

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

CARLOS ROBERTO PIVETA JUNIOR

**EFICIÊNCIA ENTRE OS CONDENSADORES DUPLO TUBO E TUBO ALETADO
EM UM CICLO CONTROLADO**

CASCADEL - PR

2020

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

CARLOS ROBERTO PIVETA JUNIOR

**EFICIÊNCIA ENTRE OS CONDENSADORES DUPLO TUBO E TUBO ALETADO
EM UM CICLO CONTROLADO**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Rogerio Luiz Ludegero

CASCADEL - PR

2020

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais,
pois não mediram esforços para realização da minha formação acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, meu orientador Rogerio Luiz Ludegero, que dedicou parte do seu tempo para orientação deste trabalho.

Aos meus amigos e colegas que me auxiliaram na arquitetura deste trabalho, Yudi Kawamoto e Lucas Batista.

E a todos que de alguma forma me contribuíram direta ou indiretamente, na construção deste estudo, muito obrigado.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Diagrama P-V Ciclo Carnot.	17
Figura 2- 0 Lei Equilíbrio Térmico	18
Figura 3- 1ª Lei Conservação de energia.....	19
Figura 4- Diagrama P-V Ciclo Ideal	19
Figura 5- Demonstração de um processo irreversível.	20
Figura 6 - Carta Psicrométrica.....	25
Figura 7- Psicrômetro	26
Figura 8- Ciclo Básico de Compressão de vapores	34
Figura 9 - Compressor Aberto.....	35
Figura 10 - Compressor Semi-Hermético	35
Figura 11 - Compressor Hermético	36
Figura 12 - Condensador	37
Figura 13 - Fluxo de um condensador resfriado a ar.....	38
Figura 14 - Condensador duplo tubo	40
Figura 15 - Válvula de expansão termostática	42
Figura 16 - Evaporador tubos aletados	43
Figura 17 - Evaporador tubos aletados visão das aletas	44
Figura 18 - Tipos de ventiladores axiais	48
Figura 19 - Ventilador acoplado em um condensador.....	48
Figura 20 - Ciclo do laboratório de refrigeração	50
Figura 21- Tabela com propriedades do ciclo	51
Figura 22 - Abertura das válvulas	52
Figura 23 - Chaves de controle do painel.....	53
Figura 24 - Termômetro	54
Figura 25 - Propriedades do fluido R-22.....	60
Figura 26 - Propriedades do R-22 superaquecido	63
Figura 27 - Encontrando propriedades na carta.....	68
Figura 28 - Propriedades da água	70

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	12
1.1 Palavras chaves.....	13
1.2 Objetivo geral	13
1.3 Objetivo específico	13
1.4 Justificativa.....	13
1.5 Caracterização do problema	14
1.6 Delimitação da pesquisa	14
2. CONCEPÇÃO DA REFRIGERAÇÃO	14
2.1 Definições de um ciclo de Canot.....	16
2.2 Termodinâmica.....	17
2.2.1 Definições Teóricas das leis	17
2.3 Psicrometria.....	20
2.3.1 Volume específico	23
2.3.2 Entalpia e energia interna	24
2.3.3 Temperaturas de bulbo seco, úmido e ponto de orvalho	24
2.3.4 Carta Psicrométrica e Psicrômetro	25
2.4 Fluido refrigerante	26
2.5 Refrigerantes Freon	27
2.5.1 Pressões em refrigerante	27
2.5.2 Temperatura em fluidos.....	28
2.5.3 Volume Específico	28
2.5.4 Massa específica	29
2.5.5 Entalpia.....	29
2.5.6 Inflamabilidade	30
2.5.7 Capacidade de mistura com óleo	30
2.5.8 Umidade e os refrigerantes	30
2.5.9 Odores em fluidos de refrigeração.....	31
2.5.10 Tendência ao vazamento	31

2.5.11 Detecção de vazamentos.....	32
2.6 Ciclo de refrigeração a compressão de vapor.....	32
2.7 Todos os equipamentos de um ciclo.....	34
2.7.1 Compressores	34
2.7.2 Condensadores.....	36
2.7.2.1 Condensadores resfriados a ar	37
2.7.2.2 Condensador a ar tubo aletado	37
2.7.2.3 Dimensionamento de um condensador resfriado a Ar.....	38
2.7.3 Condensadores resfriados a água.....	39
2.7.3.1 Condensadores duplo tubo	40
2.7.3.3 Dimensionamento de um condensador refrigerado a água.....	41
2.7.4 Válvulas de expansão	41
2.7.4.1 Válvulas de expansão automática termostáticas.....	42
2.7.5 Evaporadores	43
2.7.5.1 Evaporadores Tubos Aletados	43
2.7.5.2 Dimensionamento dos tubos e aletas.....	44
2.7.6 Tubulações de um sistema de compressão de vapores	44
2.7.6.1 Tubulações de cobre rígida e maleável.....	45
2.7.6.2 Tubulações de cobre maleáveis	45
2.7.6.3 Tubulações de cobre rígidos	46
2.7.7 Motor ventiladores.....	47
2.7.7.1 Ventiladores axiais	47
3. METODOLOGIA.....	49
3.1 Realização dos parametros deste projeto.....	49
3.1.1 Parametros do projeto com o condensador tubo aletado	50
3.1.2 Parametros do projeto com o condensador duplo tubo	52
3.1.3 Parâmetros de disponibilização dos resultados	54
3.2 Realização dos cálculos.....	55
3.2.1 Realização da capacidade frigorífica para cada condensador COP.....	58

3.2.2 Definindo das massas de R-22 utilizada para cada condensador	59
3.2.3 Calculo da capacidade de rejeição de calor para cada condensador.....	62
3.2.4 Determinação da vazão mássica dos fluidos de transição ar e água.....	66
3.2.4.1 Vazão mássica do condensador tubo aletado com o fluido ar	67
3.2.4.2 Vazão mássica do condensador duplo tubo com o fluido água.....	70
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	73
4.1 Comparação do consumo de energia	74
4.2 Comparação da capacidade de rejeição de calor	74
4.3 Comparação do coeficiente de performance dos condensadores	75
4.4 Analise de todos os dados de comparação	75
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	76
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	77
REFERÊNCIAS	78

LISTA DE EQUAÇÕES

1 EQUAÇÃO – Conversão de energia de um corpo.....	19
2 EQUAÇÃO – Equação dos gases perfeitos.....	22
3 EQUAÇÃO – Razão de mistura.....	23
3.1 EQUAÇÃO – Razão de mistura com pressão.....	23
4 EQUAÇÃO – Pressão do ar.....	23
5 EQUAÇÃO – Constante da Razão de massa de ar.....	23
6 EQUAÇÃO – Umidade específica.....	23
7 EQUAÇÃO – Umidade relativa.....	23
8 EQUAÇÃO – Pressão de vapor de água.....	24
9 EQUAÇÃO – Pressão de ar.....	24
10 EQUAÇÃO – Umidade relativa por pressão.....	24
11 EQUAÇÃO – Volume específico para ar.....	25
12 EQUAÇÃO – Entropia do ar.....	25
13 EQUAÇÃO – Determinação do título da massa de vapor ou líquido.....	34
14 EQUAÇÃO – Determinação do título para volume.....	34
15 EQUAÇÃO – Termo de Interpolação linear.....	56
16 EQUAÇÃO – Determinação do COP.....	59
17 EQUAÇÃO – Primeira lei da termodinâmica.....	60
17.1 EQUAÇÃO – Primeira lei da termodinâmica com trabalho nulo.....	60
18 EQUAÇÃO – Primeira lei da termodinâmica massa isolada.....	60
19 EQUAÇÃO – Fórmula do calor Rejeitado pelo condensador.....	63
20 EQUAÇÃO – Pressão absoluta.....	64
21 EQUAÇÃO – Fórmula da vazão de fluido.....	67
22 EQUAÇÃO – Fórmula de massa de fluido.....	68
23 EQUAÇÃO – Fórmula da média dos termos calculados.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Composições do ar seco	21
Tabela 2- Pressão de Operação.....	27
Tabela 3 - Refrigerantes em Ordem de Ponto de Ebulição	28
Tabela 4 - Volume específico a -15°C.....	28
Tabela 5 - Massa Específica do Líquido a 30°C	29
Tabela 6- Entalpias a -15°C.....	30
Tabela 7 - Peso Molecular de Alguns Refrigerantes	31
Tabela 8 - Diâmetros internos e externos tubulações de cobre	46
Tabela 9 - Classificações das tubulações e seus diâmetros	46
Tabela 10 - Tabela com as propriedades do tubo aletado.....	51
Tabela 11 - Tabela com as propriedades do duplo tubo	54
Tabela 12 - Exemplificação dos dados para interpolação	56
Tabela 13 - Potência e calor do catálogo para tubo aletado	57
Tabela 14 - Calor e potência do catálogo para duplo tubo	57
Tabela 15 - Valores do COP para ambos os condensadores	58
Tabela 16 - Interpolação das entalpias do R-22	60
Tabela 17 – Condições do teste 1 para massa de R-22.....	61
Tabela 18 - Massas de R-22 em cada condensador	61
Tabela 19 – Definindo as pressões de funcionamento.....	64
Tabela 20 - Pressões do sistema definidas.....	64
Tabela 21 - Propriedades para Cálculo de rejeição	65
Tabela 22 - Calor rejeitados de ambos condensadores.....	65
Tabela 23 - Informações do ar da carta	68
Tabela 24 - Vazão do ar em todos os testes.....	69
Tabela 25 - Propriedades da água.....	71
Tabela 26 - Vazão de água.....	72
Tabela 27 - Fatores médios para parâmetros	73
Tabela 28 – Comparação das potências dos condensadores.....	74
Tabela 29 - Comparação de rejeição com fluxo de fluido.....	74
Tabela 30 - Tabela de comparação do COP	75
Tabela 31 - Resumo dos dados obtidos	75

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

°C – Graus Celsius

Bar – Medida de pressão em “barras”

Kcal/h – Quilocaloria por hora

Kg – Quilograma

Kg/s – Quilograma por segundo

kJ/kg – Quilosjoules por quilograma

kW – Quilowatts

Kpa – Quilopascal

l/h – Litro por hora

m³ - metros cúbicos

m³/kg – metros cúbicos por quilograma

m³/s – metros cúbicos por segundo

VET – Válvula de expansão termostática

RESUMO

PIVETA, Carlos Roberto. **Eficiência entre os condensadores duplo tubo e tubo aletado em um ciclo controlado**. 2020. 77 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Curso de Engenharia Mecânica) - Centro Universitário Assis Gurgacz, 2020.

Os ciclos de refrigeração são equipamentos muitos usados na conservação de alimento, no meio industrial, doméstico, refrigeração, em aquecimento de estabelecimentos e também no meio eletrônico para manter a temperatura de trabalho ideal nos equipamentos. Com os ciclos conseguimos construir meios que até hoje ajudam nas diversas necessidades que abordam a vida tanto no lazer quanto na evolução da tecnologia que está constantemente crescendo. O tema abordado nesse artigo é a capacidade de cada condensador escolhido, sendo, duplo tudo e tubo aletado, pode atingir em suas determinadas configurações. Onde o condensador tubo aletado usa o fluido ar e um condensador duplo tubo utiliza a água, assim podendo definir os objetivos que cada condensador com seus determinados fluidos devem atingir em cada uma das configurações. Os parâmetros que queremos abordar, é o consumo de energia, capacidade de rejeição de calor e seus coeficientes de performance para cada uma das suas condições de funcionamento. Com as informações obtidas nessa comparação podemos descobrir qual configuração pode trazer maiores benefícios em seus meios de trabalho. Com os testes práticos podemos parametrizar o potencial que cada condensador usou e definir qual teve uma melhora nos termos de comparação.

Palavras-chaves: Condensadores. Duplo tubo. Tubo aletado

1. INTRODUÇÃO

A tecnologia ao longo do tempo vem tendo grandes influencias em empresas e na vida cotidiana, encontra-se tecnologia em diversas áreas sendo no meio de saúde até meio de transporte e lazer. Focando sobre um conhecimento específico podemos falar sobre a transferência de calor, que é a capacidade de transporte de energia/calor de um meio ao outro. Com a capacidade transferência de energia criou a possibilidade de controle de temperatura, pressão e umidade de um local. Assim criando uma das mais importantes tecnologias que temos hoje em dia denominada como ciclo de transferência de calor.

Existe uma variedade nos tipos de mecanismos em um sistema de transferência de calor, os mesmos são usados em um sistema de refrigeração mais básico como de uma geladeira e um ar condicionado doméstico, até em sistemas maiores e complexos como radiadores de grandes máquinas a combustão, resfriamento de computadores, frigoríficos de uma grande empresa, meio hospitalar para armazenagem de remédio, área de pacientes e etc. Cada um com sua especificada função para que consiga retirar o máximo de energia de um fluido e transportar essa energia/carga para suas devidas finalidades.

A transferência de calor entre dois corpos acontece pela simples equilíbrio entre o meio, onde o meio mais quente passa sua energia excedente ao mais frio, isso significa que o “corpo” mais quente transfere energia/calor ao corpo mais frio, esse fenômeno acontece pois quando um corpo está quente significa que suas moléculas estão com alto nível de agitação criando assim a energia, como o meio que o corpo se encontra está com uma diferente temperatura e densidade, ocorre o equilíbrio onde as moléculas que estão criando esse calor/energia buscam o equilíbrio térmico em seu meio, passando assim o calor excedente ao meio/corpo que está mais frio.

Os ciclos de refrigeração ou transferência de calor, usam esse equilíbrio para passar energia de um fluido de transição, o fluido frio (corpo mais frio), para o fluido de trabalho no caso o fluido refrigerante, que é o fluido que passa entre o ciclo para retirar o calor criado, essa troca de energia/calor vinda de gases ou líquidos tem o nome de convecção.

A convecção consiste na transferência de calor dentro de um fluido advinda da movimentação dele mesmo, onde que o fluido mais quente possui uma densidade menor fazendo que quando entra em contato com o fluido mais frio, com densidade maior, faz

que ocorra essa transferência de energia, com essas diferenças de densidade e temperatura, de ambos os fluidos surge a troca de energia entre eles.

1.1 Palavras chaves

Condensadores (Trocador de calor). Água. Ar.

1.2 Objetivo geral

Comparar dois tipos de condensadores um utilizando água e outro ar, em uma bancada de refrigeração no centro universitário da FAG

1.3 Objetivo específico

Comparar dois condensadores distintos, um utilizando água e outro utilizando o ar, para o meio de troca térmica.

Avaliar o consumo de energia de ambos os condensadores.

Apontar cálculos de capacidade de rejeição

Mensurar e comparar os coeficientes de performance do sistema para cada condensador

1.4 Justificativa

Essa pesquisa tem o conceito de analisar os fluidos ar e água, identificando os pontos positivos e negativos dos fluidos trazendo parâmetros para as empresas que usam sistema de refrigeração, buscando informar os consumidores sobre a potencialidade de cada um dos fluidos.

Analisar os conceitos teóricos e práticos dos mecanismos de ambos os condensadores, e apontar com mais exatidão a qualidade e o objetivo da pesquisa.

Mensurando as capacidades que cada condensador pode atingir, é possível melhorar diversos ciclos já existentes e também ajudar engenheiros que buscam trabalhar na área de refrigeração.

1.5 Caracterização do problema

O condensador que utiliza água como fluido de transição será melhor que o condensador que utiliza o ar?

1.6 Delimitação da pesquisa

A pesquisa será realizada na cidade de Cascavel no estado do Paraná, com estudos de conceitos teóricos das matérias térmicas como termodinâmica, transferência de calor e refrigeração. Executar a pratica na localidade da FAG (Centro universitário Assis Gurgacz)

2. CONCEPÇÃO DA REFRIGERAÇÃO

MILLER (2008) enfatiza que a refrigeração é um processo onde ocorre a remoção de calor de onde o meio não é desejável, transferindo para uma área que não seja prejudicial.

