

# **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

## **DESENVOLVIMENTO DE PLATAFORMA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DE PROJETOS DE TUBULAÇÕES FRIGORÍGENAS**

Por

**Fábio Neves Rocha, 10/44672**

**Brasília, 21 de Agosto de 2015.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# DESENVOLVIMENTO DE PLATAFORMA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DE PROJETOS DE TUBULAÇÕES FRIGORÍGENAS

POR

**Fábio Neves Rocha**, 10/44672

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM  
(Orientador)

Prof. Antônio Francisco Parentes Fortes, UnB/  
ENM

Prof. Armando Azevedo Caldeira Pires, UnB/  
ENM

Brasília, 21 de Agosto de 2015

---

## **RESUMO**

O presente trabalho possui o intuito de fornecer uma metodologia para análise de tubulações de transporte de fluido refrigerante. A finalidade principal de tal metodologia é atuar como ferramenta para avaliar a adequação de um projeto de tubulação segundo as normas ASHRAE, utilizada para dimensionamento do transporte de refrigerante. Ao fim da análise a ferramenta oferece recomendações de diâmetro e subresfriamento, bem como um relatório dos fatores relativos ao desempenho do projeto como consumo adicional de energia, perda de capacidade, potência isoentrópica necessária, propriedades termodinâmicas e estimativa de custos.

---

## **ABSTRACT**

The present work has the purpose of providing a methodology for analysis of refrigerant piping. The main goal of this methodology is to serve as a tool to evaluate the adequacy of the piping project according to ASHRAE standards related to refrigerant pipe sizing. At the end of the analysis the program offers recommendations regarding diameter sizing and subcooling, as well as a report of performance factors such as, additional energy consumption, capacity loss, isentropic compressing power, thermodynamic properties and cost estimation.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	O TEMA EM ESTUDO	1
1.2	ESTADO DA ARTE	3
1.2.1	Plataformas de análise de Tubulações frigorígenas	3
1.3	OBJETIVOS	3
1.4	METODOLOGIA	4
1.5	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
1.5.1	Introdução	4
1.5.2	Fundamentação teórica	4
1.5.3	Metodologia de dimensionamento de tubulações frigorígenas	5
1.5.4	Exemplo de aplicação	5
1.5.5	Conclusão e propostas para trabalhos futuros	5
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>6</b>
2.1	TIPOS DE EXPANSÃO	6
2.2	COMPONENTES DE REFRIGERAÇÃO	6
2.3	TIPOS DE CONDENSAÇÃO	8
2.4	TIPOS DE INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO	9
2.4.1	Split Hi-Wall	9
2.4.2	Sistemas Multi-Split	10
2.4.3	Split-Cassete	11
2.4.4	Self-Contained	12
2.4.5	Ar condicionado de janela	13
2.5	TUBULAÇÕES FRIGORÍGENAS	14
2.5.1	Características Básicas	14
2.5.2	Materiais construtivos	15
2.5.3	Linha de sucção	16
2.5.4	Linha líquida	16
2.5.5	Desnível entre condensadora e evaporadora	17
2.6	PERDA DE CARGA	18
2.6.1	Cálculo da perda de carga	20
2.6.2	Perda de carga em tubulações frigorígenas	23
2.6.3	Perda de carga em linhas líquidas	23
2.6.4	Perda de carga em linhas de sucção	24
2.6.5	Circulação de óleo	24
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA</b>	<b>26</b>
3.1	VARIÁVEIS NECESSÁRIAS	26
3.2	DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS DE ENTRADA	27
3.3	COMPRIMENTO EQUIVALENTE	27
3.4	DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DE LINHAS DE SUCCÃO E LÍQUIDA	28
3.5	DIMENSIONAMENTO RELATIVO AO TRANSPORTE DE ÓLEO	29
3.6	DETERMINAÇÃO DO SUBRESFRIAMENTO	30
3.7	VAZÃO E VELOCIDADE DE ESCOAMENTO DO FLUIDO REFRIGERANTE	30
3.8	VELOCIDADES DAS LINHAS DE REFRIGERANTE	31
3.9	POTÊNCIA DO COMPRESSOR E COEFICIENTE DE PERFORMANCE	31
3.10	ESTIMATIVA DE CUSTOS	32
3.11	RESUMO DA METODOLOGIA	33
<b>4</b>	<b>DESCRIÇÃO DO PROGRAMA</b>	<b>34</b>
4.1	ENTRADA DE DADOS	34
4.2	APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS	36
<b>5</b>	<b>APLICAÇÃO DA METODOLOGIA</b>	<b>38</b>

5.1	DADOS DE ENTRADA .....	38
5.2	DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES .....	39
5.2.1	Capacidade de refrigeração das linhas.....	39
5.2.2	Dimensionamento da linha de sucção.....	40
5.2.3	Velocidades Mínima e Máxima .....	41
5.2.4	Perda de carga nas evaporadoras .....	42
5.2.5	Linha líquida .....	42
5.3	POTÊNCIA ISOENTRÓPICA DO COMPRESSOR E COEFICIENTE DE PERFORMANCE .....	43
5.4	RESULTADOS OBTIDOS PELO USO DO SOFTWARE .....	44
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS.....</b>	<b>45</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>46</b>

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1-1 Perfil de consumo de energia elétrica em prédios públicos, (MAGALHÃES, 2007) .....	2
Figura 2.2-1 Esquema de componentes de ar condicionado, (Pimenta, 2008). ....	6
Figura 2.2-2 Representação do Evaporador no diagrama P <sub>xh</sub> , Wikipédia Refrigeração .....	7
Figura 2.2-3 Representação do compressor no diagrama P <sub>xh</sub> ,Wikipédia Refrigeração .....	7
Figura 2.2-4 Representação do condensador no diagrama P <sub>xh</sub> ,Wikipédia Refrigeração .....	8
Figura 2.4-1 Exemplo de ar condicionado split-Hi wall, website LGE .....	10
Figura 2.4-2 Sistema Multi-Split, website LGE .....	10
Figura 2.4-3 Sistema multi-split diversos ambientes, website delfrigenarcondicionado .....	11
Figura 2.4-4 Sistema Split-Cassete, Website LGE .....	12
Figura 2.4-5 Aparelho Self-Contained, website webarcondicionado .....	13
Figura 2.4-6 Ar condicionado de janela (WRAC), website CCAA Carrier .....	13
Figura 2.4-7 Distribuição dos tipos de ar condicionado, (ABRAVA, 2012) .....	14
Figura 2.5-1 Tubulações de sucção e líquido, website refrigeração .....	15
Figura 2.5-2 Desnível entre condensadora e evaporadora, Manual Carrier .....	17
Figura 2.5-3 Comprimento equivalente introduzido quando refrigerante escoar por um desnível, Catálogo Hitachi Split Hi-Wall .....	18
Figura 2.5-4 Gráfico para a obtenção do fator de correção da capacidade de refrigeração, Catálogo Hitachi Split Hi-Wall.....	18
Figura 2.6-1 - Diagrama de Moody, (TELLES, 1999).....	22
Figura 3.10-1. Gráfico de estimativa de custos de tubo de cobre classe E por metro, obtida por regressão linear.....	32
Figura 3.11-1 Fluxograma da metodologia aplicada. ....	33
Figura 4.1-1 Região de desenho e traçado da tubulação. ....	34
Figura 4.1-2 Menu de desenho de trechos. ....	35
Figura 4.1-3 Exemplo do desenho de traçado de tubulações .....	35
Figura 4.1-4 Menu de dados de entrada. ....	35
Figura 4.1-5 Apresentação dos resultados das evaporadoras.....	36
Figura 4.1-6 Apresentação dos resultados das tubulações.....	36
Figura 4.1-7 Apresentação dos resultados de uma evaporadora específica .....	37
Figura 5.1-1 Traçado de um sistema de refrigeração, exemplo de um edifício de 6 andares. .....	38
Figura 5.4-1 Resultados referente às evaporadoras.....	44
Figura 5.4-2 Potência isoentrópica calculada pelo programa .....	44

# LISTA DE TABELAS

Tabela 2.6-1 Valores de rugosidade absoluta para cobre e aço, (STOECKER e JONES, 2002) .....	22
Tabela 2.6-2 Efeito aproximado da perda de carga na capacidade de compressão e gasto de energia em linhas de gás R-22, (ASHRAE, 2010) .....	23
Tabela 3.1-1. Variáveis no dimensionamento de tubulações .....	26
Tabela 3.3-1. Comprimento equivalente para curvas de tubulação, modificado (ASHRAE, 2010) .....	27
Tabela 3.4-1. Dados do refrigerante R.22, (ASHRAE, 2010) .....	28
Tabela 3.4-2. Fatores de correção para diferentes temperaturas de condensação, Modificado de (ASHRAE, 2010) .....	29
Tabela 3.5-1. Mínima capacidade de refrigeração para transporte de óleo em linha de sucção ascendente, (ASHRAE, 2010).....	29
Tabela 3.8-1. Velocidades de tubulação de gás, modificado de (ASHRAE, 2010) .....	31
Tabela 5.1-1. Dados de entrada de instalação exemplo. ....	39
Tabela 5.2-1 Capacidade de refrigeração necessária para cada segmento da tubulação. ....	39
Tabela 5.2-2 Comprimento equivalente de cada segmento.....	40
Tabela 5.2-3 Perdas de carga na linha de sucção .....	41
Tabela 5.2-4 Velocidades mínima e máxima da linha de sucção .....	41
Tabela 5.2-5 Perda de carga na linha de sucção para cada evaporadora .....	42
Tabela 5.2-6 Comprimento equivalente e diâmetros da linha líquida .....	42
Tabela 5.2-7 Perdas de carga na linha líquida .....	43
Tabela 5.2-8 Subresfriamento recomendado .....	43
Tabela 5.3-1 Potência de compressão isoentrópica e coeficiente de performance. ....	44

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área	$[m^2]$
$h$	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
$\dot{m}$	vazão mássica	$[kg/s]$
$T$	Temperatura	$[^{\circ}C]$
$P$	Pressão do fluido	$[kPa]$
$V$	Velocidades de escoamento.	$[m/s]$
$H$	Cotas acima de certo plano de referência	$[m]$
$g$	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
$J$	Perda de carga total	$[Pa]$
$\dot{W}$	Potência do compressor	$[kW]$
$C$	Capacidade de Refrigeração do sistema	$[kW]$
$C_0$	Capacidade e Refrigeração tabelada	$[kW]$
$Q$	Vazão do Líquido	$[m^3]$
$\Delta p$	Perda de carga	$[Pa]$
$d$	Diâmetro interno do tubo	$[m]$
$\delta$	Dilatação livre do tubo	$[mm]$
$E$	Módulo de elasticidade do material	$[Pa]$
$S$	Tensão máxima distendida pelo material	$[Pa]$
$\delta_{ni}$	Flecha calculada	$[m]$
$\frac{\Delta T}{L}$	Perda de carga por metro	$[K/m]$
$L_e$	Comprimento equivalente da tubulação	$[m]$
$\Delta T$	Perda de carga em K	$[K]$
$Cr$	Coefficiente de Correção	
$T_{sat}$	Temperatura de saturação	$[^{\circ}C]$
$T_{cond}$	Temperatura de condensação	$[^{\circ}C]$
$\Delta t$	Perda de temperatura por metro	$[K/m]$
$COP$	Coefficiente de Performance	
$\alpha$	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
$\rho$	Densidade	$[m^3/kg]$
$\gamma$	Peso específico	$[kg/m^3]$



*Re* Número de Reynolds

• Variação temporal

## **Siglas**

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASHRAE American Association of Heating Refrigerating and Air Conditioning

NBR Associação Brasileira de Normas Técnicas

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 O TEMA EM ESTUDO

Tubulações em geral são utilizadas para transporte de fluidos ou misturas de fluidos e partículas. Denomina-se "tubulação" o conjunto de tubos e seus diversos acessórios, O uso de tubulações se faz necessário devido ao fato de o ponto de geração ou de armazenagem dos fluidos estar em geral distante do ponto de utilização (TELLES, 2001). No caso de aplicações de ar condicionado e refrigeração os fluidos refrigerantes utilizados escoam em um ciclo retirando calor do ambiente condicionado, as tubulações utilizadas para este tipo de aplicação são denominadas tubulações frigorígenas. O projeto adequado de tais tubulações é essencial para o bom desempenho do sistema de refrigeração. Os tubos e acessórios utilizados no transporte de fluido refrigerante possuem influência direta na eficiência energética, capacidade de refrigeração e custos de aquisição e operação do sistema.

Atualmente existem diversas aplicações de refrigeração e ar condicionado, os profissionais da área utilizam os conceitos de termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos para produzir soluções na indústria de produtos têxteis, no armazenamento e distribuição de alimentos, petroquímicas e refinarias de petróleo entre outras inúmeras aplicações. No entanto pode-se dizer sem dúvida alguma que a aplicação mais difundida consiste no sistema de ar condicionado. Em (ABRAVA, 2012), pesquisas apontam 11% das residências possuem sistema de climatização em seus lares. A própria associação tem atendido inúmeras empresas estrangeiras – Japão, EUA, Itália, Portugal, China e outros países – a fim de conhecer e investir no mercado brasileiro. Segundo (ABRAVA, 2012) atualmente o mercado de ar condicionado brasileiro está entre os dez maiores do mundo, com potencial para grandes crescimentos inclusive provavelmente alcançar uma posição entre os cinco primeiros.

