



FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
PRO-REITORIA DE GRADUAÇÃO
ENGENHARIA MECÂNICA



ADMIR DO NASCIMENTO JUNIOR
ÉRICK FERNANDES DE FARIA
GUSTAVO CORRÊA LEITE
MATEUS LESSA DE AQUINO

**SISTEMA DE AR CONDICIONADO E RENOVAÇÃO DE AR PARA
UM RESTAURANTE INDUSTRIAL**

VOLTA REDONDA

2021

ADMIR DO NASCIMENTO JUNIOR

ÉRICK FERNANDES DE FARIA

GUSTAVO CORRÊA LEITE

MATEUS LESSA DE AQUINO

**SISTEMA DE AR CONDICIONADO E RENOVAÇÃO DE AR PARA UM
RESTAURANTE INDUSTRIAL**

Dissertação apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário de Volta Redonda – UniFOA, como requisito obrigatório para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

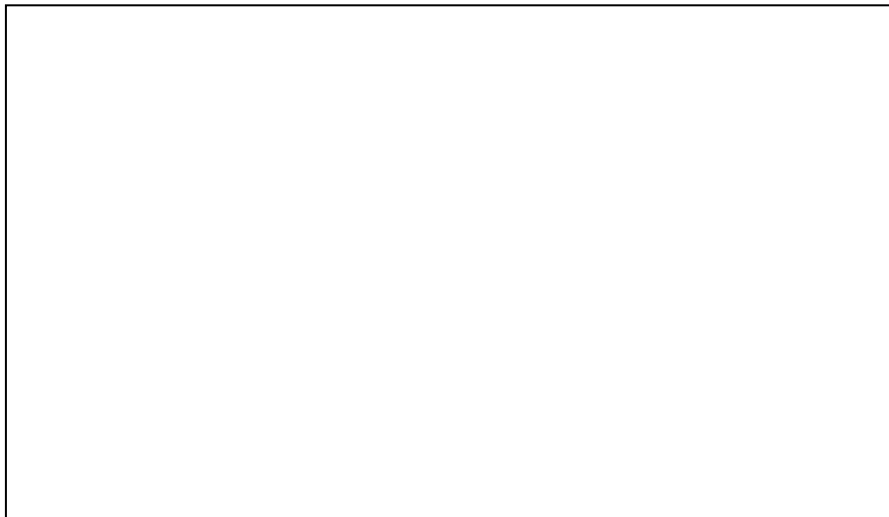
Orientador: Prof. Dr. Alexandre Alvarenga
Palmeira

VOLTA REDONDA

2021

FICHA CATALOGRÁFICA

Bibliotecária: Alice Tação Wagner - CRB 7/RJ 4316





FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
PRO-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
ENGENHARIA MECÂNICA



ADMIR DO NASCIMENTO JUNIOR

ÉRICK FERNANDES DE FARIA

GUSTAVO CORRÊA LEITE

MATEUS LESSA DE AQUINO

Sistema de Ar Condicionado e Renovação de Ar para um Restaurante Industrial

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“ENGENHEIRO MECÂNICO”**

**APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE ENGENHARIA
MECÂNICA**

Prof. Dr. Sandro Rosa Corrêa
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira
1º Membro da banca/Orientador/UniFOA

Prof. Dr. Alexandre Fernandes Habibe
2º Membro da banca/UniFOA

Prof. Msc. Rui Aurélio Barbosa
3º Membro da banca/UniFOA

Maio de 2021.

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho primeiramente a Deus, pois sem ele não teríamos capacidade para desenvolver este trabalho.

Aos nossos familiares por todo apoio e confiança demonstrados.

A todos que de alguma forma tornaram este caminho mais fácil de ser percorrido.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus por ter iluminado nossos caminhos nos dando saúde e força para alcançarmos nossos objetivos.

Aos nossos pais e familiares que acreditaram em nossos sonhos, sempre nos dando suporte e motivação em todos os momentos de nossas vidas.

Ao nosso professor e orientador Alexandre Alvarenga Palmeira, por seus ensinamentos e incentivos que tornaram possível a conclusão deste trabalho.

A todos professores do curso de engenharia mecânica do UniFoa, por todos ensinamentos que contribuíram para a nossa formação.

JUNIOR, A. N, FARIA, E. F, LEITE, G. C, AQUINO, M. L. 2021. **Sistema de Ar Condicionado e renovação de ar para um Restaurante Industrial.** 2021. Dissertação (ENGENHARIA MECÂNICA) – Fundação Oswaldo Aranha, Centro Universitário de Volta Redonda, Volta Redonda, 2021.

RESUMO

O presente trabalho tem como propósito o dimensionamento de um sistema de ar condicionado e renovação de ar para um restaurante industrial hipotético situado na cidade de Volta Redonda – RJ, visando o conforto térmico. Para isso, foi elaborada uma planta baixa de um restaurante de 120 m² e ocupação máxima de 80 pessoas, além de também selecionar os materiais de construção que compõem o local para poder fazer o levantamento da carga térmica e conseqüentemente poder selecionar os sistemas de ar condicionado para atender o ambiente, respeitando a norma ABNT NBR 16401. Após selecionar o sistema de ar condicionado, foi feita a seleção do sistema de renovação de ar. Com a realização dos cálculos da carga térmica para o local, chegou-se ao valor de aproximadamente 239 mil btu/h. Logo, foram analisados os principais tipos de condicionadores de ar e foi verificado que o sistema split piso-teto atenderia melhor o local, portanto, foram selecionados dois condicionadores com capacidade de 57 mil btu/h e 3 condicionadores com capacidade de 46 mil btu/h, totalizando 252 mil btu/h. Seguindo adiante, foi feita a seleção e dimensionamento de um sistema de renovação de ar. Para isso, foi calculado e encontrado uma vazão para renovação de ar de 2.246,4 m³/h, respeitando a Portaria n° 3.523 do Ministério da Saúde. Para tal sistema, optou-se pelo uso de dutos retangulares de aço galvanizado que serão instalados sobre o forro do local. Após o dimensionamento dos dutos, foi selecionado acessórios para o sistema como ventiladores, difusores, venezianas e registros através dos catálogos fornecidos pelos fabricantes. Por fim, foi feito o plano de manutenção, operação e controle (PMOC) para todos os componentes do sistema, respeitando a lei n° 13.589 de 4 de janeiro de 2018.

Palavras-chaves: Ar condicionado; conforto térmico; renovação de ar.

JUNIOR, A. N, FARIA, E. F, LEITE, G. C, AQUINO, M. L. 2021. **Air Conditioning System and air renewal for an Industrial Restaurant.** 2021. Dissertation (MECHANICAL ENGINEERING) – Fundação Oswaldo Aranha, Centro Universitário de Volta Redonda, Volta Redonda, 2021.

ABSTRACT

This work aims to design an air conditioning system and air renewal for a hypothetical industrial restaurant located in the city of Volta Redonda – RJ, aiming at thermal comfort. For this, a floor plan of a 120 m² restaurant with a maximum occupancy of 80 people was prepared, in addition to selecting the construction materials that make up the site to be able to survey the thermal load and consequently be able to select the air conditioning systems to meet the environment, respecting the ABNT NBR 16401 standard. After selecting the air conditioning system, the air renewal system was selected. With the calculations of the thermal load for the site, the value of approximately 239 thousand btu/h was reached. Therefore, the main types of air conditioners were analyzed and it was verified that the split floor-ceiling system would better serve the location, therefore, two conditioners were selected with a capacity of 57 thousand btu/h and 3 conditioners with a capacity of 46 thousand btu/h , totaling 252 thousand btu/h. Moving forward, the selection and dimensioning of an air renewal system was carried out. For this, a flow rate for air renewal of 2,246.4 m³/h was calculated and found, in compliance with Ordinance No. 3523 of the Ministry of Health. on the lining of the place. After dimensioning the ducts, system accessories were selected, such as fans, diffusers, shutters and registers through the catalogs provided by the manufacturers. Finally, the maintenance, operation and control plan (PMOC) was made for all system components, in compliance with Law No. 13.589 of January 4, 2018.

Keywords: Air conditioning; thermal comfort; air renewal.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Representação dos fatores que afetam a carga térmica.	24
Figura 2. Carta psicrométrica	26
Figura 3. Ciclo de refrigeração por compressão a vapor.	27
Figura 4. Compressor Alternativo.	28
Figura 5. Compressor rotativo.	29
Figura 6. Compressor Scroll.	29
Figura 7. Compressor parafuso.	30
Figura 8. Tipos de condensadores: (a) Duplo tubo; (b) Tubo e carcaça; (c) Casco e serpentina.....	31
Figura 9. Dispositivo de expansão.....	31
Figura 10. Evaporador de placas.....	32
Figura 11. Sistema split.	33
Figura 12. Ar condicionado Split Piso-Teto.....	34
Figura 13. Ar condicionado Split Cassete.....	35
Figura 14. Ar condicionado Split Duto.	35
Figura 15. Esquema de sistema de ar condicionado VRF.....	36
Figura 16. Sistema de água gelada.....	37
Figura 17. Ventiladores axiais.	39
Figura 18. Esboço de ventilador e sentido de fluxo do ventilador centrífugo.....	40
Figura 19. Sistema de ventilação por dutos.....	41
Figura 20. Fluxograma da metodologia adotada no trabalho.	43
Figura 21. Planta baixa do restaurante.....	44
Figura 22. Diagrama de Moody.	61

Figura 23. Representação gráfica das cargas térmicas obtidas.....	69
Figura 24. Temperatura de insuflamento adotada.....	70
Figura 25. Dutos de aço galvanizado.	72
Figura 26. Tomada de ar exterior Trox.	75
Figura 27. Distribuição de ar pelo forro.	75
Figura 28. Difusor de ar DI-41.	76
Figura 29. Caixa ventiladora.....	77
Figura 30. Desenho do projeto.	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Componentes das paredes.	45
Tabela 2. Componentes do telhado.	46
Tabela 3. Valores da cidade referência para o projeto.	47
Tabela 4. Condições internas para verão.	47
Tabela 5. Fator solar para cada tipo de vidro.....	49
Tabela 6. Dados de Radiação solar incidente Latitude 22° Sul.	50
Tabela 7. Acréscimo ao diferencial de temperatura.....	51
Tabela 8. Taxas típicas de calor liberado por pessoas.	52
Tabela 9. Equipamentos elétricos contidos no refeitório do restaurante.....	53
Tabela 10. Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação.....	53
Tabela 11. Valores da infiltração de cada dispositivo ou local.	54
Tabela 12. Vazão Eficaz de ar exterior.	57
Tabela 13. Eficiência de distribuição de ar.	58
Tabela 14. Levantamento das áreas.....	62
Tabela 15. Dados psicrométricos interno e externo.....	63
Tabela 16. Resultado da carga térmica de condução.....	63
Tabela 17. Resultado da carga térmica de insolação nos vidros.	64
Tabela 18. Resultado da carga térmica de insolação nas paredes opacas e teto. ...	64
Tabela 19. Resultado da carga térmica devido as pessoas.....	65
Tabela 20. Resultado da carga térmica de iluminação.	65
Tabela 21. Resultado da carga térmica devido aos equipamentos elétricos.	66
Tabela 22. Resultado da carga térmica devido à infiltração nas portas.....	66
Tabela 23. Resultado da carga térmica devido à ventilação.....	67

Tabela 24. Somatório das cargas térmicas encontradas.	68
Tabela 25. Resultados da vazão de insuflamento.	70
Tabela 26. Condicionadores selecionados.	72
Tabela 27. Vazão de ar do sistema.	73
Tabela 28. Dimensionamento dos dutos.....	73
Tabela 29. Perda de carga em cada trecho do duto.	74
Tabela 30. Perda de carga total do sistema.....	77
Tabela 31. Custo estimado dos componentes dos sistemas.	79

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1	45
Equação 2	48
Equação 3	49
Equação 4	50
Equação 5	51
Equação 6	52
Equação 7	53
Equação 8	54
Equação 9	55
Equação 10	55
Equação 11	56
Equação 12	57
Equação 13	58
Equação 14	59
Equação 15	59
Equação 16	60
Equação 17	61

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado)
CREA	Conselho Regional de Engenharia e Agronomia
A_z	Área útil ocupada por pessoas
D_e	Diâmetro equivalente
E_z	Eficiência de distribuição
f	Fator de atrito
F_a	Vazão por área útil
F_p	Vazão por pessoa
F_s	Fator solar
I	Radiação solar
N	Número de pessoas
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NW	Noroeste
P	Potência
PMOC	Plano de Manutenção, Operação e Controle
P_v	Pressão dinâmica
P_z	Número de pessoas na zona de ventilação
Q'	Vazão de ar inserido ou perdido no ambiente

$Q'_{frestas}$	Vazão devido as frestas
$Q_{ambiente}$	Vazão de ar necessária no ambiente
$Q_{condução}$	Carga térmica de condução
$Q_{equipamentos}$	Carga térmica devido aos equipamentos elétricos
$Q_{iluminação}$	Carga Térmica devido a Iluminação
$Q_{insolação}$	Carga Térmica de Insolação
$Q_{insuflamento}$	Vazão de insuflamento
Q_L	Calor Latente
$Q_{pessoas}$	Carga Térmica devido as pessoas
Q_s	Calor Sensível
R	Resistência Térmica do Material
Re	Número de Reynolds
RCS	Razão do calor sensível
SE	Sudeste
SW	Sudoeste
TBS	Temperatura de bulbo seco
TBU	Temperatura de bulbo úmido
TR	Tonelada de refrigeração
UE_{ext}	Umidade absoluta externa
UE_{int}	Umidade absoluta interna
U	Coeficiente global de transmissão de calor
V	Velocidade de escoamento do fluido
V_{ef}	Vazão eficaz
V_z	Vazão a ser suprida na zona de ventilação

VRF	Volume de Refrigerante Variável
ΔP	Perda de carga
$\Delta T'$	Acréscimo de temperatura devido a cor
ΔT	Diferença de Temperatura Externa e Interna
λ	Conductividade Térmica do Material
σ_{ar}	Densidade do ar
ρ	Massa específica

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	19
1.2 OBJETIVOS	19
1.2.1 Objetivos Gerais	19
1.2.2 Objetivos Específicos	20
1.3 JUSTIFICATIVA	20
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 CONDICIONAMENTO DE AR	21
2.1.1 A História do Ar Condicionado	21
2.1.2 Conforto Térmico	22
2.1.3 Carga Térmica	23
2.1.4 Psicrometria	25
2.2 FUNCIONAMENTO DO AR CONDICIONADO	26
2.2.1 Compressor	28
2.2.2 Condensador	30
2.2.3 Dispositivo de Expansão	31
2.2.4 Evaporador	32
2.3 PRINCIPAIS SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	32
2.3.1 Sistemas de Ar Condicionado Split	33
2.3.1.1 Ar condicionado Split Piso-Teto.....	34
2.3.1.2 Ar Condicionado Split Cassete	34
2.3.1.3 Ar Condicionado Split Duto.....	35
2.3.2 Sistema VRF	36
2.3.3 Sistema de Água Gelada	37
2.4 NORMA PARA CONDICIONAMENTO DE AR	38

2.5	RENOVAÇÃO DE AR EM AMBIENTES CONDICIONADOS	38
2.5.1	Dutos de Ventilação	40
2.5.2	Perda de Carga	42
2.6	PLANO DE MANUTENÇÃO, OPERAÇÃO E CONTROLE (PMOC)	42
3	MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1	DADOS INICIAIS DO PROJETO	44
3.2	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	46
3.2.1	Carga Térmica de Condução	48
3.2.2	Carga Térmica de Insolação	48
3.2.3	Carga Térmica Devido as Pessoas	51
3.2.4	Carga Térmica Devido aos Equipamentos Elétricos e à Iluminação	52
3.2.5	Carga Térmica Devido a Infiltração	54
3.2.6	Carga Térmica Devido a Ventilação	56
3.2.7	Razão de Calor Sensível e Vazão de Insuflamento	58
3.3	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA PARA RENOVAÇÃO DE AR	59
3.3.1	Perda de Carga em Dutos de Ventilação	59
3.4	ELABORAÇÃO DO PMOC	62
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	62
4.1	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	62
4.1.1	Cálculo da Carga Térmica de Condução	63
4.1.2	Cálculo da Carga Térmica de Insolação	64
4.1.3	Cálculo da Carga Térmica Devido as Pessoas	65
4.1.4	Cálculo da Carga Térmica Devido a Iluminação e Equipamentos Elétricos	65
4.1.5	Cálculo da Carga Térmica Devido a Infiltração	66
4.1.6	Cálculo da Carga Térmica Devido a Ventilação	67
4.1.7	Somatório das Cargas Térmicas	67

4.1.8 Cálculo da Vazão de Insuflamento	69
4.2 SELEÇÃO DOS CONDICIONADORES DE AR	71
4.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE RENOVAÇÃO DO AR	72
4.3.1 Dimensionamento dos Dutos	72
4.3.2 Dimensionamento e Seleção dos Acessórios	74
4.4 ESTIMATIVA DO CUSTO	79
4.5 ELABORAÇÃO DO PMOC	79
5 CONCLUSÃO	80
6 TRABALHOS FUTUROS	81
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
APÊNDICE 1	86
APÊNDICE 2	87
ANEXO 1	90
ANEXO 2	91
ANEXO 3	92
ANEXO 4	93

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Nos últimos anos a necessidade do uso do ar condicionado está crescendo cada vez mais devido ao aumento da temperatura e a variação do clima devido ao aquecimento global de nosso planeta. No Brasil, o estado do Rio de Janeiro é conhecido pelo seu clima quente, onde durante boa parte do ano são atingidas elevadas temperaturas, fazendo que a instalação de sistemas de ar condicionado seja indispensável, principalmente para áreas industriais e comerciais, de modo a garantir conforto e saúde das pessoas.

Para a instalação dos sistemas de ar condicionado, cabe ao Engenheiro Mecânico realizar o correto dimensionamento das cargas térmicas e a correta seleção dos equipamentos condicionadores de ar, além de dimensionar um sistema de renovação de ar caso seja necessário.

Neste trabalho iremos abordar o cálculo das cargas térmicas do refeitório de um restaurante hipotético, selecionando o melhor sistema de condicionamento para o ambiente, buscando condicionamento de ar em todo o ambiente de forma homogênea, isto é, evitando problemas futuros de insuficiência e visando a economia com o equipamento, além de dimensionar um sistema de renovação de ar, de modo a garantir a qualidade do ar e evitar contaminações.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos Gerais

O objetivo deste trabalho é dimensionar um sistema de ar condicionado e renovação de ar para um restaurante fictício de escala industrial situado em Volta Redonda-RJ, seguindo todas as normas e visando o conforto e saúde aos ocupantes do local.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar o cálculo da carga térmica para o local;
- Selecionar os sistemas de ar condicionado e renovação de ar;
- Estimar o custo do sistema;
- Elaborar o PMOC (Plano de manutenção, operação e controle).

1.3 JUSTIFICATIVA

O restaurante industrial hipotético está localizado em Volta Redonda, no estado do Rio de Janeiro. A cidade se caracteriza por ter diversas indústrias e empresas e por registrar altas temperaturas durante boa parte do ano, favorecendo ao desconforto em ambientes, especialmente no verão. Sendo assim, um projeto de sistema de ar condicionado para estes ambientes é extremamente importante para amenizar as elevadas temperaturas atingidas, de modo a garantir o conforto térmico e consequentemente aumentar a capacidade de trabalho das mesmas das pessoas.

Para que o sistema de ar condicionado funcione corretamente e proporcione o conforto térmico desejado, é necessário que seja feita a renovação de ar do ambiente, para que não haja a transmissão de doenças, garantindo a saúde das pessoas. Portanto, caso não seja feita a renovação de ar, os ocupantes do restaurante podem estar sujeitos a contrair graves doenças e ao desconforto térmico que afetará a sua capacidade de trabalho. Por isso, um sistema de ar condicionado e renovação de ar pode ser de grande importância para um restaurante industrial.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONDICIONAMENTO DE AR

De acordo com a ASHRAE (2013), condicionar o ar pode ser definido como um processo que visa o tratamento do ar de modo a controlar a temperatura, a umidade, a movimentação (velocidade) do ar e o grau de pureza do mesmo, em um determinado recinto. Para realizar o tratamento do ar, existem diversos tipos de sistemas, com diferentes funções, como: Refrigeração, aquecimento, desumidificação, umidificação, filtragem e ventilação (CREDER, 2004).

O processo de condicionamento de ar é extremamente relevante para o bem estar do ser humano, pois ele proporciona uma sensação de segurança e conforto térmico. Essa sensação acaba impactando o ser humano tanto fisicamente quanto psicologicamente, de modo que, quando um indivíduo se sente confortável, as suas capacidades de trabalho são aprimoradas.