COSTA (1982) traz outro termo a refrigeração, onde é o processo de retirada de calor dos corpos com alto gasto de energia para outro meio. Trazendo 4 possíveis problemas nesse processo e denominado eles como:

Produção do frio:

Qualquer processo sendo ele físico ou químico que tem a finalidade de aproveitar o frio criado. Podendo ser divididos em:

- Fusão de sólidos, como gelo comum (0°C) ou gelo seco (neve carbônica $-78,9^{\circ}\text{C}$);
- Mistura de corpos com água (-20°C a -40°C), gelo de água (-20°C a -50°C), ou gelo seco (-100°C), com o nome de mistura criogênica;
- A expansão de gases com produção de trabalho;
- Vaporização de um liquido puro ou de uma solução binária;
- Fenômenos de adsorção;
- Fenômenos termelétricos;

Os primeiros processos são restringindo a pequenas produções de frio, os demais podem ser associados aos seus inversos, permitindo a produção continua de frio no meio.

A expansões de gases associados as suas compressões são adotadas nas maquinas frigorificas a ar e indústria de liquefação de gases.

- A vaporização continua de líquidos puros são obtidas por três meios;
- Meio mecânico, maquinas de compressão de vapor;
- Meio de injeção de vapor, maquinas frigorificas de compressão de vapor;
- Meio de aquecimento, método que utilizado em instalações de absorção;
- Os processos de adsorção são mais utilizados em maquinas em maquinas de sílica-gel, e tem o funcionamento do processo parecido com as maquinas de absorção.
- Processos termoelétricos são utilizados em pequena escala um exemplo seria para aparelhos domésticos de refrigeração ou de uso em laboratórios.

Distribuição do frio:

A distribuição de modo geral em instalações frigorificas são divididas desta forma;

- Circulação direta dos fluidos no ciclo, no caso de vapor ou ar pode ser feita de modo aberto ou fechado. Podendo ser denominada como expansão direta, onde o elemento de troca de calor é chamado de resfriador de expansão direta ou evaporador em caso de trabalho com vapor.
- Circulação de fluido de refrigeração secundário, onde tem a função de refrigerar o ambiente utilizando um resfriador de superfície, ou diretamente na mistura por meio da refrigeração úmida. Nestes casos são chamados de expansão indireta
- Circulação de ar resfriado por meio de expansão direta ou indireta, em maquinas com nome de condicionadores.

Conservação do frio

Para se ter uma boa conservação em um sistema que tem a temperatura menor que a do ambiente exige um fator de resistência térmica avançada, que por sua vez diminui o fluxo natural de perda de calor para o meio.

Os elevados fatores de resistência térmica são obtidos pela ação do isolamento do sistema. Assim, a propriedade de conservação está ligada a construção do sistema com seus devidos isolamentos podendo ser;

- Armários
- Câmaras moveis
- Câmaras fixas
- Vagões

- Barcos
- Simples caixas

Existem classificações para cada ambiente de isolamento com suas devidas funções;

- Isotérmicos: sistema com isolamento;
- Refrigerados: Quando possui recursos de gelo comum (0°C), soluções eutéticas (-55°C) e gelo seco ($-78,9^{\circ}\text{C}$);
- Frigoríficos: Quando possui sistema que produz frio contínuo ao ambiente;

Aplicações do frio

A aplicação de sistemas como a função de desempenhar o frio constante em um ambiente são inúmeras como:

- Indústrias alimentícias;
- Fabricações de gelo;
- Indústria de construção;
- Metalurgia;
- Indústrias químicas;
- Sistemas de ar-condicionado;
- Medicina;

2.1 Definições de um ciclo de Carnot

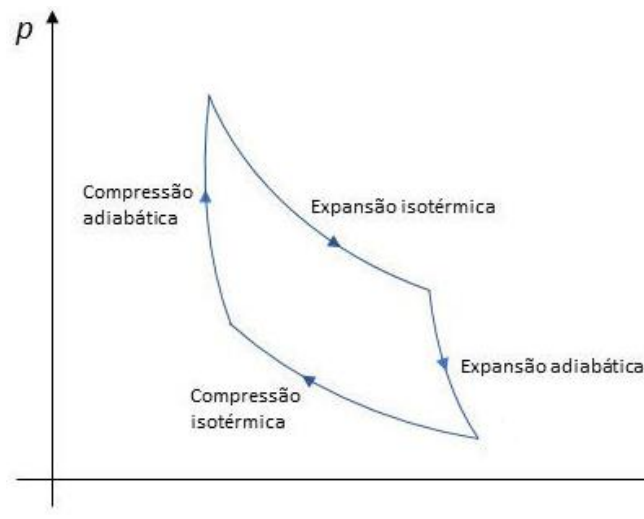
KAPUDJIAN (2003), nos traz uma noção do início dos ciclos de energia térmica, vinda de Nicolas Leonard Canot Sandi (1796-1832), em seu manuscrito “*Recherche d’une formule propre à représenter la puissance motrice de la vapeur d’eau*”, onde Carnot constituiu um ciclo a vapor por 3 estágios sendo eles, uma expansão isotérmica em um cilindro com vapor, expansão adiabática e uma compressão isotérmica no condensador, criando o movimento de força motriz vinda do vapor.

UFPR (2010), mostra como os trabalhos de Canot foram notáveis, trazendo suas teorias aproximadamente 20 anos antes do calor ser considerado uma energia, experiência vinda por James Prescott Joule. Os processos de Carnot foram divididos em estágios sendo eles:

- Compressão adiabática, 1-2;
- Liberação isotérmica de calor, 2-3;
- Expansão adiabática, 3-4;

- Admissão isotérmica, 4-1;

Figura 1- Diagrama P-V Ciclo Carnot.



Autor- ROSIMAR GOUVEIA (2020)

2.2 Termodinâmica

Potter e Somerton (2006), falam que a termodinâmica é a ciência que estuda as transferências de energia, transformações da energia e o armazenamento da energia.

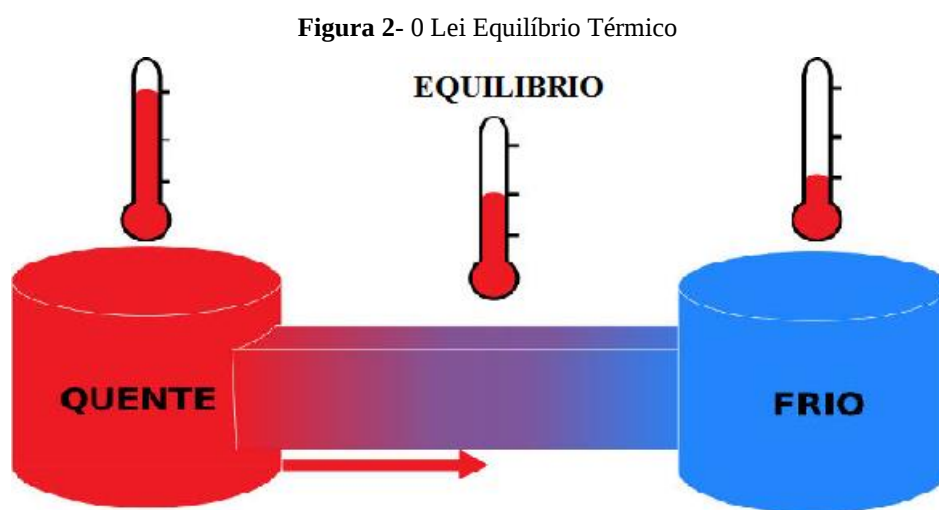
AFONSO (2012) define o significado da termodinâmica estudando a palavra em latim dividido esse termo thermodynamics em dois, therme que significa calor e dynamics que significa força, podemos definir como força do calor. Termodinâmica é a ciência que estuda as transformações energéticas, propriedades de substâncias que estão exercendo o trabalho e o calor de cada uma delas, podendo dividir esses conceitos de energia (calor) em leis da termodinâmica

- 0 Lei Sempre buscar o equilíbrio térmico
- 1ª Lei da termodinâmica Conservação de energia
- 2ª Lei da termodinâmica Irreversibilidade e propriedades entrópicas
- 3ª Lei da termodinâmica propriedade da matéria temperatura zero

2.2.1 Definições Teóricas das leis

SCHULZ (2009), podemos definir que a lei zero da termodinâmica é antepimeira lei, pois ela nos traz o conceito básico de equilíbrio térmico, onde, as matérias com diferentes temperaturas buscam o equilíbrio térmico entre si. Lembrando o conceito onde

o calor é distribuído do corpo mais quente, ou seja, maior temperatura/energia, para o mais frio.



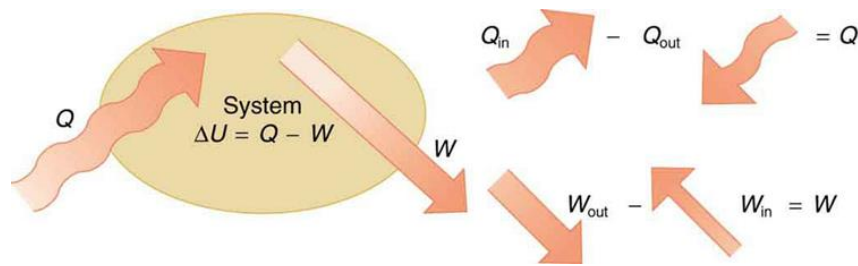
Autor- RAFAEL HELERBROCK (2016)

OPENSTAX (2012), a primeira lei da termodinâmica nos mostra o conceito e a importância da conversão de energia em sistema de transferência de calor. Afirmando que as mudanças de energia interna de um sistema podem-se ser obtidas com a transferência de calor líquido subtraído pelo trabalho produzido pelo sistema.

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

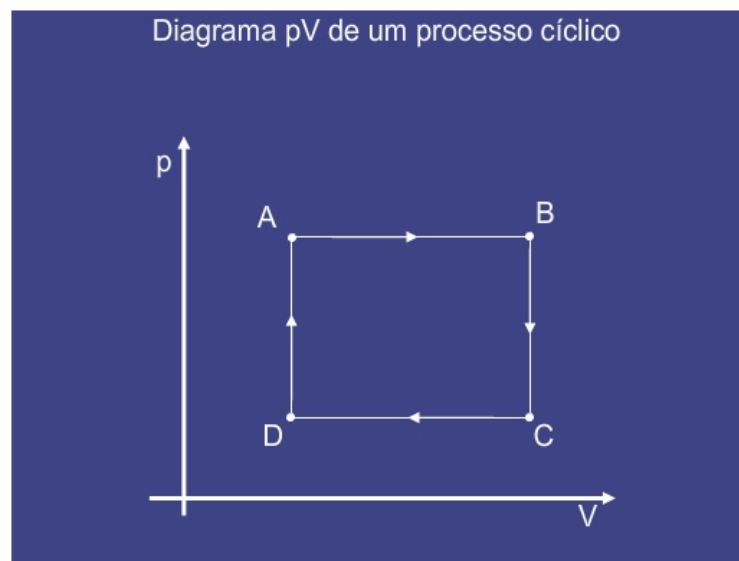
Onde:

- ΔU – Energia interna do sistema.
- Q – Calor líquido do sistema.
- W – Trabalho realizado pelo sistema.

Figura 3- 1ª Lei Conservação de energia.

Autor- OPENSTAX (2012)

UFSM (2020), nos traz o conceito de reversibilidades vinda da segunda lei, ou seja, o ciclo ser reversível ou irreversível. Essa característica do processo ser reversível, significa que o processo em si pode ser invertido, tendo variações e trajetórias infinitesimais em todas as propriedades do sistema, ou seja, possui uma conservação de energia e sempre retornara ao seu estado inicial sem perdas de energia. Podemos analisar esse processo reversível seguindo o diagrama P-V da Figura 4

Figura 4- Diagrama P-V Ciclo Ideal

Autor- DANIEL SCHULZ (2009)

Diagrama Pressão – Volume

Onde:

- Os pontos A, B, C e D são demonstrativos das etapas do ciclo;
- P - Pressão;
- V - Volume;

MORAN e SHAPIRO (2006) A segunda lei nos mostra sobre a irreversibilidade de cada sistema. Usando a segunda lei podemos saber se o sistema é reversível ou irreversível, podemos definir que qualquer processo que tenha transferência do corpo mais quente ao corpo mais frio é irreversível, essa declaração é constituída pelo fato de que se o fosse reversível, o corpo mais frio poderia devolver essa energia para o corpo mais quente sem a necessidade de equilíbrio entre os dois corpos e o meio. Podemos resumir que processos irreversíveis são aqueles que não tem a possibilidade de retornar nas condições iniciais do processo, ou seja, parte da energia gerada é perdida.

Figura 5- Demonstração de um processo irreversível.



Autor- FISICAILUSTRADA (2017)

PLANAS (2016) a terceira lei da termodinâmica é o conceito, onde, quando o material atinge a temperatura do zero absoluto, essas condições ainda não foram possível de se definir, pelo o problema de que os sistemas que trabalham com mudanças na energia por entalpia não conseguem atingir essa temperatura do zero absoluto 0 Kelvin ou - 273,15° Celsius, a propriedade pela terceira lei nos afirma que quando a matéria atinge o zero absoluto suas condições de entalpia se tornam nulas.

2.3 Psicrometria

MILLER (2008), define a psicrometria como uma ciência que estuda a mistura de ar seco com vapor da água, com essa ciência podemos obter os calores específicos do ar seco e seu volume na mistura, podendo também definir os calores de evaporação e condensação da mistura vapor de água e ar seco.

MORAN E SHAPIRO (2009) o ar úmido se refere a mistura de ar seco com a umidade do vapor da água, sendo que o ar seco é tratado como um componente puro. O ar que está no ambiente é composto de vários componentes gasoso na sua mistura,

consideramos as propriedades de ar seco com as seguintes porcentagens de cada elemento.

Tabela 1- Composições do ar seco

Composições aproximada do ar seco	Fração molar (%)
Nitrogênio	78,08
Oxigênio	20,95
Argônio	0,93
Dióxido de carbono	0,03
Neônio, Hélio, Metano e outros	0,01

Fonte: Autor (2020)

Com o ar seco e tratado como um elemento puro, podemos determinar algumas propriedades como, volume, temperatura da mistura, pressão e o número total de mols da substancia com a seguinte equação para gases ideais.

$$P = n \frac{R \times T}{V} \quad (2)$$

Onde:

- P – Pressão. Dada em Kpa
- N – Numero de moléculas dado em Mols
- R – Constante universal dos gases em
- T – Temperatura da mistura em K
- V – Volume da mistura dada em m³

BRITTO (2010) diz que o termo psicrometria vem do idioma latim “psychrometry”, onde, psychro significa (Produzir frio) e metry (medir), juntando os dois termos podemos determinar uma tradução como “medir a refrigeração”. Com a passar do tempo foi adotado o termo psicrometria, a ciência que estuda o ar úmido e suas propriedades, ou seja, a mistura de ar seco com vapor de água medindo suas temperaturas de ar seco e ar úmido, ponto de orvalho, volume específico de quilos ar seco por metro cubico, umidade relativa do ar úmido, umidade absoluta de quilos de vapor de agua por quilos de ar seco e suas entalpias.

