

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO
GRANDE DO SUL - CAMPUS ERECHIM
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

Luís Henrique Brum

**Construção de uma bancada didático-experimental de refrigeração a partir de
um ar-condicionado de janela**

Erechim
2023

Luís Henrique Brum

Construção de uma bancada didático-experimental de refrigeração a partir de um ar-condicionado de janela

Trabalho Conclusão de Curso realizado no Campus Erechim do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Sala

Erechim

2023

RESUMO

O presente trabalho buscou construir uma bancada didático-experimental a partir de um ar-condicionado de janela para ser utilizada como ferramenta de ensino. Isso deu-se através de sua instrumentação com termopares capazes de medirem a temperatura do fluido refrigerante R22 em diferentes pontos da tubulação e a temperatura do ar na entrada e saída de cada trocador de calor do equipamento. Para a leitura das temperaturas em tempo real utilizou-se a interface de um *datalogger*, o qual indicou os valores já corrigidos através de uma calibração realizada. Além disso, para direcionar o fluxo de ar das saídas de cada trocador de calor até uma região conhecida foram fabricados conjuntos de transição, com o auxílio de uma impressora 3D e uma máquina de corte a laser, responsáveis por reduzir a área retangular de cada saída em uma seção circular, no qual pôde-se acoplar um tubo de PVC adaptado de tal forma a garantir a homogeneização do perfil das velocidades do ar, medidas com um termo-higro-anemômetro. Para validar o funcionamento da bancada, um teste experimental permitiu estudar o comportamento do sistema de refrigeração, através de um procedimento estabelecido para a obtenção do ciclo teórico em um diagrama de fases do R22, cálculo do coeficiente de desempenho e obtenção das potências transferidas em cada trocador de calor a partir de uma carta psicrométrica.

Palavras-chave: Refrigeração. Ar-condicionado. Bancada didático-experimental. Ensino.

ABSTRACT

The present work sought to build a didactic-experimental bench from a window air conditioner to be used as a teaching tool. This was done through its instrumentation with thermocouples capable of measuring the temperature of the refrigerant fluid R22 at different points in the pipeline and the temperature of the air at the inlet and outlet of each heat exchanger in the equipment. For the reading of the temperatures in real time, the interface of a datalogger was used, which indicated the values already corrected through a calibration carried out. In addition, to direct the air flow from the outputs of each heat exchanger to a known region, transition sets were manufactured, using a 3D printer and a laser cutting machine, responsible for reducing the rectangular area of each output in a circular section, in which it was possible to attach a PVC tube adapted in such a way as to guarantee the homogenization of the air velocities profile, measured with a thermo-hygro-anemometer. To validate the operation of the bench, an experimental test allowed studying the behavior of the refrigeration system, through an established procedure for obtaining the theoretical cycle in a phase diagram of R22, calculation of the coefficient of performance and obtaining the powers transferred in each heat exchanger from a psychrometric chart.

Keywords: Refrigeration. Air conditioner. Didactic-experimental bench. Teaching.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Em (a) esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e em (b) respectivo diagrama de fases no plano pressão versus entalpia específica	11
Figura 2 – Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração em um diagrama de fases.....	13
Figura 3 – Processo de transferência de calor no evaporador	14
Figura 4 – Processo de resfriamento e desumidificação em uma carta psicrométrica	16
Figura 5 – Balanço de energia para o resfriamento e desumidificação do ar em um evaporador	16
Figura 6 – Processo de compressão isentrópica no compressor	17
Figura 7 – Processo de transferência de calor no condensador	18
Figura 8 – Processo de aquecimento em uma carta psicrométrica	19
Figura 9 – Balanço de energia para o aquecimento do ar em um condensador	20
Figura 10 – Processo adiabático no dispositivo de expansão	21
Figura 11 – Esquema de funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com ciclo reverso	22
Figura 12 – Em (a) esquema sistema de refrigeração por compressão de vapor com um trocador de calor intermediário e em (b) respectivo diagrama de fases no plano pressão versus entalpia específica	24
Figura 13 – Ar-condicionado de janela utilizado como base para a construção de uma bancada didático-experimental de refrigeração.....	26
Figura 14 – Esquema de funcionamento do ar-condicionado de janela com seus componentes em (a) para o ciclo frio e em (b) para o ciclo de aquecimento	27
Figura 15 – Termopar tipo J	28
Figura 16 – <i>DataLogger</i> Industrial Multicanais <i>Fieldlogger</i> da marca Novus	29
Figura 17 – Tubo PVC com canudos	29
Figura 18 – Termo-higro-anemômetro	30
Figura 19 – Esquema representativo dos dutos de ar dos trocadores de calor em (a) para o trocador de calor interno e em (b) para o trocador de calor externo	31
Figura 20 – Peça de transição acoplada na saída do trocador de calor interno.....	34
Figura 21 – Adaptação completa na saída do trocador de calor interno	35

Figura 22 – Placas do módulo de transição em fibras de madeira acopladas	36
Figura 23 – Módulo de transição acoplado à saída do trocador de calor externo	37
Figura 24 – Adaptação completa na saída do trocador de calor externo	37
Figura 25 – Interface da configuração de canais analógicos do <i>datalogger</i>	39
Figura 26 – Gráfico de comparação entre a temperatura obtida com o termopar e temperatura obtida com o termômetro à álcool	40
Figura 27 – Etapas para a instalação dos termopares na tubulação.....	41
Figura 28 – Termopares instalados para a medição da TBS e TBU do ar ambiente	42
Figura 29 – Termopar instalado na saída do trocador de calor interno	43
Figura 30 – Termopar instalado na saída do trocador de calor externo	43
Figura 31 – <i>Datalogger</i> com os termopares identificados conectados	44
Figura 32 – Bancada didático-experimental finalizada	44
Figura 33 – Temperaturas do R22 medidas no teste experimental indicadas na interface do <i>datalogger</i>	45
Figura 34 – Processo de evaporação do refrigerante com perda de carga.....	46
Figura 35 – Obtenção do ponto 1 no diagrama de fases	48
Figura 36 – Obtenção do ponto 2 no diagrama de fases	49
Figura 37 – Obtenção do ponto 3 no diagrama de fases	50
Figura 38 – Obtenção do ponto 4 no diagrama de fases	51
Figura 39 – Diagrama de fases com o ciclo completo.....	52
Figura 40 – Passagem do ar no trocador de calor externo representado em uma carta psicrométrica	54
Figura 41 – Passagem do ar no trocador de calor interno representado em uma carta psicrométrica	55
Figura 42 – Formulário preenchido com dados coletados do teste experimental	59

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Temperaturas do R22 no teste experimental	46
Quadro 2 - Temperaturas do ar no teste experimental.....	53

LISTA DE SÍMBOLOS

COP	coeficiente de desempenho
P	pressão absoluta
h	entalpia específica
x	título
s	entropia específica
T	temperatura
ΔT	diferença de temperatura
ΔP	diferença de pressão
\dot{Q}	fluxo de calor
\dot{m}	fluxo mássico
TBS	temperatura de bulbo seco
TBU	temperatura de bulbo úmido
\dot{W}	potência
v	velocidade
V	vazão
A_{\emptyset}	área da seção circular
$V_{\text{específico}}$	volume específico

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	5
2 OBJETIVOS	8
2.1 Objetivo Geral	8
2.2 Objetivos Específicos	8
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
3.1 O sistema de refrigeração por compressão de vapor	9
3.1.1 Ciclo teórico	10
3.1.2 Ciclo real	12
3.2 Balanço de energia	13
3.2.1 Capacidade frigorífica	14
3.2.2 Potência teórica de compressão	17
3.2.3 Calor rejeitado no condensador	18
3.2.4 Dispositivo de expansão	20
3.2.5 Coeficiente de desempenho do ciclo	21
3.3 Ciclo reverso e bombas de calor	22
3.4 Componentes auxiliares	23
3.4.1 Trocador de calor intermediário	23
3.4.2 Filtro secador	24
3.4.3 Ventilador	24
3.4.4 Termostato	25
4 MATERIAIS E MÉTODOS	26
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	33
5.1 Direcionamento do ar na saída do trocador de calor interno	33
5.2 Direcionamento do ar na saída do trocador de calor externo	35
5.3 Instrumentação do sistema	38
5.3.1 Configuração do <i>datalogger</i> e calibração dos termopares	38
5.3.2 Instrumentação para as medições das temperaturas do R22	40
5.3.3 Instrumentação para as medições das temperaturas do ar	42
5.3.4 Preparação do <i>datalogger</i> para leitura dos termopares	43
5.3.5 Finalização da bancada	44
5.4 Teste experimental	45
5.4.1 Temperaturas do R22	45

5.4.2 Processos do R22 no diagrama de fases	47
5.4.3 Temperaturas do ar	53
5.4.4 Processos do ar na carta psicrométrica.....	53
5.4.5 Determinação das potências trocadas.....	55
5.5 Formulário para aulas experimentais	59
6 CONCLUSÕES	60
7 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	62
REFERÊNCIAS.....	63
ANEXOS	65
Anexo A – Diagrama de Fases do R22	65
Anexo B – Carta Psicrométrica para altitude de 750 m	66
APÊNDICE.....	67
Apêndice A – Formulário de preenchimento para análise experimental.....	67

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração pode ser definida como o processo de extração do calor de um meio de baixa temperatura e sua transferência para um meio de maior temperatura. Por consequência, esse processo também deve ser capaz de manter a temperatura da região desejada inferior em relação ao seu entorno através da transferência do calor para o meio de maior temperatura. Um sistema de refrigeração, por sua vez, é formado pela combinação sequencial de componentes para a realização do processo de refrigeração (WANG, 2000).

As primeiras formas de refrigeração baseavam-se na extração, estocagem e utilização de gelo natural com o intuito de conservar ou preparar alimentos. A exemplo disso está a conservação de chá pela civilização chinesa e o preparo de alimentos e bebidas gelados pelas civilizações gregas e romanas. Entretanto, a dependência de condições ambientais favoráveis para a obtenção de gelo, como o clima frio, por exemplo, gerou a necessidade do desenvolvimento de formas artificiais para sua obtenção. Esse desenvolvimento culminou na criação da patente da primeira máquina de refrigeração por compressão de vapor que operava de maneira cíclica, em 1834 por Jacob Perkins – tipo de sistema de refrigeração que será abordado neste trabalho. Ainda, com o advento da eletricidade, surgiu em 1918 o primeiro refrigerador automático, passando a ser produzido em escala industrial com um acréscimo de 100% no seu volume de vendas por ano durante o período de 1919 a 1924 (GENIÉR *et al.*, 2013). Com o passar dos anos também foram desenvolvidos novos tipos de fluidos refrigerantes, que, em um ciclo de compressão de vapor, participam da transferência de calor entre o sistema de refrigeração e o meio externo, promovendo a refrigeração do ambiente. Na década de 1930 descobriu-se um novo tipo de refrigerante à base de clorofluorcarbonos (CFCs), o Freon. Porém, este tipo de refrigerante, apesar de atóxico e não inflamável, mostrou-se danoso à camada de ozônio e por isso foi substituído por outros não danosos, como os hidrofluorcarbonetos – classe de fluido refrigerante do qual o R22, que compõe o sistema de refrigeração abordado neste trabalho, faz parte (WANG, 2000).

Atualmente a refrigeração se faz presente nos mais diversos ramos da atividade humana. Além do emprego no condicionamento térmico visando o conforto

peçoal, esse processo encontra-se em diversos setores da indústria, como no processamento e armazenamento de alimentos, no qual destaca-se a indústria de alimentos congelados, com a utilização de câmaras frigoríficas para o armazenamento de aves, bovinos e suínos; nos sistemas de refrigeração de grande porte de indústrias química, petroquímica, de refino de petróleo e farmacêutica, frequentemente em processos de separação ou condensação de gases, remoção de calor de reações e controle de pressão no interior de vasos de armazenamento através da manutenção de líquidos a baixas temperaturas; no resfriamento do concreto e congelamento do solo, preparando-o para sua escavação, como formas de evitar fissuras e desmoronamentos, respectivamente (STOECKER; JABARDO, 2002). Ainda, aplica-se a refrigeração a bordo de embarcações marítimas, caminhões e vagões ferroviários para o transporte de cargas perecíveis. Destacam-se também aplicações relacionadas ao campo da criogenia, com a liquefação de gases cujas temperaturas de condensação são muito baixas (MATOS, 2023).

Com a ampla gama de aplicações da refrigeração na vida humana e sua constante evolução, o estudo desses sistemas sob diferentes condições operacionais é essencial para a compreensão da forma como cada variável influencia no processo de resfriamento. Sistemas de refrigeração domésticos, entretanto, apesar de permitirem a variação em seus parâmetros de operação, carecem de instrumentos de medição e ainda, tais medições podem ser de difícil acesso. Ao passo que sistemas de refrigeração industriais, apesar de muitas vezes possuírem os instrumentos de medição necessários para a análise do processo de resfriamento, não são práticos para um estudo laboratorial ou em escala reduzida. Desta forma, faz-se necessário aliar a praticidade de um sistema compacto com a informação que se pode obter de um sistema disposto de instrumentação para controle de processo. E assim, por meio da análise das propriedades termodinâmicas e comportamento do sistema adaptado em uma bancada didático-experimental, contribuir para a melhor compreensão acerca do ciclo de refrigeração e suas características.

Pensando nisso, o presente trabalho se propõe a elaborar uma bancada didático-experimental a partir de um ar-condicionado de janela capaz de funcionar sob diferentes condições operacionais ao mesmo tempo que se permite a obtenção de variáveis pertinentes à análise do ciclo de refrigeração, permitindo aos estudantes

avaliarem seu comportamento perante os diferentes cenários. Isso se dará através da instrumentação da bancada com termopares responsáveis por medir as temperaturas do fluido refrigerante em diferentes pontos do sistema, bem como as temperaturas do ar em contato com o equipamento. A bancada também será modificada para permitir o direcionamento do ar que atravessa os trocadores de calor, de modo que um termo-higro-anemômetro possa ser utilizado durante a experimentação. Essa adaptação e instrumentação será feita para indicar propriedades como: pressão e temperatura de condensação e de evaporação; estados termodinâmicos do fluido secundário (ar) que atravessa os trocadores de calor e sua velocidade. Isso permitirá definir os pontos de operação do ciclo no qual se está operando a bancada, calcular um coeficiente de desempenho (COP) coerente com as medições realizadas e determinar as potências trocadas nos componentes. Assim, aliando o conhecimento teórico com a prática, possibilitar-se-á estabelecer uma metodologia de análise do sistema compatível com diferentes cenários operacionais, permitindo aos estudantes observarem e estudarem o comportamento do ciclo e seus componentes.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Construir uma bancada didático-experimental funcional que contenha os principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador.

2.2 Objetivos Específicos

- Permitir o ajuste em diferentes parâmetros de operação do sistema de refrigeração, através de controladores integrados à bancada;
- Verificar o comportamento da bancada através dos instrumentos de medição presentes;
- Determinar a potência dos componentes através da medição do fluxo de calor no evaporador e condensador por meio das medições das vazões de ar e temperaturas na entrada e saída de ambos;
- Instrumentar a bancada de modo a calcular o coeficiente de desempenho (COP) correspondente às medições do sistema sob diferentes condições operacionais.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Visando o estudo de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, será apresentado nesta etapa o princípio funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, acompanhado do estudo de seu ciclo teórico, com a descrição de suas etapas e principais diferenças em relação ao ciclo real. Posteriormente, será desenvolvido o balanço de energia para cada uma das etapas deste ciclo de refrigeração, enfatizando a maneira com que é possível calculá-lo através da análise de mudança de estado termodinâmico do fluido refrigerante em cada etapa e também através da mudança de estado termodinâmico do fluido secundário no evaporador e condensador, assim como a identificação das variáveis necessárias para tal. Também será abordado sobre sistemas de bombas de calor e ciclo reverso e sobre alguns componentes auxiliares para sistemas de refrigeração. Por fim, será tratado brevemente sobre as diferenças de um sistema convencional e um sistema inverter.

3.1 O sistema de refrigeração por compressão de vapor

A refrigeração obtida através de um sistema de refrigeração por compressão de vapor baseia-se na produção contínua de fluido refrigerante, que, ao ser vaporizado, retira calor do meio e o resfria (DA COSTA, 1982).

Para isso, um sistema de refrigeração por compressão de vapor compõe-se de um evaporador, responsável por vaporizar o fluido refrigerante, aumentando sua entalpia ao absorver calor do meio e resfriando-o. Um compressor, que faz a sucção do gás refrigerante e o comprime, aumentando sua pressão e temperatura. Em seguida, o gás refrigerante descarregado do compressor chega até um condensador, que reduz sua entalpia ao ceder calor ao meio. Após isso, o líquido condensado passa através de um dispositivo de expansão, que reduz sua pressão e temperatura e por fim, retorna ao evaporador (ASHRAE, 2018).

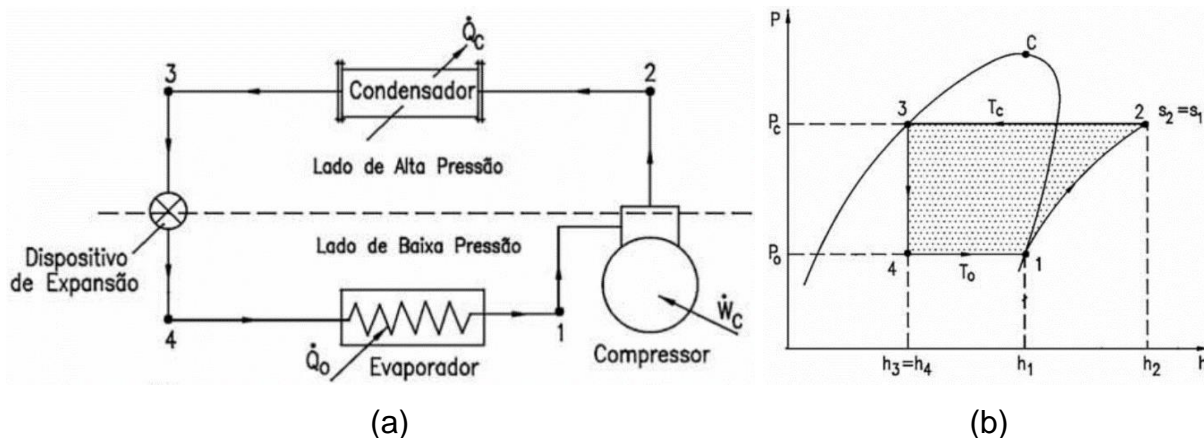
3.1.1 Ciclo teórico

Qualquer ciclo térmico real tem como referência o ciclo de Carnot no que se refere ao ciclo de maior rendimento térmico possível. Porém, as particularidades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor originam o que se chama de ciclo teórico, que possui processos mais próximos ao ciclo real que o tornam mais fácil de serem estudados (DA SILVA, 2023).

