



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



Victor Barreto Montalvão

**ESTUDO DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR E
DIMENSIONAMENTO DE DUTOS: O CASO DE UM SHOPPING**

**OURO PRETO - MG
2019**

Victor Barreto Montalvão
victorbmontalvao@gmail.com

**ESTUDO DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR E
DIMENSIONAMENTO DE DUTOS: O CASO DE UM SHOPPING**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia

OURO PRETO – MG
2019

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

M763e Montalvão, Victor Barreto .

Estudo de sistemas de condicionamento de ar e dimensionamento de dutos [manuscrito]: o caso de um shopping. / Victor Barreto Montalvão. - 2019.

54 f.: il.: color., tab., mapa..

Orientador: Prof. Dr. Luís António Bortolaia.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas.

1. Ar condicionado - Equipamento e acessórios . 2. Análise térmica. 3. Ar condicionado - Dimensionamento de dutos. I. Montalvão, Victor Barreto . II. Bortolaia, Luís António. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Aos 04 dias do mês de dezembro de 2019, às 17h, na sala 28, localizada na Escola de Minas – Campus - UFOP, foi realizada a defesa de Monografia do aluno **Victor Barreto Montalvão**, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: DSc. Edson Alves Figueira Júnior, DSc. Ana Maura Araújo Rocha e DSc. Luís Antônio Bortolaia. O candidato apresentou o trabalho intitulado: “**Estudo de sistemas de condicionamento de ar e dimensionamento de dutos: o caso de um shopping**”, sob orientação do Profº. Luís Antônio Bortolaia. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo, os presentes consideram o aluno aprovado.

Ouro Preto, 04 de dezembro de 2019.

Profº DSc. Luís Antônio Bortolaia
Orientador

Profº. DSc. Edson Alves Figueira Júnior
Avaliador 1

Profº. DSc. Ana Maura Araújo Rocha
Avalidador 2

Victor Barreto Montalvão
Aluno

À minha família pelo apoio incondicional

Ao meus amigos pela companhia

À todas as pessoas que de alguma forma
contribuíram para que eu chegasse até
aqui.

AGRADECIMENTO

A Deus, pelas bênçãos, proteção, saúde e forças para continuar. À minha família pelo amor incondicional, pelos princípios e educação. Aos amigos que estiveram ao meu lado, nas alegrias e nos momentos difíceis. Ao meu Orientador, Professor Luís Antônio Bortolaia, pelos conhecimentos compartilhados, pelo ensino de excelência durante todo o curso e pelo apoio neste trabalho. Aos Professores Fábio e Caio do SENAI – CFP Américo Renê Giannetti, pelas oportunidades, conhecimentos compartilhados e apoio neste trabalho realizado.

“Forçar o seu caminho só trará azar. Mantenha-se focado no seu caminho e remova os obstáculos com gestos gentis. Analise a longo prazo. Semeie as sementes corretas agora para ter uma boa colheita no futuro. Cultive tolerância, adaptabilidade e desapego. Aceite o fato de que a única coisa que pode fazer é mudar a si próprio”.

I Ching – O Livro das Mutações

RESUMO

MONTALVÃO, Victor Barreto: **Estudo de sistemas de condicionamento de ar e dimensionamento de dutos: o caso de um Shopping**, 2019. (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Ouro Preto.

Este trabalho realiza um estudo na área de Refrigeração e Ar Condicionado e este é aplicado para o caso de um Shopping, situado na cidade de Contagem, no estado de Minas Gerais. São feitos estudos com o objetivo de criar uma base teórica necessária para lidar com sistemas de condicionamento de ar. São levantadas as características e fatores utilizados para realizar o cálculo de carga térmica, e a partir desta ocorre a seleção de equipamentos para gerar conforto térmico no local estudado. Para o presente trabalho é selecionado um sistema do tipo expansão indireta que utiliza a unidade resfriadora de líquido (chiller) como equipamentos do processo de refrigeração, o condicionador de ar típico é a unidade Fan Coil (Ventilador e Serpentina). Em seguida, a partir de especificações técnicas dos equipamentos selecionados é realizado o dimensionamento da rede de dutos utilizando o método da igual perda de carga.

Palavras-chave: *Condicionador de ar, Carga térmica, Dimensionamento de dutos, Método da igual perda de carga.*

ABSTRACT

MONTALVÃO, Victor Barreto: Study of Air Conditioning Systems and Ducting Sizing: the Case of a Shopping Mall, 2019. (Mechanical Engineering Graduation). Federal University of Ouro Preto

This study is performed in the area of Refrigeration and Air Conditioning and applied to the case of a Shopping Mall, located in the city of Contagem, state of Minas Gerais. Studies are done with the aim of creating a theoretical basis needed to deal with air conditioning systems. The characteristics and factors of the place are collected and used to calculate the thermal load, from the calculated thermal load is made the selection of equipment to generate thermal comfort in the studied location. For the present work, an indirect expansion type system that uses the chiller units as cooling process equipment is selected, the typical air conditioner is the Fan Coil unit. Then, from the technical specifications of the selected equipment, the duct network design is performed using the equal pressure drop method.

Keywords: *Air conditioner, Thermal load, Duct sizing, Equal pressure drop method.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Formas de transferência de calor	6
Figura 2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	10
Figura 3 - Vista em corte de um compressor hermético.....	11
Figura 4 - Esquema de um condensador resfriado a ar.....	12
Figura 5 - Esquema de um condensador resfriado a água	12
Figura 6 - Sistema de expansão direta por compressão de vapor.....	15
Figura 7 - Principais componentes de um Self Contained.....	16
Figura 8 - Sistema de expansão indireta.....	18
Figura 9 - Gráfico da perda de carga para dutos circulares	31
Figura 10 - Fluxograma de sequência das ações realizadas	34
Figura 11 - Representação do local estudado	38
Figura 12 - Representação de um dos conjuntos de lojas do local estudado.....	38
Figura 13 - Localização do local estudado	39
Figura 14 - Nomenclatura modelos GLOBAL CHILLER CARRIER.....	43
Figura 15 - Características físicas e especificações técnicas GLOBAL CHILLER CARRIER	44
Figura 16 - Características físicas e especificações técnicas Fan Coil	45
Figura 17 - Comprimento de dutos e distribuição de grelhas de insuflamento	46
Figura 18 - Grelhas de insuflamento e suas especificações.....	46
Figura 19 - Dutos retangulares equivalentes à dutos circulares	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Acréscimo ao diferencial de temperatura.....	20
Tabela 2 - Calor sensível e latente liberado por pessoas	22
Tabela 3 - Valores para vazão de ar externo	24
Tabela 4 - Infiltração de ar através das frestas	25
Tabela 5 - Velocidades recomendadas e máximas	30
Tabela 6 - Variáveis e indicadores do estudo	35
Tabela 7 - Cargas térmicas devido à insolação	40
Tabela 8 - Cargas térmicas devido à transferência de calor entre ambientes e meio externo ..	41
Tabela 9 - Cargas térmicas devido ao calor liberado pelos ocupantes	41
Tabela 10 - Carga térmica devido à iluminação	41
Tabela 11 - Carga térmica devido aos computadores das lojas	42
Tabela 12 - Carga térmica de ventilação ou infiltração de ar	42
Tabela 13 - Carga térmica total para o local estudado	43
Tabela 14 - Valores encontrados pelo método da igual perda de carga	47
Tabela 15 - Dimensões dos dutos	49

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Geral	2
1.3.2	Específicos.....	2
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Calor, energia e temperatura.....	4
2.2	Conforto térmico.....	5
2.3	Mecanismos de transferência de calor	6
2.3.1	Condução	6
2.3.2	Convecção	7
2.3.3	Radiação	8
2.4	Refrigeração.....	9
2.5	Componentes básicos de refrigeração	10
2.5.1	Compressor.....	11
2.5.2	Condensador	11
2.5.3	Evaporador.....	13
2.5.4	Dispositivo de Expansão	13
2.6	Condicionador de ar.....	13
2.6.1	Sistemas de expansão direta por compressão de vapor	14
2.6.2	Sistemas de expansão indireta	17
2.7	Cálculo de carga térmica	18
2.7.1	Carga térmica devido à insolação	19
2.7.2	Carga térmica devido à transferência de calor entre os ambientes internos e o meio externo	20
2.7.3	Carga térmica devido ao calor dos ocupantes, iluminação e equipamentos no recinto	21
2.7.4	Carga térmica de ventilação ou ar exterior de renovação e infiltração de ar.....	23
2.8	Ventilação Geral	26
2.9	Volume de ar de insuflamento.....	27
2.10	Métodos usados em projetos de rede de dutos	28

2.11	Método da velocidade.....	29
2.12	Método da igual perda de carga ou perda de carga constante	29
2.13	Método da recuperação estática.....	31
3	METODOLOGIA.....	33
3.1	Tipo de Pesquisa.....	33
3.2	Materiais e métodos.....	34
3.3	Variáveis e Indicadores	35
3.4	Instrumento de coleta de dados	35
3.5	Tabulação dos dados.....	35
3.6	Considerações Finais	36
4	RESULTADOS.....	37
4.1	O local estudado	37
4.2	Cálculos de carga térmica.....	40
4.3	Carga térmica total resultante	40
4.4	Seleção de equipamentos.....	43
4.4.1	Seleção de equipamentos para o local estudado	43
4.5	Dimensionamento de dutos	45
5	CONCLUSÃO.....	50
5.1	Recomendações	51
6	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	52

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo apresenta-se uma breve introdução ao trabalho com uma abordagem teórica sobre seleção e dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar e da rede de dutos para o ambiente em questão.

O primeiro capítulo constitui-se de formulação do problema, justificativa para a sua realização, os objetivos e a estrutura do trabalho.

1.1 Formulação do Problema

O bem estar do ser humano vem se tornando uma preocupação cada vez mais frequente, seja através da sensação de segurança e conforto, uma vez que esta sensação impacta tanto física quanto psicologicamente. As interações do homem com o ambiente onde vive inferem diretamente nesta condição, sendo a otimização dessas relações, fundamental para que haja satisfação e desempenho total das suas funcionalidades. No que diz respeito ao conforto térmico, o propósito é um planejamento capaz de ofertar um ambiente aprazível, segundo Frota e Schiffer (1987).

Frota e Schiffer (1987) afirmam que quando as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente ocorrem sem maior esforço, há uma sensação de conforto térmico pela parte do indivíduo, e sua capacidade de trabalho, desse ponto de vista, é maximizada. Sendo assim, um importância.

Uma maneira de atingir o almejado conforto térmico é através do condicionamento do ar. Ar condicionado é definido como o processo de condicionamento de ar com o objetivo de controlar sua temperatura, umidade, pureza e distribuição (STOECKER; JONES, 1985). Esses parâmetros variam, têm níveis de importância distintos e alguns devem ser estritamente seguidos de acordo com o local no qual o ar condicionado irá ser instalado. O princípio de funcionamento do sistema se baseia na troca de calor entre o ar a ser condicionado e o fluido usado no sistema, através da serpentina do evaporador.

Tendo em vista atingir o conforto térmico em um ambiente através da remoção de calor sensível do mesmo, busca-se a solução que melhor atenda a necessidade para o caso em questão. Sistemas de climatização de ar são onerosos e envolvem aumento dos gastos com energia elétrica e possíveis manutenções. Sendo assim, chega-se ao problema:

Como dimensionar e selecionar um sistema de condicionamento de ar e sua rede de dutos proporcionando boas condições de conforto térmico para ocupantes de um shopping?

1.2 Justificativa

O presente trabalho é justificado pela necessidade de adequação térmica de um ambiente cujo objetivo é o conforto térmico dos ocupantes.

De acordo com Frota e Schiffer (1987) a termorregulação é o meio natural de controle de perdas de calor pelo organismo, representa um esforço extra e, por conseguinte, uma queda de potencialidade de trabalho. Ou seja, o objetivo para o qual o ambiente foi idealizado, estando na atual situação, perde parcialmente sua funcionalidade, tornando-o incômodo para as pessoas ali presentes, reduzindo o conforto dos ocupantes.

O presente trabalho será importante para o desenvolvimento do aluno sobre os estudos e projetos de ventilação industrial e condicionamento de ar para desenvolvimento profissional futuro.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Dimensionar, analisar e selecionar um sistema de condicionamento de ar eficiente e projetar a rede de dutos para um Shopping localizado na cidade de Contagem, em Minas Gerais, de maneira que a sensação de calor excessivo sentida pelos ocupantes seja reduzida, gerando conforto térmico.

1.3.2 Específicos

- Realizar uma revisão bibliográfica sobre: conceitos e definição de conforto térmico, mecanismos de troca de calor, refrigeração, condicionamento de ar, carga térmica e projeto de rede de dutos;
- Apresentar e analisar os dados do recinto a ser estudado, bem como, as condições ambientais sob as quais ele está sujeito;
- Calcular a carga térmica total presente no recinto, levando em consideração a insolação, diferença de temperatura, presença de equipamentos eletrônicos e pessoas;

- Projetar a rede de dutos do sistema de condicionamento de ar mais adequado para o ambiente estudado;
- Selecionar o equipamento de condicionamento de ar adequado.

1.4 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho será dividido em cinco capítulos, sendo o primeiro a introdução, em que será apresentada a problemática a ser estudada, bem como, a justificativa para este estudo e os objetivos geral e específicos a serem alcançados no decorrer do trabalho.

O segundo capítulo constitui-se como a revisão bibliográfica, sendo responsável por dar a fundamentação teórica necessária à realização do trabalho, tais como, conceitos relativos à refrigeração, climatização, projetos de redes de dutos e seus métodos.

Na metodologia será apresentada o método de pesquisa, contendo as ferramentas, materiais e procedimentos empregados para realizar a análise e solução do problema em questão. Sendo apresentados os resultados desta análise no quarto capítulo.

O capítulo 5 consiste na conclusão do trabalho, em que é feita uma abordagem final dos resultados e dos objetivos traçados inicialmente no trabalho, além das recomendações para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo apresentar uma fundamentação teórica sobre conceitos de energia, calor, refrigeração, climatização e fundamentação teórica sobre os conceitos de condicionadores de ar, refrigeração, climatização, projetos de redes de dutos e seus métodos. Estes fundamentos serão utilizados durante o estudo de caso apresentados.

2.1 Calor, energia e temperatura

Conforme Çengel e Ghajar (2012, p. 2) explicam, calor é definido como “a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles”. Esta transferência ocorre sempre do meio de maior temperatura para o de menor temperatura e termina quando é atingido o equilíbrio entre os mesmos.

A transferência de calor é a ciência que estuda as taxas de transferência de calor entre os meios. Trabalhando com sistemas que não estão em equilíbrio térmico, ou seja, são fenômenos de não equilíbrio termodinâmico, sua premissa é de que haja diferença de temperatura, pois é impossível haver transferência entre dois corpos que possuam temperaturas similares (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

São várias as formas de energia existentes e o somatório de todas elas é chamado de energia total E . A nível molecular, o somatório de todas as formas microscópicas de energia é chamado de energia interna U . As unidades utilizadas são (ÇENGEL e GHAJAR, 2012): Sistema internacional (SI): joule (J) ou quilojoule (kJ). Um quilojoule equivale a mil joules. Sistema inglês: British thermal unit (Btu). Um Btu é o equivalente à aproximadamente 1,055056 kJ.

Segundo Miller (2008): “A temperatura é a medida de quente ou frio em uma determinada escala. Todas as substâncias possuem temperatura.”

Miller (2008) afirma que o calor é constantemente confundido com a temperatura. A temperatura é a medida da intensidade do calor. Ela não é uma medida direta da entalpia (conteúdo de calor). A entalpia não depende da temperatura. A mesma depende do tipo de material, do volume de material e da quantidade de calor que foi colocada ou retirada do material.

