

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Thiago Quintanilha Celano**

**Dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração para água gelada com fluido base R-410A e com um refrigerante alternativo R-32.**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise

Rio de Janeiro

Julho de 2017

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente aos meus pais, Marcos e Ailza, minha esposa Deise, e filhos Guilherme e Luiza, que estiveram ao meu lado em todos os momentos de dificuldades, me proporcionando mais serenidade e sabedoria para que pudesse me dedicar por completo durante todos esses anos. Agradeço a minha tia Arinete, pela paciência e por ter me doado seu tempo com os ensinamentos que muito me fortaleceram nessa caminhada.

Agradeço também aos meus irmãos Diogo e Raphael pelo incentivo em me manter firme no propósito e poder chegar ao fim de mais uma etapa. Agradeço aos professores que sempre se preocuparam com nosso ensino, sempre dispostos a nos ajudar a evoluir e vislumbrar novos horizontes.

Agradeço especialmente a meu orientador José Alberto dos Reis Parise, pela paciência e sutileza com que leciona, encorajando seus alunos pela busca pelo conhecimento, sempre solícito e disposto a esclarecer nossas dúvidas.

Agradeço também a minha instituição, por me munir de ferramentas que me possibilitaram a chance de chegar ao final desse ciclo de maneira adequada e satisfatória.

## **RESUMO**

### **Dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração para água gelada com fluido base R-410A e com um refrigerante alternativo R-32.**

A indústria de refrigeração tem ampliado e intensificado as pesquisas na área de fluidos refrigerantes com baixo GWP, visando reduzir o impacto ambiental e melhorar a performance de componentes de condicionadores de ar e refrigeração em geral. A necessidade pela busca de novos refrigerantes demanda dados de desempenho e propriedades que representam uma questão importante para estudos mais detalhados.

A substituição do R-410A, não é tarefa fácil, pois possui características como bom transporte de propriedades térmicas e alta capacidade volumétrica de refrigeração. O relatório da AHRI, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, fonte de nosso estudo, investiga esta substituição, operando um chiller de água gelada originalmente carregado com R-410A e posteriormente substituído pelo refrigerante R-32 de baixo GWP.

Para a realização dos testes pela AHRI, inicialmente foram instalados termopares e sensores de pressão, na entrada e saída dos componentes do sistema, assim como um medidor de fluxo eletromagnético para medir o fluxo volumétrico da água, cujos dados estão dispostos mais adiante. O ciclo termodinâmico fechado, as respectivas curvas do sino e o modelo matemático, foram reproduzidos no presente trabalho via programa computacional, EES, cujas propriedades dos fluidos encontram-se em sua biblioteca. Segundo o relatório da AHRI, os testes foram conduzidos com alguns parâmetros pré-estabelecidos como vazão mássica da água e temperatura de descarga, por questões de segurança.

Após obtenção do balanço energético, faremos uma análise baseada no dimensionamento dos trocadores, comparando os fluidos refrigerantes.

Palavras chaves: Ciclo Termodinâmico fechado. Dimensionamento. Substituição. Modelo Matemático. Fluidos Refrigerantes. Parâmetros. Curva do Sino. R410A. R-32.

## **ABSTRACT**

### **Sizing of the heat exchangers of a refrigeration system for ice water with base fluid R-410A and with an alternative refrigerant R-32.**

The refrigeration industry has expanded and intensified research into low GWP refrigerants to reduce environmental impact and to improve performance of air conditioning and refrigeration components in general. The need to the search for new soft drinks demands performance data and properties that represent an important issue for more detailed studies.

The replacement of the R-410A is not an easy task, since it has characteristics such as good transport of thermal properties and high volumetric capacity of refrigeration. The AHRI, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, report, the source of our study, investigates this substitution by operating a water chiller originally loaded with R-410A and subsequently replaced by R-32, a low GWP refrigerant.

For the AHRI tests, thermocouples and pressure sensors were initially installed at the inlet and outlet of the system components, as well as an electromagnetic flow meter to measure the volumetric water flow, the data of which are set forth below. The closed thermodynamic cycle, the respective P-h curves and the mathematical model were reproduced in the present work by a computer program, EES, which provides fluid property. According to the AHRI report, the tests were conducted with some pre-set parameters such as mass water flow and discharge temperature, for safety reasons.

After obtaining the energy balance, we will make an analysis based on the design of the exchangers, comparing the refrigerant fluids.

**Key words:** Closed thermodynamic cycle. Sizing. Replacement. Mathematical Model. Refrigerating Fluids. Characteristics. Parameters. Bell Curve. R410A. R-32.

## **SUMÁRIO**

<b>1.INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
1.1 Visão geral do projeto	12
1.2 Importância da refrigeração	12
1.3 Impacto ambiental	13
<b>2.OBJETIVO</b>	<b>14</b>
<b>3. FLUÍDOS REFRIGERANTES</b>	<b>15</b>
3.1 Definição	15
3.2 Características	15
3.3 Classificação	17
3.3.1 R-410A	19
3.3.2 R-32	19
<b>4. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO</b>	<b>21</b>
4.1 Descrição do sistema	22
4.2 Componentes do sistema	22
4.2.1 Condensador	23
4.2.2 Evaporador	23
4.2.3 Compressor	24
4.2.4 Válvula de Expansão	24
<b>5. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS</b>	<b>25</b>
5.1 R-410A	25
5.2 R-32	27
5.3 R-410A x R-32	29
<b>6. BALANÇO ENERGÉTICO</b>	<b>31</b>
6.1 COP	33
<b>7.DIMENSIONAMENTO</b>	<b>35</b>
7.1 Correlações para Projeto de Evaporadores e Condensadores	35
7.1.1 Evaporador	36
7.1.2 Condensador	45
<b>8. RESULTADOS OBTIDOS</b>	<b>52</b>
<b>9. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>58</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>62</b>
<b>APÊNDICE</b>	<b>67</b>

## Lista de figuras

4.1 Chiller Samurai Hitashi	21
4.2: Refrigerador típico de compressão de vapor em estágio único	22
4.3 Condensador resfriado a ar	23
5.1. ( $P[\text{kPa}] \times h[\text{KJ/Kg}]$ ), fluido refrigerante base R-410A	26
5.2 ( $T[^\circ\text{C}] \times S[\text{KJ/Kg-K}]$ ), fluido refrigerante base R-410A	26
5.3 ( $P[\text{kPa}] \times h[\text{KJ/Kg}]$ ), Fluido Alternativo R-32	27
5.4 ( $T[^\circ\text{C}] \times S[\text{KJ/Kg-K}]$ ), Fluido Alternativo R-32	28
5.5 $T \times v$ , Curva do Sino	28
5.6: Comparação percentual R-32 e R-410A	29
6.1 Volume de Controle e Balanço de Energia Condensador	31
6.2 Volume de Controle e Balanço de Energia Evaporador	32
6.3 Volume de Controle e Balanço de Energia Compressor	32
6.4 Volume de Controle e Balanço de Energia Válvula de Expansão	33
7.1 Considerações para dimensionamento de componentes de refrigeração	35
7.2 Configurações de passes na carcaça	36
7.3 Trocador de calor tubo e carcaça com um passe na carcaça e tubos	37
7.4 Arranjo do passo dos tubos, pode ser quadrado ou triangular	38
7.5 Padrão de fluxo em um tubo horizontal de evaporador	40
7.6 Trocador de calor tubo aletado :(a) alinhado e (b) escalonado	46
9.1 Modelo do equipamento utilizado pela AHRI	58
9.2 Dimensões do equipamento teste da AHRI:	
a) vista frontal e lateral,	
b) vista inferior, base,	
c) Parte traseira do equipamento	60

## **Lista de tabelas**

3.1 (ODP) e (GWP), R-410A e R-32	20
5.1 Dados termodinâmicos do refrigerante R-410A	25
5.2 Dados termodinâmicos refrigerante R-32	27
6.1 Balanço de energia no condensador	31
6.2 Balanço de energia no evaporador	32
6.3 Balanço de energia no compressor	33
6.4 O COP para os refrigerantes R-410A e R-32	34
8.1 Temperaturas e vazões mássicas dos fluidos no evaporador	52
8.2 Dados variáveis de entrada dimensionais do evaporador	52
8.3 Dimensões de componentes internos do evaporador tubo e carcaça	53
8.4 Parâmetros da água associado ao fluido refrigerante no evaporado	53
8.5 Parâmetros dos fluidos refrigerantes nos tubos no evaporador	54
8.6 Dimensões finais do evaporador e capacidade total de troca de calor	54
8.7 Temperaturas e vazões mássicas dos fluidos no condensador	55
8.8 Dados variáveis de entrada dimensionais do condensador	55
8.9 Dimensões de componentes do condensador com arranjo alinhado	55
8.10 Parâmetros do ar associado ao fluido refrigerante no condensado	56
8.11 Parâmetros dos fluidos refrigerantes nos tubos no condensador	56
8.12 Dimensões Finais do condensador e capacidade total de troca de calor	57

## Símbolos

$A_0$ , área total de troca de calor no trocador casco e tubos [ $m^2$ ]

$A_0$ , área mínima livre de fluxo [ $m^2$ ]

$A$ , área total de troca de calor [ $m^2$ ]

$A_{fr}$ , área frontal [ $m^2$ ]

$A_p$ , área primária [ $m^2$ ]

$A_s$ , área do fluxo transversal do feixe [ $m^2$ ]

$B$ , defletores [ $m$ ]

$B_o$ , número de ebulição

$C$ , folga entre tubos adjacentes [ $m$ ]

$c_p$ , calor específico [ $\frac{kJ}{kgK}$ ]

$C_o$ , número de convecção

COP, coeficiente de desempenho

$d_0$ , diâmetro externo dos tubos [ $m$ ]

$D_e$ , diâmetro equivalente [ $m$ ]

$D_h$ , diâmetro hidráulico [ $m$ ]

$d_i$ , diâmetro interno dos tubos [ $m$ ]

$\frac{d_p}{dz_{mom}}$ , queda de pressão, componente de momento para atrito em região bifásica [ $Pa$ ]

$d_r$ , diâmetro externo tubos, trocador tubo aletado [ $m$ ]

$D_s$ , diâmetro da carcaça [ $m$ ]

$\mathcal{E}_v$ , fração de vazio

$F_0$ , fator de aprimoramento

$f$ , fator de fricção

$F$ , fator de aprimoramento de ebulição

$F_{cb}$ , fator de ebulição por convecção

$F_{cnb}$ , fator de ebulição convectivo e nucleado

$F_{nb}$ , fator de ebulição nucleado

$F_f$ , fator de fricção nos aletas e tubos expostos

$F_{rl}$ , número de Froude



$g$ , aceleração da gravidade  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$G$ , velocidade do fluxo de massa através da área mínima  $\left[\frac{kg}{m^2 s}\right]$

$G_s$ , velocidade do fluxo de massa na carcaça  $\left[\frac{kg}{m^2 s}\right]$

GWP, potencial de aquecimento global

$h$ , entalpia específica  $\left[\frac{KJ}{kg}\right]$

$h$ , coeficiente de troca de calor aletas.

$h_0$ , coeficiente de troca de calor  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$h_{cb}$ , coeficiente de troca de calor de ebulição por convecção  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$h_{lo}$ , coeficiente de troca de calor apenas fase líquida  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$h_{vo}$ , coeficiente de troca de calor por ebulição com baixas qualidades de vapor  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$h_{tp}$ , coeficiente de troca de calor de duas fases  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$i_{lg}$ , calor latente de vaporização  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$j_4$ , fator de Colburn para arranjo de 4 linha de tubos.

$k$ , condutividade fluído  $\left[\frac{W}{mK}\right]$

KFR, fator de correção

$L$ , comprimento dos tubos  $[m]$

$L_1$ , largura, lateral  $[m]$

$L_2$ , largura frontal  $[m]$

$L_3$ , altura  $[m]$

LCCP, life cycle climate performance

$\dot{m}$ , vazão mássica  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$N_b$ , número de defletores

$N_f$ , quantidade de aletas por unidade de comprimento

$N_l$ , número de tubos por linha

$N_{u_{lo}}$ , número de Nusselt na fase líquido puro

$N_t$ , número de tubos  $N_u$ , número de Nusselt

ODP, potencial de agressão a camada de ozônio

$P$ , pressão  $[kPa]$

$p_l$ , passo longitudinal dos tubos  $[m]$

$P_r$ , razão entre pressão e pressão crítica

$P_{rl}$ , número de Prandtl

$P_t$ , passo dos tubos  $[m]$

$P_t$ , passo transversal dos tubos  $[m]$

$\dot{Q}$ , taxa de transferência de calor  $[W]$

$q$ , calor transferido por unidade de massa  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$q''$ , fluxo de calor

$Re_s$ , número de Reynolds

$Re_l$ , número de Reynolds

$s$ , entropia específica  $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

$T$ , temperatura  $[^{\circ}C]$

TEWI, equivalente a total equivalente do impacto do aquecimento

$t_f$ , espessura da aleta  $[m]$

$T_h$ , espessura do cabeçote  $[m]$

$U_0$ , coeficiente de troca de calor global  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$U_a$ , coeficiente global de transferência de calor

$\dot{W}$ , potência (trabalho por unidade de tempo)  $[W]$

$X_{tt}$ , parâmetro de Martinelli

$x$ , título

$\Delta T_{lmt\Delta}$ , diferença logarítmica das temperaturas  $[K]$

$\Delta P_s$ , queda de pressão  $[Pa]$

## Letras Gregas

$\phi_s$ , razão entre viscosidades

$\sigma$ , razão entre área mínima e área frontal

$\sigma''$ , área mínima livre para perda de carga  $[kPa]$

$\eta_a$ , eficiência de uma aleta

$\eta_o$ , eficiência global

$\rho$ , densidade  $[kg/m^3]$

$\mu$ , viscosidade  $\left[\frac{kg}{ms}\right]$

## 1 Introdução

Torna-se impensável atualmente a não existência da refrigeração. É um facilitador de vários pontos chave ao desenvolvimento e manutenção da sociedade como um todo. No mundo altamente globalizado em que vivemos, dependemos de transporte de alimentos perecíveis, ambientes com temperaturas controladas para bom funcionamento e durabilidade de equipamentos e ou produtos, trabalhos ou atividades humanas em ambientes a altas temperaturas e ou confinados, ou apenas o simples fato de se buscar conforto. Foi de vital importância que expandíssemos e desenvolvêssemos cada vez mais os sistemas de refrigeração, buscando atender a toda essa demanda crescente. É notório o quanto a economia mundial se desenvolveu principalmente ao longo dos últimos 90 anos, e foi possível tornar acessível essa tecnologia até mesmo na época para uso em uma escala até mesmo industrial.

Abaixo enumeramos algumas datas [1] e fatos inerentes a história da refrigeração no mundo:

- 1755 – Willian Cullen, escocês, criou um pouco de gelo usando vapor d' água em vácuo dentro de uma campânula, e mais adiante, Gérard Nairne adicionou ácido sulfúrico e conseguiu bons resultados;
- 1805 – Uma máquina foi patenteada, trabalhando a base de compressão de éter, embora só em 1855 tal máquina tenha aparecido;
- 1866 – Edmond Carré criou um aparelho que arrefecia garrafas com líquidos;
- 1859 –Ferdinand Carré, francês, surge com a primeira máquina de refrigeração por absorção, o que levou em seguida, de 1872 a 1877, a muitos testes com compressão de amoníaco;
- 1874 – Raoul Pictet, suíço, utilizou dióxido de enxofre para conseguir um sistema por compressão;
- 1876 – Coleman conseguiu uma máquina de refrigeração de ar;
- 1913 – Domelre, fabricado em Chicago primeiro frigorífico doméstico;
- 1918 e 1919 – Marca Kelvinator comercializa em 1918, e, em seguida, 1919 a Frigidaire;
- 1931 – Se inicia o fabrico industrial deste último tipo de aparelho;
- 1939 – Primeiro frigorífico com dois compartimentos;

Hoje em dia, os sistemas de refrigeração possuem inúmeras aplicações de fundamental importância a sociedade.

