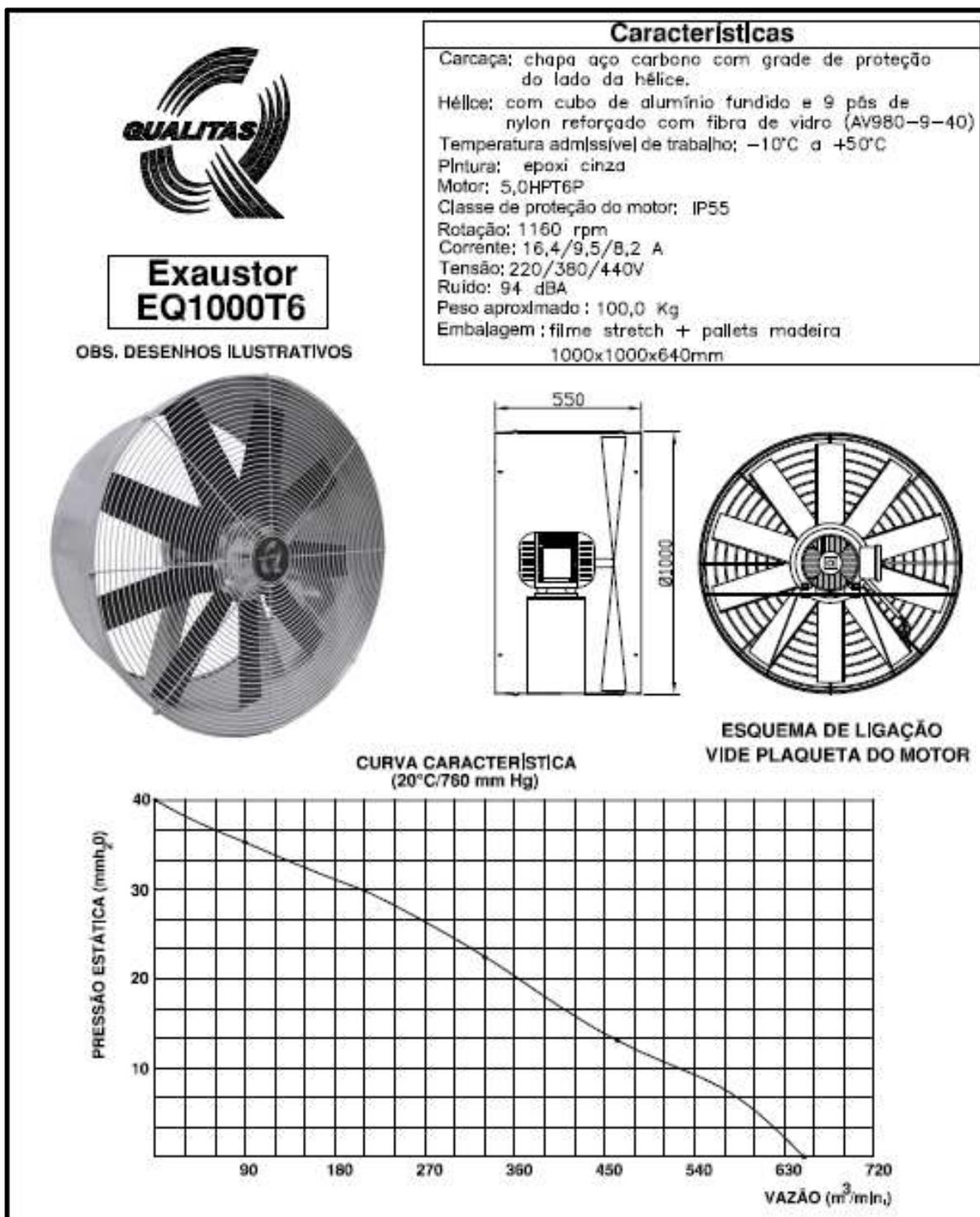
A Colden reserva-se ao direito de alterar as especificações deste catálogo sem prévio aviso.