Em locais quentes como no Brasil, o condicionamento de ar é muito comum, principalmente em estabelecimentos comerciais, pois devido ao clima, algumas regiões podem ter temperaturas elevadas durante boa parte do ano, sendo necessário o controle de temperatura do ambiente de modo a garantir o conforto tanto dos funcionários quanto dos clientes.

2.1.1 A História do Ar Condicionado

A história dos aparelhos de condicionamento de ar consta ser bastante recente, sendo iniciada em 1902, com o engenheiro Willis Haviland Carrier, formado na faculdade de *Cornell University*, dos Estados Unidos, desenvolveu um componente mecânico capaz de alterar as características do ar ambiente para as condições requisitadas. Esta invenção foi uma tentativa de diminuir a umidade de uma gráfica de Nova Iorque. O termo “ar condicionado” foi utilizado a primeira vez por Stuart Cramer, mesmo não sendo o primeiro a criar um controle de umidade dentro do ambiente, ele foi o primeiro a maximizar o controle de umidade precisamente. Logo em 1904, quando surgiu a patente do ar condicionado. Entretanto, os sistemas implantados por

ele visavam atender as necessidades em fábricas e casas de burgueses na época, logo demandava um alto valor de custo e manutenção.

Em 1911, Carrier patenteou o primeiro aparelho de ar condicionado moderno do mundo, sendo ele padronizado e acessível, onde utilizava de um sistema centrífugo, sob uma pressão baixa para conduzir o ar através de um líquido refrigerante e um filtro. Seguindo assim para o ambiente instalado, enquanto o ar quente ao redor do motor era despejado para fora. Esta tecnologia é a base dos sistemas utilizados hoje atualmente (CARRIER, 2012).

De acordo com Antonovicz e Weber (2013), o ar condicionado começou a se popularizar nos Estados Unidos a partir da década de 1920, onde apareceu os primeiros critérios para conforto térmico, sendo instalados em locais públicos como o Senado Americano e em escritórios da Casa Branca. Entretanto, somente em meados dos anos de 1950 os condicionadores de ar se tornaram mais populares em residências.

Na década de 1960, os condicionadores de ar já não eram uma grande novidade e a partir disso o mercado destes aparelhos teve uma expansão mundial, logo os condicionadores de ar foram avançando tecnologicamente de acordo com as necessidades de conforto térmico, até chegar aos sistemas que são conhecidos nos dias atuais.

2.1.2 Conforto Térmico

De acordo com a ASHRAE (2013), o conforto térmico pode ser definido com uma condição da mente que expressa o nível de satisfação do indivíduo com o ambiente. Essa condição, depende de variáveis como a temperatura do ar, umidade relativa, velocidade do ar, a atividade física e do tipo de roupa que o indivíduo está vestindo (FROTA E SCHIFFER, 2001).

Segundo Frota e Schiffer (2001) as exigências de conforto térmico do corpo humano estão relacionadas ao funcionamento de seu organismo, que pode ser comparado a uma máquina térmica que produz calor de acordo com o nível de sua atividade. O homem é um animal homeotérmico, que libera calor de acordo com as

suas necessidades e em quantidade suficiente para manter a sua temperatura entre 36 e 37°C.

De acordo com Ruas e Labaki (2003), a sensação do conforto térmico se dá pelo momento em que a quantidade de calor obtido pelo organismo é equivalente ao calor cedido para o ambiente. Se as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente ocorrerem sem grandes esforços, a sensação do indivíduo será de conforto térmico e a sua capacidade de trabalho será maior. Se as condições térmicas causarem a sensação de frio ou de calor, significa que o organismo está perdendo mais calor ou menos calor que o necessário para a manutenção da temperatura corporal, resultando na queda de rendimento de trabalho e até mesmo problemas de saúde no indivíduo (FROTA E SCHIFFER, 2001).

O conceito de conforto térmico é subjetivo, porque varia com cada indivíduo, sendo assim, nem todos irão se sentir confortáveis numa dada condição, ou seja, algumas pessoas podem se sentirem confortáveis e outras não. Diversos fatores influenciam no conforto térmico, tais como a atividade que a pessoa está exercendo, a roupa que ela está vestindo, temperatura, umidade e a velocidade do ar, que alteram a quantidade de calor geradas e dissipadas por ela.

2.1.3 Carga Térmica

A carga térmica pode ser definida como a soma de calor sensível e latente que deve ser colocada ou retirada em determinado recinto, com a finalidade de manter a temperatura e umidade constantes, promovendo as condições de conforto térmico desejadas no determinado recinto. (COSTA e FORTUNATO, 2007).

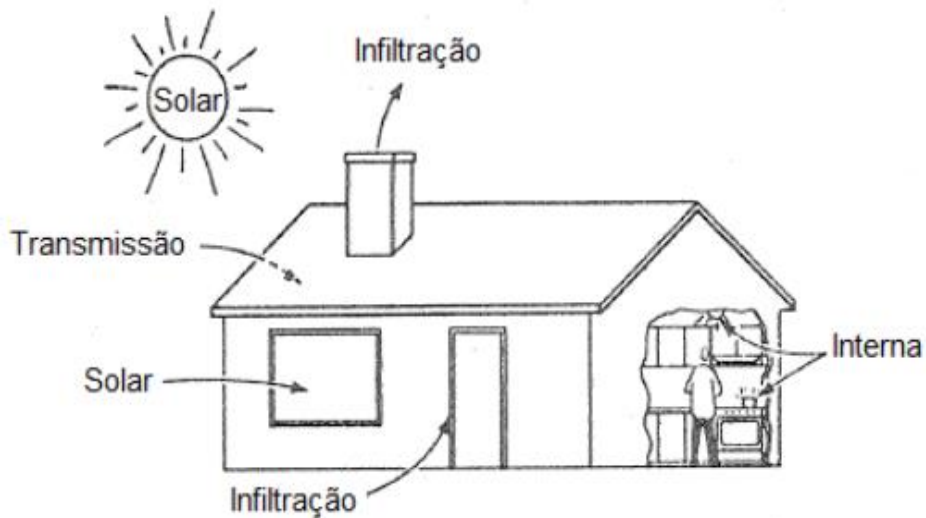
Segundo Creder (2004), o calor sensível é a quantidade de calor que deverá ser acrescentada ou retirada em um ambiente devido a diferença de temperatura interior e exterior, a fim de fornecer as condições de conforto desejadas. O calor sensível é introduzido no ambiente devido a condução, insolação, pessoas, iluminação, equipamentos elétricos, ventilação e infiltração.

O calor latente, é a quantidade de calor que deverá ser acrescentada ou retirada de um corpo, causando a sua mudança de estado e sem mudar de

temperatura. O calor latente é introduzido no ambiente através da ventilação, infiltração e pelas pessoas (CREDER, 2004).

Para Stoecker (1985), as cargas térmicas podem ser divididas em quatro categorias: Transmissão, solar, infiltração e cargas internas. A transmissão de calor pode ser definida como a transferência de calor devido à uma diferença de temperatura entre a temperatura interna e a externa, ou seja, é o processo de condução. A carga solar é a transferência de energia do sol para alguma superfície de vidro ou opaca. Enquanto a carga de infiltração pode ser entendida como a infiltração de ar do meio externo ao ambiente condicionado, gerando ganho ou perda de calor. Finalmente, as cargas internas podem ser definidas como a quantidade resultante de liberação de energia dentro do ambiente condicionado, como pessoas, iluminação e equipamentos elétricos. A figura 1 mostra os fatores que afetam a carga térmica.

Figura 1. Representação dos fatores que afetam a carga térmica.



Fonte: STOECKER (1985).

O cálculo da carga térmica é a base principal de um projeto, pois ela afeta diretamente o dimensionamento dos componentes do sistema, como os ventiladores, exaustores e condicionadores de ar. Portanto, o cálculo da carga térmica influencia significativamente no custo de investimento, custo operacional e no consumo de energia.

2.1.4 Psicrometria

Segundo Stoecker (1985), a psicrometria pode ser definida pelo estudo da mistura de ar e vapor de água. No estudo do condicionamento de ar, é fundamental que se tenha a compreensão dos princípios da psicrometria. O ar atmosférico é uma mistura de oxigênio, nitrogênio, dióxido de carbono e outros elementos, assim como o vapor de água e contaminantes como poeira, fumaça e poluentes gasosos. A atmosfera padrão é utilizada como referência para poder se estimar as propriedades do ar úmido a várias altitudes, sendo que, ao nível do mar, a pressão barométrica padrão e a temperatura são 101.325 Pa e 25°C (SILVA, 2019). Entre as propriedades termodinâmicas associadas ao ar úmido estão:

- a) Temperatura de bulbo seco (TBS);
- b) Temperatura do bulbo úmido (TBU);
- c) Temperatura do ponto de orvalho;
- d) Umidade relativa;
- e) Umidade absoluta;
- f) Volume específico;
- g) Entalpia específica.

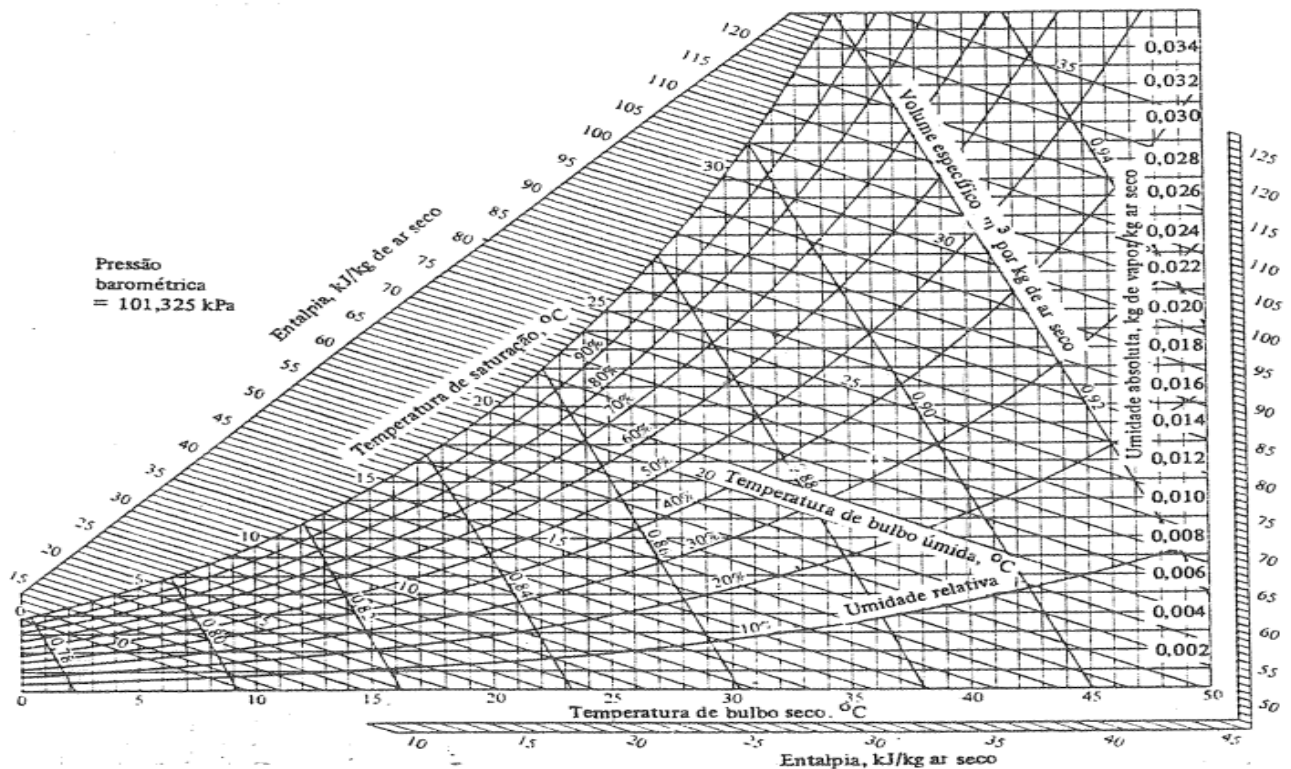
A temperatura de bulbo seco (TBS) é a temperatura do ar que pode ser obtida através de um termômetro comum, enquanto a temperatura de bulbo úmido (TBU) é a temperatura que pode ser obtida através de um termômetro coberto em um tecido úmido. Já a temperatura de ponto de orvalho, é a temperatura em que o vapor de água sofre condensamento quando resfriado a umidade absoluta e pressão constantes.

De acordo com Stoecker (1985), a umidade relativa é a razão entre a pressão parcial de água no ar úmido e a pressão de saturação da água à mesma temperatura. Enquanto a umidade absoluta pode ser definida como a massa de água presente em um quilograma de ar seco. Já a entalpia específica, é utilizada para poder indicar o nível de energia de uma substância, e o volume específico é o volume que a mistura de ar seco mais o vapor de água ocupam.

Estas propriedades termodinâmicas estão diretamente ligadas ao conforto térmico de um ambiente condicionado, pois elas influenciam na determinação da

carga térmica do ambiente. Sendo assim, utiliza-se a carta psicrométrica, conforme pode ser visualizada na figura 2, para o dimensionamento dos sistemas de condicionamento de ar.

Figura 2. Carta psicrométrica

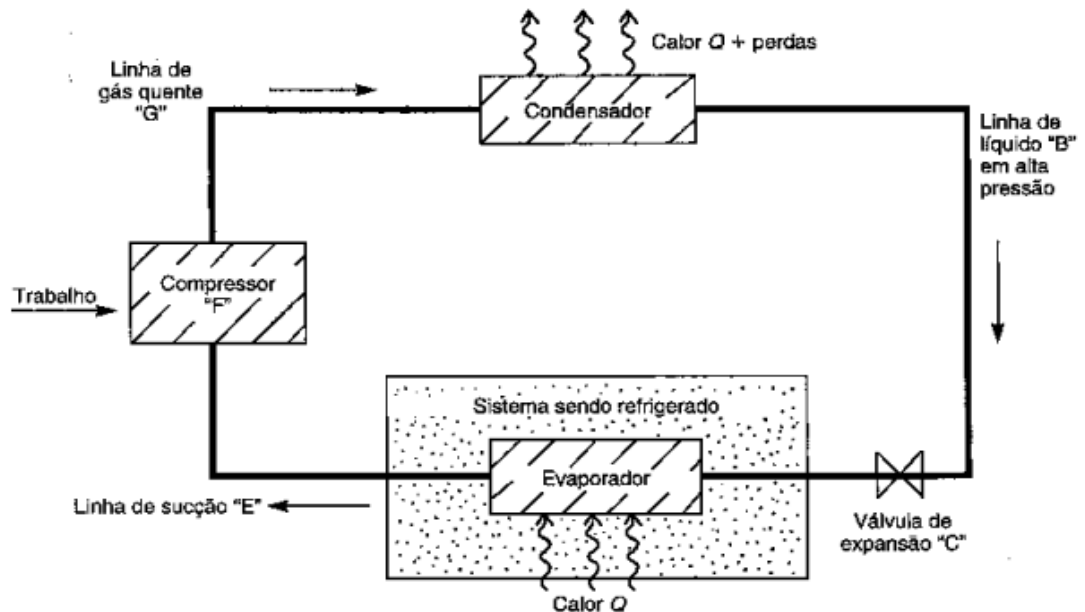


Fonte: STOECKER (1985).

2.2 FUNCIONAMENTO DO AR CONDICIONADO

Os aparelhos de ar condicionado utilizam o princípio físico da transferência de calor de mudança de fase líquida para fase gasosa de um fluido refrigerante que passa por um ciclo de refrigeração (SILVA, 2014). O ciclo de refrigeração mais utilizado por condicionadores de ar é o ciclo por compressão de vapor, que consiste na circulação do fluido refrigerante por diversos componentes, sendo os principais: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. A figura 3 mostra o ciclo de refrigeração por compressão a vapor.

Figura 3. Ciclo de refrigeração por compressão a vapor.



Fonte: CREDER (2004).

Neste ciclo, o compressor absorve um líquido refrigerante no estado de vapor de baixa pressão e baixa temperatura, e o compacta em vapor de alta pressão e alta temperatura. Logo após, este vapor de alta pressão e temperatura segue para o condensador, onde o seu calor é removido por água ou ar. À medida que vai ocorrendo a remoção do calor, a energia que é armazenada no gás de alta pressão é liberada, e o líquido refrigerante libera seu calor latente.

O líquido de alta pressão sai do condensador e segue para o dispositivo (válvula) de expansão. Nesse dispositivo, ocorre uma queda de pressão do líquido e faz com que ocorra a vaporização de parte do gás quente. Ou seja, na saída da válvula de expansão, o refrigerante é um fluido bifásico (estado gasoso e estado líquido) de baixa temperatura.

Após passar pela válvula de expansão, o fluido bifásico segue para o evaporador, onde ele é exposto a uma fonte de calor, e então, o calor da fonte faz o líquido refrigerante evaporar através da transferência de calor. E finalmente, o gás que sai do evaporador de baixa pressão e temperatura retorna ao compressor, e assim, completa o ciclo de refrigeração.

2.2.1 Compressor

A tarefa do compressor dentro de um sistema de ar condicionado é fazer com que a pressão do refrigerante aumente, elevando assim sua temperatura até que esteja mais alta que a de fora do sistema, com o intuito de perder calor para se condensar. Se a pressão estiver muito elevada, também é possível que haja o condensamento do refrigerante (SILVA, 2019). Sendo assim, acontece a sucção do refrigerante vaporizado de baixa pressão pelo compressor, comprimindo-o e elevando sua temperatura e pressão fazendo com que ocorra a climatização do sistema. Existem diferentes tipos de compressores que podem ser usados em sistemas de ar condicionados, cada um possui suas configurações e características de compressão. Os principais são: Alternativo, rotativo, *scroll* e parafuso.

O compressor alternativo é formado por um pistão que se movimenta dentro de um cilindro, de modo similar a um motor de combustão interna (GARCIA, 2018). Por conta disso, esse compressor apresenta elevado nível de ruído e consome muita energia, sendo assim, este modelo está sendo gradativamente substituído por outros tipos de compressores mais acessíveis. A figura 4 mostra um compressor alternativo.

Figura 4. Compressor Alternativo.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

O compressor rotativo se destaca por ser o mais silencioso e econômico entre os compressores. Neste modelo, quando o rotor gira, faz com que o espaço de compressão seja gradualmente reduzido e o gás é comprimido, logo, o fluido vapor é forçado para a tubulação de descarga (SILVA, 2019). Este modelo é muito utilizado

nos modelos split, e vem sendo uma melhor alternativa em relação ao compressor alternativa. A figura 5 mostra um compressor rotativo.

Figura 5. Compressor rotativo.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

O compressor *scroll* também é conhecido como compressor caracol devido a sua forma de construção. Este modelo apresenta baixo nível de ruído, é leve, possui alta capacidade e eficiência (SILVA, 2019). Devido a estas características, o compressor *scroll* é mais utilizados nos sistemas de água gelada. A figura 6 mostra um compressor do tipo scroll.

Figura 6. Compressor Scroll.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

Os compressores parafusos costumam ser utilizados em sistemas de grande porte, devido a sua alta capacidade de produção. O seu funcionamento consiste em dois rotores, um macho e um fêmea, que se engrenam e se responsabilizam pelos

processos de sucção, compressão e descarga. A figura 7 mostra o compressor parafuso.

Figura 7. Compressor parafuso.



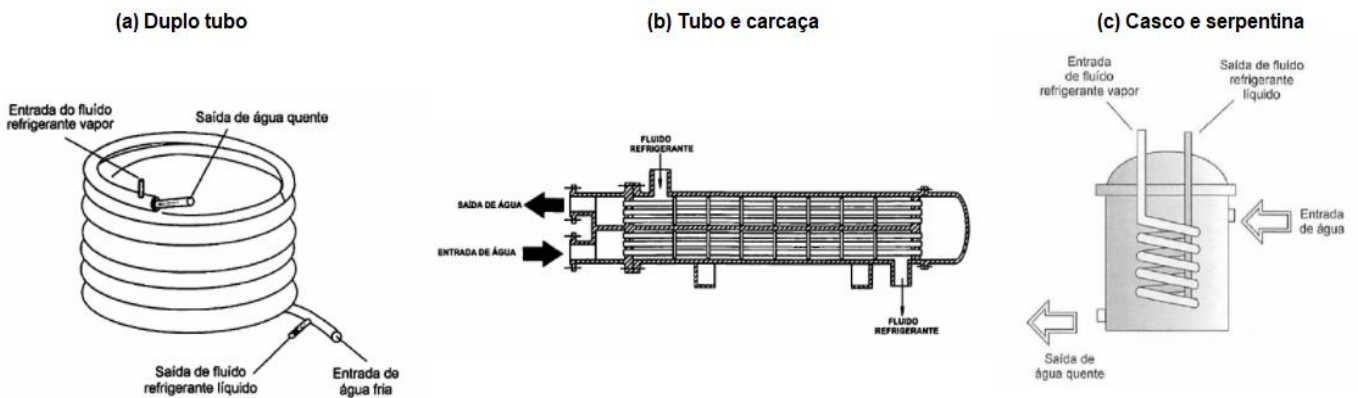
Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

2.2.2 Condensador

O condensador é um elemento do sistema de ar condicionado cujo a função é transformar o gás que vem do compressor a alta pressão e alta temperatura em líquido rejeitando o calor contido no fluido refrigerante para uma fonte externa. Normalmente, a estrutura do condensador é a serpentina, que consiste em várias fileiras de tubos que contém refrigerante rodeados de aletas que contribuem para a troca de calor (GARCIA, 2018).