2.2 Conforto térmico

De acordo com Frota e Schiffer (1987) em 1916, a Comissão Americana da Ventilação presidida por Winslow, efetuou estudos e pesquisas com o objetivo de determinar a influência das condições termo-higrométricas no rendimento do trabalho. Esses estudos vieram confirmar seguintes resultados:

- Para o trabalho físico, o aumento da temperatura ambiente de 20°C para 24°C diminui o rendimento em 15%;
- 30°C de temperatura ambiente, com umidade relativa 80%, o rendimento cai 28%.

Ou seja, o conforto térmico passou a ser uma variável considerada na melhoria das condições de trabalho e aumento de produtividade.

Conforto térmico é entendido, de acordo com Frota e Schiffer (1987), como uma condição em que o indivíduo se encontra satisfeito com o ambiente que o cerca, independentemente de sua vestimenta, não há sensação de calor ou frio. Segundo os estudos realizados por Fanger (1970) na Dinamarca, em câmaras climáticas, definiram conforto térmico como "uma condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico".

Segundo Frota e Schiffer (1987), as principais variáveis climáticas de conforto térmico são temperatura, umidade e velocidade do ar e radiação solar incidente, podendo ser relacionadas também com regime de chuvas, vegetação, permeabilidade do solo, águas superficiais e subterrâneas, topografia, entre outras características locais que podem ser alteradas pela intervenção humana.

As exigências humanas de conforto térmico estão relacionadas com o funcionamento de seu organismo, cujo mecanismo, pode ser comparado a uma máquina térmica que produz calor segundo sua atividade. Conforme Frota e Schiffer (1987) o homem necessita liberar calor em quantidade suficiente para que sua temperatura interna se mantenha da ordem de 37°.

Sendo assim, as autoras relacionam essa capacidade com o conceito de conforto térmico. “Quando as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente ocorrem sem maior esforço, a sensação do indivíduo é de conforto térmico e sua capacidade de trabalho, desse ponto de vista, é máxima.” (FROTA e SCHIFFER, 1987 p. 15).

Ou seja, se o indivíduo tem sensação de frio ou calor é porque o mecanismo de regulação térmica está perdendo mais ou menos calor para o meio, o que provoca um esforço adicional

para que haja a manutenção da homeotermia, ocasionando assim queda do rendimento de trabalho. À partir daí, tem-se o conceito de neutralidade térmica, definida por Fanger (1970) como sendo a condição na qual o indivíduo não sinta nem frio, nem calor no ambiente no qual o mesmo se encontra inserido.

2.3 Mecanismos de transferência de calor

Çengel e Ghajar (2012) definem transferência de calor com a ciência que trata a determinação das taxas de transferência de energia. A transferência de energia, como calor, ocorre do meio de maior temperatura para o de menor temperatura e cessa quando os dois meios envolvidos atingem a mesma temperatura. Çengel e Ghajar (2012)

Ainda segundo Çengel e Ghajar (2012) chama-se condução de calor a transferência de energia calorífica entre as partes adjacentes de um corpo ou de um corpo para outro quando postos em contato. De uma maneira mais geral, podemos dizer que o calor transmite-se de três maneiras: condução, convecção e radiação. Pode-se observar estes três modos descritos na figura 1.

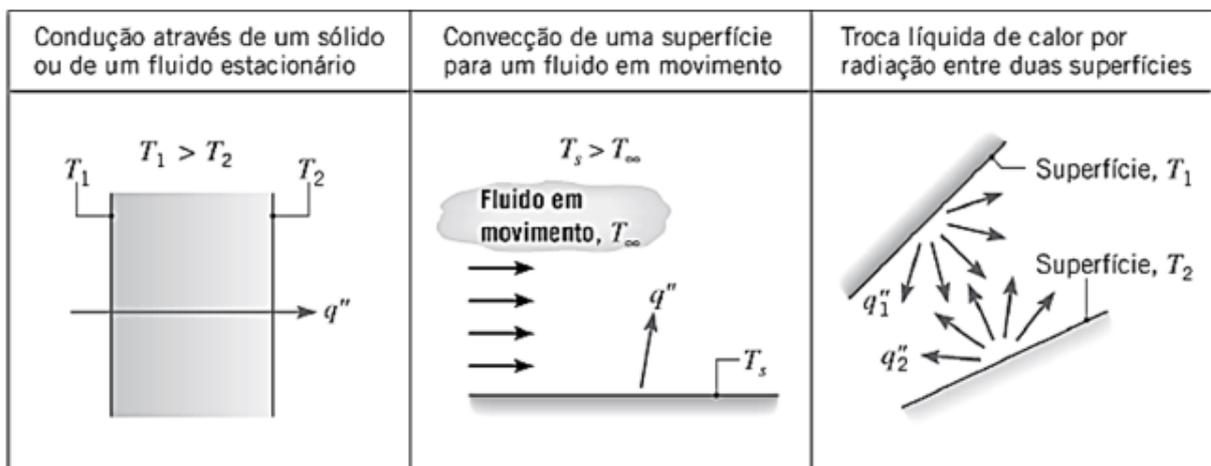


Figura 1 - Formas de transferência de calor
Fonte: INCROPERA (2008)

2.3.1 Condução

Incropera (2008) define condução como a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases.

Em líquidos e gases, a condução é consequência das colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Já nos sólidos, ela ocorre por causa da combinação das

vibrações das moléculas em rede e a energia é transportada por elétrons livres. (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A taxa de transferência de calor depende de alguns aspectos como:

- Geometria do corpo ou sistema – áreas de superfície;
- Espessura da camada;
- Material por onde o fluxo de calor está sendo transferido;
- Diferença de temperatura no qual o meio está envolto.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) “a taxa de condução de calor através de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura através da camada e à área de transferência de calor, mas inversamente proporcional à espessura da camada”, e pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\dot{q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad [\text{W}] \quad (1)$$

Onde:

- \dot{q}_{cond} é a taxa de condução de calor, cuja unidade é o Watt (W).
- Condutividade térmica do material (k) é a constante de proporcionalidade do material. É calculada e pode ser encontrada em tabelas. Sua unidade padrão no SI é (W/m·K).
- T_1 e T_2 são as temperaturas das superfícies do corpo por onde está fluindo o calor. A unidade padrão é o Kelvin (K).
- Δx é a espessura da camada e é expressa em metros (m).
- (A) representa a área da superfície de transferência de calor (m²).

2.3.2 Convecção

Çengel e Ghajar (2012) definem convecção como o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e líquida ou gás, que se encontra em movimento e envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto maior a velocidade de movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção.

Em caso de velocidade zero a transferência de calor se dará apenas por condução pura. O mecanismo será considerado convecção forçada se houver ação de meios externos forçando o fluido a escoar por sobre a superfície. Por outro lado convecção natural se dá quando o fluido

escoa pela simples ação das forças de flutuação devido à diferença de densidade (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

De acordo com Incropera (2008) o modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além de transferência de energia devido à difusão, a energia também é transferida através do movimento global ou macroscópico do fluido. Este movimento, na presença de uma diferença de temperatura, contribui para a transferência de calor.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a taxa de transferência de calor e a diferença de temperatura entre a superfície do sólido e o fluido são proporcionais e pode ser expressa pela lei de Newton do resfriamento através da equação:

$$\dot{q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \text{ [W]} \quad (2)$$

Onde:

- \dot{q}_{conv} é a taxa de transferência de calor convecção, cuja unidade é o Watt (W).
- Coeficiente de transferência de calor por convecção (h) é uma propriedade característica de cada fluido. É calculado experimentalmente e pode ser encontrada em tabelas (retirar). Sua unidade padrão no SI é (W/m²·K).
- T_s e T_∞ são as temperaturas da superfície do sólido e do fluido distante da superfície, respectivamente. A unidade padrão é o Kelvin (K).
- (A_s) representa a área da superfície de transferência de calor (m²).

Incropera (2008) afirma: “Uma consequência da interação entre o fluido e a superfície é o desenvolvimento de uma região no fluido através da qual a sua velocidade varia entre zero, no contato com a superfície, e um valor finito associado ao escoamento do fluido. Essa região é conhecida por camada limite de velocidade.”

2.3.3 Radiação

Incropera (2008) define a radiação térmica como a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. A emissão da radiação ocorre à partir de sólidos, gases e líquidos, independente da forma da matéria.

Segundo Incropera (2008) a emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. A energia do campo de radiação é transportada por ondas eletromagnéticas. Enquanto a transferência de energia por condução

ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita, sendo a transferência por radiação mais eficiente no vácuo.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a taxa máxima de radiação que pode ser emitida por uma superfície na temperatura termodinâmica, (T_s) é dada pela lei de Stefan Boltzmann da radiação térmica. Tal taxa somente pode ser emitida por uma superfície chamada de corpo negro e sua radiação é chamada de radiação de corpo negro, que pode ser expressa pela equação abaixo:

$$\dot{q}_{emit,max} = \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad [\text{W}] \quad (3)$$

Onde:

- $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}^4$ é a constante de Stefan Boltzmann;
- T_s é a temperatura termodinâmica na qual o corpo negro se encontra. É dada em Kelvin;
- A_s representa a área da superfície de transferência de calor (m^2).

Já a radiação emitida por superfícies que não são um corpo negro de mesma textura é menor e pode ser expressa por:

$$\dot{q}_{emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad [\text{W}] \quad (4)$$

Onde ε é a emissividade da superfície, seu valor está na faixa de 0 à 1, é a medida de quanto o comportamento da superfície se aproxima do comportamento de um corpo negro, cuja emissividade é igual a 1 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.4 Refrigeração

Segundo Creder (2004), refrigeração é o termo usado quando o ambiente é mantido a uma temperatura mais baixa que a vizinhança.

Para Miller (2008) a refrigeração consiste no processo de remover calor, não desejado de um local. O calor pode ser removido dos alimentos para preservar suas qualidades, ou pode ser removido do ar de uma sala com a finalidade de propiciar condições de conforto a seus ocupantes.

De acordo com Creder (2004) a tendência do calor é penetrar no recinto por conta do gradiente de temperatura, conseqüentemente uma quantidade correspondente de calor deve ser retirada do sistema para manter a sua temperatura interna no valor desejado.

A substância chamada de fluido refrigerante é fundamental para a transferência de calor em um equipamento de refrigeração. Segundo Miller (2008): “Em termos práticos, um fluido refrigerante comercial é qualquer substância que evapore e vaporize a temperaturas relativamente baixas. Durante a evaporação ou vaporização, o refrigerante absorve o calor.”

Ainda segundo Miller (2008) uma unidade de refrigeração permite que o fluido refrigerante se vaporize no interior de tubos que estão em contato, direta ou indiretamente, com o meio a ser resfriado. Os controles e o projeto de engenharia determinam as temperaturas que são alcançadas por uma unidade em particular.

Um sistema de refrigeração é composto por 4 componentes principais: o condensador, o evaporador, o compressor e a válvula de expansão. O ciclo pode ser visualizado esquematicamente na Figura 2:

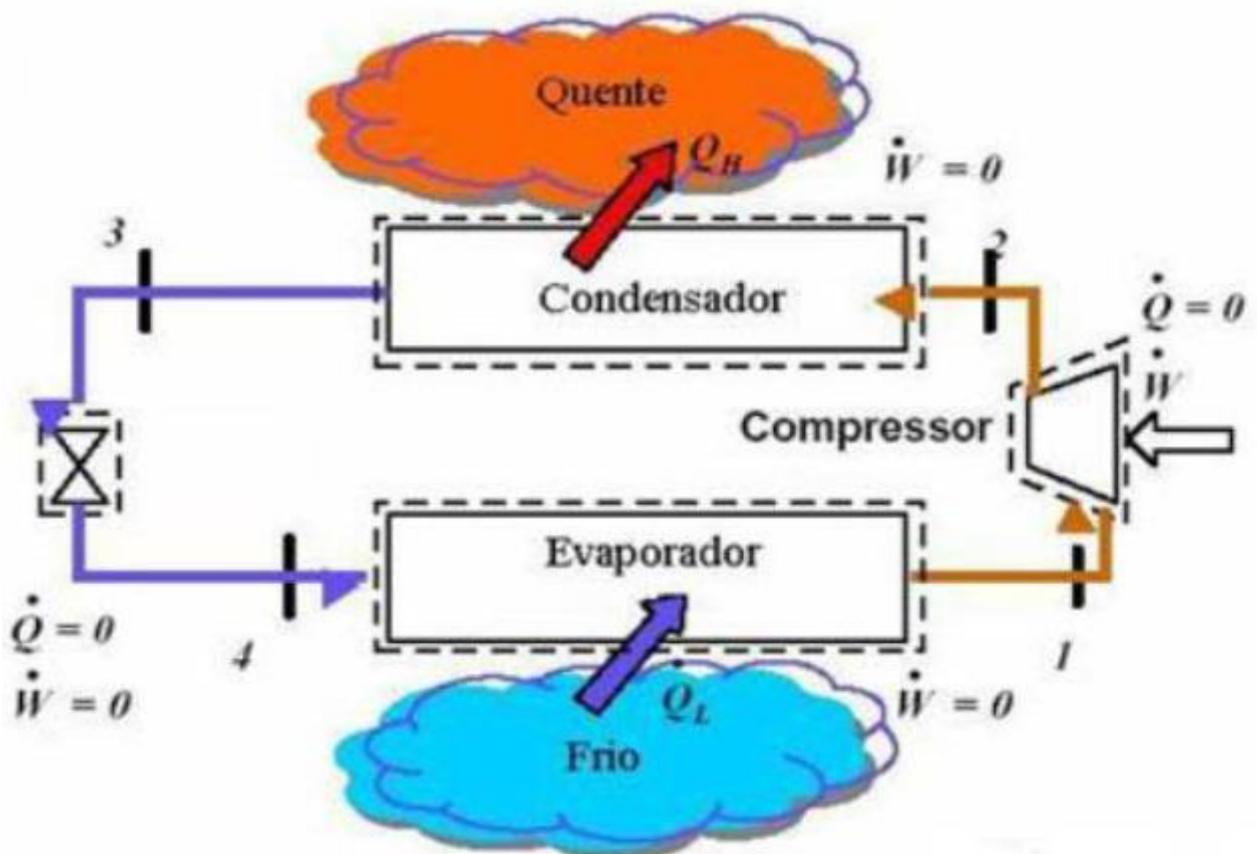


Figura 2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor
Fonte: GUIMARÃES (2011)

2.5 Componentes básicos de refrigeração

Inicialmente para entender a climatização, precisamos entender quais são os componentes básicos do sistema de refrigeração, conforme SILVA e SILVA (2007). O sistema

de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro componentes vitais para o seu funcionamento: o compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão. Os elementos são comuns em todos os sistemas de climatização e refrigeração, entretanto o que diferencia um sistema de outro, são as dimensões, pesos e automação que contém cada modelo de sistema.

2.5.1 Compressor

Promove a circulação do fluido refrigerante em conjunto com os outros elementos. O método de compressão pode ser alternativo, centrífugo ou rotativo. Segundo Jabardo (2008) na refrigeração industrial são usados praticamente todos os tipos de compressores: alternativos, rotativos parafusos, de palhetas e centrífugos.

A figura 3 representa um compressor hermético e seus componentes. Segundo Miller (2008): “Um compressor hermético é um conjunto compressor e motor diretamente conectados e enclausurados no interior de uma carcaça de aço. Ele é projetado para bombear fluido refrigerante à baixa pressão até uma pressão mais elevada.”