## **1.1 Visão Geral do Projeto**

O Presente projeto apresenta o dimensionamento dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração de água, cujo modelo usado nos testes pela AHRI, Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute, foi um AERMEC ANL040M, com capacidade de aproximadamente 9.1 kW. Sua operação é originalmente carregada com refrigerante base R-410A, viabilizando a análise e comparação dos parâmetros e regimes de operação. A substituição por um refrigerante alternativo chamado R-32, leva em conta a capacidade do sistema, as propriedades térmicas, desempenho e os benefícios gerados com essa troca. .

## **1.2 Importância da Refrigeração**

A Refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura ambiente circundante. A maneira de se conseguir isso é removendo o calor do corpo que está sendo refrigerado, transferindo para outro corpo, onde a temperatura esteja abaixo da do corpo refrigerado e em seguida o calor é dissipado para o meio.

A refrigeração se tornou algo tão corriqueiro em nossas vidas e, de certa forma, de fácil acesso a todos, que não nos damos conta, ou simplesmente não percebemos, sua importância ou o quanto é indispensável. Basta algo dar errado, seja uma falha, uma quebra ou apenas uma interrupção devido à falta no fornecimento de energia elétrica, que logo nos sentimos incomodados e imediatamente temos que nos preparar para tomar medidas quanto a conservação dos alimentos, medicamentos e produtos perecíveis como um todo caso o problema perdure por mais tempo que o previsto.

São notáveis os avanços que obtivemos em várias áreas da economia, como nos transportes de alimentos, medicamentos, produtos perecíveis em geral, no turismo quando nos damos conta do conforto como em shoppings ou em qualquer ambiente fechado, nos hospitais, na indústria, nas salas de aula e até mesmo em momentos difíceis em que alguém aguarda o transporte de um órgão para ser transplantado. Poderíamos continuar enumerando centenas de situações em que a

refrigeração se faz presente e é justamente por isso que a indústria juntamente com as universidades estão constantemente investindo na área através de pesquisas com o propósito de melhorar o que já existe com foco também no meio ambiente.

Porém todos esses avanços, durante décadas, foram prejudiciais a uma parcela da natureza em especial, a camada de ozônio. Foi possível reduzir esses danos com o passar do tempo, mas não podemos parar por aí.

### **1.3 Impacto Ambiental**

A Presença de ozônio a baixas altitudes, próximo à superfície terrestre, contribui para a poluição das cidades e potencializam as chuvas ácidas. Em contrapartida o ozônio situado entre 25 a 30 km de altura [2], na estratosfera, tem um papel determinante para nossa sobrevivência, provocando uma barreira, conhecida como camada de ozônio, absorvendo a radiação emitida pelo sol. Sem essa proteção, os raios ultravioletas destruiriam todas as formas de vida no planeta. Quando substâncias químicas, como o gás refrigerante do ar condicionado “CFCs” são lançados à atmosfera, agredem a camada de ozônio, deixando sua proteção menos espessa, o que é conhecido como “buraco na Camada de Ozônio”.

Os CFC`s chegam a estratosfera intactos, sem modificações em sua molécula devido sua forte estabilidade química, mas nessa altitude a forte radiação solar quebra a molécula de CFC e o átomo de cloro se desprende, reagindo com o ozônio. Cada átomo de cloro teria capacidade de destruir 100.000 átomos de ozônio [2] antes ficar inoperante, voltando a troposfera onde os processos e as chuvas o removeriam da atmosfera. De acordo com estudos, os CFC`s podem ficar na atmosfera por períodos de 75 a 100 anos [2].

Em 1987, Montreal, foi possível firmar um acordo que só entrou em vigor em 1989. Mais de 150 países aderiram, chamado Protocolo de Montreal, definindo prazos para a redução do consumo e produção de substâncias danosas à camada de ozônio, após vários anos de debate científico [3].

A forma como encaramos e nos relacionamos com o Planeta e toda sua biodiversidade, deve ser revisada rápida e constantemente e, em virtude disso, as autoridades em todo o mundo estão num esforço contínuo de criação de regulamentos a fim de minimizar o problema, diminuindo os impactos ambientais causados até o momento a camada de ozônio.

Contudo percebemos um grande avanço principalmente nas últimas duas décadas com relação a redução na utilização em larga escala de refrigerantes com alto potencial de degradação da camada de ozônio pelas indústrias do ramo de refrigeração. Os fabricantes de refrigerantes estão dando sua parcela de contribuição projetando novos produtos juntamente com os fabricantes de equipamentos, cujos sistemas desenvolvidos estão cada vez mais necessitando de menores cargas de refrigerantes, além de constantes pesquisas e testes em novas modalidades do mesmo. Essas iniciativas tomaram como base o quadro de incertezas com relação às opções futuras de refrigerantes, lá nos anos 90, e também pelo protocolo de Montreal, em 1987, que previa a redução dessas emissões.

Existem novas análises sendo adotadas, como o TEWI, abordando de forma mais ampla a sigla GWP. O TEWI é medido pela massa do total equivalente de gás carbônico CO<sub>2</sub> resultante da soma do impacto direto gerado por um vazamento de fluido refrigerante no sistema e do impacto indireto pelo consumo energético. Outra medida para quantificar os impactos diretos e indiretos é o LCCP, que incluem todas as etapas do ciclo de vida do produto [4].

Com todas essas iniciativas e atitudes na tentativa de minimizar os efeitos do aquecimento, é uma tendência e um caminho sem volta, nos conduzirmos cada vez mais em direção aos refrigerantes naturais, principalmente onde for tecnológica e financeiramente viável. Contudo os sintéticos ainda desempenham sua função, porém com modernas substâncias de baixo GWP, potencial de aquecimento global.

## **2 Objetivo**

É objetivo do presente trabalho, analisar e comparar os parâmetros obtidos em um sistema de refrigeração, dimensionado através de dados experimentais obtidos em um chiller, testado pela AHRI (Air- Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute) em relatório, operando com dois fluidos refrigerantes diferentes. Primeiramente foi testado o refrigerante R-410A, já bastante utilizado no mercado e posteriormente o R-32, conhecido como fluido alternativo. Com o auxílio da plataforma do software EES, será possível obter o ciclo fechado com suas fases explícitas na curva do sino, para cada fluido, e também o balanço energético, necessário para o dimensionamento.

### **3.Fluidos Refrigerantes**

Veremos sua definição, classificação, potenciais ODP e GWP, além das características gerais. Faremos uma breve comparação entre os fluidos refrigerantes em questão, quanto a características termodinâmicas.

#### **3.1 Definição**

Um refrigerante para atender pré-requisitos mínimos, deve ter algumas propriedades químicas, termodinâmicas e físicas, só assim será considerado viável economicamente e também considerado seguro. São veículos térmicos nos ciclos de refrigeração. As grandes distorções no que concerne as condições de operação e as muitas exigências no que se refere a aplicação, tornam o refrigerante ideal uma meta complicada de se atingir, a não ser que suas propriedades se aproximem das condições exigidas em certas aplicações e ainda assim não será ideal [5].

#### **3.2 Características**

Algumas das características desejáveis em um fluido refrigerante são [5]:

- Não contaminar nenhum tipo de produto armazenado no espaço refrigerado, num eventual vazamento;
- Não inflamável;
- Não explosivo;
- Não tóxico em seu estado puro;
- O refrigerante não deve ser corrosivo para os metais usualmente empregados em um sistema de refrigeração e devem ser quimicamente estáveis;
- O refrigerante deve ser facilmente disponível, de custo baixo, ambientalmente seguro, não favorecer a destruição da camada de ozônio ou aumento do efeito estufa e ser de fácil manuseio;
- Deve ser de fácil detecção por indicadores adequados para localizar vazamentos no sistema;

- Deve ter compatibilidade com os óleos lubrificantes mais utilizados, e não podem interferir na sua efetividade com lubrificantes
- Deve ter baixo calor específico no estado líquido para minimizar o calor necessário para esfriar o líquido partindo da temperatura de condensação até a temperatura em que o resfriamento deve ser realizado;
- O vapor deve ter um volume específico consideravelmente baixo, pois é este volume que determina a dimensão necessária ou deslocamento do compressor;
- A viscosidade e os coeficientes de transferência de calor devem contribuir para boas proporções de transferência de calor;
- Para eliminar a necessidade de construção pesada, as pressões correspondentes às temperaturas disponíveis com os meios de condensação normais não devem ser excessivas;
- As pressões devem ser acima da pressão atmosférica para assim evitar penetração de ar e vapor d' água, correspondentes às temperaturas necessárias para os processos de condicionamento de ar e refrigeração;
- Para que as capacidades necessárias possam ser obtidas com o menor peso do fluxo de refrigerante, um calor de vaporização relativamente grande é desejável.

Algumas características favoráveis e não favoráveis dos fluídos refrigerantes são [5]:

- **TOXICIDADE:** Excluindo o ar, todos os refrigerantes provocam sufocações quando estiverem em quantidade suficiente para criar déficit de oxigenação, contudo alguns são prejudiciais mesmo quando estão presentes em pequenas proporções;
- **MISCIBILIDADE:** A capacidade do refrigerante se misturar com o óleo pode ser uma vantagem pois proporciona fácil lubrificação das partes dos sistemas e relativa facilidade de o óleo voltar ao compressor, porém tem desvantagens como diluição do óleo no compressor, fraca transferência de calor e problemas de controle;
- **UMIDADE:** Esta deve ser retirada do sistema de refrigeração. A água, tem dois efeitos perniciosos quando existente: o primeiro é a água não absorvida pelo



refrigerante (água livre) que congela nos pontos onde  $T < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Isto obstruirá os dispositivos medidores, resultando um bloqueamento do sistema. O segundo é a formação de ácidos corrosivos motivados por reações químicas. Estes ácidos causarão lama, cobreamento e deterioração, dentro do sistema de refrigeração. Os motores dos compressores herméticos podem ser curto-circuitados como resultados de formações ácidas;

- **TENDÊNCIA A FUGAS:** Seu aumento é diretamente proporcional à pressão e inversamente ao peso molecular. O peso molecular está relacionado com o volume específico do vapor, quanto maior é o peso molecular maior é o volume específico;

- **INFLAMABILIDADE:** Os refrigerantes variam nas suas possibilidades de queimar ou favorecer a combustão;

- **ODOR:** Um leve odor pode ser vantajoso, sob o ponto de vista de constatação de vazamento, uma vez que uma pequena fuga de refrigerante pode ser detectada e corrigida imediatamente antes que todo o refrigerante se perca ou que haja qualquer dano físico. Os gases conhecidos como freon são praticamente inodoros;

- **DETECÇÃO DE VAZAMENTOS:** Os mais comuns são: - teste por imersão; - teste por bolhas de sabão; - teste de fugas hálide (Para hidrocarbonetos halogenados); - teste com detector eletrônico (Para hidrocarbonetos halogenados). Há muitos métodos de detecção de fugas, ou vazamentos.

### 3.3 Classificação

Os refrigerantes utilizados em maior escala na indústria são classificados em grupos [5]:

- **Hidrocarbonetos halogenados:**

São hidrocarbonetos que contêm um ou mais dos seguintes halogênios em sua composição: Cl, F, Br. O hidrogênio pode ou não aparecer. As designações numéricas destes hidrocarbonetos são:

-1°. algarismo, n°. de átomos de C-1 (se for nulo, omite-se);

-2°. algarismo, n°. de átomos de H+1;

-3°. algarismo, n°. de átomos de F Como por exemplo:

$\text{CCl}_3\text{F}$  – Tricloromonofluormetano; R-11 (CFC-11);

$\text{CHClF}_2$  - Monoclorodifluormetano, R-22 (HCFC-22);

$\text{CHF}_2\text{CHF}_2$  - Tetrafluoretano, R-134 (HFC-134);

$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$  - Tetrafluoretano, R-134a (HFC-134a);

$\text{CBrF}_3$  - Bromotrifluormetano, R-13B1 (B1 indica o n°. de átomos de Br).

Os isômeros são distinguidos por um critério de simetria, baseado nas massas atômicas dos átomos ligados a cada átomo de carbono.

- **Hidrocarbonetos puros:**

Seguem a mesma regra de designação dos hidrocarbonetos halogenados (até o número 300), são adequados especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímica, como por exemplo:

$\text{CH}_4$  - Metano, R-50 (HC-50);

$\text{CH}_3\text{CH}_3$  - Etano, R-170 (HC-170);

$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$  - Propano, R-290 (HC-290);

$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$  - Isobutano, R-600a (HC-600a);

- **Compostos inorgânicos:**

Estes compostos são designados com, 700 mais peso molecular, como por exemplo:

$\text{NH}_3$  - Amônia, R-717.  $\text{CO}_2$ ;

Dióxido de carbono, R-744.  $\text{SO}_2$ ;

Dióxido de enxofre, R-764.

- **Misturas azeotrópicas:**

Não pode ser separada em seus componentes por destilação. Um azeotropo evapora e condensa como uma substância simples com 194 propriedades diferentes das de cada um de seus constituintes. Uma mistura azeotrópica apresenta um diagrama de equilíbrio em que as linhas de líquido e vapor saturado se tangenciam em um ponto, condição para qual a mistura se comporta como se fosse uma substância pura de propriedades distintas daquelas dos constituintes.

- **Misturas não azeotrópicas:**

São misturas de refrigerantes que se comportam como uma mistura binária, a concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio, a uma dada pressão e temperatura.

### **3.3.1 R-410A**

Mistura de HFC's designado como substituto de "longa duração" para o R22. Essa mistura é classificada como A1 (sem propagação de chama) [6]. É uma mistura zeotrópica, na mudança de estado a temperatura varia. O gás R410 A é hoje utilizado nos aparelhos com tecnologia inverter e modelo split. O R410A é dito ecológico por não possuir CFCs (clorofluorcarbonos), substâncias a base de cloro que prejudicam a saúde e o meio ambiente, acarretando em prejuízos a camada de ozônio. Também não é tóxico.

### **3.3.2 R-32**

É um (hidrofluorcarboneto) HFC, com ODP (potencial de agressão a camada de ozônio) zero e GWP (potencial de aquecimento global) bem menor que outros HFC's. É um refrigerante com baixa inflamabilidade, segurança [6]. Atualmente, o R32 é comumente utilizado como componente do R407S e R401A. HFC são considerados alternativas de 'longa duração' considerando o ODP, mas como gases de efeito estufa, HFC's estão relacionados no protocolo de kyoto e alguns países estão implementando regulamentações para controlar seu uso

Tabela 3.1: (ODP) e (GWP), R-410A e R-32 [7].

<b>Fluído Refrigerante</b>	<b>(ODP) Potencial de deterioração do ozônio</b>	<b>(GWP) Potencial de aquecimento global</b>
R-410A	0	2088
R-32	0	675

## 4 Sistema de Refrigeração

O Sistema de refrigeração proposto em relatório da AHRI, Chiller, permite climatizar ambientes, controlar temperatura e humidade relativa do ar, renovar, filtrar, além de recircular o ar, renovando-o. Consiste basicamente no resfriamento da água, sendo indicada para o arrefecimento do ar, equipamentos ou produtos, além de comumente utilizado em conjunto com equipamentos de ar condicionado [8].

São muitas as vantagens que o chiller proporciona: o baixo consumo, eficiência e durabilidade são os principais, o que o torna um equipamento flexível, especialmente na instalação. Contudo seu grande porte dificulta o transporte. A potência é medida em (TR), toneladas de refrigeração, normalmente de 5 a 5000TR, possuindo também uma alta gama de variação de temperatura, podendo trabalhar até com valores negativos. 12000 BTUs equivalem a 1 TR [8].