Segundo Badaró (2013), uma forma comum de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante e a visualização dos processos que ocorrem nos componentes do sistema é através da utilização de um diagrama de fases, que tem como ordenada a pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h). Neste diagrama, destacam-se três regiões distintas do fluido refrigerante o qual está sendo analisado: a região à esquerda da linha de líquido saturado, com título igual a zero ($x=0$), a qual dá-se o nome de região de líquido sub-resfriado; a região contida entre a linha de líquido saturado ($x=0$) e a linha de vapor saturado ($x=1$), a qual dá-se o nome de região de vapor úmido e a região à direita da linha de vapor saturado, com título igual a um ($x=1$), a qual dá-se o nome de região de vapor superaquecido.

A figura 1 mostra em (a) um esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) e em (b) o ciclo teórico correspondente representado em um diagrama de fases, com a pressão absoluta (P) como ordenada e a entalpia específica (h) como abscissa, em que são representados os principais processos termodinâmicos constituídos no ciclo teórico de refrigeração por compressão:

Figura 1 – Em (a) esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e em (b) respectivo diagrama de fases no plano pressão versus entalpia específica



Fonte: Da Silva (2023).

De acordo com Da Silva (2023), os processos de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor apresentado acima podem ser definidos por:

a) Processo 1-2: É constituído pela passagem do fluido refrigerante na entrada do compressor (1) à uma pressão P_0 , temperatura T_0 , entalpia específica h_1 e título igual a 1 até sua saída (2) à uma pressão de condensação P_C , temperatura T_2 e entalpia específica h_2 mais elevadas. O processo é adiabático reversível e, portanto, isentrópico ($s_2=s_1$).

b) Processo 2-3: É constituído pela passagem e rejeição de calor à pressão constante P_C do fluido refrigerante desde a entrada do condensador (2) à temperatura T_2 e entalpia específica h_2 , seu resfriamento até a temperatura de condensação T_C e sua condensação até se tornar líquido saturado à uma temperatura T_3 igual a T_C na saída do condensador (3), com entalpia específica h_3 .

c) Processo 3-4: É constituído pela expansão irreversível e isentálpica do fluido refrigerante através de um dispositivo de expansão, passando da pressão de condensação P_C e entalpia específica h_3 em sua entrada (3) até a pressão de vaporização P_0 e entalpia específica h_4 em sua saída (4), sendo que $h_3 = h_4$.

d) Processo 4-1: É constituído pela absorção de calor à pressão constante P_0 , temperatura constante T_0 e entalpia específica h_4 desde o estado de vapor úmido na entrada do evaporador (4) até o estado de vapor saturado em sua saída (1), com entalpia específica h_1 .

Nota-se que se não há queda de pressão por atrito e o fluido refrigerante escoar a pressão constante por todo o condensador e evaporador. Também, a transferência de calor perdida para a vizinhança no compressor é ignorada, tornando o processo isentrópico. O único processo considerado irreversível no ciclo teórico é a passagem do fluido através do dispositivo de expansão (MORAN *et al.*, 2013).

3.1.2 Ciclo real

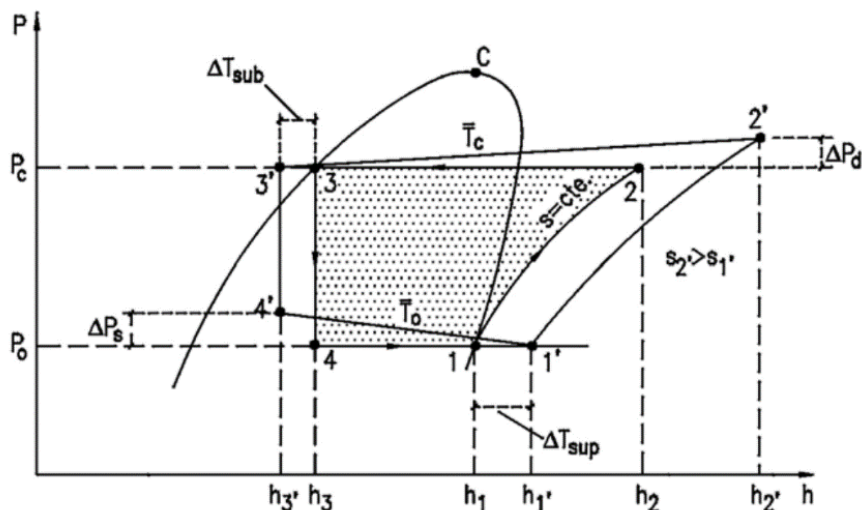
Diferentemente de um ciclo teórico, que opera dentro da curva de saturação do fluido refrigerante empregado, o ciclo real é desenvolvido considerando as perdas de carga nos trocadores de calor (condensador e evaporador). Isto permite que seja possível melhorar o desempenho do ciclo, isto é, a capacidade do ciclo de retirar calor sobre a potência consumida pelo compressor (MEDEIROS; BARBOSA, 2010).

Assim sendo, o ciclo real difere do ciclo teórico principalmente em razão das irreversibilidades que acontecem nos componentes. Das fontes comuns de irreversibilidades estão o atrito do fluido, que causa quedas de pressão, e a transferência de calor com a vizinhança (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Ainda, segundo Da Silva (2023), dentre as principais diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico, pode-se listar: a queda de pressão nas linhas de descarga de líquido e sucção, e também no condensador e no evaporador; o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador e o superaquecimento do fluido na sucção do compressor, com a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor e a etapa de compressão como um processo politrópico, ao invés do processo isentrópico definido no ciclo teórico.

A figura 2 mostra o diagrama de fase, no plano pressão versus entalpia específica, com a sobreposição de um ciclo real e um ciclo teórico, onde ΔP_d é a diferença de pressão na linha de descarga, ΔP_s é a diferença de pressão na linha de sucção, ΔT_{sub} é o sub-resfriamento do fluido e ΔT_{sup} é o superaquecimento do fluido.

Figura 2 – Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração em um diagrama de fases



Fonte: Da Silva (2023).

Segundo Çengel e Boles (2013) a obtenção de líquido saturado ($x=0$) ao final do processo de condensação do refrigerante não é um processo fácil de executar, e não é interessante conduzir o fluido refrigerante para o dispositivo de expansão antes que ele seja condensado por completo. Por esse motivo o fluido é sub-resfriado do ponto 3 até o ponto 3' antes de entrar no dispositivo de expansão. De forma análoga, a obtenção de vapor saturado ($x=1$) ao final do processo de evaporação também pode ser difícil de ser controlada com precisão, e devido à necessidade de garantir somente a entrada de vapor no compressor, opta-se pelo superaquecimento do fluido refrigerante do ponto 1 até o ponto 1'.

3.2 Balanço de energia

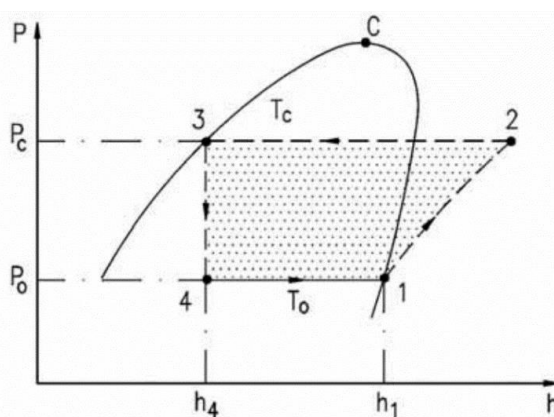
O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e à temperatura de vaporização (T_0) (DA SILVA, 2023).

3.2.1 Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_o) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, ou seja, a taxa de calor retirada pelo evaporador do meio que se quer resfriar.

A figura 3 destaca o processo de transferência de calor no evaporador (4-1) para um ciclo teórico no diagrama de fases.

Figura 3 – Processo de transferência de calor no evaporador



Fonte: Da Silva (2023).

A equação que descreve esse processo sofrido pelo refrigerante no evaporador pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (1)$$

Conhecidos a capacidade frigorífica, o ciclo e o fluido refrigerante do sistema, pode-se determinar o fluxo mássico de fluido refrigerante (\dot{m}_f) que circula através dos equipamentos, uma vez que as entalpias na saída (h_1) e entrada (h_4) do evaporador são conhecidas (DA SILVA, 2023).

O estado termodinâmico do refrigerante na entrada do evaporador pode ser determinado utilizando a temperatura ou pressão neste ponto e a mesma entalpia determinada para a entrada do dispositivo de expansão. Esta terceira propriedade é necessária, uma vez que fluido está em estado bifásico e, conseqüentemente a temperatura e a pressão são propriedades dependentes. Ao passo que, para a

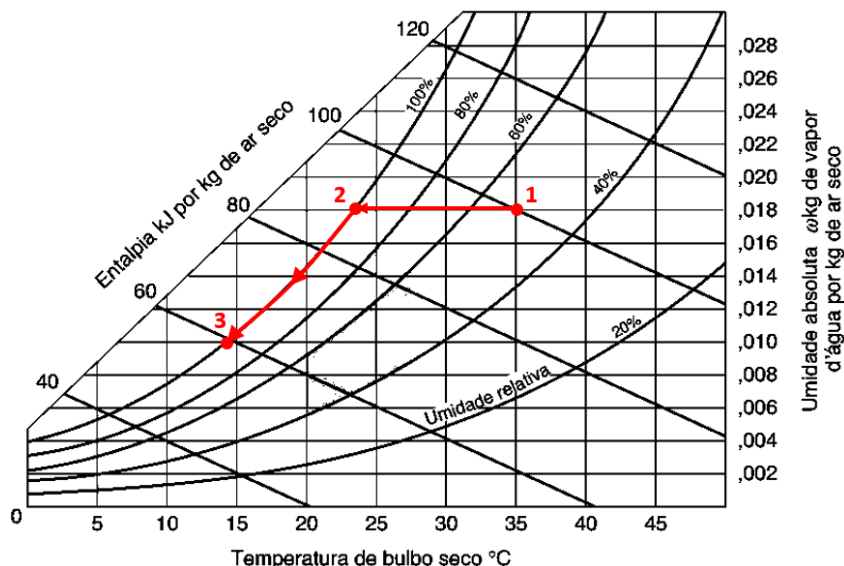
obtenção do estado termodinâmico do refrigerante na saída do evaporador basta conhecer a temperatura e pressão naquele ponto (DINIZ *et al.*, 2021).

Ainda segundo Diniz *et al.* (2021), outra forma de determinar a capacidade frigorífica é através do balanço de energia sobre o fluido secundário que atravessa o evaporador, isto é, sobre o fluido que participa da troca de calor com o fluido refrigerante, como por exemplo, o ar aspirado por um ventilador nas aletas do trocador de calor. Para isso considera-se a taxa de transferência de calor que o fluido secundário (ar) fornece ao evaporador. Essa taxa pode ser estimada, para um fluxo mássico de ar conhecido, através do uso de cartas psicrométricas, comparando-se o estado inicial com o estado final do ar e determinando a diferença de entalpia envolvida no seu resfriamento.

Geralmente, o resfriamento e a desumidificação do ar ocorrem ao mesmo tempo durante a passagem através de um evaporador. No processo de resfriamento há redução na temperatura do ar e aumento de umidade relativa, mas sem alteração de umidade absoluta. Ao atingir o ponto de orvalho, a redução de temperatura fará com que a umidade absoluta diminua, ou seja, ocorre condensação do vapor d'água presente no ar, já que a umidade relativa está no seu máximo (DA SILVA, 2019).

Este processo pode ser analisado por meio de uma carta psicrométrica representada na figura 4, em que a abscissa representa a temperatura de bulbo seco (TBS), a ordenada representa a umidade absoluta, e as variáveis dependentes são a temperatura de bulbo úmido (TBU), a umidade relativa e a entalpia por unidade de massa de ar seco. No qual, considerando o resfriamento do ar a pressão constante, parte-se do estado 1 até o estado 2, com umidade absoluta constante e diminuição de entalpia. A partir deste ponto, se o resfriamento prosseguir, o estado da mistura de ar-vapor será coincidente àqueles que formam a linha de saturação, com umidade relativa igual a 100% e diminuição de entalpia, até atingir o ponto 3. Nesta etapa haverá condensação da umidade presente no ar (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

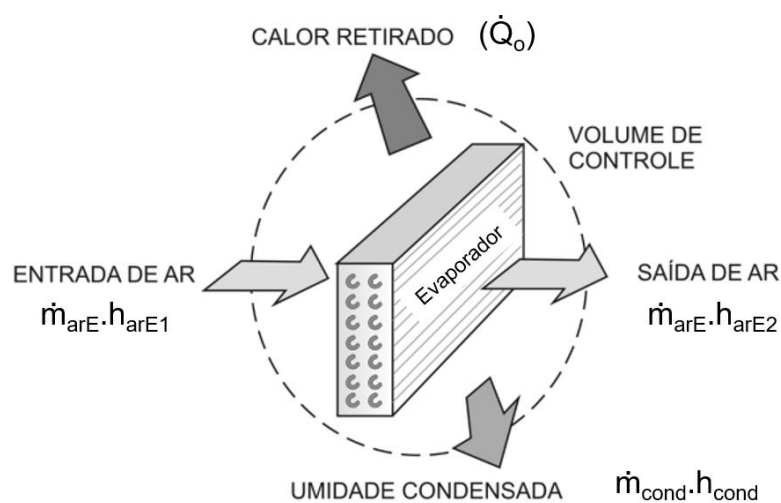
Figura 4 – Processo de resfriamento e desumidificação em uma carta psicrométrica



Fonte: Adaptado de Borgnakke e Sonntag (2013).

Com a finalidade de estudar esse processo, é importante realizar o balanço de energia através do volume de controle que contenha o evaporador, ilustrado na figura 5, em que são consideradas todas as entradas e saídas de energia no processo de resfriamento do ar no evaporador.

Figura 5 – Balanço de energia para o resfriamento e desumidificação do ar em um evaporador



Fonte: Adaptado de Da Silva (2019).

A partir disso, considerando que a energia que entra no volume de controle é igual a energia que sai deste volume, chega-se à seguinte equação que une o fluxo de calor no evaporador (\dot{Q}_o) com o fluxo mássico de ar no evaporador (\dot{m}_{arE}), as entalpias específicas do ar na entrada (h_{arE1}) e saída (h_{arE2}) do evaporador, o fluxo mássico de condensação (\dot{m}_{cond}) e a entalpia da água condensada (h_{cond}):

$$\dot{m}_{arE} \cdot h_{arE1} = \dot{m}_{arE} \cdot h_{arE2} + \dot{Q}_o + \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} \quad (2)$$

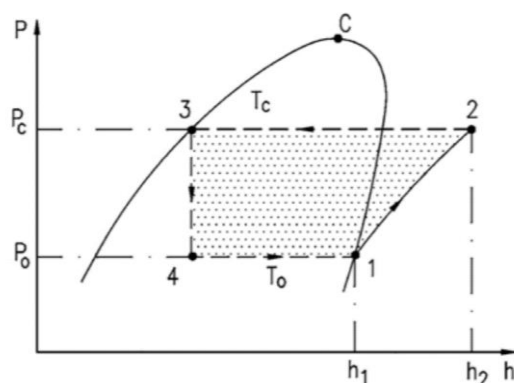
Observa-se que a entalpia da água condensada (h_{cond}) é muito pequena, e, portanto, o último termo pode ser desprezado (DA SILVA, 2019).

3.2.2 Potência teórica de compressão

A potência teórica de compressão (\dot{W}_c) é a quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter o acréscimo de pressão necessário do ciclo teórico. Em um ciclo real, o compressor perde calor para a vizinhança. No entanto, a quantidade de calor perdida é baixa quando comparada à energia imposta para realizar o processo de compressão (DA SILVA, 2023).

A figura 6 destaca o processo de compressão no compressor (1-2) para um ciclo teórico no diagrama de fases.

Figura 6 – Processo de compressão isentrópica no compressor



Fonte: Da Silva (2023).

A equação que descreve esse processo sofrido pelo refrigerante no compressor pode ser escrita como:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

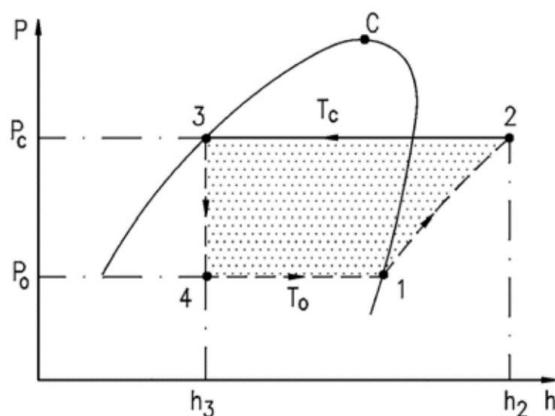
No qual são obtidas do diagrama de fases as entalpias específicas na entrada do compressor (h_1) e na saída do compressor (h_2).

3.2.3 Calor rejeitado no condensador

O condensador de um sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor que dependerá da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor (DA SILVA, 2023).

A figura 7 destaca o processo de transferência de calor no condensador (2-3) para um ciclo teórico no diagrama de fases.

Figura 7 – Processo de transferência de calor no condensador



Fonte: Da Silva (2023).