De acordo com Silva (2019), os tipos mais comuns de condensadores são: duplo tubo, casco e serpentina e tubo e carcaça. No condensador tipo duplo tubo, o fluido refrigerante troca calor com água em contra-corrente por um tubo interno. No tipo tubo e carcaça, o fluido refrigerante entra pela parte de cima do condensador e entra em contato com a superfície dos tubos de resfriamento, fazendo que ele vá se condensando e se acumulando na parte de baixo do condensador. No tipo casco e serpentina, a água utilizada para o resfriamento do condensador circula em um circuito fechado. A figura 8 mostra os tipos de condensadores mais comuns.

Figura 8. Tipos de condensadores: (a) Duplo tubo; (b) Tubo e carcaça; (c) Casco e serpentina.



Fonte: SILVA (2019).

2.2.3 Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão tem como objetivo manter o condensador e o evaporador com pressões necessárias distintas. A outra função principal é reduzir a pressão do evaporador a partir do momento que o líquido passa através desse dispositivo. Quando ocorre uma redução brusca de pressão, uma parte do líquido é dissipado no mesmo momento, resfriando a temperatura da parte restante e tornando-se menor que a temperatura do ar ou água que deverá ser resfriado, retirando assim o calor através da diluição do líquido refrigerante no evaporador. A figura 9 mostra um dispositivo de expansão.

Figura 9. Dispositivo de expansão.

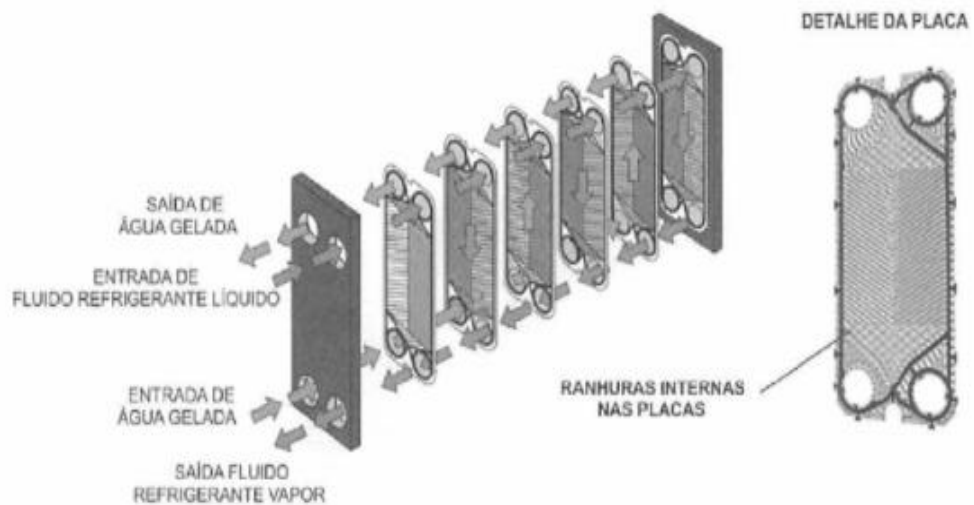


Fonte: Retirada do site <<https://www.danfoss.com/pt-br/products/dcs/valves/thermostatic-expansion-valves/tge-thermostatic-expansion-valves/>>.

2.2.4 Evaporador

O evaporador, também conhecido como serpentina de resfriamento, é um elemento que possui a função de retirar o calor do meio a ser resfriado, sendo assim, ele é um dos principais componentes do sistema. Este elemento recebe fluido refrigerante no estado líquido a baixa temperatura e baixa pressão originário de um dispositivo de expansão. O fluido refrigerante evapora ao absorver o calor da tubulação do evaporador, mudando de estado líquido para vapor de baixa pressão, acarretando na diminuição da temperatura do ambiente condicionado (GARCIA, 2018). Atualmente, o modelo de evaporador mais utilizado é o de placas, devido a facilidade de manutenção e pelo menor espaço ocupado. A figura 10 mostra um evaporador de placas.

Figura 10. Evaporador de placas.



Fonte: SILVA (2019).

2.3 PRINCIPAIS SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Nos dias atuais existem diversos tipos de sistemas de ar condicionado que são utilizados em comércios ou indústrias, cada um com suas características e particularidades. Entre os principais modelos, destaca-se: O sistema split, o sistema VRF e o sistema água gelada.

2.3.1 Sistemas de Ar Condicionado Split

O sistema de ar condicionado split é composto de duas ou mais unidades, sendo uma unidade denominada condensadora, que é instalado no ambiente externo, e a outra é denominada unidade evaporadora, que é instalada no ambiente interno. (ABRAVA, 2016). A ideia desse sistema é reduzir o nível de ruído dentro do ambiente, pois o compressor, que é o componente mais barulhento, fica na unidade externa (condensadora). As duas unidades são ligadas entre si através de uma tubulação frigorífica, utilizando-se alumínio ou cobre. A figura 11 mostra um esquema do sistema split.

Figura 11. Sistema split.



Fonte: Retirada do site <<http://www.frcbrasil.com.br/ar-condicionado-split-porque-vale-a-pena/>>.

O sistema split é o mais instalado no mundo devido a sua boa eficiência, versatilidade e baixo custo. Sendo assim, ele é amplamente utilizado em vários locais como residências e comércios. Os principais modelos de ar condicionado split são: Split Piso teto, Split Cassete e Split duto.

2.3.1.1 Ar condicionado Split Piso-Teto

O ar condicionado Split tipo Piso-Teto pode ser instalado tanto no teto quanto no piso. Esse modelo é muito utilizado devido a sua versatilidade, sendo mais indicado para estabelecimentos de médio e grande porte (ANTONOVICZ e WEBER, 2013). É possível encontrar esse aparelho desde baixas capacidades de refrigeração até altas capacidades, na faixa de 18 mil a 80 mil Btu/h. A figura 12 mostra um Split Piso Teto.

Figura 12. Ar condicionado Split Piso-Teto.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

2.3.1.2 Ar Condicionado Split Cassete

Segundo a Abrava (2016), o ar condicionado do tipo Split Cassete pode ser instalado no teto ou no forro e geralmente possui até 4 saídas de ar. O ar condicionado Split Cassete possui alta eficiência na climatização de ambientes de médio porte, comerciais ou residenciais e apresenta pouco ruído. Esse aparelho pode ser encontrado com capacidade de refrigeração de 18 mil até 60 mil btu/h. A figura 13 mostra o ar condicionado split cassete.

Figura 13. Ar condicionado Split Cassete.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

2.3.1.3 Ar Condicionado Split Duto

Este modelo de ar condicionado também é chamado como ar dutado ou ar central. Ele é indicado para estabelecimentos comerciais de grande porte, pois ele é capaz de climatizar vários ambientes simultaneamente. Esse modelo se caracteriza por ser discreto e poder ser instalado no gesso, no forro e até em armários, entretanto esse modelo possui uma grande desvantagem, que é não permitir o ajuste da temperatura de cada cômodo individualmente. A figura 14 mostra um ar condicionado modelo Split Duto.

Figura 14. Ar condicionado Split Duto.



Fonte: WEB ARCONDICIONADO (2021).

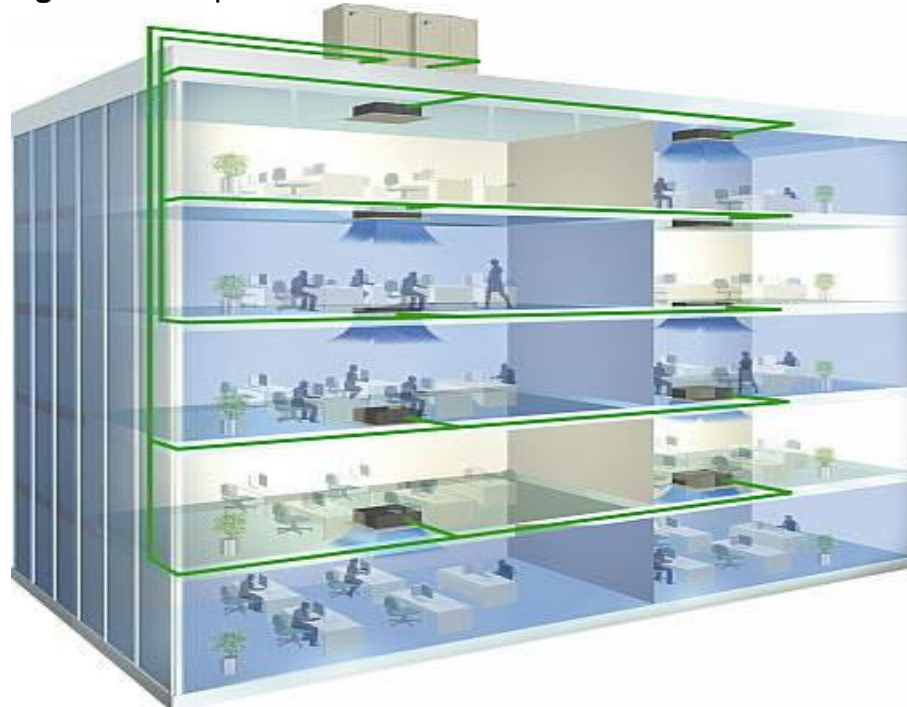
2.3.2 Sistema VRF

O sistema VRF (Volume de Refrigerante Variável) é classificado como um sistema central em que um conjunto de unidades de expansão direta é controlada de forma independente em relação aos demais, e geralmente são instaladas nos ambientes a que servem (ABNT NBR 16401-1, 2008). Nesse sistema, a unidade condensadora é denominada unidade externa, sendo ligada as unidades internas e operando individualmente por ambiente. Esse sistema é recomendado para locais de médio e grande porte (ABRAVA, 2016).

No sistema VRF, o compressor é composto por um equipamento controlador de frequência que permite a variação do fluxo refrigerante. Devido a isso, o sistema não opera com toda sua potência, pois o variador de frequência muda constantemente a frequência, resultando num consumo menor comparado a outros sistemas.

O sistema de ar condicionado VRF se destaca por ter automação nos seus equipamentos e também por oferecer baixo consumo energético, eficiência de operação e baixo nível de ruído. A figura 15 mostra um esquema de sistema de ar condicionado VRF.

Figura 15. Esquema de sistema de ar condicionado VRF.



2.3.3 Sistema de Água Gelada

O sistema de ar condicionado de água gelada consiste em uma central, cujo uma ou várias unidades podem ser operadas e controladas de forma independente (ABNT NBR 16401-1, 2008). Neste sistema, um equipamento chamado “Chiller” é responsável por gelar a água, que é misturada com ar, fazendo com que a temperatura do ar diminua em razão da baixa temperatura da água. Esse processo ocorre dentro de um equipamento chamado de “Fancoil”, que possui um ventilador que quando acionado, faz com que o ar e a água circulem.

O sistema de água gelada é um sistema complexo que requer um grande investimento e alto custo de manutenção, sendo indicado apenas para edifícios de grande porte. Entretanto, esse sistema é o mais eficiente em comparação aos demais. A figura 16 mostra um sistema de água gelada.

Figura 16. Sistema de água gelada.



Fonte: Retirada do site <<http://www.transcador.com.br/chiller-torre-resfriamento/central-agua-gelada>>.

2.4 NORMA PARA CONDICIONAMENTO DE AR

No Brasil, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) especifica a norma ABNT NBR 16401 de 2008, sob o título geral “Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários”. Essa norma se divide em três partes e se baseia à ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), que é uma associação muito conhecida no mundo sobre sistemas de ventilação, aquecimento e condicionamento de ar.

A primeira parte da norma ABNT NBR 16401 se refere ao projeto e instalações do sistema. Ela direciona os dados para que os cálculos de carga térmica sejam feitos corretamente, ou seja, ela apresenta dados climáticos, tipos de dissipação, metodologias de cálculo e condições internas de conforto. Além disso, ela também aborda a seleção de equipamentos, como ventiladores, difusores, bombas, distribuidores de ar e etc.

A segunda parte da norma aborda assuntos relacionados ao conforto térmico. Ela direciona instruções que envolvem a velocidade do ar insuflado, o conforto térmico (em função do tipo de vestimenta do indivíduo) e entre outras abordagens.

Na terceira e última parte, a norma ABNT NBR 16401 se refere a qualidade do ar interior. Ela define metodologias para o cálculo da vazão de ar externo para a renovação de ar e níveis de filtragens exigidos.

2.5 RENOVAÇÃO DE AR EM AMBIENTES CONDICIONADOS

De acordo com a portaria nº 3.523 de 28 de agosto de 1998 do Ministério da Saúde, todos os ambientes condicionados de uso público ou coletivo devem garantir a renovação de ar, cujo a vazão de ar para renovação deve ser superior a 27 m³/h por pessoa (BRASIL, 1998). A renovação do ar pode ser feita através de ventiladores que descolam o ar com a finalidade de retirar ou fornecer ar ao ambiente condicionado (MACINTYRE, 1990).

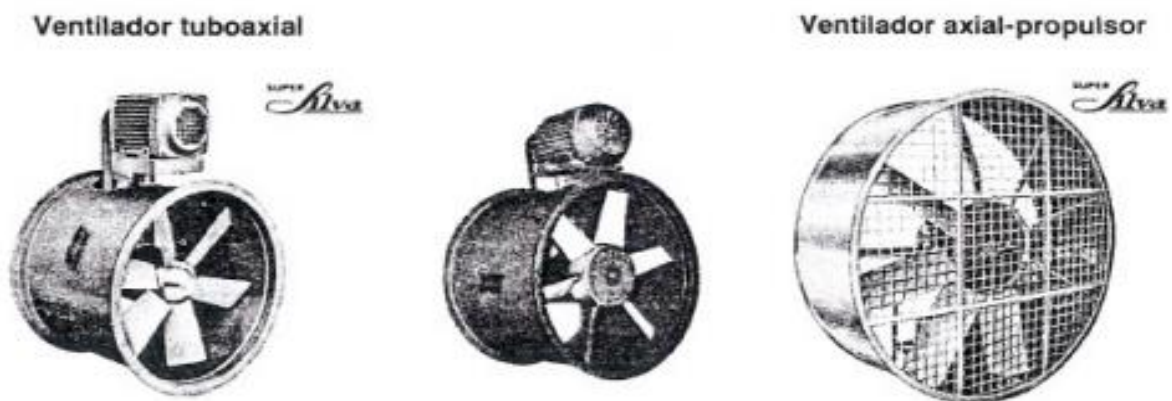
Os ventiladores são definidos como turbo máquinas operatrizes que, através de um motor elétrico, gera energia mecânica, e essa energia é transformada em

energia cinética que é capaz de deslocar fluídos, gases e dependendo do projeto, até mesmo partículas sólidas. Basicamente, existe dois tipos de ventiladores: Axial e centrífugo (MACINTYRE, 1990).

Os ventiladores axiais possuem pás ou hélices que são fixadas a um eixo central e que giram dentro de uma superfície cilíndrica. Nesse tipo de ventilador, o ângulo das hélices pode ser facilmente alterado, o que facilita a variação de vazão. O ventilador axial é muito utilizado devido a sua simples instalação e devido a seu alto desempenho. Dependendo da aplicação, eles também podem apresentar alto rendimento, próximos a 80%. Sendo assim, da energia mecânica que é transmitida ao eixo, 80% é transmitida para o ar. Isso é possível porque nesse tipo de ventilador a direção do fluxo que sai é a mesma que a do fluxo que entra (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

O ventilador axial possui algumas desvantagens, como a dificuldade de manutenção (quando são instalados em dutos de difícil acesso), alto nível de ruído e exposição de componentes mecânicos (rolamentos, correias e mancais) aos gases transportados. A figura 17 mostra alguns ventiladores do tipo axial.

Figura 17. Ventiladores axiais.



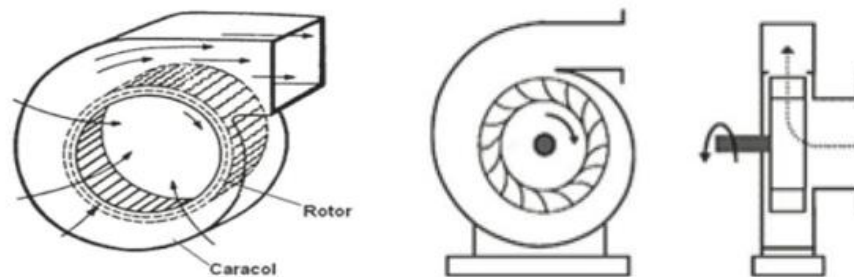
Fonte: MACINTYRE (1990).

Os ventiladores centrífugos são máquinas de movimentação de ar que usam o princípio de centrifugação. Esse tipo de ventilador possui um rotor, que gira dentro de uma carcaça que tem a forma semelhante à de um caracol. O rotor, possui pás que são distribuídas radialmente e formam um rotor que se parece um cilindro. Neste

mecanismo, o fluxo dos gases se desloca radialmente, ou seja, se desloca do centro para fora do conjunto, se assemelhando bastante a bombas centrífugas para líquidos (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

A carcaça do ventilador centrífugo possui uma entrada que fica no mesmo sentido do eixo do rotor e também possui uma saída que fica perpendicular à entrada, que são mostradas na figura 18. Com o movimento de rotação do motor, o ar admitido é expulso através de um bocal de saída de pressão maior que a de entrada.

Figura 18. Esboço de ventilador e sentido de fluxo do ventilador centrífugo.



Fonte: CLEZAR E NOGUEIRA (1999).

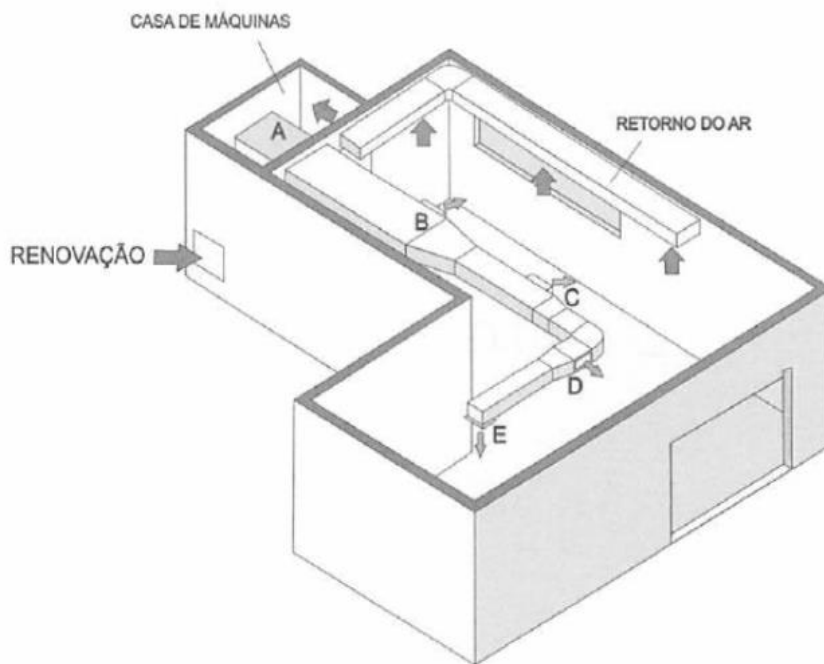
2.5.1 Dutos de Ventilação

Segundo Macintyre (1990), quando não é possível instalar ventiladores do tipo axial nas paredes para insuflamento de ar no recinto, é necessário recorrer ao uso de dutos que conduzem o ar através da energia gerada pelo ventilador. Nos dutos, haverá bocas de insuflamento (difusores ou grelhas), que permitem a saída do ar do duto para o ambiente.