Algumas aplicações do sistema Chiller [9] são:

- Construção e contratação;
- Paradas de Emergência;
- Eventos;
- Indústrias Alimentícias;
- Indústrias Farmacêuticas;
- Hospitais;
- Indústrias Químicas;
- Indústrias do petróleo e gás, petroquímicas e refinarias;
- Aeroportos;
- Estações do metrô ou armazéns;
- Mineração e Tunelamento;
- Refrigeração em geral.



Figura 4.1: Chiller Samurai Hitachi [8]

#### 4.1.Descrição do Sistema

O sistema em análise é composto por um condensador, onde ocorre a troca de calor entre os fluidos Ar e R-410A ou R-32, rejeitando calor para o ambiente. Uma válvula de expansão, onde ocorre uma queda de pressão e temperatura, um evaporador, onde ocorre a troca de calor entre a água e o R-410A ou R-32, rejeitando frio para o ambiente e por último um compressor que elevará a pressão e temperatura do refrigerante. O sistema de refrigeração por compressão de vapor, representado na figura 4.1, ilustra os componentes e nos dá uma ideia da sequência de eventos no ciclo termodinâmico.

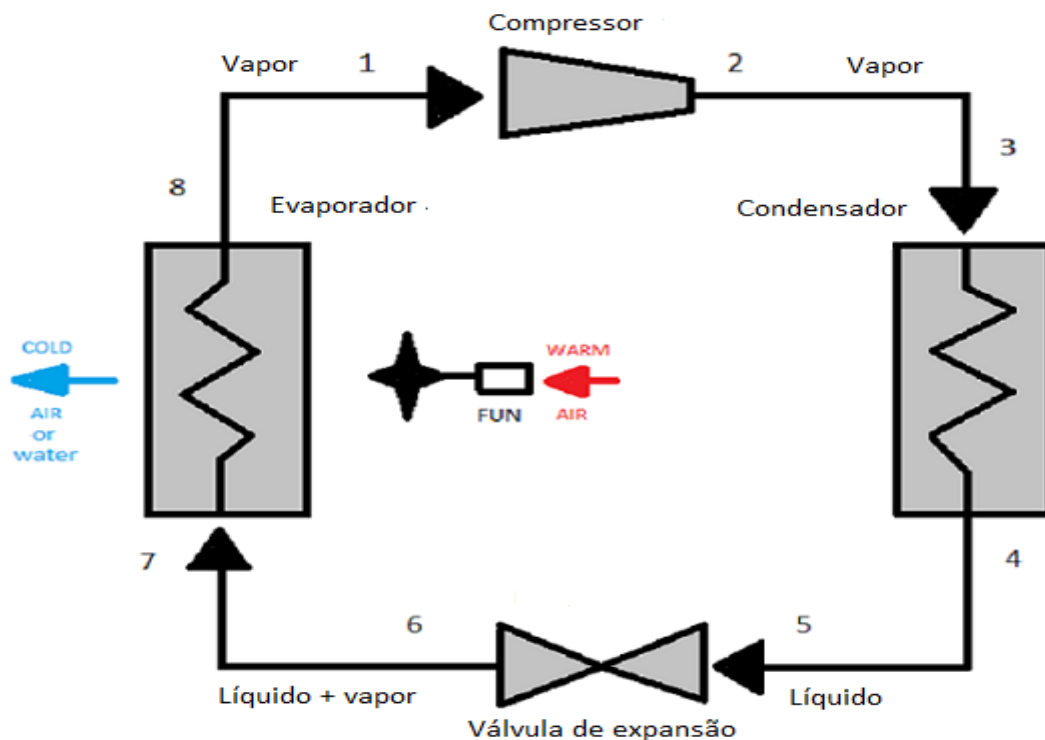


Figura 4.2: Refrigerador típico de compressão de vapor em estágio único

#### 4.2 Componentes

Um típico sistema de compressão a vapor possui quatro componentes básicos, que são os trocadores de calor, condensador e evaporador, compressor e válvula de expansão.

#### 4.2.1 Condensador

Componente responsável pela transferência do calor no sistema de refrigeração para o ar, água ou combinação dos dois. O gás chega ao condensador com alta pressão e temperatura, proveniente do compressor, e conforme passa no condensador se liquefaz e resfria, transferindo calor sensível e latente de condensação, rejeitando calor para o meio.

Conforme dados fornecidos pela AHRI, utilizaremos um condensador resfriado a ar, que deve passar por manutenção e limpeza periodicamente a fim de que não trabalhem com altas pressões e temperaturas de descarga, causando assim desgastes prematuros no compressor. Isso se deve ao fato de que os fabricantes estão projetando condensadores cada vez menores, compactos, logo suas aletas possuem um espaço muito reduzido entre si, facilitando o acúmulo de poeiras podendo causar obstrução [10].



Figura 4.3: Condensador resfriado a ar [10]

#### 4.2.2 Evaporador

Através da absorção do calor de alguma substância como ar, água ou outro fluido, até mesmo um sólido, este componente vaporiza o líquido refrigerante em seu interior, proveniente do dispositivo de expansão, que chega a baixa pressão e temperatura. Portanto o evaporador é um trocador de calor que absorve calor para o sistema de refrigeração, rejeitando frio para o meio. São muitos os tipos de evaporadores, sua classificação é de acordo com o controle do refrigerante [10].

### 4.2.3 Compressor

Sua função é elevar a pressão de um fluido em estado gasoso, fluido esse proveniente do evaporador e entregá-lo ao condensador. Esses fluidos poderiam ser ar, hidrogênio ou vapor d'água por exemplo. A compressão de um gás também gera aumento de temperatura normalmente, de acordo com a equação de Clapeyron. Quanto às aplicações, os compressores terão suas características físicas, em função da finalidade de uso ou a que se destinam [10].

### 4.2.4 Válvula de Expansão

Mantém o refrigerante líquido no evaporador, proporcionalmente à taxa em que evapora, provocando a queda de pressão do refrigerante, desde a linha de líquido, com pressão de condensação  $P_c$  e alimentando o evaporador a pressão  $P_e$ , aplicando uma perda de carga  $\Delta P$ .

O sistema se divide em duas zonas de pressão levando-se em conta também o compressor: uma de baixa e outra de alta pressão.

Alguns exemplos de Válvulas de Pressão são [11]:

- Expansão Manual;
- Expansão Automática;
- Expansão Termostática.

Sem ela, não se consegue controlar o fluxo de refrigerante para o evaporador.



## 5 Propriedades Termodinâmicas

Conforme etapas no ciclo, o refrigerante sai do compressor, em 2, sob forma de vapor superaquecido, se resfria na linha de descarga e na primeira parte do condensador, atinge a temperatura de condensação. Ocorre, então, a mudança de fase do refrigerante, de vapor a líquido, entre 3 e 4. A temperatura permanece constante até que todo o vapor se liquefaz. A terceira transformação acontece na última parte do condensador e continua na linha que o une a válvula de expansão, em 5. Tem-se um subresfriamento do refrigerante líquido, uma redução de pressão e temperatura em relação à temperatura de condensação em 6 e 7, entrando no evaporador. Neste haverá rejeição de calor e a temperatura do refrigerante se manterá baixa até ser entregue novamente ao compressor em 1 onde se reiniciará o ciclo.

Os valores fornecidos de temperatura e pressão pela AHRI e também os de entalpia, entropia e título calculados através do software EES estão dispostos abaixo, confirmando a descrição física dos estados termodinâmicos, juntamente com os gráficos  $T \times s$  e  $P \times h$  do fluido refrigerante base R-410A e também o Drop-in R-32, já nos possibilitando observar alguns comportamentos acerca dos refrigerantes.

### 5.1 R-410A

Tabela 5.1: Dados Termodinâmicos do Refrigerante R-410A

Etapas do Ciclo	T [°C]	P [kPa]	h [ $\frac{kJ}{kg}$ ]	s [ $\frac{kJ}{kg K}$ ]	x
1.Entrada Compressor	5	933,2	422,8	1,801	1
2.Saída Compressor	80,9	2881	474,3	1,862	-
3.Entrada Condensador	79,8	2870	473,1	1,859	-
4.Orvalho dentro Condensador	46,44	2820	423,8	1,712	1
5.Saída Condensador	33	2812	254,4	1,184	0
6.Entrada Válvula Expansão	33,5	2796	254,4	1,184	0
7.Saída V. Expansão=Entrada Evaporador	4,9	927	254,4	1,196	0,217
8.Saída Evaporador	5	857	425,2	1,817	-

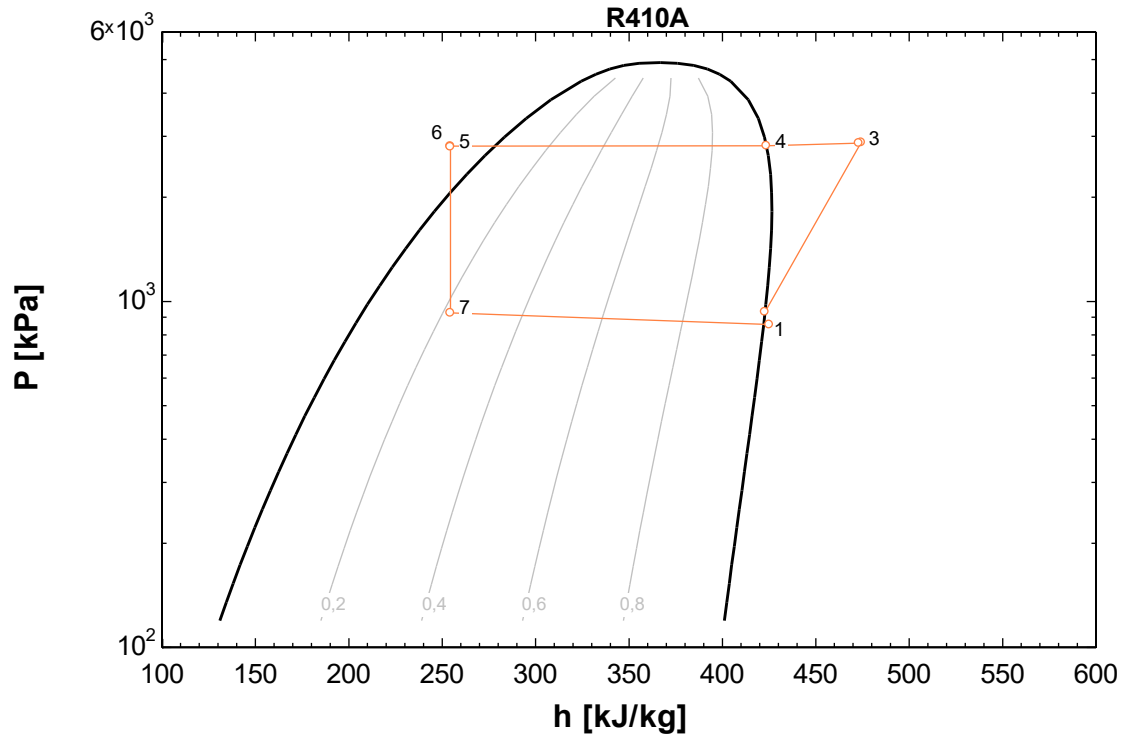


Figura 5.1: ( $P$ [kPa] x  $h$ [KJ/Kg]), fluido refrigerante base R-410A

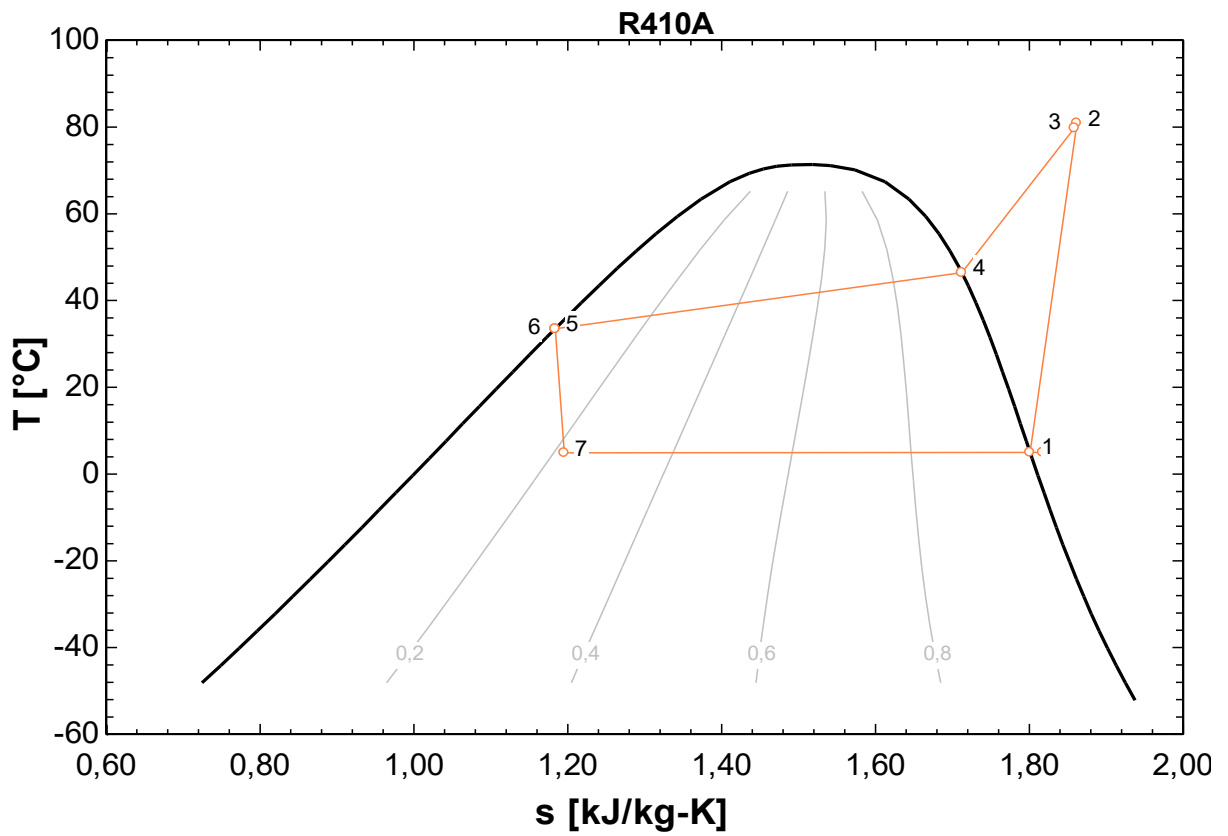


Figura 5.2: ( $T$ [°C] x  $S$ [kJ/kg-K]), fluido refrigerante base R-410A

## 5.2 R-32

Tabela 5.2: Dados Termodinâmicos Refrigerante R-32

Etapas do Sistema	T [°C]	P [kPa]	h [ $\frac{kJ}{kg}$ ]	s [ $\frac{kJ}{kg K}$ ]	x
1.Entrada Compressor	2,8	888,6	515,8	2,144	1
2.Saída Compressor	105,1	3021	595,6	2,227	
3.Entrada Condensador	102,7	3011	592,8	2,22	
4.Orvalho dentro Condensador	47,95	2995	508,5	1,976	1
5.Saída Condensador	28,9	2976	253,2	1,181	0
6.Entrada Válvula de Expansão	28,8	2971	253	1,18	0
7.Saída V. Expansão=Entrada Evaporador	2,4	865,8	253	1,192	0,1565
8.Saída Evaporador	2,8	837,8	517,8	2,159	