VT: Válvula Tanque  
 ES: Encaixe p/ Solda  
 Opcionais: Válvula Tanque; Visores ; Válvula de Serviço; Encaixe p/ Solda; Sensor de Nível  
 \* Para correta seleção do Dispositivo de Segurança é necessário informar o gás utilizado  
 # Conexões Padrão: podem ser alteradas conforme a necessidade




Fonte: Colden (2017).

## ANEXO 6 - CATÁLOGO EXAUSTOR INDUSTRIAL



Fonte: Qualitas (2017).



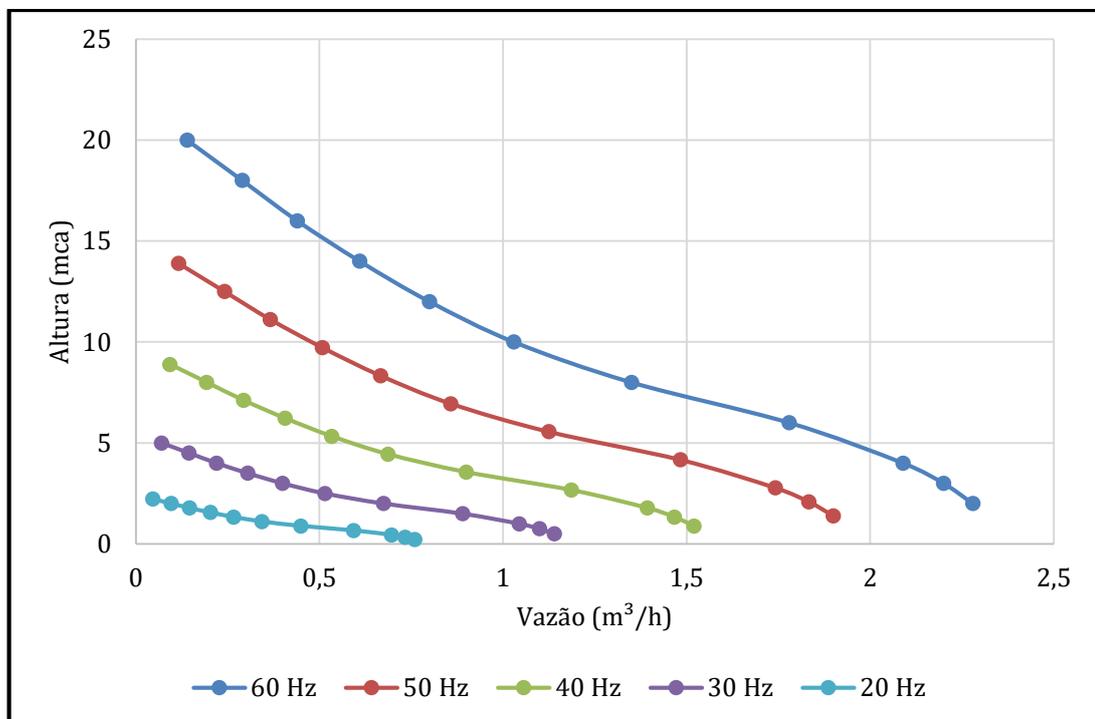
De posse da curva característica desta bomba hidráulica, obtida em catálogo do fabricante, foram gerados graficamente as curvas alterando-se a frequência de alimentação, conforme Figura 37. Os cálculos das curvas foram baseados nas equações de similaridade 31 e 32 propostas por Fox, McDonald e Pritchard (2006) para a variação da vazão em relação à rotação.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (31)$$

Onde  $Q_1$  é a vazão original da bomba [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $Q_2$  é a vazão na rotação alterada pelo inversor de frequência [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $n_1$  é a rotação do motor na condição original [ $\text{rad/s}$ ] e  $n_2$  a rotação na condição alterada [ $\text{rad/s}$ ].

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (32)$$

Figura 37 - Curvas Características Bomba ASP-98



Fonte: o autor (2017).