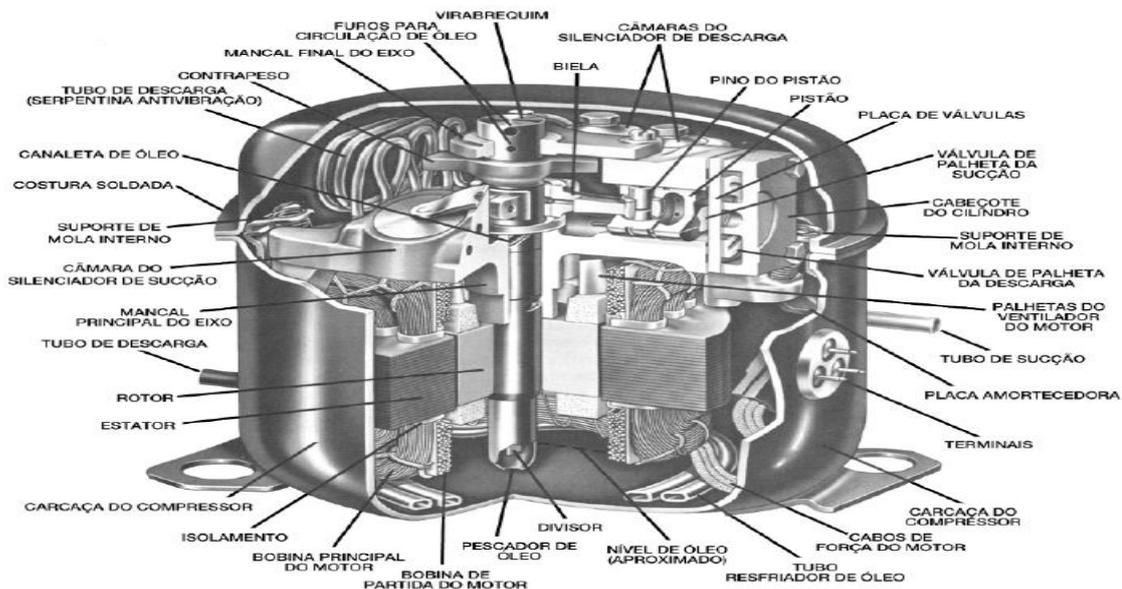


Figura 3 - Vista em corte de um compressor hermético
Fonte: MILLER (2008)

2.5.2 Condensador

De acordo com Miller (2008) um condensador deve receber o vapor superaquecido do compressor, resfriá-lo até a sua temperatura de condensação e então condensá-lo. Este processo é oposto ao que ocorre em um evaporador. Em geral, dois tipos de condensadores são utilizados: os resfriados a ar e os resfriados à água.

- Condensadores resfriados a ar:

Os condensadores resfriados a ar são normalmente do tipo aleta e tubo, contendo fluido refrigerante no interior dos tubos e o ar escoando em contato direto sobre o exterior. Geralmente, um ventilador força o ar sobre a serpentina, o que aumenta a sua capacidade de resfriamento. A figura 4 representa o funcionamento de um condensador resfriado a ar.

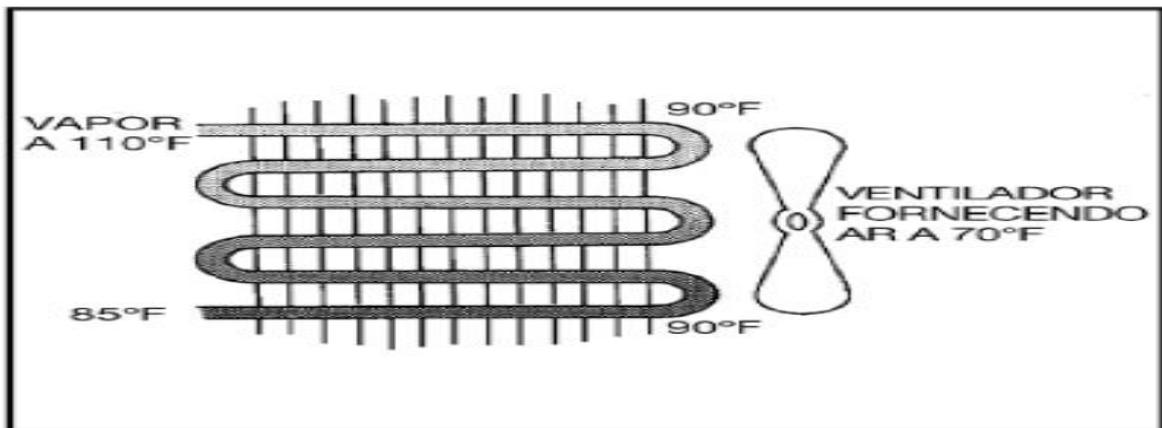


Figura 4 - Esquema de um condensador resfriado a ar
Fonte: MILLER (2008)

- Condensadores resfriados à água:

Nestes condensadores, o fluido refrigerante é resfriado através da água dentro dos tubos. Esta tubulação é colocada no interior de uma carcaça contendo o fluido refrigerante aquecido, calor é então transferido do fluido refrigerante através da tubulação para a água. Os condensadores resfriados à água são mais eficientes do que os condensadores resfriados a ar. Miller (2008) afirma que existem três tipos de condensadores resfriados à água: Duplo tubo, casco e serpentina e casco e tubo. A figura 5 representa o funcionamento de um condensador resfriado a água.

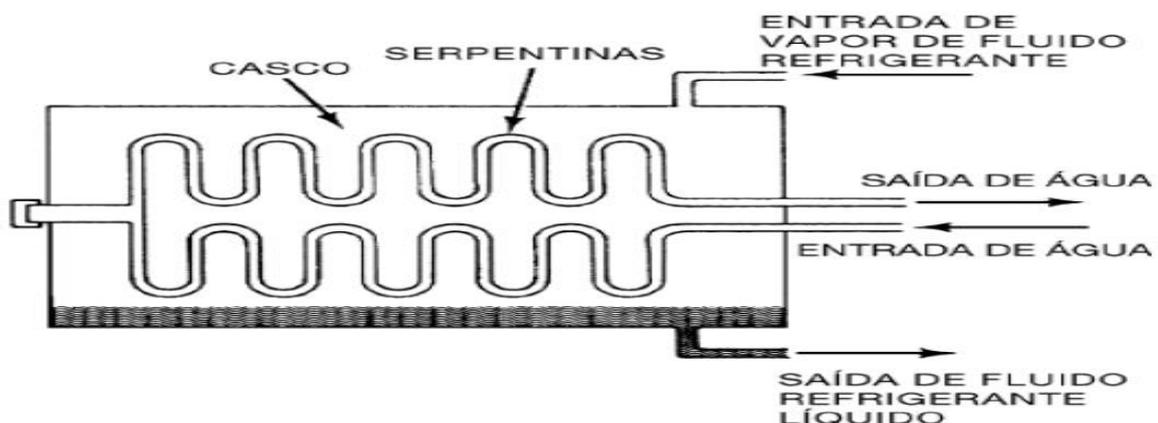


Figura 5 - Esquema de um condensador resfriado a água
Fonte: MILLER (2008)

2.5.3 Evaporador

Segundo Miller (2008) o evaporador remove calor do espaço que está sendo resfriado e é a unidade interna. Tem como objetivo fazer a troca de calor no interior do recinto, ou seja, absorve o calor refrigerando o local do recinto, neste processo o gás no estado líquido entra em ebulição com o calor absorvido do local e muda para fase gasosa.

De acordo com o documento “Treinamento e Capacitação para Boas Práticas em Sistemas de Ar Condicionado do Tipo Split” (2015) de autoria do Ministério do Meio Ambiente e Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, em alguns casos o evaporador também é chamado de unidade interna, nela o fluido frigorífico muda de estado físico, de líquido para vapor, absorvendo o calor. Na unidade evaporadora está alojado o evaporador. A unidade deve ser fixada no ambiente interno com a utilização de suportes com dimensões recomendadas pelo fabricante.

2.5.4 Dispositivo de Expansão

Tem como objetivo criar uma restrição ou dificuldade do fluido líquido vindo do condensador para o evaporador, com essa restrição provoca-se uma elevação de pressão no condensador e uma redução de pressão no evaporador. De acordo com o documento Refrigeração comercial - Refrigeração. Brasília (2008) estes dispositivos são controladores do circuito de refrigeração que operam no sentido de manter aproximadamente a mesma quantidade de refrigerante líquido no evaporador em função da carga térmica de refrigeração exigida.

Os tipos mais comuns de dispositivos de expansão são: as válvulas de expansão automática e as válvulas de expansão termostática.

2.6 Condicionador de ar

Segundo o documento “Treinamento e Capacitação para Boas Práticas em Sistemas de Ar Condicionado do Tipo Split” (2015) de autoria do Ministério do Meio Ambiente e Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, condicionar o ar consiste em um processo que objetiva controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar de um ambiente. Em certas aplicações controla o nível de pressão interna do ambiente em relação aos ambientes vizinhos.

Basicamente existem dois sistemas de ar condicionado (CREDER, 2004):

- Expansão ou evaporação direta, quando o fluido refrigerante recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente.
- Expansão indireta, quando o fluido refrigerante utiliza um meio intermediário (água ou salmoura) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar frio ou quente.

2.6.1 Sistemas de expansão direta por compressão de vapor

De acordo com Creder (2004) o sistema de expansão direta por compressão de vapor necessita de um trabalho externo que é realizado pelo compressor. O compressor aspira o fluido do espaço refrigerado na forma de vapor superaquecido e aumenta sua pressão. Em seguida o fluido em alta pressão passa pelo segundo equipamento característico do sistema, o condensador. A unidade condensadora transfere calor para a atmosfera que absorve o calor emitido pelo sistema.

Após a passagem pelo condensador o fluido sob forma de líquido saturado passa pela válvula de expansão termostática sem troca de calor, no entanto ocorre a perda de pressão. Essa perda de pressão faz com que o fluido refrigerante passe para a forma de vapor úmido.

O vapor úmido passa pelo equipamento responsável por processar o efeito de refrigeração, à pressão constante: o evaporador. Essa retirada de calor do ambiente corresponde ao calor latente de vaporização do fluido onde o refrigerante passa do estado de vapor úmido para vapor saturado ao absorver o calor. A figura 6 demonstra o funcionamento de um sistema de expansão direta.

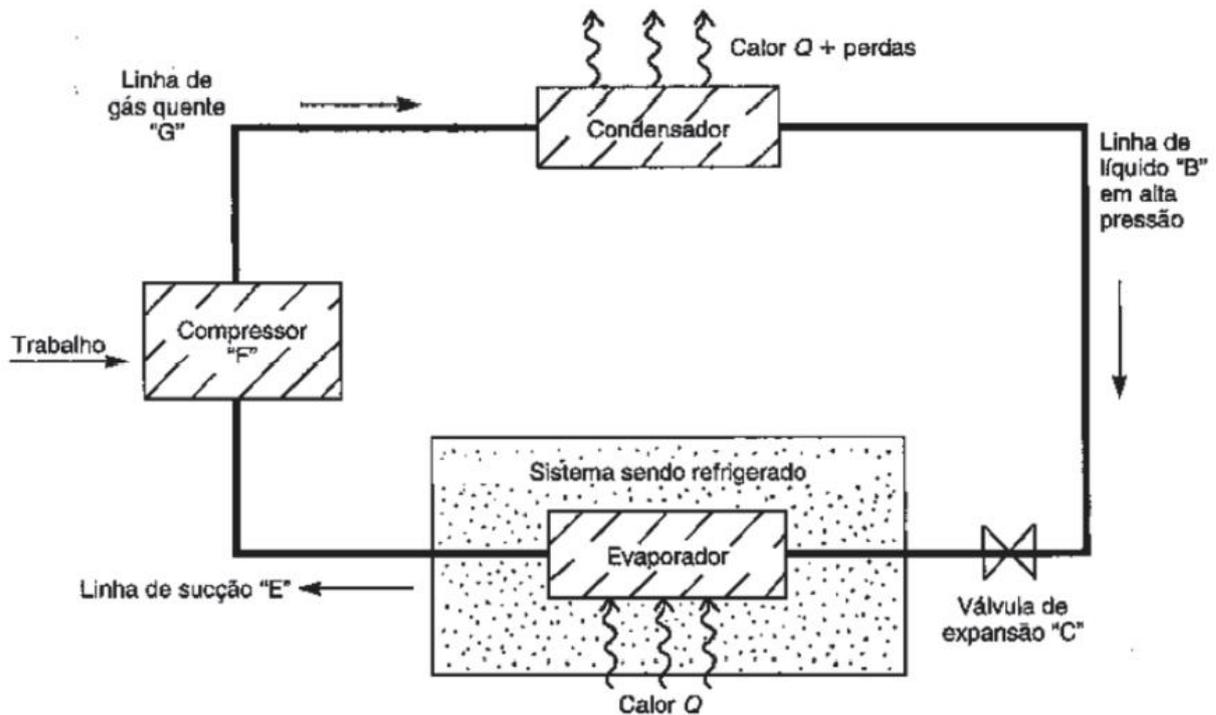


Figura 6 - Sistema de expansão direta por compressão de vapor
Fonte: CREDER (2004)

Existem diversos tipos de sistemas de condicionamento de ar por expansão direta, entre eles pode-se destacar o ar condicionado de janela, tipo Split, Self Contained.

- Ar condicionado de janela:

De acordo com o “Guia para Inspeção de Sistemas de Ar Condicionado - RENABRA (2018)” este sistema é indicado para uso residencial e ambientes de pequenas proporções. São mais compactos, a unidade condensadora e a unidade evaporadora estão no mesmo gabinete. Ele é colocado na abertura da parede ou janela. “Guia para Inspeção de Sistemas de Ar Condicionado - RENABRA (2018)”

- Ar condicionado do tipo Split:

Segundo o documento “Treinamento e Capacitação para Boas Práticas em Sistemas de Ar Condicionado do Tipo Split (2015)” o sistema de ar condicionado do tipo Split constitui-se de dois equipamentos interligados por meio de tubulações, sendo a unidade condensadora (externa ao ambiente) e a unidade evaporadora (interna ao ambiente). Os tipos mais comuns deste sistema são: de parede, piso/teto e o split/cassete.

- Ar condicionado self-contained:

O sistema de ar condicionado compacto ou self-contained é uma unidade de tratamento de ar com serpentinas de resfriamento de expansão direta conjugada a uma unidade

condensadora, resfriada a ar ou a água. O condicionador é previsto para insuflação do ar por dutos. Esse sistema é indicado para uso residencial e comercial (RENABRAVA, 2018).

O sistema de ar condicionado compacto ou self-contained é uma unidade de tratamento de ar com serpentinas de resfriamento de expansão direta conjugada a uma unidade condensadora, resfriada a ar ou a água. O condicionador é previsto para insuflação do ar por dutos. Esse sistema é indicado para uso residencial e comercial (RENABRAVA, 2018).

Segundo Castro, Silva de (2010) self-contained (auto-suficiente) é um aparelho compacto preparado para condicionar o ar, isto é, filtrar, aquecer, refrigerar, umidificar ou desumidificar o ar. Este tipo de condicionadores de ar do tipo self-contained podem ser fornecidos com condensadores resfriados a ar ou com condensação a água.

De acordo com Castro, Silva de (2010) estes condicionadores atendem grandes possibilidades de aplicação: instalação em lojas, restaurante, centros de computação de dados, em edifícios industriais, em bancos e em grandes residências. O equipamento self-contained pode ser instalado diretamente no ambiente ou utilizando-se de dutos.

A Figura 7 demonstra os principais componentes de um equipamento self-contained.