A equação que descreve esse processo sofrido pelo refrigerante no condensador pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (4)$$

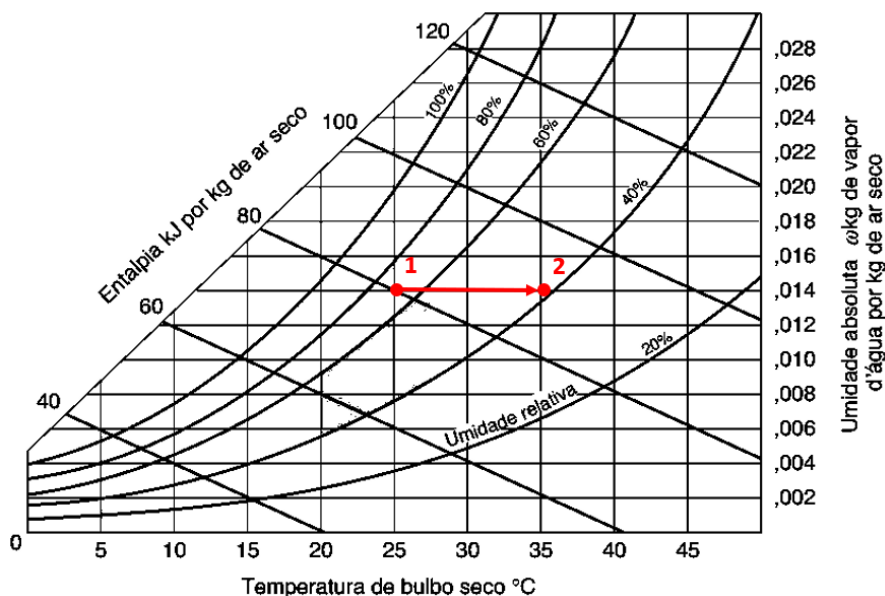
No qual são obtidas do diagrama de fases as entalpias específicas na entrada do condensador (h_2) e na saída do condensador (h_3).

De forma semelhante ao evaporador, os estados termodinâmicos na entrada e saída do condensador podem ser obtidos conhecendo-se a pressão e temperatura de cada ponto.

Assim, como analisado anteriormente no evaporador, pode-se considerar a taxa de transferência de calor no fluido secundário (ar) para analisar o processo no condensador. Neste caso, o fluido refrigerante libera calor para o ar ao passar da fase de vapor superaquecido para líquido saturado (ou sub-resfriado). Para um fluxo mássico de ar conhecido que passa no condensador, pode-se estimar essa taxa através do uso de cartas psicrométricas, comparando-se o estado inicial com o estado final do ar e determinando sua diferença de entalpia (DINIZ *et al.*, 2021).

A figura 8 representa um processo de aquecimento do ar à pressão constante em uma carta psicrométrica, no qual, parte-se do ponto 1 até o ponto 2 com aumento de entalpia, diminuição na umidade relativa, mas sem alteração na umidade absoluta.

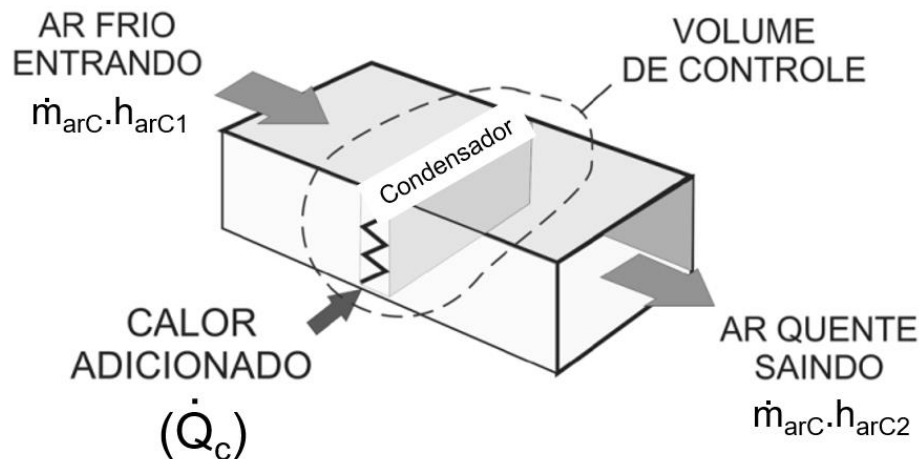
Figura 8 – Processo de aquecimento em uma carta psicrométrica



Fonte: Adaptado de Borgnakke e Sonntag (2013).

Para estudar este processo, realiza-se o balanço de energia através de um volume de controle que contenha o condensador, ilustrado na figura 9, em que são consideradas todas as entradas e saídas de energia no processo de aquecimento do ar no condensador.

Figura 9 – Balanço de energia para o aquecimento do ar em um condensador



Fonte: Adaptado de Da Silva (2019).

Novamente, considerando que a energia que entra no volume de controle é igual a energia que sai deste, chega-se à seguinte equação que une o fluxo de calor no condensador (\dot{Q}_C) com o fluxo mássico de ar no condensador (\dot{m}_{arC}) e as entalpias específicas na entrada (h_{arC1}) e saída (h_{arC2}) do condensador:

$$\dot{m}_{arC} \cdot h_{arC1} + \dot{Q}_C = \dot{m}_{arC} \cdot h_{arC2} \quad (5)$$

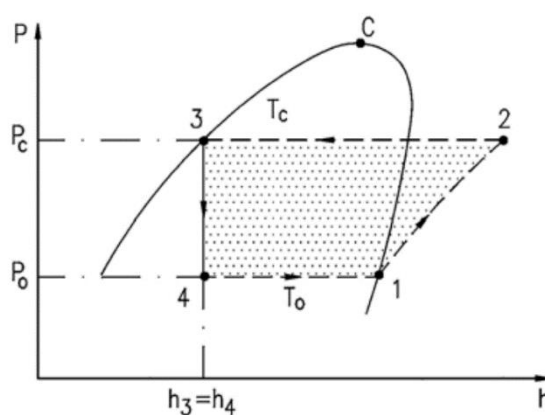
3.2.4 Dispositivo de expansão

Novamente, segundo Da Silva (2023), no dispositivo de expansão o processo teórico é adiabático. Desta forma, o processo sofrido pelo refrigerante nesta etapa pode ser escrito como:

$$h_3 = h_4 \quad (6)$$

A figura 10 destaca o processo adiabático realizado no dispositivo de expansão (3-4) para um ciclo teórico no diagrama de fases.

Figura 10 – Processo adiabático no dispositivo de expansão



Fonte: Da Silva (2023).

3.2.5 Coeficiente de desempenho do ciclo

O coeficiente de desempenho (COP) de um ciclo de refrigeração é um parâmetro importante na análise de sistemas frigoríficos, uma vez que pode ser entendido como um índice de eficiência do sistema, estabelecendo uma relação entre o calor trocado no evaporador e o trabalho fornecido ao sistema. Este coeficiente pode ser definido, para um mesmo fluxo mássico nos componentes, como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (7)$$

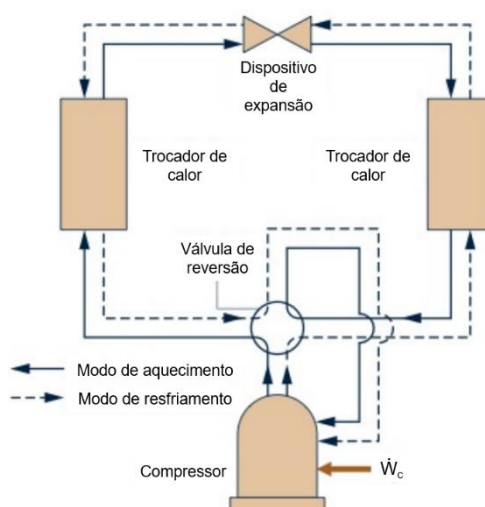
Infere-se a partir da equação 7 que o COP do ciclo teórico é dependente das propriedades do refrigerante e, por consequência, das temperaturas de condensação e vaporização (DA SILVA, 2023).

3.3 Ciclo reverso e bombas de calor

Um sistema de ar-condicionado tipo ciclo-reverso contém, além dos componentes usuais de um ciclo de resfriamento (ciclo frio), uma válvula de reversão responsável por inverter o sentido do ciclo de refrigeração, fazendo os trocadores de calor trabalharem tanto como evaporador quanto condensador. Assim, um sistema de refrigeração do tipo ciclo-reverso operando no ciclo de aquecimento, fará com que o trocador de calor que, no ciclo frio, trabalhava na função de evaporador passe a trabalhar na função de condensador, aquecendo o ambiente, ao passo que o trocador de calor que trabalhava como condensador passe a trabalhar como evaporador (MMA, 2017).

Segundo Moran *et al.* (2013), um sistema desse tipo pode ser tratado como um sistema de bomba de calor por compressão de vapor, no qual o método de análise é o mesmo do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, bem como os desvios do ciclo real em relação ao ciclo teórico, mas com o objetivo de aquecer o ambiente. Um esquema de um sistema de bomba de calor é apresentado na figura 11, no qual uma válvula de reversão permite a mudança no ciclo de operação do equipamento, a partir do qual se pode utilizar os trocadores de calor para resfriar ou aquecer o ambiente.

Figura 11 – Esquema de funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com ciclo reverso



Fonte: Adaptado de Moran et al. (2013).

3.4 Componentes auxiliares

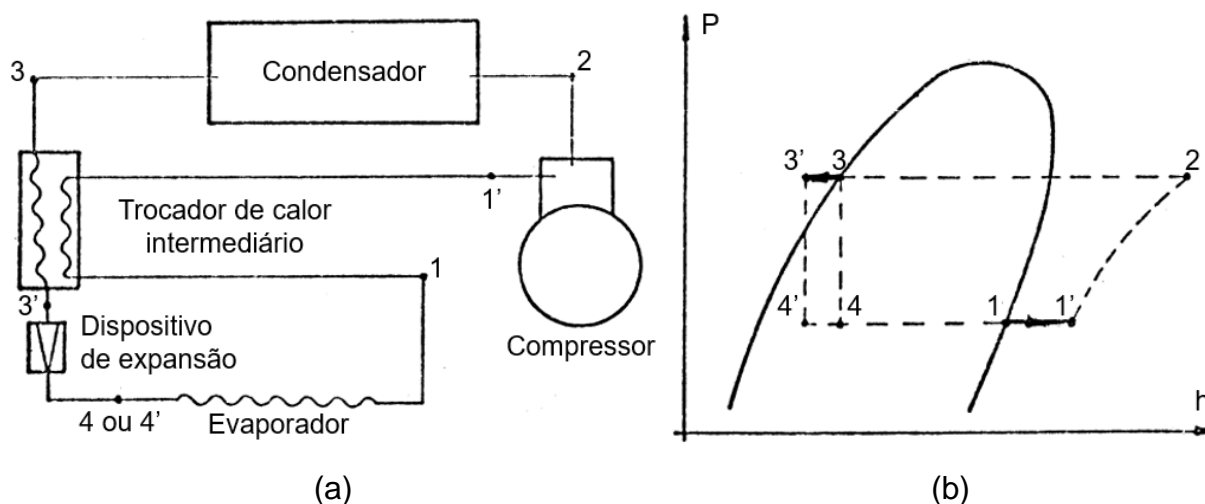
Além dos componentes básicos de um sistema de refrigeração, outros componentes auxiliares podem se fazer presentes e serão apresentados a seguir.

3.4.1 Trocador de calor intermediário

Sistemas de refrigeração podem utilizar trocadores de calor intermediários que resfriam o líquido que sai do condensador através do vapor a caminho do compressor, que por sua vez, é aquecido em razão da troca térmica com este líquido. Este tipo de trocador de calor garante que o vapor que entra no compressor esteja superaquecido, evitando a entrada de líquido no compressor, e também garante o sub-resfriamento do líquido que sai do condensador, evitando a formação de bolhas de vapor de refrigerante que entrariam no dispositivo de expansão, dificultando seu escoamento (JUNIOR, 2003).

A figura 12 mostra em (a) um esquema de um sistema de refrigeração com um trocador intermediário e em (b) seu ciclo correspondente em um diagrama de fases no plano pressão versus entalpia específica, onde o líquido saturado proveniente do condensador no ponto 3 é resfriado no trocador de calor intermediário até alcançar o ponto 3' (sub-resfriamento) e o vapor proveniente do evaporador no ponto 1 é aquecido no trocador de calor intermediário até o ponto 1' (superaquecimento).

Figura 12 – Em (a) esquema sistema de refrigeração por compressão de vapor com um trocador de calor intermediário e em (b) respectivo diagrama de fases no plano pressão versus entalpia específica



Fonte: Adaptado de Junior (2023).

Admitindo-se um processo adiabático e aplicando a primeira lei da termodinâmica ao trocador de calor intermediário, tem-se que:

$$h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1 \quad (8)$$

3.4.2 Filtro secador

Filtros secadores são dispositivos que têm por objetivo eliminar partículas estranhas e a umidade, que se presentes na instalação de refrigeração ocasionariam problemas graves (DA COSTA, 1982).

3.4.3 Ventilador

Ventiladores podem ser utilizados em sistemas de refrigeração para aumentar a taxa de transferência de calor nos trocadores de calor. De acordo com Çengel e Boles (2013), o modo de transferência de energia envolvido neste processo é a convecção forçada, que envolve efeitos combinados de condução e movimento do

fluido provocado por um ventilador, e quanto mais intenso for o movimento do fluido, maior será a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido.

3.4.4 Termostato

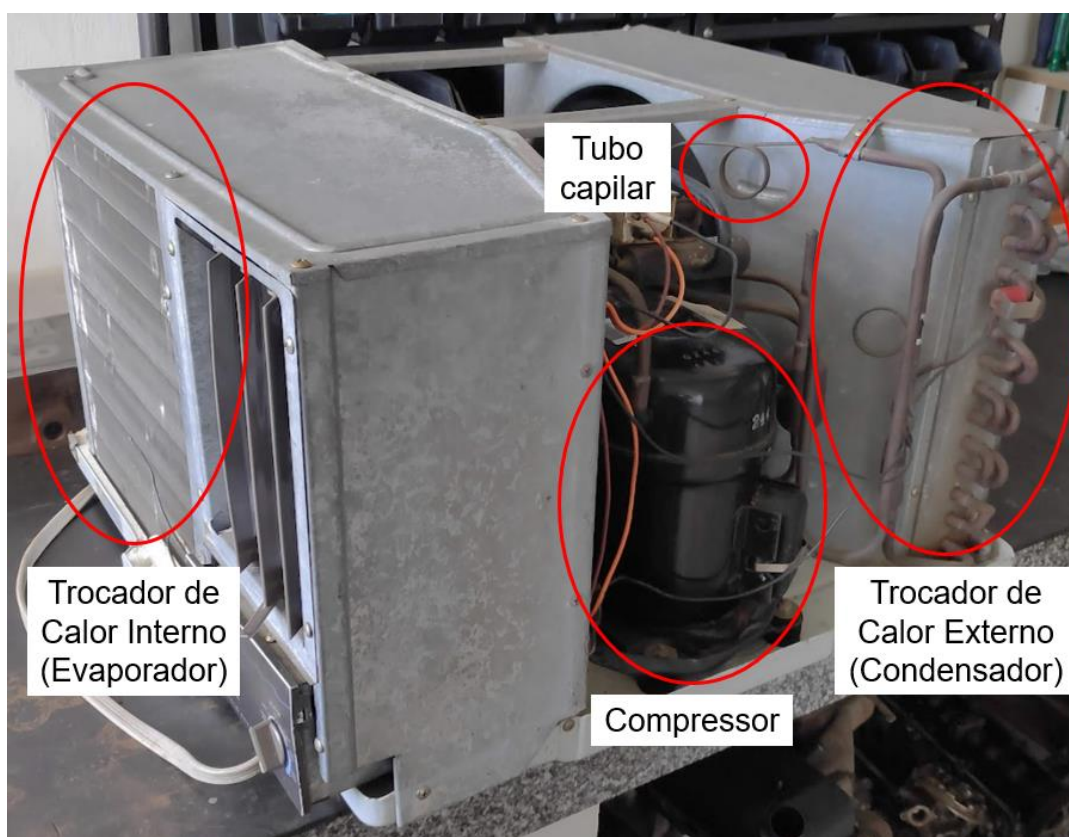
O controle de temperatura de um sistema de refrigeração pode ser feito através de um termostato baseado na expansão e contração de um gás. Neste dispositivo, ao ocorrer aumento de temperatura, o gás contido se expande, fechando o circuito elétrico e ligando o compressor. E, ao atingir determinada redução de temperatura preestabelecida, há contração do gás, fazendo com que a mola seja capaz de abrir o circuito, desligando o compressor (SEDUC, 2023).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Considerando o objetivo geral de construir uma bancada de refrigeração por compressão de vapor didático-experimental, o presente trabalho visou adaptar um equipamento de ar-condicionado de janela de modo que fosse possível medir as propriedades do ciclo de refrigeração, possibilitando estudar seu comportamento.

Para isso, optou-se por utilizar como etapa inicial na construção desta bancada um ar-condicionado de janela convencional tipo ciclo reverso com capacidade frigorífica nominal de 10.000 BTU/h, que foi modificado e instrumentado para permitir o estudo de seu ciclo de refrigeração. A figura 13 apresenta o aparelho de ar-condicionado utilizado como base para a construção da bancada, com os principais componentes indicados.

Figura 13 – Ar-condicionado de janela utilizado como base para a construção de uma bancada didático-experimental de refrigeração



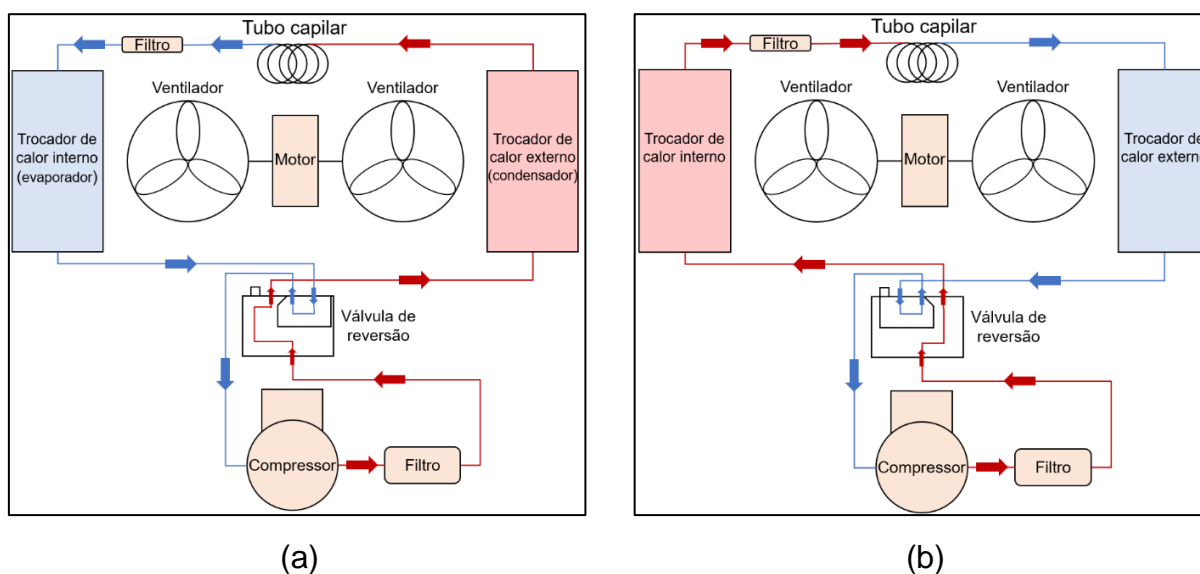
Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

O aparelho opera com o fluido refrigerante R22 e compõe-se dos componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor: um compressor, um condensador, um tubo capilar (dispositivo de expansão) e um evaporador. Há também um motor acoplado a dois ventiladores, para facilitar a troca térmica nos trocadores de calor, filtros e uma válvula de reversão.