De acordo com (MAGALHÃES, 2007) o consumo de energia elétrica nos prédios públicos possui aproximadamente a seguinte configuração:

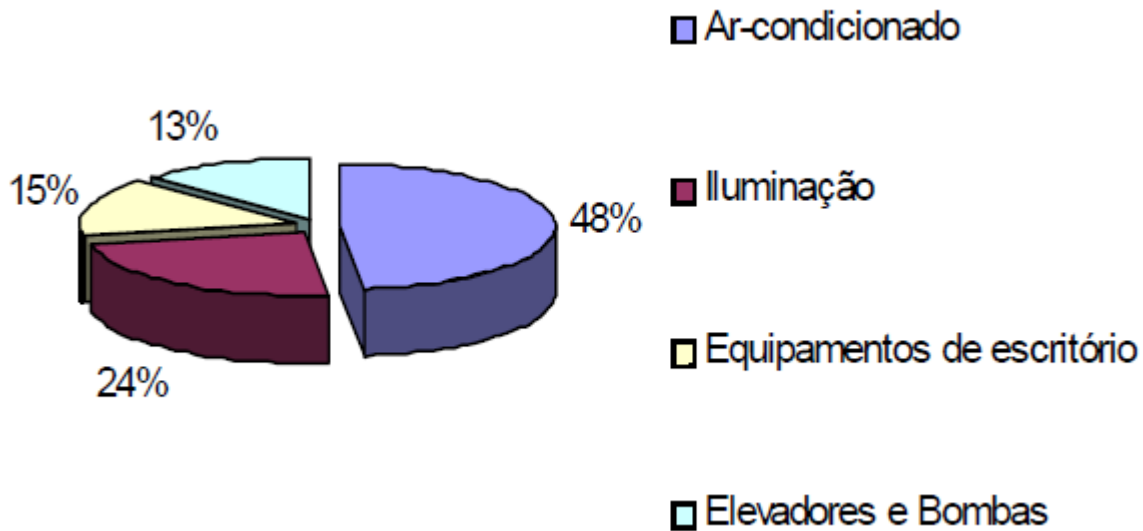


Figura 1.1-1 Perfil de consumo de energia elétrica em prédios públicos, (MAGALHÃES, 2007)

Pode-se assumir então sem grandes equívocos que os aparelhos de ar condicionado representam a maior parcela do consumo de energia em grande parte dos edifícios públicos, representando quase metade do consumo de energia. Portanto o projeto adequado otimizando o consumo energético se faz extremamente necessário. A maioria dos edifícios de grande e médio porte possuem aparelhos ar condicionado do tipo "split" ou outros destinados a aplicações de conforto, desde cômodos de pequeno porte como escritórios ou quartos de hospitais a grandes anfiteatros e salas de reunião destinadas a abrigar grupos de centenas de pessoas. (Stoecker e Jones, 1985). Devido a tal situação ao longo dos anos foram desenvolvidas diversas aplicações de análise de seleção de equipamentos e configurações de projetos de sistemas de ar condicionado, para grande e médio porte. Em todas as aplicações o transporte de energia é realizado por fluidos refrigerantes, os quais se movimentam por tubulações de cobre ou alumínio na maioria dos casos.

As boas práticas a serem adotadas variam de acordo com a aplicação a ser utilizadas, em processos industriais os custos relacionados à eficiência energética e operação são comumente priorizados quando comparados aos custos de aquisição dos equipamentos devido ao fato de que tais instalações geralmente operam de maneira praticamente contínua com raras interrupções, portanto este tipo de instalação geralmente faz uso de tubulações mais robustas dimensionadas para vidas mais longas. Para o caso de residências e aplicações de pequeno porte onde se faz presente os sistemas de ar condicionado de conforto, prioriza-se a otimização do custo do sistema de refrigeração em si.

## 1.2 ESTADO DA ARTE

### 1.2.1 Plataformas de análise de Tubulações frigorígenas

Atualmente existem inúmeros aplicativos e plataformas computacionais com a finalidade de analisar as variáveis e parâmetros de projetos de sistemas de refrigeração e tubulações, tanto para fins industriais como para fins de conforto. De modo geral podem-se classificar os softwares disponíveis no mercado em dois segmentos:

- **Programas de análise de instalações industriais complexas para elevado número de ambientes:**

Este tipo de plataforma computacional é comumente integrado com outros softwares de desenho assistido por computador (CAD) e exige do usuário maior desenvoltura com softwares de engenharia e conhecimentos mais avançados, em alguns casos necessita de mais de um usuário visto que suas aplicações são extremamente abrangentes envolvendo até mesmo os aspectos de elétricos em alguns casos. Exemplos de tais softwares são os programas

- **Programas de análise de ar condicionado de conforto e Data Center:**

As ferramentas disponíveis para análise de sistemas de refrigeração simples se restringem a tarefas bastante específicas, existem programas destinados a definir a potência necessária de acordo com o tamanho do ambiente, número de ocupantes, entre outras variáveis. Outros destinados a estimar a perda de cargas em tubulações baseado em seu comprimento e geometria.

Exemplos destes programas são as plataformas computacionais disponibilizadas pelos próprios fabricantes e revendedoras de aparelhos ou aplicativos de celular. Tais aplicações são bastante limitadas, restringem-se a análise apenas do comprimento equivalente, abordando poucas variáveis. De modo geral o que se faz presente em aplicações residenciais de aparelhos "split" consiste de nada mais do que uma calculadora de Btu's, como o programa "Jubarte" ou o programa "Dufrex" da fabricante Dupont. Em tais aplicativos ignoram-se as influências da tubulação, perdas de carga, análise de custos e dimensões apropriadas.

## 1.3 OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é analisar projetos de tubulações frigorígenas e fornecer recomendações de acordo com as boas práticas de projeto estabelecidas e normas vigentes. A esses objetivos se associam as seguintes metas complementares:

- Recomendação de diâmetro mais adequado da tubulação.
- Avaliação das perdas de carga da tubulação e comparação com valores recomendados pela norma ASHRAE.
- Avaliação da capacidade mínima de transporte de óleo.
- Avaliação da flexibilidade da tubulação para determinadas condições.
- Estimativa de custo da tubulação.

## **1.4 METODOLOGIA**

Para atingir os objetivos previamente apresentados pretende-se seguir a metodologia de projeto de tubulações frigorígenas definida pela "American Society of Heating Ventilation and Air Conditioning" (ASHRAE), órgão principal na definição das normas e boas práticas de projeto de instalações de refrigeração e ar condicionado. Tal metodologia engloba toda a parte de dimensionamento de tubulações do ponto de vista de transporte de fluidos refrigerantes. Pretende-se comparar os resultados obtidos com os recomendados pelas respectivas normas a fim de definir a adequação do projeto.

Os aspectos estruturais serão avaliados pelo método da análise de flexibilidade segundo bibliografias apresentadas na secção referente e a norma ASME B.31. A parte final de relativa ao custo da tubulação consiste em uma pesquisa de custos de aquisição do material e estimativa de custo para as dimensões do projeto apresentado.

## **1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO**

### **1.5.1 Introdução**

Explicação a respeito do tema em estudo e sua relevância em relação à economia, eficiência, desempenho e aspectos econômicos. Descrição do estado da arte referente às ferramentas disponíveis atualmente, objetivos, metodologia e estrutura do trabalho.

### **1.5.2 Fundamentação teórica**

Descrição dos tipos de ar condicionado, seu funcionamento básico e componentes. Explicação sobre tubulações frigorígenas de ar condicionado, bem como considerações a respeito da perda de carga em cada linha de transporte de refrigerante, analisando suas causas, efeitos e consequências.

### **1.5.3 Metodologia de dimensionamento de tubulações frigoríferas**

Esclarecimento detalhado de cada etapa da metodologia utilizada, elaborando sua necessidade e influência no bom desempenho do projeto.

### **1.5.4 Exemplo de aplicação**

Aplicação da metodologia a um exemplo de instalação semelhante aos casos mais comuns.

### **1.5.5 Conclusão e propostas para trabalhos futuros**

Discussão a respeito da importância e grau de abrangência da metodologia desenvolvida e propostas para futuras realizações para aplicação mais abrangente e eficiente.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 TIPOS DE EXPANSÃO

Segundo (CREDER, 2004), sistemas de ar condicionado são divididos em dois tipos:

- **Sistemas de expansão direta:** Quando o condicionador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente, recomendado para aplicações de pequeno e médio porte.

Os sistemas mais populares são os de expansão direta e serão também o foco principal deste estudo, seus principais representantes são os aparelhos de janela, "split" e "self contained" que serão detalhados posteriormente. (CREDER, 2004)

- **Sistemas de expansão indireta:** Quando o condicionador utiliza um meio intermediário para retirar a carga térmica transmitida pelo ar frio ou quente, recomendado para aplicações de grande porte. (CREDER, 2004) .

### 2.2 COMPONENTES DE REFRIGERAÇÃO

O esquema da figura 4.4 demonstra os principais componentes de um aparelho de ar condicionado: compressor, unidade evaporadora, dispositivo de expansão e condensador.

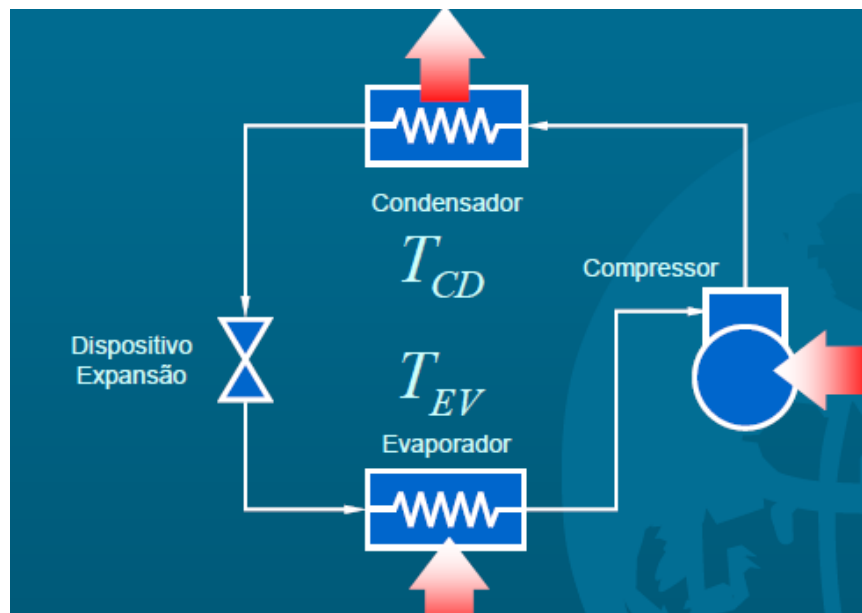


Figura 2.2-1 Esquema de componentes de ar condicionado, (Pimenta, 2008).

- **Evaporador:** Componente responsável por retirar calor do espaço a ser refrigerado, trata-se basicamente de um trocador de calor onde o fluido refrigerante entra na serpentina como uma mistura predominantemente líquida e absorve calor latente e sensível. Ao receber calor, o fluido refrigerante vaporiza-se. A figura 4.2 ilustra a representação no diagrama Pressão-Entalpia.

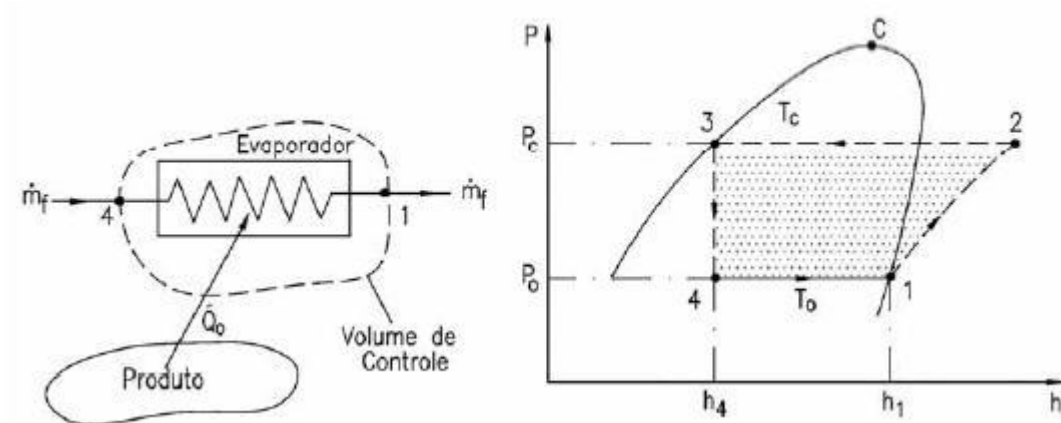


Figura 2.2-2 Representação do Evaporador no diagrama P-h, Wikipédia Refrigeração

$h_4$ = entalpia na entrada do evaporador.

$h_1$ = entalpia na saída do evaporador.

- **Compressor:** Consiste no componente responsável pela transformação de energia mecânica, sua função consiste em promover o escoamento do refrigerante no estado físico de vapor pelo sistema elevando a pressão do escoamento no percurso entre evaporador e condensador. A figura 4.3 ilustra a representação no diagrama Pressão-Entalpia.

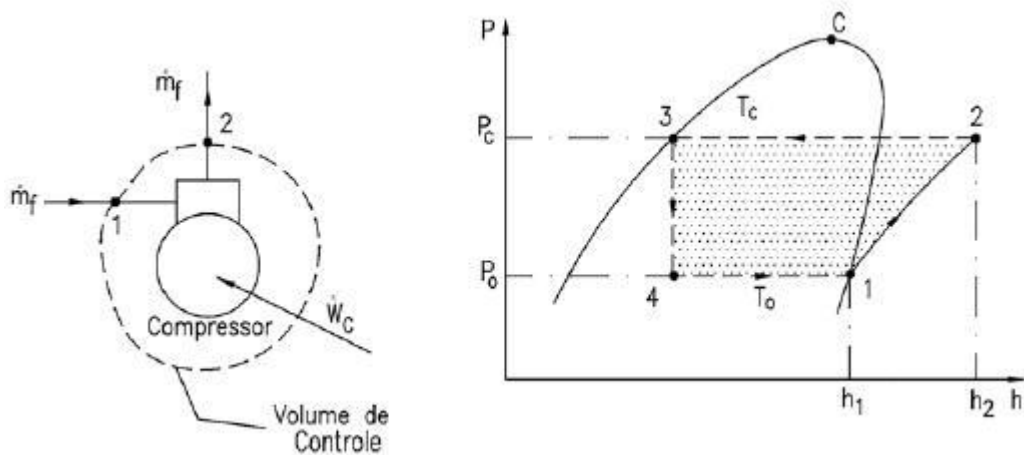


Figura 2.2-3 Representação do compressor no diagrama P-h, Wikipédia Refrigeração



$h_1$ = entalpia na entrada do compressor.

$h_2$ =entalpia na saída do compressor.