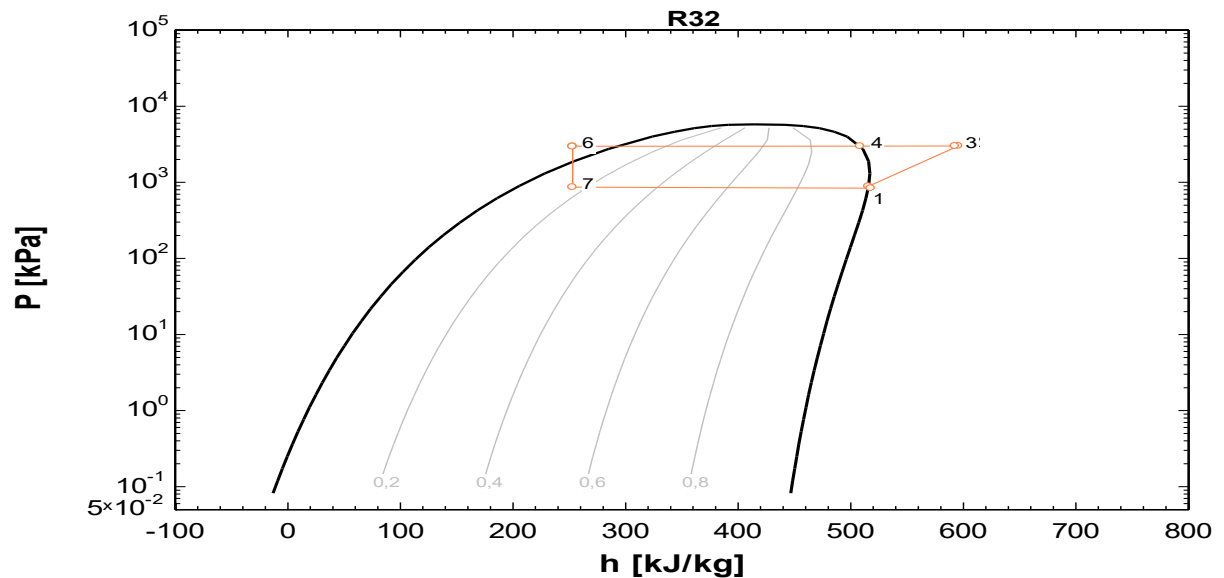


Figura 5.3: (P[kPa] x h[kJ/kg]), fluido alternativo R-32

Podemos observar que o fluido base R-410A trabalha com valor de pressão reduzido na descarga do compressor em relação ao fluido alternativo R-32. Esta informação é relevante pois pode determinar a vida útil do compressor. As temperaturas de operação são menores para o R-410A no condensador, porém em contrapartida são mais elevadas no evaporador em relação ao R-32.

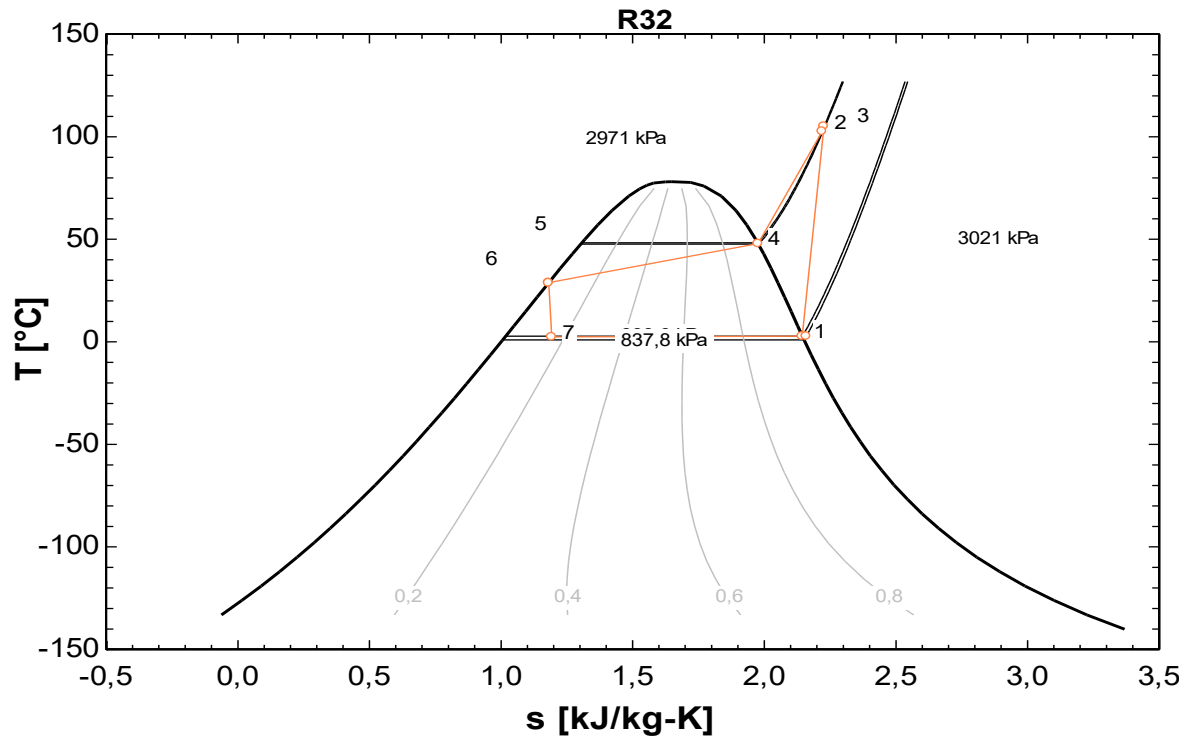


Figura 5.4: ( $T[^{\circ}\text{C}]$  x  $S[\text{kJ/kg-K}]$ ), fluido alternativo R-32

Com o auxílio do gráfico  $T$  x  $v$  da curva do sino, é possível observarmos claramente as fases do ciclo fechado para os refrigerantes, onde cada região do gráfico determina a fase em que se encontra o fluido, dependendo da posição em que se encontra no sistema.

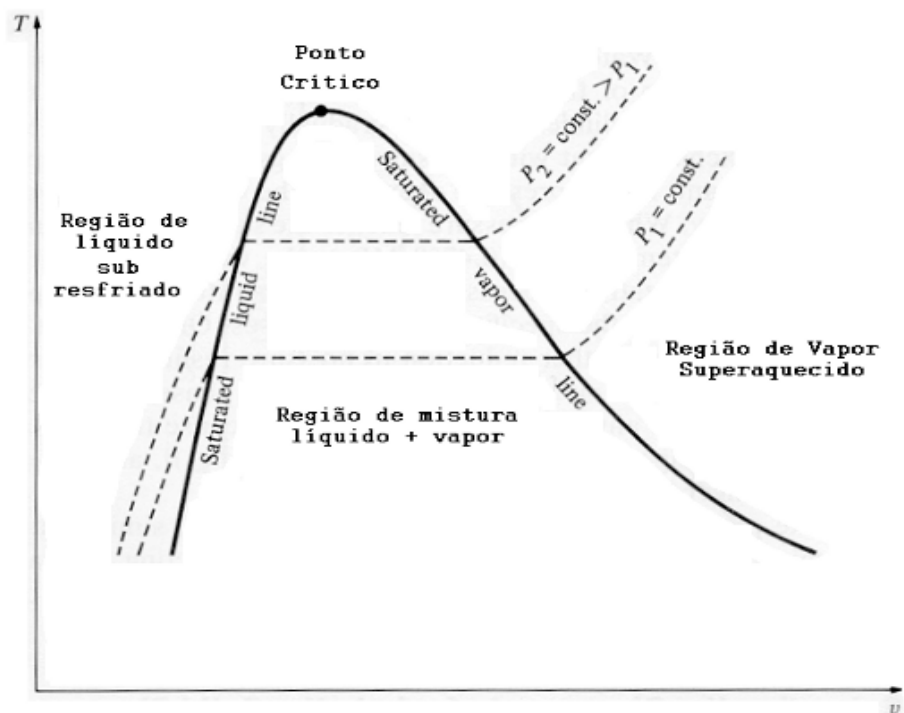


Gráfico 5.5:  $T$  x  $v$ , Curva do Sino [12]

### 5.3 R-410A x R-32

As propriedades termodinâmicas possuem fundamental importância no sistema e no desempenho do compressor. Uma breve comparação entre esses dois fluidos está a seguir:

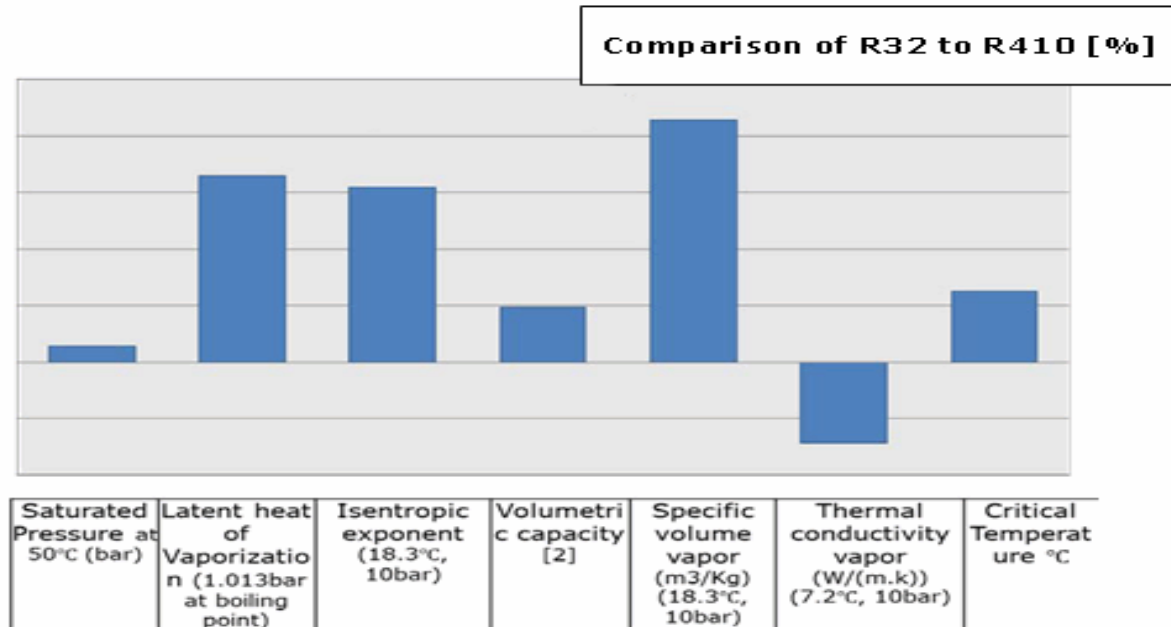


Figura 5.6: Comparação percentual entre R-32 e R-410A [7]

- Pressão de saturação: são semelhantes, e isso facilita o desenvolvimento de um sistema com R-32, com base em uma plataforma de R-410A;
- Calor latente de vaporização: O calor necessário para evaporar o R-32 é superior ao R-410A para que a vazão de massa por capacidade de refrigeração necessária seja menor e o COP maior;
- Temperatura Crítica: No R-32 é superior, o que resulta em maior COP.
- Capacidade de refrigeração volumétrica: O R32 tem maior capacidade, o que reduz o tamanho da tubulação do sistema e aumentar a eficiência;
- Densidade: No R-32 é muito menor, por isso a quantidade de carga é menor e como o potencial de aquecimento global medido por kg, o impacto climático total do refrigerante no sistema é ainda menor do que o sugerido pelo potencial de aquecimento global;

- Expoente isentrópico: A relação de pressão do R-32 é um pouco superior, pois o expoente pode impactar na relação de pressão do sistema e também na temperatura de descarga.

## 6 Balanço de Energia

Com base na primeira lei da termodinâmica, em que a energia não se cria e não se destrói, apenas se modifica, demonstraremos através do volume de controle, a entrada e saída do fluxo do sistema em observação.

Com auxílio do software ESS, foi possível calcularmos o balanço energético para os quatro componentes do sistema.

### Trocador de Calor (Condensador)

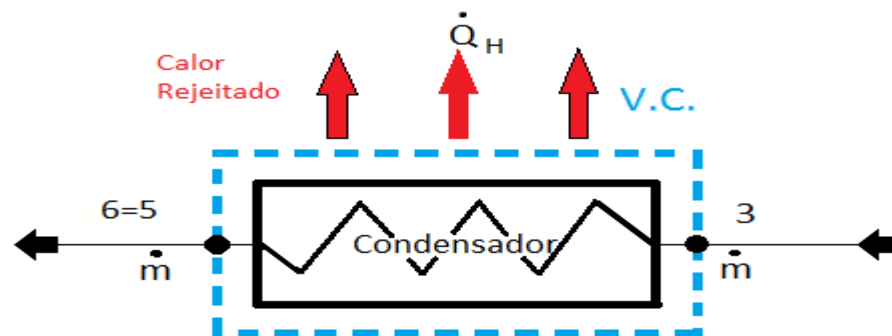


Figura 6.1: Volume de controle e balanço de energia condensador

$$q_{cd} = h_5 - h_3 \quad (6.0)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m} \times q_{cd} \quad (6.1)$$

Tabela 6.1: Balanço de energia no condensador.

Fluído Refrigerante	$q_{cd} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$Q \text{ [kW]}$
R-410A	218.7	11.59
R-32	339.6	18

### Trocador de calor (Evaporador)

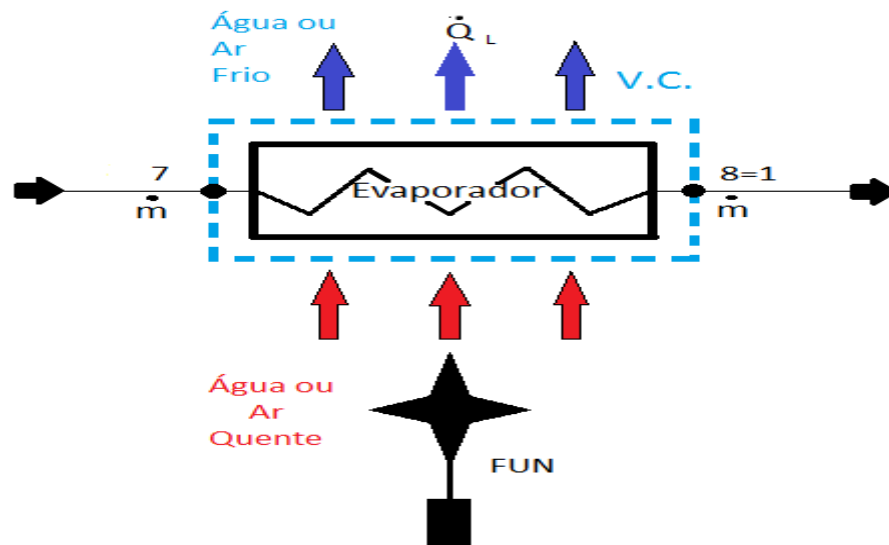


Figura 6.2: Volume de controle e balanço de energia evaporador

$$q_{ev} = h_8 - h_7 \quad (6.2)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} \times q_{ev} \quad (6.3)$$

Tabela 6.2: Balanço de energia no evaporador.

Fluído Refrigerante	$q_{ev} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$\dot{Q}_{ev} [\text{kW}]$
R-410A	170.8	9.05
R-32	264.8	14.04

### Compressor

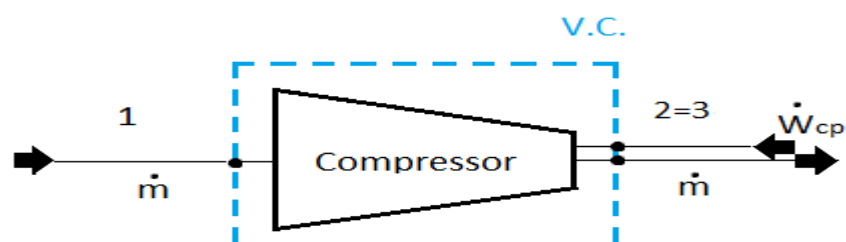


Figura 6.3: Volume de controle e balanço de energia compressor



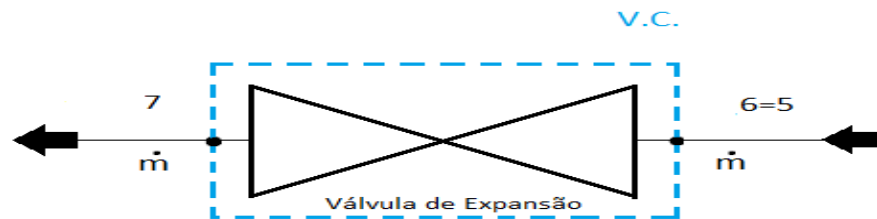
$$w_{cp} = h_2 - h_1 \quad (6.4)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times w_{cp} \quad (6.5)$$

Tabela 6.3: Balanço de energia no compressor.