A fim de ser coerente com a possibilidade de operar a bancada em ciclo reverso, dar-se-á o nome de trocador de calor interno ao evaporador do ciclo frio e trocador de calor externo ao condensador do ciclo frio.

O esquema representativo do sistema de refrigeração com seus componentes do qual foi construído a bancada está representado na figura 14, em (a) para o sistema operando no ciclo frio e em (b) para o sistema operando em ciclo de aquecimento (ciclo reverso).

Figura 14 – Esquema de funcionamento do ar-condicionado de janela com seus componentes em (a) para o ciclo frio e em (b) para o ciclo de aquecimento



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Para a adaptação deste aparelho em uma bancada didático-experimental foi necessário instrumentá-lo de modo a permitir o estudo dos processos envolvidos no ciclo de refrigeração, como é descrito a seguir.

Para permitir calcular a taxa de transferência de calor nos trocadores de calor, foi avaliada a mudança de estado termodinâmico sofrida pelo ar que passa pelos trocadores de calor. Para isso, termopares do tipo J, mostrados na figura 15, foram utilizados para medir a temperatura de bulbo seco (TBS) e temperatura de bulbo úmido (TBU) do ambiente, ou seja, as condições iniciais, que podem ser especificadas em uma carta psicrométrica, do ar que troca calor com as partes do sistema de refrigeração. Este tipo de termopar pôde ser utilizado em razão da compatibilidade de sua faixa de utilização, de -40°C a 750°C , com as temperaturas esperadas nos pontos medidos.

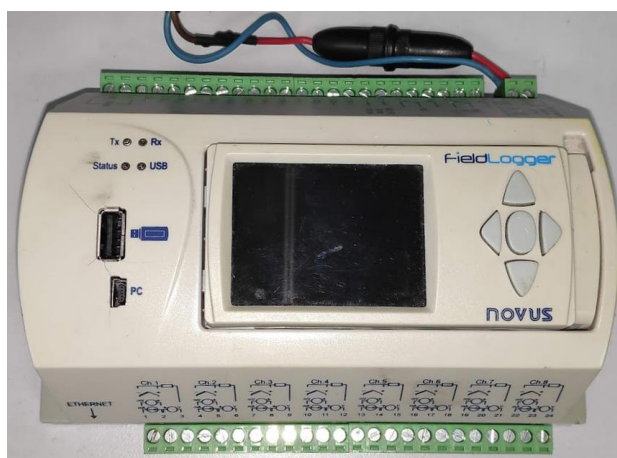
Figura 15 – Termopar tipo J



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Um *DataLogger* Industrial Multicanais *Fieldlogger* da marca Novus, mostrado na figura 16 foi utilizado para realizar a leitura em tempo real, com intervalo de atualização de 1 segundo, das temperaturas através de sua interface.

Figura 16 – *DataLogger* Industrial Multicanais *Fieldlogger* da marca Novus



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Além disso, as saídas de ar dos trocadores de calor foram canalizadas em regiões de diâmetro conhecido (\varnothing_{duto}). Para isso, foi fabricada uma peça de transição produzida em uma impressora 3D da marca *Creativity*, modelo Ender-3 V2, de modo que fosse possível acoplar um tubo de PVC de 150 mm de diâmetro nas saídas dos trocadores de calor, adaptado de tal forma a garantir a homogeneização na velocidade de ar. Para isso, no interior do tubo PVC foram adaptados canudos plásticos para homogeneizar o perfil das velocidades do fluxo de ar, conforme é mostrado na figura 17.

Figura 17 – Tubo PVC com canudos



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Para o trocador de calor interno, essa transição foi realizada diretamente com a peça de transição e o tubo PVC, enquanto que para o trocador de calor externo foi necessário um módulo de transição intermediário entre o trocador de calor e a peça impressa, produzido a partir de placas de fibras de madeira cortadas a laser.

Por fim, utilizou-se um termo-higro-anemômetro da marca Politem, modelo POL-20 e intervalo de medição de 0,4 a 30 m/s, mostrado na figura 18, para medir a velocidade do ar nas saídas dos trocadores de calor, que em razão dos diâmetros conhecidos, permitiram calcular sua vazão volumétrica e, a partir da carta psicrométrica, calcular sua vazão mássica e potência trocada entre o ar e cada trocador de calor

Figura 18 – Termo-higro-anemômetro



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Além disso, na saída de ar dos trocadores de calor também foram instalados termopares para medir temperatura do ar que troca calor esses componentes. Essas são as condições finais do ar que troca calor com os trocadores de calor do sistema de refrigeração.

Assim, a partir da determinação do fluxo mássico de ar em cada trocador de calor e da diferença entre a entalpia específica do ar em suas saídas e a entalpia específica do ar ambiente, foi possível calcular a potência trocada no trocador de calor

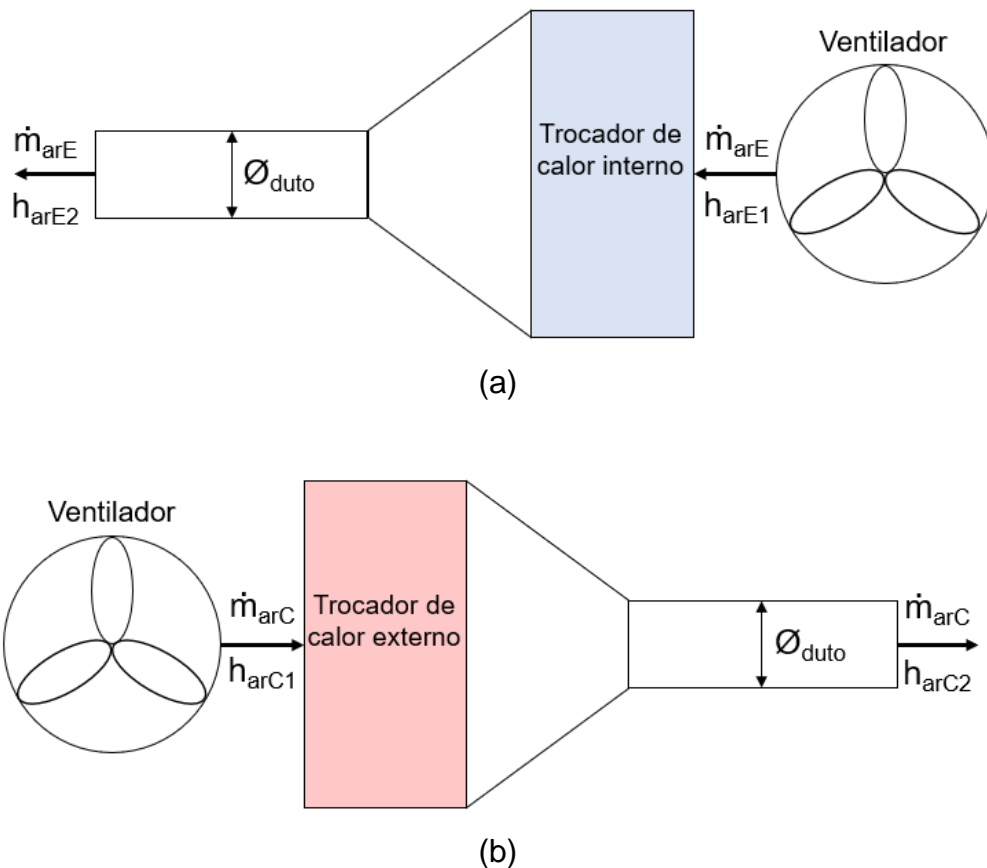
interno (\dot{Q}_o), por meio da equação 2, e a potência trocada no trocador de calor externo (\dot{Q}_C), por meio da equação 5.

$$\dot{m}_{arE} \cdot h_{arE1} = \dot{m}_{arE} \cdot h_{arE2} + \dot{Q}_o + \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{arC} \cdot h_{arC1} + \dot{Q}_C = \dot{m}_{arC} \cdot h_{arC2} \quad (5)$$

Um esquema representativo dos dutos de ar adaptados nos trocadores de calor está representado na figura 19.

Figura 19 – Esquema representativo dos dutos de ar dos trocadores de calor em (a) para o trocador de calor interno e em (b) para o trocador de calor externo



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Quanto à medição das temperaturas do fluido refrigerante nos diferentes pontos do sistema, foram instalados 4 termopares nas tubulações, localizados na

entrada e na saída do trocador de calor interno e na entrada e na saída do trocador de calor externo, os quais foram conectados ao *datalogger* para a leitura das temperaturas em tempo real através de sua interface.

Quanto às variações nas condições de operação, a bancada permite trabalhar com duas velocidades de ventilação diferentes, ajustadas através do próprio controlador do aparelho de ar-condicionado, alterando assim as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor. Também é possível alternar entre ciclo de resfriamento e ciclo de aquecimento, totalizando quatro cenários de operação possíveis do aparelho para uma mesma condição do ambiente. Assim, os ciclos podem ser traçados no diagrama de fases para os diferentes cenários de operação.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Apresentar-se-á a seguir a forma como se deu a construção de uma bancada didático-experimental de refrigeração a partir de um ar-condicionado de janela, iniciando com as adaptações nas saídas de ar dos trocadores de calor, com o objetivo de direcionar o fluxo de ar em uma área conhecida para determinar sua vazão. Segue-se com a instalação dos termopares utilizados para a medição das temperaturas do fluido refrigerante do sistema e do ar que passa através dos trocadores de calor, com a posterior configuração de um *datalogger* para ser utilizado como indicador de temperatura, bem como a calibração dos termopares.

Na sequência são descritos os resultados obtidos em um teste experimental realizado para o equipamento, com a análise das medições realizadas, determinação do ciclo de refrigeração e potência trocada nos trocadores de calor. E, por fim é apresentado um formulário feito para ser utilizado durante qualquer teste experimental realizado na bancada.

5.1 Direcionamento do ar na saída do trocador de calor interno

A fim de medir o fluxo de ar que passa pelos trocadores de calor, foi necessário direcionar este fluxo, com as velocidades homogeneizadas, até uma região de área de seção transversal conhecida. Para o trocador de calor interno modelou-se uma peça no *software* Inventor que foi impressa em uma impressora 3D da marca *Creality*, modelo Ender-3 V2, capaz de servir como transição da geometria retangular de sua saída até uma geometria circular, permitindo um encaixe de um tubo de PVC de 150 mm em seu entorno. Esta peça é mostrada na figura 20 já instalada na saída do trocador de calor interno.

Figura 20 – Peça de transição acoplada na saída do trocador de calor interno



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

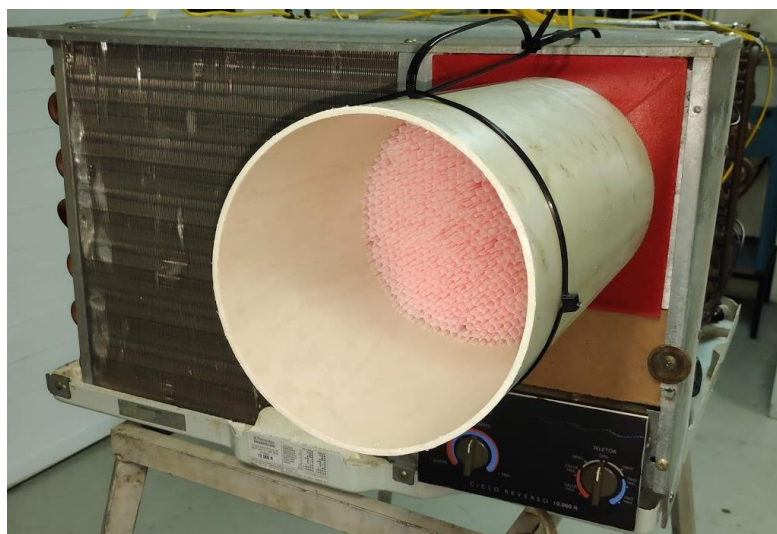
Para conduzir o fluxo com as mesmas velocidades do ar em qualquer ponto da saída, utilizou-se um tubo de PVC de 150 mm de diâmetro adaptado de um segmento composto por diversos canudos de plásticos de 5 mm de diâmetro capaz de homogeneizar o perfil das velocidades do ar, conforme já abordado no capítulo anterior.

Dessa forma, ao direcionar o fluxo de ar até uma região conhecida, pode-se determinar sua vazão a partir da medição de sua velocidade, que em razão de sua homogeneidade, pode ser medida com maior assertividade. Isso pôde ser comprovado medindo as velocidades do ar com o termo-higro-anemômetro em diferentes pontos do diâmetro de saída, as quais apresentaram os mesmos valores.

Assim, para realizar a medição da velocidade do ar na saída do trocador de calor interno, utiliza-se um termo-higro-anemômetro. O método de realização de um experimento completo será descrito posteriormente neste trabalho.

A figura 21 apresenta a adaptação completa realizada no equipamento para a análise das propriedades do ar na saída do trocador de calor interno.

Figura 21 – Adaptação completa na saída do trocador de calor interno

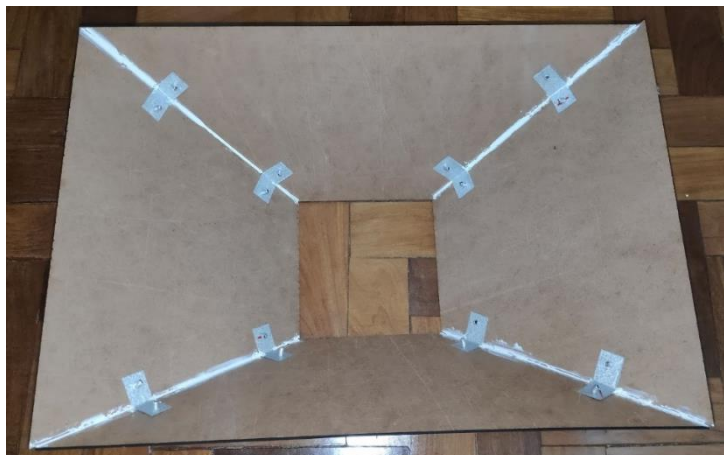


Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.2 Direcionamento do ar na saída do trocador de calor externo

Semelhante ao que foi realizado para o trocador de calor interno, fez-se também o direcionamento do ar na saída do trocador externo. Para isso, utilizou-se o mesmo conjunto descrito anteriormente: uma peça impressa semelhante à utilizada no outro trocador de calor para a transição da área retangular até a circular com a posterior conexão de outro tubo de PVC de 150 mm adaptado com canudos de plástico de 5 mm de diâmetro. Para o trocador de calor externo, no entanto, em razão de sua maior área de saída de ar, foi necessário fabricar e instalar uma transição que unisse a área retangular maior à área retangular menor, da qual poderia ser acoplada o conjunto citado anteriormente. Para isso, um conjunto de transição retangular construído com placas de fibras de madeira foi fabricado para ser fixado na saída do trocador de calor externo. Para o corte das placas foi utilizada uma máquina de corte e gravação a laser da marca *Cutmaker*, modelo CMK-6040 da linha *Prime*. E, para a sua montagem, as placas foram acopladas com juntas L fixadas com rebites, juntamente com cola adesiva, conforme é apresentado na figura 22.

Figura 22 – Placas do módulo de transição em fibras de madeira acopladas

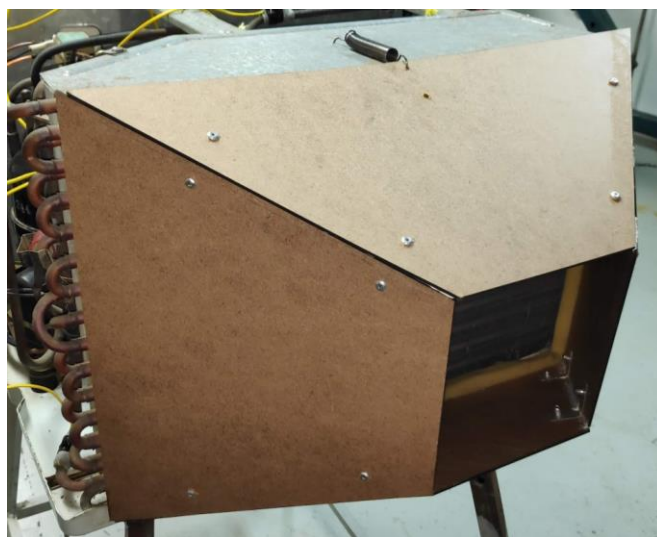


Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

A partir disso, o módulo foi acoplado na saída de ar do trocador externo, reduzindo sua área de seção transversal e permitindo que o fluxo de ar fosse direcionado à saída. Para este acoplamento, foram utilizados dois parafusos com a função de servir como suporte inferior e uma mola presa na parte superior, de maneira que fosse possível montar e desmontar o conjunto no ar-condicionado. Também foi utilizada espuma nas laterais internas das quatro placas do conjunto com o objetivo de vedar as laterais do acoplamento.

A figura 23 apresenta a saída do trocador de calor externo com o módulo de transição acoplado, com a área de fluxo de ar reduzida e pronto para ser unido ao restante do conjunto para direcionamento do fluxo de ar.