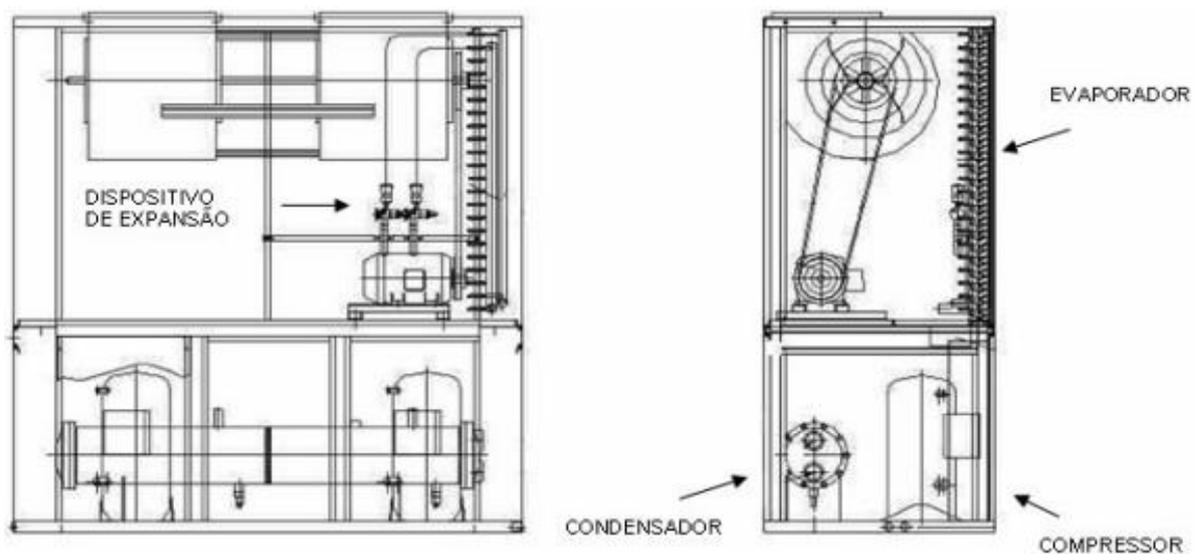


Figura 7 - Principais componentes de um Self Contained
Fonte: TRANE (2007)

Ainda segundo Castro, Silva de (2010) o condicionador de ar do tipo self-contained com condensação de ar, utiliza ventilador centrífugo para movimentar o ar entre as aletas do condensador. O ar do ambiente exterior, ao passar entre as aletas do condensador retira o calor do fluido refrigerante no estado de vapor. Este passa do estado de vapor para o líquido condensando-se.

Castro, Silva de (2010) afirma que o condicionador de ar do tipo self contained com condensação a água necessita de uma torre para resfriá-la. Essa água, ao passar pelo condensador, retira o calor do fluido refrigerante. O fluido refrigerante, ao perder calor para a água, condensa-se e muda o seu estado de vapor para o estado líquido. A água que sai do condensador, aquecida, é bombeada até a torre de resfriamento liberando o calor retirado do fluido refrigerante para o ar atmosférico.

2.6.2 Sistemas de expansão indireta

Segundo Creder (2004) os sistemas de expansão indireta são geralmente empregados em grandes instalações. Neste sistema o fluido refrigerante troca calor com o outro fluido (geralmente água) e esse fluido trocará calor com o ambiente. O principal sistema de condicionamento de ar por expansão indireta é o tipo Fan Coil ou água gelada.

- Sistema tipo Fan Coil ou água gelada:

Condicionadores de ar tipo Fan Coil são equipamentos que utilizam água gelada em seu sistema de resfriamento. Os modelos de Fan Coils podem ser: gabinete, cassette, hi-wall e built-in. Operam sempre com uma unidade externa, chamada de CAG (Central de Água Gelada), contando com um resfriador de líquido (Chiller). As dimensões variam conforme a capacidade. (RENABRAVA, 2018).

A figura 8 demonstra o funcionamento de um sistema de expansão indireta, no qual o condicionador utiliza um meio intermediário (água ou salmoura) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar frio ou quente

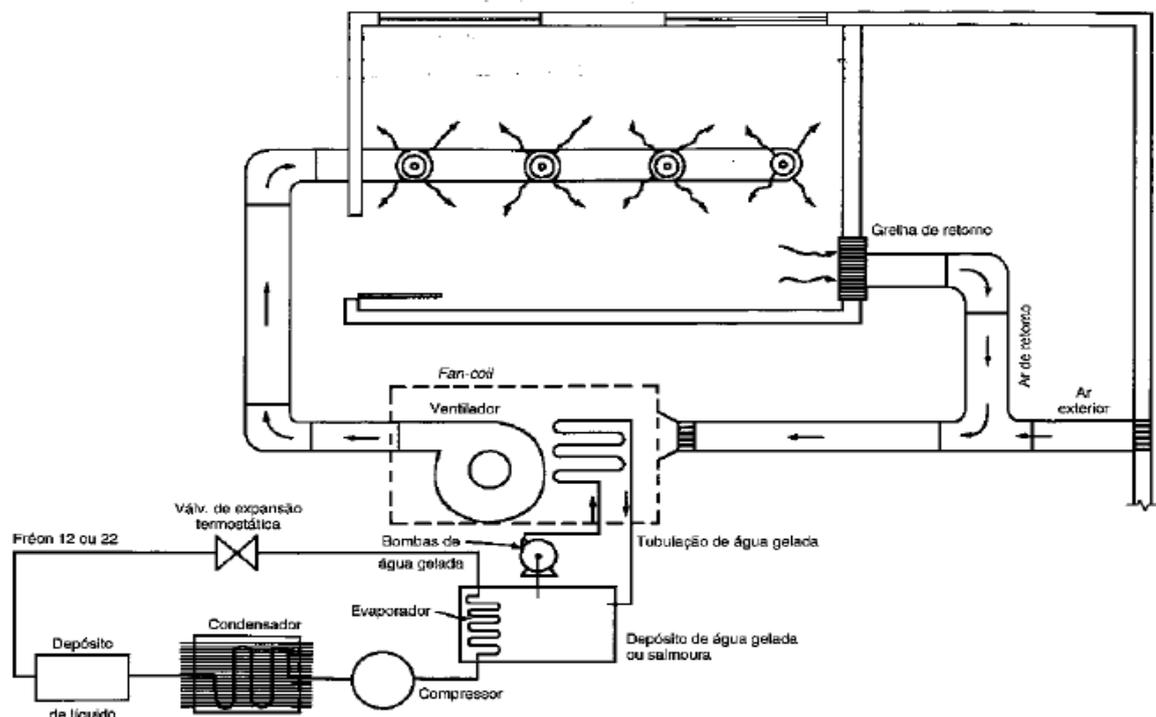


Figura 8 - Sistema de expansão indireta
 Fonte: CREDER (2004)

2.7 Cálculo de carga térmica

Creder (2004) define carga térmica como a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h, ou kcal/h, que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas. Essa carga térmica pode ser introduzida no recinto condicionado por: condução, insolação, dutos, pessoas, equipamentos, infiltração e ventilação.

Para o presente trabalho e o correto dimensionamento do sistema de ar condicionado, faz-se importante conhecer as condições ideais de conforto humano e o cálculo preciso da carga térmica da edificação para determinada região, e os fatores que afetam tal carga. O conhecimento da carga térmica é básico para:

- Dimensionar a instalação;
- Selecionar equipamentos;
- Avaliar o funcionamento de equipamentos existentes ou a serem adquiridos;
- Avaliar as alterações necessárias ao sistema que beneficia ambientes, cuja finalidade venha ser alterada.

2.7.1 Carga térmica devido à insolação

A carga térmica de insolação sobre janelas, paredes e telhados é determinada pela ação do sol no momento do dia em que há o maior valor da irradiação solar no local.

Para o cálculo da carga térmica devido a insolação nos vidros (Q_v), é levado em consideração o período crítico do ano em que há o maior valor de irradiação solar para o determinado horário do dia. A equação utilizada para os cálculos é (PIRANI, SD):

$$Q_v = IT \cdot A_v \cdot \varphi \cdot a \quad [\text{kcal/h}] \quad (5)$$

Onde:

- IT = irradiação solar para o determinado horário do dia em $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2$;
- A_v = área envidraçada em m^2 ;
- φ = fator de redução do vidro simples com cortinas interiores de cor clara (adimensional)
- a = Fator de armazenamento do vidro para o ganho de calor ao longo do dia para 24 h de funcionamento por dia e temperatura constante (adimensional).

Segundo Creder (2004) as paredes, lajes e telhados transmitem a energia solar para o interior dos recintos por condução e convecção. A carga térmica devido a insolação em paredes e telhados (Q) é obtida de acordo com a fórmula 6:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int} + \Delta_t) \quad [\text{kcal/h}] \quad (6)$$

Onde:

- U = Coeficiente Global de transferência de calor em $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;
- A = Área em m^2 ;
- T_{ext} = Temperatura do ar exterior em $^\circ\text{C}$;
- T_{int} = Temperatura do recinto em $^\circ\text{C}$;
- Δ_t = Acréscimo ao diferencial de temperatura em $^\circ\text{C}$, dado pela tabela 1.

Tabela 1 - Acréscimo ao diferencial de temperatura

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

Fonte: CREDER (2004)

2.7.2 Carga térmica devido à transferência de calor entre os ambientes internos e o meio externo

Os sistemas em questão são o ambiente interno correspondente ao Shopping e aos ambientes que fazem fronteira com o mesmo. Esses que fazem fronteira podem ser outros recintos ou a própria atmosfera. A transferência de calor acontece nas paredes internas, paredes externas e através das janelas que fazem fronteira com o ambiente interno, meio externo e através do teto.

O cálculo do ganho de calor através das paredes internas (Q_{pi}) é feito de acordo com a equação 7. A subtração de 3 graus Celsius se dá quando o ganho de calor é entre paredes internas onde o ambiente que faz fronteira não é refrigerado (PIRANI, SD) :

$$Q_{pi} = U_p \cdot A_{pi} \cdot (T_{ext} - T_{int} - 3^\circ C) \text{ [kcal/h]} \quad (7)$$

Onde:

- A_{pi} = Área da parede em m^2 ;
- T_{ext} = Temperatura do ar exterior em $^\circ C$;
- T_{int} = Temperatura do recinto em $^\circ C$.
- U_p = Coeficiente global de transferência de calor da parede, tabelado tanto para verão como inverno em $kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$;

O cálculo da transferência de calor nas janelas internas (Q_{ji}) é feito de acordo com a equação 8:

$$Q_{ji} = U_v \cdot A_{vi} \cdot (T_{ext} - T_{int} - 3^\circ C) \text{ [kcal/h]} \quad (8)$$

Onde:

- U_v = Coeficiente global de transferência de calor do vidro, tabelado tanto para verão como inverno em $kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$;
- A_{vi} = Área envidraçada interna em m^2 .

O cálculo da transferência de calor nas janelas externas (Q_{je}) é feito de acordo com a equação 9:

$$Q_{je} = U_v \cdot A_{ve} \cdot (T_{ext} - T_{int}) \text{ [kcal/h]} \quad (9)$$

Onde:

- A_{ve} = Área envidraçada externa em m^2 .

O cálculo do ganho de calor através de tetos e pisos (Q_t) é calculado pela equação 10:

$$Q_t = U_t \cdot A_t \cdot (T_{ext} - T_{int} - 3^\circ C) \text{ [kcal/h]} \quad (10)$$

2.7.3 Carga térmica devido ao calor dos ocupantes, iluminação e equipamentos no recinto

A carga térmica devido ao calor dos ocupantes é definida de acordo com seu grau de atividade e da temperatura de bulbo seco do ambiente descrito. Para o caso de um shopping biblioteca tem-se um ambiente de atividade moderada. Na tabela 2, baseada na norma NBR 16401 (ABNT, 1980), descreve-se os calores sensível e latente liberados por pessoa.

Tabela 2 - Calor sensível e latente liberado por pessoas

Calor liberado por pessoas (kcal/h)												
Local	Met. Homem Adulto	Met. médio (A)	TBS									
			28		27		26		24		21	
			S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Teatro, Escola Primária.	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Escola Secundária	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Escrit., Hot., Aptos., Universidades	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Supermercados, varejistas, lojas.	139											
Farmácias, drogeries.	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Bancos	139											
Restaurante (B)	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Fábrica, trabalho livre	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Salão de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252	68	184	76	176	83	169	86	156	116	136
Boliches, fábricas, ginásios (C)	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

S - Sensível

L - Latente

Fonte: ABNT (1980)

Para chegar ao valor total do calor latente e sensível liberado pelos ocupantes, basta multiplicar o valor dos calores latentes e sensíveis pelo número estimado de pessoas no local. O cálculo é feito, respectivamente, pelas equações 11 e 12:

$$Q_l = n \cdot q_l \quad [\text{kcal/h}] \quad (11)$$

Onde:

- n = Número de ocupantes no local;
- q_l = Calor latente liberado por ocupante em kcal/h .

$$Q_s = n \cdot q_s \quad [\text{kcal/h}] \quad (12)$$

Onde:

- q_s = Calor sensível liberado por ocupante em kcal/h .

Segundo Frota e Schiffer (1987) a presença de equipamentos de iluminação artificial contribui para o aumento da carga térmica interna do recinto através da geração de calor sensível. O mesmo é dissipado na forma de radiação, condução e convecção para o ambiente.

A carga térmica de iluminação e dos equipamentos no recinto são calculados de acordo com a potência de iluminação, e a potência e eficiência dos equipamentos instalados.

A carga térmica (Q_{il}) devido à iluminação é calculada pela equação 13:

$$Q_{il} = PL \cdot 0,86 \quad [\text{kcal/h}] \quad (13)$$

Onde:

- PL = Potência nominal de iluminação em W;

Segundo Pirani (SD) todos os equipamentos elétricos que estejam no interior do ambiente contribuem com uma parcela da carga térmica total, pois dissipam calor sensível. Para calcular esta parcela de carga térmica multiplica-se o valor da taxa de dissipação referente ao equipamento pela quantidade existente do mesmo no ambiente.

A equação 14 representa esta carga:

$$Q_{equip} = n \cdot C_{el} \quad [\text{W}] \quad (14)$$

Onde:

- n = Número de equipamentos no local;
- C_{el} = Valor da taxa de dissipação referente ao equipamento.

2.7.4 Carga térmica de ventilação ou ar exterior de renovação e infiltração de ar

Para garantir uma boa qualidade do ar para os ocupantes do local, uma quantidade de ar de renovação deve ser adicionada ao recinto. A tabela 3 apresenta os valores médios para cada pessoa em diferentes situações.

Tabela 3 - Valores para vazão de ar externo

Local	m ³ /h	Pessoa	Concentração de fumantes
	recomendável	mínimo	
Bancos	17	13	ocasional
Barbearias	25	17	considerável
Salões de beleza	17	13	ocasional
Bares	68	42	-
Casinos–Grill-room	45	35	-
Escritórios			
Públicos	25	17	alguns
Privados	42	25	nenhum
Privados	51	42	considerável
Estúdios	35	25	nenhum
Lojas	17	13	ocasional
Salas de hotéis	51	42	grande
Residências	35	17	alguns
Restaurantes	25	20	considerável
Salas de diretores	85	50	muito grande
Teatros – Cinemas - Auditórios	13	8	nenhum
Teatros – Cinemas - Auditórios	25	17	alguns
Salas de aulas	50	40	nenhum
Salas de reuniões	85	80	muito grande
Aplicações gerais			
Por pessoa (não fumando)	13	8	-
Por pessoa (fumando)	68	42	-

Fonte: PIRANI (SD)

Para o cálculo da carga térmica resultante do ar exterior de renovação, é necessário estabelecer a vazão de ar a ser adicionada para cada pessoa no recinto. Após estabelecer a vazão de ar a ser insuflada por pessoa a equação 15 é utilizada para encontrar a vazão de ar total.

$$\dot{Q}_r = n \cdot \dot{Q} \quad (15)$$

Onde:

- \dot{Q} = Vazão a ser insuflada por pessoa em m^3/h .