Fluído Refrigerante	$w_{cp} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$\dot{W}[\text{kW}]$
R-410A	51.52	2.79
R-32	79.88	4.233

### Válvula de Expansão



$$h_5 = h_6 = h_7 \quad (6.6)$$

$$\dot{Q}_{ve} = 0 \quad (6.7)$$

$$\dot{W}_{ve} = 0 \quad (6.8)$$

Figura 6.4: Volume de controle e balanço de energia válvula de expansão

Na Válvula de expansão não tem troca de calor, não há variação na vazão mássica, logo as variações de energia são nulas, portanto não realiza trabalho conforme balanço de energia.

### 6.1 COP

É o coeficiente de performance no ciclo de refrigeração, cujo objetivo é a remoção do calor do meio a ser refrigerado. Logo é a razão entre o calor retirado e o trabalho realizado. O COP para refrigeração e aquecimento foram calculados como:

$$COP_{ev} = \frac{q_{ev}}{w_{compressor}} \quad COP_{cond} = \frac{q_{cond}}{w_{compressor}} \quad (6.1.0)$$

Tabela 6.4: COP para os refrigerantes R-410A e R-32

<b>Refrigerantes</b>	<b>Refrigeração</b>	<b>Aquecimento</b>
<b>R-410A</b>	3.315	4.245
<b>R32</b>	3.315	4.252
<b>Variação (%)</b>	<b>0</b>	<b>0.16</b>

O COP depende de fatores como:

- Temperatura de condensação;
- Temperatura de vaporização;
- Funções de estado dos refrigerantes na sucção do compressor; e
- Todos os componentes do sistema.

## 7. Dimensionamento

A priori o dimensionamento é feito com base em equipamentos já existentes, com resultados já comprovados e aprovados. Num segundo momento outras considerações devem ser observadas como previsão de manutenção, fabricação, custos e etc. Tais fatores ajudam a indicar e determinar a geometria do componente.

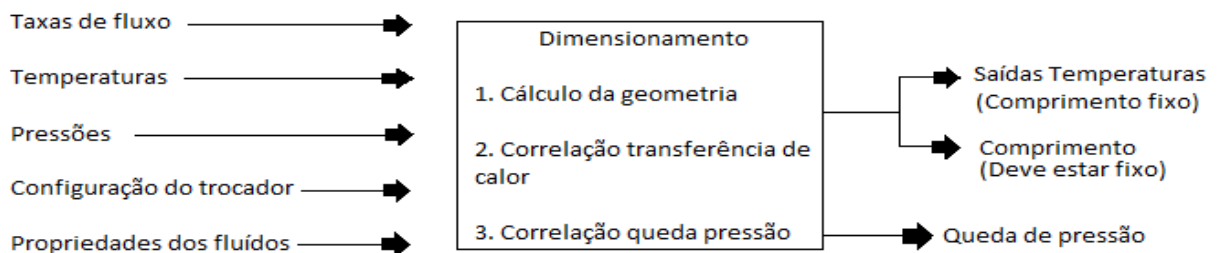


Figura 7.1: Considerações para o dimensionamento de trocadores de calor [13,pag 386].

No dimensionamento deve-se satisfazer concomitantemente parâmetros como transferência de calor e perdas de carga admissíveis para o escoamento.

Quanto maiores forem as velocidades do fluxo, maior é perda de carga e potência de bombeamento, resultando em melhores coeficientes de troca de calor e menores áreas de troca. Consequentemente as dimensões serão compactas e os custos serão menores. A seguir, o modelo matemático para o desenvolvimento dos trocadores e componentes.

### 7.1 Correlações para Projeto de Evaporadores e Condensadores

A transferência de calor de condensação e evaporação, ocorrem em muitas aplicações da engenharia, em condensadores de potência, caldeiras e geradores de vapor, que são todos componentes importantes nas estações de energia convencionais e nucleares. Evaporadores e condensadores são partes essenciais dos ciclos de refrigeração de vaporcompressão e na indústria de processos, portanto na

concepção destes condensadores e evaporadores, correlações adequadas devem ser selecionadas para calcular os coeficientes de transferência de calor de condensação e fervura. Quando um vapor saturado entra em contato com uma superfície a uma temperatura mais baixa, a condensação ocorre. Quando a evaporação ocorre em uma interface sólido-líquido, é chamado de fervura. A ebulição ocorre quando a temperatura da superfície,  $T_w$ , excede a temperatura de saturação,  $T_{sat}$ , correspondente à pressão do líquido [13].

O projeto preliminar do evaporador, assim como do condensador, leva em consideração todos os cálculos geométricos realizados, cálculos dos coeficientes de transferência de calor e quedas de pressão para cada fluxo especificado, de acordo com a correlação escolhida. Destaca-se que existem diferentes intervalos de validação para alguns parâmetros como por exemplo Reynolds, Prandtl, quantidade de passes na carcaça, se o fluxo é bifásico ou não, se os tubos são horizontais ou verticais e assim por diante conforme tomada de decisões.

### 7.1.1 Evaporador

Segundo relatório da AHRI, os fluidos de trabalho no evaporador são o R-410A e o R-32 como substituto, que irão interagir com a água termodinamicamente. Portanto dimensionaremos um trocador de calor tubo e carcaça com um passe na carcaça e um passe nos tubos, com a água passando pela carcaça e os refrigerantes pelos tubos, entrando com valores para vazão mássica de ambos os fluidos, diâmetro da carcaça, diâmetro externo dos tubos, temperaturas e pressões na entrada e saída do componente.

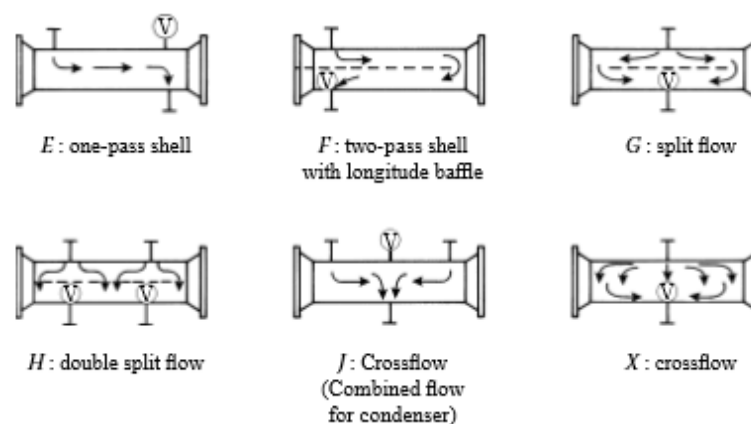


Figura 7.2: Configurações de passes na carcaça [13 p.364]

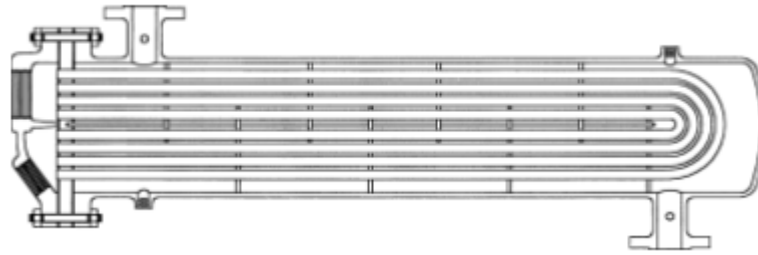


Figura 7.3: Trocador de calor casco e tubo, um passe na carcaça e dois passes nos tubos [13 p.365]

A partir dessas entradas, através do programa ESS, iremos obter todos os parâmetros termodinâmicos, demonstrados no item 4, além das dimensões necessárias para que possamos calcular os coeficientes de troca de calor, coeficiente global, área total de troca de calor, comprimento do tubo e queda de pressão em ambos os fluídos. Todas as outras dimensões encontram-se em função do diâmetro da carcaça e diâmetro externo dos tubos, cujos valores encontram-se tabelados na literatura e em polegadas. As equações a seguir representam as dimensões em função dos dados de entrada.

Na correlação escolhida, equação 7.1.1.11, começaremos pelo diâmetro equivalente,  $D_e$ , que é obtido ao longo dos eixos da carcaça e não transversalmente. É tido como quatro vezes a área do fluxo líquido como arranjo da folha do tubo, para qualquer arranjo de passo dividido pelo perímetro molhado [13].

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_t 3^{\frac{1}{2}}}{4} - \frac{\pi d_0^2}{8} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} \quad (7.1)$$

O passo dos tubos,  $P_t$ , é determinado de acordo com a relação abaixo, podendo ir até 1.5 do diâmetro externo do tubo,  $d_0$  [13].

$$P_t = d_0 1.25 \quad (7.2)$$

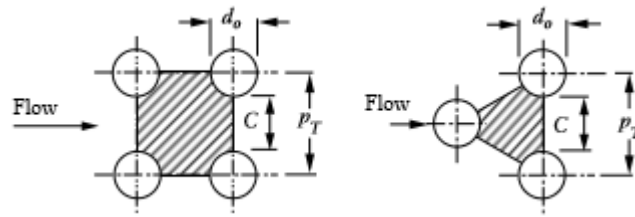


Figura 7.4: Arranjo do passo dos tubos, pode ser quadrado ou triangular [13 p.228]

Na figura figura 7.3 , podemos observar dois arranjos, o quadrado e o triangular e para cada um temos equações aplicáveis que definem o diâmetro equivalente,  $D_e$ . No projeto em questão utilizamos o arranjo triangular por ser mais compacto, conforme equação 7.1 , onde  $d_0$  é o diâmetro externo do tubo.

As variáveis que afetam a velocidade do fluxo através da carcaça são o diâmetro da carcaça,  $D_s$ , a folga  $C$  entre os tubos adjacentes conforme figura 7.3, o passo  $P_t$  e o espaçamento entre defletores,  $B$ . Logo a área de fluxo transversal do feixe,  $A_s$ , no centro da carcaça é:

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_t} \quad (7.3)$$

$$\text{onde,} \quad C = P_t - d_0 \quad (7.4)$$

$$\text{e,} \quad B = 0.25 D_s \quad (7.5)$$

Um ótimo espaço entre defletores é algo na casa entre 0.4 e 0.6 do diâmetro da carcaça, porém entre 0.25 e 0.35 é usualmente recomendado [13].

Não existe uma área de fluxo livre onde podemos calcular a velocidade de massa,  $G_s$ , do lado da carcaça. Portanto valores fictícios de  $G_s$  podem ser obtidos através da área de fluxo transversal do feixe na linha de tubo hipotético, possuindo a área de fluxo máximo de acordo com o centro do invólucro.

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (7.6)$$

A queda de pressão pelo lado da carcaça [13] está ligada a quantidade de tubos que o fluido passa através do feixe de tubos entre as chicanas, assim como o

comprimento de cada travessia. A correlação utilizada abaixo para queda de pressão, utiliza o produto de distância através do feixe, considerando o diâmetro interno da carcaça,  $D_s$ , e o número de vezes em que o feixe é cruzado. O diametro equivalente,  $D_e$  utilizado para calcular a queda de pressão na equação abaixo, é o mesmo para o cálculo do coeficiente de troca de calor.

$$\Delta p_s = \frac{f G_s (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (7.7)$$

$$\text{Onde,} \quad \phi_s = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7.8)$$

O número de chicanas por onde o fluxo passa através do feixe de tubos está definido na equação (7.9) a seguir e  $(N_b+1)$  é o número de vezes que o fluido passa pelo feixe de tubos.

$$N_b = \frac{L}{B - 1} \quad (7.9)$$

O fator de fricção na carcaça é calculado como:

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (7.10)$$

$$\text{Onde,} \quad 400 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \leq 10^6$$

Mc Adams [14] sugeriu a seguinte correlação para o coeficiente de troca de calor no lado da carcaça, conforme equação abaixo, respeitando a faixa do número de Reynolds conforme descrito. É importante observar que a aplicação de chicanas torna o coeficiente de troca de calor mais elevado se comparado a condições de fluxo não perturbado devido a ausencia do mesmo. Trocadores de calor com chicanas possuem maiores coeficientes de troca de calor, devido a turbulência gerada no fluxo em razão da flutuação da velocidade que por sua vez é função da área restrita entre os tubos adjacentes através do feixe.

$$\frac{h_0 D_e}{k} = \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7.11)$$

$$\text{Para } 2 \times 10^3 < Re_s = G_s D_e / \mu < 1 \times 10^6$$

Com o coeficiente de troca de calor determinado pelo lado da carcaça, podemos agora prosseguir, e admitindo novas correlações para o fluido dentro do tubo, onde nos deparamos com fases distintas conforme o fluxo avança dentro do evaporador. A ebulição no tubo será discutida paralelamente a sequencia de equações utilizadas para extrair as informações de coeficiente de troca de calor e queda de pressão nos tubos. A gama de condições para os quais as correlações se aplicam inclui o vapor monofásico que entra no evaporador e o fluxo de duas fases que ocorre nas seções dentro dos tubos no evaporador.

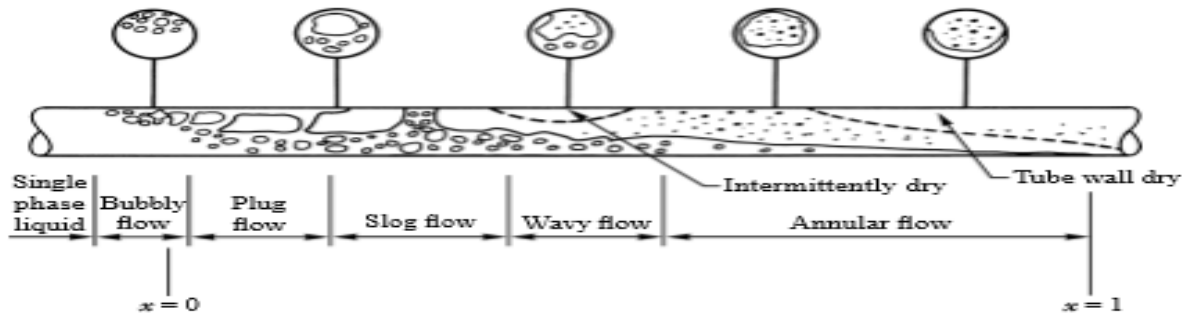


Figura 7.5: Padrão de fluxo em um tubo horizontal de evaporador [13,p.334]

Utilizando dados experimentais de diferentes fontes, Chen [15] determinou valores experimentais do fator de aprimoramento de ebulição convectiva,  $F$ , e baseou-o no parâmetro de Martinelli,  $X_{tt}$ , *turbulento turbulento*:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (7.12)$$

$$\text{Para } 1/X_{tt} \leq 0.1, F = 1;$$

$$\text{Para } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1, F = 2.35 \left( 0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} \quad (7.13)$$



Conforme a vaporização vai acontecendo, a proporção de líquido no tubo diminui e se supõe que o coeficiente de troca de calor para o líquido que flui só,  $h_{LO}$ , é proporcional a velocidade aumentada na correlação de Dittus-Boelter, e o valor de  $F_0$  está relacionado a  $F$  [16] e ao título  $x$ .

$$F_0 = F(1 - x) \quad (7.14)$$

O coeficiente de troca de calor de ebulição por convecção,  $h_{cb}$ , é determinado multiplicando-se o coeficiente de troca de calor líquido pelo fator de aprimoramento,  $F_0$ . Um coeficiente de troca de calor líquido para zero título de vapor,  $h_{LO}$ , pode ser determinado constante ao longo do tubo, utilizando a correlação Dittus-Boelter a seguir,

$$h_{LO} = 0.023 Re^{0.8} P r^{0.4} \left( \frac{k_l}{d} \right) \quad (7.15)$$

E o coeficiente convectivo de ebulição pode ser determinado:

$$h_{cb} = F_0 h_{LO} \quad (7.16)$$

onde  $F_0$  é o fator de aprimoramento para vários valores de título,  $x$ , conforme equação 7.14.