De acordo com Silva (2019), os sistemas de dutos de ventilação devem ser dimensionados de modo a proporcionar uma distribuição de ar homogênea no ambiente através de bocas de insuflamento. O autor também faz algumas recomendações, como procurar o menor consumo de chapas, evitar altas velocidades nos dutos e adotar dutos que se adequem melhor esteticamente ao ambiente.

Nos sistemas de ventilação por dutos, o ventilador pode ser instalado separadamente numa sala que pode ser chamada de “casa de máquinas” ou também pode ser instalado sobre o forro (caso tenha espaço o suficiente), entretanto, para instalações sobre o forro deve-se atentar ao nível de ruído do ventilador. A figura 19 mostra um exemplo de sistema de ventilação por dutos.

Figura 19. Sistema de ventilação por dutos.



Fonte: SILVA (2019).

Para o dimensionamento dos dutos do sistema, a norma ABNT NBR 16401-1 (2008) recomenda dois métodos:

- **Método da igual perda de carga:** Este método consiste em dimensionar os dutos de maneira que a perda de carga seja constante por unidade de comprimento, ou seja, um gradiente de pressão constante ao longo do trecho do duto.
- **Método da recuperação estática:** o método da recuperação estática consiste em tentar compensar parte da pressão estática de um trecho do duto reduzindo a velocidade no trecho seguinte, convertendo a diminuição da pressão dinâmica em ganho de pressão estática.

2.5.2 Perda de Carga

De acordo com Silva (2019), é preciso estimar a perda de carga nos trechos do duto após do dimensionamento do mesmo. A perda de carga pode ser entendida como as forças que se opõem ao fluxo de ar no duto. Entre essas forças, estão as resistências lineares (atrito com as paredes do duto) e resistências localizadas (mudanças de direção, seções, registros, curvas e etc). Sendo assim, o cálculo da perda de carga é fundamental para o dimensionamento do sistema de dutos e para a correta seleção dos ventiladores deste sistema.

2.6 PLANO DE MANUTENÇÃO, OPERAÇÃO E CONTROLE (PMOC)

De acordo com o Art.1 da lei nº 13.589, sancionada pelo presidente da república no dia 4 de janeiro de 2018, todos os edifícios de uso público e coletivo que possuem ambientes climatizados devem determinar o plano de manutenção, operação e controle (PMOC) para cada um de seus ambientes climatizados, de modo a eliminar ou minimizar potenciais riscos à saúde dos ocupantes (BRASIL, 2018). Sendo assim, o PMOC deve ser elaborado por um responsável técnico, cabendo a Anvisa (Agência Nacional de Vigilância Sanitária) a fiscalização do documento, sobre pena de multa com valores elevadíssimos em casos de não cumprimento da lei.

Segundo Garcia (2018), a importância do PMOC se resume em contribuir para a saúde e bem estar dos indivíduos que ocupam o ambiente climatizado, garantindo o conforto térmico por meio do funcionamento correto de todo o sistema e a saúde através da ausência de impurezas de naturezas físicas ou biológicas. Portanto, o PMOC proporciona, através da manutenção preventiva, o aumento da vida útil das e aumenta a eficiência das máquinas do sistema e de modo consequente, reduz o gasto com energia elétrica.

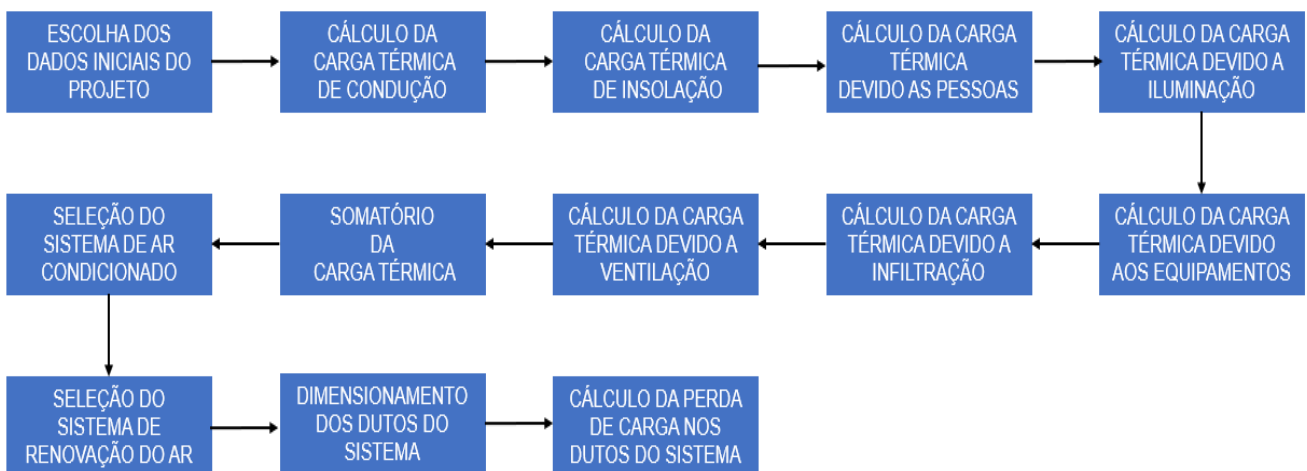
O PMOC deve ser elaborado de acordo com a portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde, devendo conter a identificação do ambiente, identificação do proprietário, do responsável técnico, a relação dos ambientes condicionados, o plano de manutenção e controle contendo as atividades de manutenção necessárias e recomendações para casos de emergência.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O passo a passo da metodologia empregada no trabalho pode ser vista na figura 20, onde pode ser visto que inicialmente foi elaborada a planta baixa e definido alguns dados iniciais do projeto, como os materiais da parede e telhado. Em seguida foi feito os cálculos das cargas térmicas de condução, insolação, pessoas, iluminação, equipamentos elétricos, infiltração e ventilação. Logo após, foi feito o somatório das cargas térmicas para poder fazer a seleção do sistema de ar condicionado.

Após selecionado o sistema de ar condicionado, foi feita a seleção do sistema de ventilação para fazer a renovação do ar no ambiente condicionado. Logo, foi adotado o uso de dutos no sistema, portanto, foi feito o dimensionamento da rede de dutos do sistema e o cálculo da perda de carga nos dutos.

Figura 20. Fluxograma da metodologia adotada no trabalho.

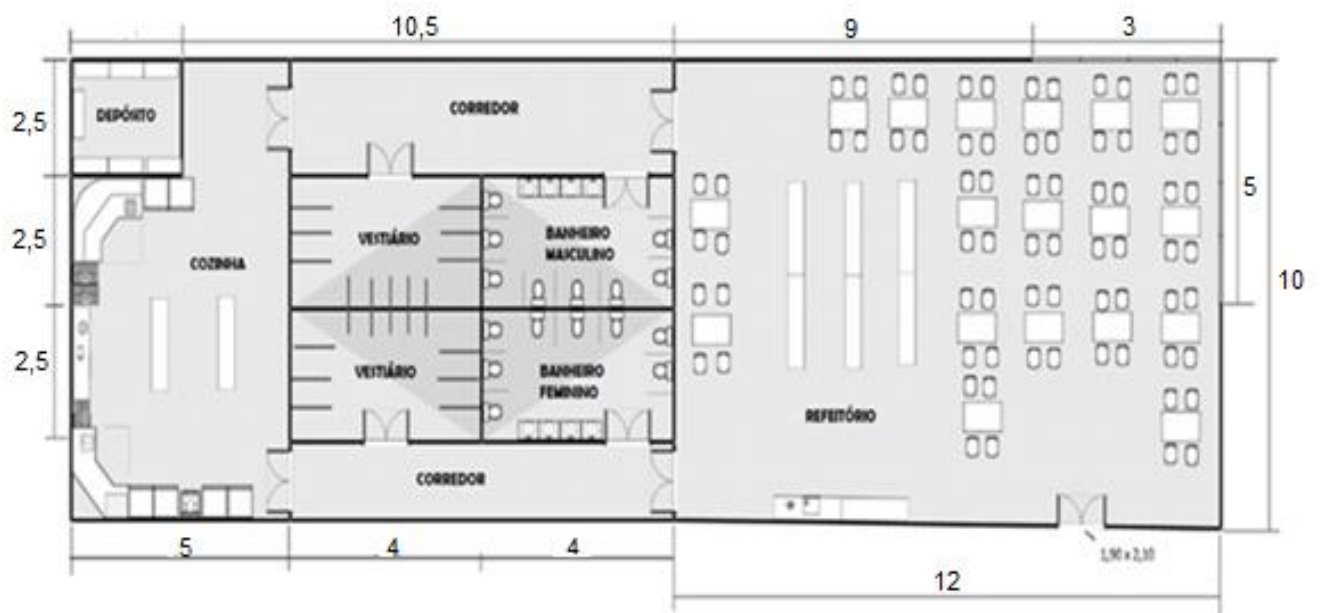


Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

3.1 DADOS INICIAIS DO PROJETO

O trabalho visa o dimensionamento do sistema de ar condicionado e renovação de ar para um restaurante hipotético, ou seja, o restaurante não é real, então foi elaborada uma planta baixa para o restaurante hipotético, que pode ser visto na figura 21.

Figura 21. Planta baixa do restaurante.



Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2020).

Como o projeto envolve o máximo de economia dentro dos pedidos da empresa alvo, foi projetada parede com uma composição específica que reduzisse a quantidade de calor externo capaz de conduzir ao ambiente condicionado. Deste modo, o projeto da parede envolve os seguintes itens que podem ser vistos na tabela 1. As condutividades térmicas dos materiais foram obtidas através da norma ABNT NBR 15220 de 2005, sob o título “Desempenho térmico das edificações”. A resistência térmica também pode ser vista na tabela 1, sendo obtida ao dividir a espessura do componente pela sua respectiva condutividade térmica.

Tabela 1. Componentes das paredes.

Componente	Espessura (m)	Condutividade Térmica (λ)		Resistência Térmica (R)	
		W/m K	Kcal/h m °C	W/m ² K	kcal/h m ² °C
Fator Filme externo (Ar 24km/h)	-	-	-	0,039	0,034
Argamassa de emboço	0,02	1,15	0,99	0,023	0,02
Tijolo Cerâmico	0,14	0,9	0,77	0,21	0,18
Argamassa de emboço	0,02	1,15	0,99	0,023	0,02
Isopor	0,02	0,04	0,034	0,68	0,59
Placa de gesso	0,018	0,35	0,3	0,07	0,06
Fator Filme interno (Ar parado)	-	-	-	0,16	0,14
Total				1,21	1,04

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Nos cálculos da carga térmica para sistemas de ar condicionado, utiliza-se o coeficiente “U”, chamado de coeficiente global de transmissão de calor. Esse coeficiente pode ser definido como o fluxo de calor por hora através de um metro quadrado de superfície (Creder, 2004). O coeficiente global de transmissão de calor pode ser obtido pela equação 1.

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad (1)$$

Onde R_{total} é o somatório das resistências térmicas de cada componente. Para a parede, foi encontrado um coeficiente global de transmissão de calor de $U_{\text{parede}} = 0,96 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$.

Para compor o telhado, um dos maiores infiltradores de calor dos casos de transferência de calor em ambientes, isto nos casos de tetos externo com contato direto aos raios solares. Foi selecionado uma telha específica comumente chamada de telha “sanduíche”, composta por uma fina camada de aço galvanizado ondulado de grande resistência mecânica; alta capacidade térmica. Seguida por uma camada de poliestireno (EPS) com, também termoacústica ideal para coberturas. A condutividade dada pelo fabricante da telha composta é de $0,155 \text{ kcal/h.m.°C}$.

A tabela 2 mostra os componentes que compõem o telhado com as suas respectivas espessuras e resistência térmica. Novamente, utilizando a equação 1, foi encontrado um coeficiente de transmissão de calor (U) de $U_{\text{teto}} = 1,08 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

Tabela 2. Componentes do telhado.

Componente	Espessura (m)	Condutividade Térmica (λ)		Resistência Térmica (R)	
		W/m K	Kcal/h m °C	W/m ² K	kcal/h m ² °C
Fator Filme externo (Ar 24km/h)	-	-	-	0,039	0,034
Telha sanduíche	0,043	0,18	0,155	0,32	0,277
Camada de ar	-	-	-	0,16	0,14
Concreto	0,2	1,75	1,5	0,15	0,133
Camada de ar	-	-	-	0,16	0,14
Placa de gesso	0,018	0,35	0,3	0,07	0,06
Fator Filme interno (Ar parado)	-	-	-	0,16	0,14
Total				1,06	0,924

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

3.2 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Para o cálculo da carga térmica do restaurante, foi levantado a quantidade de equipamentos elétricos, os materiais de construção das paredes, teto, altura do pé direito, a iluminação, a ocupação e a orientação das paredes. As referências utilizadas para a realização dos cálculos foram: O livro “Instalações de Ar Condicionado” de Creder (2004) e a norma ABNT NBR 16401 (2008).

Para realizar o cálculo, também foi necessário determinar a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido. Para isso, a norma ABNT NBR 16401 disponibiliza uma série de dados de projetos de diversas cidades brasileiras. Por não apresentar os dados para a cidade de Volta Redonda na norma, foi feita uma média de temperatura durante o verão para encontrar as temperaturas que serão adotadas. A tabela 3 mostra os dados.

Tabela 3. Valores da cidade referência para o projeto.

DADOS CLIMÁTICOS	
Localização	Volta Redonda/RJ
Temperatura de bulbo seco	32 °C
Temperatura de bulbo úmido	27,3 °C
Latitude	22,31S
Longitude	44,06W

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para determinar a temperatura de conforto do restaurante, usou-se a tabela 4, que mostra as condições internas para verão de acordo com a ABNT NBR 6401 (1980). Segundo a norma, as condições internas de temperatura de bulbo seco (TBS) para um restaurante deve ser entre 24 a 26 °C e a umidade relativa (UR) deve estar entre 40 a 65%. Sendo assim, foi adotado a temperatura de 24° e umidade relativa de 55%.

Tabela 4. Condições internas para verão.

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)	(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências	23 a 25	40 a 60	26,5	65
	Hotéis Escritórios				
	Escolas				
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias	24 a 26	40 a 60	27	65
	Cabelereiros				
	Lojas Magazines				
	Supermercados				
Ambiente com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros	24 a 26	40 a 65	27	65
	Auditórios				
	Templos Cinemas				
	Bares Lanchonetes				
	Restaurantes				
	Bibliotecas				
Locais de reuniões com movimento	Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
	Boates Salões de Baile				

Fonte: ABNT NBR 6401 (1980).

3.2.1 Carga Térmica de Condução

A transmissão de calor por condução é devida ao fluxo de calor com direção e sentido perpendicular, por meio de uma superfície sólida. Entretanto o calor transferido é apenas calor sensível. A carga térmica de condução é dada pela equação 2.

$$Q_{\text{Condução}} = U \times A \times \Delta T \quad (2)$$

Onde:

$Q_{\text{condução}}$ = Carga térmica de condução (Kcal/h);

A = Área da parede (m²);

ΔT = Diferença da temperatura externa e ambiente (°C).

3.2.2 Carga Térmica de Insolação

Um modo alternativo de transferência de calor, é por via da estrela que ilumina nossa galáxia, o sol, é capaz de gerar um aquecimento no ambiente através das energias da radiação. Entretanto a parcela acrescentada ao ambiente depende do material, devido a sua rugosidade e da cor que está em contato direto. Vale ressaltar que o calor proveniente é apenas o calor sensível.

Entretanto os raios solares não atingem os locais da mesma maneira, nem ao mesmo da mesma forma pelo ano completo, há variações de local para local. Para cálculos é necessário a latitude geográfica global e inclinação do planeta, neste caso é devido a época do ano e como os raios vão atingir o local. Logo entram em questão o horário de funcionamento do local, procurando o horário de maior incidência solar para fins de aproximação no cálculo e melhor atender os valores reais.

A insolação em superfície transparente (vidro) pode ser diferente em até três formas. Onde a energia solar é refletida; absorvida; incidente. Há essa variação devido as formas de conter os raios solares como as películas contra raios UV e persianas

ou toldos. Para cada caso é utilizado um valor para multiplicar e assim aplicar a redução. A carga térmica de insolação no vidro é dada pela equação 3.

$$Q_{insolação} = F_s \times A \times I \quad (3)$$

Onde:

$Q_{insolação}$ = Carga térmica de insolação (Kcal/h);

A = Área da superfície de vidro (m²);

I = Radiação Solar de acordo com a latitude (Kcal/h m²)

F_s = Fator solar.

O fator solar (F_s) pode ser obtido através da tabela 5.

Tabela 5. Fator solar para cada tipo de vidro.

Superfícies Separadoras	Fator Solar
Transparente (simples)	
3 mm	0,87
6 mm	0,83
Transparente (duplo)	
3 mm	0,72
Vidros	0,60
Cinza (fumê)	
3 mm	0,72
6 mm	0,60
Reflexivo	
3 mm	0,26 - 0,37

Fonte: CREDER (2004).

Para determinar a radiação solar (I), Creder (2004) oferece os dados da radiação solar para latitude de 22° Sul. Para encontrar o nível de radiação, foi considerado o horário crítico de funcionamento do refeitório, das 12h às 14h. A tabela 6 mostra os dados de radiação solar

Tabela 6. Dados de Radiação solar incidente Latitude 22° Sul.

22°54' Latitude Sul		Kcal/h m ²												
Verão														
Hora Local														
Dia do ano	Face do Prédio	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21 Janeiro 21 Novembro	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11
	NO	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100
	O	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244
	SO	11	24	33	35	38	38	38	65	160	279	334	383	228
	CLARABÓIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30

Fonte: CREDER (2004).

A insolação em superfície opaca ocorre em casos de raios solares colidirem com superfícies que não permitem a passagem de luz. Logo os raios irão aquecer o a superfície externa do local e em seguida o calor irá ser conduzido para o interno, como ocorre no caso de carga de condução. A carga térmica de insolação pelas paredes é dada pela equação 4.

$$Q_{insolação} = A \cdot U [T_e - T_i] + \Delta T' \quad (4)$$

Onde:

$Q_{insolação}$ = Carga térmica de insolação (Kcal/h);

A= Área da superfície composta no ambiente (m²);

U= Coeficiente global de transmissão de calor (Kcal/h · m² · °C);

T_e= Temperatura externa do ambiente (°C);

T_i= Temperatura do interior do local a ser condicionado (°C);

ΔT'= Valor do acréscimo de temperatura devido a cor (°C).

De acordo com Creder (2004), o valor do acréscimo ao diferencial de temperatura $\Delta T'$ pode ser obtido através da tabela 7.

Tabela 7. Acréscimo ao diferencial de temperatura.

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25	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).

3.2.3 Carga Térmica Devido as Pessoas

Diferente dos casos anteriores, as cargas de calor emitidas pelas pessoas são compostas por duas: sensível e latente. Isto é devido ao ser humano dissipar massa de umidade no ambiente através da transpiração e respiração. As cargas térmicas devido as pessoas são dadas pela equação 5.

$$Q_{pessoas} = N \cdot q \quad (5)$$

Onde:

$Q_{pessoas}$ = Valor da taxa do fluxo de calor conduzida (Kcal/h);

N = Número de pessoas dentro do local a ser condicionado;

q = Valor da carga térmica liberada por cada pessoa, tanto calor latente quanto calor sensível, devido a atividade, valor encontrado na tabela 6.

A taxa típica de calor sensível e latente “q” pode ser obtida através da tabela 8, fornecida pela ABNT 16401-1 (2008).

Tabela 8. Taxas típicas de calor liberado por pessoas.

Atividade	Local	Calor total		Calor sensível (W)	Calor Latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	apartamentos	160	130	75	55	58	38
	Loja de varejo ou de departamentos						
Caminhando; parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		

Fonte: ABNT NBR 16401 (2008).

3.2.4 Carga Térmica Devido aos Equipamentos Elétricos e à Iluminação

Para o cálculo da carga térmica devido aos equipamentos elétricos, foi levantado o número de equipamentos e suas respectivas potências, que pode ser visto na tabela. Logo, a carga térmica devido aos equipamentos elétricos é dada pela equação 6.

$$Q_{equipamentos} = P \times 0,86 \quad (6)$$

Onde:

$Q_{equipamentos}$ = Carga térmica devido aos equipamentos elétricos (Kcal/h);

P = Potência conhecida do equipamento (watts);

0,86 = Fator de conversão de Watts para Kcal/h.

Os equipamentos elétricos presentes no restaurante podem ser vistos na tabela 9.

Tabela 9. Equipamentos elétricos contidos no refeitório do restaurante.