Umidade relativa e específica

MORAN E SHAPIRO (2009) uma quantidade de ar úmido pode nos trazer distintas informações como razão da mistura, umidade relativa e entalpia da mistura. Podemos adquirir a razão da mistura pela equação 3:

$$\omega = \frac{Mv}{Ma} \quad (3)$$

Onde:

- ω – Razão da mistura ou umidade específica dada em quilos de vapor por quilos de água. (Kg de vapor/Kg de ar)
- Mv – Massa de vapor de água da mistura
- Ma – Massa de ar na mistura

Podemos adquirir a umidade específica também pela expressão dos termos com pressões

$$\omega = \frac{Mv \times Pv}{Ma \times Pa} \quad (3.1)$$

Sabendo que a equação da pressão do ar Pa é;

$$Pa = P - Pv \quad (4)$$

Onde:

- Pa – Pressão do ar em Kpa
- Pv – Pressão de vapor de água em Kpa
- P – Pressão atmosférica em Kpa

E com as informações das tabelas de propriedade de ar seco e úmido podemos obter a seguinte propriedade;

$$\frac{Mv}{Ma} = 0,622 \quad (5)$$

Podemos criar a equação da umidade específica por meio das pressões do sistema;

$$\omega = 0,622 \times \frac{Pv}{P - Pv} \quad (6)$$

A umidade relativa do sistema pode ser obtida pela seguinte equação;

$$\theta = \frac{Yv}{Yv, sat} \quad (7)$$

Onde:

- θ – Umidade relativa em %;
- Yv – Fração molar de vapor de água em Kg
- Yv, sat – Fração molar de ar úmido saturado em Kg

Sabendo que:

$$Pv = Yv \times P \quad (8)$$

$$Pg = Yv, sat \times P \quad (9)$$

Onde:

- Pv – Pressão do vapor de água dado em Kpa;
- Pg – Pressão do ar dado em Kpa;
- P – Pressão atmosférica em Kpa;
-

Com as informações de pressões do sistema podemos também deduzir a formula da umidade relativa em propriedades de pressões;

$$\theta = \frac{Pv}{Pg} \quad (10)$$

2.3.1 Volume específico

Seguindo o pensamento de MORAN E SHAPIRO (2009), o volume específico seria a propriedade volumétrica em uma região pela sua massa no caso, o valor obtido seria em volume por massa. O volume específico pode mudar conforme a região e

propriedades a ser buscadas nos trazendo parâmetros para cada situação. Sua unidade no SI (Sistemas Internacional) pode ser encontrada em M^3/Kg então;

$$\vartheta = \frac{V}{M} \quad (11)$$

Onde:

- ϑ – Volume específico em M^3/Kg ;
- V - Volume em M^3 ;
- M - Massa em Kg ;

2.3.2 Entalpia e energia interna

SONNTAG e BORGNAKKE (2003) a entalpia é um conceito de baseado na energia interna do processo com suas pressões de trabalho, esse conceito de entalpia nos mostra a energia dos fluidos ao trocarem seus estados físicos em pressão constante, fazendo a distribuição de energia no meio. A entalpia é obtida em Kj/Kg e tem sua sigla abreviada em H , pode obter a entalpia na formula;

$$H = U + (P \times \vartheta) \quad (12)$$

Onde:

- H – Entropia em Kj/Kg ;
- U – Energia Interna em Kj/Kg ;
- P – Pressão em Kpa ;
- ϑ – Volume específico M^3/Kg

2.3.3 Temperaturas de bulbo seco, úmido e ponto de orvalho

MILLER (2009) para obtermos com precisão da temperatura de bulbo seco do ar, podemos usar um termômetro comum ou a ajuda da carta psicrométrica e seria a temperatura do ar sem considerarmos o vapor existente em seu meio.

MILLER (2009) a temperatura de bulbo úmido pode também ser obtida na carta psicrométrica ou com ajuda de um psicrômetro, que ajuda a captar os vapores existente no ar e no meio e determina a temperatura correta do meio. Na psicrometria as

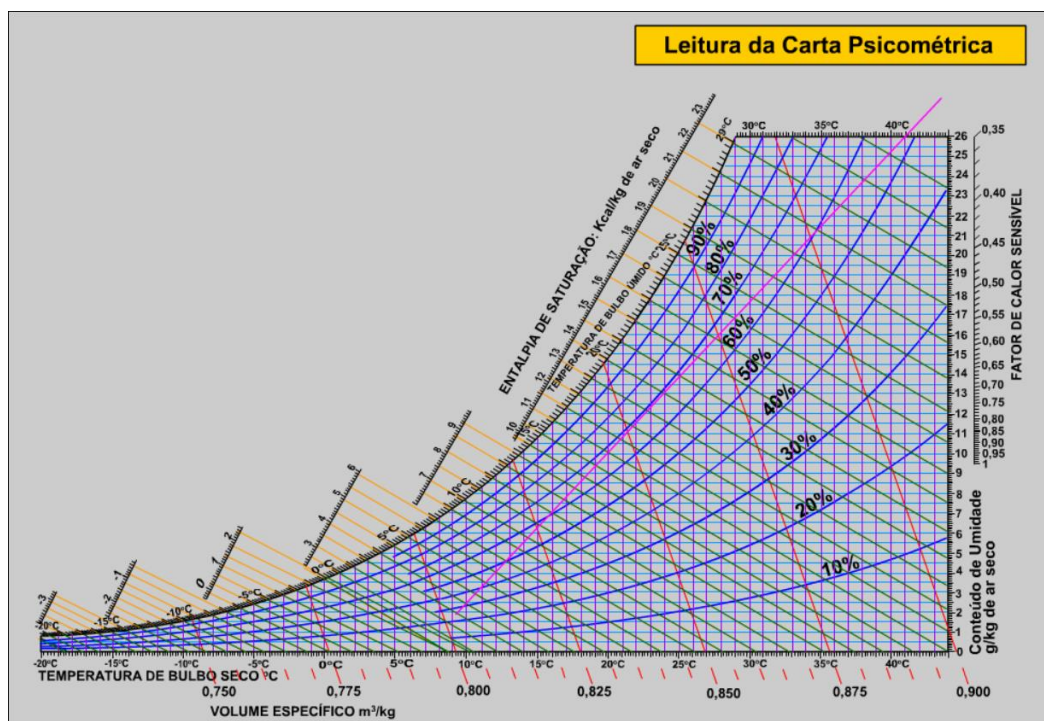
temperaturas de bulbo seco e úmido tem diferença é importante obter ambas para analisar o ciclo estudado.

MILLER (2009) o ponto de orvalho é obtido quando a quantidade de umidade relativa no ar é de 100%, neste caso as temperaturas de bulbo seco e úmido permanecem a mesmas. Estudar as características deste ponto em um projeto é importante pois esse fator pode em um ambiente gera a condensação da água no local, levando em consideração que no ponto de orvalho é o ponto onde o ar perde a capacidade de absorver mais umidade do ambiente.

2.3.4 Carta Psicrométrica e Psicrômetro

MARON E SHAPIRO (2009) a carta psicrométrica nos mostra diversas informações sobre o ar úmido e o ar seco, podemos obter as temperaturas de bulbo seco, úmido e ponto de orvalho, entalpia, umidade relativa e específica, volume específico e fatores caloríficos, como podemos ver na Figura 6.

Figura 6 - Carta Psicrométrica



Fonte: Rogério Paiva (2014)

INTRUSUL (2020) o psicrômetro é o instrumento que analisa as condições do ambiente focando na umidade e a temperatura do ar. Com ele podemos obter as

temperaturas de bulbo seco (TBS) e as temperaturas de bulbo úmido (TBU). Basicamente o instrumento se consiste de dois termômetros de mercúrio onde um é envolvido com uma malha de algodão e molhando em água destilado. Quando a água destilada evapora, por fatores físicos acontece a perda de energia mostrando a temperatura sem a umidade no ar. O outro termômetro mostra as condições mais altas de temperatura, ou seja, temperatura ambiente do local, podemos obter uma visão deste instrumento na Figura 7.

Figura 7- Psicrômetro



Fonte: INSTRUSUL (2020)

2.4 Fluido refrigerante

Para COSTA (1982), fluidos refrigerantes ou frigoríficos são como veículos de transmissão térmica, e são escolhidos conforme as suas classificações. Esses fluidos podem ser denominados como FRIGENS e possui 3 algoritmos que os dividem.

- 1. Esse primeiro algoritmo define o número de átomos de carbono no fluido, essa classificação é feita por número de átomos de carbono menos um ($n-1$), como isso os classificados como derivados do metano tem o valor do algoritmo sendo zero, enquanto os derivados do etano tem o seu valor algoritmo sendo um.
- 2. O segundo algoritmo define o número de átomos de hidrogênio mais um ($n+1$), e essa classificação classifica a combustibilidade que fluido refrigerante tem.
- 3. Terceiro algoritmo indica o número total de átomos de flúor, no fluido refrigerante.

MILLER (2008) define os fluidos refrigerantes como fluidos vitais para um ciclo de refrigeração, pois, tem sua principal função de transferir os calores de um lugar para outro do sistema de refrigeração.

2.5 Refrigerantes Freon

Em seu livro sobre refrigeração MILLER (2009) nos mostra que os refrigerantes freon são responsáveis pelos devidos crescimentos de indústrias que trabalham com a refrigeração, devido ao trabalho com esses fluidos freon ter uma classificação mais segura, referentes as suas características de serem menos inflamáveis e tóxicos ao meio.

MILLER (2009), apresenta as características do fluido freon R-22 como pressão, temperatura, volume específico, massa específica, entalpia, inflamabilidade, capacidade de se misturar com óleo, efeito da umidade no refrigerante, odor, toxicidade, tendência ao vazamento e detecção de vazamento;

2.5.1 Pressões em refrigerante

A pressão do sistema de refrigeração é uma característica importante. Pois com essa informação podemos denominar qual o equipamento necessário para trabalhar com o fluido refrigerante. As definições de pressões são importantes para o fluido, com a pressão do lado de baixa, ou seja, pressão de evaporação devemos buscar a pressão mais próxima possível da pressão atmosférica. Com a pressão positiva em relação a atmosfera é possível evitar a entrada de ar e umidade no sistema. Em casos de vácuo o sistema ao ter vazamento pode aspirar ar e umidade para o sistema.

A **Tabela 2** nos mostra as pressões de evaporação e condensação de alguns fluidos Freon;

Tabela 2- Pressão de Operação

Refrigerante	Pressão de evaporação em PSI em -15°C	Pressão de condensação em PSI em 30°C
R-11	11,7877	1,7681
R-12	5,7959	45,7755
R-22	13,8996	78,4864
R-717	9,62661	75,8833

R-718	14,5872	14,5872
-------	---------	---------

Fonte- MILLER (2008) ¹

2.5.2 Temperatura em fluidos

A temperatura é importante para a seleção do trabalho em que o fluido escolhido pode realizar, seguindo parâmetros. O ponto de ebulição onde o líquido se vaporiza com a adição de energia ao fluido, dependendo somente da temperatura e da pressão onde o fluido se encontra. Não existe uma temperatura de ebulição ideal para o fluido isso depende somente da temperatura e da pressão de trabalho.

Podemos observar alguns parâmetros na Tabela 3 sobre os pontos de ebulição de cada fluido;

Tabela 3 - Refrigerantes em Ordem de Ponto de Ebulição

Número do Fluido ASHRAE	Tipo de Refrigerante	Classe do refrigerante	Ponto de Ebulição em °C
401-A	Não-azeotrópico	HCFC	-32,2
500	Azeotrópico	CFC	-33,5
409-A	Não-azeotrópico	HCFC	-34,2
22	Componente único	HCFC	-40,8
407-C	Não-azeotrópico	HFC	-43,6

Fonte- MILLER (2008) ²

2.5.3 Volume Especifico

O volume especifico para fluidos refrigerante é o número de metros cúbicos de fluido e formado quando 1 quilo de fluido é vaporizado. Esse fator também é importante na escolha do sistema para definir o tamanho de componentes para a refrigeração.

Observamos na Tabela 4 alguns fluidos e seus volumes específicos de líquido e de vapor;

Tabela 4 - Volume especifico a -15°C

Refrigerante	Volume especifico de líquido a -15°C em (m³/Kg)	Volume especifico de vapor a -15°C em (m³/Kg)
--------------	---	--

R-11	0,0006242	0,7659918
R-12	0,0006867	0,0930176
R-22	0,0007491	0,0780349
R-717	0,0014982	0,5087879
R-718(Água)	0,0009988	776,87851

Fonte- MILLER (2008) ³

2.5.4 Massa especifica

A massa especifica é o inverso do volume especifico, ou seja, é a unidade de quilograma em um volume cubico do fluido.

Podemos observar alguns parâmetros para os líquidos a 30°C na **Tabela 5**:

Tabela 5 - Massa Especifica do Liquido a 30°C

Refrigerante	Massa especifica do liquido a 30°C em (Kg/m³)
R-11	1464,088
R-12	1292,69
R-22	1175,755
R-717	595,8868
R-718(Água)	999,5521

Fonte- MILLER (2008) ⁴

2.5.5 Entalpia

A entalpia é a quantidade de calor total em um fluido refrigerante, onde, o calor sensível junto com o calor latente resulta no calor total do fluido. O calor latente é a quantidade necessária de calor/energia para transformar o refrigerante de liquido para forma gasosa.

Adquirimos a quantidade de entalpia de vapor de alguns fluidos a -15°C e R-718 (água) a 4,44°C na Tabela 6:

Tabela 6- Entalpias a -15°C

Refrigerante	Entalpia do líquido em (Kj/Kg)	+	Calor latente de vaporização em (Kj/Kg)	=	Entalpia do vapor em (Kj/kg)
R-11	20,654	+	195,384	=	216,038
R-12	21,678	+	140,653	=	162,331
R-22	27,842	+	217,690	=	245,532
R-718 (4,44°C)	18,724	+	2.491,843	=	2.510,567

Fonte- MILLER (2008) ⁵

2.5.6 Inflamabilidade

Nenhum dos compostos de fluido refrigerante freon é inflamável ou explosivo, porem ao se misturar com fluidos inflamáveis, podem adquirir essa propriedade. Por essa razão os fluidos freon devem ser manuseados com cuidados ao serem misturados com outros fluidos.

2.5.7 Capacidade de mistura com óleo

Existem vantagens e desvantagens em fluidos refrigerantes que tem facilidade em sua misturar com óleo. A vantagem é que ao se misturar com óleo é possível criar a lubrificação de todo o sistema com a ajuda de transição do fluido refrigerante, que passa por todo o sistema até repedir o ciclo novamente.

Porem a sua principal desvantagem, em o fluido refrigerante ter uma capacidade de mistura com o óleo, é que ao passa pelo compressor, pode acabar puxando um pouco de óleo de lubrificação dele mesmo, sem a lubrificação adequada no compresso e nas partes moveis pode gerar espumas e perda de lubrificação, ocasionando perda de rendimento e falha do equipamento.

2.5.8 Umidade e os refrigerantes

A umidade é um problema em sistema de refrigeração, pela capacidade de corroer alguns equipamentos do sistema e as suas tubulações. Se houver umidade em um sistema

de baixa temperatura pode ocasionar entupimentos pelo congelamento da umidade ou da água nas tubulações, podendo restringir a passagem de fluido refrigerante causando baixa eficiência do sistema ou até nenhuma eficiência.

Todos os fluidos refrigerantes tem a capacidade de absorver uma certa quantidade de umidade, porem quando essa quantidade é maior, acaba gerando acúmulos de umidade no sistema ocasionando o congelamento. Quando a quantidade de absorção do fluido refrigerante é alta pode gerar ácidos corrosivos que corroem os equipamentos e tubulações do sistema.

2.5.9 Odores em fluidos de refrigeração

Os odores nos fluidos de refrigeração são necessários pela probabilidade de vazamento do sistema ajudando a detectar o vazamento o mais rápido possível, podendo ser odores fracos ou até mesmo fortes. Essas características dos odores vêm do grau de toxicidade ou de inflamabilidade do fluido. Para realizar a troca e a manutenção dos sistemas é necessário equipamentos como mascarar para a segurança, pelo fato de alguns fluidos ter alta toxicidade em sua composição.

2.5.10 Tendência ao vazamento

A tendência de um fluido a vazão pode ser estabelecida pelo tamanho das suas moléculas. Quanto maior seu peso molecular maior tem que ser o orifício onde o fluido refrigerante tem a capacidade de escapar.

Podemos observar o peso molecular de alguns fluidos na Tabela 7:

Tabela 7 - Peso Molecular de Alguns Refrigerantes

Refrigerante	Peso molecular
R-11	137,4
R-12	120,9
R-22	86,5
R-717	17,0
R-718	18,0

Fonte- MILLER (2008) ⁶

2.5.11 Detecção de vazamentos

Para detectar o vazamento em um sistema existem vários métodos. Podemos seguir os mais simples nas detecções de vazamento.

- Manter o ponto suspeito a vazamento debaixo da água para ver formação de bolhas;
- Passa na área suspeita a vazamento com sabão. Em caso de vazamento a formação de bolhas de sabão no local;

2.6 Ciclo de refrigeração a compressão de vapor.

UFPR (2010), os processos mecânicos de refrigeração se consistem de vários processos individuais, onde cada um dos equipamentos fornece as condições perfeitas para manter a temperatura e pressão com suas propriedades necessárias, criando a refrigeração adequada do ambiente.