- **Condensador:** Componente responsável por dissipar o calor recebido pelo espaço refrigerado para o ambiente externo, da mesma forma que o evaporador consiste basicamente de um trocador de calor. O fluido refrigerante entra no condensador no estado de vapor e perde calor latente em seu interior, deixando o condensador na forma de líquido saturado ou comprimido. A figura 4.4 ilustra a representação no diagrama Pressão-Entalpia:

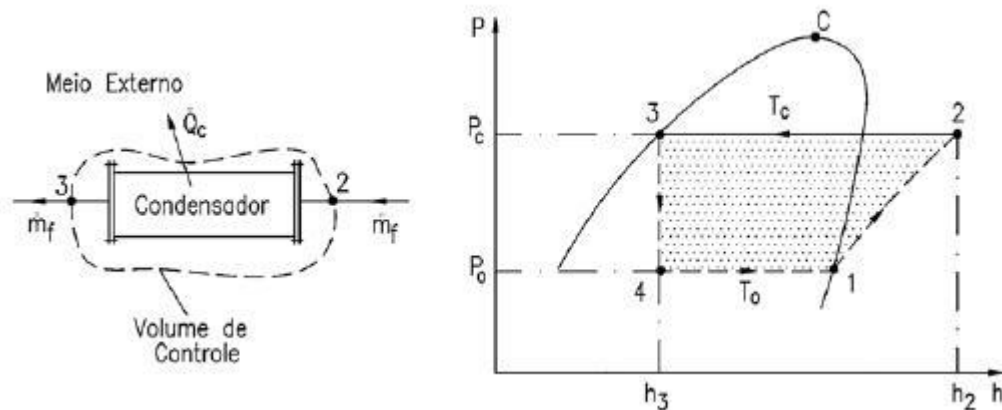


Figura 2.2-4 Representação do condensador no diagrama P-h, Wikipédia Refrigeração

$h_3$ =entalpia na saída do condensador.

$h_2$ =entalpia na entrada do condensador.

## 2.3 TIPOS DE CONDENSAÇÃO

O fluido refrigerante, ao passar no condensador do estado de gás em alta pressão a líquido, necessita de um meio de transmissão do calor recebido no evaporador, pode-se utilizar o ar, a água ou a evaporação da água. Classificam-se estes métodos em três tipos de condensação:

- **Condensação a ar:**

Pode ser com circulação natural ou forçada. A temperatura admitida para fluido deve ser superior à do bulbo seco do ar exterior considerado nos cálculos;

- **Condensação a água:**

Pode ser de circuito aberto, usando água corrente, ou em circuito fechado, utilizando uma torre de arrefecimento. A temperatura do bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à temperatura da água de circulação. Tal medida garante a transferência de calor da água para o ar exterior;

- **Evaporativa:**

A temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à estabelecida para o fluido frigorífero.

No presente trabalho o foco principal serão os sistemas de condensação a ar.

## **2.4 TIPOS DE INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO**

O ponto de partida inicial para a escolha do sistema de climatização deve partir do cliente, o qual define o espaço a ser refrigerado, o número de ocupantes, necessidades relativas a filtragem, ruído e principalmente a faixa de custo do projeto. A partir de tal ponto o projetista que, pela sua experiência, pode definir o sistema mais indicado fazendo um esboço da instalação com pré-orçamento (CREDER, 2004).

As soluções técnicas comuns atualmente são:

### **2.4.1 Split Hi-Wall**

Próprio para instalações de pequeno porte, de área inferior a 70 m<sup>2</sup> (escritórios e residências), Este sistema apresenta as seguintes características (NBR 16401-1, 2008):

- Pode ser instalado em tetos, paredes no interior, sem precisar utilizar as janelas;
- Apenas o evaporador e ventilador se situam na parte interna, o compressor e condensador responsáveis por produzir mais ruído são situados em áreas exteriores como o telhado, obtêm-se, portanto níveis muito baixos de ruídos;
- Não indicado para locais de grande ocupação sem soluções de renovação de ar.



Figura 2.4-1 Exemplo de ar condicionado split-Hi wall, website LGE

## 2.4.2 Sistemas Multi-Split

Varição do sistema Split utilizado para várias salas, consiste basicamente de um condensador para atender vários locais com volume de refrigerante variável (VRV). Isso permite a aplicação de controles eletrônicos a fim de dosar a quantidade de refrigerante para cada ambiente.



Figura 2.4-2 Sistema Multi-Split, website LGE



Figura 2.4-3 Sistema multi-split diversos ambientes, website delfrigenarcondicionado

### 2.4.3 Split-Cassete

Utilizado para ambientes de médio porte. Geralmente aplicado em salas de aula, universidades, bancos e escritórios com elevado número de ocupantes. A característica principal deste tipo de sistema é que este fica embutido no teto, em alguns casos é possível controlar o fluxo de ar em cada aleta individualmente.

Principais vantagens:

- Melhor distribuição de ar.
- Filtros antipoeira e bactérias.
- Direcionadores de ar controlados individualmente.
- Modelos de duas ou quatro vias.



Figura 2.4-4 Sistema Split-Cassete, Website LGE

#### **2.4.4 Self-Contained**

Equipamento é direcionado para ambientes comerciais de médio e grande porte, possui todos os componentes em um único invólucro. Utilizado em bancos e grandes escritórios devido a sua capacidade térmica alta. É possível encontrar aparelhos self contained a partir de 3 TRs (equivalente a 36 mil BTUs), podendo atingir até 60 TRs.



Figura 2.4-5 Aparelho Self-Contained, website webarcondicionado

#### **2.4.5 Ar condicionado de janela**

Equipamento semelhante ao self-contained, pois possui todos os componentes em um único componente. difere do ar condicionado self-contained por ser aplicado em ambientes de baixa e média capacidade de refrigeração. Atualmente esta caindo em desuso e sendo substituído pelo aparelho split.

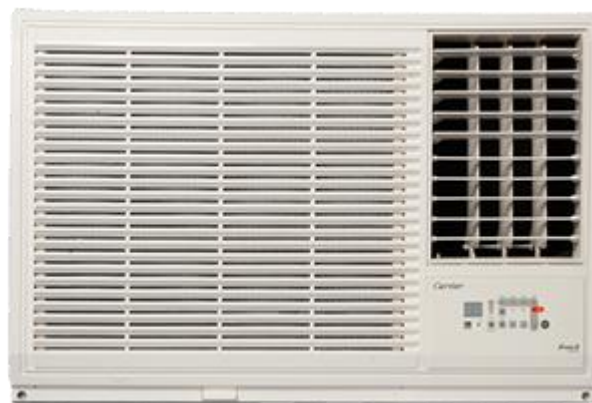


Figura 2.4-6 Ar condicionado de janela (WRAC), website CCAA Carrier

Segundo pesquisa elaborada por (ABRAVA, 2012) o mercado de ar condicionado brasileiro possui a seguinte distribuição:

## Mercado de Ar Condicionado em TR/HP Brasil - ano 2011

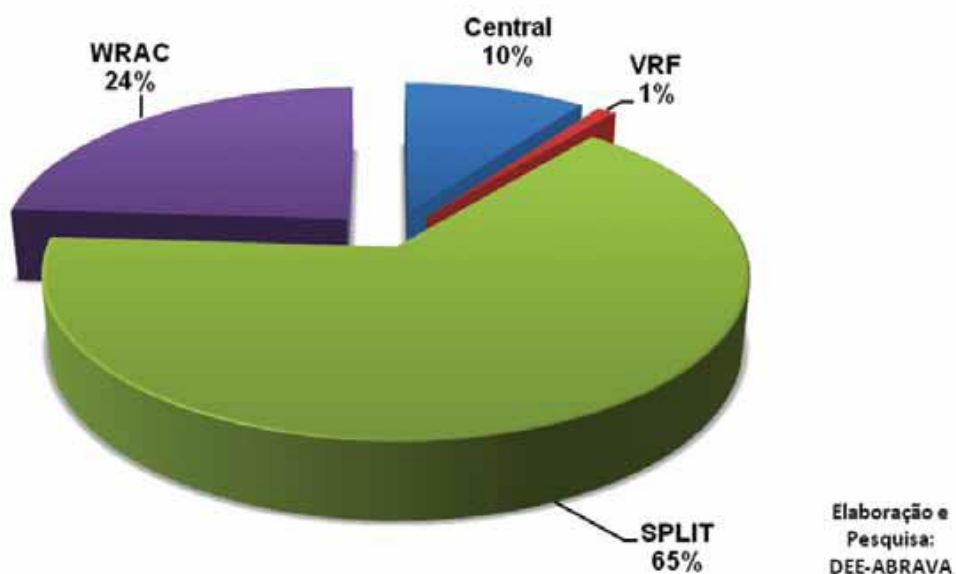


Figura 2.4-7 Distribuição dos tipos de ar condicionado, (ABRAVA, 2012)

## 2.5 TUBULAÇÕES FRIGORÍGENAS

As tubulações utilizadas em ar condicionado possuem a função de transportar o gás refrigerante e sua seleção e dimensionamento são fatores essenciais para o desempenho adequado do sistema projetado. O tipo de material empregado para tubulações deste tipo depende da dimensão e do caráter da aplicação frigorígena, do custo de materiais e mão de obra e do fluido refrigerante usado. Geralmente para instalações de ar condicionado do tipo split utiliza-se o fluido R410A ou R22, para tais refrigerantes utiliza-se na grande maioria dos casos tubulações de cobre.

### 2.5.1 Características Básicas

Segundo a definição de (ASHRAE, 2010) o projeto e operação de uma tubulação frigorígena deve possuir as seguintes características:

1. Fornecer fluxo adequado de refrigerante para as unidades evaporadoras;
2. Possuir tubulações de transporte de refrigerante sem perda excessiva de pressão;
3. Impedir excessiva acumulação de óleo em qualquer componente do sistema de refrigeração;
4. Garantir lubrificação contínua do compressor;
5. Impedir entrada de fluido refrigerante em estado líquido no compressor;
6. Manter o sistema de refrigeração limpo.

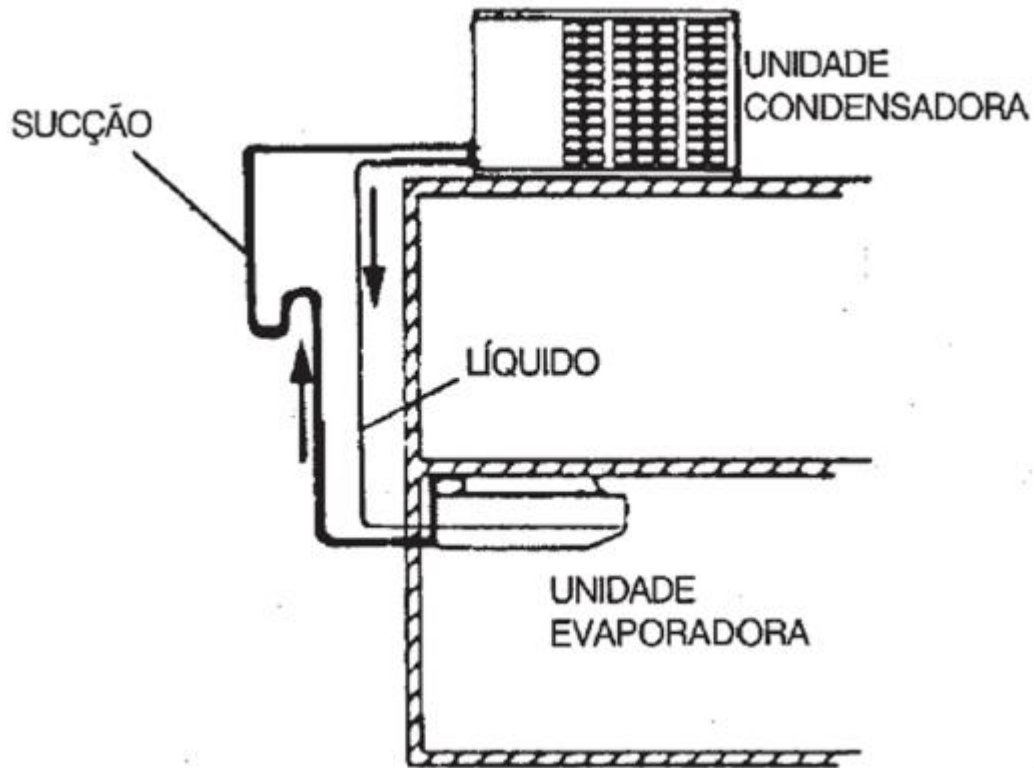


Figura 2.5-1 Tubulações de sucção e líquido, website refrigeração

## 2.5.2 Materiais construtivos

O transporte de fluidos no sistema de ar condicionado geralmente é realizado por tubulações de cobre. Apresenta excelente condutibilidade térmica e elétrica, além de boa resistência química, mecânica e à corrosão. Os tubos de cobre são escolhidos de acordo com o tipo de têmpera ao qual o metal foi submetido. Têmpera consiste do tratamento térmico ao qual o metal é submetido durante sua fabricação. Em instalações de ar condicionado do tipo split são utilizados os tubos de cobre de "têmpera dura" e "têmpera branda" (ABNT NBR 13206:2010).

- **Cobre do tipo K, têmpera dura:** Tubo de cobre do tipo rígido utilizado em aplicações mais robustas.
- **Cobre do tipo L, têmpera branda:** Tubo de cobre comercializado em rolos, menos rígido que o tipo K, muito utilizado em aparelhos do tipo split.

Em aplicações de ar condicionado são usados tubos de cobre lisos, flexíveis e produzidos sem costura, em processo de fabricação semelhante aos tubos rígidos, existem três classes principais de tubos de cobre (ELUMA, 2009):



- **Classe E:** Identificados por tampões de cor verde, classe com menor espessura de parede e resistência à pressão de serviço. Própria para instalações de água fria ou quente e refrigeração e demais aplicações de menor solicitação.
- **Classe A:** Identificados por tampões de cor amarela, classe com espessura de parede e resistência intermediária. Própria para transporte de gases combustíveis e medicinais
- **Classe I:** Identificados por tampões de cor azul, classe com maior espessura de parede e resistência à pressão de serviço. Própria para transporte a alta pressão em instalações industriais.

### 2.5.3 Linha de sucção

A linha de sucção consiste basicamente da tubulação que transporta o fluido refrigerante na forma de vapor superaquecido do evaporador até a unidade condensadora, como ilustrado na figura (5.2-1).

O caso especial da figura 2.5-2 onde a unidade condensadora se situa acima da unidade evaporadora consiste em uma configuração mais complexa, particularmente do ponto de vista do dimensionamento da linha de sucção. Essa complexidade se deve ao fato de que o óleo lubrificante possui uma densidade maior que o fluido refrigerante, o óleo se encontra na forma líquida e o fluido na forma de vapor superaquecido. A diferença de densidade faz com que o óleo permaneça no fundo da tubulação junto ao evaporador.

### 2.5.4 Linha líquida

Denomina-se linha de líquido a tubulação que leva o fluido refrigerante da unidade condensadora para a unidade evaporadora, O fluido refrigerante neste trecho da tubulação está na fase líquida e possui maior densidade do que o óleo lubrificante o que torna o seu dimensionamento menos crítico quando comparado com a linha de sucção. A figuraFigura 2.5-2 Desnível entre condensadora e evaporadora, Manual Carrier ilustra a linha de líquido.

## 2.5.5 Desnível entre condensadora e evaporadora

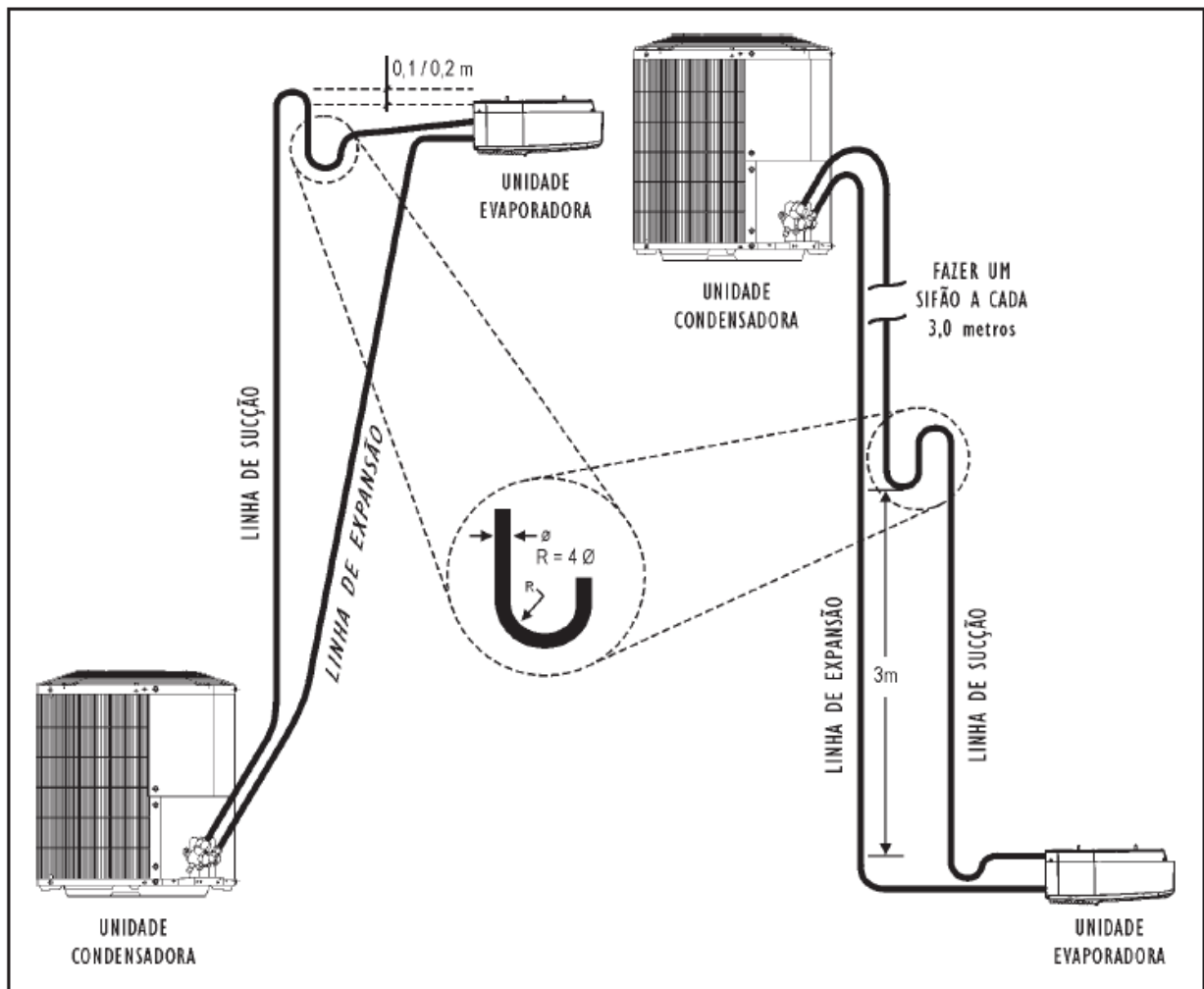


Figura 2.5-2 Desnível entre condensadora e evaporadora, Manual Carrier

Ao tentar vencer um desnível ocorre uma maior perda de carga, portanto muitos fabricantes fornecem gráficos para contabilizar a perda de capacidade de resfriamento causada pela redução de vazão. A figura 2.5-3 ilustra as capacidades de um equipamento Split Hi-wall do fabricante HITACHI, a figura 2.5-4 ilustra a influência do escoamento pelo desnível na capacidade de refrigeração na forma de um fator de correção que deve ser multiplicado pela capacidade de refrigeração.

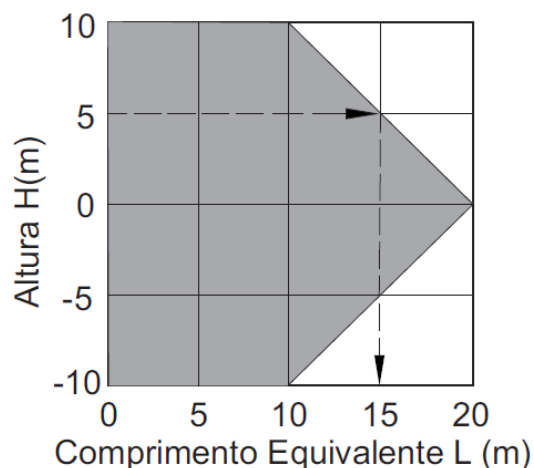


Figura 2.5-3 Comprimento equivalente introduzido quando refrigerante escoar por um desnível, Catálogo Hitachi Split Hi-Wall

**GRÁFICO PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO (F)**

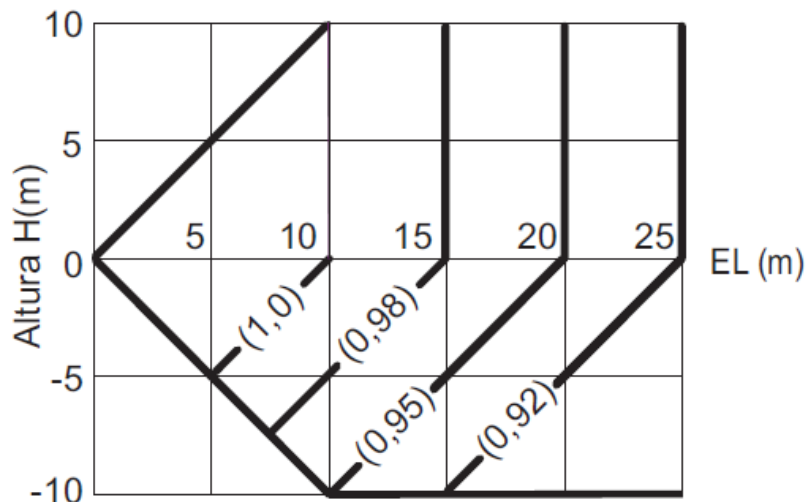


Figura 2.5-4 Gráfico para a obtenção do fator de correção da capacidade de refrigeração, Catálogo Hitachi Split Hi-Wall

Pode-se notar que o desnível causa uma perda da capacidade de refrigeração considerável e, portanto é essencial considerar tal efeito durante o dimensionamento da tubulação de transporte de refrigerante.

**2.6 PERDA DE CARGA**

Qualquer fluido ao escoar por uma tubulação sofre determinada perda de energia, este dispêndio de energia é necessário para que vencer as resistências que se opõem ao escoamento. Segundo (TELLES, 1999) as resistências de oposição ao escoamento podem se classificadas de modo geral entre dois tipos:

- **Resistências externas:** Geradas pelo atrito entre o fluido e as paredes da tubulação, aceleração e mudança de direção. A resistência externa do fluido é diretamente proporcional à velocidade do escoamento e rugosidade das paredes do tubo, e inversamente proporcional ao diâmetro do tubo. Outro fator influente na resistência externa de escoamento é a própria configuração geométrica da tubulação (curvas, ramificações, reduções, válvulas entre outros) que podem ser denominadas também como "perdas secundárias".
- **Resistência interna:** Gerada pelo atrito entre as moléculas constituintes do fluido, denominado "viscosidade".

A energia perdida durante o escoamento é denominada "perda de carga", caracterizada como a perda gradual de pressão à medida que o fluido escoar pela tubulação.

É comum dividir as redes de tubulação por trechos, os quais consistem basicamente de seções de tubo sem qualquer tipo de máquina capaz de trocar trabalho ou energia com o exterior (bombas, turbinas, compressores entre outros), ao garantir a ausência de elementos que influem na energia do fluido é possível assumir que a variação de energia em quaisquer dois pontos é causada inteiramente pela perda de carga. Chamando os pontos 1 e 2 os extremos de cada trecho tem-se:

$$\int_1^2 \frac{dP}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + (H_1 - H_2) = J \quad (2-1)$$

Em que:

$\gamma$  = peso específico do fluido.

P = pressões do fluido.

V = velocidades de escoamento.

H = cotas acima de certo plano de referência.

J = Perda de carga total.

g = aceleração da gravidade.

Para o caso de fluidos incompressíveis (líquidos) o peso específico pode ser considerado constante, e a variação de velocidade pode ser desprezada obtendo-se a forma simplificada:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + H_1\right) + \left(\frac{P_2}{\gamma} + H_2\right) = J \quad (2-2)$$

É importante notar que a perda de carga  $J$  possui dimensão de comprimento. O escoamento líquido em uma tubulação pode ocorrer basicamente de duas formas, laminar ou turbulento. Em um escoamento laminar todos os filetes líquidos são paralelos e as velocidades são paralelas e invariáveis em direção e grandeza. No escoamento turbulento por sua as partículas movem-se em diversas direções e a velocidade variam com o tempo e direção. O escoamento laminar raramente ocorre em situações reais, limita-se a casos de velocidade de escoamento bastante baixas ou fluidos excessivamente viscosos.

A previsão do tipo de escoamento é feita de acordo com o cálculo do número adimensional de Reynolds:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (2-3)$$

Em que:

$V$  = Velocidade média do escoamento.

$d$  = Diâmetro interno do tubo.

$\nu$  = viscosidade cinemática do fluido.

Para números de Reynolds menores que 2000 considera-se o escoamento laminar, para valores maiores que 4000 considera-se escoamento turbulento. Quaisquer valores entre 2000 e 4000 são considerados regime instável. (TELLES, 1999).

### 2.6.1 Cálculo da perda de carga

Para o caso especial de um escoamento laminar pode-se calcular a perda de carga por meio da equação de Poiseuille:

$$J = \frac{32LvV}{gd^2} \quad (2-4)$$

Em que  $L$  é o comprimento do tubo e  $d$  seu diâmetro.

A equação de Poiseuille pode ser utilizada para qualquer líquido em qualquer tipo de tubulação, independente do material, estado ou rugosidade da tubulação. Pode-se notar que a perda de carga é proporcional à velocidade de escoamento.

Como explicado anteriormente, existem raras ocasiões em que o escoamento pode ser considerado laminar, portanto a aplicação da equação de Poiseuille se torna bastante restritiva e imprópria para a grande maioria das situações reais.

Para o escoamento turbulento, caso mais frequente em aplicações práticas, não existe uma fórmula teórica geral para qualquer caso, existe, no entanto varias formulas empíricas para casos particulares que geralmente obedecem à forma:

$$J = \frac{fV^n L}{d^m} \quad (2-5)$$

Em que  $f$ ,  $n$  e  $m$  são coeficientes que variam de acordo com o fluido transportado, material, estado e rugosidade da tubulação.

Em tubulações frigorígenas a fórmula mais empregada, denominada como equação fundamental da perda de carga é definida como (STOECKER e JONES, 2002):

$$\Delta p = \frac{f\rho V^2 L}{2d} \quad (2-6)$$

Em que:

$\Delta p$ =Perda de carga (Pa);

$f$  = Coeficiente de atrito (adimensional);

$L$ = Comprimento do tubo (m);

$d$ =Diâmetro interno do tubo (m);

$V$ = Velocidade média do tubo (m/s);

$\rho$ = Densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>).

A variável  $f$  representa o coeficiente de atrito do fluido e é obtido em função do número de Reynolds e do grau de rugosidade da tubulação, o qual é utilizado em termos da rugosidade específica  $\frac{\epsilon}{d}$ . Geralmente utiliza-se o diagrama de Moddy a fim de obter o coeficiente de atrito  $f$ .

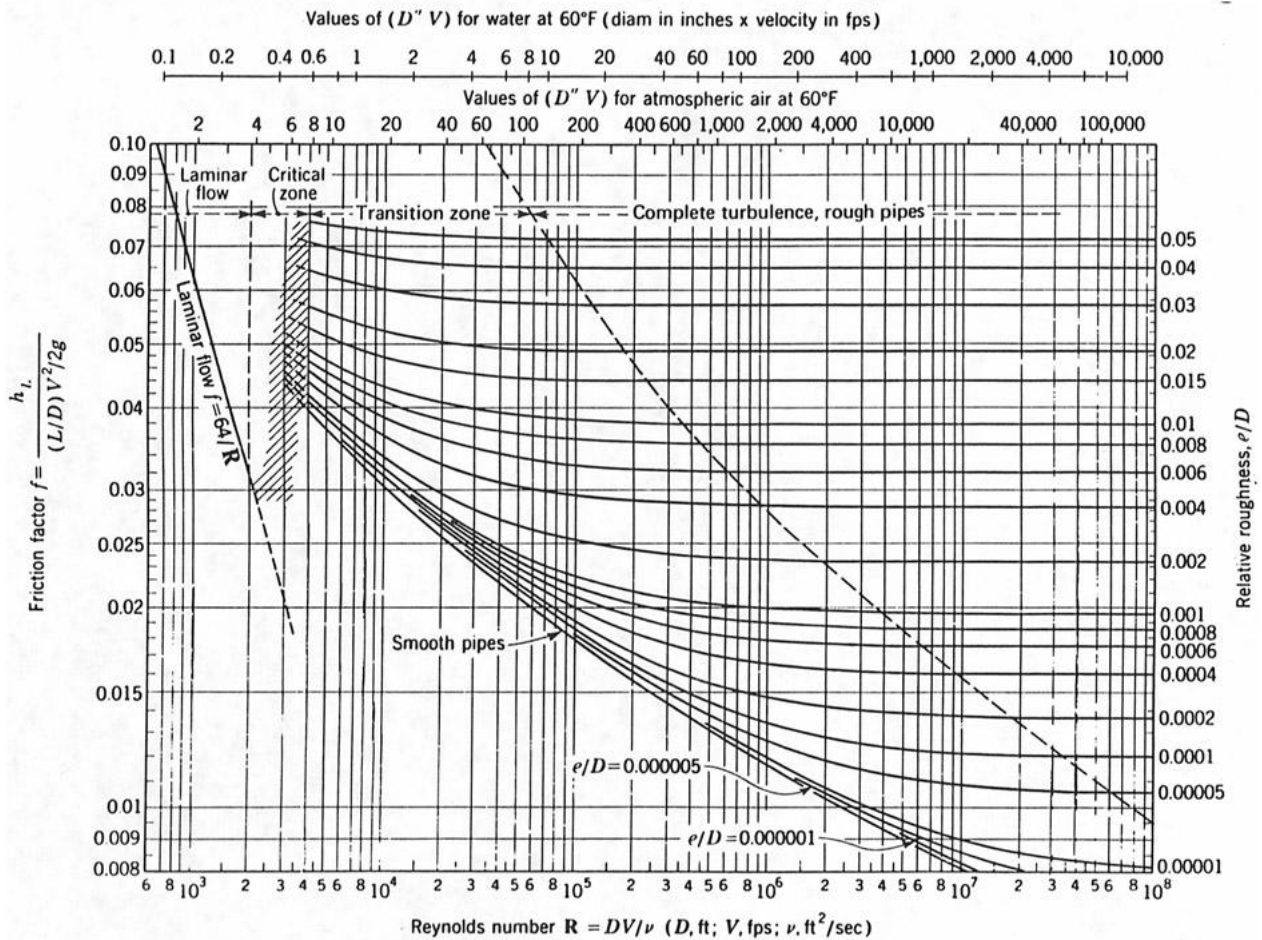


Figura 2.6-1 - Diagrama de Moody, (TELLES, 1999)

Geralmente tubulações frigorígenas são constituídas de aço ou cobre, os quais possuem os seguintes valores de rugosidade absoluta:

Tabela 2.6-1 Valores de rugosidade absoluta para cobre e aço, (STOECKER e JONES, 2002)

Material	Rugosidade, $\epsilon$
Cobre	$1,5 \times 10^{-6} \text{ m}$
Aço	$4,6 \times 10^{-5} \text{ m}$

Atualmente o uso de gráficos está sendo substituído por ferramentas computacionais, e por consequência prefere-se o uso de correlações à utilização do gráfico de Moody. (HAALAND, 1983) propôs uma equação bastante utilizada em ferramentas computacionais, a qual possui boa precisão com o diagrama de Moody mesmo em regiões de escoamento rugoso:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1,8 \times \log_{10} \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (2-7)$$

Geralmente assume-se o fator de fricção como 0.003 para linhas de sucção e descarga, e 0.004 para linhas de líquido.

### 2.6.2 Perda de carga em tubulações frigorígenas

No dimensionamento de linhas de refrigeração é muito importante considerar as perdas de pressão durante o escoamento em tubulações. As perdas de carga em linhas de sucção e descarga causam perda da capacidade de compressão e aumentam a consumo de energia do mesmo, a linha líquida por sua vez quando submetida a perdas excessivas de pressão pode sofrer evaporação parcial instantânea resultando em falha no processo de expansão do ciclo de refrigeração, sistemas de refrigeração devem ser dimensionados para que as quedas de pressão não causem mudanças de estado. (ASHRAE, 2010)

Segundo (ASHRAE, 2010) as perdas de carga são quantificadas pela mudança de temperatura de saturação do fluido refrigerante, tipicamente as perdas de pressão são de 1K ou ainda menores para cada trecho das linhas de descarga, sucção e líquida. A tabela 6.3-1 demonstra o efeito aproximado da queda de pressão sobre a capacidade de compressão e gasto de energia para temperaturas de evaporação 5 °C e condensação 40 °C em linhas de fluido refrigerante R-22.

Tabela 2.6-2 Efeito aproximado da perda de carga na capacidade de compressão e gasto de energia em linhas de gas R-22, (ASHRAE, 2010)

Perda de carga (K)	Capacidade, %	Energia, %
Linha de Sucção		
0	100	100
1	96.8	104.3
2	93.6	107.3

### 2.6.3 Perda de carga em linhas líquidas

A perda de carga em linhas líquidas não pode ser grande o suficiente para acarretar formação de vapor na linha líquida, sistemas de refrigeração são projetados para atuarem sobre perda de pressão entre 0.5 e 1K de mudança na temperatura de saturação. O subresfriamento consiste na única maneira de garantir o estado líquido do refrigerante ao entrar no dispositivo de expansão, caso esta medida seja mal implementada ocorre o risco de ocorrer evaporação parcial instantânea, afetando negativamente o desempenho do sistema. (ASHRAE, 2010)



#### **2.6.4 Perda de carga em linhas de sucção**

Linhas de sucção são mais críticas que linhas líquidas e de descarga, a perda de carga em uma linha de sucção fornece menor pressão de sucção para o compressor, no entanto a temperatura no evaporador se mantém, o que resulta conseqüentemente em uma redução de capacidade de refrigeração do sistema, a queda de pressão deve ser mínima a fim de evitar quedas excessivas de capacidade e aumento de potência do compressor. A velocidade de escoamento desta linha deve ser suficientemente alta para transportar o óleo de volta ao compressor.

Analogamente à linha líquida a perda de carga em tubulações de sucção deve ser dimensionada para um máximo de 1K. Para temperaturas de sucção menores que 5°C as variações de temperatura de saturação do fluido refrigerante causadas pela queda de pressão se tornam mais intensas, ou seja, a mesma perda de carga causará maior variação de temperatura de saturação do refrigerante. Portanto é necessária atenção especial no dimensionamento de linhas de sucção a fim de minimizar as perdas de capacidade do equipamento. (ASHRAE, 2010)

#### **2.6.5 Circulação de óleo**

Em sistemas de fluidos refrigerantes halocarbonos é necessário assegurar que não ocorra falta de óleo no compressor, porém todo compressor inevitavelmente sofre perda de óleo durante seu funcionamento. Uma pequena parcela do óleo presente no compressor sempre escapa pela linha de descarga juntamente com o fluido refrigerante. Em fluidos refrigerantes imiscíveis, como a amônia, a utilização de um simples separador de óleo é suficiente para garantir a separação da mistura, contudo refrigerantes halocarbonos, muito populares em aparelhos de ar condicionado, formam uma solução quando em contato com a grande maioria dos óleos lubrificantes, ou seja, quando a pequena parcela de óleo alcança o condensador, este se dissolve no refrigerante líquido e escoam juntos até o evaporador. À medida que o refrigerante sofre evaporação, a fase líquida se torna mais rica em óleo. A concentração de refrigerante na mistura líquida depende da temperatura de evaporação, bem como do óleo e refrigerante utilizados (CEM KESIM, 2000). O óleo separado no evaporador retorna ao compressor pela própria ação da gravidade e forças de arrasto.

A presença de óleo no fluxo de refrigerante possui um impacto importante a considerar, pois possui influência direta na perda de carga do escoamento, chegando a aumentar a queda de pressão em um fator de 10 (Alofs et al. 1990, apud ASHRAE, 2010).

Em sistemas de refrigeração de refrigerantes halocarbonos de baixa temperatura é consideravelmente mais difícil assegurar o retorno do óleo lubrificante ao compressor. Em temperaturas maiores, no entanto, o óleo lubrificante se dissolve mais facilmente no refrigerante.

Em muitos casos é necessário o posicionamento da unidade condensadora acima da unidade evaporadora. Como citado na seção 2.5.3, caso a linha de sucção seja ascendente, é preciso garantir o transporte de óleo à unidade condensadora. Os fatores mais importantes a considerar são o diâmetro principal, velocidade e densidade do gás refrigerante. A densidade do óleo em si não possui grande influência, pois se mantém praticamente constante para a maioria das temperaturas aplicadas em ar condicionado. Para temperaturas inferiores a  $-40^{\circ}\text{C}$ , no entanto considerar os efeitos da mudança de viscosidade.

Embora as tubulações sejam dimensionadas para operar durante a capacidade de refrigeração máxima especificada do sistema, em sua utilização é bastante provável que por vários períodos se utilize apenas uma fração da capacidade total de refrigeração do sistema. Nestes períodos, a circulação de óleo ainda se faz necessária, conseqüentemente, deve-se dimensionar as tubulações para que forneçam transporte de óleo em períodos de mínima potência.

## 3 DESENVOLVIMENTO DA METODOLOGIA

### 3.1 VARIÁVEIS NECESSÁRIAS

Considerando uma determinada vazão constante, Ao aumentar o diâmetro, diminuem-se as perdas de carga e velocidades de escoamento do fluido, porém aumenta-se o custo inicial da tubulação. A escolha de velocidade e perda de carga aceitáveis depende bastante do tipo de aplicação. Costuma-se tentar atenuar ao máximo a perda de carga, pois como discutido anteriormente representa perda de energia. No entanto este custo se faz mais significativo em aplicações industriais ou uso contínuo, em aplicações de baixa frequência de operação como ar condicionado de conforto, prioriza-se minimizar os custos iniciais, o que frequentemente significa aceitar tubulações com menor diâmetro e perda de carga ligeiramente maior.

De modo geral utilizam-se as seguintes variáveis no dimensionamento de tubulações:

Tabela 3.1-1. Variáveis no dimensionamento de tubulações

Capacidade de Refrigeração do sistema	$C$
Capacidade e Refrigeração tabelada	$C_0$
Vazão do Líquido	$Q$
Perda de carga por metro	$\frac{\Delta T}{L}$
Comprimento equivalente da tubulação	$L_e$
Perda de carga em K	$\Delta T$
Coefficiente de Correção	$Cr$
Temperatura de saturação	$T_{sat}$
Temperatura de condensação	$T_{cond}$
Perda de temperatura por metro	$\Delta t$
Propriedades Termodinâmicas do fluido refrigerante.	<i>Banco de dados tabelados.</i>

Geralmente utiliza-se a metodologia recomendada por (ASHRAE, 2010), a qual possui valores tabelados para determinados parâmetros e aplica-se fatores de correção para adaptar o projeto para condições diferentes, tal metodologia é bastante adequada para o projeto de sistemas de ar condicionado

de edifícios residenciais e comerciais, pois seus valores de temperatura de condensação e evaporação não variam tanto entre si.

### 3.2 DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS DE ENTRADA










Deve se inicialmente definir os valores de temperatura de evaporação e condensação, bem como a capacidade de resfriamento necessário para o aparelho de ar condicionado. Estas três variáveis de entrada são essenciais para o dimensionamento da tubulação.

### 3.3 COMPRIMENTO EQUIVALENTE

O comprimento equivalente é contabilizado para definir a perda de carga sofrida pelo fluido refrigerante ao longo do escoamento. Calcula-se o comprimento equivalente pelo comprimento dos trechos retos da tubulação somado ao comprimento equivalente das curvas e demais acidentes de traçado. Antes de definir o comprimento equivalente das curvas e outros acidentes de traçado, deve-se primeiramente escolher um diâmetro o qual atenda à capacidade de refrigeração necessária para as temperaturas selecionadas, para isto utiliza-se a tabela (3-4). A tabela (3-3) ilustra os comprimentos equivalentes para cada tipo de configuração.

Tabela 3.3-1. 3.3 Comprimento equivalente para curvas de tubulação, modificado (ASHRAE, 2010)

(Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections)

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Smooth Bend Elbows						Flow Through Branch	Smooth Bend Tees		
	90° Std <sup>a</sup>	90° Long-Radius <sup>b</sup>	90° Street <sup>a</sup>	45° Std <sup>a</sup>	45° Street <sup>a</sup>	180° Std <sup>a</sup>		Straight-Through Flow		
										
10	0.4	0.3	0.7	0.2	0.3	0.7	0.8	0.3	0.4	0.4
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5
20	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6
25	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8
32	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0
40	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2
50	1.5	1.0	2.5	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5
65	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8
80	2.3	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7
100	3.0	2.0	5.2	1.6	2.6	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0
125	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0
150	4.9	3.0	7.6	2.4	4.0	7.6	9	3.0	4.3	4.9
200	6.1	4.0	—	3.0	—	10	12	4.0	5.5	6.1
250	7.6	4.9	—	4.0	—	13	15	4.9	7.0	7.6

### 3.4 DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DE LINHAS DE SUÇÃO E LÍQUIDA

De posse do comprimento equivalente, capacidade de refrigeração necessária e perda de carga por metro tabelada, pode-se calcular a perda de carga em variação de temperatura segundo a equação (17):

$$\Delta T = CrL_e \left( \frac{\Delta T}{L} \right) \left( \frac{C}{C_0} \right)^{1.8} \quad (3-1)$$

Como citado anteriormente perda máxima de temperatura recomendada de  $\Delta T$  é de 1K, portanto verifica-se a adequação do diâmetro verificando o valor de  $\Delta T$ . Caso seja maior que 1K deve-se escolher um maior diâmetro para o tubo e verificar novamente sua adequação por meio da equação (9). Para cada fluido refrigerante utilizado deve-se consultar sua tabela equivalente para se obter os parâmetros necessários, a tabela 2.7-4 ilustra os dados fornecidos por (ASHRAE, 2010) relativos ao fluido refrigerante R-22.

Tabela 3.4-1. Dados do refrigerante R.22, (ASHRAE, 2010)

Nominal Line OD, mm	Suction Lines ( $\Delta t = 0.04$ K/m)					Discharge Lines ( $\Delta t = 0.02$ K/m, $\Delta p = 74.90$ )			Liquid Lines	
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temperature, °C			See note a	
	-40	-30	-20	-5	5				Velocity = 0.5 m/s	$\Delta t = 0.02$ K/m $\Delta p = 749$
	Corresponding $\Delta p$ , Pa/m					-40	-20	5		
TYPE L COPPER LINE										
12	0.32	0.50	0.75	1.28	1.76	2.30	2.44	2.60	7.08	11.24
15	0.61	0.95	1.43	2.45	3.37	4.37	4.65	4.95	11.49	21.54
18	1.06	1.66	2.49	4.26	5.85	7.59	8.06	8.59	17.41	37.49
22	1.88	2.93	4.39	7.51	10.31	13.32	14.15	15.07	26.66	66.18
28	3.73	5.82	8.71	14.83	20.34	26.24	27.89	29.70	44.57	131.0
35	6.87	10.70	15.99	27.22	37.31	48.03	51.05	54.37	70.52	240.7
42	11.44	17.80	26.56	45.17	61.84	79.50	84.52	90.00	103.4	399.3
54	22.81	35.49	52.81	89.69	122.7	157.3	167.2	178.1	174.1	794.2
67	40.81	63.34	94.08	159.5	218.3	279.4	297.0	316.3	269.9	1415.0
79	63.34	98.13	145.9	247.2	337.9	431.3	458.5	488.2	376.5	2190.9
105	136.0	210.3	312.2	527.8	721.9	919.7	977.6	1041.0	672.0	4697.0
STEEL LINE										
10	0.47	0.72	1.06	1.78	2.42	3.04	3.23	3.44	10.66	15.96
15	0.88	1.35	1.98	3.30	4.48	5.62	5.97	6.36	16.98	29.62
20	1.86	2.84	4.17	6.95	9.44	11.80	12.55	13.36	29.79	62.55
25	3.52	5.37	7.87	13.11	17.82	22.29	23.70	25.24	48.19	118.2
32	7.31	11.12	16.27	27.11	36.79	46.04	48.94	52.11	83.56	244.4
40	10.98	16.71	24.45	40.67	55.21	68.96	73.31	78.07	113.7	366.6
50	21.21	32.23	47.19	78.51	106.4	132.9	141.3	150.5	187.5	707.5
65	33.84	51.44	75.19	124.8	169.5	211.4	224.7	239.3	267.3	1127.3
80	59.88	90.95	132.8	220.8	299.5	373.6	397.1	422.9	412.7	1991.3
100	122.3	185.6	270.7	450.1	610.6	761.7	809.7	862.2	711.2	4063.2

É importante ressaltar que as tabelas de (ASHRAE, 2010) as se referem às temperaturas de evaporação de 5°C e de condensação de 40°C, caso seja necessário utilizar outros valores de temperatura de condensação deve-se corrigir a capacidade de refrigeração, multiplicando-a por um fator de correção tabelado para a temperatura escolhida. A tabela (3-5) ilustra exemplos de tais coeficientes para algumas

temperaturas. Caso seja necessário utilizar outra temperatura de saturação, aplica-se a equação (18) para estimar a capacidade de refrigeração utilizando os valores tabelados:

$$C = C_0 \left( \frac{L_{etabelado}}{L_e} \times \frac{\Delta t}{\Delta t_{tabelado}} \right)^{0,55} \quad (3-2)$$

Tabela 3.4-2. Fatores de correção para diferentes temperaturas de condensação, Modificado de (ASHRAE, 2010)

<b>Temperatura de Condensação °C</b>	<b>Linha de Sucção</b>
20	1.357
30	1.184
40	1.000
50	0.801

### 3.5 DIMENSIONAMENTO RELATIVO AO TRANSPORTE DE ÓLEO

Para dimensionar as linhas de modo a garantir o transporte de óleo, deve-se primeiramente analisar a capacidade mínima a ser utilizada pelo aparelho de ar condicionado, pode-se adotar a capacidade mínima como uma porcentagem da capacidade máxima. De posse do consumo em mínima operação, utiliza-se a tabela (3-6) para fazer uma comparação entre a capacidade mínima do ar condicionado e a capacidade para o mesmo diâmetro previamente selecionado na seção (3-5), referente à mínima capacidade de refrigeração para a o transporte de óleo. Caso a capacidade tabelada seja menor que a capacidade mínima, a linha esta bem dimensionada. Caso a capacidade tabelada seja maior, significa que um superaquecimento deve ser implementado.

Tabela 3.5-1. Mínima capacidade de refrigeração para transporte de óleo em linha de sucção ascendente, (ASHRAE, 2010).

**Minimum Refrigeration Capacity in Kilowatts for Oil Entrainment up Suction Risers  
(Copper Tubing, ASTM B 88M Type B, Metric Size)**

Refrigerant	Saturated Temp., °C	Suction Gas Temp., °C	Tubing Nominal OD, mm											
			12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105	130
22	-40	-35	0.182	0.334	0.561	0.956	1.817	3.223	5.203	9.977	14.258	26.155	53.963	93.419
		-25	0.173	0.317	0.532	0.907	1.723	3.057	4.936	9.464	16.371	24.811	51.189	88.617
		-15	0.168	0.307	0.516	0.880	1.672	2.967	4.791	9.185	15.888	24.080	49.681	86.006
	-20	-15	0.287	0.527	0.885	1.508	2.867	5.087	8.213	15.748	27.239	41.283	85.173	147.449
		-5	0.273	0.501	0.841	1.433	2.724	4.834	7.804	14.963	25.882	39.226	80.929	140.102
		5	0.264	0.485	0.815	1.388	2.638	4.680	7.555	14.487	25.058	37.977	78.353	135.642
	-5	0	0.389	0.713	1.198	2.041	3.879	6.883	11.112	21.306	36.854	55.856	115.240	199.499
		10	0.369	0.676	1.136	1.935	3.678	6.526	10.535	20.200	34.940	52.954	109.254	189.136
		20	0.354	0.650	1.092	1.861	3.537	6.275	10.131	19.425	33.600	50.924	105.065	181.884
	5	10	0.470	0.862	1.449	2.468	4.692	8.325	13.441	25.771	44.577	67.560	139.387	241.302
		20	0.440	0.807	1.356	2.311	4.393	7.794	12.582	24.126	41.731	63.246	130.488	225.896
		30	0.422	0.774	1.301	2.217	4.213	7.476	12.069	23.141	40.027	60.665	125.161	216.675

### 3.6 DETERMINAÇÃO DO SUBRESFRIAMENTO

Para definir o subresfriamento adequado deve-se primeiramente calcular a perda de carga na linha líquida. Em tubulações de aparelhos split as linhas líquida e de sucção possuem o mesmo traçado, percorrendo o mesmo caminho juntas. Portanto, seguindo o mesmo procedimento mencionado na seção (3.3) para o diâmetro e perda de carga da linha líquida obtêm-se o comprimento equivalente desta, é importante reiterar que em trechos ascendentes da tubulação de linha líquida deve-se adicionar 11.3kPa para cada metro de trechos ascendentes de tubulação.

A perda de carga da linha líquida é então subtraída da pressão de saturação na temperatura de condensação. O subresfriamento é determinado pela diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de saturação obtida contabilizando a perda de carga.

### 3.7 VAZÃO E VELOCIDADE DE ESCOAMENTO DO FLUIDO REFRIGERANTE

Para verificar a velocidade e vazão do escoamento considera-se o valor da capacidade de refrigeração e diâmetro escolhido. Por meio das equações (19), (20) e (21) conjuntamente com os valores tabelados das propriedades, calcula-se a vazão volumétrica, mássica e velocidade de escoamento:

$$\dot{m} = \frac{C}{(h_{comp2} - h_{comp1})} \quad (3-3)$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3-4)$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (3-5)$$

A velocidade obtida na eq. (3-5) consiste na velocidade máxima, obtida quando o sistema opera em sua máxima capacidade de refrigeração. A velocidade mínima é definida utilizando a eq.(3-3) com a capacidade mínima obtida pelo dimensionamento relativo ao transporte de óleo, explicado na seção 3.5.**Erro! Fonte de referência não encontrada.**

### 3.8 VELOCIDADES DAS LINHAS DE REFRIGERANTE

Geralmente em linhas de sucção utilizam-se altas velocidades de transporte de fluido para ar condicionado de conforto, aplicações onde o tempo de operação se situa entre 2000 e 4000 horas por ano ou instalações em que o custo inicial possui prioridade em relação ao custo de operação. Em instalações industriais, refrigeração comercial ou qualquer aplicação onde o equipamento opera continuamente utiliza-se velocidades baixas de escoamento de fluido refrigerante com o intuito obter melhor eficiência do compressor e minimizar os custos de operação.

Em (ASHRAE, 2010) de acordo com a análise de custos, queda de pressão, ruído e influências no óleo, recomenda-se a utilização da Tabela 3.8-1. Velocidades de tubulação de gás, modificado de Para velocidade de fluido em estado de vapor para linha de descarga e sucção.

Tabela 3.8-1. Velocidades de tubulação de gás, modificado de (ASHRAE, 2010)

Velocidades recomendadas para linhas de refrigerante gasoso	
Linha de Sucção	4.5 a 20m/s
Linha Líquida	0.5m/s ou menor

### 3.9 POTÊNCIA DO COMPRESSOR E COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Calcula-se a potência necessária para o compressor e o coeficiente de desempenho segundo as equações (3-6) e (3-7):

$$\dot{W} = \frac{\textit{variação de entalpia}}{\textit{vazão mássica}} \quad (3-6)$$



$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Potência do compressor}} \quad (3-7)$$

### 3.10 ESTIMATIVA DE CUSTOS

A estimativa de custo realizada no presente trabalho refere-se apenas aos custos das tubulações em si, excluindo custos de aquisição de compressores ou quaisquer outros componentes. Trata-se de uma estimativa realizada por regressão linear de um apanhado de dados obtidos de um grupo de fabricantes. A figura 3-1 ilustra a equação e valores estimados.

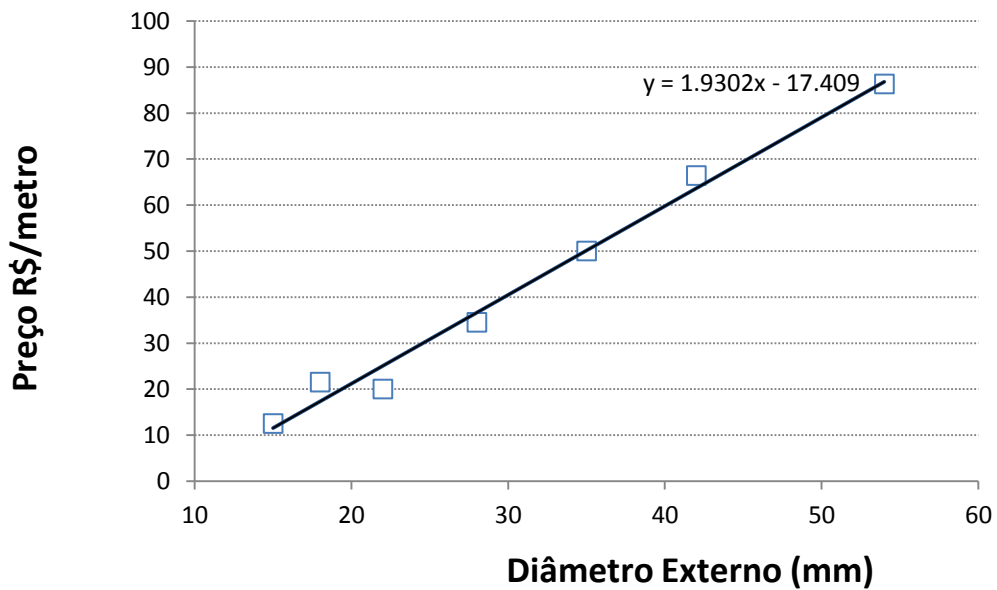


Figura 3.10-1. Gráfico de estimativa de custos de tubo de cobre classe E por metro, obtida por regressão linear.

### 3.11 RESUMO DA METODOLOGIA

O fluxograma da Figura 3.11-1 Fluxograma da metodologia aplicada. representa sucintamente a metodologia aplicada no presente trabalho.

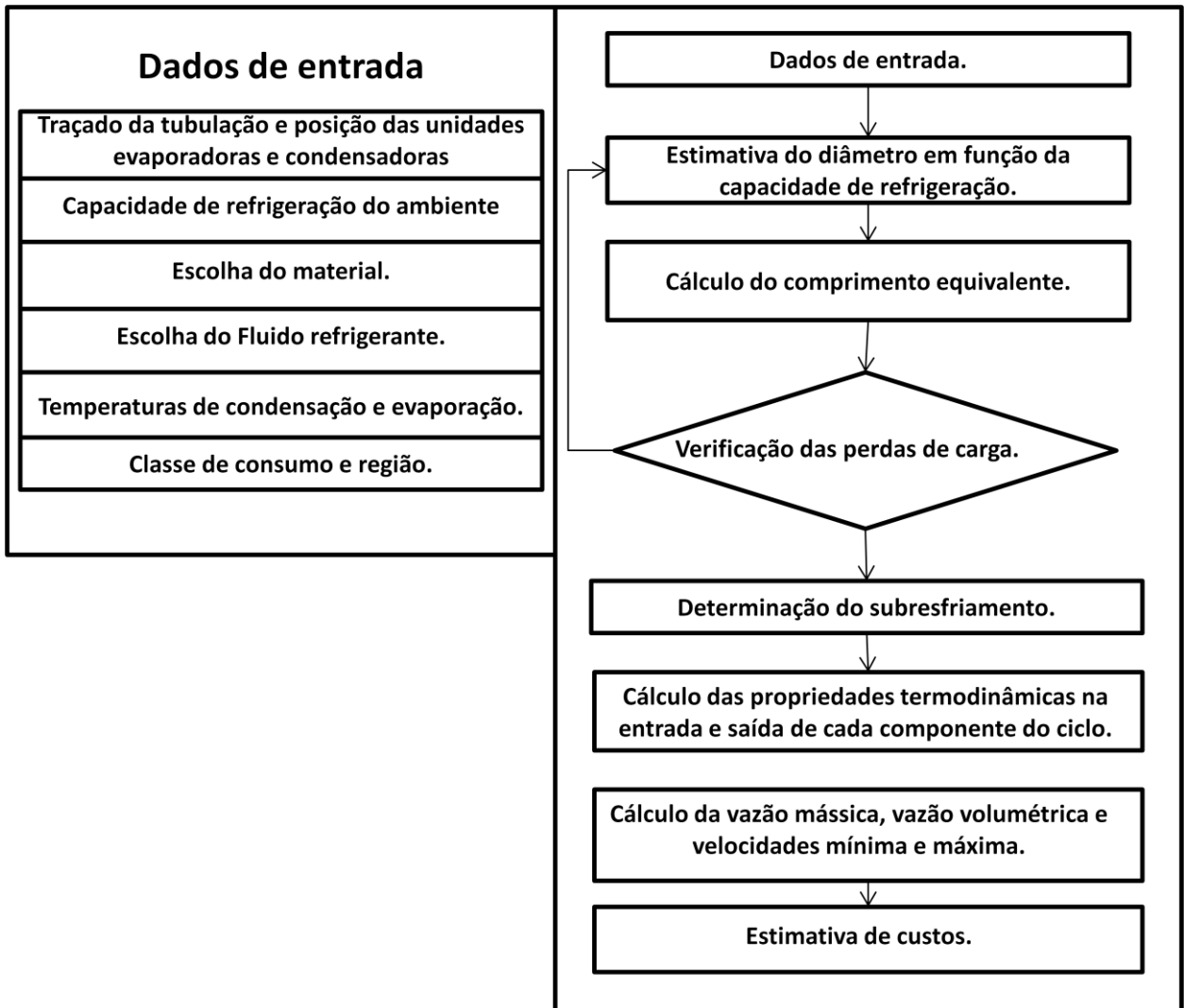


Figura 3.11-1 Fluxograma da metodologia aplicada.

## 4 DESCRIÇÃO DO PROGRAMA

### 4.1 ENTRADA DE DADOS

O programa desenvolvido possui uma interface gráfica guiada, a qual permite o usuário fornecer a direção e sentido de cada trecho do traçado, representado em perspectiva isométrica. Ao iniciar o software pode-se notar que uma figura representando a posição da condensadora ocupa a origem de coordenadas. A figura Figura 4.1-1 Região de desenho e traçado da tubulação. ilustra a região de desenho e visualização do traçado:

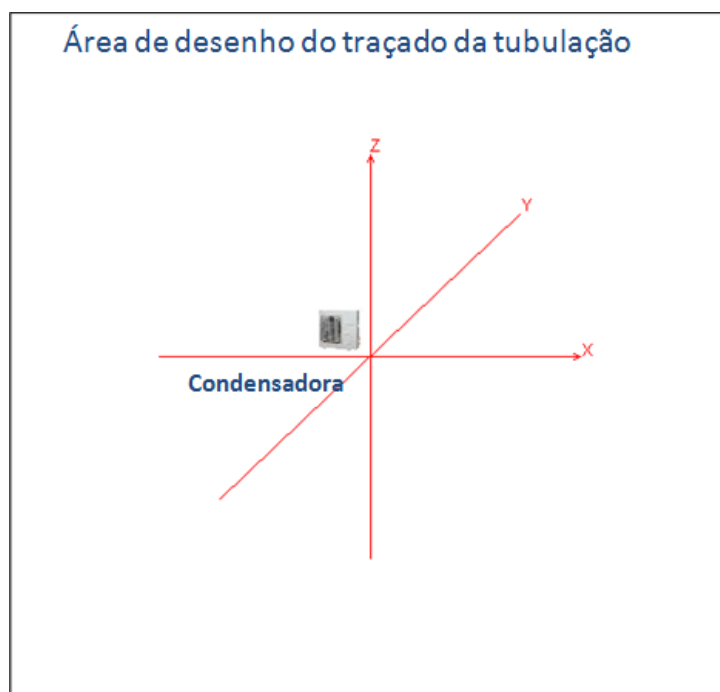


Figura 4.1-1 Região de desenho e traçado da tubulação.

A figura Figura 4.1-2 Menu de desenho de trechos. ilustra o menu de desenho dos trechos, o traçado é dividido entre segmentos da linha principal e ramificações. A linha principal corresponde aos segmentos comuns a todas as evaporadoras, as ramificações correspondem aos segmentos que transportam da linha principal para cada evaporadora. Ao adicionar um trecho o programa automaticamente adiciona uma curva, do tipo selecionado nos botões ao lado. A Figura 4.1-2 Menu de desenho de trechos. ilustra o menu de desenho de traçado.

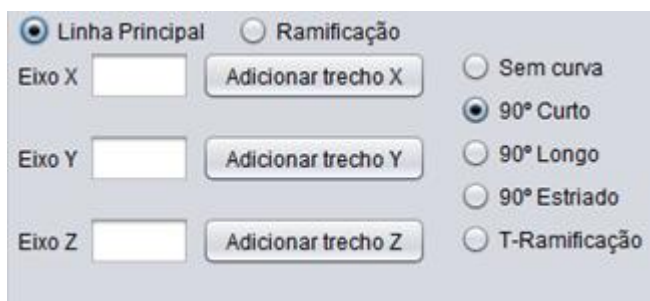


Figura 4.1-2 Menu de desenho de trechos.

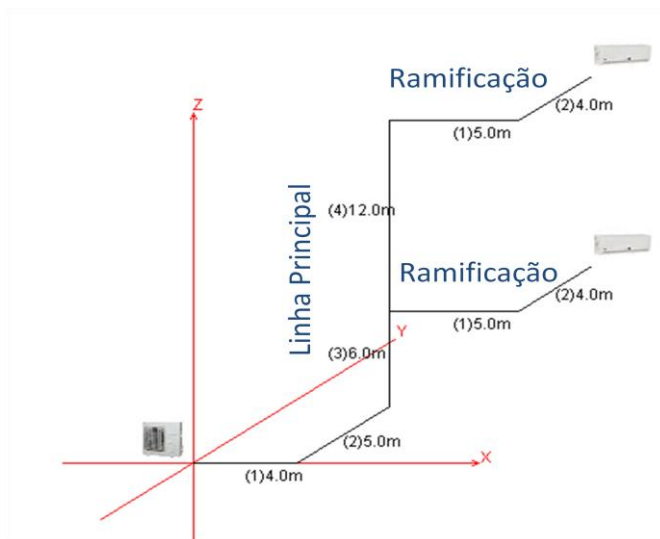


Figura 4.1-3 Exemplo do desenho de traçado de tubulações

As evaporadoras devem ser obrigatoriamente adicionadas nas ramificações, a fim de evitar que o usuário desenhe uma configuração com segmentos abertos. Após a definição do traçado e configuração da instalação, definem-se os demais dados de entrada como o fluido refrigerante, material, temperaturas do ciclo, classe de consumo de energia e região. A Figura 4.1-4 Menu de dados de entrada. ilustra o menu dos dados de entrada.

Adicionar Evaporadora

Capacidade de Refrigeração (kW)

Refrigerante

Material

Temperatura de Evaporação (°C)

Temperatura de Condensação (°C)

Superaquecimento (K)

Classe de Consumo

Região

**Simular Tubulação**

Figura 4.1-4 Menu de dados de entrada.

## 4.2 APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

Os resultados relativos à perda de carga, subresfriamento e demais aspectos das tubulações são apresentados em uma janela separada onde é possível escolher qual segmento ou ramificação deseja-se visualizar. Caso o usuário deseje obter maiores detalhes de alguma evaporadora específica é possível visualizar uma segunda janela de propriedades termodinâmicas clicando no botão "Detalhes da evaporadora e ciclo de compressão" as figuras Figura 4.2-1 Apresentação dos resultados das evaporadoras a Figura 4.2-3 Apresentação dos resultados de uma evaporadora específica ilustram a forma de apresentação de resultados do programa.

**Evaporadoras**

Detalhes da evaporadora e ciclo de compressão

A	B	C	D	E	F	G	H
Evaporadora	Perda de Carga(kPa)	Perda de Carga (K)	Subresfriamento (K)	Velocidade Mínima (m/s)	Velocidade Máxima (m/s)	Perda de Capacidade (%)	Consumo Adicional(%)
Evaporadora1	6.995	0.497	1.0	0.913	3.686	-1.592	2.256
Evaporadora2	7.553	0.65	2.0	0.914	3.69	-2.08	3.033
Evaporadora3	7.926	0.752	4.0	0.915	3.694	-2.407	3.626
Evaporadora4	8.148	0.813	5.0	0.915	3.696	-2.602	4.068
Evaporadora5	8.484	0.909	6.0	0.916	3.698	-2.908	4.637
Evaporadora6	8.729	0.982	8.0	0.917	3.7	-3.142	5.123

Figura 4.2-1 Apresentação dos resultados das evaporadoras

<b>Linha de Sucção</b>							
				Capacidade de Refrigeração: 37.31			
				Velocidade Mínima: 1.308			
Segmento	0	Visualizar	Ramificação		Visualizar	Linha Principal: 0	Diâmetro: 35.0
				Velocidade Máxima: 5.862			
A	B	C	D	E	F	G	H
Trecho	Comprimento	Direção	Sentido	Perda de carga (kPa)	Perda de carga (K)	Custo do trecho (R\$)	Perda de Capacidade (%)
Trecho 1	8.0	x	-	0.665	0.114	409.01	-0.364
Curva 90 curto 1	1.2	---	---	0.015	0.017	61.35	-0.055
Trecho 2	8.0	y	+	0.665	0.114	409.01	-0.364
Curva 90 curto 2	1.2	---	---	0.015	0.017	61.35	-0.055
Trecho 3	4.0	z	+	0.166	0.057	204.5	-0.182
Curva 90 curto 3	1.2	---	---	0.015	0.017	61.35	-0.055
Comprimento equivalente	23.6		---	5.788	0.335	1206.57	-1.074

<b>Linha Líquida</b>							
Segmento	0	Visualizar	Ramificação		Visualizar	Linha Principal: 0	Diâmetro: 15.0
A	B	C	D	E	F	G	
Trecho	Comprimento	Direção	Sentido	Perda de carga (kPa)	Perda de carga (K)	Custo do trecho (R\$)	
Trecho 1	8.0	x	-	1.832	0.306	114.58	
Curva 90 curto 1	0.5	---	---	0.007	0.019	7.16	
Trecho 2	8.0	y	+	1.832	0.306	114.58	
Curva 90 curto 2	0.5	---	---	0.007	0.019	7.16	
Trecho 3	4.0	z	+	45.658	0.153	57.29	
Curva 90 curto 3	0.5	---	---	0.007	0.019	7.16	
Comprimento equivalente	21.5		---	58.43	0.822	307.92	

Figura 4.2-2 Apresentação dos resultados das tubulações

<b>Evaporadora: 6</b>	
Evaporadora:	6 Visualizar
A	B
Vazão em massa (kg/s):	0.022
Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.608
Coefficiente de Performance:	5.76
Vazão no Evaporador (m3/h):	3.388
Título na entrada do evaporador	0.218
Custo do kWh	R\$: 0.21

Diagrama de um ciclo de refrigeração com os componentes: Condensadora, Compressor, Evaporadora e Válvula de Expansão.

A	B	C	D	E
	Pressão (bar)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kgK)	Volume Específico (dm3/kg)
Entrada do Evaporador:	5.841	249.647	1.178	9.4
Saída do Evaporador:	5.84	410.634	1.757	41.457
Entrada do Condensador:	15.427	436.744	1.759	17.36
Saída do Condensador:	15.427	249.647	1.166	0.886

Figura 4.2-3 Apresentação dos resultados de uma evaporadora específica

# 5 APLICAÇÃO DA METODOLOGIA

## 5.1 DADOS DE ENTRADA

A figura Figura 5.1-1 Traçado de um sistema de refrigeração, exemplo de um edifício de 6 andares. ilustra uma situação a qual pode-se utilizar a ferramenta computacional desenvolvida, o traçado representa a tubulação de um sistema de ar condicionado multi-split com condensadora posicionada no térreo, o local consiste de um edifício comercial de seis andares localizado no centro-oeste:

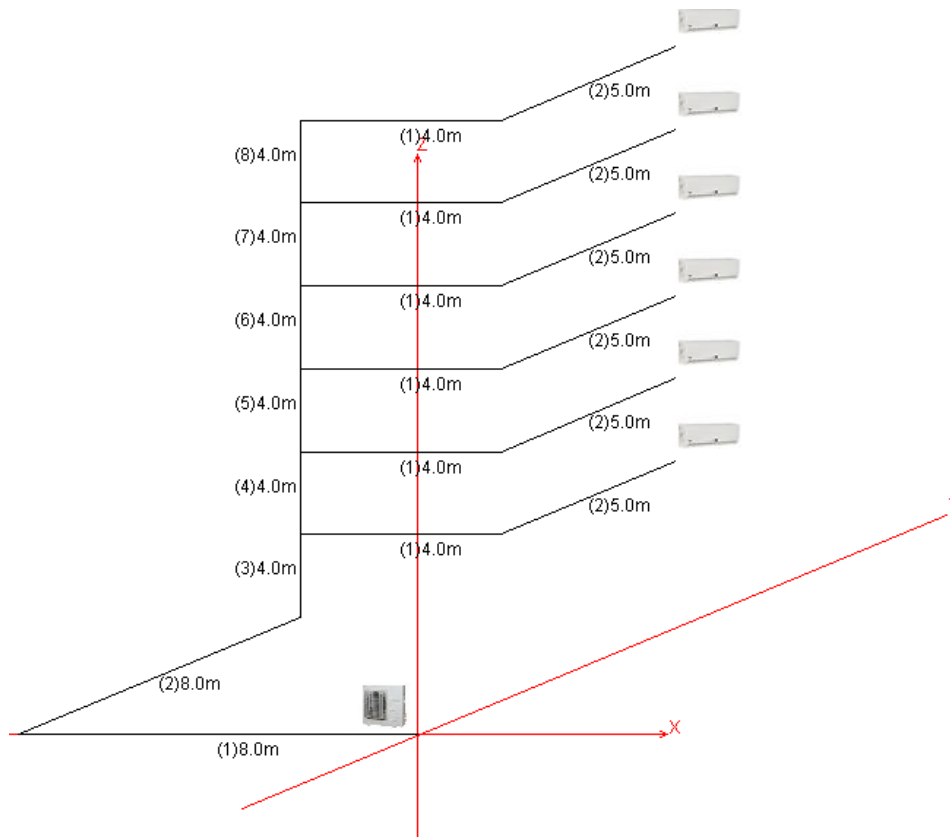


Figura 5.1-1 Traçado de um sistema de refrigeração, exemplo de um edifício de 6 andares.

Tabela 5.1-1. Dados de entrada de instalação exemplo.

Capacidade de Refrigeração de cada evaporadora	3.5kW / 12000Btu/hr
Fluido refrigerante	R-22
Material da tubulação	Cobre tipo L, curvas de 90° raio curto.
Temperatura de saturação	5°C
Temperatura de condensação	40°C
Superaquecimento	5K
Classe de Consumo	Comercial
Região	Centro-Oeste

## 5.2 DIMENSIONAMENTO DE TUBULAÇÕES

### 5.2.1 Capacidade de refrigeração das linhas

Seguindo a metodologia o primeiro passo consiste em descobrir o diâmetro inicial de cada segmento. Para selecionar tais diâmetros é necessário inicialmente determinar qual a capacidade de refrigeração transportada por cada trecho. Como cada evaporadora consome recebe 5kW de sua ramificação, o segmento inicial da linha principal deve possuir a capacidade total de refrigeração do sistema e cada ramificação subtrai a capacidade da evaporadora correspondente da linha principal. Sendo assim a capacidade de refrigeração que cada segmento necessita é dada pela tabela 5.2-1. Seleciona-se o diâmetro para cada segmento de acordo com a capacidade de refrigeração necessária utilizando a Tabela 3.4-1. Dados do refrigerante R.22, :

Tabela 5.2-1 Capacidade de refrigeração necessária para cada segmento da tubulação.

Tubulação	Capacidade de refrigeração necessária	Diâmetro	Capacidade de refrigeração disponível
Linha principal 1	21 kW	35 mm	37.31 kW
Ramificação 1°andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW
Linha principal 2	17.5 kW	28 mm	20.34 kW
Ramificação 2°andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW
Linha principal 3	14 kW	28 mm	20.34 kW
Ramificação 3°andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW
Linha principal 4	10.5 kW	28 mm	20.34 kW
Ramificação 4°andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW



Linha principal 5	7 kW	22 mm	10.31 kW
Ramificação 5º andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW
Linha principal 6	3.5 kW	18 mm	5.85 kW
Ramificação 6º andar	3.5 kW	18 mm	5.85 kW

## 5.2.2 Dimensionamento da linha de sucção

Deve-se então prosseguir para o cálculo do comprimento equivalente. Com o auxílio da Tabela 3.3-1. 3.3 Comprimento equivalente para curvas de tubulação, modificado, pode-se determinar o comprimento equivalente das curvas de 90° de raio curto, somando o comprimento equivalente das curvas ao comprimento dos trechos obtêm-se o comprimento equivalente total de cada segmento:

Tabela 5.2-2 Comprimento equivalente de cada segmento

Segmentos	Comprimento Equivalente
Linha principal 1	$8 + 8 + 4 + 1.2 \times 3 = 23.6 \text{ m}$
Linha principal 2	$4 + 1 = 5 \text{ m}$
Linha principal 3	$4 + 1.0 = 5 \text{ m}$
Linha principal 4	$4 + 1.0 = 5 \text{ m}$
Linha principal 5	$4 + 0.8 = 4.8 \text{ m}$
Linha principal 6	$4 + 0.6 = 4.6 \text{ m}$
Ramificações	$4 + 5 + 2 \times 0.6 = 10.2 \text{ m}$

Como explicado anteriormente o diâmetro é considerado adequado de acordo com a norma ASHRAE apenas se a eq.(3-1) resulta em um valor inferior a 1 K. Aplicando a equação (3-1) a cada segmento obtêm-se os valores da perda de carga em K.

A perda de carga em pressão é calculada utilizando a Tabela 3.4-1. Dados do refrigerante R.22, a qual fornece a perda de carga em Pa por metro para a perda de 1K. Multiplica-se o valor obtido da perda de carga em K para obter o valor em Pa.

Tabela 5.2-3 Perdas de carga na linha de sucção

Perda de carga Temperatura	Perda de carga Pressão
$\Delta T = 23.6 \times 0.04 \times \left(\frac{21}{37.31}\right)^{1.8} = 0.335K$	$23.6 \times 0.335 \times 0.731 = 5.779 \text{ kPa}$
$\Delta T = 5 \times 0.04 \times \left(\frac{17.5}{20.34}\right)^{1.8} = 0.153K$	$5 \times 0.101 \times 0.731 = 0.369 \text{ kPa}$
$\Delta T = 5 \times 0.04 \times \left(\frac{14}{20.34}\right)^{1.8} = 0.102$	$5 \times 0.102 \times 0.731 = 0.373 \text{ kPa}$
$\Delta T = 5 \times 0.04 \times \left(\frac{10.5}{20.34}\right)^{1.8} = 0.061K$	$5 \times 0.061 \times 0.731 = 0.223 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.8 \times 0.04 \times \left(\frac{7}{10.31}\right)^{1.8} = 0.096K$	$4.8 \times 0.096 \times 0.731 = 0.337 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.6 \times 0.04 \times \left(\frac{3.5}{5.85}\right)^{1.8} = 0.073K$	$4.6 \times 0.073 \times 0.731 = 0.245 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.2 \times 0.04 \times \left(\frac{3.5}{5.85}\right)^{1.8} = 0.162K$	$4.2 \times 0.127 \times 0.731 = 0.39 \text{ kPa}$

### 5.2.3 Velocidades Mínima e Máxima

Por meio das equações da seção 3.7 e das tabelas de propriedades do refrigerante R-22, obtêm-se a vazão de massa e volumétrica. Utilizam-se tais valores para calcular as velocidades mínima e máxima.

As velocidades mínima e máxima da linha de sucção são calculadas de acordo com a capacidade de refrigeração de cada segmento. Seguem os valores na tabela Tabela 5.2-4 Velocidades mínima e máxima da linha de sucção:

Tabela 5.2-4 Velocidades mínima e máxima da linha de sucção

Segmento	Velocidade (m/s)	Mínima	Velocidade (m/s)	Máxima
Evaporadora 1	0.913		3.686	
Evaporadora 2	0.914		3.69	
Evaporadora 3	0.915		3.69	
Evaporadora 4	0.915		3.686	
Evaporadora 5	0.916		3.688	
Evaporadora 6	0.917		3.69	

## 5.2.4 Perda de carga nas evaporadoras

Para se obter a perda de carga atuante em cada evaporadora basta adicionar a perda de carga em cada segmento entre a condensadora e a evaporadora específica, a tabela Tabela 5.2-5 Perda de carga na linha de sucção para cada evaporadora ilustra os valores obtidos:

Tabela 5.2-5 Perda de carga na linha de sucção para cada evaporadora

Segmento	Perda de carga (kPa)	Perda de carga (K)
Evaporadora 1	7	0.497
Evaporadora 2	7.5	0.65
Evaporadora 3	8	0.749
Evaporadora 4	8.14	0.812
Evaporadora 5	8.47	0.900
Evaporadora 6	8.7	0.980

## 5.2.5 Linha líquida

Para o dimensionamento da linha líquida novamente repete-se o procedimento padrão relativo ao comprimento equivalente e a perda de carga. O diâmetro que atende às especificações é de 15 mm e capacidade de refrigeração de 21.54 kW.

Tabela 5.2-6 Comprimento equivalente e diâmetros da linha líquida

Segmentos	Comprimento Equivalente	Diâmetro
Linha principal 1	$8 + 8 + 4 + 0.5 \times 3 = 21.5 \text{ m}$	15 mm
Linha principal 2	$4 + 0.5 = 4.5 \text{ m}$	15 mm
Linha principal 3	$4 + 0.5 = 4.5 \text{ m}$	15 mm
Linha principal 4	$4 + 0.5 = 4.5 \text{ m}$	12 mm
Linha principal 5	$4 + 0.5 = 4.5 \text{ m}$	12 mm
Linha principal 6	$4 + 0.5 = 4.5 \text{ m}$	12 mm
Ramificações	$4 + 5 + 2 \times 0.6 = 10.2 \text{ m}$	12 mm

Tabela 5.2-7 Perdas de carga na linha líquida

Perda de carga Temperatura	Perda de carga Pressão
$\Delta T = 21.5 \times 0.04 \times \left(\frac{21}{21.54}\right)^{1.8} = 0.822K$	$21.5 \times 0.822 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 58.437 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.5 \times 0.04 \times \left(\frac{17.5}{21.54}\right)^{1.8} = 0.124K$	$4.5 \times 0.124 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 45.617 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.5 \times 0.04 \times \left(\frac{14}{21.54}\right)^{1.8} = 0.083$	$4.5 \times 0.083 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 45.479 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.5 \times 0.04 \times \left(\frac{10.5}{11.24}\right)^{1.8} = 0.159K$	$4.5 \times 0.159 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 45.736 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.5 \times 0.04 \times \left(\frac{7}{11.24}\right)^{1.8} = 0.076K$	$4.5 \times 0.076 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 45.456 \text{ kPa}$
$\Delta T = 4.5 \times 0.04 \times \left(\frac{3.5}{11.24}\right)^{1.8} = 0.022K$	$4.5 \times 0.022 \times 0.749 + 4 \times 11.3 = 45.274 \text{ kPa}$
$\Delta T = 10 \times 0.04 \times \left(\frac{3.5}{11.24}\right)^{1.8} = 0.049K$	$10 \times 0.049 \times 0.749 = 0.367 \text{ kPa}$

O cálculo do subresfriamento possui os seguintes valores:

Tabela 5.2-8 Subresfriamento recomendado

Evaporadora	Subresfriamento recomendado
Evaporadora 1	1 K
Evaporadora 2	2 K
Evaporadora 3	4 K
Evaporadora 4	5 K
Evaporadora 5	6 K
Evaporadora 6	8 K

### 5.3 POTÊNCIA ISOENTRÓPICA DO COMPRESSOR E COEFICIENTE DE PERFORMANCE

Utilizando os dados das tabelas de propriedades do refrigerante R-22 de (ASHRAE, 2013) obtêm-se o trabalho de compressão isoentrópico e o coeficiente de performance para cada evaporadora. É importante

salientar que ocorre um aumento no consumo de energia devido às perdas de cargas ocorridas na tubulação, portanto os valores da tabela Tabela 5.3-1 Potência de compressão isoentrópica e coeficiente de performance. são obtidos a partir do cálculo segundo as equações da seção 3.9, corrigidos com o uso da Tabela 2.6-2 Efeito aproximado da perda de carga na capacidade de compressão e gasto de energia em linhas de gas R-22,.

Tabela 5.3-1 Potência de compressão isoentrópica e coeficiente de performance.

Evaporadora	Potência de compressão isoentrópica	Coefficiente de Performance
Evaporadora 1	$\dot{W} = 0.58$	$COP = 5.89$
Evaporadora 2	$\dot{W} = 0.584$	$COP = 5.85$
Evaporadora 3	$\dot{W} = 0.591$	$COP = 5.83$
Evaporadora 4	$\dot{W} = 0.596$	$COP = 5.81$
Evaporadora 5	$\dot{W} = 0.602$	$COP = 5.76$
Evaporadora 6	$\dot{W} = 0.603$	$COP = 5.74$

#### 5.4 RESULTADOS OBTIDOS PELO USO DO SOFTWARE

Pode-se observar por meio da figura Figura 5.4-1 Resultados referente às evaporadoras. que os valores de subresfriamento, perda de carga e velocidades mínima e máxima, assim como a potência isoentrópica de cada evaporadora estão de acordo com o esperado, pode-se notar que a diferença entre os resultados calculados manualmente e pelo programa é aproximadamente da ordem de  $10^{-2}$ , portanto pode-se constatar que o software desenvolvido produz resultados confiáveis dentro da metodologia ASHRAE.

Evaporadora	Perda de Carga(kPa)	Perda de Carga (K)	Subresfriamento (K)	Velocidade Mínima (m/s)	Velocidade Máxima (m/s)
Evaporadora1	6.995	0.497	1.0	0.913	3.686
Evaporadora2	7.553	0.65	2.0	0.914	3.69
Evaporadora3	7.926	0.752	4.0	0.915	3.694
Evaporadora4	8.148	0.813	5.0	0.915	3.696
Evaporadora5	8.484	0.909	6.0	0.916	3.698
Evaporadora6	8.729	0.982	8.0	0.917	3.7

Figura 5.4-1 Resultados referente às evaporadoras.

Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.591
Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.596
Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.599
Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.601
Potência isoentrópica de Compressão (kW):	0.605

Figura 5.4-2 Potência isoentrópica calculada pelo programa

## 6 CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS

A revisão bibliográfica realizada forneceu um melhor entendimento em relação aos diversos fatores que influenciam o projeto de uma tubulação de transporte de fluido refrigerante, abrangendo dimensionamento da tubulação de fluidos refrigerantes, circulação de óleo, aspectos estruturais e materiais da tubulação e posicionamento das unidades condensadora e evaporadora. Percebe-se que vários fatores influenciam no projeto mais eficiente de sistemas de refrigeração e é essencial definir inicialmente as necessidades de projeto e as diferentes soluções possíveis para evitar projetos ineficientes ou incapazes de cumprir sua função.

Tendo em vista o programa computacional desenvolvido no presente trabalho e seu exemplo de aplicação, é possível notar que este fornece ferramentas bastante úteis para a análise de projetos de ar condicionado. Sendo uma ferramenta versátil e de simples manuseio, adaptada para realizar análises de diversos tipos de configurações split e multi-split. A maior vantagem da utilização do software desenvolvido reside na estimativa de custos, perda de capacidade e aumento de consumo energético, informações essenciais para análise da viabilidade de projetos de refrigeração comercial e residencial.

Existem inúmeras possibilidades de desenvolvimento da ferramenta computacional desenvolvida no presente trabalho, do ponto de vista computacional é possível trabalhar na criação de um banco de dados mais preciso, visto que todas as operações realizadas pelo programa utilizam tabelas fornecidas pela ASHRAE, realizando interpolações entre estas. O programa se beneficiaria de maior precisão e versatilidade caso possuísse alguma ferramenta para gerar automaticamente as propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes. Outra sugestão seria tornar o software um aplicativo móvel, tornando mais fácil seu uso em campo.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRAVA. Mercado de Ar Condicionado. **Revista Abrava**, p. 44-47, 2012.
- ASHRAE. **2010 Handbook-REFRIGERATION**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2010.
- ASHRAE. **Handbook- Fundamentals**. [S.l.]: [s.n.], 2013.
- BEER, F. P.; JOHNSTON JR., R. E. **Resistência dos Materiais**. [S.l.]: Pearson, 2008.
- C. MAGALHÃES, L. **Orientações Gerais para a Conservação de Energia Elétrica em Prédios Públicos**. [S.l.]: PROCEL, ELETROBRÁS, 2007.
- CEM KESIM, A. Entraînement de l'huile dans les tuyauteries frigorifiques verticales. **International Journal of Refrigeration** **23**, p. 626-631, 2000.
- CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. Rio de Janeiro : LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2004.
- HAALAND, S. E. **Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow**. [S.l.]: ASME J. Fluids Eng., 105, pp. 89–90, 1983.
- JONES, M. J. **Air Conditioning**. [S.l.]: Newsweek, 1997.
- SILVA TELLES, P. C. **Tubulações Industriais: Cálculo**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1999.
- SILVA TELLES, P. C. **Tubulações Industriais: Materiais, Projeto e Montagem**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 2001.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Dondicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 2002.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Code for Pressure Piping B31**. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2007.
- TUBE TURNS DIVISION. **Piping Engineering 4th Edition**. [S.l.]: Tube Turns.Inc, 1979.