Equipamentos	Potência
3 cafeteiras	1660 W
6 Buffets Térmicos Self Service	2000 W

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para o cálculo da carga térmica de iluminação, a norma ABNT 16401-1 (2008) fornece as taxas típicas de dissipação de calor para iluminação, que pode ser vista na tabela 10.

Tabela 10. Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação.

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação	Potência dissipada (W/m ²)
Lojas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente		16
Bibliotecas	Fluorescente compacta	500	28
	Fluorescente compacta		13
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescente		41

Fonte: ABNT NBR 16401-1(2008).

Logo, a carga térmica devido a iluminação é dada pela equação 7.

$$Q_{iluminação} = P \times A \times 1,2 \quad (7)$$

Onde:

$Q_{iluminação}$ = Carga térmica devido à iluminação (Kcal/h);

P = Potência dissipada (W/m²);

A = Área do ambiente (m²).

3.2.5 Carga Térmica Devido a Infiltração

Para o cálculo da carga térmica devido a infiltração de ar nas frestas das portas foi utilizado o método das frestas, sendo assim, primeiramente é necessário encontrar a vazão de ar por frestas, que pode ser obtido através da equação 8.

$$Q'_{fresta} = \text{Vazão por metro de fresta} \times \text{Metro de fresta} \quad (8)$$

Onde:

$$Q'_{fresta} = \text{Vazão de ar por frestas (m}^3\text{/h)};$$

Para o cálculo da vazão por frestas, a norma ABNT NBR 16401-1 recomenda valores para a vazão por metros de fresta de acordo com o ajuste da porta, conforme pode ser visto na tabela 11.

Tabela 11. Valores da infiltração de cada dispositivo ou local.

Tipo de Abertura	Vazão de ar (m ³ /h)
Frestas: Janelas comuns	3
Frestas: Janelas basculantes	3
Frestas: Janelas guilhotina madeira bem ajustada	6,5
Frestas: Janelas guilhotina madeira mal ajustada	2
Frestas: Janelas guilhotina metálica sem vedação	4,5
Frestas: Janelas guilhotina metálica com vedação	1,8
Frestas: Portas mal ajustadas	13
Frestas: Portas bem ajustadas	6,5

Fonte: ABNT NBR 16401 (2008).

Após calcular a vazão de infiltração, pode-se calcular a carga de calor sensível pela equação 9.

$$Q_s = 0,29 \times Q' \times \Delta T \quad (9)$$

Onde:

Q_s = Calor sensível (Kcal/h)

Q' = Vazão do ar inserido ou perdido do ambiente (m³/h);

ΔT = Diferença das temperaturas externa e interna (°C).

E logo após pode ser calculado a carga de calor latente pela equação 10.

$$Q_l = 583 \times \sigma_{ar} \times Q' \times (UE_{EXT} - UE_{INT}) \quad (10)$$

Onde:

Q_l = Calor latente (Kcal/h)

Q' = Vazão do ar inserido ou perdido do ambiente (m³/h);

σ_{ar} = Valor da densidade do ar (kg/m³);

UE_{EXT} = Umidade absoluta externa, encontrada na carta psicrométrica. (kg/kg);

UE_{INT} = Umidade absoluta interna, encontrada na carta psicrométrica. (Kg/kg).

3.2.6 Carga Térmica Devido a Ventilação

Em ambientes condicionados com grande movimento de pessoas é necessário dimensionar ventiladores que insuflam ar exterior neste ambiente, de modo a renovar o ar. O ar insuflado pode ser conduzido ao ambiente através de dutos que podem ficar dentro do ambiente ou no forro (Creder, 2004). A portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde especifica que a renovação do ar em ambientes com alta rotatividade de pessoas deve ser de no mínimo 27 m³/h (BRASIL, 1998).

A norma ABNT NBR 16401-3 (2008) fornece informações sobre a qualidade e filtragem do ar interior através do ar exterior insuflado. Segundo a norma, a vazão de ar exterior (chamada de vazão eficaz), pode ser calculada pela seguinte equação 11.

$$V_{ef} = P_z \times F_p + A_z \times F_a \quad (11)$$

Onde:

V_{ef} = Vazão eficaz de ar exterior (L/s);

F_p = Vazão por pessoa (L/s × pessoa);

F_a = Vazão por área útil ocupada (L/s × m²);

P_z = É o número máximo de pessoas na zona de ventilação;

A_z = Área útil ocupada pelas pessoas (m²).

Os dados referentes ao F_p e F_a podem ser encontrados na tabela 12. A norma ABNT NBR 16401-3 (2008) engloba três níveis para vazão eficaz de ar exterior, sendo o primeiro nível o mais conservador e o terceiro nível o de maior qualidade do ar e conseqüentemente de maior custo. Foi considerado nível 3 prezando a qualidade do ar.

Tabela 12. Vazão Eficaz de ar exterior.

Local	D Pessoas/100m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3	
		Fp L/s pes.	Fa L/s m ²	Fp L/s pes.	Fa L/s m ²	Fp L/s pes.	Fa L/s m ²
Restaurantes, bares, diversão							
Restaurantes - salão de refeições	70	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4
Bar, salão de coquetel	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4
Cafeteira, lanchonete, refeitório	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2008).

Após calcular a vazão eficaz, deve-se fazer uma correção desta vazão através da equação 12.

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (12)$$

Onde:

V_z = Vazão a ser suprida. (L/s);

V_{ef} = Vazão eficaz de ar exterior (L/s);

E_z = Eficiência de distribuição.

A norma ABNT NBR 16401-3 fornece as eficiências de distribuição de ar, que pode ser visto na tabela 13. Entretanto, o sistema de ventilação de ar proposta para o refeitório será insuflação de ar frio pelo forro, logo não será necessário a correção da vazão.

Tabela 13. Eficiência de distribuição de ar.

Configurações da distribuição de ar	Ez
Insuflação de ar frio pelo forro	1
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1
Insuflação de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s.	1
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m /s	1
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro.	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso	1
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro.	0,7
Ar de reposição suprido do lado oposto à exaustão ou ao retorno	0,8
Ar de reposição suprido à proximidade da exaustão ou o retorno	0,5

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2008).

3.2.7 Razão de Calor Sensível e Vazão de Insuflamento

Após o cálculo de todas as cargas térmicas, é feito o somatório do calor sensível e calor latente para encontrar a capacidade dos aparelhos de ar condicionado. Em seguida, é feito o cálculo para achar a razão de calor sensível (RCS) através da equação 13.

$$RCS = \frac{\Sigma Q_s}{(\Sigma Q_s + \Sigma Q_l)} \quad (13)$$

Onde:

RCS= Razão do calor sensível;

ΣQ_s = Somatório calor sensível (Kcal/h);

ΣQ_l = Somatório calor latente (Kcal/h).

Seguindo com o próximo passo, é preciso usar a carta psicrométrica para encontrar a temperatura de insuflamento e a sua umidade relativa. Após encontrar esses dados, se calcula a vazão de insuflamento do evaporador pela equação 14.

$$Q_{ins} = \frac{\Sigma Q_s}{0,29(T_{amb} - T_{ins})} \quad (14)$$

3.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA PARA RENOVAÇÃO DE AR

Segundo a portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde, todos locais condicionados de uso público e coletivo devem promover a renovação de ar do ambiente através do insuflamento de ar externo, de modo a garantir uma qualidade de ar segura no ambiente condicionado. Logo, nessa sessão iremos projetar um sistema de ventilação forçada por um ventilador, que irá insuflar o ar exterior para o ambiente interno através de um duto de aço galvanizado que será instalado sobre o forro. A referência utilizada para o dimensionamento de dutos foi o livro “Ventilação Industrial e Controle da Poluição” de Macintyre (1990).

3.3.1 Perda de Carga em Dutos de Ventilação

Segundo Macintyre (1990), para dutos de seção retangular, primeiramente é necessário encontrar o diâmetro equivalente através da equação 15.

$$D_e = 1,30 \times \frac{(a \times b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (15)$$

Onde:

D_e = Diâmetro equivalente (m);

a = Base do duto (m);

b = Altura do duto (m).

Após o cálculo do diâmetro equivalente, pode-se calcular a perda de carga através da equação 16 fornecida por Macintyre (1990). A perda de carga é encontrada por metro, sendo assim, após calculado, a perda de carga encontrado é multiplicada pelo comprimento da seção do duto para se encontrar a perda de carga total no determinado trecho.

$$\Delta P = f \times \frac{1}{D_e} \times \frac{V^2}{2} \times p \quad (16)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga (Pa/m);

D_e = Diâmetro equivalente (m);

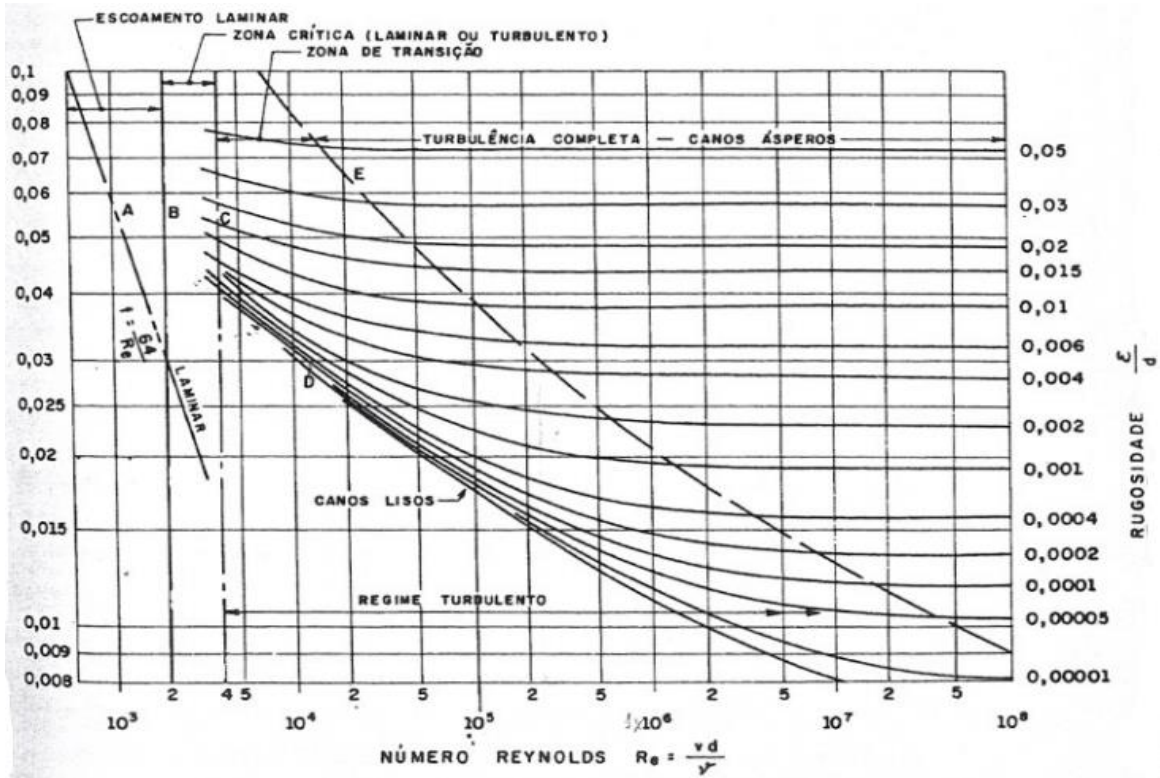
V = Velocidade de escoamento do fluido (m/s);

f = Fator de atrito;

p = Massa específica (kg/m³).

O fator de atrito pode ser encontrado relacionando o número de Reynolds com a rugosidade relativa pelo diagrama de Moody, que pode ser visto na figura 22.

Figura 22. Diagrama de Moody.



Fonte: MACINTYRE (1990).

A perda de carga por perdas localizadas (curvas, mudanças de direção, registros, etc) pode ser obtida pela equação 17. Entretanto, não será considerado para este trabalho, pois o duto será retilíneo.

$$\Delta P = F \times P_v \quad (17)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga localizada (Pa/m);

F = Fator característico para o acessório;

P_v = Pressão dinâmica (Pa).

3.4 ELABORAÇÃO DO PMOC

O Plano de Manutenção, Operação e Controle será elaborado conforme recomendado pela portaria nº 3.523, de agosto de 1998. Logo, o PMOC deverá conter a Identificação do ambiente ou conjunto de ambientes, a identificação do proprietário do ambiente, a identificação do responsável técnico, a relação dos ambientes climatizados e o plano de manutenção e controle.

As práticas de manutenção contidas no plano serão especificadas conforme recomendações da norma ABNT NBR 13971 de 2014, que orienta as atividades básicas e serviços necessários na manutenção dos componentes em sistemas de refrigeração, ar condicionado, ventilação e aquecimento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Para o cálculo da carga térmica demandada pelo ambiente, primeiramente foi feito um levantamento das orientações das fachadas e suas respectivas áreas através da planta baixa. Os dados obtidos podem ser vistos na tabela 14.

Tabela 14. Levantamento das áreas.

Local	Pé direito (m)	Área Total (m ²)	Orientação	Área da fachada (m ²)	Área de vidro (m ²)
Refeitório	3,0	120	NW	27,0	9,0
			NE	15,0	15,0
			SW	25,8	0,0
			SE	32,22	0,0
			TETO	120,0	0,0

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Logo após foi obtido os dados psicrométricos para as condições internas e externas do ambiente. Foi utilizado o *software Daikin Psychrometrics Diagram Viewer*, fornecido pela grande fabricante de condicionadores de ar Daikin. As figuras com os

dados obtidos pelo programa podem ser vistas no apêndice 1 deste trabalho. A tabela 15 mostra um resumo com principais dados.

Tabela 15. Dados psicrométricos interno e externo.

Dado	Externo	Interno
Temperatura de Bulbo Seco (TBS)	32°C	24°C
Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)	27,3°C	17,8°C
Ponto de orvalho	25,8 °C	14,4°C
Umidade Relativa	70%	55%
Umidade Absoluta	0,211 Kg/kg	0,0102 Kg/kg
Entalpia	86,2 Kj/Kg	50,1 Kj/kg

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.1 Cálculo da Carga Térmica de Condução

Foi calculada a transferência de calor por condução pelas paredes e portas orientadas a sudeste (SE) e sudoeste (SW), onde foi utilizado o coeficiente global de transferência de calor $U_{parede} = 0,96$ Kcal/h m² °C para as paredes e $U_{madeira} = 3,44$ Kcal/h m² °C para as portas de madeira.

Em relação a diferença de temperatura Δt , foi considerado um ambiente externo a parede SE como um ambiente da empresa condicionado a 27°C e para a parede SW foi considerado uma temperatura externa de 29,5 °C. A tabela 16 mostra os resultados encontrados.

Tabela 16. Resultado da carga térmica de condução.

Ganho por condução	Área (m ²)	U (Kcal/h m ² °C)	Δt (°C)	Carga térmica de condução (Kcal/h)
Parede SE	32,22	0,96	3,0	92,78
Porta de madeira SE	3,78	3,44	3,0	39
Parede SW	25,8	0,96	5,5	136,2
Portas de madeira SW	4,2	3,44	5,5	79,46
TOTAL				347,44

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.2 Cálculo da Carga Térmica de Insolação

Foi calculada a carga térmica de insolação nas paredes de vidro noroeste (NW) e nordeste (NE). Para encontrar a radiação solar, foi feito a média entre o horário crítico de funcionamento do refeitório (12 as 14h). O fator solar adotado foi de 0,83 para vidros transparentes simples de 6 mm. Conforme mostra a tabela 17, a insolação nos vidros é responsável por acrescentar uma grande quantidade de calor sensível no ambiente.

Tabela 17. Resultado da carga térmica de insolação nos vidros.

Ganho por insolação	Área (m ²)	Radiação Solar (Kcal/h m ²)	Fator Solar	Carga térmica de insolação (Kcal/h)
Parede de vidro NW	9,0	113,33	0,83	846,58
Parede de vidro NE	15,0	41,67	0,83	518,79
TOTAL				1.365,37

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

A carga de insolação nas paredes opacas foi considerada para as paredes NW e NE, que estão expostas aos raios solares. Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela 18. Como esperado, a carga de insolação no teto é uma das principais a adicionar calor sensível no ambiente.

Tabela 18. Resultado da carga térmica de insolação nas paredes opacas e teto.

Ganho por insolação	Área (m ²)	U (Kcal/h m ² °C)	Δt (°C)	$\Delta t'$ (°C)	Carga térmica de insolação (Kcal/h)
Parede opaca NW	27,0	0,96	8	4,1	313,63
Parede opaca NE	15,0	0,96	8	4,1	174,24
Teto	120,0	1,08	8	8,3	2.112,48
TOTAL					2.600,35

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.3 Cálculo da Carga Térmica Devido as Pessoas

Para o ganho de calor através das pessoas, foi considerado 76 pessoas sentadas no restaurante e 4 funcionários em trabalho leve. A tabela 19 mostra os resultados obtidos para a carga sensível e latente.

Tabela 19. Resultado da carga térmica devido as pessoas.

Número de pessoas	Nível de atividade	Calor Liberado por pessoa (W)		Carga sensível		Carga Latente	
		Sensível	Latente	W	Kcal/h	W	Kcal/h
76	Sentado com prato de comida	80	80	6.080	5.229,0	6.080	5.229,0
4	Trabalho Leve	80	140	320	275,2	560	481,6
TOTAL				6.400	5.504,2	6.640	5.710,6

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.4 Cálculo da Carga Térmica Devido a Iluminação e Equipamentos Elétricos

Para o cálculo da carga térmica devido à iluminação, foi considerado uma potência de 13 W/m² para lâmpadas fluorescentes compactas, logo, foi utilizado um fator de 1,2 devido aos reatores presentes nas lâmpadas do tipo fluorescente. Também foi utilizado o fator 0,86 para conversão de Watts (W) para Quilocaloria por hora (Kcal/h). A tabela 20 mostra o resultado obtido.

Tabela 20. Resultado da carga térmica de iluminação.

Potência (W/m ²)	Área (m ²)	Fator de conversão	Carga devido aos reatores	Carga térmica de iluminação (kcal/h)
13	120	0,86	1,2	1.609,92

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para o cálculo da carga térmica devido aos equipamentos, a tabela 21 mostra os equipamentos, a quantidade e a potência de cada um deles. Logo o resultado total

da carga de iluminação foi de 14602,8 Kcal/h, sendo uma das principais a introduzir calor sensível no ambiente.

Tabela 21. Resultado da carga térmica devido aos equipamentos elétricos.

Equipamento	Quantidade	Potência (W)	Carga Térmica devido aos equipamentos	
			W	Kcal/h
Cafeteira	3	1.660,0	4.980,0	4.282,8
Buffet térmico Self Service	6	2.000,0	12.000,0	10.320,0
TOTAL			16.980,0	14.602,8

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.5 Cálculo da Carga Térmica Devido a Infiltração

O cálculo da carga térmica de infiltração foi feito através do método das frestas. Foi considerado uma porta de 1,80 x 2,10 m na parede SE e duas portas de 1,00 x 2,10 m na parede SW, com frestas em todos os lados.

Antes de calcular a carga térmica de infiltração, foi calculada a vazão de infiltração, considerando uma vazão de 6,5 m³/h para portas bem ajustadas. A tabela 22 mostra os dados utilizados e as vazões e cargas térmicas de infiltração que foram encontradas.

Tabela 22. Resultado da carga térmica devido à infiltração nas portas.

Ganho por infiltração	Número de portas	Frestas (m)	Vazão de infiltração (m ³ /h)	U (Kcal/h m ² °C)	Δt (°C)	Carga térmica de infiltração	
						Sensível (Kcal/h)	Latente (Kcal/h)
Parede SE	1	3,9	25,35	3,44	3	22,01	15,96
Parede SW	2	12,4	80,6	3,44	5,5	128,56	152,25
TOTAL						150,57	168,21

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.6 Cálculo da Carga Térmica Devido a Ventilação

Foi calculada a quantidade de ar necessária para a renovação de ar com base na recomendação da ABNT NBR 16401-3, considerando a ventilação como nível 3, ou seja, o maior nível de qualidade do ar. A vazão eficaz encontrada respeita a portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde, superando os 27 m³/h por pessoa definido pela lei. A vazão e a carga térmica encontrada podem ser vistas na tabela 23.

Tabela 23. Resultado da carga térmica devido à ventilação.