Uma classe de correlação para nucleação mista e ebulição por convecção é a que o multiplicador  $\frac{h_{TP}}{h_{LO}}$  ou  $\frac{h_{TP}}{h_{LV}}$  é uma função do parâmetro de Martinelli,  $\frac{1}{X_{tt}}$ , para caracterizar a convecção e o número de ebulição,  $Bo$ .

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = C_1 \left\{ Bo + C_2 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{C_3} \right\}^{C_4} \quad (7.17)$$

Onde  $h_{TP}$  é o coeficiente de troca de calor duas fases e as constantes  $C_1, C_2, C_3$  e  $C_4$ , são tabeladas, Wright [17].

O coeficiente de transferência de calor do fluxo de ebulição através do tubos, segundo correlação de Shah [18], baseia-se em quatro parâmetros adimensionais a saber:  $Fr_L$ ,  $F_0$ ,  $Co$ ,  $Bo$ , respectivamente número de Froude, fator de aprimoramento, número de convecção e número de ebulição. Esses parâmetros adimensionais caracterizam o fluxo e são utilizados para estimar a contribuição convectiva em duas fases para transferência de calor em ebulição. O número de Froude é definido como:

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (7.18)$$

De acordo com o número de Froude, é decidido se os efeitos de estratificação serão considerados ou não. Um número Froude maior que 0,04, significa que esses efeitos são insignificantes e as forças inerciais são maiores que as gravitacionais. Para números de Froude muito pequenos, o método de Shah [18] é recomendado pois permite esses efeitos e um fator de correção KFR é usado quando  $Fr_L < 0.0458$ .

$$K_{FR} = (25Fr_L)^{-0.3} \quad (7.19)$$

Quando  $Fr_L > 0.04$ ,  $K_{FR}=1$  para tubos horizontais ou inclinados, desde que não haja deficiência de líquido no caso dos inclinados.

O número de convecção é definido como:

$$Co = \left[ \frac{1-x}{x} \right]^{0.8} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} K_{FR} \quad (7.20)$$

Com fator multiplicador para efeitos de estratificação, segundo correlação de Shah, em tubos horizontais quando necessário,  $K_{FR}$ .

O número de ebulição é definido como:

$$Bo = q'' / \dot{m} i_{lg} \quad (7.21)$$

Onde determina o aumento devido a ebulição nucleada. O fluxo de calor,  $q''$ , é inicialmente estimado e o  $i_{lg}$ , é o calor latente de vaporização. Um número inferior a

$1.9 \times 10^{-5}$  significa que não há aprimoramento devido a nucleação. O fator de aprimoramento,  $F_o$ , depende das características da ebulição e é a razão da transferência de calor para o fluxo de duas fases para o fluxo líquido apenas.

$$F_o = \frac{h_{TP}}{h_{lo}} \quad (7.22)$$

Na Ebulição convectiva pura que ocorre com altas qualidades de vapor, título se aproximando de 1, e números de baixo ponto de ebulição por convecção [19], é definido:

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8} \quad Co < 1.0$$

E para baixos títulos de vapor, onde  $Co > 1.0$ ,

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \exp[1 - (Co)^{0.5}] \quad Co > 1.0 \quad (7.23)$$

Onde  $F = F_{cb}$ , e substituindo na equação 7.14,  $F_o$ , o fator de aprimoramento pode ser encontrado.

O coeficiente de troca de calor por ebulição é:

$$h_{cb} = F_o h_{LO} \quad (7.24)$$

Onde  $h_{LO}$  é o coeficiente de troca de calor do líquido apenas, e é determinado usando a correlação de Dittus-Boelter, recomendado por Shah.

No regime de ebulição nucleada, com  $Bo > 1.9 \times 10^{-5}$ , para títulos muito altos de vapor, o fator de ebulição nucleada é:

$$F_{nb} = 231 Bo^{0.5} \quad Co > 1.0 \quad (7.25)$$

onde os efeitos da ebulição nucleada são dominantes e  $F = F_{nb}$  na equação 7.14.

Em altas qualidades de vapor,  $x$ , e  $0.02 < Co < 1.0$ , combinam-se efeitos de ebulição convectiva e nucleada e o fator de aprimoramento,  $F_o$ , é determinado por:

$$F_{cnb} = F_{nb}(0.77 + 0.13F_{cb}) \quad (7.26)$$

Onde  $F = F_{cnb}$  e substitui-se na equação 7.14.

A correlação de Chen para componentes da ebulição nucleada com baixas qualidades,  $x$ , de vapor, em que o fator de aprimoramento deve ser considerado diz que:

$$h_{vo} = h_{nb} \quad (7.27)$$

$$e \quad h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} \quad (7.28)$$

Em que as contribuições da fervura convectiva e a ebulição nucleada [13] são estimadas separadamente conforme demonstrado anteriormente.

Para calcular o coeficiente global de transferência de calor, consideramos parede limpa, sem depósito de sólidos, portanto sem resistências de incrustação [13], logo fica:

$$U_0 = \left[ \frac{d_0}{h_i d_i} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{h_o} \right] \quad (7.29)$$

Em que  $h_i = h_{TP}$  é o coeficiente de troca de calor do fluido refrigerante nos tubos e o  $h_o$  é o coeficiente de troca de calor do fluido na carcaça, no caso a água, conforme relatório da AHRI. Para o cálculo da área total de troca de calor [13] segue a equação:

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 \Delta T_{lm}} \quad (7.30)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7.31)$$

Em que  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são a diferença entre as temperaturas do fluido quente e frio, respeitando-se entrada e saída do fluxo no componente [20] e  $\Delta T_{LMTD} = \Delta T_{lm}$ . O comprimento dos tubos [13] segue conforme equação abaixo:

$$L = \frac{A_0}{N_T \pi d_0} \quad (7.32)$$

A queda de pressão dentro do tubo bifásico consiste no atrito considerado pela componente de momento, em que considera a aceleração do fluxo, normalmente causado pela evaporação do líquido ou condensação do vapor [21]. Logo:

$$\left(\frac{d_p}{d_z}\right)_{mom} = G^3 \left\{ \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\mathcal{E}_v)} + \frac{x^2}{\rho_v \mathcal{E}_v} \right]_2 - \left[ \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\mathcal{E}_v)} + \frac{x^2}{\rho_v \mathcal{E}_v} \right]_1 \right\} \quad (7.33)$$

Onde  $G$  é a velocidade total, e subscritos 1 e 2 representam dois diferentes locais ao longo do fluxo. Um modelo com boa resposta para fração de vazio foi apresentado por Stainer, baseado na correlação de Rouhani Axelsson [22].

$$\mathcal{E}_v = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \frac{[1 + 0.12(1-x)] \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)}{+ \left[ \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G^2 \rho_l^{0.5}} \right]} \right\}^{-1} \quad (7.34)$$

Utilizando todas as equações relacionadas acima, foi possível determinar as dimensões do evaporador com seus coeficientes de troca de calor e queda de pressão que discutiremos nos resultados e conclusões.

### 7.1.2 Condensador

Levando-se em consideração os fluidos envolvidos na troca de calor que acontece no condensador, ar e refrigerantes R-410a e R-34, segundo o relatório da AHRI, dimensionaremos um trocador de calor tubo aletado de fluxo cruzado, em que fatores importantes influenciam em seu desempenho [23]. São eles:

- Arranjo dos tubos (alinhado ou escalonado);
- Aletas (altura, espaçamento, espessura);
- Tubos aletados com modificações de superfícies;
- Passo do tubo;
- Distúrbio da camada limite e comprimento de fluxo;
- Resistência de contato;
- Rascunho induzido e forçado;
- Número de linhas de tubos;

As correlações para perda de pressão, coeficiente de troca de calor e demais equações necessárias ao dimensionamento estão dispostas a seguir:

O número total de tubos  $N_t$ , e o número de tubos por linha [24], estão descritos conforme equações:

$$N_t = \frac{L_2 L_3}{P_t P_l} \quad (7.35)$$

$$N_l = \frac{L_3}{P_t} \quad (7.36)$$

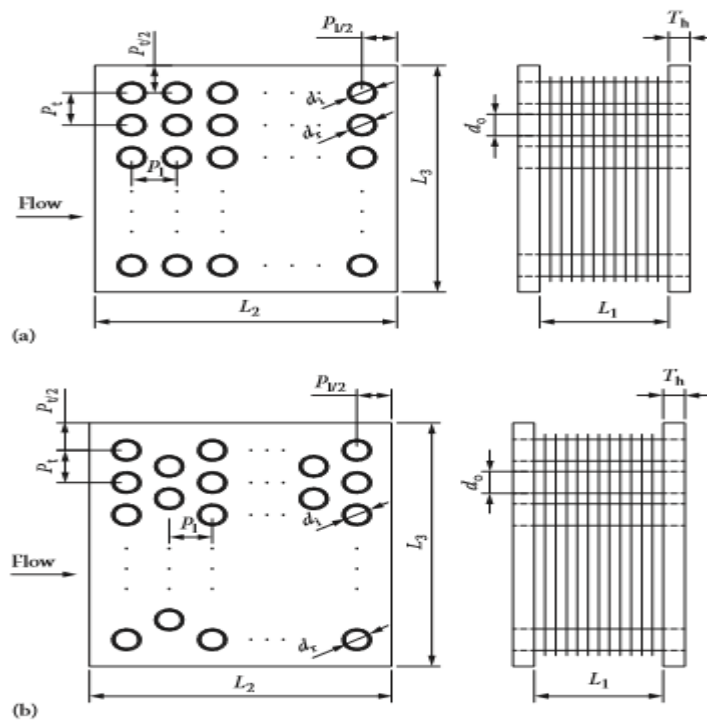


Figura 7.6: Trocador de calor tubo aletado: (a) arranjo alinhado, (b) escalonado [23,p.239]

Onde as dimensões  $L_2, L_3, P_t, P_l$ , são, respectivamente, dimensões frontais, passo dos tubos, longitudinal e transversal. A dimensão lateral por onde o fluxo de ar cruza é  $L_1$  e, juntamente com  $L_2, L_3$ , formam dados de entrada no programa EES e são conforme ilustração [25]:

Optamos por um arranjo alinhado de tubos, cujas equações diferenciam em relação ao arranjo escalonado, não alinhado.

As dimensões  $T_h, d_o, d_r, d_i$ , [24,25] são respectivamente, espessura do cabeçote, diâmetros externo e interno dos tubos que também fazem parte de dados de entrada para o dimensionamento do trocador de calor. Conforme veremos nas equações a seguir, cujas aplicações se enquadram apenas em trocadores de aletas contínuas em tubo circular.

A área frontal produto das dimensões  $L_1$  e  $L_3$  é definida como:

$$A_{Fr} = L_1 L_3 \quad (7.37)$$

Relação variável conforme geometria da seção transversal de uma tubagem, entre perímetro molhado e área molhada, conhecido como diâmetro hidráulico [26],  $D_h$  :

$$D_h = \frac{4A_0 L_2}{A} \quad (7.38)$$

A área total de transferência de calor consiste na associação entre a área exposta dos tubos expostos, conhecida como área primária, e a área das aletas, conhecida como área secundária. A área primária consiste na área total de transferência de calor nos tubos menos a área bloqueada pelas aletas. Assim sendo,  $A_p$  [25,24] é dado como:

$$A_p = \pi d_r (L_1 - t_f N_f L_1) N_t \quad (7.39)$$

A área total das aletas,  $A_f$ , [24,25] é composta pela área das aletas e pela área das bordas dianteiras e traseiras, dado como:

$$A_f = 2 \left[ \frac{L_2 L_3 - \pi d_r^2 N_f}{4} \right] N_f L_1 + 2 L_3 t_f N_f L_1 \quad (7.40)$$

A área total de troca de calor é soma das duas anteriores:

$$A = A_p + A_f \quad (7.41)$$

A área mínima de fluxo para um arranjo de tubos alinhados, é a área para um tubo,  $\pi d_0 L_1 N_t$ , menos a área bloqueada pela aleta [24,25], logo:

$$A_0 = [(P_t - d_r) L_1 - (P_t - d_r) t_f N_f L_1] \left( \frac{L_3}{P_t} \right) \quad (7.42)$$

A área mínima para perda de pressão, determinado pela entrada e saída, razão de contração e expansão,  $\sigma'$ , é necessária devido as bordas de aletas de ponta e de arrasto [24,25]. É dada por:

$$\sigma' = \frac{(L_3 L_1 - L_3 t_f N_f L_1)}{L_3 L_1} \quad (7.43)$$

A correlação escolhida para determinarmos o coeficiente de troca de calor do ar pelas aletas foi sugerida por Mc Quiston [27] e é aplicável para trocadores tubo aletados com quatro linhas de tubos, assim sendo, a equação fica:

$$J_4 = 0.0014 + 0.2618 Re_d^{-0.4} \left( \frac{A}{A_t} \right)^{-0.15} \quad (7.44)$$

Onde  $\frac{A}{A_t}$  é a razão entre a área total e dos tubos, e os parâmetros são:

$$P_l, P_t = 1 - 2 \text{ in}$$

$$d_0 = \frac{3}{8} - \frac{5}{8} \text{ in}$$

$$\text{Espaço entre tubos} = 1 - 2 \text{ in}$$

$$N_f = 4 - 14 \frac{\text{aleta}}{\text{in}}$$

$$t_f = 0,006 - 0,010 \text{ in}$$



Com os valores já calculados de  $G, C_p, P_r$ , e  $j$  é possível calcular o valor do coeficiente de troca de calor do ar através das aletas[23].

$$h = jG C_p P_r^{-\frac{2}{3}} \quad (7.45)$$

A eficiência de uma aleta é [20]:

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (7.46)$$

E a efetividade global da superfície [20]:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (7.47)$$

A diferença entre as pressões na entrada e na saída para um fluxo normal através do banco de tubos, é fornecida por Kays e London [28]:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[ f \frac{A_t}{A_{mim}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) \right] \quad (7.48)$$

Onde

$$\sigma = \frac{A_{mim}}{A_{fr}} = \frac{\text{(mínima área de fluxo livre)}}{\text{área frontal}} \quad (7.49)$$

$$\frac{A_t}{A_{mim}} = \frac{4L}{D_h} = \frac{\text{área total de troca de calor}}{\text{área mínima de fluxo}} \quad (7.50)$$

$$G = \frac{\rho u_\infty A_{fr}}{A_{min}} = \frac{\rho u_\infty}{\sigma} \quad (7.51)$$

Nesta última equação,  $\rho$  é a densidade média avaliada na temperatura média entre entrada e saída do condensador. O fator de fricção pode ser encontrado tabelado em gráficos para alguns trocadores de calor tubo aletados. Usaremos o fator de fricção segundo Gray e Webb [29], conforme segue:

$$f_f = 0.508 Re_d^{-0.521} \left( \frac{P_t}{d_0} \right)^{1.318} \quad (7.52)$$

No lado dos tubos [1], onde flui o refrigerante através do condensador, consideraremos a correlação de Shah [30], onde o fluxo é em sua maior parte anular com distribuição de filme uniforme. Assim sendo segue a equação:

$$Nu = Nu_{lo}[(1 - x)^{0,8} + \frac{3.8x^{0.76}(1 - x)^{0.04}}{Pr^{0.38}}] \quad (7.53)$$

Onde

$$Pr = \frac{p}{p_c} \quad (7.54)$$

$$Nu_{lo} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (7.55)$$

$$Re_l = \frac{GD}{\mu_l} \quad (7.56)$$

Onde os subscritos  $l$  e  $lo$  representam zero título,  $x$ , de vapor, ou seja, são avaliados apenas na fase líquida. Na equação 7.53, com auxílio do EES, podemos integrá-la e extrair seu valor para uma gama de título que vai de 0 a 1 conforme apresentado nos parâmetros abaixo, cujos intervalos são característicos da correlação.

$$0.002 < pr < 0.44$$

$$0 < x < 1$$

$$10.8 \frac{kg}{(m^2s)} < G < 1599 \frac{kg}{(m^2s)}$$

$$Re_l > 350$$

$$Pr_l > 0,5$$

O coeficiente de troca de calor pelo fluido refrigerante nos tubos é [20]:

$$h = \frac{Nuk}{d_i} \quad (7.57)$$

Onde o Nusselt,  $Nu$ , é o calculado da equação 7.53,  $k$  é a condutividade do fluido refrigerante e  $d_i$ , é o diâmetro interno no tubo.

Para queda de pressão nos tubos para o condensador assume-se a mesma correlação utilizada no evaporador, em que é contabilizado um gradiente de momento de pressão pela aceleração do fluxo, normalmente causado pela evaporação ou condensação do vapor e as equações são 7.33 e 7.34.

O coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , para o condensador de aletas planas contínuas em tubos circulares segue:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h_f A_f)} + \frac{1}{(\eta_o h_q A_q)} \quad (7.58)$$

Em que foi considerada parede limpa, sem resistência devido a formação de incrustações, e sem resistência condutiva na parede [7].

## 8 Resultados

Com o auxílio das tabelas a seguir, será possível avaliar a resposta de alguns parâmetros após a substituição do fluido refrigerante base R-410A pelo alternativo R32. Inicialmente serão demonstrados os dados dimensionais de entrada para o evaporador tubo carcaça, passando água na carcaça. Esses dados foram trabalhados na intenção de se obter resultados dimensionais e termodinâmicos coerentes com a realidade ou o mais próximo, através do programa EES. Após escolha dos dados de entrada, cujos valores dimensionais são idênticos intencionalmente para os dois refrigerantes, é possível fazer análise de todas as outras variáveis funções desses dados de entrada e já demonstradas no item 7.1.1.

Os dados termodinâmicos dos refrigerantes no evaporador se encontram no item 4 nas etapas 7 e 8 do ciclo, demonstrado na tabela 4.1 e 4.2 e a vazão mássica na tabela abaixo. Os dados da água são as temperaturas de entrada e saída e a vazão mássica.

Tabela 8.1: Temperaturas e vazão mássica dos fluídos no evaporador [32].

Fluidos	T[°C] entrada	T[°C] saída	$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
Água (caso R-410A)	11.74	6.98	0.4586
Água (caso R-32)	11.47	7	0.4586
R-410A	4.9	5	0.0525
R_32	2.4	2.8	0.0525

As características termodinâmicas da água necessárias ao dimensionamento foram calculadas pelo ESS.

Tabela 8.2: Dados variáveis de entrada dimensionais do evaporador.

$D_s$ , Diâmetro da carcaça [m]	$d_o$ , Diâmetro externo do tubo [m]
0,2540	0,0254

Variando apenas os dois parâmetros acima, foi possível determinar as principais variáveis de interesse no projeto do evaporador, conforme processo descrito

no item 7.1.1. As duas dimensões acima foram pré-estabelecidas considerando tanto o fluido base quanto o alternativo. As demais dimensões cujos valores não variam para os dois fluídos segue abaixo:

Tabela 8.3: Dimensões de componentes internos do evaporador tubo e carcaça.

Dimensões	Símbolo	Valor	Unidade
Passo dos tubos	$P_t$	0.03175	m
Espaço entre defletores	B	0.1016	m
Diâmetro interno tubo	$d_i$	0.02117	m
Área seção transversal tubo	$A_c$	0.00035	m <sup>2</sup>
Área seção fictícia	$A_s$	0,0052	m <sup>2</sup>
Área seção n° tubos por passe	$A_r$	0.0189	m <sup>2</sup>
Diâmetro equivalente	$D_e$	0,01836	m
Número de tubos	$N_t$	53	-
Espaçamento entre paredes externas dos tubos	C	0.006	m

Comparando agora os dados da água na carcaça interagindo com R-32 e o R-410A:

Tabela 8.4: Parâmetros da água associado ao fluído refrigerante no evaporador.

Fluido	$G$ , Velocidade fluxo mássico $\left[\frac{\text{kgm}^2}{\text{s}}\right]$	$R_e$ , Reinoulds	$h_0$ , Coeficiente de troca de calor $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{k}}\right]$	$\Delta P$ , Queda de pressão [kPa]
Água/R-410A	88.85	1873	1463	52.6
Água/R-32	88.85	1867	1462	50.2
<b>Variação (%)</b>	-	<b>0.3</b>	<b>0.06</b>	<b>4.7</b>

Observamos que não há mudanças significativas nos parâmetros da água ao substituir os fluídos refrigerantes, havendo apenas uma ligeira e desprezível alteração no número de Reynolds e no coeficiente de troca de calor. A queda de pressão teve uma variação percentual um pouco maior. Constata-se também que conforme correlação de Mc Adams no item 7.1.1, o número de Reynolds respeita a faixa de validação para essa correlação.

A seguir a análise dos parâmetros dos fluidos refrigerantes que correm nos tubos, bifásico, havendo uma pequena diferença no número de Reynolds, ligeiramente maior para o R-32. Nos coeficientes de transferência de calor ocorreu uma sensível melhora ao substituir o R-410A. A queda de pressão do R-32 foi maior.

Tabela 8.5: Parâmetros dos Fluidos Refrigerantes nos tubos no evaporador.

Parâmetro	Símbolos	R-410A	R-32	Unidades	Variação (%)
Velocidade Fluxo Mássico	$G$ ,	2.778	2.778	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$	-
Reynolds líquido	$Re$	375.4	385.9	-	<b>2.8</b>
Reynolds Vapor	$Re$	5064	5067	-	-
Coeficiente de troca de calor apenas fase líquido	$h_{LO}$	178,1	234.5	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$	<b>31.6</b>
Coeficiente de troca de calor por convecção	$h_{cb}$	166.6	250.4	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$	<b>50</b>
Coeficiente de troca de calor apenas fase vapor	$h_{vo}$	88912	126120	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$	<b>41.8</b>
Coeficiente de troca de calor duas fases	$h_{tp}$	89079	126369	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$	<b>41.8</b>
Queda de pressão	$\Delta P$	34	49.51	kPa	<b>45.6</b>

Resta avaliar o coeficiente global de transferência de calor, a área total de troca de calor e o comprimento dos tubos por passe na carcaça. Entrando com novos valores de diâmetro da carcaça,  $D_s$ , e diâmetro externo dos tubos,  $d_o$ , na tabela 8.2, os valores das variáveis da tabela 8.5 podem ser ajustadas. Importante salientar que ao mudar os dados de entrada, é necessário observar os parâmetros das correlações.

Tabela 8.6: Dimensões finais do evaporador e capacidade total de troca de calor.

Fluidos Refrigerantes	L, Comprimento dos tubos [m]	$A_0$ , Área total de troca de calor [m <sup>2</sup> ]	$U$ , Coeficiente global de troca de calor $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\right]$
R-410A	0.38	1.63	1393
R-32	0.36	1.55	1400
<b>Variação (%)</b>	<b>5.5</b>	<b>5.1</b>	<b>0.5</b>

É possível trabalhar com evaporadores tubo e carcaça de menores dimensões e com melhores coeficientes de troca de calor substituindo o R410A pelo R-32.

No condensador vamos abordar da mesma forma, tabelando os parâmetros de entrada separadamente para facilitar a visualização das variáveis livres.

Tabela 8.7: Temperaturas e vazões mássicas dos fluidos no condensador [32].

Fluido	T [°C] entrada	T[°C] saída	$\dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right]$
Ar (caso R-410A)	30	42.63	1.26
Ar (caso R-32)	29.36	42.55	1.26
R-410A	78.9	33	0.0525
R32	102.7	28.9	0.0525

Tabela 8.8: Dados variáveis de entrada Dimensionais do condensador.

Dimensões	Símbolo	Valor	Unidade
Largura entre cabeçotes	$L_1$	0.3	m
Largura frontal	$L_2$	0.4	m
Altura frontal	$L_3$	0.4	m
Diâmetro externo tubo	$d_0$	0.0095	m
Espessura aleta	$t_f$	0.000254	m
Espessura cabeçote	$T_h$	0.01	m

Tabela 8.9: Dimensões de componentes do condensador com arranjo em linha.

Dimensões	Símbolo	Valor	Unidade
Passo lateral tubos	$P_t$	0.0508	m
Passo longitudinal tubos	$P_l$	0.0508	m
N° aletas por unidade comprimento	$N_f$	165	-
N° linhas de tubos	$N_r$	4	-
N° tubos por linha	$N_l$	8	-
N° de tubos	$N_t$	62	-
Área primária (tubos expostos)	$A_p$	0.53	m <sup>2</sup>
Área secundária (Aletas)	$A_f$	2.81	m <sup>2</sup>
Área total de troca de calor	$A_{ths}$	3.34	m <sup>2</sup>
Área da seção transversal dos tubos	$A_r$	0.00004	m <sup>2</sup>
Área mínima de fluxo livre	$A_0$	0.1	m <sup>2</sup>
Área frontal	$A_{front}$	0.12	m <sup>2</sup>
Razão entre área mínima e área frontal	$\sigma$	0.8	-
Diâmetro hidráulico	$D_h$	0.046	m
Diâmetro interno dos tubos	$d_i$	0.007056	m
Comprimento dos tubos	$L$	0.32	m
Eficiência de uma aleta	$\eta_a$	0.76	-
Eficiência global da superfície	$\eta_0$	0.8	-

Todos os dados da tabela 8.8 são parâmetros de entrada, os demais parâmetros assim como a correlação aplicada no condensador dependem da escolha dessas dimensões, detalhado no item 7.1.2.

Os parâmetros dimensionais das tabelas 8.9 e 8.10 são iguais em relação aos fluidos refrigerantes.

Tabela 8.10: Parâmetros do ar associado ao fluido refrigerante no condensador

Parâmetro	Símbolo	R-410A	R-32	Unidade	Variação (%)
Velocidade mássica do ar	$G_{ar}$	12.94	12.94	$\frac{kg}{m^2s}$	-
Reynolds ar	$Re_{ar}$	28613	28637	-	0.08
Fator de Colburn	$J_4$	0.005	0.005	-	-
Coeficiente de troca de calor do ar	$h_{ar}$	77	77	$\frac{w}{m^2k}$	-
Fator de fricção	$F_f$	0.0219	0.0219	-	-
Queda de pressão	$\Delta P$	0.2042	0.2086	kPa	2.1

Na tabela 8.10, os únicos parâmetros que sofreram variação desprezível ao substituir o fluido refrigerante foram Reynolds e queda de pressão. As características termodinâmicas de cada fluido refrigerante possuem capacidade de influenciar no padrão do fluxo do fluido, ao qual interagem.

Tabela 8.11: Parâmetros dos fluidos refrigerantes nos tubos no condensador.

Parâmetro	Símbolo	R-410A	R-32	Unidade	Variação %
Fluxo mássico	$G_r$	21.86	21.86	$\frac{kg}{m^2s}$	-
Reynolds líquido	$Re_l$	1676	1755	-	<b>4.7</b>
Razão de pressão	$P_{rl}$	0.57	0.51	-	<b>11.7</b>
Coeficiente de troca de calor	$h_r$	395	530	$\frac{w}{m^2k}$	<b>34</b>
Queda de pressão	$\Delta P$	4445	6222	Pa	<b>40</b>



Conforme tabela 8.11, o refrigerante R-32 possui coeficiente de troca de calor semelhante ao R-410A nas mesmas condições dimensionais do condensador. A substituição do R410A proporciona também uma maior queda de pressão no condensador.

Tabela 8.12: Dimensões Finais do condensador e capacidade total de troca de calor

<b>Fluido refrigerante</b>	<b>L, Comprimento dos tubos [m]</b>	<b>Nº Aletas</b>	<b>Nº Tubos</b>	<b>A<sub>ths</sub>, Área total de troca de calor [m<sup>2</sup>]</b>	<b>U, Coeficiente global de troca de calor <math>\left[\frac{W}{m^2K}\right]</math></b>
R-410A	0.32	165	62	3.34	1077
R-32	0.32	165	62	3.34	1076
<b>Variação %</b>	-	-	-	-	<b>0.1</b>

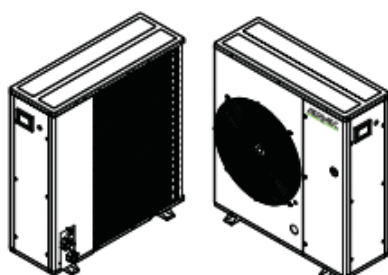
Os resultados no condensador indicam que as substituições dos fluidos refrigerantes não interferem significativamente na sua dimensão, porém os coeficientes de troca de calor da tabela 8.10, mostram que o R-32 tem capacidade maior de troca de calor. O coeficiente global de transferência de calor não se altera significativamente conforme tabela 8.11.

## 9 Conclusões e Considerações Finais

A taxa de transferência de calor é certamente uma das características mais relevantes no dimensionamento de trocadores em um sistema de refrigeração. As equações através das correlações selecionadas, demonstram que esses equipamentos devem ter a capacidade de transferir calor entre dois fluidos a uma taxa que possibilite o alcance das temperaturas de forma desejável a uma dada vazão mássica.

A abordagem do dimensionamento proposto, não garante que os resultados coincidam completamente com os dados fornecidos pelo relatório da AHRI, devido à dificuldade que o fenômeno de transmissão de calor aliado a mecânica dos fluidos e também a termodinâmica, impõe quando se trata da aplicação e desenvolvimento de equações empíricas, que podem gerar erros na determinação dos coeficientes, prejudicando assim a modelagem.