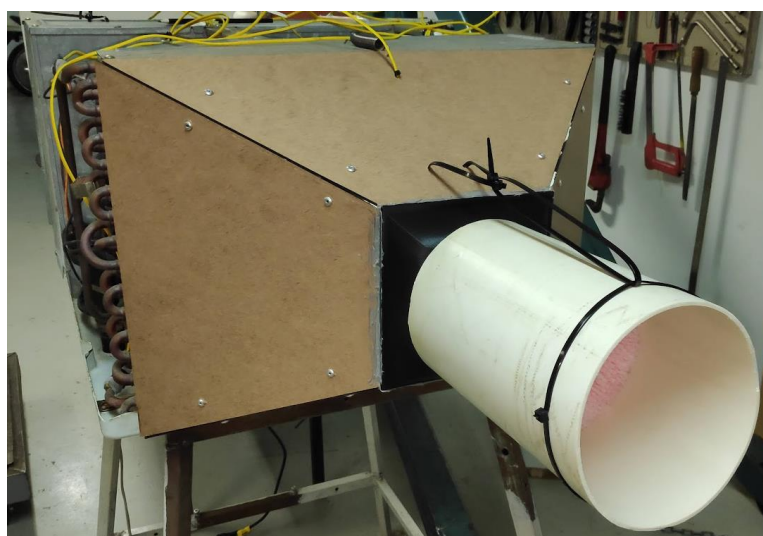
Figura 23 – Módulo de transição acoplado à saída do trocador de calor externo



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

De maneira semelhante ao realizado no trocador de calor interno, instalou-se o uma peça semelhante impressa em impressora 3D na saída do módulo de transição, permitindo o acoplamento do tubo de PVC de 150 mm com a adaptação de canudos para garantir a homogeneização do perfil da velocidade de ar em sua saída, conforme mostra a figura 24.

Figura 24 – Adaptação completa na saída do trocador de calor externo



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.3 Instrumentação do sistema

Em paralelo à construção do sistema para medição do fluxo de ar na saída dos trocadores de calor, fez-se a instrumentação da bancada para permitir a medição das temperaturas do fluido refrigerante e do ar nos diferentes pontos do ciclo de refrigeração.

Para tal, foram utilizados termopares do tipo J para a medição das temperaturas em conjunto com um *DataLogger* Industrial Multicanais *Fieldlogger* da marca Novus, que permite a utilização simultânea de 8 canais. Para este estudo a utilização do *datalogger* se dará apenas para a verificação da temperatura em tempo real em sua interface, sem o registro de dados.

5.3.1 Configuração do *datalogger* e calibração dos termopares

O primeiro passo foi realizar a configuração do *datalogger* em um computador através do *software* da fabricante, disponibilizado gratuitamente.

Para isso, foram definidos 8 pontos a serem medidos na bancada, que foram configurados no *software* para corresponder aos respectivos canais do *datalogger*. Os canais configurados, do ponto de vista do aparelho operando em ciclo frio, foram: temperatura do refrigerante na saída do trocador de calor interno (canal 1); temperatura do refrigerante na entrada do trocador externo (canal 2); temperatura do refrigerante na saída do trocador externo (canal 3); temperatura do refrigerante na entrada do trocador interno (canal 4); temperatura de bulbo seco do ar ambiente (canal 5); temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (canal 6); temperatura do ar na saída do trocador externo (canal 7) e temperatura do ar na saída do trocador interno (canal 8).

Ao nomear estes canais no programa, entretanto, foi considerado a possibilidade de o aparelho operar em ciclo reverso, situação que inverteria o sentido dos fluxos nos trocadores de calor, transformando a entrada em saída, e vice-versa. Assim, nomeou-se os 4 canais de: “A – Trocador Interno” (canal 1); “A – Trocador Externo” (canal 2); “B – Trocador Externo” (canal 3) e “B – Trocador Interno” (canal 4).

Os demais canais foram nomeados de acordo com o descrito anteriormente, uma vez que são válidos para qualquer condição operacional.

A interface do programa para a configuração dos canais analógicos é mostrada na figura 25.

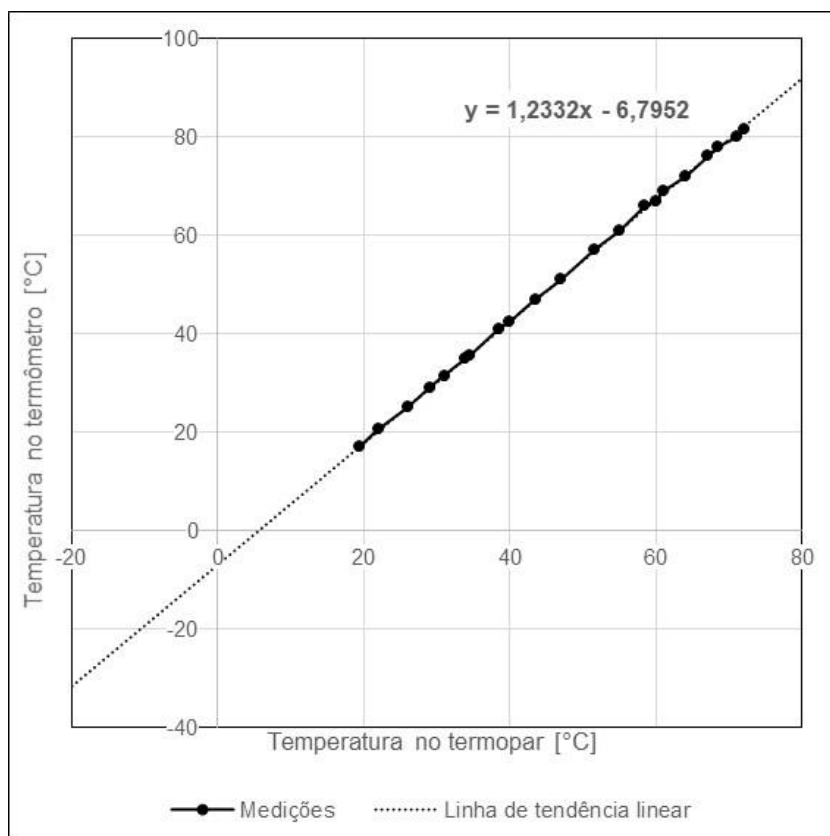
Figura 25 – Interface da configuração de canais analógicos do *datalogger*

Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Após isso, foi necessário realizar a calibração dos termopares. Para tal, comparou-se a temperatura dos termopares indicada no *datalogger* com a indicação de um termômetro à álcool, utilizado como referência de valor verdadeiro de temperatura, ambos imersos em água, sob diferentes condições de temperatura. Com isso, através de 21 medições realizadas em diferentes temperaturas da água, pôde-se compilar os dados em uma planilha eletrônica e definir uma função que relacionasse os valores de medição de temperatura do termopar com os valores de temperatura obtidos com o termômetro

A figura 26 apresenta os pontos de temperatura medidos, a linha de tendência linear gerada e sua respectiva função plotada em um gráfico cuja abscissa representa a temperatura medida com o termopar, em °C, e a ordenada representada a temperatura medida no termômetro, em °C.

Figura 26 – Gráfico de comparação entre a temperatura obtida com o termopar e temperatura obtida com o termômetro à álcool



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Nota-se que a função gerada pôde ser descrita por uma reta, uma vez que a relação entre os pontos é aproximadamente linear. Dessa forma, foi possível realizar a calibração através do mesmo *software*, com a inserção de dois pontos da reta no programa enviado ao *datalogger*. Assim, a interface passou a informar a temperatura em conformidade com aquela corrigida.

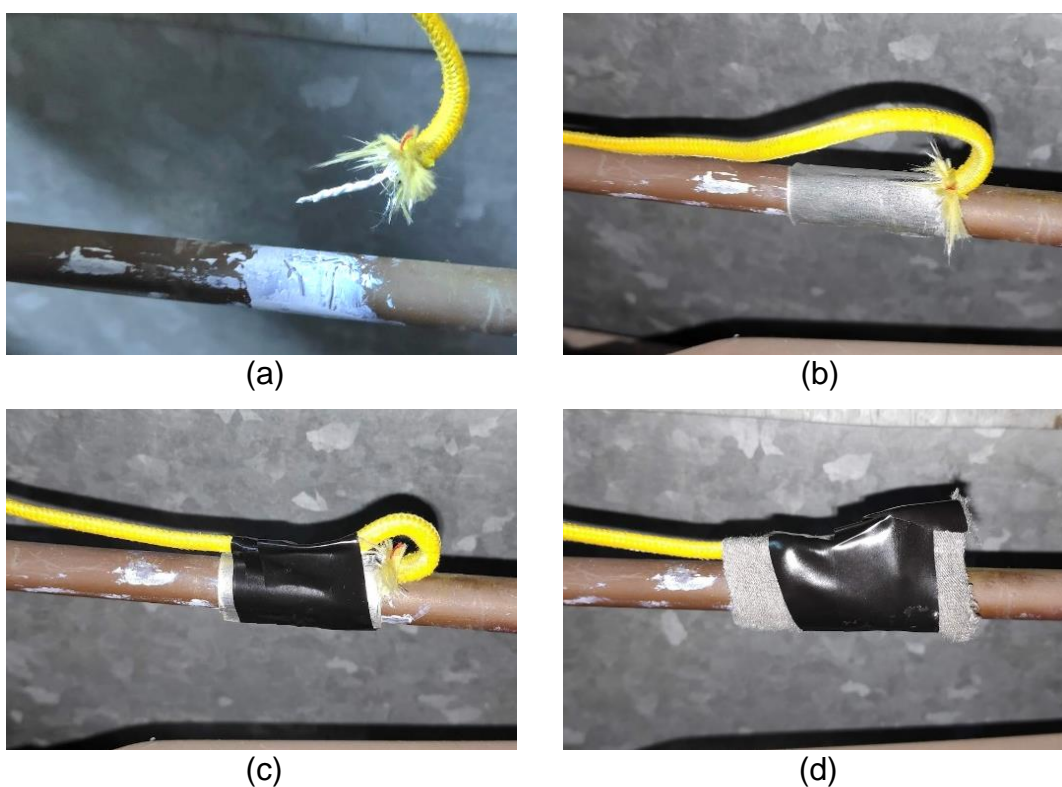
5.3.2 Instrumentação para as medições das temperaturas do R22

Com a calibração completa, iniciou-se a instalação dos termopares na bancada. Para isso, os termopares foram preparados enrolando-se, em uma ponta, os dois fios metálicos em torno de si, e na outra ponta, preparando-se ambos os fios para a conexão no *datalogger*. Assim, para a instalação nos quatro pontos de medição

das temperaturas do fluido refrigerante, a ponta de cada termopar foi envolta com pasta térmica para permitir a melhor dispersão do calor em todo o seu entorno, seguida de um invólucro de alumínio com o objetivo de equalizar a temperatura do tubo ao redor de todo o termopar, acompanhado de um reforço com fita isolante na fiação do termopar para auxiliar na sua fixação e por fim uma última camada de pano de algodão para isolar melhor o termopar do meio externo.

A figura 27 apresenta as diferentes etapas para a instalação dos termopares nos quatro pontos da tubulação do sistema de refrigeração, em (a) a preparação com pasta térmica na ponta do termopar, em (b) a fixação do termopar com um invólucro de alumínio, em (c) o reforço em sua fiação, e em (d) a instalação finalizada.

Figura 27 – Etapas para a instalação dos termopares na tubulação



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.3.3 Instrumentação para as medições das temperaturas do ar

Para possibilitar as medições da temperatura do ar ambiente foram instalados dois termopares em uma região de turbulência de ar entre os dois trocadores de calor, gerada pelo próprio ventilador do trocador externo. Um dos termopares foi instalado em contato direto com o ar, para medir a TBS, e o outro envolto por uma camada fina de algodão umedecido, para medir a TBU. Esta região de turbulência foi escolhida por facilitar a evaporação de água no algodão do termopar sem sofrer alteração na temperatura do ar, visto que não se encontra próxima de outros componentes com variações significativas de temperatura.

A figura 28 apresenta os dois termopares utilizados para a medição de TBS (à direita) e TBU (à esquerda) do ar ambiente instalados na bancada.

Figura 28 – Termopares instalados para a medição da TBS e TBU do ar ambiente



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Para medir as temperaturas do ar quente ou frio que passa pelos trocadores de calor, um termopar foi instalado na saída de ar do trocador externo e outro na saída do trocador interno. Para isso, por meio de um furo em cada saída, cada termopar foi fixado de modo a ter contato direto com o ar que atravessa cada trocador de calor.

A figura 29 apresenta o termopar instalado na saída do trocador de calor interno, conforme descrito.

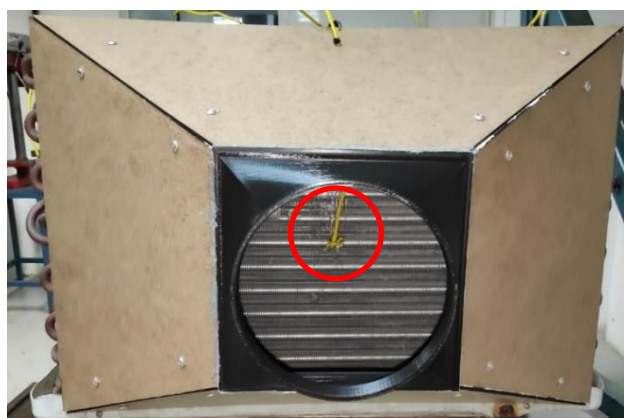
Figura 29 – Termopar instalado na saída do trocador de calor interno



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

De forma semelhante, a figura 30 apresenta o termopar instalado na saída do trocador de calor externo.

Figura 30 – Termopar instalado na saída do trocador de calor externo

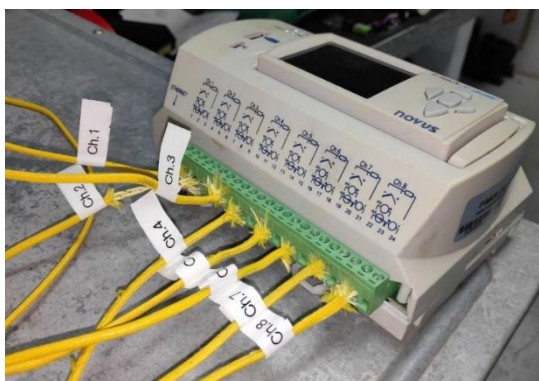


Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.3.4 Preparação do *datalogger* para leitura dos termopares

Com a fixação dos termopares na bancada completa, fez-se a conexão de cada um nos canais correspondentes já configurados no *datalogger*, o qual passou a mostrar em tempo real a indicação da temperatura de cada um. Também, cada termopar foi identificado com uma etiqueta correspondente ao seu canal para facilitar sua reinstalação, conforme é mostrado na figura 31.

Figura 31 – *Datalogger* com os termopares identificados conectados



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.3.5 Finalização da bancada

Após as implementações descritas nos tópicos anteriores a construção da bancada didático-experimental pôde ser concluída conforme é mostrada na figura 32.

Figura 32 – Bancada didático-experimental finalizada



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.4 Teste experimental

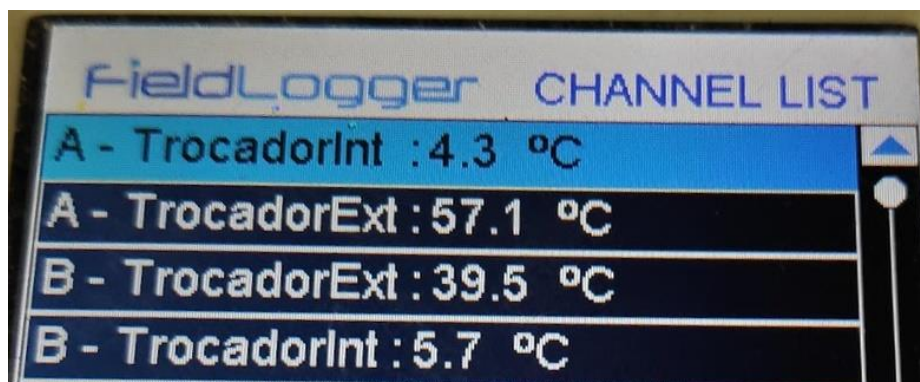
Com a bancada pronta, foi realizado um teste do sistema operando no ciclo frio com potência máxima de ventilação, a fim de validar o seu funcionamento.

5.4.1 Temperaturas do R22

Para o teste, fez-se as medições das temperaturas nos quatro pontos da tubulação do fluido refrigerante R22, o qual permitirão determinar o ciclo de refrigeração correspondente em um diagrama de fases, bem como seu COP.

O procedimento para esta medição foi ligar o ar-condicionado e aguardar a estabilização das temperaturas indicadas no *datalogger*, para a qual foram necessários cerca de 5 minutos. Assim, pôde-se verificar as temperaturas dos pontos na tubulação, as quais podem ser observadas na figura 33.

Figura 33 – Temperaturas do R22 medidas no teste experimental indicadas na interface do *datalogger*



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

O quadro 1 apresenta as temperaturas do refrigerante R22 nos diferentes pontos do sistema de refrigeração lidas na interface do *datalogger* e nomeadas em razão de sua localização para o ciclo frio.

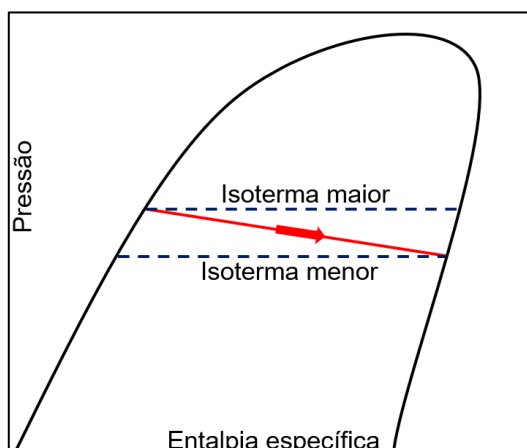
Quadro 1 – Temperaturas do R22 no teste experimental

Ponto 1 - Saída do Trocador de Calor Interno	4,3 °C
Ponto 2 - Entrada do Trocador de Calor Externo	57,1 °C
Ponto 3 - Saída do Trocador de Calor Externo	39,5 °C
Ponto 4 - Entrada do Trocador de Calor Interno	5,7 °C

Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Pôde-se observar que a temperatura medida na entrada do trocador de calor interno (5,7°C) foi maior que a medida em sua saída (4,3°C), situação que não seria possível em um ciclo teórico, já que nele as perdas de carga na tubulação são desprezadas. Entretanto, o ciclo real apresenta perda de carga, que se combinada com a ausência de superaquecimento na saída do trocador de calor, irá causar diminuição de temperatura do refrigerante durante seu processo de evaporação, passando da isoterma de maior temperatura para a isoterma de menor temperatura, conforme mostra o esboço de um diagrama de fases genérico da figura 34.