Através da equação 16 e utilizando o valor de \dot{Q} , é encontrada (Q_{svent}) a carga térmica sensível devido ao ar de renovação (CREDER, 2004).

$$Q_{svent} = 0,29 \cdot \dot{Q}_r \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (16)$$

Já a carga térmica latente (Q_{lvent}) é encontrada através da equação 17 (CREDER, 2004).

$$Q_{lvent} = h_{lv} \cdot (w_{ext} - w_{int}) \cdot \rho_{ar} \cdot \dot{Q}_r \quad (17)$$

Onde:

- h_{lv} = Entalpia de vaporização da água em *kcal/kg*;
- w_{ext} = Umidade absoluta externa em *kg de vapor/kg de ar seco*;
- w_{int} = Umidade absoluta interna em *kg de vapor/kg de ar seco*;
- ρ_{ar} = Peso específico do ar em *kg/m³*

O movimento do ar exterior ao recinto possibilita a sua penetração através das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas. Esta penetração adiciona carga térmica sensível ou latente. Segundo Creder (2004), há métodos que possibilitam sua estimativa.

O volume de ar que irá penetrar no recinto através das frestas é estimado através da tabela 4. Esta tabela estima o volume de ar que penetra no ambiente de acordo com o comprimento linear das portas e janelas.

Tabela 4 - Infiltração de ar através das frestas

Tipo de abertura	Observação	m ³ /h por metro de fresta (A)
Janelas		
Comum		3,0
Basculante	Mal ajustada	3,0
Guilhotina com caixilho de madeira	Bem ajustada	6,5
	Sem vedação	2,0
Guilhotina com caixilho metálico	Com vedação	4,5
		1,8
Portas	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5
b) Pelas portas		
Local	m ³ /h por pessoa	
	Porta giratória (1,80m)	Porta de vai-e-vem (0,90m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e Farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas em geral	12	14
Restaurantes	3	4
Lanchonetes	7	9
c) Pelas portas abertas		
Porta até 90cm	1350 m ³ /h	
Porta de 90cm até 180cm	2000 m ³ /h	

Fonte: PIRANI (SD)

Para obter o volume de ar infiltrado (Q_{arinf}) utiliza-se a equação 18.

$$Q_{arinf} = A. [(P_j \cdot n_j) + (P_p \cdot n_p)] \quad (18)$$

Onde:

- P_j = Perímetro das janelas em metros;
- n_j = Número de janelas;
- P_p = Perímetro das portas em metros;
- n_p = Número de portas;
- A = Infiltração em m^3/h por metro de fresta.

O calor sensível (q_{si}) decorrente do ar de infiltração é obtido pela equação 19.

$$q_{si} = 1,23 \cdot Q_{arinf} \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (19)$$

O calor latente (q_{li}) decorrente do ar de infiltração é obtido pela equação 20.

$$q_{li} = 3000 \cdot Q_{arinf} \cdot (w_{ext} - w_{int}) \quad (20)$$

2.8 Ventilação Geral

Segundo Creder (2004) a ventilação geral é um processo de circulação de ar usado quando não é possível a captação do contaminante antes que se espalhe pelo recinto. É o caso dos grandes aglomerados humanos (cinemas, teatros, salas de reuniões), onde os odores resultantes da transpiração e respiração devem ser eliminados por meio da penetração de ar puro, que deve ser misturado com o ar impuro e lançado para o exterior.

Existem três tipos de ventilação:

- Por insuflamento;
- Por exaustão;
- Mista.

Na ventilação por insuflamento, um ventilador lança o ar no recinto que fica com pressão maior que o exterior. Desse modo o ar viciado é retirado do ambiente por meio de uma abertura.

Na ventilação por exaustão, um ventilador retira o ar que penetra no recinto por meio de aberturas. Há uma pressão negativa no recinto em relação ao exterior, por isso o ar viciado é retirado.

Na ventilação mista, há, ao mesmo tempo, um ventilador que insufla o ar no recinto e outro que retira o ar viciado, devendo ficar em extremidades opostas para evitar o curto-circuito de ar e melhorar a diluição.

2.9 Volume de ar de insuflamento

De acordo com Creder (2004) o volume de ar a ser introduzido no ambiente para dissipar a quantidade de calor, pode ser obtido da expressão:

$$q = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (21)$$

Onde:

- q = Quantidade de calor em $kcal/h$;
- m = Fluxo de ar em kg/h ;
- $c = 0,24 kcal/kg \cdot ^\circ C$;
- Δt = Diferencial de temperatura em $^\circ C$ entre o recinto e o exterior.

Da equação 21 pode-se calcular a vazão de ar:

$$Q = \frac{q_s}{0,29 \cdot (T_{ext} - T_{int})} \quad (22)$$

Onde:

- T_{ext} = Temperatura do ar exterior em $^\circ C$;
- T_{int} = Temperatura do recinto em $^\circ C$;
- q_s = Carga de calor sensível em $kcal/h$;
- Q = Vazão de ar em m^3/h .

2.10 Métodos usados em projetos de rede de dutos

Segundo o Manual de Ar Condicionado Trane, três métodos são amplamente usados nos projetos de redes de dutos: os “Métodos da velocidade”, “Perda de carga constante ou atrito constante” e o da “Recuperação Estática”.

Segundo Creder (2004) a equação geral para o dimensionamento dos dutos é a mesma equação geral usada para o fluxo de qualquer fluido:

$$Q = A \times V \quad (23)$$

Onde:

- Q = Vazão em m^3/min (MCM);
- A = Área em m^2 ;
- V = Velocidade em metro por minuto (MPM).

De acordo com Creder (2004), nestes métodos, o fluxo de qualquer fluido se verifica por diferença de pressão. No caso do ar, essa diferença de pressão é proporcionada pelo ventilador e é de pequena proporção. Se considerarmos desprezível o atrito, podemos utilizar as mesmas leis da queda dos corpos e obter a equação 24:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (24)$$

Onde:

- v = Velocidade em m/s ou pés por segundo (FPS);
- g = Aceleração da gravidade = $9,81 m/s^2$ ou $32,2 ft/s^2$;
- h = Diferença da gravidade em metros ou pés

Em unidades do sistema inglês, a fórmula acima pode ser simplificada para a equação 25:

$$v = 1096,5 \frac{\sqrt{h_v}}{\rho} \quad (25)$$

Onde:

- h_v = Diferença de pressão em polegadas de água;
- ρ = Densidade do ar em libras por pés cúbicos;

- v = Velocidade em pés por minuto.

Para o ar padrão $\rho = 0,07488$ libras por pés cúbicos, então $v = 4,005 \sqrt{h_v}$ em unidades inglesas e $v = 242,4 \sqrt{h_v}$ em unidades métricas (h_v em mm de coluna d'água) para o ar padrão de $1,2 \text{ kg/m}^3$ e v em metro por minuto (MPM). Analogamente se obtém a equação 26:

$$h_v = \frac{v^2}{4,005^2} \quad (26)$$

2.11 Método da velocidade

A escolha do método de projeto depende quase inteiramente do tamanho e da disposição de dutos. De acordo com Creder (2004) para pequenos sistemas ou em grandes sistemas com poucos dutos e no máximo cinco ou seis bocas usa-se o método da velocidade, o mesmo é um método empírico no qual é a velocidade arbitrariamente fixada no ventilador e, com base na experiência, reduzida em sucessivas etapas.

2.12 Método da igual perda de carga ou perda de carga constante

Segundo Creder (2004) o método da igual perda de carga ou perda de carga constante baseia-se na circulação de ar e perdas em dutos redondos, para dutos retangulares é necessário a conversão da bitola do duto redondos em duto retangular com a mesma quantidade de ar circulante e perdas. Com estas considerações, nos dutos retangulares teremos menor velocidade de ar para mesma vazão e as mesmas perdas.

De acordo com o Manual de Ar Condicionado Trane neste método a perda de carga unitária é mantida constante em todo o sistema. Para determinar a perda por atrito no sistema de dutos, multiplica-se a perda unitária pelo comprimento equivalente da rede de duto.

A perda de carga unitária depende da velocidade admissível no sistema de dutos. Em instalações comerciais determina-se totalmente por considerações de ruídos. Para este funcionamento, as velocidades não devem exceder os valores máximos indicados na tabela 5.

Tabela 5 - Velocidades recomendadas e máximas

Designação	Recomendadas m/s			Máximas m/s		
	Residências	Escolas Teatros e Edifícios Públicos	Prédios industriais	Residências	Escolas Teatros e Edifícios Públicos	Prédios industriais
Tomadas de ar exterior	2,5	2,5	2,5	4,0	4,5	6,0
Serpentinas –						
- resfriamento	2,25	2,5	3,0	2,25	2,5	3,6
- aquecimento	2,25	2,5	3,0	2,5	3,0	7,5
Lavadores de ar						
- borrifador	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5
- alta velocidade	--	--	9,0	--	--	9,0
Descarga do ventilador						
min	5,0	6,5	8,0			
max	8,0	10,0	12,0	8,5	11,0	14,0
Dutos principais						
min	3,5	5,0	6,0			
max	4,5	6,5	9,0	6,0	8,0	10,0
Ramais						
Horizontais min	--	3,0	4,0			
max	3,0	4,5	5,0	5,0	6,5	9,0
Ramais Verticais						
min	--	3,0	--			
max	2,5	3,5	4,0	4,0	6,0	8,0

Fonte: NORMA NB10 (1978)

De acordo NBR 16401 (2008) para sistemas de renovação de ar associada a sistemas de ar condicionado é necessário um acréscimo de ar de boa qualidade ao ar de retorno para manter os poluentes em níveis aceitáveis. Esta renovação permite determinar o vazão de ar necessária para o ambiente e para os cálculos em questão.

Segundo Oliveira (2011) a perda de pressão por comprimento no caminho crítico pode ser definida com auxílio da figura 9, de acordo com a vazão no trecho. Neste método o sistema estará balanceado após o dimensionamento, porém a velocidade nos trechos deve ser verificada para que não ultrapasse a máxima permitida pelas normas.

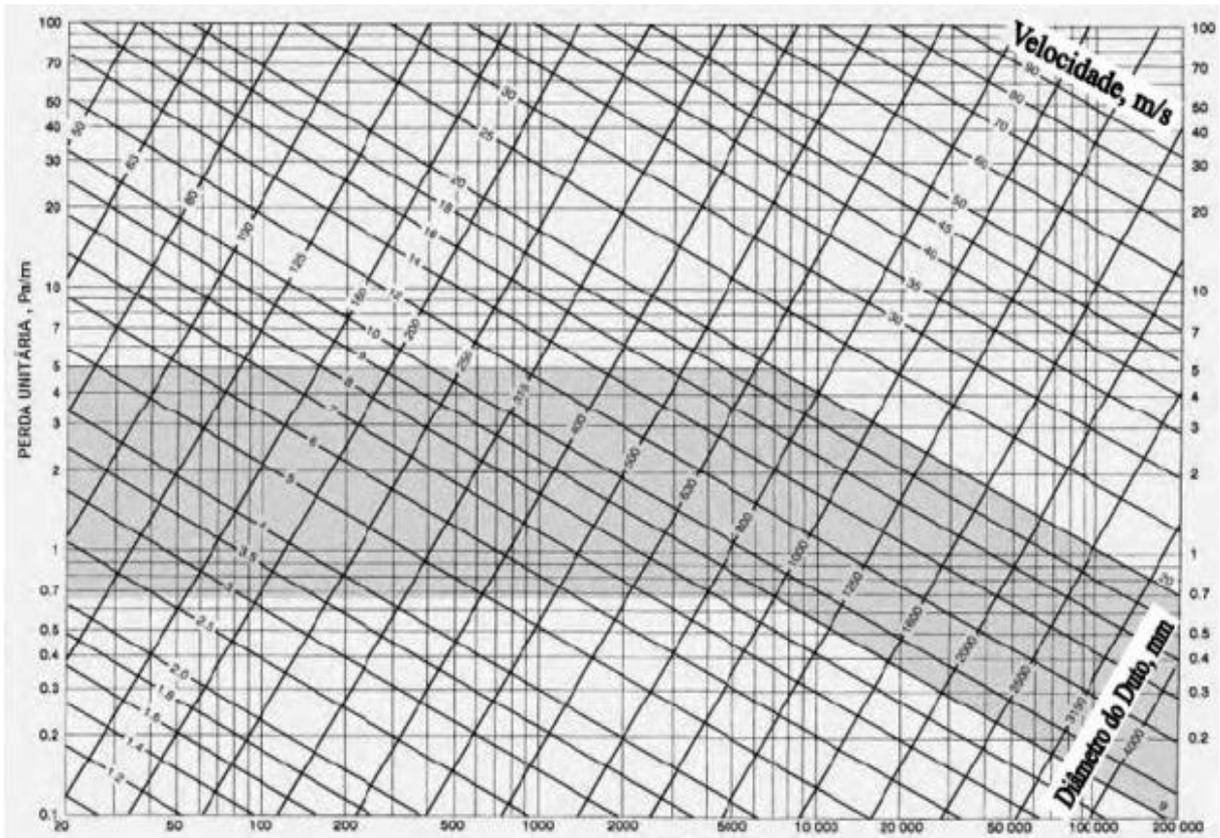


Figura 9 - Gráfico da perda de carga para dutos circulares
Fonte: ASHRAE (2001)

Segundo a ASHRAE (2001). Através da equação 27 pode ser encontrada a perda de carga unitária para o sistema:

$$J = \frac{\Delta_p}{L_t} \quad (27)$$

Onde:

- J = Perda de carga unitária (Pa/m);
- Δ_p = Perda de carga no caminho crítico (Pa);
- L_t = Comprimento do caminho crítico (m).

Para o sistema em questão, presente neste trabalho, adotaremos o método da igual perda de carga, os cálculos e particularidades para o projeto serão tratados no Capítulo 4.

2.13 Método da recuperação estática

Para para grandes sistemas de altas pressões, o método de recuperação estática é mais frequentemente usado. De acordo com Creder (2004) este método é mais complexo que os

anteriores citados, baseia-se no princípio de em um sistema de dutos sobre a ação do ar em determinadas vazão e velocidade terá as seguintes pressões presentes:

- Pressão estática (P_e), que pode ser medida aplicando-se o manômetro de coluna d'água na extremidade do duto;
- Pressão total (P_t), medida aplicando-se o manômetro no meio do duto;
- Pressão devida à velocidade (P_v).

Estas pressões resultam na equação 28

$$P_t = P_e + P_v \quad (28)$$

Para o ar padrão, a seguinte fórmula está presente:

$$P_v = \frac{V^2}{4,005^2} \text{ em unidades inglesas} \quad (29)$$

$$P_v = \frac{V^2}{242,2^2} \text{ em unidades métricas}$$

Onde:

- P_v = Perdas de pressão devidas à velocidade (pressão dinâmica);
- V = Velocidade do ar em FPM ou MPM.

De acordo com Creder (2004) supõe-se a seção constante de um duto e a vazão de ar diminuindo ao longo do trecho considerado, verifica-se que P_v decresce ao longo do duto e P_e cresce. Isso é conhecido por recuperação estática e permite, selecionando-se as velocidades de modo conveniente em cada trecho, a obtenção de um sistema bem balanceado. A recuperação da pressão estática entre os pontos A e B de um sistema de dutos é dada pela equação 30:

$$P_h = 0,75 \left[\left(\frac{V_A}{4005} \right)^2 - \left(\frac{V_B}{4005} \right)^2 \right] \quad (30)$$

Onde:

- P_h = Recuperação da pressão estática;

3 METODOLOGIA

Neste capítulo serão abordados os aspectos da pesquisa científica e dos procedimentos, bem como suas características, a fim de determinar os materiais utilizados, instrumentos de coleta de dados, variáveis, indicadores e a forma de tabulação dos dados.