Número de pessoas	Fp (L/s x pessoa)	Área do Refeitório (m ²)	Fa (L/s x m ²)	Vazão Eficaz		Carga Térmica de ventilação	
				L/s	m ³ /h	Sensível (Kcal/h)	Latente (Kcal/h)
80	5,7	120	1,4	654	2246,4	5.211,65	17.287,4

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.7 Somatório das Cargas Térmicas

Após calcular todas cargas térmicas, foi feito o somatório e acrescentado um fator de segurança de 10%. Conforme a tabela 24 mostra, foi encontrado uma carga de calor sensível de 34.531,5 Kcal/h e uma carga de calor latente de 25.706,13 Kcal/h. Logo, através da soma do calor sensível e latente, e da conversão para Btu/h, chegou-se a uma carga térmica total de 239.042,23 Btu/h ou 19,92 TR (Toneladas de Refrigeração). Sendo assim, esta será a quantidade de calor que o sistema de ar condicionado deverá retirar do ambiente.

Tabela 24. Somatório das cargas térmicas encontradas.

SOMATÓRIO DA CARGA TÉRMICA		
	Calor Sensível (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
Insolação Parede de Vidro NW	846,58	0,0
Insolação Parede Opaca NW	313,63	0,0
Insolação Parede de Vidro NE	518,79	0,0
Insolação Parede Opaca NE	174,24	0,0
Insolação no Teto	2.112,48	0,0
Condução na Parede Opaca SE	92,78	0,0
Condução na Porta de Madeira na Parede SE	39,0	0,0
Condução na Parede Opaca SW	136,2	0,0
Condução na Porta de Madeira na Parede SW	79,46	0,0
Infiltração na Porta de Madeira na Parede SE	22,01	15,96
Infiltração nas Portas de Madeira na Parede SW	128,56	152,25
Carga devido à Ventilação	5.211,65	17.287,40
Carga devido aos Equipamentos Elétricos	14.602,80	0,0
Carga devido as Pessoas (Sentadas)	5.229,00	5.229,00
Carga devido as Pessoas (Funcionários)	275,2	481,6
Carga devido à Iluminação	1.609,92	0,0
SOMATÓRIO	31.392,20	23.369,21
Acréscimo de 10% (Segurança)	3.139,20	2.336,92
TOTAL	34.531,50	25.706,13
TOTAL CONVERTIDO PARA BTU/H	137.032,06	102.010,17

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

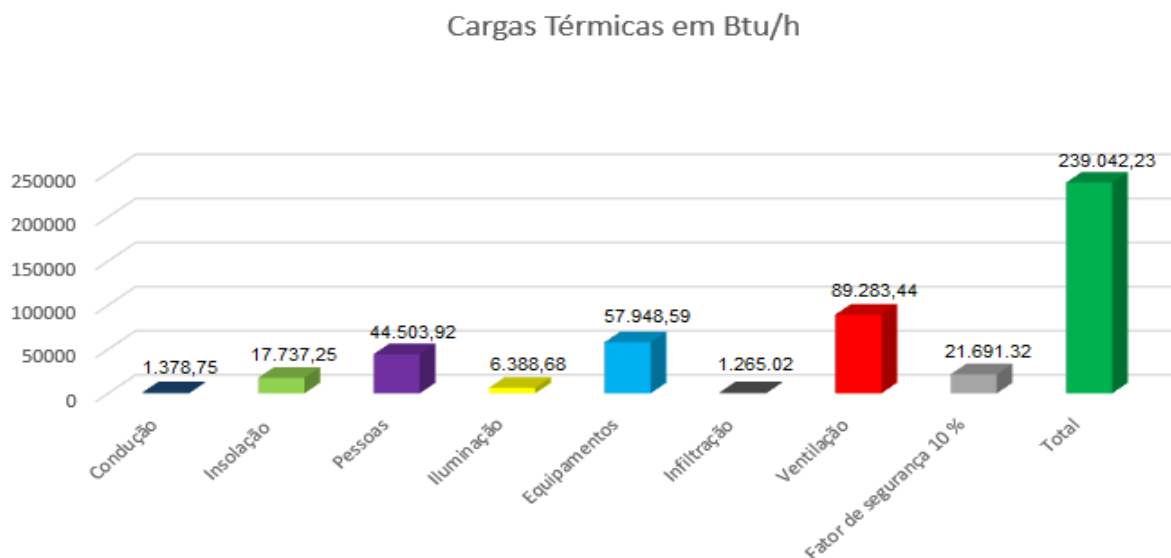
Ao analisar as cargas térmicas obtidas, verificou-se que as cargas de ventilação, equipamentos elétricos e pessoas são as principais responsáveis por adicionar calor ao ambiente. Em relação a ventilação, a causa da grande quantidade de calor se deu pelo motivo de escolha da ventilação nível 3 através da norma ABNT NBR 16401-3, priorizando a qualidade do ar dentro do ambiente e conseqüentemente aumentando a carga térmica. A carga térmica de equipamentos foi responsável por uma grande quantidade de calor no ambiente, devido aos vários equipamentos elétricos que são utilizados em restaurantes. Em relação as pessoas, o grande ganho de calor se deu pela quantidade elevada de pessoas.

As cargas térmicas de insolação e iluminação também foram responsáveis por acrescentar uma quantidade bem razoável de calor no ambiente. Em relação a carga de insolação, a principal causa foi o telhado e as superfícies de vidro. Na carga de

iluminação, o calor foi reduzido devido ao uso de lâmpadas fluorescentes compactas, que possuem potência inferior as lâmpadas incandescentes.

As cargas de condução foram uma das menores cargas obtidas e podem ser justificadas pelo motivo que foram utilizados materiais isolantes térmicos nas paredes da construção, sendo assim, foi reduzido a transferência de calor entre a parede interna e externa. O mesmo ocorre com a carga de infiltração, onde uma baixa parcela de calor foi obtida. Isso ocorreu devido ao baixo número de portas e por não existir janelas que podem ser abertas no ambiente. A figura 23 mostra uma representação gráfica dos valores obtidos para cada tipo de carga térmica convertidos para Btu/h.

Figura 23. Representação gráfica das cargas térmicas obtidas.



Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.1.8 Cálculo da Vazão de Insuflamento

Para encontrar a vazão de insuflamento da evaporadora, primeiramente foi calculado a razão de calor sensível (RCS). Após encontrado o RCS, foi obtido através da carta psicrométrica a temperatura de insuflamento de 15°C e umidade relativa de 70%. Como o RCS foi de 0,57, não será necessário um equipamento quente e frio. Então, foi encontrado a vazão de insuflamento. A tabela 25 mostra os valores encontrados.

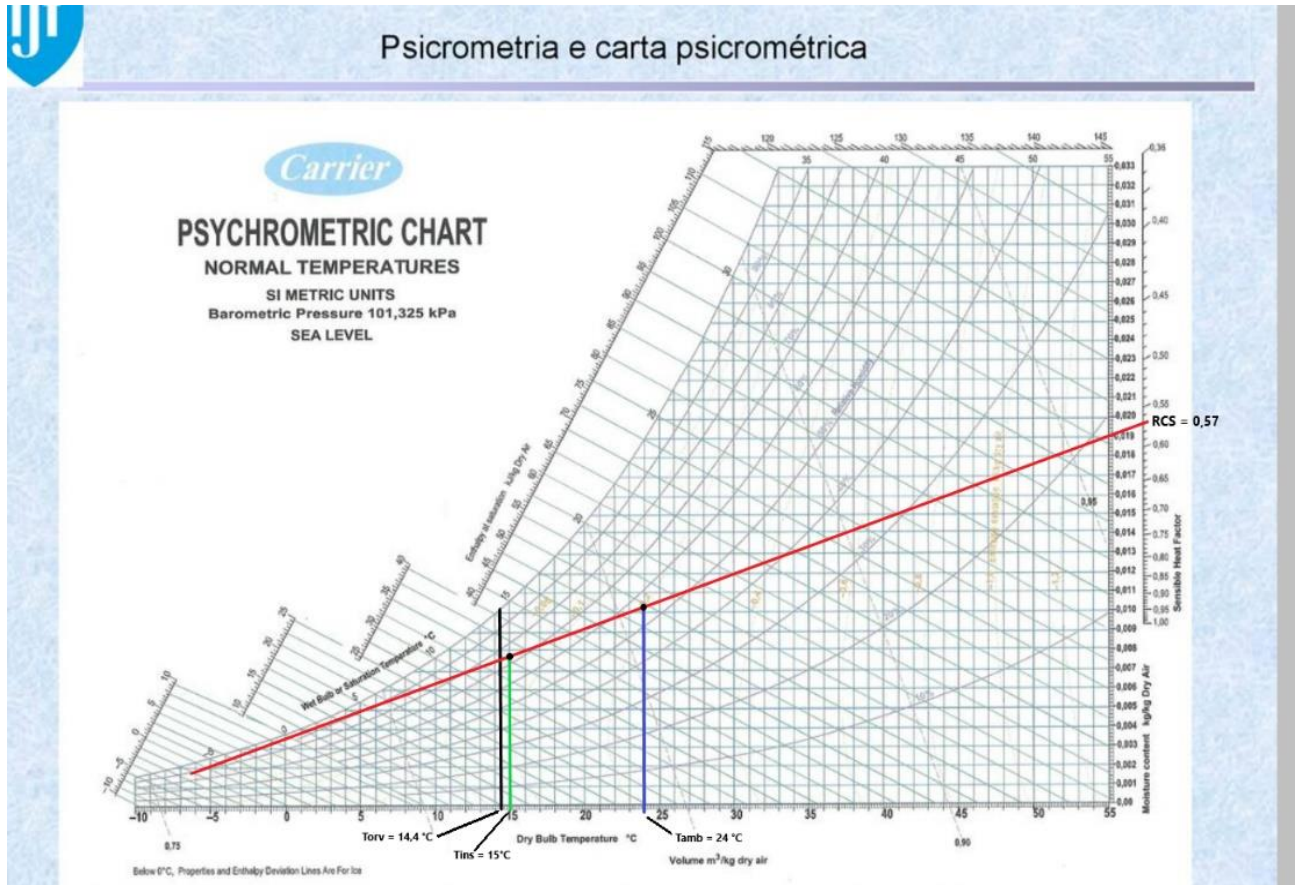
Tabela 25. Resultados da vazão de insuflamento.

Razão de Calor Sensível (RCS)	Temperatura de insuflamento adotada (°C)	Umidade Relativa adotada (%)	Vazão de Insuflamento (m³/h)
0,57	15	70	13230,5

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para a escolha da temperatura de insuflamento mostrada acima (15 °C e UR = 70%), através da carta psicrométrica, foi traçada uma reta coincidente através do RCS de 0,57 passando pelo ponto da temperatura ambiente (24°C e UR = 55%). Logo a temperatura de orvalho nessas condições é de 14,4°C, sendo assim, é preciso selecionar uma temperatura de insuflamento maior que a de orvalho para não haja o condensamento do fluido. A figura 24 mostra como foi obtido a temperatura de insuflamento.

Figura 24. Temperatura de insuflamento adotada.



Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.2 SELEÇÃO DOS CONDICIONADORES DE AR

Após definido a carga térmica do ambiente, pode-se definir os condicionadores que irão atender o local, sendo assim, foi analisado os seguintes sistemas:

- a) Água gelada;
- b) VRF;
- c) Sistemas Splits.

O sistema de água gelada é o mais complexo, sendo mais indicado para edifícios de grande porte, além de demandar um grande investimento para a sua instalação e manutenção, sendo assim, este sistema foi desconsiderado. Em seguida foi analisado o sistema de volume de refrigerante variável (VRF), mas também foi desconsiderado. Apesar de suas vantagens como o baixo consumo, eficiência e ruído, ele é mais indicado na climatização de várias zonas térmicas distintas, com diferentes horários.

Logo, foi analisado os sistemas do tipo Split, que comercialmente são os sistemas mais indicados e utilizados em restaurantes. Foi considerado o uso dos modelos Piso-Teto e Cassete, chegando a uma conclusão que os sistemas Piso-Teto serão mais adequados, devido a maior facilidade de instalação e pelo seu menor custo. Através do catálogo fornecido pela Carrier, que pode ser visto no anexo 1 deste trabalho, foi escolhido condicionadores do tipo Split Piso-Teto.

Para atender a demanda térmica calculada de 239.042,23 Btu/h (19,92 toneladas de refrigeração), foi selecionado 2 unidades de 57.000 Btu/h e 3 unidades de 46.000 Btu/h, totalizando uma capacidade total de 252.000 Btu/h (21 toneladas de refrigeração). A tabela 26 mostra os condicionadores selecionados.

Tabela 26. Condicionadores selecionados.

Equipamento	Código Evaporadora	Código Condensadora	Quantidade	Capacidade Total (Btu/h)
Split Piso-Teto Space Carrier 57.000 btu/h 220 v	42XQU60C5	38CCU060535MC	2	114.000
Split Piso-Teto Space Carrier 46.000 btu/h 220 v	42XQU48C5	38CCU048535MC	3	138.000

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE RENOVAÇÃO DO AR

Nesta seção será mostrado o dimensionamento do sistema de renovação de ar. O sistema contará com ventiladores que irão insuflar ar exterior para o ambiente condicionado para garantir a qualidade do ar neste ambiente. O sistema ainda contará com dutos, difusores, tomadas de ar exterior e filtros e registros.

4.3.1 Dimensionamento dos Dutos

Para o sistema de renovação de ar do refeitório foi escolhido o uso de dutos em chapa de aço galvanizado, pois este material possui um bom custo benefício e boa resistência térmica. Os dutos podem ser circulares, retangulares e ovais. Normalmente os dutos retangulares são os mais utilizados, logo se optou por este modelo. A figura 25 mostra o duto de aço galvanizado.

Figura 25. Dutos de aço galvanizado.



Fonte: VENTINOX (2021).

O sistema buscará distribuir o ar de maneira equilibrada no ambiente, sendo assim, a vazão de ventilação eficaz calculada de 2.246,4 m³/h será dividida entre dois dutos idênticos, onde cada um terá três bocas de insuflamento, de modo a evitar vários ramais e curvas que conseqüentemente aumentariam a perda de carga do sistema. A tabela 27 mostra a vazão de ar do sistema.

Tabela 27. Vazão de ar do sistema.

	Vazão (m ³ /h)	Bocas de Insuflamento	Vazão por boca (m ³ /h)
Duto 1	1123,2	3	374,4
Duto 2	1123,2	3	374,4

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

O dimensionamento dos dutos foi feito através do método da igual perda de carga, conforme recomendado pela norma ABNT NBR 16401-1. O duto foi dividido em 3 trechos. Logo, foi calculado o tamanho do duto, cujo os resultados podem ser vistos na tabela 28.

Tabela 28. Dimensionamento dos dutos.

Trecho	Vazão (m ³ /h)	Área	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)
AB	1123,2	0,070	0,40	0,18	4,5
BC	748,8	0,051	0,35	0,15	4,1
CD	374,4	0,029	0,30	0,10	3,6

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Após dimensionar os dutos, deve ser calculado a perda de carga em cada trecho. Primeiramente foi determinado o diâmetro equivalente, obtido através da largura e altura do duto retangular, em seguida, foi obtido através do diagrama de Moody o número de Reynolds e o fator de atrito. Em posse desses dados, foi calculado a perda de carga por metro para cada trecho. Logo após, essa perda de carga foi

multiplicada pelo comprimento do trecho para encontrar a perda de carga total nos respectivos trechos, sendo assim, foi encontrada uma perda de carga total de 1,33 mmCA ao longo de todo o duto. A tabela 29 mostra os resultados obtidos.

Tabela 29. Perda de carga em cada trecho do duto.

Material: Aço Galvanizado							
Rugosidade: 0,00015 m	Comprimento (m)	Diâmetro Equivalente (m)	Velocidade (m/s)	Número de Reynolds	Fator de atrito	Perda de carga por metro (mmCA)	Perda de carga total no trecho (mmCA)
Trecho							
AB	2	0,29	4,5	92.563,95	0,032	0,14	0,28
BC	3	0,25	4,1	72.703,50	0,035	0,15	0,45
CD	3	0,18	3,6	45.835,12	0,045	0,20	0,6

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.3.2 Dimensionamento e Seleção dos Acessórios

Após o dimensionamento dos dutos de aço galvanizado, foram dimensionados e selecionados os acessórios do sistema de renovação de ar. Primeiramente, foram selecionadas as venezianas para tomada de ar exterior, que são selecionados de acordo com a vazão necessária, velocidade de ar pretendida e acessórios extras, como registros e filtros.

A fabricante Trox oferece o modelo VDF, que é composto por veneziana, registro e filtro G4 e M5, que atendem a norma ABNT NBR 16401-3. Através do catálogo fornecido pela fabricante que pode ser visto no anexo 2 deste trabalho, foi escolhido tomadas de ar de 397 x 397 mm, com velocidade máxima de 2 m/s e uma perda de carga de 18,6 mmCA. A figura 26 mostra a tomada de ar exterior Trox.

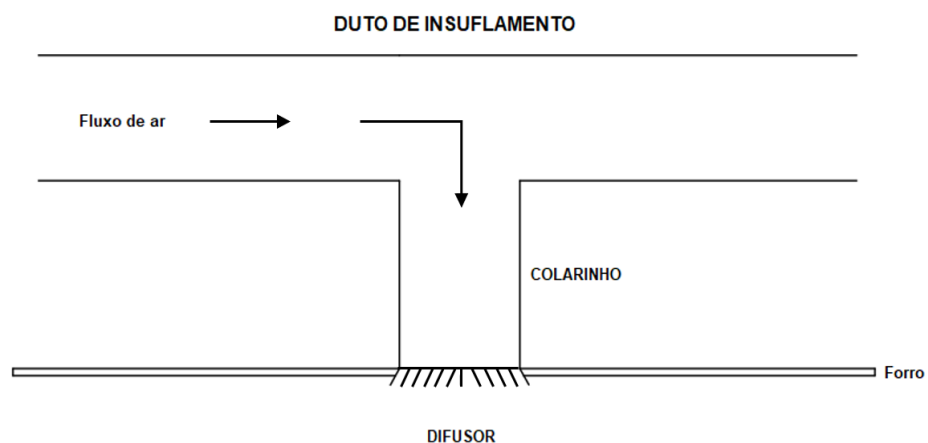
Figura 26. Tomada de ar exterior Trox.



Fonte: TROX (2021).

Logo após, foi dimensionado as bocas de insuflamento, que neste caso será utilizado difusores que serão instalados no forro, sendo 3 bocas em cada duto, totalizando 6 bocas de insuflamento. A figura 27 ilustra como é feito a distribuição de ar através de difusores instalados no forro.

Figura 27. Distribuição de ar pelo forro.

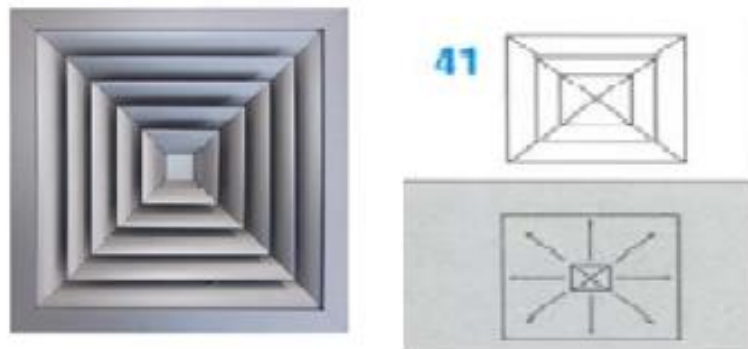


Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para o correto dimensionamento dos difusores deve-se considerar a vazão, velocidade, a área de alcance e o tamanho do colarinho. Logo, foi utilizado o catálogo da marca Tropical Indústrias Tosi, que pode ser visto no anexo 3. O modelo escolhido

foi o DI-41, com uma vazão máxima de 383 m³/h, tamanho do colarinho de 9"x9", velocidade de 2 m/s, alcance das "flechas de ar" de 1,5 a 3 metros e uma perda de carga de 1,5 mmCA. Esse modelo consegue distribuir as flechas de ar para várias direções simultâneas, distribuindo melhor o ar no ambiente. A figura 28 mostra o difusor selecionado.

Figura 28. Difusor de ar DI-41.



Fonte: TROPICAL INDÚSTRIAS TOSI (2021).

Após o dimensionamento dos dutos, venezianas e difusores, finalmente é possível selecionar os ventiladores. Um dos ventiladores mais aplicados nas instalações de ventilação é a chamada "caixa ventiladora", que pode ser instalada no forro ou até mesmo dentro do ambiente, devido ao seu baixo nível de ruído.

Para escolher a caixa ventiladora corretamente é necessário utilizar o catálogo fornecido pelo fabricante e ter conhecimento sobre a vazão e perda de pressão do sistema. Logo, a perda de carga nos dutos calculada anteriormente foi somada com as perdas de cargas das tomadas de ar e difusores. A tabela 30 mostra a perda de carga do sistema.

Tabela 30. Perda de carga total do sistema.

	Tomada de ar exterior (mmCA)	Difusores (mmCA)	Perda de carga nos dutos (mmCA)	Perda de carga no sistema (mmCA)
Duto 1	18,6	4,5	1,33	24,43
Duto 2	18,6	4,5	1,33	24,43

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

Para a seleção da caixa ventiladora, foi utilizado o catálogo fornecido pela fabricante *BerlinerLuft*, que pode ser visualizado no anexo 4 deste trabalho. Foi selecionado o modelo BBT 160, sendo uma caixa ventiladora para cada duto, totalizando duas caixas. Este modelo possui vazão de ar de 1200 m³/h, pressão estática de 30 mmCA e potência de 0,37 kW.

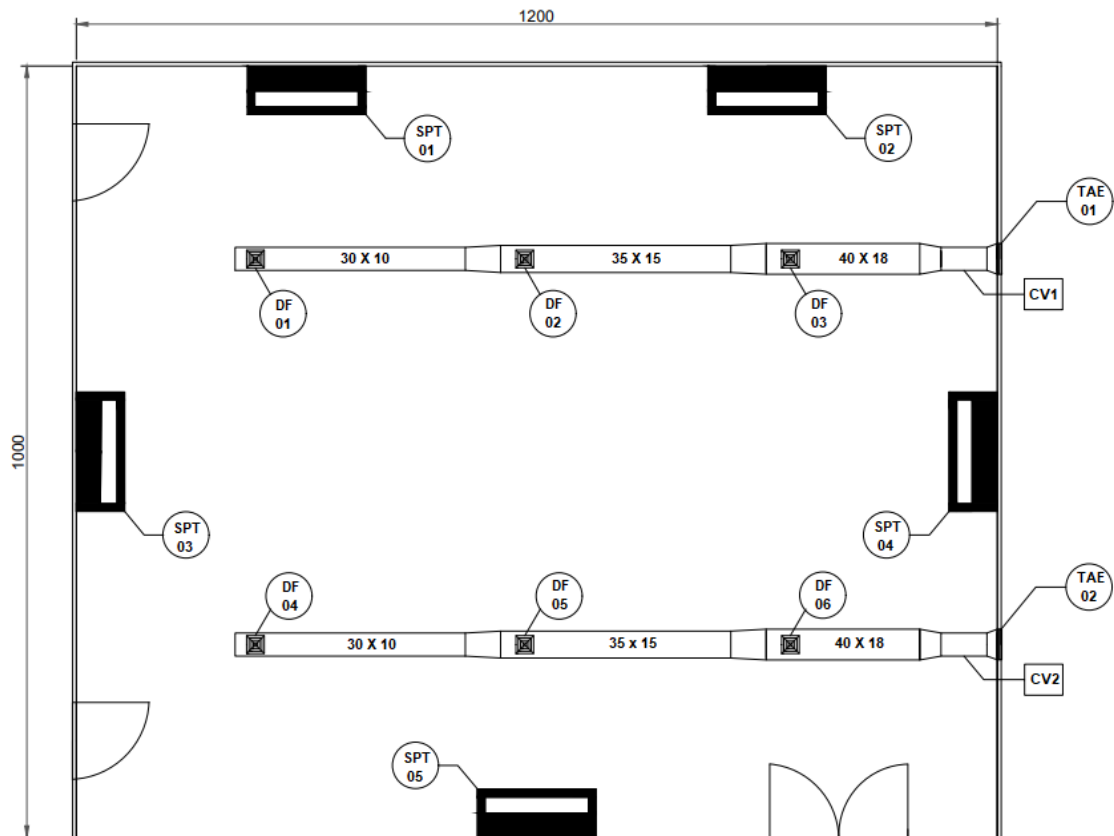
O modelo também apresenta algumas características, como um porta filtros tipo gaveta para o uso de filtros de classe G4 e F5, pás curvadas com baixo nível de ruído e acionamento por polias e correias. A figura 29 mostra a caixa ventiladora selecionada.

Figura 29. Caixa ventiladora.

Fonte: BERLINERLUFT (2021).

Finalmente, após o dimensionamento de todo sistema de ar condicionado e renovação de ar, foi utilizado o software *AutoCad 2021*, disponibilizado pela *Autodesk*, para realizar o desenho do projeto, conforme pode ser visto na figura 30.

Figura 30. Desenho do projeto.



LISTA DE COMPONENTES		
ITENS	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
TAE 01 - TAE 02	2	TOMADA DE AR EXTERIOR 397 X 397 mm FABRICANTE: TROX - MODELO: VDF
DF 01 A DF 06	6	DIFUSOR DE AR 9" X 9" FABRICANTE: TROPICAL INDUSTRIAS - MODELO: DI-41
CV1 - CV2	2	CAIXA VENTILADORA 1200 m ³ /h - 30mmCA FABRICANTE: BERLINER LUFT - MODELO: BBT 160

LISTA DE CONDICIONADORES DE AR		
ITENS	QUANTIDADE	DESCRIÇÃO
SPT 01 - SPT 02 - SPT 05	3	SPLIT PISO-TETO SPACE 46.000 BUT/h 220V FABRICANTE: CARRIER
SPT 03 - SPT 04	2	SPLIT PISO-TETO SPACE 57.000 BUT/h 220V FABRICANTE: CARRIER

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.4 ESTIMATIVA DO CUSTO

Um ponto muito importante em um projeto é estimar o custo aproximado dos equipamentos, sendo assim, foi listado todos os equipamentos que foram selecionados para os sistemas de condicionamento de ar e renovação de ar para o restaurante industrial, conforme pode ser visto pela tabela 31, foi estimado um custo de R\$ 49.449,60.

Tabela 31. Custo estimado dos componentes dos sistemas.

Item	Componente	Quantidade	Valor Unitário	Valor Total
#1	Split Piso Teto Space Carrier 57.000 btu/h 220 V	2	R\$9.000,00	R\$18.000,00
#2	Split Piso Teto Space Carrier 46.000 btu/h 220 V	3	R\$7.000,00	R\$21.000,00
#3	Tomada de ar exterior Trox modelo VDF 397x397 mm	2	R\$200,00	R\$400,00
#4	Difusor de ar Tropical modelo DI-41	6	R\$250,00	R\$1.500,00
#5	Caixa ventiladora BerlinerLuft BBT 160 / 1200 m ³ /h	2	R\$4.000,00	R\$8.000,00
#6	Chapas de aço galvanizado (45,8 Kg)	-	R\$12,00	R\$549,60
CUSTO ESTIMADO				R\$49.449,60

Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES (2021).

4.5 ELABORAÇÃO DO PMOC

O plano de manutenção, operação e controle, que pode ser visto no apêndice 2 deste trabalho, foi elaborado conforme o modelo disponibilizado pela portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde, contendo as seguintes partes:

- a) Identificação do ambiente;
- b) Identificação do proprietário;
- c) Identificação do responsável técnico;
- d) Relação dos ambientes climatizados;
- e) Plano de manutenção e controle;
- f) Recomendações em caso de emergência.

Na parte de identificação do PMOC, foi preenchido a identificação do ambiente, do proprietário do ambiente e do responsável técnico, sendo assim, foi necessário preencher os dados do edifício, como o nome, localização e contato, além de

preencher os dados do proprietário do edifício, devendo-se identificar se o local é pertencente ao mesmo ou se é alugado. Além disso, também foi necessário preencher os dados do responsável técnico, ou seja, os dados do engenheiro mecânico responsável. Logo, é necessário preencher dados como o nome, endereço e registro no CREA, entretanto, por se tratar de um trabalho, foi feita uma adaptação com os nomes dos autores deste trabalho.

Em seguida, na parte de relação dos ambientes climatizados do PMOC, foi relacionado o tipo de ambiente, o número de ocupantes fixos e flutuantes, a área total climatizada e a carga térmica do ambiente. A ficha foi preenchida considerando uma atividade visando o conforto para 4 funcionários fixos e o número máximo de 80 pessoas no ambiente, além de informar a área total do ambiente de 120 metros quadrados. Por fim, também foi preenchida a carga térmica do local, conforme já foi calculada anteriormente, onde foi encontrado 19,92 toneladas de refrigeração.

Na parte do plano de manutenção e controle, foram descritas as atividades de manutenção programadas para cada componente do sistema, sendo assim, o plano será aplicado para os aparelhos condicionadores de ar, tomadas de ar externo, dutos, difusores e ventiladores. As orientações básicas para atividades e serviços de manutenção necessários foram descritas de acordo com norma ABNT NBR 13971 e manuais dos fabricantes dos componentes.

Finalmente, na última parte do PMOC foi preenchido as recomendações aos usuários em situações de falha dos equipamentos e foi disponibilizado o contato para o suporte.

5 CONCLUSÃO

Com a realização deste trabalho foi possível compreender o quanto pode ser importante um sistema de ar condicionado e renovação de ar para um restaurante industrial, trazendo benefícios para os ocupantes do local. Este trabalho, mesmo se tratando de um restaurante fictício, visou o dimensionamento do sistema de acordo com as recomendações da norma ABNT NBR 16401 e através de dados obtidos nos catálogos dos fabricantes, para se chegar o mais próximo possível da realidade.

Através dos resultados das cargas térmicas obtidas e da análise dos principais sistemas de ar condicionado existentes, chegou-se à conclusão que o sistema de ar condicionado split piso-teto é a melhor opção para condicionamento de ar do refeitório do restaurante industrial, devido a sua versatilidade e menor custo de implantação. Em relação ao sistema de ventilação para renovação do ar, foi dimensionado um sistema que consiga distribuir o ar no ambiente através de dutos que podem ser instalados sobre o forro, que buscou distribuir o ar de renovação no ambiente da melhor maneira possível através dos difusores de ar. Esse sistema foi dimensionado respeitando a norma ABNT NBR 16401 e a portaria nº 3.523 do Ministério da Saúde, sendo assim, garantindo o conforto térmico das pessoas, evitando problemas de saúde e transmissões de doenças.

Por fim, conforme previsto por lei, a elaboração do plano de manutenção, operação e controle (PMOC) proporcionou o conhecimento teórico sobre o mesmo, de modo a compreender a sua importância em assegurar a saúde e bem estar das pessoas em ambientes coletivos condicionados e em garantir o correto funcionamento de todo sistema, de modo que a manutenção seja realizada periodicamente para evitar panes no sistema.

6 TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, pode ser abordado o dimensionamento de um sistema de exaustão para a cozinha, ou até mesmo combinar o uso de um sistema de ar condicionado com o sistema de exaustão na cozinha, tomando os devidos cuidados em relação a gordura e bactérias presentes no ambiente, tornando um ambiente agradável e seguro para os funcionários da cozinha. Também poderia ser abordado o dimensionamento de um sistema de refrigeração para câmaras frias, que armazenam produtos alimentícios perecíveis.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO). **Renabrava 06 – Guia para inspeção de sistemas de ar condicionado**. São Paulo, 2016.

ANTONOVICZ, D; WEBER, R G B. **Inventário e PMOC – Plano de Manutenção Operação e Controle nos Condicionadores de Ar do Campus Medianeira da Universidade Tecnológica Federal do Paraná**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal do Paraná. Medianeira, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 6401: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto – Parâmetros básicos de projeto**. Rio de Janeiro, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 13971: Sistemas de refrigeração, condicionamento de ar, ventilação e aquecimento – Manutenção programada**. Rio de Janeiro, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16401-1: Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: projetos das instalações**. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16401-2: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 2: parâmetros de conforto térmico**. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16401-3: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 3: qualidade do ar interior**. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 15220-2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações.** Rio de Janeiro, 2005.

ASHRAE, Standard. **HVAC and Power section highlights.** Engineers Newsletter. 2013.

AUTODESK. **Software AutoCad 2021.** Disponível em: <<https://www.autodesk.com.br/products/autocad/overview?term=1-YEAR>>. Acesso em: 7 de mai. 2021.

BERLINERLUFT. **Gabinete de Ventilação modelo BBT 160.** Disponível em: <https://berlinerluft.com.br/files/file_59639338ee1de.pdf>. Acesso em: 3 de mai. 2021.

BRASIL. **Lei nº 13.589, de 4 de janeiro de 2018 – Dispõe sobre manutenção de instalações e equipamentos de climatização de ambientes.** Brasília, 2018.

BRASIL. Ministério da Saúde. Gabinete do Ministro. **Portaria nº 3.523, de 28 de agosto de 1998.** Brasília, 1998.

CARRIER. **A história sobre a Carrier.** Disponível em: <<https://www.carrier.com/truck-trailer/pt/br/sobre-a-carrier/historia/>>. Acesso em: 4 de mar. 2021.

CARRIER. **Ar Condicionado Split Piso-Teto Space.** Disponível em: <<https://carrierdobrasil.com.br/wp-content/uploads/2020/03/17240-lamina.pdf>>. Acesso em: 28 de abr. 2021.

CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, A. C. R. **Ventilação industrial.** 2ª ed. Florianópolis: UFSC, 1999.

COSTA, H. N. O.; FORTUNATO, V. M. **Renovação de ar energeticamente eficiente em instalações de ar condicionado**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, 2007.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

DAIKIN. **Daikin Psychrometrics Diagram Viewer**. Disponível em: <https://www.daikin.eu/en_us/customers/software-downloads/daikin-psychrometrics-diagram-viewer.html>. Acesso em: 4 mar. 2021.

FROTA, A. B; SHIFFER, S R. **Manual de Conforto Térmico**. 5ª ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

GARCIA, L. C. **Plano de Manutenção, Operação e Controle – PMOC – Aplicado à Escola de Ciências e Tecnologia da UFRN**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal, 2018.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle de Poluição**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1990.

RUAS, A. C.; LABAKI, L. C. **Conforto 2.02: um software para avaliação de conforto térmico**. CONFERÊNCIA LATINO-AMERICANA SOBRE CONFORTO E DESEMPENHO ENERGÉTICO DE EDIFICAÇÕES, Curitiba: ANTAC, 2003.

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

SILVA, L. F. F. **Projeto de um Sistema de Ar condicionado para o Restaurante Universitário do Campus Colemar Natal e Silva da UFG**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal de Goiás. Goiânia, 2014.

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

TROPICAL INDUSTRIAS TOSI. **Difusor direcional (DI)**. Disponível em: <<https://www.industriastosi.com.br/wp-content/uploads/2018/10/DI-Difusor-Direcional.pdf>>. Acesso em: 22 de abr. 2021.

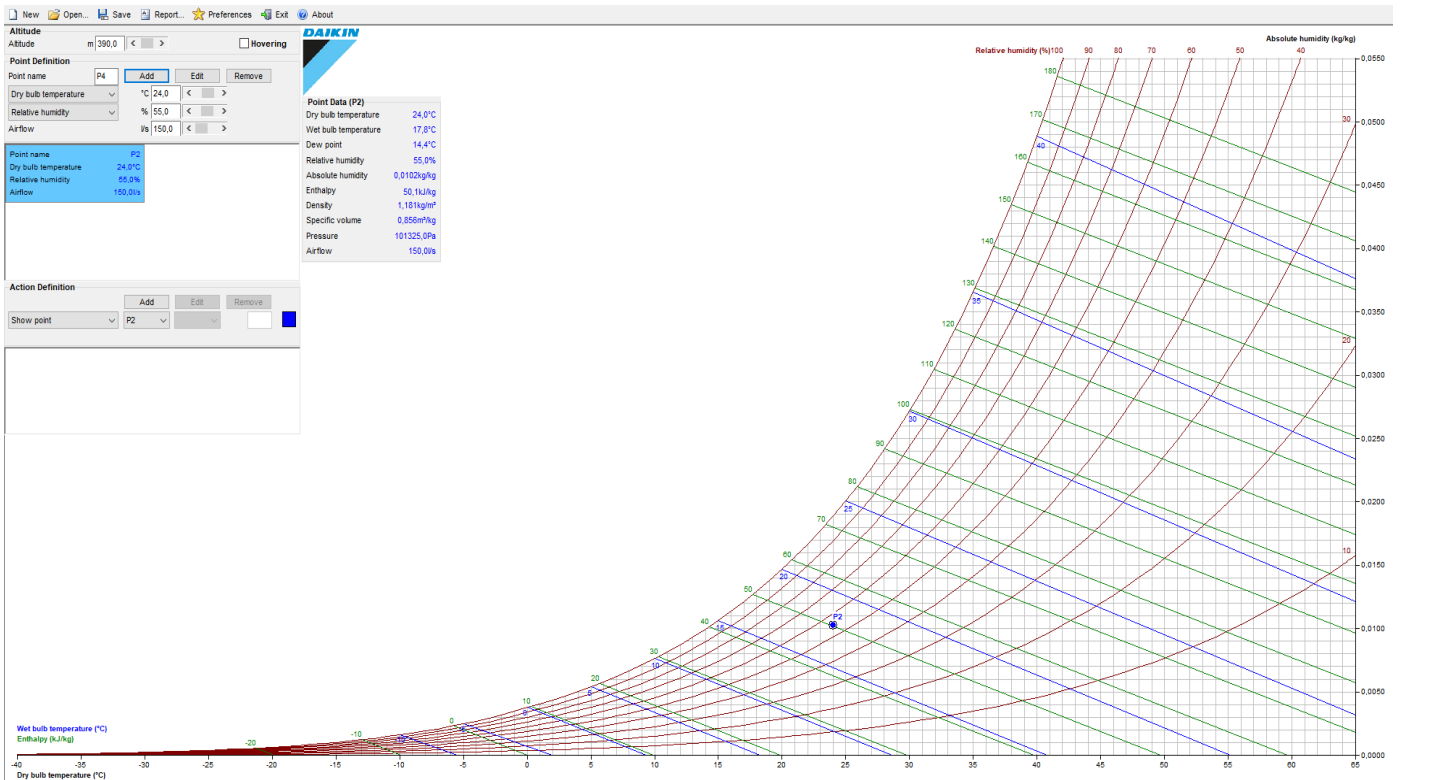
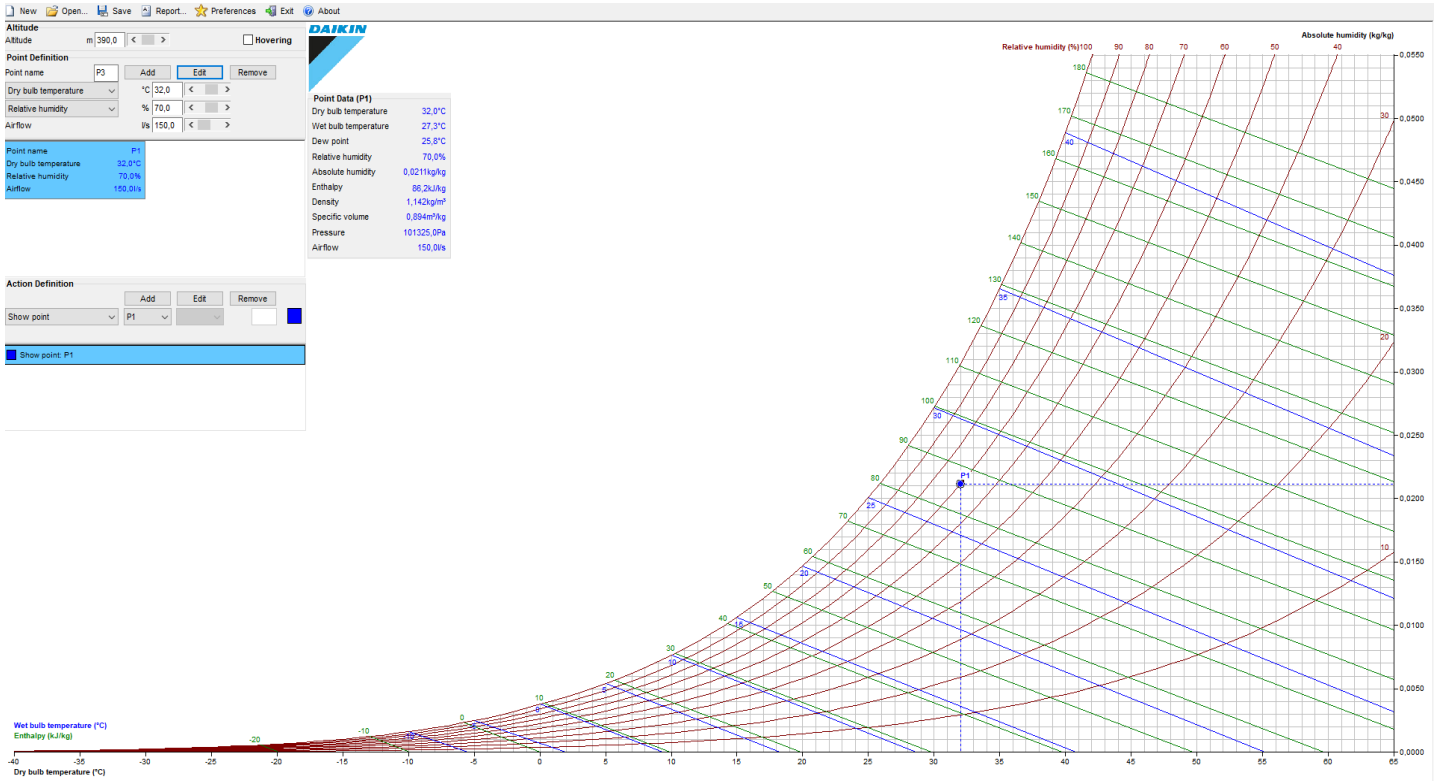
TROX. **Tomada de ar – Série VDF**. Disponível em: <https://www.troxbrasil.com.br/downloads/ba611d078eff16ea/c3_006.pdf?type=product_info>. Acesso em: 20 de abr. 2021.

VENTINOX. **Dutos Galvanizados**. Disponível em: <<https://www.ventinox.com.br/html/dutos-galvanizados.html>>. Acesso em: 04 de abr. 2021.

WEB ARCONDICIONADO. **Ar Condicionado para Restaurante: melhores modelos**. Disponível em: <<https://www.webarcondicionado.com.br/restaurante-sem-climatizacao-cliente-diz-nao>>. Acesso em: 21 de out. 2020.

WEB ARCONDICIONADO. **Tipos de compressores utilizados em ar-condicionado**. Disponível em: <<https://www.webarcondicionado.com.br/tipos-de-compressores-utilizados-em-ar-condicionado>>. Acesso em 12 de fev. 2021.

APÊNDICE 1 – DADOS PSICROMÉTRICOS OBTIDOS ATRAVÉS DO SOFTWARE DAIKIN PSYCHROMETRICS DIAGRAM VIEWER



Fonte: ELABORADO PELOS AUTORES.

APÊNDICE 2 – PLANO DE MANUTENÇÃO, OPERAÇÃO E CONTROLE (PMOC)

1 - Identificação do Ambiente ou Conjunto de Ambientes:				
Nome (Edifício/Entidade): Restaurante Industrial Fictício				
Endereço completo: -				Nº 000
Complemento: -	Bairro: -	Cidade: Volta Redonda	UF: RJ	
Telefone: (24) 0000-0000		Fax: -		
2 - Identificação do (x) Proprietário, () Locatário ou () Preposto:				
Nome/Razão Social: Empresa Fictícia		CPF/CNPJ: -		
Endereço completo: -		Tel./Fax/Endereço Eletrônico: -		
3 - Identificação do Responsável Técnico:				
Nome: Admir Junior, Érick Fernandes, Gustavo Leite e Mateus Lessa.				
Graduandos em Engenharia Mecânica				
4 - Relação dos Ambientes Climatizados:				
Tipo de Atividade	Nº de Ocupantes Fixos Flutuantes	Identificação do Ambiente ou Conjunto de Ambientes	Área Climatizada Total	Carga Térmica
Refeitório (Conforto)	80	Sala de Refeições	120 m ²	19,92 TR
-	-	-	-	-
-	-	-	-	-
-	-	-	-	-
5 - Plano de Manutenção e Controle:				
Descrição da atividade	Periodicidade	Data de Execução	Executado por:	Aprovado por:
a) Ar Condicionado				
Medir tensão e corrente elétrica	M			
Limpar o Filtro de ar	M			
Verificar o estado dos filtros de ar. Caso necessário, fazer a substituição	M			

Verificar se a água de condensação está sendo drenada livremente	M			
Efetuar a limpeza da bandeja de drenagem	M			
Medir as temperaturas de insuflamento e retorno	M			
Limpar a unidade condensadora. Não é necessário aplicar detergente.	T			
Lavar a serpentina da unidade condensadora	S			
Verificar a isolação elétrica de motores e compressores	A			
b) Tomadas de ar externo				
Verificar e eliminar sujeiras, danos e corrosão	M			
Verificar a fixação	M			
Medir o diferencial de pressão	T			
Medir a vazão de ar	M			
Substituir o elemento filtrante (quando descartável)	M			
Verificar a eliminar frestas dos filtros	M			
c) Dutos de aço galvanizado				
Verificar e eliminar sujeiras, danos e corrosão nos dutos	A			
Verificar e eliminar danos no isolamento térmico	M			
d) Difusores de ar				
Verificar e eliminar sujeiras, dano e corrosão	M			
Verificar fixação	M			
Verificar a vazão de ar	T			
e) Ventiladores				
Medir e registrar tensão e corrente elétrica	T			
Verificar ruídos anormais	M			
Limpar carcaça do motor	M			
Verificar alinhamento das polias e eixos	M			
Substituir o filtro descartável	T			

Verificar o funcionamento dos dispositivos de proteção e acionamento	M			
Engraxar rolamentos do motor e ventilador	S			

Legenda:

M = Mensal T = Trimestral S = Semestral A = Anual

Notas:

1) As práticas de manutenção acima devem ser aplicadas em conjunto com as recomendações de manutenção mecânica da NBR 13.971 - Sistemas de Refrigeração. Condicionamento de Ar e Ventilação - Manutenção Programada da ABNT, assim como aos edifícios da Administração Pública Federal o disposto no capítulo Práticas de Manutenção, Anexo 3, itens 2.6.3 e 2.6.4 da Portaria nº 2.296/97, de 23 de julho de 1997, Práticas de Projeto, Construção e Manutenção dos Edifícios Públicos Federais, do Ministério da Administração Federal e Reformas de Estado - MARE. O somatório das práticas de manutenção para garantia do ar e manutenção programada visando o bom funcionamento e desempenho térmico dos sistemas, permitirá o correto controle dos ajustes das variáveis de manutenção e controle dos poluentes dos ambientes.

2) Todos os produtos utilizados na limpeza dos componentes dos sistemas de climatização, devem ser biodegradáveis e estarem devidamente registrados no Ministério da Saúde para esse fim.

3) Toda verificação deve ser seguida dos procedimentos necessários para o funcionamento correto do sistema de climatização.

6 - Recomendações aos usuários em situações de falha do equipamento e outras de emergência

Em caso de falha dos equipamentos dos sistemas de ar condicionado e renovação de ar, os colaboradores deverão, primeiramente, verificar a alimentação correta de energia elétrica e ruídos anormais. Caso necessário, desligar o equipamento da energia elétrica e em seguida comunicar o ocorrido ao responsável do estabelecimento, que tomará as medidas cabíveis.

Contatos para emergências:

Escritório Central: (24) XXXX-XXXX, de 2ª a 6ª das 7h às 18h

Equipe Móvel: (24) XXXX-XXXX, de 2ª a domingo das 7h às 18h

ANEXO 1 – CATÁLOGO UTILIZADO PARA A SELEÇÃO DOS CONDICIONADORES DE AR

SPLIT PISO-TETO SPACE

DADOS TÉCNICOS								
Nome	Split Piso-Teto Space							
Capacidade (BTU/h)	46.000		57.000		55.000		57.000	
Voltagem (V)	380		220		380		220	
Ciclo	Quente/Frio	Frio	Quente/Frio	Frio	Quente/Frio	Frio	Quente/Frio	Frio
Fabricante	Midea Carrier							
Código	Evaporadora	42XQU48C5			42XQU60C5			
	Condensadora	38CQU048235MC	38CCU048535MC	38CQU048535MC	38CCU060235MC	38CQU060235MC	38CCU060535MC	38CQU060535MC
Código EAN	Evaporadora	789855487 238 8			789855487 239 5			
	Condensadora	789855487 234 0	789855487 246 3	789855487 235 7	789855487 249 4	789855487 250 0	789855487 248 7	789855487 251 7
Medidas do Produto (LxAxP cm)	Evaporadora	62,3x96,2x62,3			164,5x23,3x62,8			
	Condensadora	62,3x96,2x62,3			62,3x75,9x62,3			
Peso Líquido (kg)	Evaporadora	37,6			40,1			
	Condensadora	63,3	60,4	63,3	70,4	73,3	70,4	73,3
Medidas do Produto Embalado (LxAxP cm)	Evaporadora	175x33,2x71,8			175x33,2x71,8			
	Condensadora	64x107x64			64x86,7x64			
Peso Bruto (kg)	Evaporadora	47,5			49,3			
	Condensadora	68,6	65,7	68,6	75,7	78,6	75,7	78,6
Fluido Refrigerante	R-410A							
Compressor	Rotativo Duplo			Scroll				
Classificação Energética	B							
Frequência (Hz)	60							
Potência Nominal (W)	4.445		5.500		5.320		5.500	
COP	3,03		3,04		3,03		3,04	
Consumo (kWh/mês)	93,35		115,50		111,72		115,50	
Vazão de Ar (m³/h)	1.785		2.295		2.295		2.295	
Controle Remoto	Sim							
Desligamento Automático	Sim							
Direcionadores de Ar	Sim							
Renovação de Ar Opcional	Sim							



GARANTIA

Sempre instale seu ar-condicionado Carrier com uma Assistência Técnica Credenciada. Você já possui a Garantia de 3 meses de acordo com o Código de Defesa do Consumidor. Instalando com uma de nossas credenciadas, você terá mais 9 meses de garantia estendida pela fabricante Midea Carrier, totalizando 1 ano de garantia.

Fonte: CARRIER.

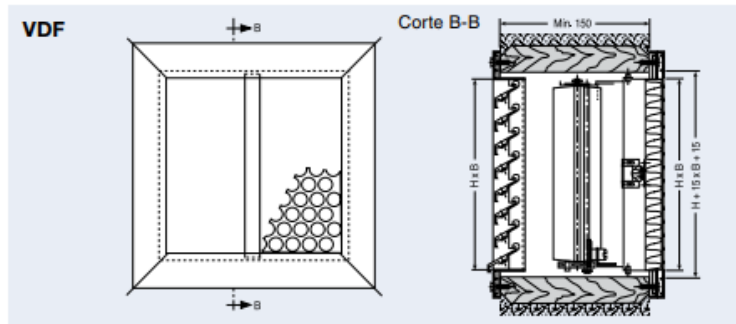
ANEXO 2 – CATÁLOGO UTILIZADO PARA A SELEÇÃO DA TOMADA DE AR EXTERIOR.

Tomada de Ar Externo da Série VDF composta por Veneziana AWK, Registro AG e Elemento Filtrante.

Material: Veneziana de alumínio extrudado, anodizado na cor natural e com tela de proteção em plástico.
Registro moldura em chapa de aço carbono, aletas

convergentes em alumínio, pintado com esmalte sintético na cor preto fosco.

Moldura de filtragem de alumínio extrudado, anodizado na cor natural com **elemento filtrante** em fibra sintética ou moldura em chapa de aço esmaltado com filtro de alumínio corrugado.



Modelos

- VDF - FMB:** com filtro FMB
- VDF - 711:** com filtro F71B20
- VDF - 754:** com filtro F754

Dados técnicos dos elementos filtrantes			
Elementos filtrantes modelo	FMB	F-711 (F71B20)	F754
Grau de filtragem conforme ASHRAE 52.1 ⁽¹⁾			
Teste Gravimétrico	61	90	98
Teste Colorimétrico	-	-	45
Classificação conforme ABNT NBR 16.101 ⁽²⁾	-	G4	M5
Poder de acumulação de pó (g/m ³)	513	160/250	120
Material	Alumínio corrugado	Fibra sintética	Fibra sintética

1) ASHRAE: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
 2) ABNT-NBR 16.101: filtros para partículas em suspensão no ar (2012).

Perda de pressão (mmCA)										
Velocidade m/s	Elemento Filtrante						Abertura do registro			Veneziana AWK
	FMB		F-711(F71B20)		F754		100%	50%	25%	
	inicial	final	inicial	final	inicial	final				
0,9	0,4	6,0	-	-	-	-	0,1	0,15	0,3	2,0
2,0	1,9	6,0	6,0	18,0	7,0	25,0	0,3	0,7	1,5	3,0
2,5	2,8	6,0	9,5	20,0	10,0	25,0	0,4	1,2	2,5	4,0
3,1	4,2	6,0	-	-	-	-	0,7	1,7	3,5	5,0

OBS.: A perda de carga do conjunto será a soma das perdas dos elementos selecionados.

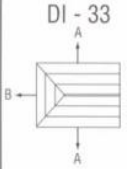
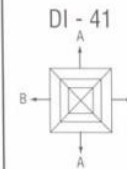
Dimensões (em mm)														
B	147	197	247	297	347	397	497	597	697	797	897	997	1097	1197
H	147													
197														
247														
297														
347														
397														
497														
597														
697														
797														

Reservado o direito de modificações - Reprodução proibida - Grupo TROX (05/2013)

Fonte: TROX.

ANEXO 3 – CÁTALOGO UTILIZADO PARA SELEÇÃO DOS DIFUSORES DE AR

DADOS DE SELEÇÃO E DESEMPENHO

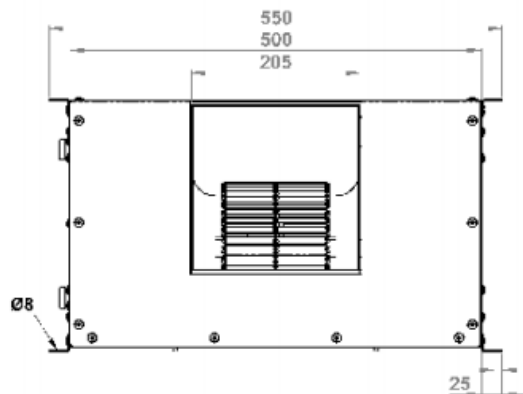
MODELO	TAMANHO ÁREA DO COLARINHO m²	VELOCIDADE NO COLARINHO m/s						
		1,52	2,03	2,54	3,06	3,57		
 <p>DI - 33</p>	21" X 9"	VELOC. ADOPTADA	1,52	2,03	2,54	3,06	3,57	
		PERDA DE PRESSÃO TOTAL EM mm CA	A - B	A - B	A - B	A - B	A - B	
		m³/h total	672	892	1114	1336	1556	
	0,122	NC (nível sonoro)	-	24	29	33	37	
		m³/h por lado	298 - 76	399 - 94	502 - 110	598 - 140	699 - 158	
		Min. Máx Alcance m.	2,1-5,2 1,2-2,4	2,7-6,1 1,5-3,0	3,6-6,7 1,8-3,4	4,2-7,3 2,1-3,6	5,2-7,9 2,4-3,9	
	15" X 12"	m³/h total	638	850	1062	1276	1488	
		NC	-	24	29	33	36	
		m³/h por lado	255 - 128	340 - 170	425 - 212	514 - 248	599 - 290	
	0,116	Min. Máx Alcance m.	2,1-4,8 1,5-3,4	2,7-5,5 1,8-3,9	3,4-6,4 2,4-4,2	3,9-6,7 2,7-4,8	4,5-7,3 3,4-5,2	
		18" X 12"	m³/h total	766	1020	1276	1530	1786
			NC	-	25	30	33	37
	m³/h por lado		319 - 128	425 - 170	531 - 214	641 - 248	748 - 290	
	0,139	Min. Máx Alcance m.	2,1-4,8 1,5-3,4	3,0-6,4 1,8-3,9	3,6-7,0 2,4-4,2	4,5-7,6 2,7-4,8	5,2-8,2 3,4-5,2	
		18" X 15"	m³/h total	962	1276	1598	1920	2236
			NC	20	26	31	35	38
	m³/h por lado		383 - 198	505 - 264	633 - 332	766 - 388	891 - 454	
	0,175	Min. Máx Alcance m.	2,4-5,8 1,8-4,2	3,4-6,7 2,4-4,8	3,9-7,6 3,0-5,5	4,8-8,2 3,6-6,1	5,8-9,1 4,2-6,4	
21" X 18"		m³/h total	1344	1786	2236	2686	3128	
		NC	22	28	32	37	40	
	m³/h por lado	527 - 290	701 - 384	880 - 476	1063 - 560	1237 - 654		
0,242	Min. Máx Alcance m.	2,7-7,0 2,1-5,2	3,9-7,9 2,7-5,8	4,8-8,8 3,6-6,7	5,8-9,7 4,2-7,3	6,7-10,7 4,8-7,9		
	 <p>DI - 41</p>	6" X 6"	m³/h	128	170	213	255	298
			NC	-	-	-	-	19
0,023		Min. Máx Alcance m.	0,6 - 1,8	0,9 - 1,8	1,2 - 2,1	1,5 - 2,4	1,5 - 2,7	
		9" X 9"	m³/h	289	383	476	578	672
NC			-	-	-	23	27	
0,052		Min. Máx Alcance m.	1,2 - 2,4	1,5 - 3,0	1,8 - 3,4	2,1 - 3,6	2,3 - 3,9	
		12" X 12"	m³/h	510	680	850	1020	1190
NC			-	20	25	29	32	
0,093		Min. Máx Alcance m.	1,5 - 3,4	1,8 - 3,9	2,4 - 4,2	2,7 - 4,8	3,4 - 5,2	
		15" X 15"	m³/h	799	1063	1326	1598	1862
NC			-	24	29	33	37	
0,145		Min. Máx Alcance m.	1,8 - 4,2	2,1 - 4,9	3,0 - 5,5	3,6 - 6,0	4,2 - 6,4	
	18" X 18"	m³/h	1148	1530	1913	2295	2678	
NC		22	28	33	36	40		
0,209	Min. Máx Alcance m.	2,1 - 5,2	2,7 - 5,8	3,6 - 6,7	4,2 - 7,3	4,8 - 7,9		
	21" X 21"	m³/h	1564	2083	2601	3128	3647	
NC		25	31	36	39	43		
0,284	Min. Máx Alcance m.	2,4 - 6,1	3,4 - 7,0	4,2 - 7,6	4,8 - 8,5	5,8 - 9,1		
	24" X 24"	m³/h	2040	2720	3400	4080	4760	
NC		27	33	38	43	46		
0,372	Min. Máx Alcance m.	2,7 - 6,7	3,9 - 7,9	4,5 - 8,8	5,8 - 9,7	6,7 - 10,3		

Fonte: TROPICAL INDUSTRIAS TOSI.

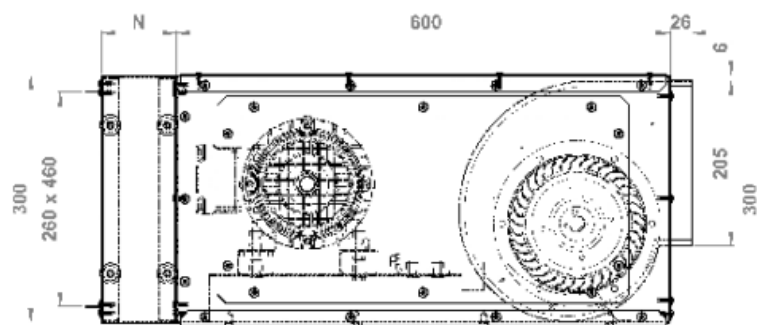
ANEXO 4 – CATÁLOGO UTILIZADO PARA A SELEÇÃO DA CAIXA VENTILADORA



MODELO	VAZÃO DE AR m ³ /h	PRESSÃO ESTÁTICA mmCa (seleção na condição de ar standard)														
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	120
BBT 160	400	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,12kw	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	600	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,18kw	0,18kw	0,25kw	0,25kw	0,37kw	-	-	-	-	-
	800	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,12kw	0,18kw	0,18kw	0,25kw	0,25kw	0,37kw	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	-
	1000	0,12kw	0,12kw	0,18kw	0,18kw	0,25kw	0,25kw	0,25kw	0,37kw	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	0,75kw	1,1kw
	1200	0,18kw	0,18kw	0,18kw	0,25kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	1,1kw	1,1kw
	1400	0,25kw	0,25kw	0,25kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw
	1600	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	0,75kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,5kw
	1800	0,37kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,55kw	0,75kw	0,75kw	0,75kw	0,75kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,5kw
	2000	0,55kw	0,55kw	0,75kw	0,75kw	0,75kw	0,75kw	0,75kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,1kw	1,5kw	1,5kw	1,5kw



- A cota "N" indicada no desenho é referente à utilização de filtros grosso ou fino;
- Para utilização de filtro grosso espessura nominal 50mm, a cota "N" será de 91mm;
- Para utilização de filtro fino espessura nominal 78mm, a cota "N" será de 125mm;
- Para utilização de filtro grosso espessura nominal 50mm mais filtro fino espessura nominal 50mm, a cota "N" será de 161mm;
- Para utilização de filtro grosso espessura nominal 50mm mais filtro fino espessura nominal 78mm, a cota "N" será de 194mm.



Fonte: BERLINER LUFT.