Figura 34 – Processo de evaporação do refrigerante com perda de carga



Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

Conforme apresentado neste trabalho, o superaquecimento do refrigerante antes de sua entrada no compressor é importante. No entanto, o refrigerante frio ainda precisa passar pela válvula de reversão antes de chegar no compressor, etapa que garante seu superaquecimento, uma vez que há troca térmica com o refrigerante quente que também percorre a mesma válvula.

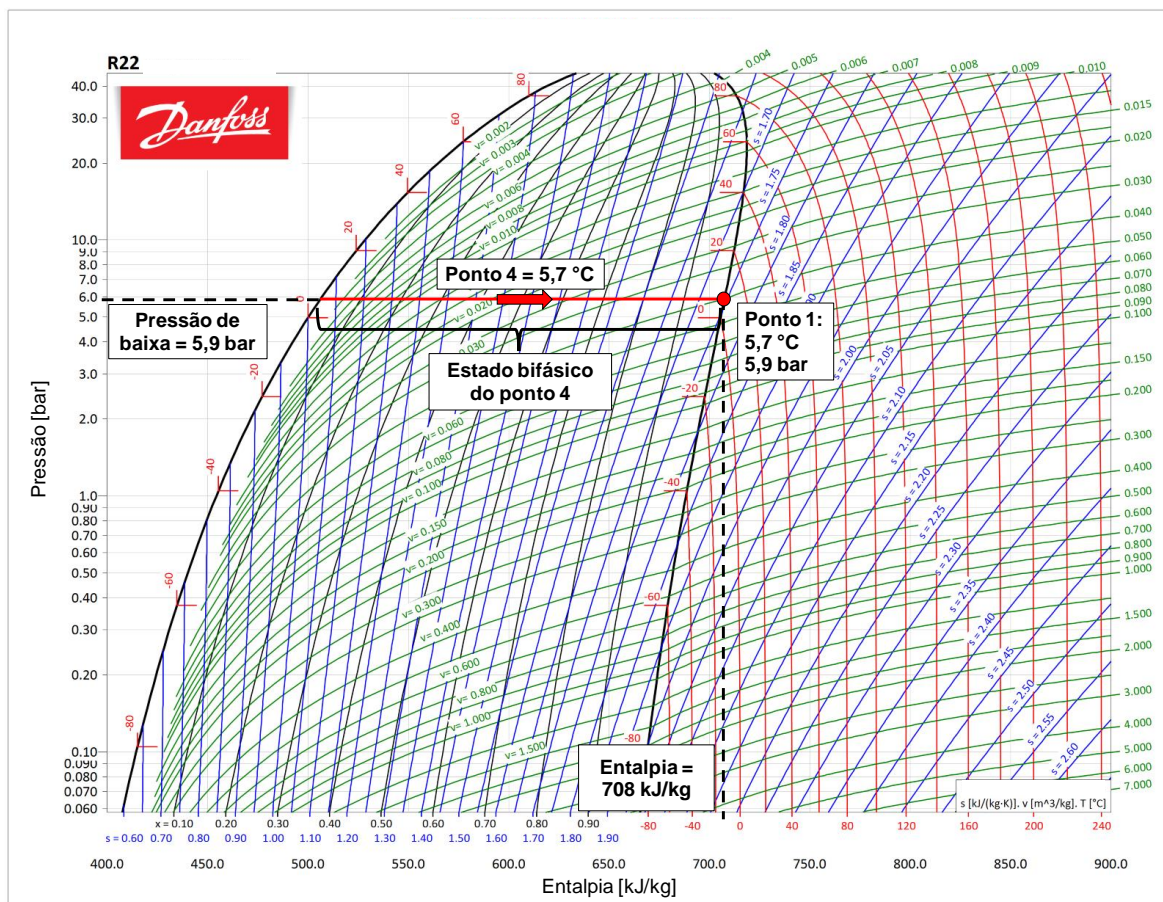
Visando contribuir para uma melhor didática no processo de análise da bancada, para este estudo foram desconsideradas as trocas térmicas além daquelas envolvidas nos trocadores de calor e desconsideradas as perdas de pressão em razão do comprimento da tubulação ou componentes, com exceção do tubo capilar. Assim, para determinar a localização dos quatro pontos no diagrama de fases do fluido R22 basta conhecer, além das temperaturas nos pontos, a pressão de baixa e a pressão de alta do ciclo. Deste modo, a temperatura na saída do trocador de calor interno (T_1) foi considerada igual à temperatura na entrada do trocador interno (T_4), com o R22 saindo do trocador no estado de vapor saturado, de modo que $T_1 = T_4 = 5,7^\circ\text{C}$.

5.4.2 Processos do R22 no diagrama de fases

A partir das temperaturas do R22 nos diferentes pontos foi possível traçar os processos ocorridos com o refrigerante durante o ciclo de refrigeração em seu diagrama de fases (ANEXO A) de acordo com o procedimento descrito a seguir.

A pressão de baixa, na entrada do trocador de calor interno (saída do tubo capilar), pode ser determinada conhecendo apenas sua temperatura medida no ponto 4, já que se trata de um estado bifásico, isto é, o ponto 4 deve se encontrar em algum ponto da reta contida no estado bifásico que o descreve. Portanto, o estado do ponto 1 (saída do trocador de calor interno) pode ser obtido através da temperatura medida neste ponto e a pressão de baixa já determinada pelo ponto 4. Este processo é mostrado na figura 35 em um diagrama de fases com os valores obtidos para o experimento realizado.

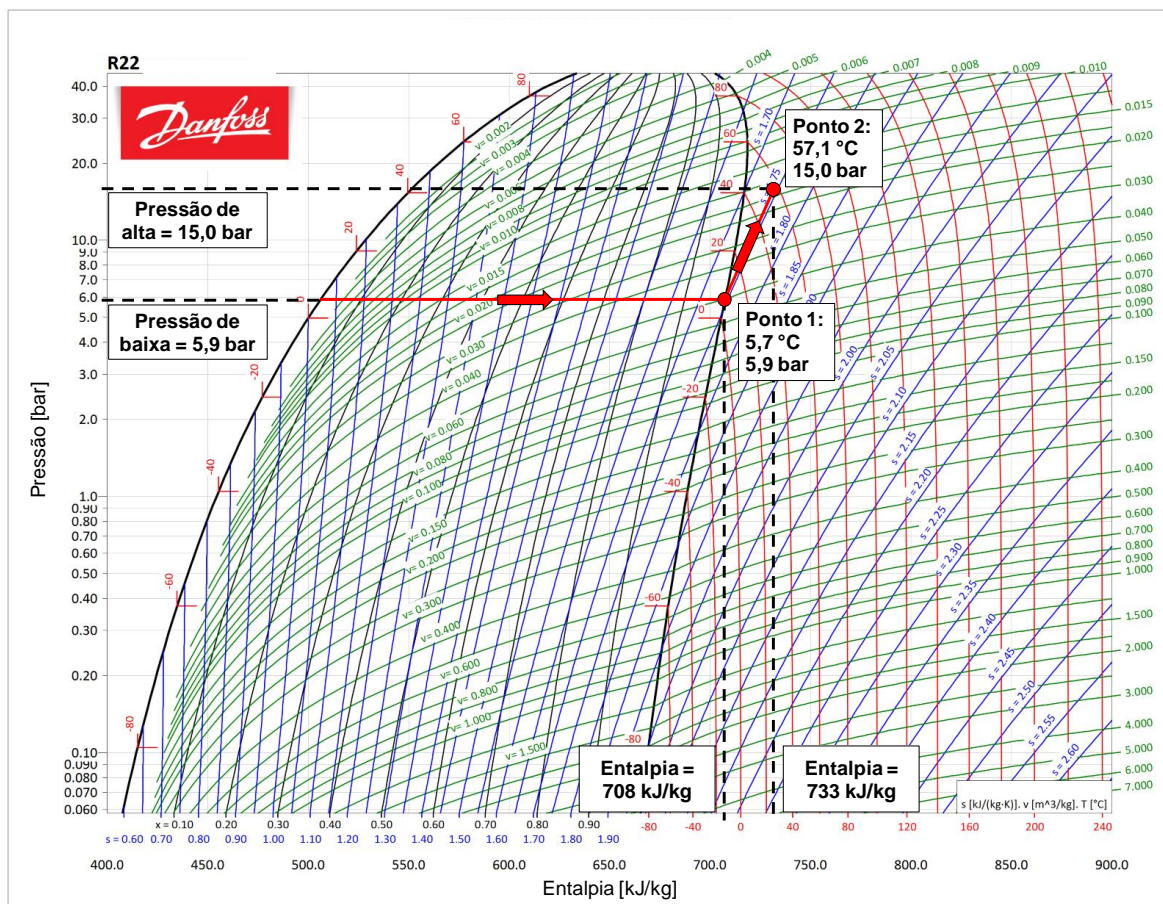
Figura 35 – Obtenção do ponto 1 no diagrama de fases



Fonte: Adaptado de Danfoss (2023).

A seguir, o processo de compressão isentrópica do ponto 1 ao 2 possibilita determinar o estado do ponto 2 no diagrama de fases através da criação de uma reta isentrópica que acompanha o ponto 1 até alcançar a temperatura obtida no ponto 2. Isto permite conhecer também a pressão de alta do ciclo. Este processo, seguido do anterior, é mostrado na figura 36.

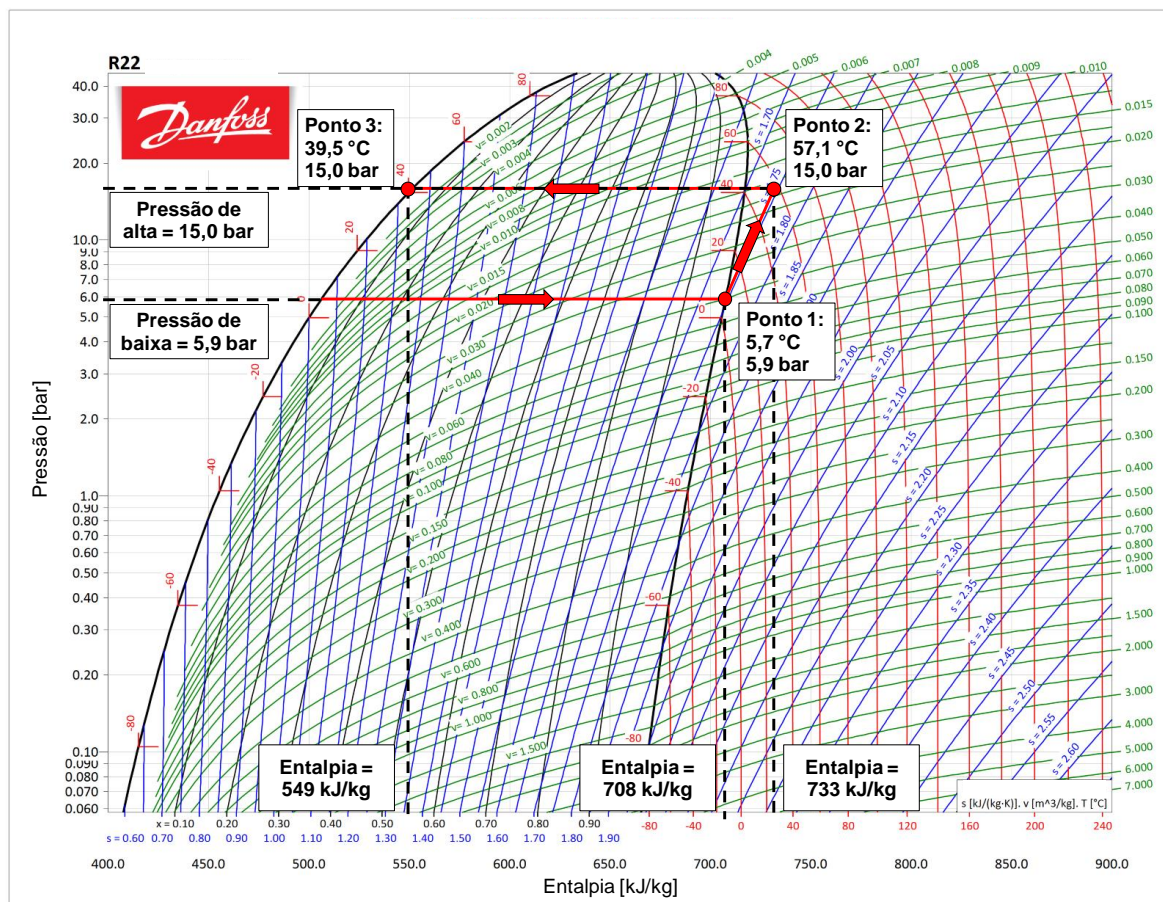
Figura 36 – Obtenção do ponto 2 no diagrama de fases



Fonte: Adaptado de Danfoss (2023).

Com a pressão de alta já determinada, pode-se determinar o estado do ponto 3 através de sua temperatura e pressão conhecidas, conforme é apresentado na figura 37.

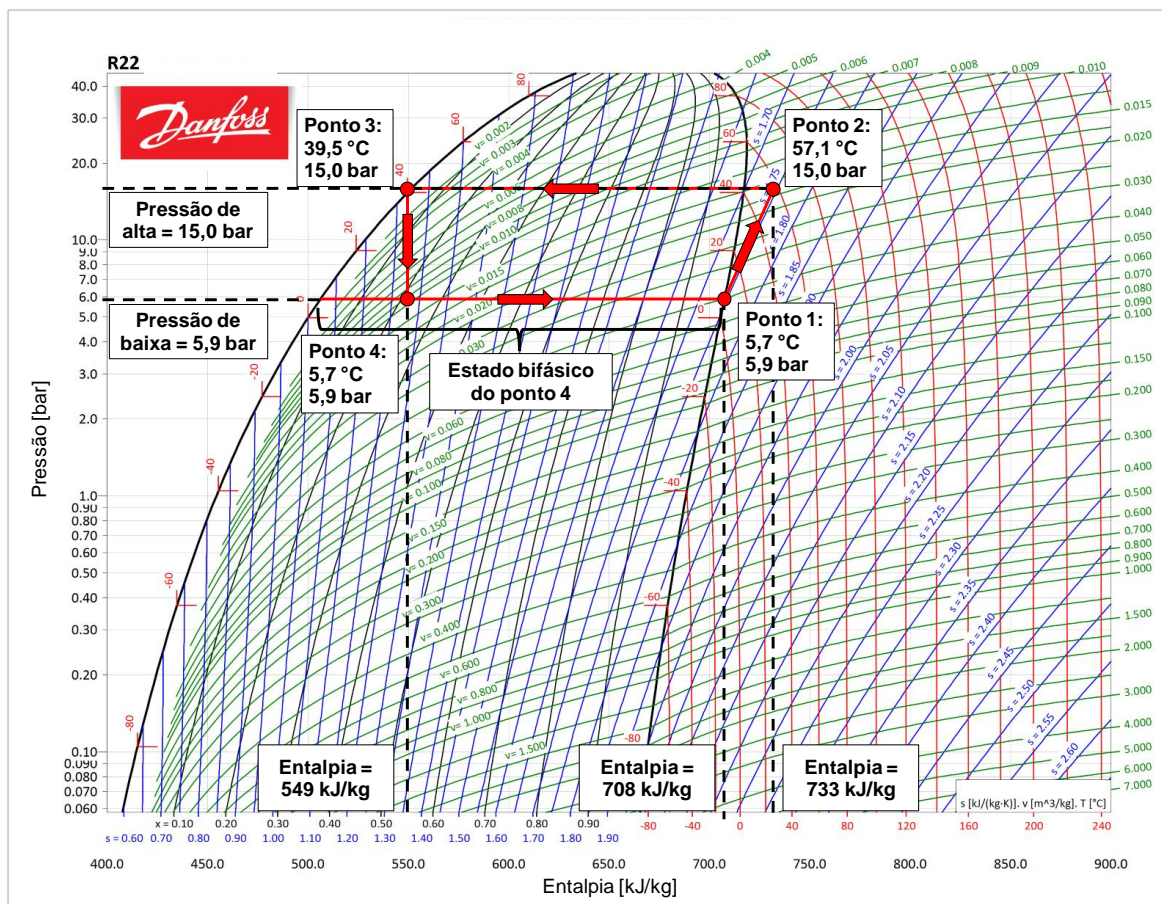
Figura 37 – Obtenção do ponto 3 no diagrama de fases



Fonte: Adaptado de Danfoss (2023).

E, por fim, o processo isentálpico de expansão ocorrido no tubo capilar, do ponto 3 ao ponto 4, permite determinar o estado do ponto 4 através de sua temperatura ou pressão em conjunto com a mesma entalpia específica do ponto 3, conforme é mostrado na figura 38.

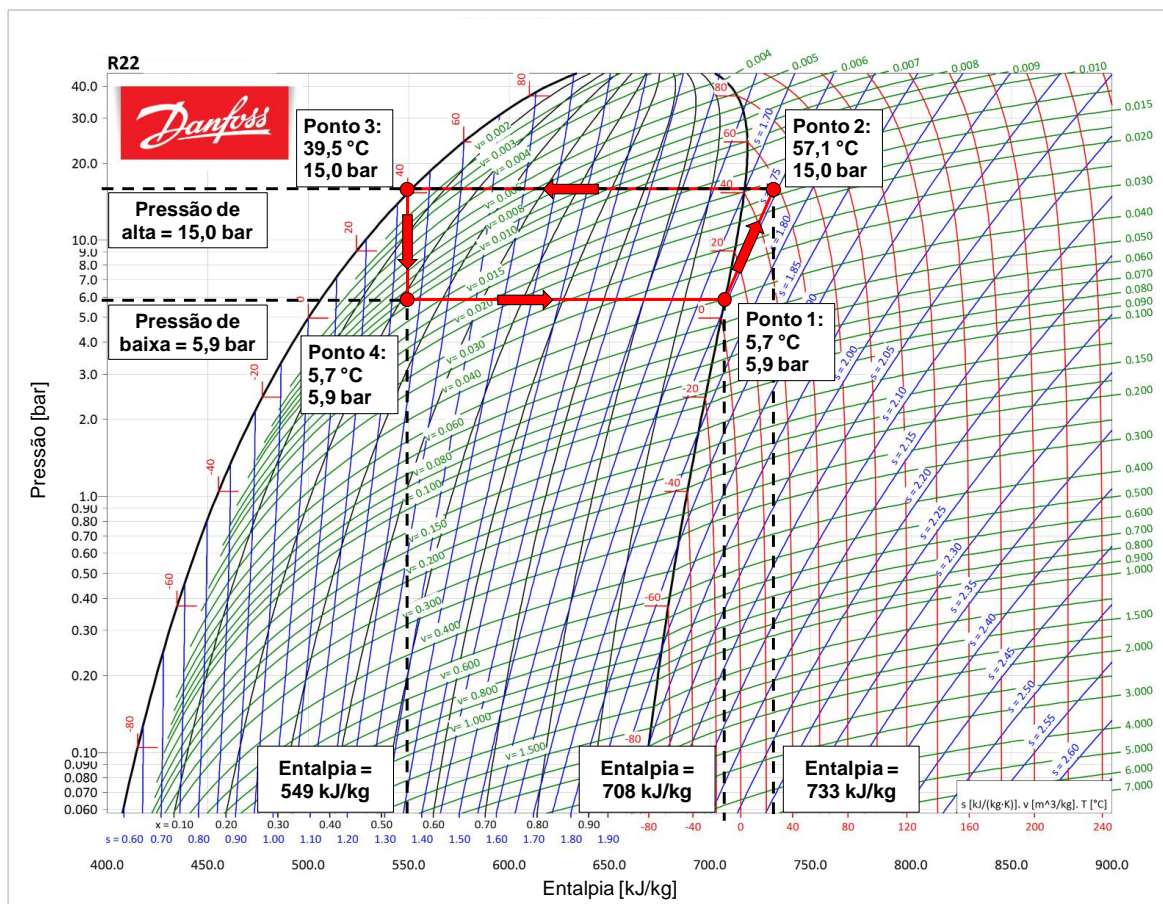
Figura 38 – Obtenção do ponto 4 no diagrama de fases



Fonte: Adaptado de Danfoss (2023).