3.1 Tipo de Pesquisa

Para Gil (2002), a pesquisa pode ser tipificada como um processo sistemático e formal de desenvolvimento do método científico; com objetivo fundamental de descobrir respostas para problemas, através do emprego de procedimentos científicos.

- Pesquisa qualitativa: aquilo onde se encontra afinidade ativa entre o mundo em que vivemos (real) e o sujeito, criando um vínculo entre ambas as partes, e que não pode ser mensurada ou transformada em números (SILVA E MENEZES, 2005).
- Pesquisa Quantitativa: Segundo Polit, Becker e Hungler (2004) a pesquisa quantitativa, que tem suas raízes no pensamento positivista lógico, tende a enfatizar o raciocínio dedutivo, as regras de lógica e os atributos mensuráveis da experiência humana. Considera que tudo pode ser questionável, traduzindo em números, opiniões e informações para classificá-las e analisá-las. Demanda o uso de recursos e de técnicas estatísticas como porcentagem, média, moda e mediana.

De acordo com (Gil, 2002), de acordo com os objetivos de uma pesquisa, é possível classificá-la em três grupos:

- Pesquisa exploratória: tem como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, ainda pouco conhecido, de tal maneira que o pesquisador possa gerar hipóteses ao final da pesquisa. Este tipo de pesquisa pode envolver levantamentos bibliográficos, entrevistas com pessoas experientes no problema pesquisado.
- Pesquisa descritiva: tem o objetivo de descrever as características de determinada população, fenômenos ou de experiências. Uma de suas peculiaridades está na utilização de técnicas padronizadas de coletas de dados, tais como questionários e observações sistemáticas.
- Pesquisa explicativa: A pesquisa Explicativa tem como objetivo identificar os fatores que determinam ou que contribuem para a ocorrência dos fenômenos. Este tipo de pesquisa é a que mais aprofunda o conhecimento da realidade, tornando este tipo de

pesquisa o mais complexo e delicado. É uma pesquisa sujeita a erros, pois depende da análise subjetiva do pesquisador.

De acordo com os procedimentos técnicos, é possível classificar o atual trabalho como pesquisa bibliográfica e experimental, uma vez que Gil (2008) considera que a pesquisa bibliográfica é desenvolvida com base em material já elaborado, constituído principalmente de livros, artigos científicos, apostilas, catálogos e dissertações de mestrado.

Já a pesquisa experimental determina um objeto de estudo, seleciona-se as variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, define-se as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto.

Assim, o presente trabalho caracteriza-se como uma pesquisa de natureza quantitativa e qualitativa, pois, tem por objetivo o uso de métodos matemáticos para o alcance dos seus resultados e consequente análise dos dados obtidos, fazendo uso de pesquisa bibliográfica no seu desenvolvimento. Pode também ser considerado de caráter exploratório e um estudo de caso.

3.2 Materiais e métodos

A partir do interesse pelos processos de refrigeração e ar condicionado foi iniciado um aprofundamento de estudos nessa área. Para a realização do presente trabalho foi realizada uma sequência de ações ordenadas, como apresentado na figura 10, tendo início na realização de uma revisão bibliográfica sobre os assuntos abordados para embasamento.

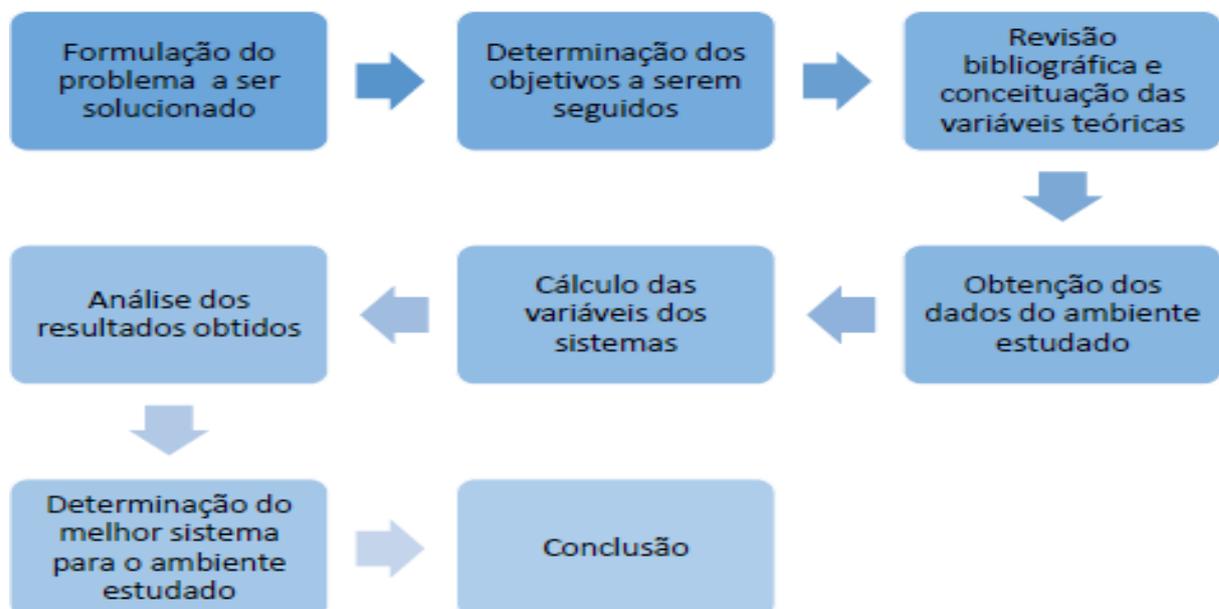


Figura 10 - Fluxograma de sequência das ações realizadas
Fonte: CLEZAR E NOGUEIRA (1999)

Em seguida, estudou-se uma situação particular que são os sistemas de condicionamento de ar para shoppings e grandes centros comerciais.

Para finalizar foram feitos estudos para elaborar uma melhor distribuição da rede de dutos para o local através de métodos citados no Capítulo 2.

3.3 Variáveis e Indicadores

Indicadores são selecionados quanto ao objetivo da pesquisa, sendo responsáveis pela determinação e variação dos valores das variáveis, permitem identificar e os conceitos da mesma.

De acordo com Assis (2018, p. 23), a variável “refere-se ao fenômeno a ser pesquisado, o campo de variação de cada tipo de dado a ser pesquisado”. A tabela 6 apresenta as variáveis e indicadores envolvidos no presente trabalho.

Tabela 6 - Variáveis e indicadores do estudo

Variáveis	Indicadores
Sistema de condicionamento de ar	Temperatura Umidade
Carga térmica	Conforto térmico
Projeto da rede de dutos	Tamanho e disposição dos dutos

Fonte: Pesquisa Direta (2019)

3.4 Instrumento de coleta de dados

Esta etapa consiste em determinar os instrumentos utilizados para a pesquisa executada. Neste trabalho os dados são coletados através de uma pesquisa bibliográfica, através de documentos técnicos, artigos, livros, monografias, teses, dissertações, informações de outros colaboradores e pesquisa própria do local a ser estudado.

3.5 Tabulação dos dados

Os dados obtidos serão tabulados no *software Microsoft Excel*, que receberá os dados e fará os cálculos iniciais, em seguida serão dispostos em figuras e os resultados demonstrados e analisados neste documento pelo *Microsoft Word*.

3.6 Considerações Finais

Neste capítulo foi relatada toda a metodologia utilizada para o desenvolvimento do presente trabalho. Demonstrou-se o tipo de metodologia utilizada e o tipo de pesquisa, as variáveis e indicadores utilizados no desenvolvimento da pesquisa, instrumentos de coleta de dados e análise e por final descreveu-se a coleta de dados e os softwares utilizados.

4 RESULTADOS

O presente capítulo tem como objetivo demonstrar os cálculos e métodos utilizados, as características do local estudado, seleção de equipamentos e os resultados obtidos para dimensionar o melhor sistema.

4.1 O local estudado

O ambiente a ser analisado é um Shopping Comercial, o mesmo se encontra na cidade de Contagem em Minas Gerais, este apresenta um total de 80 lojas em uma área total de 980 m^2 . O local apresenta dimensões de 40 m e 24,5 m .

O Shopping apresentará um horário de funcionamento de 09 às 18 horas, e durante este horário receberá um público de aproximadamente 200 pessoas diariamente, em média cada pessoa permanecerá 25 minutos no local. As características principais do ambiente são:

- Dimensões: 40x24,5 metros;
- Paredes: As paredes são de alvenaria de tijolo de concreto, argamassa em ambos os lados com espessura total de 20 cm, valor de Coeficiente Global de transferência de calor da parede em $kcal/h.m^2.°C = 2,34 kcal/h.m^2.°C$. O galpão possui 3 paredes inteiriças deste material, sendo tal informação de grande utilidade para o cálculo da carga térmica por insolação.
- Parede Frontal: viradas para a direção Sul, são construídas em alvenaria de bloco de concreto de 0,20 m, tem dimensão de 40 metros e um pé direito de 5 metros. Possui duas portas de entrada e saída, as mesmas são de vidro e possuem dimensões de 3,20x2,30 metros;
- Telhado: Fibrocimento com forro de espessura de 10 cm de PVC. O valor do Coeficiente Global de transferência de calor do telhado em $kcal/h.m^2.°C = 1,44 kcal/h.m^2.°C$;
- Janelas: O galpão não possui janelas;
- Portas: 2 portas de vidro de correr de 10 mm de espessura com 4 folhas, sendo duas fixas e outras duas móveis e de dimensões de 3,20x2,30 metros cada folha. Valor de Coeficiente Global de transferência de calor da porta em $kcal/h.m^2.°C = 5,28 kcal/h.m^2.°C$.

- Pé Direito: 5 metros.

A figura 11 representa o ambiente em sua totalidade.

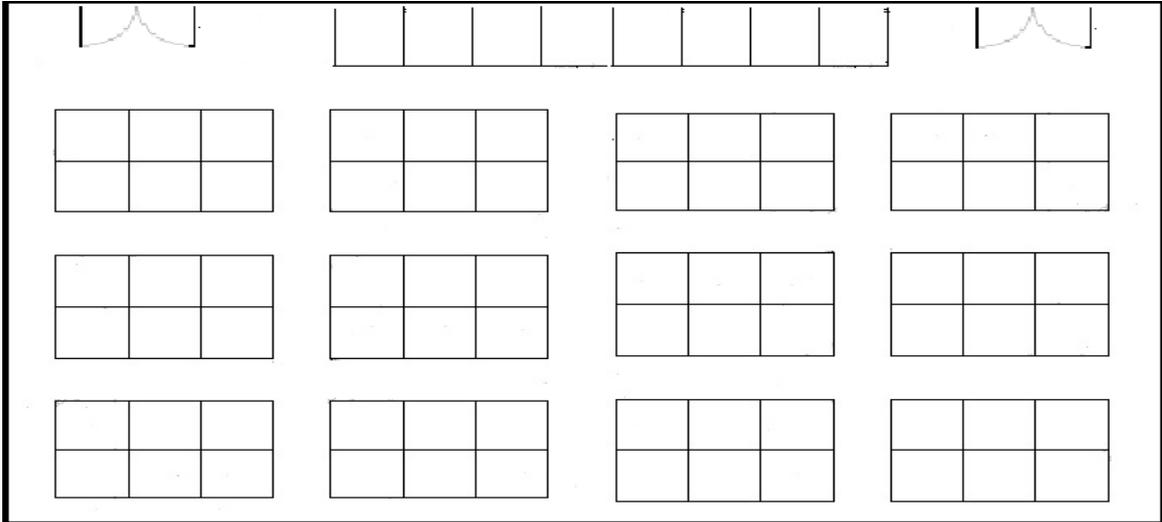


Figura 11 - Representação do local estudado
Fonte: Pesquisa Direta (2019)

Já a Figura 12 representa um dos conjuntos de 6 de lojas situadas dentro do Shopping Comercial.



Figura 12 - Representação de um dos conjuntos de lojas do local estudado
Fonte: Pesquisa Direta (2019)

Este conjunto de lojas apresenta as seguintes características:

- Dimensões: 3,265 metros e 2 metros ;
- Paredes: construídas em alvenaria de bloco de concreto de 0,10m, a loja possui 3 paredes inteiriças deste material, estas paredes são as traseiras e as laterais.

- Parede Frontal: construídas em alvenaria de bloco de concreto de 0,10m, do topo do pé direito até os 2,3 metros de altura, resultando em uma área total de área frontal de 9,7875 m². O restante da parede frontal é aberto para a circulação de pessoas, funcionando como entrada e saída das lojas.
- Telhado: as lojas são abertas, tendo apenas divisórias laterais e protegidas pelo telhado do galpão comercial;
- Janelas: As lojas não possuem janelas.
- Porta: As lojas não possuem porta, sendo a dimensão de 3,265x2,3 metros por onde os clientes entram e saem da loja.
- Pé Direito: 5 metros.
- Ocupantes: Serão contabilizados em média 6 lojistas e 6 clientes no conjunto de lojas.

A figura 13 apresenta a localização do prédio através de uma imagem de satélite retirada do site Google Maps. O mesmo está sinalizado pelo indicador vermelho.



Figura 13 - Localização do local estudado
Fonte: Google Maps (2019)

4.2 Cálculos de carga térmica

Foram consideradas as características físicas do ambiente a ser condicionado para o cálculo da carga térmica. Dentre essas características estão as dimensões e uso do recinto, orientação geográfica, materiais usados para a construção e as condições internas e externas do ambiente.

São consideradas condições críticas como o período do ano e horário onde há a maior insolação, temperatura e umidade externas para condições de verão, número máximo de pessoas no recinto, equipamentos e iluminação presentes no recinto.

4.3 Carga térmica total resultante

Os resultados de todas as cargas térmicas calculadas para o local estudado estão presentes nas tabelas 7, 8, 9, 10, 11 e 12 geradas pelo *software Microsoft Excel*. Para a carga térmica solar devido à insolação foi considerado o período do ano e horário onde há a maior insolação, sendo este, o período de Fevereiro às 15 horas.

- Carga total devido à insolação: 62240,13 kcal/h.

Tabela 7 - Cargas térmicas devido à insolação

1. Carga Devido à Insolação					
Irradiação Solar Fevereiro 15 H	210,19	kcal/k.m ²		Carga Térmica Vidro	
Área Envidraçada (Portas Sul)	58,88	m ²	Valor de acordo com a equação (5)	4504,95	kcal/h
Fator de Redução Vidro	0,56	Adimensional			
Fator de Armazenamento Vidro	0,65	Adimensional			
Coefficiente Global Transferência Calor	2,34433	kcal/h.m ² .°C		Carga Térmica Parede SUL	
Área Parede Externa SUL	141,12	m ²	Valor de acordo com a equação (6)	3308,318496	kcal/h
Diferença de Temperatura Equivalente	10	°C		Carga Térmica Parede NORTE	
Área Parede Externa NORTE	200	m ²	Valor de acordo com a equação (6)	5954,5982	kcal/h
Diferença de Temperatura Equivalente	12,7	°C		Carga Térmica Parede LESTE	
Área Parede Externa LESTE	122,5	m ²	Valor de acordo com a equação (6)	4508,732673	kcal/h
Diferença de Temperatura Equivalente	15,7	°C		Carga Térmica Parede OESTE	
Área Parede Externa OESTE	122,5	m ²	Valor de acordo com a equação (6)	4508,732673	kcal/h
Diferença de Temperatura Equivalente	15,7	°C			
Coefficiente Global Transferência Calor	2,2	kcal/h.m ² .°C		Carga Térmica Telhado	

Área Telhado	980	m ²	Valor de acordo com a equação (6)	39454,8	kcal/h
Diferença de Temperatura Equivalente	18,3	°C			
Cálculo da carga térmica total devido à insolação				62240,1273	kcal/h

Fonte: Pesquisa direta (2019)

- Carga total devido à transferência de calor entre os ambientes internos e o meio externo: 26886,0 kcal/h.

Tabela 8 - Cargas térmicas devido à transferência de calor entre ambientes e meio externo

2. Carga térmica devido à transferência de calor entre os ambientes internos e o meio externo					
Área da Parede	586,12	m ²		Carga Térmica Paredes Internas	
Temperatura do Ar Exterior	32	°C	Valor de acordo com a equação (7)	9618,4109	kcal/h
Temperatura do Ar Interior	22	°C			
Coefficiente Global Transferência Calor	2,3443 3	kcal/h.m ² .° C		Carga Térmica Telhado	
Área Telhado	980	m ²	Valor de acordo com a equação (10)	15092	
Coefficiente Global Transferência Calor	2,2	°C		Carga Térmica Janelas Internas	
Área Envidraçada Interna	0	m ²	Valor de acordo com a equação (8)	0	kcal/h
Área Envidraçada Externa	58,88	m ²		Carga Térmica Portas Externas	
Coefficiente Global Transferência Calor	5,2786	kcal/h.m ² .° C	Valor de acordo com a equação (9)	2175,6278	kcal/h
Cálculo da carga térmica total devido à transferência de calor entre os ambientes e o meio externo				26886,0387	

Fonte: Pesquisa direta (2019)

- Carga total devido ao calor dos ocupantes: 22600 kcal/h.

Tabela 9 - Cargas térmicas devido ao calor liberado pelos ocupantes

3. Carga Térmica devido ao calor dos ocupantes					
Número Ocupantes	200			Calor Latente	
Calor latente	52	kcal/h	Valor de acordo com a equação (11)	10400	kcal/h
Número Ocupantes	200			Calor Sensível	
Calor Sensível	61	kcal/h	Valor de acordo com a equação (12)	12200	kcal/h
Cálculo da carga térmica total devido ao calor dos ocupantes				22600	kcal/h

Fonte: Pesquisa direta (2019)

- Carga total devido à iluminação: 3612 kcal/h.

Tabela 10 - Carga térmica devido à iluminação

4. Carga Térmica devido a iluminação					
Número Lâmpadas	120			Carga Térmica	
Potência Nominal	35	W/m ²	Valor de acordo com a equação (13)	3612	kcal/h

Fonte: Pesquisa direta (2019)

- Carga total devido aos computadores: 7506,4 *kcal/h*.

Tabela 11 - Carga térmica devido aos computadores das lojas

5. Carga Térmica devido aos computadores					
Número Computadores	80			Carga Térmica	
Potência Nominal	110	W/m ²	Valor de acordo com a equação (14)	7506,4	kcal/h

Fonte: Pesquisa direta (2019)

- Carga total devido à ventilação ou ar exterior de renovação ou de infiltração de ar: 52315,80 *kcal/h*.

Tabela 12 - Carga térmica de ventilação ou infiltração de ar

6. Carga Térmica de ventilação ou ar exterior de renovação ou infiltração de ar					
Vazão por Pessoa	17	m ³ /h		Vazão de Ar Total	
Número Ocupantes	200		Valor de acordo com a equação (15)	3400	m ³ /h
Temperatura Ext	32	°C		Carga Térmica Sensível	
Temperatura Int	22	°C	Valor de acordo com a equação (16)	9860	kcal/h
Entalpia Vaporização da Água	584,9	kJ/kg		Carga Térmica Latente	
Umidade Absoluta Externa	0,017	kg de vapor/ kg de ar seco	Valor de acordo com a equação (17)	15607,00	kcal/h
Umidade Absoluta Interna	0,0098	kg de vapor/ kg de ar seco			
Peso Específico do Ar	1,09	kg/m ³			
Perímetro das Janelas	0	m	Valor de acordo com a equação (18)	Volume Ar Infiltrado	
Perímetro das portas	22	m		792	m ³ /h
Número de janelas	0			Calor Sensível de Infiltração	
Número de portas	2		Valor de acordo com a equação (19)	9741,60	kcal/h
Infiltração por metro de fresta portas	18	m ³ /h		Calor Latente de Infiltração	
Infiltração por metro de fresta janelas	0	m ³ /h	Valor de acordo com a equação (20)	17107,2	kcal/h
Cálculo da carga térmica total devido à ventilação ou ar exterior de renovação ou infiltração de ar				52315,80	

Fonte: Pesquisa direta (2019)

A soma de todas as cargas térmicas apresentadas nas tabelas 7, 8, 9, 10, 11 e 12 estão representadas na tabela 13, a carga térmica total foi de 175.160,37 *kcal/h*, equivalente à 695.036,35 *BTU/h* ou 57,93 TR. Estes valores serão utilizados para dimensionar os equipamentos responsáveis por condicionar o local estudado.

Tabela 13 - Carga térmica total para o local estudado

7. Cálculo da Carga Térmica Total		
Carga Devido à Insolação	62240,13	kcal/h
Carga térmica devido à transferência de calor entre os ambientes internos e o meio externo	26886,0387	kcal/h
Carga Térmica devido ao calor dos ocupantes	22600	kcal/h
Carga Térmica devido a iluminação	3612	kcal/h
Carga Térmica devido aos computadores	7506,4	kcal/h
Carga Térmica de ventilação ou ar exterior de renovação ou infiltração de ar	52315,80	kcal/h
Carga Térmica Total em kcal/h	175160,37	kcal/h
Carga Térmica Total em BTU/h	695036,35	BTU/h
Carga Térmica Total em TR	57,93	TR

Fonte: Pesquisa direta (2019)

4.4 Seleção de equipamentos

Visto que a carga térmica presente no recinto foi calculada considerando todos as particularidades do local estudado e fatores no presente trabalho, é possível estimar através de catálogos um sistema capaz de alcançar as condições de conforto térmico.

4.4.1 Seleção de equipamentos para o local estudado

Considerando o valor da carga térmica de 57,93 TR calculada para o Shopping e através de pesquisas em catálogos de fabricantes, foi escolhido um chiller do modelo GLOBAL CHILLER 30GX E 082 44 6 da fabricante Carrier®. A partir da figura 14 pode se observar algumas características do equipamento, o mesmo é resfriado a ar, tem capacidade nominal de refrigeração de 78,5 TR e para esta situação é o mais indicado.

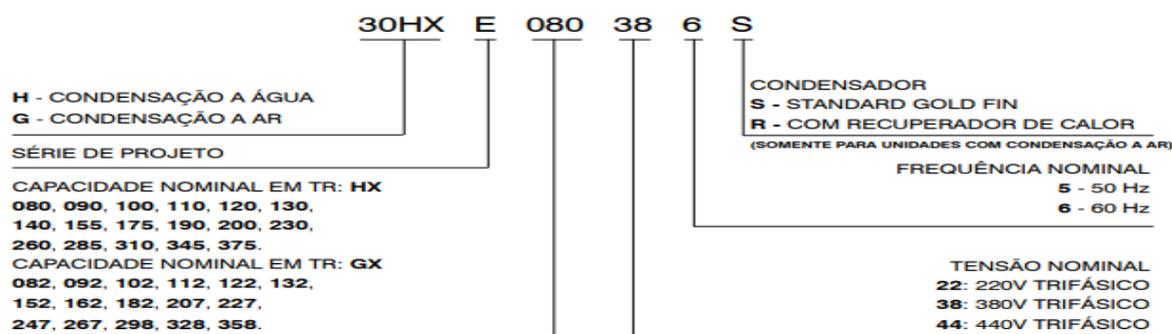


Figura 14 - Nomenclatura modelos GLOBAL CHILLER CARRIER

Fonte: Catálogo técnico GLOBAL CHILLER CARRIER

A figura 15 contém algumas informações técnicas fornecidas no catálogo do fabricante, assim como sua capacidade nominal de refrigeração.

DADOS FÍSICOS 30GX - 60HZ

30GX		082	092	102	112	122	132	152	162	182
Capacidade nominal de refrigeração	TR	78.5	84.5	91.3	107.2	115.7	124.5	141.1	149.8	171.5
Capacidade nominal de refrigeração	kW	276	297	321	377	407	438	496	527	603
Peso em operação	kg	3066	3097	3106	3350	3364	3378	3767	3783	4725
Refrigerante	kg	HFC-134a								
Circuito A**		52	55	51	51	56	54	71	71	110
Circuito B**		53	48	51	50	54	58	66	72	110
Óleo		Óleo polyolester código CARRIER PP 47-32								
Circuito A	l	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Circuito B	l	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Compressores		Duplo parafuso semi-hermetico								
Circuito A - capacidade nominal/comp		46	46	56	56	66	66	80	80	80+
Circuito B - capacidade nominal/comp		39	46	46	56	56	66	66	80	80+

Figura 15 - Características físicas e especificações técnicas GLOBAL CHILLER CARRIER

Fonte: CATÁLOGO TÉCNICO GLOBAL CHILLER CARRIER

Segundo o fabricante o uso deste chiller é indicado para estabelecimentos e indústrias que precisam de refrigeração em pontos distantes, sendo bem versátil para esfriar água durante o processo. Para esta condição foi escolhido um chiller de condensação a ar, por não necessitar de torre de resfriamento, bomba hidráulica no condensador e sistemas de tratamento de água, tornando seu sistema de funcionamento mais simples.

Os sistemas do tipo expansão indireta são os sistemas de água gelada que utilizam as unidades resfriadoras de líquido (os chillers) como equipamentos do processo de refrigeração. Os condicionadores de ar típicos são as unidades Fan Coil (Ventilador e Serpentina) ou unidades de tratamento de ar (AHU – Air Handling Units).

O sistema do tipo expansão direta Chiller estará associado à condicionadores de ar tipo Fan Coil, que são equipamentos que utilizam água gelada resfriada pelo chiller em seu sistema de resfriamento. Para a situação do presente trabalho pode-se utilizar 1 Fan Coil modelo Vortex Pro 39V60 ou 2 Fan Coils modelos Vortex Pro 39V35 também da fabricante Carrier®. A figura 16 contém as especificações técnicas dos equipamentos.

MODELO	CAPACIDADE NOMINAL (TR)	FAIXA DE VAZÃO (m³/h)		ÁREA DE FACE (m²)	VENTILADOR	
		MÍNIMA	MÁXIMA			
39V02	2	1020	2040	0,2	Sirocco ou Limit Load	
39V05	5	1836	3672	0,34		
39V08	8	3060	6120	0,58		
39V10	10	5340	8300	0,76		
39V12	12	6580	10230	0,9		
39V15	15	8000	12340	1,14		
39V20	20	10690	16340	1,5		
39V25	25	13260	20620	1,9		
39V30	30	15780	24310	2,25		
39V35	35	18260	28400	2,6		
39V40	40	20930	31620	3		
39V50	50	20500	41050	3,8		Limit Load
39V60	60	24320	48640	4,5		

Figura 16 - Características físicas e especificações técnicas Fan Coil
 Fonte: CATÁLOGO TÉCNICO CARRIER BSS (2019)

Os valores de vazão de ar determinado pelo catálogo de fabricante serão utilizados para o cálculo e dimensionamento dos dutos responsáveis por transportar o ar condicionado dos Fan Coils até o local estudado.

4.5 Dimensionamento de dutos

Iniciou-se o dimensionamento dos dutos analisando da vazão do Fan Coil Coil modelo Vortex Pro 39V60, que trabalha na faixa de $24.320 \text{ m}^3/h$ e $48.640 \text{ m}^3/h$, a área a ser condicionada e o capacidade de grelhas de insuflamento. Através da distribuição indicada na figura 17, concluiu-se que a melhor distribuição seria com 20 grelhas de insuflamento, cada uma insuflando $2000 \text{ m}^3/h$.

Os dutos serão distruibuídos em 5 ramais, sendo os mesmos, representados pelas letras A, B, C, D e E.

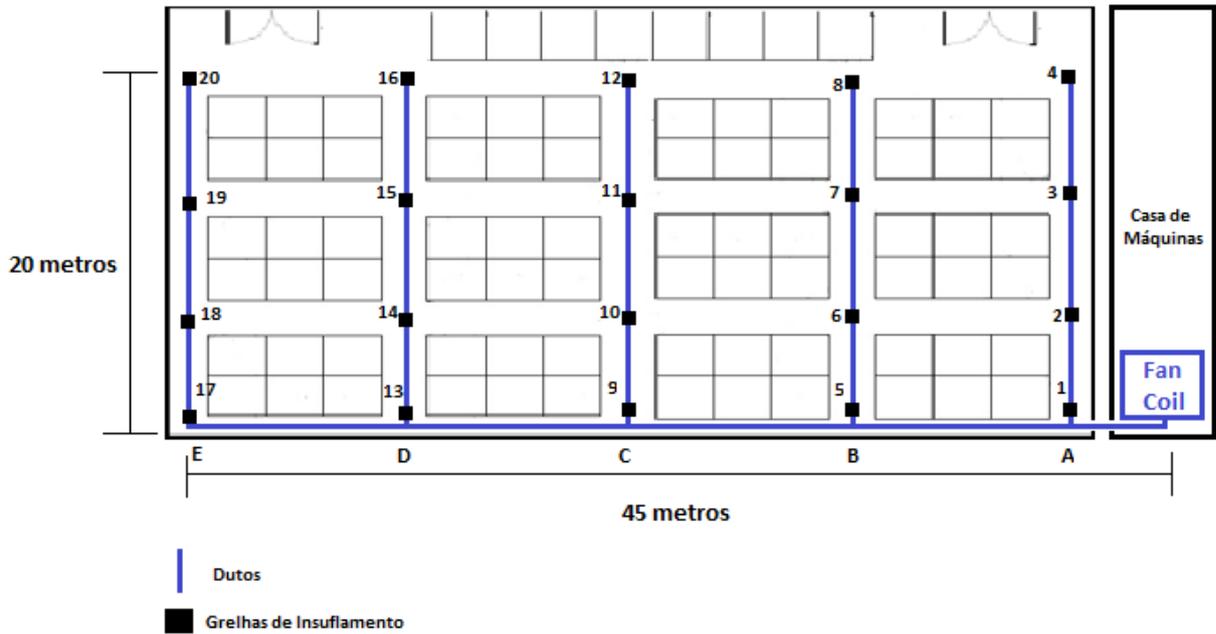


Figura 17 - Comprimento de dutos e distribuição de grelhas de insuflamento
 Fonte: Pesquisa Direta (2019)

Na figura 18 estão presentes os valores de vazão de insuflamento para cada grelha, a grelha utilizada como referência para os valores de vazão do presente trabalho é a AEH 1208 318.

SELECÇÃO RÁPIDA - GRELHAS NA SITUAÇÃO DE INSUFLAÇÃO DO AR SÉRIES:

AF AH AEH AEH11

CAUDAL DO AR	DIMENSÃO H (mm)			DIMENSÃO L (mm)													
	AF e AH	AEH	AEH11	225	325	425	525	625	825	1025	1225						
ALCANCE DO JACTO				208	308	408	508	608	808	1008	1208						
				210	310	410	510	610	810	1010	1210	min ... máx					
V̇ (m³/h)	75	68	60	41 ... 77	61 ... 114	82 ... 152	102 ... 190	123 ... 225	164 ... 300	204 ... 375	245 ... 450						
L _S (m)	75	68	60	1,5 ... 3,0	2,0 ... 3,7	2,0 ... 4,0	2,5 ... 5,0	2,6 ... 5,0	3,0 ... 5,5	3,5 ... 6,4	4,0 ... 7,2						
V̇ (m³/h)	125	118	110	80 ... 150	120 ... 220	159 ... 295	199 ... 365	239 ... 440	318 ... 580	397 ... 730	476 ... 860						
L _S (m)	125	118	110	2,0 ... 3,7	2,5 ... 4,5	3,0 ... 5,7	3,5 ... 6,5	4,0 ... 7,0	4,0 ... 7,5	5,0 ... 8,5	6,0 ... 10,0						
V̇ (m³/h)	165	158	150	130 ... 220	180 ... 330	240 ... 430	300 ... 550	360 ... 660	480 ... 880	600 ... 1100	720 ... 1300						
L _S (m)	165	158	150	2,5 ... 4,0	3,0 ... 5,5	3,5 ... 6,5	4,0 ... 7,0	4,0 ... 7,5	5,0 ... 8,5	6,0 ... 10,0	7,0 ... 12,0						
V̇ (m³/h)	225	218	210	158 ... 290	236 ... 430	314 ... 570	392 ... 720	470 ... 850	626 ... 1140	782 ... 1420	938 ... 1700						
L _S (m)	225	218	210	3,0 ... 5,5	4,0 ... 6,5	4,0 ... 7,5	5,0 ... 8,5	6,0 ... 10	7,0 ... 12,0	8,0 ... 13,0	10,0 ... 15,00						
V̇ (m³/h)	325	318	310		353 ... 640	469 ... 850	585 ... 1070	702 ... 1280	935 ... 1700	1168 ... 2100	1401 ... 2520						
L _S (m)	325	318	310		5,0 ... 8,0	6,0 ... 10	7,0 ... 11	8,0 ... 12	9,0 ... 13,5	10,0 ... 16,0	10,0 ... 18,0						
V̇ (m³/h)	425	418	410					934 ... 1700	1243 ... 2220	1553 ... 2800	1863 ... 3360						
L _S (m)	425	418	410					9,0 ... 15	10,0 ... 16,0	10,0 ... 18,0	10,0 ... 20,0						

Figura 18 - Grelhas de insuflamento e suas especificações
 Fonte: TROX FICHA TÉCNICA (2014)

Como é sugerido pelo método da igual perda de carga foi selecionada a vazão e velocidade do ar na saída do Fan Coil. A velocidade foi limitada à 6,5 m/s como determina a norma NB10 1978, a vazão adotada foi 11,8 m³/s.

Através da vazão, velocidade na saída do Fan Coil e o Gráfico de Perda de Carga para dutos circulares presente na página 31, do presente trabalho, foi encontrada a perda de carga unitária a cada 30 metros, o valor da mesma foi de aproximadamente $7,5 \text{ Pa}/30 \text{ m}$ ou $0,3 \text{ Pa}/\text{m}$.

No gráfico de perda de carga unitária lê-se o diâmetro de cada seção de duto, através da interseção do valor da perda de carga unitária com os valores das vazões em cada grelha de insuflamento. Este método permitiu encontrar os valores de diâmetro, vazão e área de cada seção de duto.

A tabela 14 apresenta os valores obtidos através do procedimento citado anteriormente.

Tabela 14 - Valores encontrados pelo método da igual perda de carga

	Perda Unitária (Pa/m)	Perda Unitária (Pa/30m)	Comprimento Equivalente (m)	Queda de Pressão (Pa)	
	0,3	7,5	145	36,25	
	Seções	Vazões (m ³ /s)	Diâmetros (mm)	Velocidades (m/s)	Áreas (m ²)
	Saída Fan Coil	11,81	1500	6	1,77
Ramal A	Grellha 1	11,25	1500	6,37	1,77
	Grellha 2	10,69	1500	6,05	1,77
	Grellha 3	10,14	1500	5,74	1,77
	Grellha 4	9,58	1375	6,45	1,48
Ramal B	Grellha 5	9,03	1375	6,08	1,48
	Grellha 6	8,47	1375	5,71	1,48
	Grellha 7	7,92	1375	5,33	1,48
	Grellha 8	7,36	1250	6,00	1,23
Ramal C	Grellha 9	6,81	1250	5,55	1,23
	Grellha 10	6,25	1250	5,09	1,23
	Grellha 11	5,69	1125	5,73	0,99
	Grellha 12	5,14	1125	5,17	0,99
Ramal D	Grellha 13	4,58	1000	5,84	0,79
	Grellha 14	4,03	1000	5,13	0,79
	Grellha 15	3,47	950	4,90	0,71
	Grellha 16	2,92	900	4,58	0,64
Ramal E	Grellha 17	2,36	850	4,16	0,57
	Grellha 18	1,81	750	4,09	0,44
	Grellha 19	1,25	650	3,77	0,33
	Grellha 20	0,69	550	2,92	0,24

Fonte: Pesquisa direta (2019)

De acordo com o Manual de Ar Condicionado Trane o diâmetro encontrado na tabela 14 precisa ser convertido em dimensões equivalentes retangulares. Na figura 19 podem ser observados os dutos retangulares equivalentes aos circulares para o método da igual perda de carga.

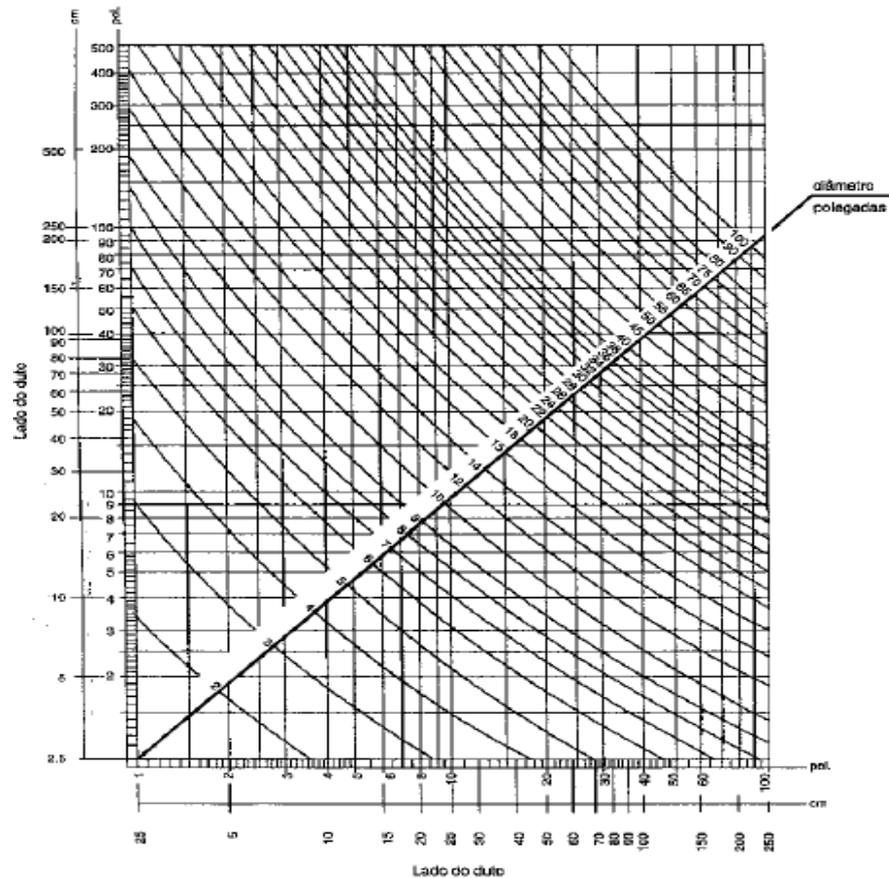


Figura 19 - Dutos retangulares equivalentes à dutos circulares
Fonte: CREDER (2004)

A partir da figura 19 e dos valores de diâmetros presentes na tabela 14 foram definidos as dimensões dos dutos, concluindo o dimensionamento proposto no presente trabalho. As dimensões “a” e “b” dos dutos estão representadas na tabela 15.

Tabela 15 - Dimensões dos dutos

Diâmetros (mm)	Diâmetros (Pol)	Lado "a" Duto (cm)	Lado "b" Duto (cm)
1500	59,06	150	125
1500	59,06	150	125
1500	59,06	150	125
1500	59,06	150	125
1375	54,13	150	100
1375	54,13	150	100
1375	54,13	150	100
1375	54,13	150	100
1250	49,21	125	100
1250	49,21	125	100
1250	49,21	125	100
1125	44,29	125	80
1125	44,29	125	80
1000	39,37	100	80
1000	39,37	100	80
950	37,40	100	80
900	35,43	90	70
850	33,46	90	70
750	29,53	80	50
650	25,59	60	50
550	21,65	50	40

Fonte: Pesquisa direta (2019)

5 CONCLUSÃO

O trabalho desenvolvido entre aluno e professor orientador foi de grande valia para aprofundar o conhecimento do estudante na área de refrigeração e ar condicionado, principalmente no caso de áreas que possuem grande circulação de pessoas, como Shoppings e centros comerciais.

As habilidades necessárias para realizar um pré-projeto de um sistema de ar condicionado foram adquiridas. Dentre essas habilidades se destacam os cálculos necessários para definir a capacidade do sistema a ser instalado e o dimensionamento de dutos.

Conhecer fatores que influenciam o dimensionamento realizado no presente trabalho são essenciais para se selecionar um sistema condicionador de ar que atenda as condições do ambiente estudado.

Vale ressaltar a importância de saber elaborar este dimensionamento, uma vez que, este conhecimento oferece atividades para o engenheiro recém-formado. Esse por sua vez, desenvolve uma atividade de suma importância para o correto funcionamento do sistema de ar condicionado e boas condições para o ar interior de recintos condicionados.

Considerando todas as características do ambiente a ser condicionado, como as dimensões e uso do recinto, orientação geográfica, materiais usados para a construção e as condições internas e externas do ambiente, o cálculo da carga térmica foi realizado.

A partir desta carga e características específicas, concluiu-se que o melhor sistema para este caso é o sistema de expansão indireta, pois este é geralmente empregado em grandes instalações e são indicados para estabelecimentos e indústrias que precisam de refrigeração em pontos distantes.

Para esta condição foi escolhido um chiller de condensação a ar, por não necessitar de torre de resfriamento, bomba hidráulica no condensador e sistemas de tratamento de água, tornando seu sistema de funcionamento mais simples. Juntamente com as unidades resfriadoras de líquido (chillers), foram selecionados os condicionadores de ar típicos deste tipo de instalação, as unidades Fan Coil, também empregados no dimensionamento dos dutos.

Para o dimensionamento dos dutos, o método da “Igual perda de carga” foi satisfatório para o caso apresentado no presente trabalho, uma vez que, as velocidades do ar nos dutos e as vazões mínimas para insuflamento em cada grelha respeitaram as especificações técnicas impostas por norma e pelos catálogos técnicos.

5.1 Recomendações

A partir do presente trabalho, são apresentadas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Elaboração de um PMOC (Plano de Manutenção Operação e Controle) para o ambiente estudado;
- Estudo de viabilidade econômica e comparativa de possíveis sistemas que supram a necessidade de conforto térmico do local estudado;
- Mensurar o consumo energético do sistema escolhido e dimensionar sistema solar fotovoltaico para compensação da energia elétrica gasta com a climatização no ambiente em questão.

6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ABNT. 2008a. NBR 16401. **Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários -Parte 1: Projetos das instalações.** ABNT, 60 páginas.

ABNT. 2008b. NBR 16401. **Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 3: Qualidade do ar interior.** ABNT, 28 páginas.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**, ASHRAE Standard 55-1992. Atlanta, 1992.

ASHRAE. Handbook Fundamentals, 2001, “**American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers Inc – 1791**” Tulie Circle, N.E. Atlanta, United States of America, pp. 788-800.

ASSIS, M. C. **Metodologia do Trabalho Científico.** Disponível em: <http://biblioteca.virtual.ufpb.br/files/pub_1291081139.pdf>. Acesso em: 20 de Novembro de 2019.

CARRIER, **Catálogo Técnico Global Chiller Carrier** <https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads_docs/ca0ab-Cat--logo-T--cnico---ct30hx-gx-faseiii-f-10.12-view-.pdf>. Acesso em: 22 de Novembro de 2019.

CLEZAR e NOGUEIRA, **Ventilação Industrial**, 2ª edição, Editora EDUFSC; 1999.

ÇENGEL e GHAJAR, **Transferência de Calor e Massa**, 4ª edição, Editora AMGH; 2012.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**, 5ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1996.

FANGER, P. O. **Thermal Comfort**. New York: McGraw-Hill Book Company, 1970.

FROTA e SCHIFFER, **Manual de conforto térmico**, Livraria Nobel S.A.; 1987.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 4ª edição. São Paulo: Editora Atlas, 2002.

GOOGLE EARTH-MAPAS. <http://mapas.google.com>. Acessado em: 21 de Setembro de 2019.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo M. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e**

utilizando fontes térmicas de baixa temperatura. 159f. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e Universidade Federal de São João Del Rey, São João Del Rey, 2011.

JARBADO e STOECKER, **Refrigeração Industrial**, 2ª edição, Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Ventilação industrial e controle da poluição.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990.

MILLER, R.; MILLER, M, R. **Ar Condicionado e Refrigeração.** 2 ed. LTC, 2008.

Ministério do Meio Ambiente, Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. **TREINAMENTO E CAPACITAÇÃO PARA BOAS PRÁTICAS EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DO TIPO SPLIT**, Ministério do Meio Ambiente, Brasília: 2015
NBR 16401-3, 2008, “**Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários**”, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 4-9.

NBR 6401 NB 10, 2004 “**Air-conditioning system - Central air units - Basic parameters for design**”, Rio de Janeiro, Brasil, 15 p.

Oliveira, R.M., 2011, “**Comparação entre Métodos de Dimensionamento de Dutos de Sistemas de RVAC**”, Guaratinguetá, Brasil, pp. 27-31.

PIRANI, M. J. **Refrigeração e Ar Condicionado – Parte I e Parte II**, Universidade Federal da Bahia; Departamento de Engenharia Mecânica, SD.

POLIT, D.F.; BECK, C.T.; HUNGLER, B.P. **Fundamentos de Pesquisa em Enfermagem: métodos, avaliação e utilização.** 5 ed. Porto Alegre: Artmed, 2004.

RENABRAVA. **GUIA PARA INSPEÇÃO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO, BRASIL**, 2018

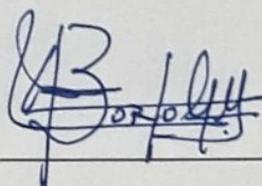
SILVA, Edna Lúcia da; MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação.** 4. ed. rev. atual. Florianópolis: UFSC, 2005.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TROX, **TROX FICHA TÉCNICA - TABELAS DE SELEÇÃO RÁPIDA - JANEIRO 2014**<https://www.contimetra.com/Conteudos_F/AC/fichas/trox/grelhas/001_grelhas_selecao_trox.pdf>. Acesso em: 22 de Novembro de 2019.

Vale et al. **“ANÁLISE DE REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR: DIMENSIONAMENTO DE DUTOS PARA UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO”**, Teresina: Instituto Federal do Piauí, 2016

Certifico que o aluno **Victor Barreto Montalvão**, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado “**Estudo de sistemas de ar e dimensionamento de dutos: o caso de um shopping**”, efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.



DSc. Luís Antônio Bortolaia

Orientador

Ouro Preto, 13 de dezembro de 2019