COSTA (1982), O fenômeno advindo do processo de refrigeração mecânica por meio de vapores, se define pela produção constante de fluido refrigerante, pela vaporização, fornecendo ao meio pela retirada de calor. As instalações que consistem esse ciclo, que funciona pela vaporização do fluido refrigerante possui um grande efeito frigorífico volumétrico.

COSTA (1982), esse ciclo se baseia na capacidade de compressão e vaporização do fluido, para isso, o fluido recebe uma diminuição de pressão com o meio, fazendo assim que possa se vaporizar em baixas temperaturas. Após sua vaporização é necessário que seja novamente condensado, com ajuda do compressor e condensador. Desta forma o vapor comprimido passa pelo compressor e chega até o condensador, onde, muda sua forma física e se torna líquido novamente. Ao se tornar líquido em alta pressão, o fluido passa pela válvula de expansão reduzindo sua pressão e possibilitando que entre em pressão de vaporização do sistema em temperatura baixa novamente, fazendo assim mais uma volta no ciclo. Basicamente esta configuração de refrigeração por meio de vapores, é um ciclo fechado onde possibilita a vaporização e condensação do fluido, fazendo a troca com o meio externo ou fluido de transição com a área a ser resfriada.

UFPR (2010) fornece o conceito de equipamento e conceitos físico de cada estágio no processo de compressão a vapor do sistema, explicando cada estágio separadamente

para maior compreensão, o processo se define como compressão, condensação, expansão e vaporização, a seguir cada um deles;

- 1-2 Compressão: Nesse estágio o vapor entra frio no compressor, onde com a ajuda do compressor recebe energia pela compressão. Devido a compressão o fluido ganha pressão e temperatura, a compressão é adiabática reversível (Isoentrópica, onde não a mudanças em suas entropias $S_1=S_2$) não existindo atrito entre o fluido e o compressor.
- 2-3 Condensação: Na condensação o fluido perde o calor fornecido pelo compressor com ajuda do meio ou fluido de transição no caso, água ou ar. O vapor entra no condensador super aquecido com temperatura elevada, quando o fluido atinge a temperatura de saturado devido ao resfriamento, começa sua condensação, fazendo sua temperatura não ter mais variações e a trocando do seu estado físico de vapor super aquecido para saturado, e de vapor saturado para condensado na forma líquida.
- 3-4 Expansão: Quando o fluido passa pela válvula de expansão, sua temperatura e pressão diminui, esse processo é adiabático irreversível (Isoentálpica, onde não a mudança em sua entalpia $H_1=H_2$). Não a troca com o meio externo, mas o fluido devido a expansão e a perda de temperatura e pressão muda seu estado físico de líquido saturado para líquido com vapor, como a formação de vapor seu volume aumenta.

A porcentagem de vapor no fluido pode ser adquirida pelo título que é a divisão entre a massa de vapor pela massa de líquido;

$$X = \frac{M_v}{M_l} \quad (13)$$

Onde:

- X – Título;
- M_v - Massa de vapor kg;
- M_l - Massa de líquido kg;

O novo volume pode também ser adquirido com a ajuda do título e com os volumes adquiridos nesse estágio do processo;

$$V = \{[(1 - X) \times V_{le}] + (X \times V_{ve})\} \quad (14)$$

X – Título;

V_{le} - Volume de líquido de entrada em m^3 ;

V_{ve} - Volume de vapor de entrada m^3 ;

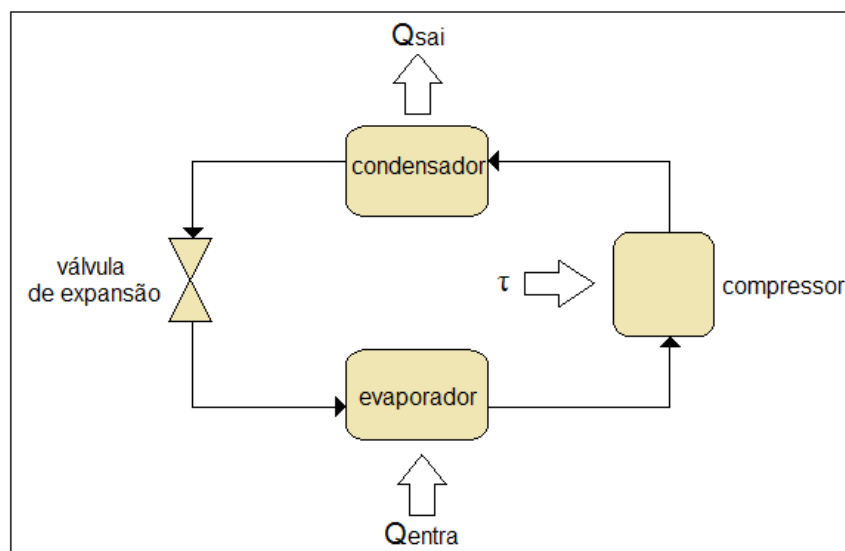
V - Novo volume da mistura Líquido com vapor em m^3 ;

Todas essas informações podem ser retiradas das tabelas termodinâmicas de cada fluido a ser trabalhado.

- 4-1 Vaporização: O fluido chega no evaporador, nas condições de líquido com vapor, devido a sua baixa pressão e temperatura vinda da parte de expansão, o fluido ao passar pelo evaporador sua parte líquida ganha energia, até entrar no estado de vaporização. A conversão no evaporador é isotérmica e adiabática, ou seja, não a mudança na temperatura.

Podemos definir o ciclo de compressão de vapores básico na Figura 8:

Figura 8- Ciclo Básico de Compressão de vapores



Fonte - UNESP (2010)

Onde:

- T - Trabalho Fornecido pelo compressor ao comprimir o vapor
- Q_{sai} - Demonstra como a energia/calor, entra no evaporador com o fluido em baixa pressão.
- Q_{entra} - Demonstra como ocorre a troca da energia/calor, com o meio ou fluido de transição no condensador.

2.7 Todos os equipamentos de um ciclo

2.7.1 Compressores

STOECKER e JONAS (1985) traz a definição, onde os compressores são o coração de um sistema de compressão por vapores, onde, os principais tipos que trabalham com sistema de refrigeração são: alternativos, parafusos, centrífugo e de palhetas. Os compressores alternativos trabalham com pistão que possui um embolo em seu interior que se movimenta alternadamente, assim, com as válvulas de descarga e aspiração podem realizar o trabalho de compressão. Os demais compressores trabalham de forma rotativa, onde o centrífugo opera atrás da ação da força centrífugas geradas. O compressor parafuso e de palhetas trabalham com máquinas de deslocamento positivo.

Segundo COSTA (1982) os compressores alternativos são os mais escolhidos quando se trabalha com fluidos frigoríficos de calor de vaporização volumétrica, podendo trabalhar com R-22, R-12, dióxido de carbono, dióxido de enxofre entre outros.

Compressores Abertos, Semi-Herméticos e Herméticos

STOECKER e JABARDO (2002) os compressores alternativos são construídos em diferentes concepções. Podendo ser de forma aberta, semi-herméticos e herméticos na seguinte ordem.

Figura 9 - Compressor Aberto



Fonte – CERE (1998)

Figura 10 - Compressor Semi-Hermético



Fonte- Enter Peças (2018)

Figura 11 - Compressor Hermético

Fonte – COPELAND (2004)

Seguindo o pensamento de STOECKER e JABARDO (2002) no compressor aberto o eixo rotor atravessa a carcaça sendo acionado por um motor externo, normalmente usados para refrigeração por amônia. Os compressores semi-herméticos possui uma carcaça onde é alojado tanto o motor quanto os componentes do compressor, o termo de ser semi-hermético se dá pelo fato de possuir uma tampa, que possibilita o acesso aos pistões e válvulas do compressor. Já os compressores herméticos tem sua funcionalidade parecida com os semi-herméticos, os que diferenciam é que nos compressores herméticos é totalmente lacrado por solda, onde só temos acesso nas conectividades de entrada e saída do fluido e suas conexões elétricas.

MILLER (2008) os compressores herméticos tem suas funções distintas podendo trabalhar em refrigeração doméstica e podendo atender até meios comerciais. Basicamente esse termo de compressor hermético é pelo fato de o conjunto compressor e o motor estarem diretamente conectados dentro de um alojamento de aço. Sendo possível o bombeamento de fluido em baixa pressão e também pressões mais elevadas.

2.7.2 Condensadores

MILLER (2008) denomina o condensador como um equipamento que é capaz de remover calor vindo do vapor de um refrigerante quente. O condensador muda a forma física do fluido de vapor para líquido usando métodos de resfriamento para troca de calor, usando fluido transientes. Os meios que o condensador pode remover o calor do fluido refrigerante é usando fluido como ar e água como fluido de transição, ou seja, fluido que absorve o calor vindo do vapor do fluido de refrigerante através de suas tubulações ou aletas.

Figura 12 - Condensador

Fonte – ZANI (2018)

2.7.2.1 Condensadores resfriados a ar

A UFPR (2010) denomina que os condensadores resfriados a ar, usa o ar como meio de resfriamento, absorvendo o calor do fluido refrigerante o resfriando, e assim fazendo essa troca de estado físico do fluido para líquido-condensado.

COSTA (1982), diz que os condensadores resfriados a ar utilizam o ar ambiente como meio de troca de calor do fluido refrigerante para o ambiente. Estes condensadores são utilizados para pequenas unidades de refrigeração, pelo fato do ar tem uma condutividade térmica com as superfícies dos materiais muito baixa, fazendo que não absorva tanto calor do fluido refrigerante, e assim não fazendo uma troca térmica muito eficiente.

UFPR (2010) reforça essa ideia dizendo que a circulação de ar ela pode ser feita por convecção natural e forçada, onde, a convecção natural é feita pelo ar passando naturalmente pelas aletas, e convecção forçada seria por um moto ventilado forçando a passagem do ar nas aletas para dentro do mecanismo. Normalmente um condensador de refrigeração a ar grande possuem mais de um ciclo de refrigeração e mais de um ventilador, podendo atender sistema maiores que usam o mesmo ou diferentes fluidos refrigerantes para a realização do trabalho.

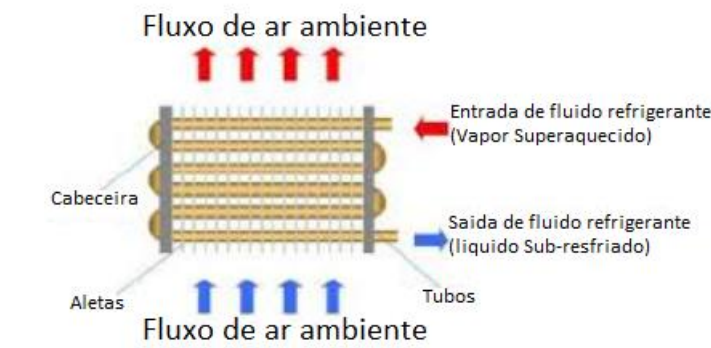
2.7.2.2 Condensador a ar tubo aletado

COSTA (1982) explica os condensadores tubo aletados como, tubos onde que perpendicularmente são postas chapas de alumínio ou do mesmo material do tubo, criando assim aletas. As chapas são fixadas por meio de expansão mecânica ou por solda nos tubos, tentando criar o maior contato possível com a superfície do tubo, para melhoras a sua condutividade de transferência térmica. Essas aletas podem ficar no formato de espiral, placas retangulares planas ou corrugadas.

Segundo MILLER (2008) a superfície de contato entre o fluido de transição e do fluido de refrigeração é muito importante, quanto maior a área exposta ao fluido de transição no caso ar, menor será a temperatura que o fluido refrigerante pode atingir. A temperatura que o ar pode sair do condensador varia conforme a carga térmica por área que deseja ser atingida no sistema. Normalmente em ciclos de refrigeração o condensador e posto fora da área que está sendo condicionada, evitando assim que o calor retirado volte para o fluido de refrigeração.

FERREIRA (2018), insinua que os condensadores de ar mais utilizados em sistemas de refrigeração são do tipo aletados. Onde são formados por tubos de metais com alta taxa de transição de calor como alumínio, ferro ou cobre.

Figura 13 - Fluxo de um condensador resfriado a ar



Fonte – STUDOCU (2019)

2.7.2.3 Dimensionamento de um condensador resfriado a Ar

UFPR (2010) diz que as maiorias das aletas são feitas de alumínio, mas cobre e aço também podem ser usados. Normalmente as aletas possuem um espaço que pode variar entre 8 a 18 aletas por polegada. O dimensionamento dos tubos em serpentinas é também feito comumente com alumínio, cobre e até aço e esses tubos variam seus diâmetros de 6 a 20 mm. Dependendo do material que é feito, pode ter uma capacidade de transferia de energia melhor. Para os condensadores resfriados a ar, existe uma relação

entre a área da face do condensador e a quantidade de ar que circulará que circulara no sistema, pois, quando a velocidade do ar através do condensador chega a ser crítica pode obter um fluxo turbulento de ar, com isso pode acabar diminuindo o coeficiente de transferência de calor. Outro fator buscado para ter uma boa transferência de energia, é procurar trabalhar com temperaturas de condensação baixas, visamos aumentar a eficiência de todo o sistema.

COSTA (1982) mostra que para dimensionar essas serpentinas independentes, que estão ao longo do condensador, se usa a relação entre a superfície total de transmissão de cada tubo pela superfície da face, onde a área frontal seria a superfície perpendicular onde o ar passa pelas aletas e os tubos.

FERREIRA (2018) reforça um requisito importante em um dimensionamento de um sistema de refrigeração. O lugar onde o condensador ficaria instalado, pois em lugares que tem uma sujidade de nível maior, é necessário projetar um condensador onde suas aletas são maiores para evitar que a sujeira grude, e assim impeça o fluxo de ar livremente nos tubos, obtendo uma boa troca de calor entre os fluidos. Nos condensadores existe um diferencial térmico denominado como delta, esse delta é a diferença da temperatura de condensação e a temperatura do ar externo no fluido, que pode variar um pouco entre os fabricantes desses mecanismos de troca de calor. À normas para definir um delta para diferentes ocasiões de trabalhos nos sistemas, a norma da ASHARE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), estabelece exemplos de temperaturas que podem ser utilizados:

- De 8 °C até 11 °C para sistema de resfriados
- De 5 °C até 8 °C para sistema de congelados
- De 14 °C até 17 °C para sistemas de ar condicionados

2.7.3 Condensadores resfriados a água

COSTA (1982) diz que os condensadores resfriados a água, usam água em temperatura ambiente para diminuir a temperatura do fluido refrigerante.

UFPR (2010), para os condensadores resfriados a água os materiais mais utilizados são: Aço, cobre e latão, e para amônia e seus derivados utiliza-se aço, pois, a amônia corroe o cobre e latão.

MILLER (2008) traz, que os condensadores que utiliza água podem ter um custo elevado, pela adição de uma bomba para transformar o fluxo da água contínuo descartando ou fazendo essa água recircular no sistema, adicionando uma unidade de resfriamento da água que entra também nos custos do sistema.

COSTA (1982) define alguns tipos de condensadores resfriados a água que são mais utilizados sendo os, submersos, duplo tubo e serpentina e carcaça.

2.7.3.1 Condensadores duplo tubo

COSTA (1982), define os condensadores duplo tubo como, dois tubos concêntricos, que tem uma conexão adequada onde possibilita a passagem da água pelo tubo interno e a passagem do fluido refrigerante pelo espaçamento formando entre o tubo interno e externo.

MILLER (2008), O duplo tubo consiste em dois tubos um dentro do outro, onde a água passa pelo tubo interno e o refrigerante passa através do tubo que envolve o tubo interno, tendo um fluxo oposto entre ambos os fluidos, transição e refrigeração.

UFPR (2010), essa configuração é composta com um tubo menor dentro de outro tubo maior onde os lados são fechados, assim o fluido refrigerante passa na parte externa do tubo menor em circulação oposta a água, que passa pela parte interna do tubo menor e ocorrendo a troca térmica entre os fluidos.

Figura 14 - Condensador duplo tubo



Fonte – CECÍLINHA DOCPLEYER (2016)

2.7.3.3 Dimensionamento de um condensador refrigerado a água

MILLER (2008), traz que esse tipo de condensadores duplo tubo possui o tubo interno e externos em formato coaxial, sendo possível ser montados na horizontal e em vertical. O tubo interno pode ter formato em espiral onde a passagem do fluido refrigerante tem uma melhor estabilidade, fazendo que o fluido tenha o “escorregamento” pela superfície do tubo e esse movimento de arrastamento tem um intuito também de retirar impurezas ao longo do tubo. Normalmente esses tubos podem ter diversas combinações de materiais, para tubulações de cobre é sugerido a utilização de água doce.

COSTA (1982), fala que umas das grandes vantagens de usar a configuração duplo tubo é por ter fluxo contra-corrente, onde garante elevados rendimentos, e por ter sua construção STANDARD, possibilita sua utilização em diversos ciclos de refrigeração com diferentes capacidades. A capacidade desse sistema pode ter um grande aumento ao instalar borrifadores que ajuda na transferência térmica do fluido refrigerante. A principal desvantagem em usar esse tipo de configuração é a dificuldade de acesso para fornecer a limpeza ao longo de todo o tubo.

2.7.4 Válvulas de expansão

COSTA (1982) a função da válvula de expansão em um sistema de refrigeração mecânica por meio de vapores é provocar a expansão do fluido refrigerante, indo a pressão de condensação até a pressão de vaporização do sistema.

Continuando o pensamento de COSTA (1982), nos leva a concepção de como é o funcionamento da válvula. Basicamente esse mecanismo cria uma perda de carga no fluido, essa perda de carga pode ser definida pelo diâmetro do orifício de passagem do fluido da válvula. Após a expansão feita pela válvula o fluido liquefeito tem a condição de vaporização em baixas temperatura devida à queda de sua pressão.

COSTA (1982) as válvulas de expansão têm suas classificações adotando dependendo do sistema frigorífico em questão;

- Manuais;
- Tubos capilares;

- Automáticas, podendo ser de boia em pressão baixa e alta, pressostáticas e termostáticas;

2.7.4.1 Válvulas de expansão automática termostáticas

MILLER (2008) usadas principalmente em sistema de ar-condicionado e em refrigeração comercial a válvula de expansão termostática conhecida também como VET.

Figura 15 - Válvula de expansão termostática



Fonte - REFRIGERAÇÃO CATA VENTO (2020)

COSTA (1982) fala um pouco das preocupações do dimensionamento da válvula, onde, o acoplamento do bulbo deve ser feito antes da tomada de pressão onde não haja decomposição de líquido, sua fixação deve ser feita nos tubos com braçadeira adequada e isolando quando aplicado em correte de ar quente ou submergindo-o em líquido. As válvulas de expansão termostática podem ser usadas com qualquer fluido frigorífico.

MILLER (2008) explica um base sobre o funcionamento. Através de um diafragma que responde a pressão vinda do sistema, reage com o bulbo, preenchido com o fluido refrigerante, esse bulbo é acoplado perto na válvula de expansão por tubos capilares na entrada do evaporador. A VET mantém o limite de congelamento através da relação do superaquecimento do fluido na sucção. A válvula não permite o superaquecimento do fluido até que todo o fluido refrigerante no evaporador tenha se vaporizado. Assim é possível ter uma comparação da temperatura através do ajuste do superaquecimento do fluido. Neste tipo de válvula não há problemas com refluxo de fluido para o compressor, evitando assim danos no equipamento já que o compressor não admite líquido em seu sistema.

2.7.5 Evaporadores

A UTFPR (2010) nos traz que o evaporador pode ser classificado como qualquer superfície onde ocorre a transferência de calor, na qual o líquido pode ser vaporizado com o objetivo de remover o calor no fluido refrigerante ou local alocado. Complementando que por existir diversas aplicações da refrigeração mecânica, sua construção é variada pelo tamanho, método de alimentação por líquido, condições de operação, circulação de ar ou líquido, controle de refrigeração e também sua aplicação geral. Porém os principais tipos de evaporadores são classificados em tubo liso, de placa e de tubos aletados.

Algumas funções destas classificações são exemplificadas por MILLER (2008), trazendo alguns parâmetros de funções para cada tipo de evaporador.

- Evaporador serpentina ou liso: utilizado em armazém para resfriar grandes áreas
- Evaporador de placas: normalmente usados em freezers;
- Evaporador com aletas ou tubo aletados: sistemas de condicionamento do ar e calefação de casa.

2.7.5.1 Evaporadores Tubos Aletados

O processo dos evaporadores de tubos aletados definido por MILLER (2008). O fluido refrigerante se vaporiza por inteiro nos tubos e com a ajuda da passagem de ar nas aletas retiram o calor no fluido refrigerante por condução forçada com a ajuda de um motor ventilador. Esse processo é conhecido como expansão direta.

Figura 16 - Evaporador tubos aletados



Fonte - UFPR (2010)

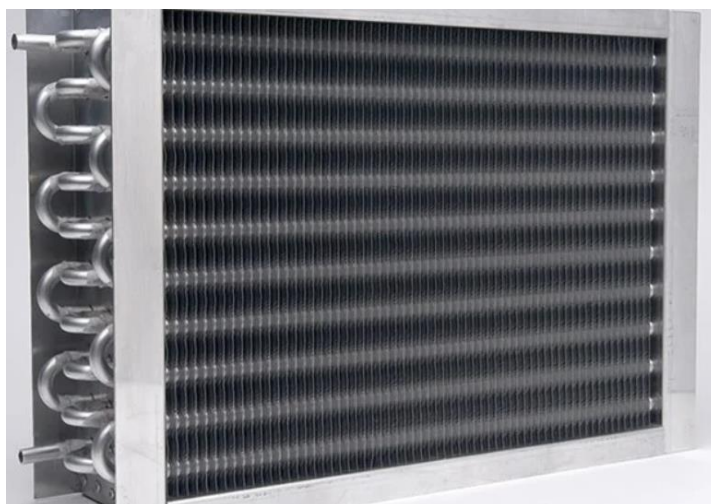
A UFPR (2010) define os evaporadores de tubos aletados como evaporadores onde os tubos atravessam placas já perfuradas e paralelas onde formam as aletas do

evaporador. As aletas são ligadas rigidamente nos tubos, pois as aletas trabalham como superfície secundária de transferência do calor do evaporador, pois entrega mais superfície de troca ao evaporador na passagem do ar.

2.7.5.2 Dimensionamento dos tubos e aletas

Os dimensionamentos das aletas e os tubos então interligada na aplicação do evaporador UFPR (2010). Ainda completando o pensamento do dimensionamento, os tamanhos dos tubos definem o tamanho das aletas. As temperaturas da aplicação do evaporador definem os espaçamentos das aletas, podendo variar de 1 a 14 por polegadas. Para dimensionamento de baixar temperaturas devemos colocar um número menor de aletas por polegadas normalmente em processos com baixa temperatura e aplicado de 3 a 4 aletas por polegadas, evitando assim congelamento nas tubulações.

Figura 17 - Evaporador tubos aletados visão das aletas



Fonte – HYDRO (2020)

2.7.6 Tubulações de um sistema de compressão de vapores

STOECKER e JABARDO (2002) as tubulações nos sistemas de refrigeração tem a função de transportar o fluido refrigerante entre os componentes de todo o sistema. A principal preocupação no dimensionamento das tubulações é que seu tamanho seja suficientemente elevado, ou seja, dimensionamento com folgas, pois linhas de tubulações estreitas podem comprometer a eficiência de toda a instalação.

Existem vários tipos de tubulações que são usadas em sistema de refrigeração e ar condicionado diz MILLER (2008). Complementando que as tubulações podem ser compostas de cobre, alumínio e aço inoxidável.

- Tubulações de aço inoxidável: é usada para refrigerantes R-717 ou amônia;
- Tubulações de latão ou cobre: Não pode ser usada em sistema com amônia como refrigerante;
- Tubulações de alumínio: Usada mais para sistema de ar-condicionado e automóveis

Continuando o pensamento de MILLER (2008), a maior parte dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado é feita de cobre. A fabricação das tubulações de cobre é especialmente feita para garantir que esteja seca, limpa e selada nas extremidades, assim assegurando que a limpeza permaneça.

2.7.6.1 Tubulações de cobre rígida e maleável

MILLER (2008), existem dois tipos de tubulações de cobre, cada uma delas possui um uso específico e adequado para o sistema de refrigeração. As tubulações de cobre se dividem em tubulações de cobre rígidas e maleáveis.

MILLER (2008) nos traz ainda que as tubulações de cobre rígidas e maleáveis são divididas pelas suas funções e espessuras de parede sendo as divisões;

- K – Tem a espessura de parede mais grossa e são usadas em serviços pesados de refrigeração e aquecimento. Podendo também ser usada em aplicações subterrâneas;
- L – Tem a espessura de parede média, sendo a mais usada em sistema de encanamentos internos e sistema de aquecimento;
- M – Tem a espessura de parede fina, sendo usada em serviços leves voltados a suspiro de rejeição de água e drenagem;

2.7.6.2 Tubulações de cobre maleáveis

O cobre maleável é usado em sistemas de refrigeração comerciais e domésticos, porém são mais usados em sistemas domésticos afirma MILLER (2008). Trazendo as

propriedades do cobre maleável pelo recozimento do cobre, sendo que o processo de recozimento se consiste em aquecer a peça até adquirir a coloração azul, e deixar resfriar pela temperatura do ambiente. Esse processo deixa o cobre mais dútil e flexível podendo usar em produção de tubulação capilar podemos ver alguns exemplos na Tabela 8.

Tabela 8 - Diâmetros internos e externos tubulações de cobre

Diâmetros internos (DI)	Diâmetros Externos (DE)
0,026	0,072
0,31	0,083
0,036	0,087
0,044	0,109
0,050	0,114
0,064	0,125
0,070	0,125
0,075	0,125

Fonte - MILLER (2008)

2.7.6.3 Tubulações de cobre rígidos

Seguindo o pensamento de MILLER (2008) sobre as tubulações de cobre, existe também as tubulações de cobre rígidas. Sendo essa tubulação mais usado em sistema de refrigeração e ar-condicionado, pelo fato dela ser mais rígida e dura. Essa tubulação não pode ser dobrada para evitar trincas em seu perfil. Por esse motivo são criadas várias conexões para esse perfil de tubulação. As tubulações são encontradas em comprimento de 10 ft a 20 ft, podemos ver nas tabelas alguns exemplos conforme os termos de espessura K, L e M.

Tabela 9 - Classificações das tubulações e seus diâmetros

Diâmetros externos (DE)	Espessura de Parede	Peso por Pé (ft)
	TUBULAÇÕES TIPO K	
3/8	0,035	0,145
1/2	0,049	0,265
5/8	0,049	0,344
3/4	0,049	0,418
7/8	0,065	0,641

1 1/8	0,065	0,839
TUBULAÇÕES TIPO L		
3/8	0,030	0,126
1/2	0,035	0,198
5/8	0,040	0,285
3/4	0,042	0,362
7/8	0,045	0,445
1 1/8	0,050	0,655
TUBULAÇÕES TIPO M		
1/2	0,025	0,145
5/8	0,028	0,204
7/8	0,032	0,328
1 1/8	0,035	0,465
1 3/8	0,042	0,682

Fonte - MILLER (2008)

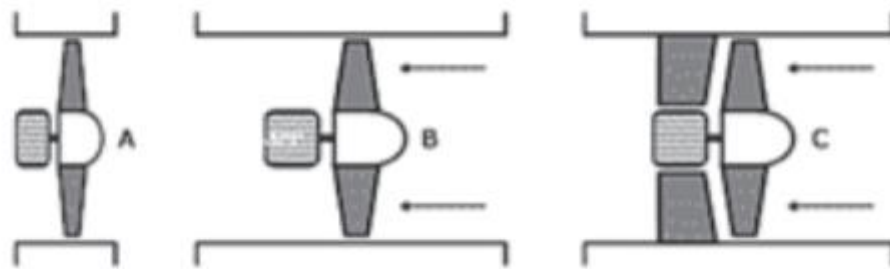
2.7.7 Motor ventiladores

CALDELLAS (2014) ventiladores são máquinas de um fluxo motor, que tem a função de transferir a energia do gás, usando os rotores e hélices do mesmo. Os ventiladores convertem energia mecânica em energia fluidodinâmica. Com essa energia adquirida, o fluido gasoso pode escoar pelas tubulações ou outros meios de distribuição.

Guia de ventiladores e exaustores da PROCEL (2009) define ventiladores como uma máquina que tem a função de transportar o gás de um lugar ao outro. A definição de ventilador se dá pelo fato onde ele empurra o gás para dentro do ambiente, quando ar é puxado para fora do ambiente é denominado com exaustor, por retirar o gás do ambiente. Os ventiladores se dividem em duas classificações, podendo ser axial e radial

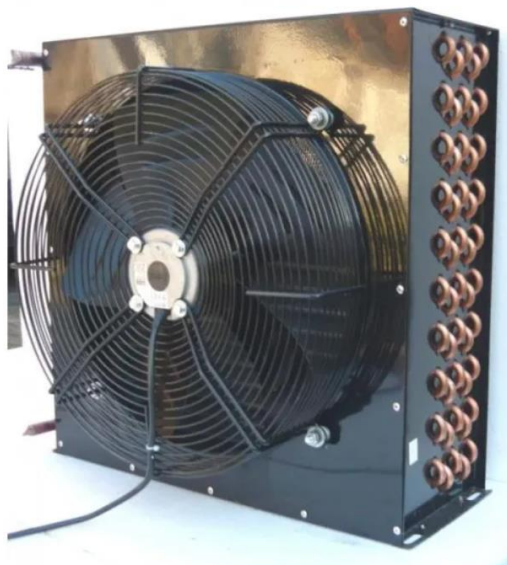
2.7.7.1 Ventiladores axiais

PROCEL (2009) Os ventiladores axiais possuem algumas pás que lembram hélices, podendo ser pás finas, grossas e com aletas. Onde a finalidade destas diferenças é aumentar ainda mais o rendimento do mesmo.

Figura 18 - Tipos de ventiladores axiais

Fonte - PROCEL (2009)

PROCEL (2009) ventiladores do tipo axiais conseguem transferir 80 % da sua energia para o ar devido ao seu fluxo de saída ser o mesmo que o fluxo entrante. A forma em que esse tipo de ventiladores são construídos evita o super aquecimento de seus motores, já que são acoplados no externo, assim, o fluxo do fluido de transição também resfria o motor. Os motores deste mecanismo transferem energia elétrica para o um rotor, onde esse rotor transforma a energia elétrica em mecânica, fazendo seu eixo girar e movimentar as pás (hélices).

Figura 19 - Ventilador acoplado em um condensador

Fonte - MADE-IN-CHINA (2020)

3. METODOLOGIA

O presente trabalho é de cunho qualitativo e busca descobrir, através de experimentos entre dois tipos de condensadores, sendo eles de duplo tubo e de tubo aletado, definir qual dos condensadores obtém uma melhor capacidade de rejeição de calor, coeficiente de performance e consumo de energia nas condições de ciclo existentes no laboratório de refrigeração do Centro Universitário Assis Gurgacz, câmpus Cascavel.

3.1 Realização dos parametros deste projeto

Utilizando o laboratório da instituição do Centro Universitário Assis Gurgacz, realizaram-se testes com ambos os condensadores e seus determinados fluido de trabalho, obtendo assim valores por meios dos testes realizados para ter uma conclusão mais exata e palpável. Esses testes foram realizados nos ciclos já montados no laboratório: um ciclo com condensador tubo aletado, onde foi realizado o projeto com o fluido de transição ar, e depois acoplado um condensador dublo tubo, onde foi realizado os testes com fluido de transição água.

Cada condensador é testado independentemente, funcionando separadamente um do outro. Os testes para cada condensador tiveram a média de 10 minutos para cada para teste realizado, onde no total realizou-se 4 testes para cada condensador, totalizando 8 testes totais.

Para obter parâmetros de equilíbrio foi determinado o tempo de pausa de funcionamento de 10 minutos para cada teste realizado, visando a comparação de funcionamento de cada etapa dos testes e também para o sistema montado estabilizar suas pressões e temperaturas.

Podemos observar como foi montado o ciclo para a realização deste projeto prático na Figura 20.

Figura 20 - Ciclo do laboratório de refrigeração



Fonte - Autor (2020)

Observamos que os condensadores duplo tubo e tubo aletado estão interligados no mesmo ciclo. Porém para a realização dos testes, teve parâmetros que possibilitaram uma comparação adequada de funcionamento para os dois condensadores. Obtendo assim mais igualdade nos dados de comparação calculados.

Os condensadores tem suas tubulações distintas então na realização de cada teste foi realizado abertura e fechamento de válvulas para a passagem do R-22 pelo ciclo, para evitar refluxo no sistema e melhorar o aproveitamento de cada condensador.

3.1.1 Parâmetros do projeto com o condensador tubo aletado

Para a realização dos testes com o condensador tubo aletado, foi utilizado o modelo FLEX-150 H2C-A da HEATCRAFT. Onde é um conjunto com o condensador e compressor do ciclo com isso o catálogo da HEATCRAFT obtivemos os dados necessários das capacidades que o condensador poderia oferecer nas condições dos testes realizados. Podemos observar o catálogo na Figura 21.

Figura 21- Tabela com propriedades do ciclo**Dados de Capacidade - R22***Datos de Capacidad - R22*

Modelo	Temp. Externa		Temp. de Evaporação / Temp de Evaporación					
			5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-17,5°C
FLEX150H2*	32°C	Q	3500	2940	2400	1880	1400	1180
		P	1,29	1,20	1,10	0,99	0,87	0,82
	35°C	Q	3330	2800	2290	1790	1330	1120
		P	1,32	1,21	1,11	1,00	0,89	0,83
	38°C	Q	3160	2660	2180	1700	1260	1060
		P	1,33	1,23	1,11	0,98	0,90	0,85
	43°C	Q	2770	2330	1910	1490	1100	930
		P	1,38	1,26	1,12	1,00	0,91	0,86

Fonte – HEARCRAFT (2014)

Entre o trajeto de ciclo existem diversos sensores e manômetros que possibilitaram a obtenção das informações de temperatura e pressão do fluido R-22, nas condições de entrada e saída do condensador tubo aletado, além da existência de um medidor de umidade e temperatura na entrada e saída do ventilador, por onde passava o fluido de transição ar, com ele foi possível descobrir a umidade e a temperatura do ar em cada teste realizado.

Nos 4 testes realizados para o tubo aletado, foi possível obter todas as informações para usar como parâmetros na produção deste trabalho. Podemos analisar todas as informações necessárias e obtidas na Tabela 10.

Tabela 10 - Tabela com as propriedades do tubo aletado

Informações para o Tubo Aletado	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Temperatura de entrada do ar	29°C	27,3°C	30°C	27,5°C
Umidade de entrada do ar	43,4%	46,8%	35%	39%
Temperatura de saída do ar	37°C	32°C	40,8°C	40,2°C
Umidade de saída do ar	29%	34%	20,4%	20%
Temperatura de entrada do condensador	75,9°C	76,9°C	76,4°C	75,9°C
Pressão de entrada do condensador	15 Bar	15 Bar	14 Bar	15 Bar
Temperatura de saída do condensador	42°C	42°C	42°C	42°C
Pressão de saída do condensador	15 bar	15 bar	14 bar	15 bar
Temperatura de Evaporação	0°C	1°C	0°C	0°C

Fonte - Autor (2020)

Esses foram os dados utilizados como parâmetros de cálculos que foram feitos neste projeto, com esses resultados obtidos pelos sensores e manômetros foi possível realizar os cálculos necessários realizados no decorrer deste projeto.

3.1.2 Parametros do projeto com o condensador duplo tubo

Para os parametros obtidos com o duplo tubo foi preciso analisar algumas limitações, como o objetivo do projeto é analisar qual condensador pode obter melhores resultados nos dados de comparação, foi utilizado para o duplo tubo as condicoes do catalogo da HEATCRAFT para obtermos a as informações de evaporação do sistema, isso foi feito visando a melhor igualdade para os cálculos desta comparação entre os dois equipamentos levando em conta que o catalogo da HEATCRAFT nos fornece as informações do conjunto condensador e compressor do sistema.

Para o fluido R-22 passar corretamente para o duplo tubo acoplado no sistema foi realizado o fechamento e abertura de válvulas para a passagem completa do fluido saindo do compressor direto para o condensador duplo tubo, onde foi mantido aberto as válvulas de saída do compressor, entrada do condensador duplo tubo e saída do condensador duplo tubo, e foi mantido fechado a entrada do compressor para o condensador tubo aletado. Podemos observar como ficou a passagem do fluido na Figura 22.

Figura 22 -Abertura das válvulas



Fonte - Autor (2020)

Outro parâmetros analisado foi que como os dois condensadores então acoplados diretamente, foi desligado o ventilador do condensador tubo aletado fazendo assim que suas propriedades de remoção de calor se torem nulas, possibilitando assim a transição do R-22 pelo ciclo, e fazendo do condensador tubo aletado se tornar meio de transição do

fluido. Podemos ver como ficou a painel de controle para os testes com o duplo tubo na Figura 23.

Figura 23 - Chaves de controle do painel



Fonte- Autor (2020)

Notamos que a única chave de força desligada é a do ventilador do condensador tubo aletado. Assim podemos continuar com os testes.

O regime de transição da água no condensado duplo tubo foi realizado como a água passando em um ciclo aberto, ou seja a água não recirculava no sistema, para isso foi acoplado uma magueira na entrada do condensador alimentado por uma torneira, e outra na saída do condensador ligado ao ambiente externo, onde foi descartado a água que passava pelo sistema.

Para obtermos a temperatura de entrada da água foi mantido a torneira ligada com um termometro por onde a água passava. Com isso conseguimos obter uma temperatura estabilizada a água de entrada do condensador duplo tubo, através do termometro que registrou a temperatura. Para os parametros de calculos a temperatura da entrada do condensador foi considerada constante podemos observar o termometro na Figura 24.

Figura 24 - Termômetro

Fonte - Autor (2020)

Com a ajuda dos demais sensores e manômetros acoplados no ciclo foi possível obter as demais informações que foram usadas como parâmetros nos cálculos na realização deste trabalho. Podemos observar na Tabela 11.

Tabela 11 - Tabela com as propriedades do duplo tubo

Informações para o Duplo Tubo	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
Temperatura de entrada da água	22,2°C	22,2°C	22,2°C	22,2°C
Temperatura de saída da água	26,8°C	27,5°C	29,0°C	28,9°C
Temperatura de entrada do condensador	77,9°C	82,4°C	83,8°C	83,6°C
Pressão de entrada do condensador	13,5 Bar	14 Bar	13 Bar	13,5 Bar
Temperatura de saída do condensador	36,6°C	36,2°C	34,1°C	33,9°C
Pressão de saída do condensador	13,5 bar	14 Bar	13 Bar	13,5 Bar
Temperatura de Evaporação	-1°C	0°C	-3°C	-2°C

Fonte - Autor (2020)

Esses foram os dados utilizados como parâmetros de cálculos que foram feitos neste projeto, com esses resultados obtidos pelos sensores e manômetros foi possível realizar os cálculos necessários realizados no decorrer deste projeto.

3.1.3 Parâmetros de disponibilização dos resultados

Os dados obtidos foram comparados visando a capacidade de remoção de calor de cada condensador, tentando buscar igualdade de trabalho nos dois condensadores de

teste. Os dados comparados forma demonstrados em forma de tabelas. Assim tendo uma melhor visualização dos parâmetros de comparação.

Nos testes além de usarmos os ciclos com cada condensador, usamos também tabelas como, apêndice A e B e o livro de Van Wyller 6ª edição, onde se encontram as propriedades de cada fluido de transição e refrigerante que foi trabalhado, sendo essas propriedades pressão, temperatura, volume específico, entalpia e entropia.

Com a ajuda da psicrometria, foi utilizado o gráfico psicrométrico/carta psicrométrico para obter informações do ar ambiente do laboratório onde foi realizado os testes, utilizando propriedades como umidade específica, umidade relativa, entalpia do ar ambiente.

Foi utilizado livros de transferência de calor e refrigeração para obter todas as formulas possíveis, que foram utilizadas para concluir de forma teórica essa comparação da capacidade que cada fluido pode atingir em seus determinados testes com seus condensadores.

Com todas as informações obtidas, foi utilizada a comparação através de cálculos para buscar qual condensador com seu determinado fluido, atende os requisitos do trabalho em rejeição de calor, consumo de energia e capacidade de performance de cada condensador. Criando um parâmetro por meio de tabelas onde é possível analisar os testes realizados e os compara-los para melhor análise do projeto.

3.2 Realização dos cálculos

Para começarmos nossos cálculos utilizando as propriedades que foram obtidas pelos testes primeiros é necessário definir a quantidade de calor e potência necessária para realizar as condições necessárias para os parâmetros. Primeiro vamos definir a quantidade de calor e potência necessária para as condições de entrada de cada teste e fluido.

Como o catalogo da HEATCRAFT nos fornece o calor e potencias nas condições de 32°C a 43°C como podemos ver na Figura 21 e com os dados obtidos tivemos temperaturas abaixo destes requisitos, foi necessário gerar uma interpolação linear pelos dados para obtermos na condições exatas de cada termos. A interpolação linear é definida por:

$$\left(\frac{X - X_2}{Y - Y_2}\right) = \left(\frac{X - X_1}{Y - Y_1}\right) \quad (15)$$

Onde:

- Y – Termo a ser encontrado linear com X ;
- Y_1 – Termo de comparação linear do X_1 :
- X_1 – Termo de comparação linear:
- X_2 – Termo de comparação linear do:
- X – Termo que segue o parâmetro a ser encontrado;
- Y_2 – Termo de comparação linear do X_2 ;

Com os dados da tabela e com os dados dos catálogos vamos exemplificar como foram encontrar as demais informais para os cálculos na Tabela 12:

Tabela 12 - Exemplificação dos dados para interpolação

Temperaturas	35°C (X_1)	32°C (X_2)	29°C (X)
Calor (Q)	2800 Kcal/h (Y_1)	3940 Kcal/h (Y_2)	Y
Temperatura de evaporação	0°C	0°C	0°C

Fonte - Autor (2020)

Colocando estes valores na equação 15 obtemos que;

$$\left(\frac{29 - 32}{Y - 3940} \right) = \left(\frac{29 - 35}{Y - 2800} \right)$$

Realizando as subtrações e multiplicando cada termo;

$$-3Y + 8400 = -6Y + 17640$$

Isolando o Y obtemos que:

$$Y = 3080 \text{ Kcal/h}$$

Aplicando os fatores de conversão de Kcal/h para kW temos o seguinte resultado:

$$1 \text{ Kcal/h} = 0,860 \text{ kW}$$

Obtemos que Y convertido é:

$$Y = 3,58 \text{ kW}$$

Agora temos os valores para o calor na temperatura de 29°C. Realizando o mesmo raciocínio para os demais temperatura do ar conseguimos obter todos os dados de calor e potência, podemos ver os resultados gerados na Tabela 13:

Tabela 13 - Potência e calor do catalogo para tubo aletado

Temperatura do ar	Potência (P)	Calor (Q)
29°C	1,19 kW	3,58 kW
27,3°C	1,18 kW	3,67 kW
30°C	1,19 kW	3,52 kW
27,5°C	1,18 kW	3,66 kW

Fonte - Autor (2020)

Podemos usar o mesmo raciocínio para obtermos os valores de calor e potência para a água, mas no caso da água teremos que realizar a interpolação nos termos de temperatura de evaporação e depois realizar o mesmo processo que foi realizado na água. Os dados obtidos pela água podem ser vistos na Tabela 14.

Tabela 14 - Calor e potência do catalogo para duplo tubo

Temperatura da água	Temperatura de evaporação	Potência (P)	Calor (Q)
22,2°C	-1°C	1,14 kW	3,8 kW
22,2°C	0°C	1,16 kW	3,95 kW
22,2°C	-3°C	1,10 kW	3,50 kW
22,2°C	-2°C	1,12 kW	3,65 kW

Fonte - Autor (2020)

Agora temos os parâmetros necessários para começarmos os cálculos de comparação dos termos existentes para a realização deste trabalho.

3.2.1 Realização da capacidade frigorífica para cada condensador COP

A capacidade frigorífica de um sistema COP, é definido pelo calor que deve ser absorvido pelo evaporador dividido pela potência que é gasta neste processo. Isso nos mostra quão bom é sua capacidade de refrigeração de um ambiente pelo seu consumo de energia. Para os parâmetros submetidos no processo foi definido que a potência dos ventiladores do tubo aletado é igual a potência da bomba de transição de água no duplo tubo. Com isso podemos definir a fórmula do COP na equação 16:

$$COP = \frac{Q}{P} \quad (16)$$

Onde:

- COP – Capacidade frigorífica do sistema;
- Q – Calor absorvido pelo estagio de evaporação em kW;
- P – Potencia gerada por todo o sistema em kW;

Realizando a equação obtivemos os valores de todos os COP. Podemos observar os valores obtidos pela água e ar na Tabela 15:

Tabela 15 - Valores do COP para ambos os condensadores

Temperatura do ar	COP
Teste 1	3,00
Teste 2	3,11
Teste 3	2,95
Teste 4	3,10
ÁGUA	COP
Teste 1	3,33
Teste 2	3,40
Teste 3	3,18
Teste 4	3,25

Fonte - Autor (2020)

3.2.2 Definindo das massas de R-22 utilizada para cada condensador

Com as diferentes potências e quantidade de calor em cada teste realizado, é preciso definir quanto de fluido refrigerante foi usado para entregar os demais requisitos de comparação deste projeto. Com isso podemos definir a quantidade de massa utilizando a fórmula da primeira lei da termodinâmica, a qual é definida na equação 17:

$$Q + (m_1 \times h_1) = (m_2 \times h_2) + W \quad (17)$$

Onde:

- Q – Calor do processo em kW;
- m_1 – Massa de entra R-22 em Kg/s;
- h_1 – Entalpia de entrada do R-22 nas condições de entrada em kJ/kg;
- m_2 – Massa de saída de R-22 em Kg/s;
- h_2 – Entalpia de saída do R-22 nas condições de saída em kJ/kg;
- W - Trabalho realizado no processo em kW

Para estes cálculos podemos definir que as massas de entrada e saída são a mesmas, já que o processo de entrada do fluido é o mesmo de saída do sistema. Já que a massa será descoberta pelo processo definido pelo evaporador, não há utilização de trabalho, já que evaporadores e condensadores não geram esforços para movimentação elétrica nem motora, só geram absorção e rejeição de calor. Com isso podemos definir a primeira lei da termodinâmica na equação 17.1:

$$Q + (m \times h_1) = (m \times h_2) \quad (17.1)$$

Mudando os termos de lugar para deixar a massa isolada temos:

$$m = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \quad (18)$$

Podemos obter na tabela termodinâmica do fluido R-22 os valores de entalpia do processo. Para encontrar as entalpias certas devemos observar a tabela nas condições de líquido saturado h_{1l} e de vapor saturado h_{2v} , já que o processo ocorre no evaporador, onde ele entra líquido saturado e é expelido na forma de vapor saturado pelos processos de vaporização do evaporador. Podemos ver as condições do R-22 saturado na tabela do fluido R-22 apresentada na Figura 25:

Figura 25 - Propriedades do fluido R-22

Tabela B.4 — Propriedades termodinâmicas do refrigerante-22 (Clorodifluormetano)
Tabela B.4.1 — R-22 saturado

Temp. °C T	Pressão		Volume específico, m³/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/kg K		
	Abs. MPa P		Líquido		Vapor	Líquido sat. h_l	Evap. h_{lv}	Vapor sat. h_v	Líquido sat. s_l	Evap. s_{lv}	Vapor sat. s_v
			sat. v_l	Evap. v_{lv}	sat. v_v						
-70	0,0205		0,000670	0,940268	0,940938	-30,607	249,425	218,818	-0,1401	1,2277	1,0876
-65	0,0280		0,000676	0,704796	0,705472	-25,658	246,925	221,267	-0,1161	1,1862	1,0701
-60	0,0375		0,000682	0,536470	0,537152	-20,652	244,354	223,702	-0,0924	1,1463	1,0540
-55	0,0495		0,000689	0,414138	0,414827	-15,585	241,703	226,117	-0,0689	1,1079	1,0390
-50	0,0644		0,000695	0,323862	0,324557	-10,456	238,965	228,509	-0,0457	1,0708	1,0251
-45	0,0827		0,000702	0,256288	0,256990	-5,262	236,132	230,870	-0,0227	1,0349	1,0122
-40	0,1049		0,000709	0,205036	0,205745	0	233,198	233,197	0	1,0002	1,0002
-35	0,1317		0,000717	0,165683	0,166400	5,328	230,156	235,484	0,0225	0,9664	0,9889
-30	0,1635		0,000725	0,135120	0,135844	10,725	227,001	237,726	0,0449	0,9335	0,9784
-25	0,2010		0,000733	0,111126	0,111859	16,191	223,727	239,918	0,0670	0,9015	0,9685
-20	0,2448		0,000741	0,092102	0,092843	21,728	220,327	242,055	0,0890	0,8703	0,9593
-15	0,2957		0,000750	0,076876	0,077625	27,334	216,798	244,132	0,1107	0,8398	0,9505
-10	0,3543		0,000759	0,064581	0,065340	33,012	213,132	246,144	0,1324	0,8099	0,9422
-5	0,4213		0,000768	0,054571	0,055339	38,762	209,323	248,085	0,1538	0,7806	0,9344
0	0,4976		0,000778	0,046357	0,047135	44,586	205,364	249,949	0,1751	0,7518	0,9269
5	0,5838		0,000789	0,039567	0,040356	50,485	201,246	251,731	0,1963	0,7235	0,9197
10	0,6807		0,000800	0,033914	0,034714	56,463	196,960	253,423	0,2173	0,6956	0,9129
15	0,7891		0,000812	0,029176	0,029987	62,523	192,495	255,018	0,2382	0,6680	0,9062
20	0,9099		0,000824	0,025179	0,026003	68,670	187,836	256,506	0,2590	0,6407	0,8997
25	1,0439		0,000838	0,021787	0,022624	74,910	182,968	257,877	0,2797	0,6137	0,8934
30	1,1919		0,000852	0,018890	0,019742	81,250	177,869	259,119	0,3004	0,5867	0,8871
35	1,3548		0,000867	0,016401	0,017269	87,700	172,516	260,216	0,3210	0,5598	0,8809
40	1,5335		0,000884	0,014251	0,015135	94,272	166,877	261,149	0,3417	0,5329	0,8746
45	1,7290		0,000902	0,012382	0,013284	100,982	160,914	261,896	0,3624	0,5058	0,8682
50	1,9423		0,000922	0,010747	0,011669	107,851	154,576	262,428	0,3832	0,4783	0,8615
55	2,1744		0,000944	0,009308	0,010252	114,905	147,800	262,705	0,4042	0,4504	0,8546
60	2,4266		0,000969	0,008032	0,009001	122,180	140,497	262,678	0,4255	0,4217	0,8472
65	2,6999		0,000997	0,006890	0,007887	129,729	132,547	262,276	0,4472	0,3920	0,8391
70	2,9959		0,001030	0,005859	0,006889	137,625	123,772	261,397	0,4695	0,3607	0,8302
75	3,3161		0,001069	0,004914	0,005983	145,986	113,902	259,888	0,4927	0,3272	0,8198
80	3,6623		0,001118	0,004031	0,005149	155,011	102,475	257,486	0,5173	0,2902	0,8075

Fonte – Fundamentos da termodinâmica (2010)

Interpolando os dados nas suas temperaturas de evaporação dos processos obtemos as entalpias. podemos observar as entalpias abaixo na Tabela 16.

Tabela 16 - Interpolação das entalpias do R-22

Temperatura de vaporização com o Tubo aletado	h_{1l}	h_{2v}
0°C	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg
0°C	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg
0°C	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg
0°C	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg
Temperatura de vaporização com o Duplo tubo	h_{1l}	h_{2v}
-1°C	43,42 kJ/kg	249,57 kJ/kg

0°C	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg
-3°C	41,09 kJ/kg	248,83 kJ/kg
-2°C	42,25 kJ/kg	249,20 kJ/kg

Fonte - Autor (2020)

Com todas as entalpias definidas podemos aplicar na equação 18 para encontrar a massa do R-22. Aplicando no primeiro caso, temos as seguintes condições na Tabela 17:

Tabela 17 – Condições do teste 1 para massa de R-22

Primeiro Teste	Calor (Q)	h_{1l}	h_{2v}
29°C	3,58 kW	44,59 kJ/kg	249,94 kJ/kg

Fonte - Autor (2020)

Substituindo na equação 18 obtemos:

$$m = \frac{3,58 \text{ kW}}{(249,94 - 44,59) \text{ kJ/kg}}$$

Obtemos que a massa de R-22 para o primeiro teste é:

$$m = 0,01743 \text{ kg/s}$$

Repetindo o processo para os demais testes realizados com o ar e com a água temos os seguintes massas de R-22, podemos observar na Tabela 18:

Tabela 18 - Massas de R-22 em cada condensador

Testes realizados com Ar	Massa de R-22
Teste 1	$m = 0,01743 \text{ kg/s}$
Teste 2	$m = 0,01788 \text{ kg/s}$
Teste 3	$m = 0,01714 \text{ kg/s}$
Teste 4	$m = 0,01782 \text{ kg/s}$
Testes realizados com água	Massa de R-22
Teste 1	$m = 0,01843 \text{ kg/s}$
Teste 2	$m = 0,01923 \text{ kg/s}$

Teste 3	$m = 0,01684 \text{ kg/s}$
Teste 4	$m = 0,01765 \text{ kg/s}$

Fonte - Autor (2020)

3.2.3 Cálculo da capacidade de rejeição de calor para cada condensador

Para obtermos os valores da quantidade de rejeição de calor do condensador, devemos analisar que na entrada do condensador, o fluido entra em estado superaquecido na pressão de saída do compressor, e sai em estado líquido pelo processo de rejeição de calor que ocorre no condensador. Para definirmos esses processos devemos utilizar novamente a primeira lei da termodinâmica, mas agora encontrando as condições de rejeição de calor. Podemos definir a remoção de calor pela primeira lei da termodinâmica da equação 17:

$$Q + (m_1 \times h_1) = (m_2 \times h_2) + W \quad (17)$$

Já que no processo do condensador não é gerado trabalho, e a massa de entrada do fluido R-22 é a mesma nas condições de entrada e saída para cada teste realizado, já definida na equação 17.1:

$$Q + (m \times h_1) = (m \times h_2) \quad (17.1)$$

Isolando o calor rejeitado obtemos:

$$Q = m \times (h_2 - h_1) \quad (19)$$

Onde:

- Q – Calor rejeitado pelo processo no condensador em kW;
- m – Massa do fluido R-22 nas condições de entrada em Kg/s;
- h_1 – Entalpia do R-22 nas condições de entrada do condensador em kJ/kg;
- h_2 – Entalpia do R-22 nas condições de saída do condensador em kJ/kg;

Para definirmos as entalpias as condições de saída do condensador devemos analisar a tabela das propriedades do fluido R-22 em estado super aquecido nas pressões de saída do condensador. Já para obtermos os valores de entalpia de entrada do processo

devemos analisar a tabela de R-22 saturado já mostrada na Figura 25. Podemos analisar na Figura 26 a tabela de R-22 superaquecido.

Figura 26 - Propriedades do R-22 superaquecido

Tabela B.4.2 (Continuação) — Refrigerante-22 superaquecido									
Temp. °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg K
0,70 MPa			0,80 MPa			0,90 MPa			
110	0,050313	328,914	1,13856	0,043725	328,087	1,12417	0,038598	327,251	1,11128
120	0,051834	336,696	1,15861	0,045076	335,925	1,14437	0,039817	335,147	1,13162
130	0,053341	344,541	1,17832	0,046413	343,821	1,16420	0,041022	343,094	1,15158
140	0,054836	352,454	1,19770	0,047738	351,778	1,18369	0,042215	351,097	1,17119
150	0,056321	360,435	1,21679	0,049052	359,799	1,20288	0,043398	359,159	1,19047
1,00 MPa			1,20 MPa			1,40 MPa			
30	0,024600	262,912	0,91358	—	—	—	—	—	—
40	0,025995	271,042	0,93996	0,020851	267,602	0,91411	0,017120	263,861	0,89010
50	0,027323	279,046	0,96512	0,022051	276,011	0,94055	0,018247	272,766	0,91809
60	0,028601	286,973	0,98928	0,023191	284,263	0,96570	0,019299	281,401	0,94441
70	0,029836	294,859	1,01260	0,024282	292,415	0,98981	0,020295	289,858	0,96942
80	0,031038	302,727	1,03520	0,025336	300,508	1,01305	0,021248	298,202	0,99339
90	0,032213	310,599	1,05718	0,026359	308,570	1,03556	0,022167	306,473	1,01649
100	0,033364	318,488	1,07861	0,027357	316,623	1,05744	0,023058	314,703	1,03884
110	0,034495	326,405	1,09955	0,028334	324,682	1,07875	0,023926	322,916	1,06056
120	0,035609	334,360	1,12004	0,029292	332,762	1,09957	0,024775	331,128	1,08172
130	0,036709	342,360	1,14014	0,030236	340,871	1,11994	0,025608	339,354	1,10238
140	0,037797	350,410	1,15986	0,031166	349,019	1,13990	0,026426	347,603	1,12259
150	0,038873	358,514	1,17924	0,032084	357,210	1,15949	0,027233	355,885	1,14240
160	0,039940	366,677	1,19831	0,032993	365,450	1,17873	0,028029	364,206	1,16183
1,60 MPa			1,80 MPa			2,00 MPa			
50	0,015351	269,262	0,89689	0,013052	265,423	0,87625	—	—	—
60	0,016351	278,358	0,92461	0,014028	275,097	0,90573	0,012135	271,563	0,88729
70	0,017284	287,171	0,95068	0,014921	284,331	0,93304	0,013008	281,310	0,91612
80	0,018167	295,797	0,97546	0,015755	293,282	0,95876	0,013811	290,640	0,94292
90	0,019011	304,301	0,99920	0,016546	302,046	0,98323	0,014563	299,697	0,96821
100	0,019825	312,725	1,02209	0,017303	310,683	1,00669	0,015277	308,571	0,99232
110	0,020614	321,103	1,04424	0,018032	319,239	1,02932	0,015960	317,322	1,01546
120	0,021382	329,457	1,06576	0,018738	327,745	1,05123	0,016619	325,991	1,03780
130	0,022133	337,805	1,08673	0,019427	336,224	1,07253	0,017258	334,610	1,05944
140	0,022869	346,162	1,10721	0,020099	344,695	1,09329	0,017881	343,201	1,08049
150	0,023592	354,540	1,12724	0,020759	353,172	1,11356	0,018490	351,783	1,10102
160	0,024305	362,945	1,14688	0,021407	361,666	1,13340	0,019087	360,369	1,12107
170	0,025008	371,386	1,16614	0,022045	370,186	1,15284	0,019673	368,970	1,14070
180	0,025703	379,869	1,18507	0,022675	378,738	1,17193	0,020251	377,595	1,15995

Fonte - Van Wylen (2010)

Definimos as pressões de trabalho do ciclo, utilizando o manômetro, porém as tabelas termodinâmicas usam pressões absolutas como meio de obtenção de dados, então devemos transformar as pressões obtidas pelos manômetros no caso manométricas para absolutas. Para isso devemos somar a pressão atmosférica da região onde está localizado o ciclo. A pressão atmosférica que foi admitida para a realização deste trabalho foi de 1,0 Bar. Podemos definir a formula da pressão absoluta na equação 20:

$$P_{Absoluta} = P_{Atm} + P_{Trabalho} \quad (20)$$

Onde:

- $P_{Absoluta}$ – Pressão absoluta em Bar;
- P_{Atm} – Pressão Atmosférica em Bar;
- $P_{Trabalho}$ – Pressão de alta do ciclo em Bar;

Podemos definir as pressões para a água e para o ar com a Tabela 19:

Tabela 19 – Definindo as pressões de funcionamento

Testes com o condensador tubo aletado	P_{Atm}		$P_{Trabalho}$		$P_{Absoluta}$
Teste 1	1,0 Bar	+	15 Bar	=	16 Bar
Teste 2	1,0 Bar	+	15 Bar	=	16 Bar
Teste 3	1,0 Bar	+	14 Bar	=	15 Bar
Teste 4	1,0 Bar	+	15 Bar	=	16 Bar
Teste com o condensador duplo tubo	P_{Atm}		$P_{Trabalho}$		$P_{Absoluta}$
Teste 1	1,0 Bar	+	13,5 Bar	=	14,5 Bar
Teste 2	1,0 Bar	+	14 Bar	=	15 Bar
Teste 3	1,0 Bar	+	13 Bar	=	14 Bar
Teste 4	1,0 Bar	+	13,5 Bar	=	14,5 Bar

Fonte - Autor (2020)

Como as pressões definidas na tabela de propriedades do fluido R-22 está em Mpa, devemos transformar as pressões de Bar para Mpa. Para isso demos o fator de conversão:

$$1 \text{ Bar} = 0,1 \text{ Mpa}$$

Assim obtemos os novos valores pressões definidos na tabela 20:

Tabela 20 - Pressões do sistema definidas

Testes com o condensador tubo aletado	$P_{Absoluta}$
Teste 1	1,6 Mpa
Teste 2	1,6 Mpa
Teste 3	1,5 Mpa
Teste 4	1,6 Mpa
Teste com o condensador duplo tubo	$P_{Absoluta}$
Teste 1	1,45 Mpa
Teste 2	1,5 Mpa
Teste 3	1,4 Mpa
Teste 4	1,45 Mpa

Fonte Autor (2020)

Tendo as temperaturas de saída do condensador com as pressões definidas e transformada para melhor análise nas tabelas, obtemos agora os valores das entalpias de entrada e saída com os testes realizados, para cada determinado condensador.

As entalpias obtidas em todos os testes, tanto para o tubo aletado quanto para duplo tubo, nas condições de entrada e saída do condensador, pode ser analisadas na Tabela 21 onde:

- T_e - é a temperatura de entrada
- T_s - é a temperatura de saída
- h_1 - é entalpia de entrada
- h_2 - é a entalpia de saída

Tabela 21 - Propriedades para Cálculo de rejeição

Tubo aletado	Pressão	T_e	T_s	h_1	h_2
Teste 1	1,6 Mpa	75,9°C	42°C	292,29 kJ/kg	96,95 kJ/kg
Teste 2	1,6 Mpa	76,9°C	42°C	293,12 kJ/kg	96,95 kJ/kg
Teste 3	1,5 Mpa	76,4°C	42°C	292,32 kJ/kg	96,95 kJ/kg
Teste 4	1,6 Mpa	75,9°C	42°C	292,26 kJ/kg	96,95 kJ/kg
Duplo tubo	Pressão	T_e	T_s	h_1	h_2
Teste 1	1,45 Mpa	77,9°C	36,6°C	295,82 kJ/kg	89,80 kJ/kg
Teste 2	1,6 Mpa	82,4°C	36,2°C	297,83 kJ/kg	89,27 kJ/kg
Teste 3	1,4 Mpa	83,8°C	34,2°C	301,34 kJ/kg	86,53 kJ/kg
Teste 4	1,45 Mpa	83,6°C	33,9°C	300,60 kJ/kg	86,28 kJ/kg

Fonte - Autor (2020)

Com as informações de entalpia de entrada e saída do condensador tubo aletado e duplo tubo, e como as massas de R-22 já definidas na Tabela 18 podemos substituindo todas as informações na equação 19, obtemos todos os calores rejeitados na Tabela 22:

Tabela 22 - Calor rejeitados de ambos condensadores

Condensador Tubo aletado	Calor rejeitado (Q)
Teste 1	3,40 kW
Teste 2	3,51 kW
Teste 3	3,35 kW
Teste 4	3,48 kW

Condensador Duplo tubo	Calor rejeitado (Q)
Teste 1	3,79 kW
Teste 2	4,01 kW
Teste 3	3,61 kW
Teste 4	3,78 kW

Fonte - Autor (2020)

3.2.4 Determinação da vazão mássica dos fluidos de transição ar e água

Determinando as massas de água e ar que foi usada para cada teste, podemos analisar a vazão que foi necessária para realizar os testes feitos, com isso podemos determinar o consumo que cada condensador usou para realizar cada processo.

Para determinar a vazão tanto para água quanto para ar temos que encontrar os volumes específicos com cada teste, o volume específico pode ser definido como v . A equação de vazão mássica é definida pelas massas que cada fluido de transição sendo água e ar, foram utilizadas para realização dos testes. Podemos definir a formula da vazão mássica na equação 21:

$$V_m = m \times v \quad (21)$$

Onde

- V_m – Vazão mássica em m^3/s
- m – Massa do fluido de transição em Kg/s
- v – Volume específico de cada fluido em m^3/kg

Para obtermos as vazões que cada teste nos forneceu, devemos primeiro descobrir quanto de massa dos fluidos de transição, foram necessários para fazer a rejeição de calor no condensador de tubo aletado e também para o condensador duplo tubo.

Utilizando a equação 17.1, já conhecida pela primeira lei da termodinâmica, podemos definir quanto de massa foi utilizada para remover o calor do fluido R-22 em cada teste. Lembrando o fato onde condensador não gera trabalho então podemos considerar nulo.

$$Q + (m \times h_1) = (m \times h_2) \quad (17.1)$$

Isolando a massa obtemos:

$$m = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \quad (22)$$

Onde:

- Q - Calor rejeitado pelo processo no condensador em kW;
- m – Massa do fluido de transição em kg/s;
- h_1 - Entalpia de entrada em kJ/kg;
- h_2 – Entalpia de saída em kJ/kg;

3.2.4.1 Vazão mássica do condensador tubo aletado com o fluido ar

As entalpias de entrada, saída e volume específico do ar podem ser encontrados na carta psicrométrica, lembrando que é necessário só o volume específico de entrada, pelo fato de considerarmos que a massa de entrada e saída do condensador são iguais.

Utilizando as temperaturas e umidades do ar na entrada e saída do condensador e aplicado na carta psicrométrica obtemos suas propriedades, podemos observar o exemplo de como foi obtido o volume específico e as entalpias de entrada e saída na Figura 27.

Substituindo os valores encontrados:

$$m = \frac{3,4 \text{ kW}}{(68 - 58) \text{ kJ/kg}}$$

Obtemos:

$$m = 0,34 \text{ kg/s}$$

Com a massa de ar agora podemos utilizar a equação 21 para definirmos a vazão que foi necessária do ar para o primeiro teste.

$$V_m = m \times v \quad (21)$$

Substituindo os valores encontrados do ar temos:

$$V_m = 0,34 \text{ kg/s} \times 0,873 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obtemos que a vazão de ar é:

$$V_m = 0,29682 \text{ m}^3/\text{s}$$

Fator de conversão de m³/s para l/h:

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 3.600.000 \text{ l/h}$$

Podemos observar todos os testes realizados com os valores de suas massa e vazão com os fatores de conversão já feitos na Tabela 24:

Tabela 24 - Vazão do ar em todos os testes

Testes tubo aletado	Massa de ar (kg/s)	Vazão mássica de ar (l/h)
Teste 1	0,340 kg/s	1.068.552 l/h
Teste 2	1,002 kg/s	3.106.800 l/h
Teste 3	0,257 kg/s	809.280 l/h

Teste 4	0,245 kg/s	761.040 l/h
---------	------------	-------------

Fonte - Autor (2020)

3.2.4.2 Vazão mássica do condensador duplo tubo com o fluido água

As entalpias de entrada, saída e volume específico da água, podem ser encontradas na tabela termodinâmica do apêndice B, lembrando que é necessário só o volume específico de entrada, pelo fato de considerarmos que a massa de entrada e saída do condensador duplo tudo são iguais. Utilizando a temperatura da água de entrada e saída do condensador, podemos obter na tabela de propriedade da água as entalpias de entrada e saída. Podemos observar na Figura 28:

Figura 28 - Propriedades da água

Tabela B.1 — Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1.1 Água saturada: tabela em função da temperatura												
Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m ³ /kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2386
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,46	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2706,30	1,5275	5,6020	7,1295

Fonte - Apêndice B (2009)

Utilizando as temperaturas de entrada e saída da água nas condições dos testes realizados analisados a Tabela 25, nas condições para o duplo tubo. E realizando o fator

de interpolação da equação 15, obtemos os valores do volume específico da água e suas determinadas entalpias de entrada e saída. Podemos analisar os dados obtidos na Tabela 25:

Onde:

- h_1 - Entalpia de entrada da água em kJ/kg;
- h_2 - Entalpia de saída da água em kJ/kg;
- v - Volume específico nas condições de entrada e saída em m³/kg

Tabela 25 -Propriedades da água

Testes do duplo tubo	h_1	h_2	v
Teste 1	93,149 kJ/kg	112,493 kJ/kg	0,001003 m ³ /kg
Teste 2	93,149 kJ/kg	115,377 kJ/kg	0,001003 m ³ /kg
Teste 3	93,149 kJ/kg	121,637 kJ/kg	0,001003 m ³ /kg
Teste 4	93,149 kJ/kg	121,015 kJ/kg	0,001003 m ³ /kg

Fonte - Autor (2020)

Com as entalpia de entrada e saída do condensador e os valores de seus volumes específicos em cada teste realizado, podemos definir a massa e a vazão de água que foi utilizada para cada teste.

Para encontrarmos a massa de água que foi utilizada, basta substituímos as incógnitas os valores das entalpias encontradas na Tabela 25 e os valores de rejeição de calor para o duplo tubo na Tabela 22 na equação 22, assim obtemos como exemplo o primeiro teste.

$$m = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \quad (22)$$

Substituindo os valores encontrados encontramos a equação 22:

$$m = \frac{3,79 \text{ kW}}{(112,493 - 93,149)}$$

Obtemos que a massa de água para o teste 1 é:

$$m = 0,1959 \text{ kg/s}$$

Com a massa de água definida, e volume específico entrado na Tabela 25, podemos utilizar a equação 22 para definirmos a vazão que foi necessária de água para o primeiro teste.

$$V_m = m \times v \quad (22)$$

Substituindo os valores encontrados a equação 22:

$$V_m = 0,1959 \text{ kg/s} \times 0,001003 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Obtemos que a vazão de água é:

$$V_m = 0,0001952 \text{ m}^3/\text{s}$$

Fator de conversão de m³/s para l/h:

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 3.600.000 \text{ l/h}$$

Podemos observar todos os testes realizados com os seus seguintes valores de massa e vazão com os fatores de conversão já feitos, na Tabela 26:

Tabela 26 - Vazão de água

Testes duplo tubo	Massa de água (kg/s)	Vazão mássica de água (l/h)
Teste 1	0,1959 kg/s	707,68 l/h
Teste 2	0,1803 kg/s	651,30 l/h
Teste 3	0,1269 kg/s	458,40 l/h
Teste 4	0,1356 kg/s	489,80 l/h

Fonte - Autor (2020)

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos foram comparados em forma de tabelas para melhor entendimento dos termos de comparação propostos por este trabalho, sendo eles, consumo de energia, capacidade de rejeição de calor e coeficiente de performance.

Para melhor comparação entre os resultados obtidos para ambos os condensadores, realizamos um media com a soma dos valores calculados, dividido pelo número de testes realizado para cada condensador temos a equação 23:

$$Media = \frac{Teste1 + Teste 2 + Testes3 + Teste 4}{4} \quad (23)$$

Onde:

- Media – O valor médio obtido para cada cálculos;
- Teste 1 – Os valores obtidos no primeiro teste;
- Teste 2 – Os valores obtidos no segundo teste;
- Teste 3 – Os valores obtidos no terceiro teste;
- Teste 4 – Os valores obtidos no quarto teste;

Lembrando que a equação 23 é para cada teste realizado com os diferentes condensadores, para todas as informações de comparação. Com isso podemos analisar os valores médios de cada cálculo na Tabela 27:

Onde:

- P_m – Potencia media em kW;
- COP_m – Capacidade de refrigeração media;
- Q_m – Calor rejeitado media em kW;
- V_m – Vazão mássica media em l/h;

Tabela 27 - Fatores médios para parâmetros

Condensadores	P_m	COP_m	Q_m	V_m
Duplo Tubo	1,13 kW	3,29	3,798 kW	576,80 l/h
Tubo Aletado	1,185 kW	3,04	3,435 kW	1.436.418 l/h

Fonte – Autor (2020)

4.1 Comparação do consumo de energia

Com todos os testes realizados foi possível obter a média que cada condensador consome de energia pela sua potência, podemos analisar a diferença entre o duplo tubo e o tubo aletado na Tabela 28.

Tabela 28 – Comparação das potências dos condensadores

Condensadores	Potência
Tubo aletado	1,185 kW
Duplo tubo	1,13 kW
Diferença	0,055 kW

Fonte – Autor (2020)

Analisamos que a potência no condensador duplo tubo foi menor, comparado com o tubo aletado tendo uma diferença de 0,055 kW. Com isso podemos definir que o condensador duplo tubo tem o menor consumo de energia, enquanto o condensador tubo aletado teve o maior consumo.

4.2 Comparação da capacidade de rejeição de calor

Utilizando os valores de capacidade de rejeição de calor médio da Tabela 27 podemos definir qual foi a porcentagem de diferença de rejeição que cada condensador obteve. Podemos analisar na Tabela 29:

Tabela 29 - Comparação de rejeição com fluxo de fluido

Condensadores	Capacidade de rejeição media	Vazão média dos fluidos
Duplo tubo	3,798 kW	576,80 l/h
Tubo aletado	3,435 kW	1.436.418 l/h
Diferença	0,363 kW	1.435.841,2 l/h

Fonte - Autor (2020)

Usando os dados Tabela 29, conseguimos observar que o condensador duplo tubo usou menos fluido de transição conseguindo retirar mais calor do fluido refrigerante R-22, enquanto o condensador tubo aletado teve sua capacidade de rejeição de calor menor usando maior quantidade de ar.

Assim podemos concluir que, o condensador duplo tubo a melhor capacidade de rejeitar de calor no fluido refrigerante R-22, comparado ao condensador de tubo aletado.

4.3 Comparação do coeficiente de performance dos condensadores

Os coeficientes de performance adquiridos na Tabela 27, pode nos dizer qual condensador teve maior performance frigorífica nos testes. Podemos analisar na Tabela 30:

Tabela 30 - Tabela de comparação do COP

Condensadores	Coeficiente de performance (COP)
Duplo tubo	3,29
Tubo aletado	3,04
Diferença	0,25

Fonte - Autor (2020)

Com a Tabela 30 conseguirmos analisar que o condensador duplo tubo teve a melhor performance frigorífica comparado com o tubo aletado.

Assim, podemos dizer que o condensador duplo tubo tem uma performance de refrigeração maior que o tubo aletado, ou seja, o condensador duplo tubo exige menos potência e consegue refrigerar um ambiente com uma maior performance.

4.4 Análise de todos os dados de comparação

De forma a melhorar a compreensão dos resultados obtidos foi criada a Tabela 31 afim de facilitar a visualização dos dados calculados, comparando os resultados do duplo tubo com o duto aletado.

Tabela 31 - Resumo dos dados obtidos

Parâmetros	Duplo tubo	Tubo aletado	Porcentual
Consumo de energia	1,13 kW	1,185 kW	- 4,64 %
Calor rejeitado	3,798 kW	3,435 kW	9,55 %
COP	3,29	3,04	7,59 %

Fonte - Autor (2020)

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscando encontrar qual condensador obteve melhores resultados em seu funcionamento, comparou-se os parâmetros de consumo de energia, rejeição de calor e capacidade de performance em cada equipamento.

Analisou-se com os testes realizados que o condensador duplo tubo obteve uma melhora de 9,55% em sua capacidade de rejeição de calor, conseguindo remover maior calor do fluido R-22, comparado ao condensador tubo aletado.

A solução também mostrou que o condensador duplo tubo teve uma economia de 4,64% em seu consumo de energia, comparado ao tubo aletado que possui a maior potência, consumindo maior energia.

O condensador duplo tubo também demonstrou ter o maior coeficiente de performance de refrigeração comparado com o tubo aletado, disponibilizando maior troca térmica com o ambiente e economizando mais energia.

Por fim, conclui-se com testes realizados que, o condensador duplo tubo nos fornece vantagens em consumo de energia, capacidade de rejeição de calor e em seu coeficiente de performance de refrigeração comparado com o tubo aletado, fazendo assim a utilização do condensador duplo tubo mais vantajosa, se o intuito é buscar economia e uma boa capacidade de refrigeração de um ambiente.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros é sugerido:

- a) Fazer uma comparação, mudando o fluido de transição do condensador duplo tubo.
- b) Analisar o funcionamento dos dois condensadores juntos e mensurar o aumento de rendimento e performance do sistema.

REFERÊNCIAS

BRITTO. **Considerações sobre psicometria**. 2010 Disponível em: > <http://www.adriferco.com.br/resources/Artigo%20SBCC%20-%20Ed%2045%20-%20Considera%C3%A7%C3%B5es%20sobre%20psicometria.pdf> >. Acesso em: 13 maio 2020.

BORGNAKKE, Claus. SONNTAG, Richard E. WYLEN, Gordon J. **Fundamentos da termodinâmica** 6. Ed: Edgard Blücher Ltda, 2010.

CALDELLAS, **Ensaio de desempenho de ventiladores em uma bancada didática**. 2014. Disponível em: > http://www.engenhariamecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/ane_xo/2014-2_renzo_caldellas_pereira.pdf>. Acesso em 8 outubro 2020

COSTA, Ênnio Cruz da. **Refrigeração**. 3. ed. Porto Alegre: Edgard Blücher Ltda, 1992. STOECKER, W.F. e JABARDO, J.M Saiz. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Carlos: Edgard Blücher Ltda, 2002.

FERREIRA. **Saiba mais sobre os condensadores**. 2018. Disponível em: > <https://blogdofrio.com.br/saiba-mais-sobre-os-condensadores/> >. Acesso em: 13 maio 2020.

INTRUSUL. **Como funciona e para que serve um psicrômetro**. 2020. Disponível em: > <http://blog.intrusul.com.br/como-funciona-e-para-que-serve-um-psicrometro/>>. Acesso em 8 outubro 2020

MILLER, Rex e MILLER, Mark R. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2008.

OPENSTAX, **College physics**. 2012. Disponível em: > <https://www.openstax.org/books/college-physics/pages/preface> >. Acesso em: 8 outubro 2020.

PLANAS, **Terceira lei da termodinâmica**. 2020. Disponível em: > <https://pt.solar-energia.net/termodinamica/leis-da-termodinamica/terceira-lei-termodinamica>>. Acesso 8 outubro 2020

POTTER, Merle C. e SOMERTON, Craig W. **Termodinâmica para engenheiros**. 3. ed. Porto Alegre: Bookman Ltda, 2017.

PROCEL. **Ventiladores e exautores**. 2009. Disponível em: > http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_24/2014/04/03/434/Ventiladores.pdf>. Acesso em: 9 outubro 2020.

SCHULZ, **Lei zero da termodinâmica**. 2009. Disponível em: > https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/lei_zero.htm >. Acesso em: 8 outubro 2020.

SHAPIRO, Michael J. Moran e Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2006.

UFSM, **O que são processos quase-estáticos, reversíveis e irreversíveis?** 2020. Disponível em: > <https://www.ufsm.br/cursos/graduacao/santa-maria/fisica/2020/02/21/o-que-sao-processos-quase-estaticos-reversiveis-e-irreversiveis/>>. Acesso em: 7 setembro 2020.