Posto isto, é possível traçar o ciclo correspondente no diagrama de fases. A figura 39 apresenta o diagrama de fases para o fluido refrigerante R22 com o ciclo de refrigeração traçado de acordo com as medições realizadas na bancada.

Figura 39 – Diagrama de fases com o ciclo completo



Fonte: Adaptado de Danfoss (2023).

Assim sendo, sabendo que h_1 representa a entalpia específica no ponto 1 e assim por diante, é possível calcular o COP do ciclo de refrigeração através da equação 7, o qual se segue conforme o cálculo.

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

$$\text{COP} = \frac{(708 - 549)}{(733 - 708)} = 6,4$$

5.4.3 Temperaturas do ar

Em paralelo à medição das temperaturas do fluido refrigerante, foi medido também o estado termodinâmico do ar com os 4 termopares restantes.

Assim, ao mesmo tempo em que foram verificadas as temperaturas do fluido refrigerante, foram também verificadas as temperaturas referentes ao ar, de modo que houvesse relação entre as medições. Assim, as temperaturas medidas nos pontos podem ser observadas no quadro 2.

Quadro 2 – Temperaturas do ar no teste experimental

Ponto 5 - TBS do Ar Ambiente	19,2 °C
Ponto 6 - TBU do Ar Ambiente	14,8 °C
Ponto 7 - Ar no Trocador de Calor Externo	43,9 °C
Ponto 8 - Ar no Trocador de Calor Interno	9,2 °C

Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

5.4.4 Processos do ar na carta psicrométrica

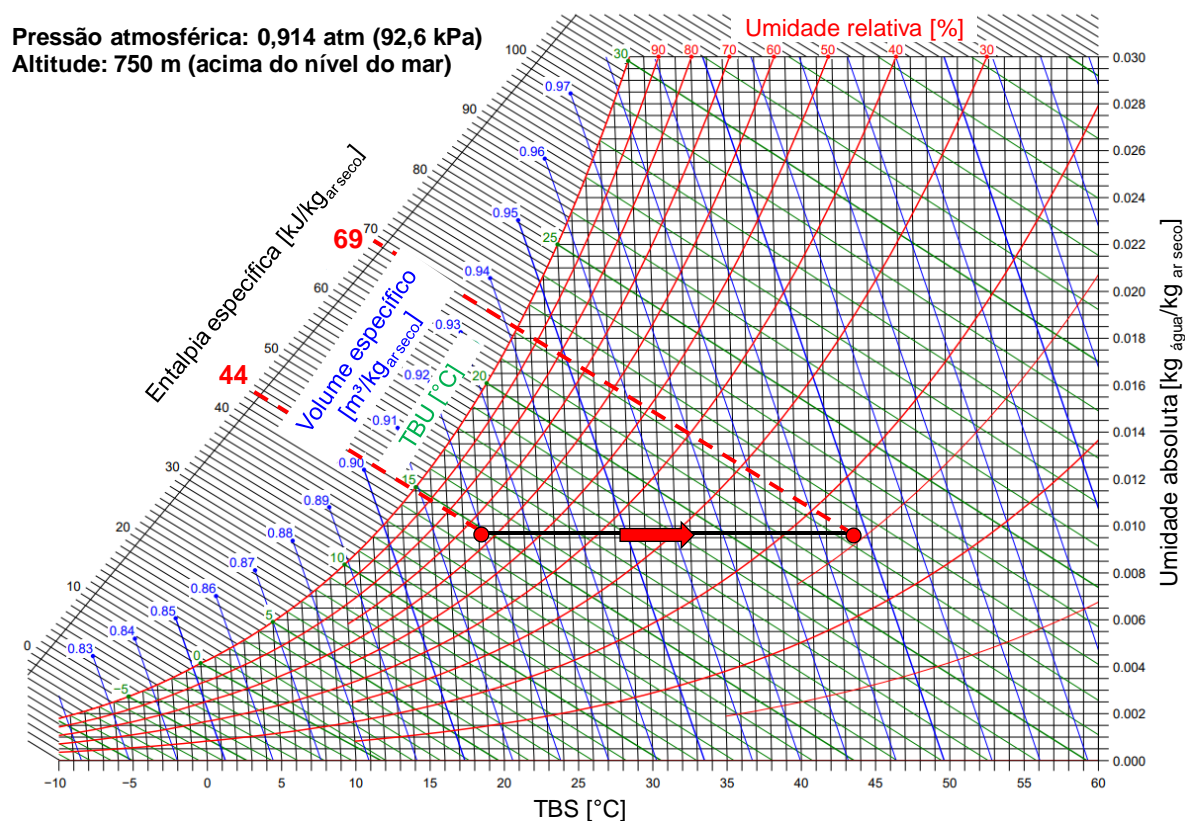
Estes processos podem ser analisados utilizando uma carta psicrométrica para o ar ambiente a uma altitude de 750 m (ANEXO B), altitude aproximada da cidade de Erechim (RS), no qual o experimento foi realizado. Dessa forma, a TBS e TBU do ar ambiente permitem definir o ponto de partida do estado termodinâmico do ar na carta psicrométrica, ao passo que as temperaturas do ar na saída dos trocadores permitem obter o ponto final.

Para esta análise, é importante ressaltar que, para o ar frio ocorre diminuição de temperatura, podendo ou não haver perda de umidade absoluta, conforme a TBS

e TBU medidas. Já para o ar quente ocorre apenas o aumento de temperatura sem ganho ou perda de umidade absoluta, mas com diminuição de umidade relativa.

A figura 40 apresenta a carta psicrométrica, para uma altitude de 750 m, com o processo realizado com o ar ambiente em sua passagem através do trocador de calor externo, na qual ocorre aumento de temperatura, e também são indicadas as entalpias específicas de cada estado do ar.

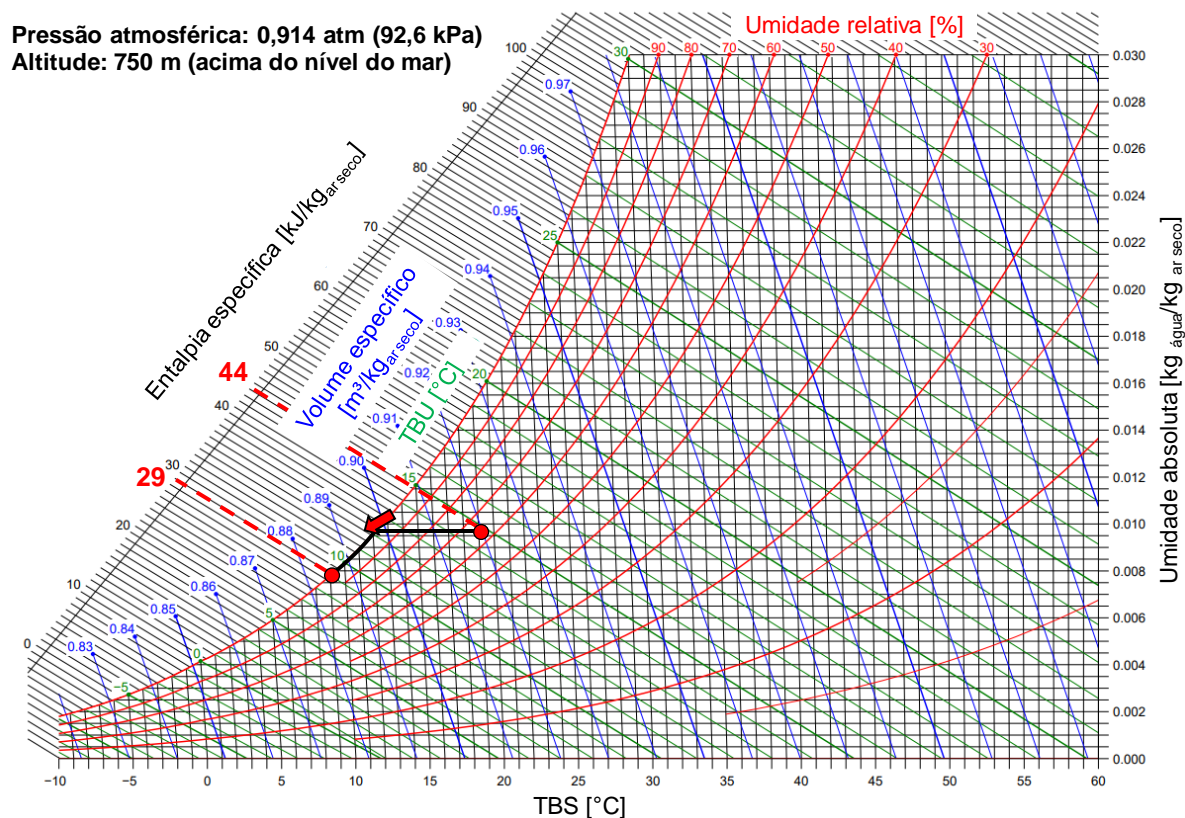
Figura 40 – Passagem do ar no trocador de calor externo representado em uma carta psicrométrica



Fonte: Adaptado de Arranz (2023).

Já o processo ocorrido com o ar que passa no trocador de calor interno é sobrescrito na carta psicrométrica apresentada na figura 41, no qual ocorre diminuição em sua temperatura com perda de umidade absoluta, e na qual também estão destacadas as entalpias específicas de cada estado do ar.

Figura 41 – Passagem do ar no trocador de calor interno representado em uma carta psicrométrica



Fonte: Adaptado de Arranz (2023).

5.4.5 Determinação das potências trocadas

Na sequência, utilizando um termo-higro-anemômetro para a medição da velocidade do ar que passa no interior dos tubos PVC de 150 mm de diâmetro (\emptyset) nas saídas dos trocadores de calor, pôde-se determinar as velocidades do ar (v_{ar}) em ambos, na qual, para este experimento prático, obteve-se os seguintes valores para o trocador de calor externo e interno, respectivamente:

$$V_{ar \text{ externo}} = 4,5 \text{ m/s}$$

$$V_{ar \text{ interno}} = 5,7 \text{ m/s}$$

A partir das velocidades (v_{ar}), obtêm-se a vazão volumétrica de ar (V_{ar}) na saída de cada trocador, uma vez que suas áreas de seção transversal (A_{\emptyset}) podem ser determinadas a partir do diâmetro de saída. Isto é mostrado conforme o cálculo a seguir:

$$A_{\emptyset} = \frac{\pi \cdot \emptyset^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,150^2}{4} = 0,0177 \text{ m}^2$$

$$V_{ar \text{ externo}} = v_{ar \text{ externo}} \cdot A_{\emptyset} = (4,5) \cdot (0,0177) = 0,080 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{ar \text{ interno}} = v_{ar \text{ interno}} \cdot A_{\emptyset} = (5,7) \cdot (0,0177) = 0,101 \text{ m}^3/\text{s}$$

Em seguida calculam-se os fluxos mássico de ar (\dot{m}_{ar}), uma vez que seus volumes específicos ($V_{específico}$) podem ser determinados através das cartas psicrométricas apresentadas anteriormente para os processos de troca térmica envolvendo os trocadores de calor e o fluxo de ar que o percorre. Para isto, segue-se o cálculo:

$$V_{específico \text{ externo}} = 0,998 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_{específico \text{ interno}} = 0,885 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m}_{ar \text{ externo}} = \frac{V_{ar \text{ externo}}}{V_{específico \text{ externo}}} = \frac{0,080}{0,998} = 0,080 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ar \text{ interno}} = \frac{V_{ar \text{ interno}}}{V_{específico \text{ interno}}} = \frac{0,101}{0,885} = 0,114 \text{ kg/s}$$

Desta forma, é possível determinar as potências na saída dos trocadores de calor ($\dot{W}_{saída}$) a partir das entalpias do ar (h_{ar}) obtidas na carta psicrométrica e a partir de seu fluxo mássico já conhecido, conforme a equação 5 e equação 2:

$$h_{\text{ar externo}} = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}}$$

$$h_{\text{ar interno}} = 29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}}$$

$$\dot{W}_{\text{saída externo}} = \dot{m}_{\text{ar externo}} \cdot h_{\text{ar externo}} = (0,080) \cdot (69) = 5,498 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{saída interno}} = \dot{m}_{\text{ar interno}} \cdot h_{\text{ar interno}} = (0,114) \cdot (29) = 3,301 \text{ kW}$$

Para determinar a potência trocada nos trocadores de calor é necessário determinar a potência do ar nas suas entradas (\dot{W}_{entrada}). Para isso, a partir da entalpia do ar ambiente obtida na carta psicrométrica e considerando um fluxo mássico contínuo desde a entrada e saída de cada trocador de calor, tem-se que:

$$h_{\text{ar ambiente}} = 44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{ar seco}}}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada externo}} = \dot{m}_{\text{ar externo}} \cdot h_{\text{ar ambiente}} = 0,080 \cdot 44 = 3,506 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada interno}} = \dot{m}_{\text{ar interno}} \cdot h_{\text{ar ambiente}} = 0,114 \cdot 44 = 5,008 \text{ kW}$$

Dessa forma, é possível determinar a potência fornecida ao ar ou recebida dele em cada trocador de calor ($\dot{W}_{\text{trocador}}$), conforme o que se segue:

$$\dot{W}_{\text{trocador externo}} = (\dot{W}_{\text{saída externo}}) - (\dot{W}_{\text{entrada externo}}) = 5,498 - 3,506 = 1,992 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{trocador interno}} = |(\dot{W}_{\text{saída interno}}) - (\dot{W}_{\text{entrada interno}})| = |3,301 - 5,008| = 1,707 \text{ kW}$$

Observa-se que para o sistema operando em ciclo frio, a potência no trocador externo será o calor liberado, por unidade de tempo, no processo de condensação do R22 (\dot{Q}_c), ao passo que a potência no trocador interno será a capacidade frigorífica do sistema (\dot{Q}_o), isto é, a capacidade de refrigeração do equipamento. Assim:

$$\dot{W}_{\text{trocador externo}} = \dot{Q}_c = 1,992 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{trocador interno}} = \dot{Q}_o = 1,707 \text{ kW}$$

Pode-se comparar a capacidade frigorífica obtida no teste (1,707 kW = 5.825 BTU/h) com a capacidade frigorífica nominal do equipamento (10.000 BTU/h), no qual o valor menor obtido pode estar relacionado à sua perda de eficiência devido às adaptações instaladas nas saídas dos trocadores de calor, além da temperatura ambiente fora do padrão para o ensaio, que, conforme a NBR 5858: 1983 deveria ser: TBS = 27 °C e TBU = 19 °C para o ambiente interno e TBS = 35 °C e 24 °C para o ambiente externo.

A partir disso, uma vez que a variação de energia interna do ciclo é igual a zero, é possível calcular a potência de compressão do ciclo (\dot{W}_c), dada por:

$$\dot{W}_c = (\dot{W}_{\text{trocador externo}}) - (\dot{W}_{\text{trocador interno}}) = 1,992 - 1,707 = 0,285 \text{ kW}$$

Por fim, sabendo as entalpias do R22 para cada ponto (h), foi possível calcular também o fluxo mássico de fluido refrigerante (\dot{m}_f) do sistema, tanto a partir da equação 4 e quanto a partir da equação 1, nas quais foram utilizadas as potências transferidas com o ar obtidas em cada trocador de calor.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_c}{(h_2-h_3)} = \frac{1,992}{(733-549)} = 0,0108 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_o}{(h_1-h_4)} = \frac{1,707}{(708-549)} = 0,0107 \text{ kg/s}$$

A análise do ar nos trocadores de calor também permite calcular o COP de maneira independente ao estudo dos processos do R22. Isto é, diretamente a partir das potências trocadas entre os componentes através da equação 7.

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{1,707}{0,285} = 6,0$$

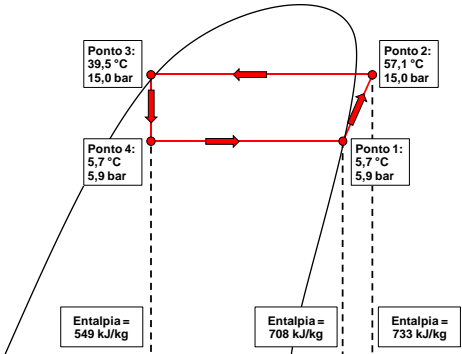
Este valor mostra-se próximo ao obtido por meio do cálculo utilizando as diferenças de entalpia do R22 no ciclo de refrigeração (COP = 6,4).

5.5 Formulário para aulas experimentais

Com o objetivo de facilitar a coleta dos dados necessários à realização dos cálculos demonstrados anteriormente, elaborou-se um formulário (Apêndice A), destinado aos discentes durante a análise experimental da bancada de refrigeração.

O formulário preenchido com os dados do teste experimental realizado neste trabalho é mostrado na figura 42.