Apenas com uma breve pesquisa, foi possível concluir que os resultados obtidos no dimensionamento se assemelham com equipamentos existentes no mercado, apresentando os resultados uma boa proximidade. Fazendo uma análise comparativa dimensional através do datasheet do equipamento disponível online pela empresa AERMEC [33] e seguindo o modelo citado pelo relatório da AHRI, ANL040M, conforme descrito na figura abaixo, o ANL040 com versões modificadas representadas pela letra final do modelo, se assemelham, na maior parte de suas configurações, com o modelo do relatório fonte do estudo:

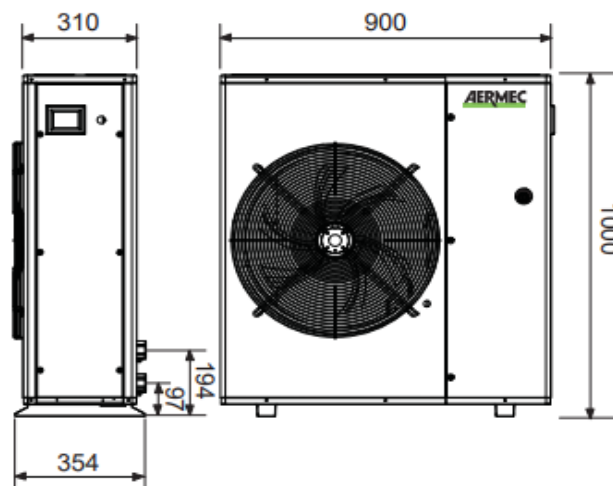


ANL	MOD.	VERS.	WEIGHT	CENTER OF GRAVITY		A	B	C	D	KIT VT
				Gy	Gx					
030	*/H	*	86	183	336	30%	33%	18%	19%	9
030	*/H	P	91	180	327	31%	33%	18%	19%	9
040	*/H	*	86	183	336	30%	33%	18%	19%	9
040	*/H	P	91	180	327	31%	33%	18%	19%	9

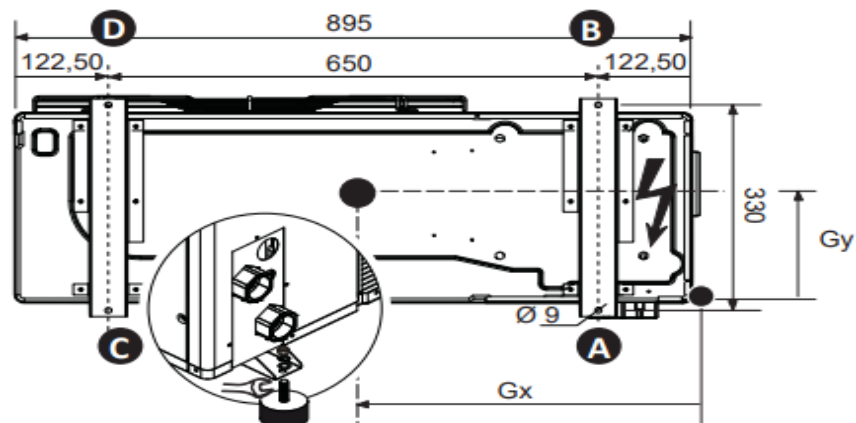
Figura 9.1: Modelo do equipamento utilizado pela AHRI. [33]

É possível observar que, de acordo com as dimensões fornecidas pelo datasheet da empresa, as dimensões alcançadas no projeto e demonstradas nas tabelas da seção 8, torna-se viável a montagem dos componentes do sistema de refrigeração proposto dentro do equipamento da empresa AERMEC conforme figuras a seguir:

a)



b)



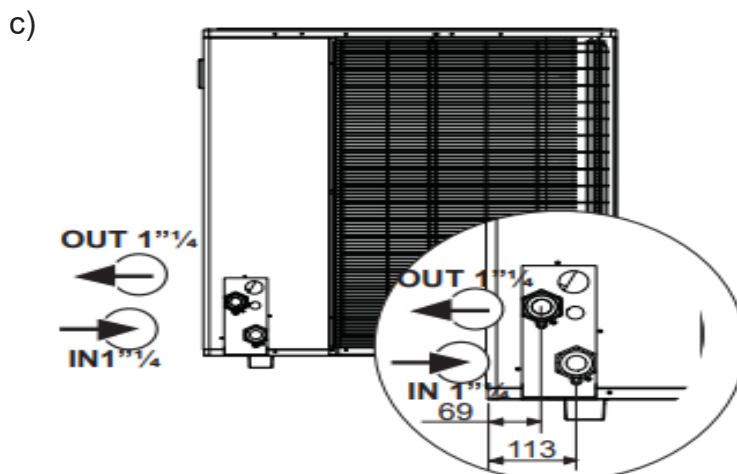


Figura 9.2: Dimensões do equipamento usado nos testes da AHRI: a) vista frontal e lateral; b) vista inferior, base; c) Parte traseira do equipamento. [33].

As dimensões do equipamento da empresa AERMEC, com aproximadamente um metro quadrado de área frontal e 0.35 metros de largura, nos indicam que os componentes podem ser utilizados em aplicações de projetos para as quais foram dimensionados.

O parâmetro com maior variação quando se substituiu o refrigerante R-410A pelo R-32 é o coeficiente de troca de calor, havendo uma melhoria significativa ao rodar o R-32 no sistema que apresentou maiores coeficientes na fase bifásica dos fluídos, porém sutil quando se trata de coeficiente global de transferência de calor, não apresentando grandes melhorias. Não houve vantagens quanto à dimensão dos componentes comparativamente entre os refrigerantes, com uma variação percentual em torno de 5% nas dimensões finais do evaporador conforme tabela 8.6 e no condensador as dimensões e coeficientes são iguais de acordo com tabela 8.12, aplicando-se as correlações do item 7.

A pequena vazão mássica dos fluidos pode estar favorecendo a pequena diferença nos resultados, dificultando também o enquadramento nas correlações.

Algumas características do R-32, comprovadamente testado no mercado através de empresas do ramo, como Pressão de saturação semelhante ao R410A, o que facilita a substituição dos refrigerantes no mesmo sistema, maior capacidade volumétrica de refrigeração, temperatura crítica maior, o que resulta num melhor COP, e maior densidade, logo menores quantidades de carga, reduzindo ainda mais os

impactos climáticos, são motivos importantes que tornam a substituição do R-410A pelo R-32 bastante favorável [7].

Portanto algumas mudanças podem ser tomadas para que se possa tentar novos resultados, como a utilização de novas correlações por exemplo. Apesar de sutil a diferença nos resultados entre os dois fluidos, ainda assim podemos afirmar que o R-32 possui melhores resultados e pode, sim, substituir o R-410A.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Portal A Origem das Coisas. Disponível em: <<http://www.origemdascoisas.com/a-origem-da-refrigeracao/>>. Acesso em 5 de abril de 2017.

[2] Portal ecycle. Disponível em <<http://www.ecycle.com.br/component/content/article/63/3210-camada-de-ozonio-funcoes-importancia-e-como-ocorre-degradacao.html>>. Acesso em 20 de junho de 2017. 1.3

[3] Portal camada de ozônio. Disponível em <<http://camada-de-ozonio.info/protocolo-de-montreal.html>>. Acessado em 20 de junho de 2017. 1.3

[4] Portal chemours. Disponível em:<[https://www.chemours.com/Refrigerants/pt\\_BR/news\\_events/news/ed24\\_noticias\\_1.html](https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/news_events/news/ed24_noticias_1.html)>. Acesso em 20 junho de 2017.

[5] Portal Univasf, Refrigerantes. Disponível em:<<http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/REFRIGERANTES.pdf>>. Acesso em 25 de maio de 2017.

[6] Portal SWGE, Mercofrio 2014, 9º Congresso de internacional de Ar condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação. Disponível em: <<http://www.swge.inf.br/mercofrío2014/anais/PDF/MF2014-0017.pdf>>. Acesso em 20 de maio de 2017.

[7] Portal Refrigeration and Air Conditioning. Disponível em: <<http://www.refrigerationandairconditioning.danfoss.com.br/refrigerants/r32/#/>> Acesso em 10 de maio de 2017.

[8] Portal Tecnogera. Disponível em:<<http://www.tecnogera.com.br/blog/o-que-e-um-sistema-de-refrigeracao-chiller/>>. Acesso em 23 de abril de 2017.

[9]Portal Ageradora. Disponível em: <<http://www.ageradora.com.br/o-que-e-chiller-e-quais-seus-beneficios/>>. Acesso em 23 de abril de 2017.

[10]Portal ebah, Compressores, Condensadores e evaporadores. Disponível em:<<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAssYAF/compressores-condensadores-evaporadores?part=2>>. Acesso em 23 de abril de 2017.

[11]Portal Professor Unisinos, Refrigeração. Disponível em:<<http://www.professor.unisinos.br/mhmac/refrigeração/dispositexp.pdf>>. Acesso em 23 de abril de 2017.

[12]Portal Wbraga, Termodinâmica. Disponível em:< <http://wbraga.usuários.rdc.puc-rio.br/termo/trmo/termo18.htm>>. Acessado em 15 de abril de 2017.

[13]KAKAÇ, S., LIU, H., PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection,Rating, and Thermal Design.Third Edition**. Boca Raton, FL:CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, 607 páginas.

[14]McAdams, W. H., Heat Transmission,1954. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection,Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL:CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.388.

[15]Chen,J.C., **A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow**,1990. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection,Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL:CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.336.

[16]Kandlikar, S.S., A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal e vertical tubes, 1990. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection,Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL:CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.336.

[17]Wright, R.M., Downflow Forced Convection Boiling to Water Forced Through a Uniformly Heated tube, 1961. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers:**

**Selection, Rating, and Thermal Design.** Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.337.

[18] Shah, M. M., **A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes**, 1976. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design.** Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.337,338.

[19] Smith, R.A., **Vaporisers: Selection Design and Operation**, 1976. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design.** Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.339

[20] INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 7ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014, 672 páginas.

[21] ASHRAE, **Ashrae Handbook – Fundamentals**, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 2009.

[22] Rouhani, Z. and E. Axelsson. **Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions**, 1970. In: ASHRAE, **Ashrae Handbook – Fundamentals**, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 2009, p.5.11.

[23] THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook.** 2°ed. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2013, 1187 páginas

[24] Shah, R. K., **Compact heat exchanger surface selection, optimization, and computer aided thermal design, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers (S. Kakaç, R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds.)**, 1983. In: THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook.** Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2013, p.238-240.



- [25]Shah, R. K., **Surface geometrical properties—Tube-fin heat exchangers**,1993. In:THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook**. Boca Raton,FL: CRC Press,Taylor e Francis Group, 2013, p.238-240
- [26]Kays, W. M. and London, A. L., **Compact Heat Exchangers**, 1984. In: THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook**. Boca Raton,FL: CRC Press,Taylor e Francis Group, 2013, p.235.
- [27]McQuiston, F. C., **Finned tube heat exchangers-State of the art for the air side, Trans**, 1981. In:THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook**. Boca Raton,FL: CRC Press,Taylor e Francis Group, 2013, p.254.
- [28]Kays, W. M. and London, A. L., **Pressure Drop Compact Heat Exchangers**, 1984. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection,Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.441.
- [29]Gray, D. L. and Webb, R. L., **Heat transfer and friction correlations for plate fin and tube heat exchangers having plain fins, Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference**, 1986. In:THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook**. Boca Raton,FL: CRC Press,Taylor e Francis Group, 2013, p.252-253.
- [30]Shah, M.M. **A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes**, 1979. In: ASHRAE, **Ashrae Handbook – Fundamentals**, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 2009, p.5.8.
- [31]Shah, R. K., **Compact heat exchangers, in Handbook of Heat Transfer Applications**, 1985.In: THULUKKANAM, KUPPAN. **Heat Exchanger Design Handbook**. Boca Raton,FL: CRC Press,Taylor e Francis Group, 2013, p.233.
- [32]AHRI, **System Drop-in Test of Refrigerants R32 in a Water Chiller**, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, Low-Gwp Arep, Arlington, 2015.

[33]Portal Aermec. Disponível em:<  
[https://planetaklimata.com.ua/instr/Aermec/Aermec\\_ANL\\_Technical\\_Installation\\_Manual\\_Eng.pdf](https://planetaklimata.com.ua/instr/Aermec/Aermec_ANL_Technical_Installation_Manual_Eng.pdf)>. Acesso em 20 abril de 2017.

[34]Portal wikipedia. Disponível em: <[http://pt.wikipedia.org/wiki/ciclo de refrigera%C3%A7%C3%A3o](http://pt.wikipedia.org/wiki/ciclo_de_refrigera%C3%A7%C3%A3o)>. Acesso em 5 de maio de 2017.

## **Apêndice**

### **Ciclos de Refrigeração**

- Por Compressão a Vapor;
- Por Absorção de Vapor;
- Ciclo de Gás; e
- Ciclo Stirling

### **Compressão a Vapor**

Tomaremos o início deste ciclo pela entrada do fluido refrigerante sob a forma de vapor no compressor, onde será comprimido, deixando o compressor superaquecido a uma entropia constante em direção ao condensador. Esse vapor primeiramente arrefece através do condensador, subtraindo o superaquecimento e posteriormente se condensa, transformando-se em líquido após a retirada do calor residual, ocorrendo a pressão e temperatura constantes. Na sequência o líquido refrigerante deixa o condensador e vai em direção a válvula de expansão ocorrendo assim uma diminuição acentuada da pressão, ocasionando sua evaporação parcial e a auto refrigeração de menos da metade do líquido. Portanto temos nesse momento uma mistura de vapor e líquido com pressão e temperaturas reduzidas, que ao cruzar a serpentina do evaporador, se torna vapor novamente por completo, arrefecendo assim o ar que atravessa a serpentina por intermédio de um ventilador e assim o ciclo se reinicia no compressor novamente.

Na realidade não é bem assim que ocorre, pois teríamos que considerar outros efeitos como o fluido refrigerante não ser o de um gás ideal, temos perdas de pressão internamente devido o atrito além de irreversibilidade termodinâmica na compressão, mesmo que pequena. O ciclo de vapor que detalhamos acima leva em consideração uma compressão de vapor ideal e é o ciclo que trabalhamos no funcionamento do projeto.

## **Ciclo absorção de calor**

O único fato que diferencia o ciclo de absorção do ciclo de compressão, é a dinâmica de como fazer subir a pressão do vapor refrigerante. O compressor é trocado por um absorvedor que dissolve o refrigerante num líquido adequado, uma bomba que sobe a pressão do líquido e também um gerador, que afasta o vapor refrigerante do líquido a alta pressão. O trabalho realizado pela bomba é bem menor que o necessário pelo compressor para uma certa quantidade de refrigerante. Os fluidos mais utilizados são amônia como refrigerante e água como absorvente ou água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente.

Como o ciclo por absorção tem um coeficiente de desempenho muito inferior ao ciclo a vapor, cerca de um quinto, conseqüentemente foram caindo em desuso. Sua popularização é datada do início do século XX.

## **Ciclo de gás**

O ciclo de gás trabalha num ciclo Brayton inverso, ao invés de sobre um Rankine inverso, logo se torna um ciclo com menor eficiência em relação ao de compressão a vapor. O fluido não recebe e também não rejeita calor a temperatura constante, o efeito da refrigeração é igual ao produto do calor específico do gás e à subida de temperatura do gás no lado de baixa temperatura, portanto para a mesma carga de arrefecimento o ciclo a gás vai precisar de maior caudal mássico, volumoso. Consiste em utilizar um gás que é comprimido e expandido sem haver mudança de fase e o fluido mais utilizado é o ar.

Uma grande aplicação desse sistema, são os aviões a jato, pois existe ar comprimido disponível proveniente dos módulos de compressão dos reatores. Já sua aplicação terrestre se torna pouco viável devido o maior volume e menor eficiência.

## **Ciclo Stirling**

Sua característica mais importante é a não alteração do estado do fluido no ciclo, em contrapartida os demais ciclos se veem obrigados e limitados a operar sujeitos a gamas precisas de temperaturas e são estabelecidos pelo tipo de fluido utilizado, possuindo seu melhor funcionamento a temperaturas próximas a da evaporação do fluido. O ciclo Stirling acontece mediante início e manutenção de condições estáveis, de maneira que em uma região definida do dispositivo que gera o

ciclo, o fluido se encontre em expansão e logo após, resfriado e em outra região esteja em compressão e na sequência aquecido. O efeito frigorífico é provocado pela parte aquecida que extrai calor e a parte arrefecida que extrai calor do ambiente externo.

O ciclo Stirling é igualmente eficiente a todas temperaturas e utiliza sempre o mesmo fluido, porém gasoso com as temperaturas de operação. Em situações em que as temperaturas são muito baixas, podem ser utilizados como fluidos o hélio ou o hidrogênio. Pode ser usado a temperaturas mínimas e produzir fluidos externos (gases liquefeitos) a temperaturas de quase zero absoluto, logo é o único indicado para temperaturas muito baixas.