Figura 42 – Formulário preenchido com dados coletados do teste experimental

INSTITUTO FEDERAL Rio Grande do Sul Campus Erechim		Análise experimental de um sistema de refrigeração			Nome: LUÍS HENRIQUE BRUM			
CONDICIONADOR DE AR ABNT TIPO "A" NBR 5858 MODELO 10.000 BTU/h					Data: 26/06/2023			
R22			Ar			Ciclo: (X) Frio () Quente		
Canal	Localização	Temperatura	Canal	Localização	Temperatura	Ventilação: (X) Máxima () Mínima		
1	A - Trocador de Calor Interno	5,7 °C	5	TBS Ar Ambiente	19,2 °C	Fluxo de Ar		
2	A - Trocador de Calor Externo	57,1 °C	6	TBU Ar Ambiente	14,8 °C		Localização	
3	B - Trocador de Calor Externo	39,5 °C	7	Saída Trocador de Calor Externo	43,9 °C		Diâmetro	
4	B - Trocador de Calor Interno	5,7 °C	8	Saída Trocador de Calor Interno	9,2 °C	Trocador de Calor Externo	150 mm	
						Trocador de Calor Interno	150 mm	
							Velocidade	
							Trocador de Calor Externo	4,5 m/s
							Trocador de Calor Interno	5,7 m/s
Esboço do ciclo:						COP:	6,4	
						Potência no Trocador de Calor Externo:	1992 W	
						Potência no Trocador de Calor Interno:	1707 W	
						Potência de Compressão:	285 W	
						Fluxo Mássico de Refrigerante:	0,0108 kg/s	

Fonte: Elaborado pelo Autor (2023).

6 CONCLUSÕES

Dada as diversas aplicações de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, o conhecimento acerca do funcionamento deste tipo de aparelho é essencial aos engenheiros mecânicos que visam atuar no ramo. Posto isso, o presente trabalho propôs construir uma bancada didático-experimental a partir de um ar-condicionado de janela que permita ao discente estudar seu comportamento.

Para tal, instrumentou-se com termopares a entrada e saída de ambos os trocadores de calor, permitindo definir o ciclo com que o equipamento opera na condição medida. A definição do ciclo conhecendo somente essas temperaturas só foi possível devido à algumas considerações do ciclo teórico aplicadas ao aparelho em operação, como: ausência de perdas de carga ao longo dos componentes e tubulações; ausência de troca térmica ao longo dos componentes (exceto nos trocadores de calor) e o processo realizado de forma isentrópica no compressor. Apesar disso, com a realização de um teste experimental, operando o equipamento em ciclo frio com potência máxima de ventilação, pôde-se validar o funcionamento da bancada através de um procedimento elaborado para a definição do ciclo de refrigeração em um diagrama de fases e dos processos sofridos pelo ar em uma carta psicrométrica.

Sendo assim, permitiu-se o ajuste em diferentes parâmetros de operação do sistema de refrigeração, possibilitando quatro cenários operacionais do equipamento, alternando entre ciclo frio e quente e ventilação máxima ou mínima.

Além disso, conforme os resultados apresentados, pôde-se verificar e estudar o comportamento da bancada, que possibilitaram a obtenção do ciclo de refrigeração e determinação das potências trocadas nos trocadores de calor.

Quanto ao ciclo de refrigeração, foi possível obtê-lo a partir das temperaturas do R22 medidas ao longo da tubulação, o qual permitiu calcular um COP correspondente às medições realizadas. O valor obtido para o COP, entretanto, mostrou-se elevado quando comparado com equipamentos de ar-condicionado, os quais apresentam COP em torno de 3.

Quanto às determinações das potências nos componentes, termopares foram instalados para verificar a variação de temperatura do ar que passa nos trocadores de

calor, e também, fez-se o direcionamento do ar em regiões menores para que fosse possível determinar sua vazão nas saídas dos trocadores de calor. Essas duas ações permitiram determinar, através do procedimento seguido com o auxílio da carta psicrométrica, as potências trocadas em cada trocador de calor e no processo de compressão.

A capacidade frigorífica no trocador de calor interno obtida no teste experimental (5.825 BTU/h) mostra-se coerente com a capacidade nominal do equipamento (10.000 BTU/h), uma vez que se espera redução na eficiência térmica do equipamento em função das adaptações realizadas para o confinamento de ar.

Comparando-se a bancada construída neste trabalho com bancadas de refrigeração comerciais, observa-se na maior parte destas a utilização de manômetros em sua instrumentação. Porém, neste trabalho o procedimento de estudo do ciclo foi realizado unicamente através das temperaturas do fluido refrigerante com algumas considerações de um ciclo teórico. Também, neste trabalho fez-se o estudo do sistema através das variações nas propriedades do ar, por meio de seu confinamento e medições de velocidades e temperaturas, método de estudo não observado em bancadas comerciais.

Assim, pôde-se construir uma bancada didático-experimental de refrigeração que teve seu funcionamento validado, como também se fez um formulário destinado à coleta das medições a serem realizadas em testes experimentais, compatível com qualquer condição operacional do equipamento.

7 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de dar continuidade a este trabalho, e melhorá-lo, sugere-se:

- Instalar manômetros na saída e entrada do compressor, a fim de permitir o estudo do sistema de refrigeração a partir das pressões de alta e de baixa obtidas por meio de medições diretas na bancada.

- Medir a quantidade de água condensada no evaporador a fim de comparar com a redução de umidade absoluta obtida na carta psicrométrica durante o processo de desumidificação.

- Instalar uma barreira física na entrada do trocador de calor interno para operar o sistema com redução da área de troca térmica entre o ar ambiente e o trocador de calor interno.

REFERÊNCIAS

ASHRAE, **ASHRAE Handbook – Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, 2018.

ARRANZ, F. J. **Psychrometric Chart**. Universidade Politécnica de Madrid, Madrid, 2023. Disponível em: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1c/Psychrometric_chart_%28altit ude_0%2C_750%2C_1500%2C_2250%2C_3000_m%29.pdf>. Acesso em: 12 jun. 2023.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5858**: condicionador de ar doméstico. Rio de Janeiro, 1983.

BADARÓ, O. S. **Dispositivo de Expansão e Controle nos Sistemas de Produção de Frios Navais**. 126f. Monografia (Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas). Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, Rio de Janeiro, 2013.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8 ed. Blucher, 2013.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7 ed. McGraw-Hill, 2013.

DA COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3 ed. Editora Edgard Blücher, 1982.

DA SILVA, J. G. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 3 ed. São Paulo: Artliber Editora, 2019.

DA SILVA, M. N. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Disponível em: <https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/92/0_Eficiencia_energetica_sistemas_de_refriger a%C3%A7%C3%A3o.pdf>. Acesso em: 04 abr. 2023.

DANFOSS. **R22**: diagrama pressão-entalpia, Nordborg, 2023. Disponível em: <<https://hvac-eng.com/>>. Acesso em: 12 jun. 2023.

DINIZ, Hélio Augusto Goulart *et al.*. Balanço de Energia em Evaporador e Condensador de uma Máquina Frigorífica Ar-Ar.. In: Anais do Congresso Internacional de Engenharia Mecânica e Industrial. **Anais...**Belo Horizonte (MG) CREA MG, 2021. Disponível em: <<https://even3.blob.core.windows.net/anais/406114.pdf>>. Acesso em: 11 abr. 2023.

GENIÊR, F.; COSTA, A.; JUNIOR, E. Ciclos de Refrigeração: Conceitos e Estudos de Eficiência. **Enciclopédia Biosfera**, [S. l.], v. 9, n. 16, 2013. Disponível em: <<https://conhecer.org.br/ojs/index.php/biosfera/article/view/3547>>. Acesso em: 05 mar. 2023.

JUNIOR, L. C. M. **Refrigeração e Ar-Condicionado** - Parte II: Ciclo de Compressão, Balanço de Energia, Trocadores de Calor, Dispositivos de Expansão. [s.n.], 2003. Disponível em: <https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/b/bb/RAC_II.pdf>. Acesso em: 28 abr. 2023.

MATOS, R. S. **Refrigeração**. Disponível em: <https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/1_INTRODUCAO.pdf>. Acesso em: 12 mar. 2023.

MEDEIROS, P. S. G.; BARBOSA, C. R. F. Análise do Coeficiente de Performance de um Chiller Doméstico Operando com o R-401a em Regime Transiente. **Holos**, [S. l.], v. 4, p. 62–74, 2010. DOI: 10.15628/holos.2009.347. Disponível em: <<https://www2.ifrn.edu.br/ojs/index.php/HOLOS/article/view/347>>. Acesso em: 06 abr. 2023.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs-PBH: treinamento e capacitação para boas práticas em sistemas de ar condicionado do tipo janela e mini Split**. Brasília. 2017. Disponível em: <<https://www.gov.br/mma/pt-br/assuntos/climaozoniodesertificacao/treinamento-e-capacitao-para-boas-prticas-em-sistemas-de-ar-condicionado-do-tipo-janela-e-mini-split.pdf>>. Acesso em: 25 abr. 2023.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2013.

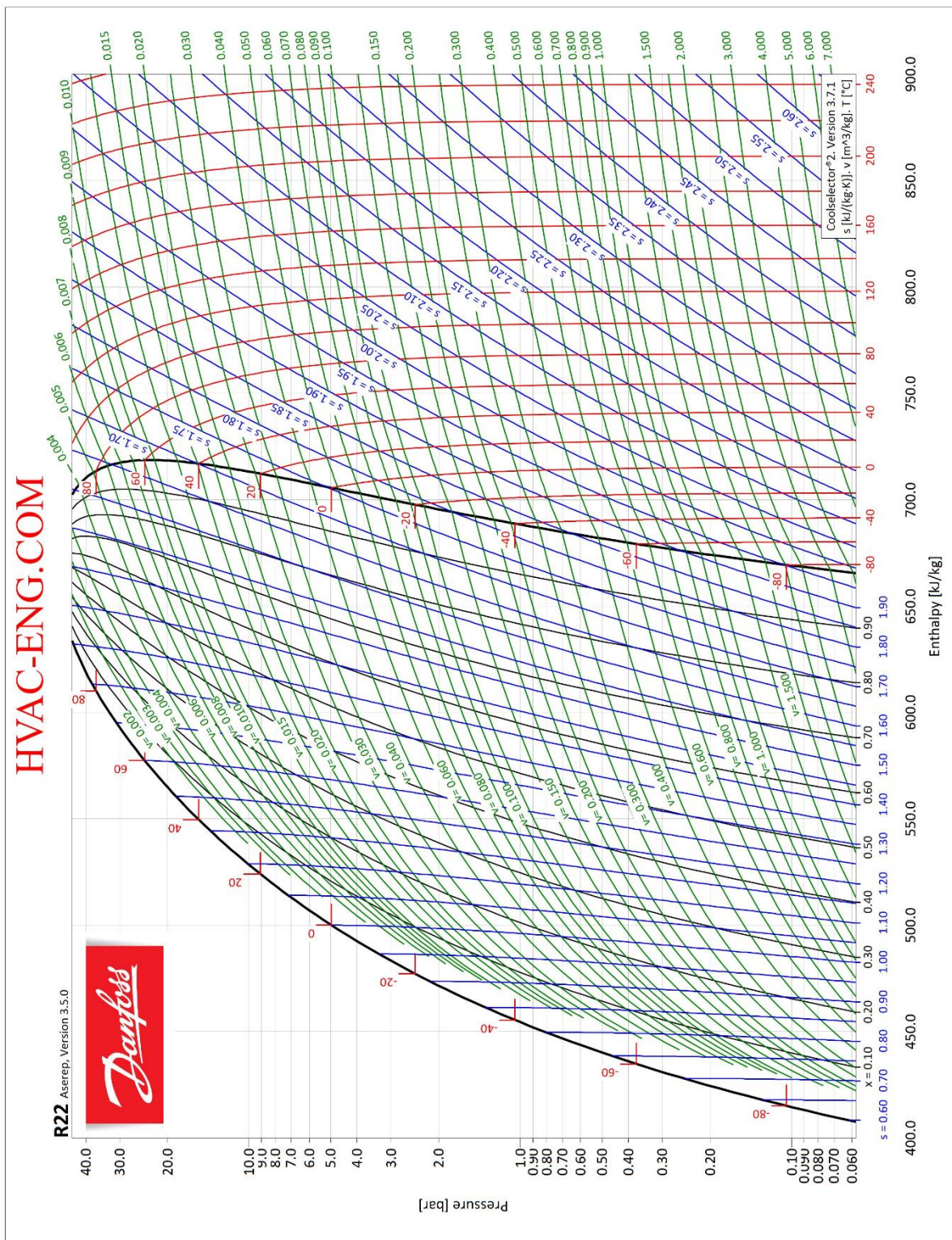
SECRETARIA DA EDUCAÇÃO (SEDUC). **Curso Técnico em Manutenção Automotiva**. Disponível em: <https://educacaoprofissional.seduc.ce.gov.br/images/material_didatico/manutencao_automotiva/manutencao_automotiva_iniciacao_a_mecanica.pdf>. Acesso em: 02 maio 2023.

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

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 2000.

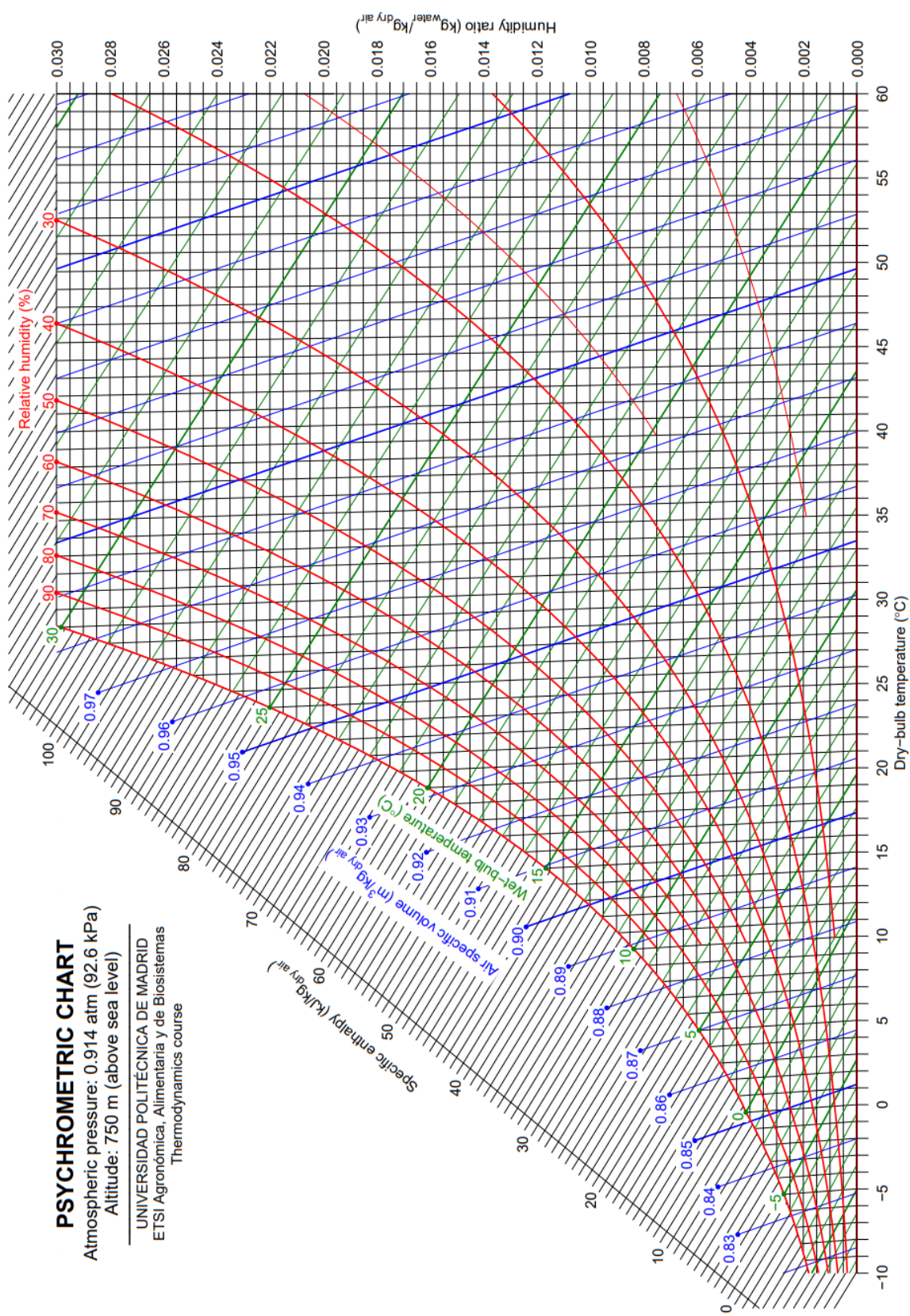
ANEXOS

Anexo A – Diagrama de Fases do R22



Fonte: Danfoss (2023).


Anexo B – Carta Psicrométrica para altitude de 750 m



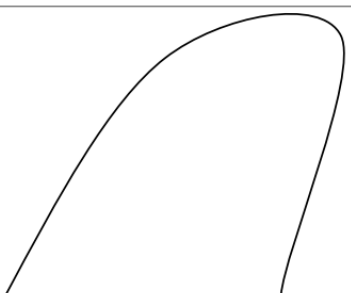
Fonte: Arranz (2023).

APÊNDICE

Apêndice A – Formulário de preenchimento para análise experimental

 INSTITUTO FEDERAL Rio Grande do Sul Campus Erechim	Análise experimental de um sistema de refrigeração	Nome:
	CONDICIONADOR DE AR ABNT TIPO "A" NBR 5858 MODELO 10.000 BTU/h	Data:

R22			Ar			Ciclo: () Frio () Quente		
Canal	Localização	Temperatura	Canal	Localização	Temperatura	Ventilação: () Máxima () Mínima		
1	A - Trocador de Calor Interno		5	TBS Ar Ambiente		Fluxo de Ar		
2	A - Trocador de Calor Externo		6	TBU Ar Ambiente		Localização	Diâmetro	Velocidade
3	B - Trocador de Calor Externo		7	Saída Trocador de Calor Externo		Trocador de Calor Externo		
4	B - Trocador de Calor Interno		8	Saída Trocador de Calor Interno		Trocador de Calor Interno		

Esboço do ciclo: 	COP:
	Potência no Trocador de Calor Externo:
	Potência no Trocador de Calor Interno:
	Potência de Compressão:
	Fluxo Mássico de R22:

Cálculos: