

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS – UFGD**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA – FAEN**  
**CURSO DE ENGENHARIA DE ENERGIA**

**BRUNO PIRES CARDOSO**  
**GABRIELA DA SILVA MAGALHÃES**

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR (VRF E VAV) PARA O**  
**BLOCO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE**  
**DOURADOS**

**DOURADOS**  
**2018**

BRUNO PIRES CARDOSO  
GABRIELA DA SILVA MAGALHÃES

**ANÁLISE DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR (VRF E VAV) PARA O  
BLOCO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE  
DOURADOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado à banca examinadora da Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados, como requisito final para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia, sob a orientação do Prof. Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa.

DOURADOS

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP).

C268a Cardoso, Bruno Pires

Análise de sistemas de condicionamento de ar (VRF E VAV) para o bloco de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados [recurso eletrônico] / Bruno Pires Cardoso, Gabriela da Silva Magalhães. -- 2018.

Arquivo em formato pdf.

Orientador: Reginaldo Ribeiro de Sousa.

TCC (Graduação em Engenharia de Energia)-Universidade Federal da Grande Dourados, 2018.

Disponível no Repositório Institucional da UFGD em:

<https://portal.ufgd.edu.br/setor/biblioteca/repositorio>

1. refrigeração. 2. climatização. 3. sistemas VAV. 4. sistemas VRF. 5. desempenho energético. I. Magalhães, Gabriela da Silva. II. Sousa, Reginaldo Ribeiro De. III. Título.

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

©Direitos reservados. Permitido a reprodução parcial desde que citada a fonte.

*Dedicamos esse projeto primeiramente à Deus, pois sem Ele não teríamos forças para trilhar essa longa jornada e aos nossos pais que se esforçaram de forma grandiosa e nos apoiaram nos momentos de dificuldade.*

*Aos nossos amigos excepcionais à faculdade que nos trouxeram dias de alegria, em meio à distância de nossos lares e aos nossos amigos conquistados na graduação que compreendiam nossa ausência e foram fonte de apoio e ajuda mútua principalmente em momentos de desespero, especialmente ao nosso veterano Joryel e nossa caloura Raissa Gabriela.*

*A todos os professores que se dispuseram a nos ajudar, tirando dúvidas e insistindo no nosso aprendizado desde o início da graduação. E em especial aqueles que nos conquistaram de início e nos inspiraram a continuar.*

## AGRADECIMENTOS

Agrademos a todos que nos permitiram entrar em suas respectivas salas para fazer nossa coleta de dados, assim como aos destes que nos apoiaram. Em especial ao prof. Dr. Aureo Cezar de Lima que se prontificou a nos ajudar, fornecendo as plantas da edificação em formato para AutoCad, o que nos poupou de um grande trabalho.

Aos amigos que nos incentivaram a não desistir e prosseguir com o trabalho. E ao nosso orientador Prof. Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa que nos auxiliou desde a escolha do tema, a coleta de dados e até o ultimo instante da conclusão deste trabalho.

Que Deus os recompense!

*Quando tudo parecer dar errado em sua vida,  
lembre-se que o avião decola contra o vento, e  
não a favor dele.*

*Henry Ford*

## RESUMO

O presente trabalho busca complementar e comparar o desempenho energético de dois sistemas de climatização do tipo VRF e VAV para a aplicação no atual bloco de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados – MS. Este desempenho é analisado através de cálculos das cargas térmicas que constituem o edifício, onde dentre elas são citadas perdas de carga devido à condução e insolação na estrutura no edifício, bem como no ganho de calor através do corpo humano e equipamentos que integram os recintos refrigerados. As informações e dados necessários para tal cálculo foram obtidos através de normas e literaturas, onde, logo analisada a quantidade de carga térmica total que o edifício necessita para a climatização, foram selecionados os equipamentos tanto para os sistemas VRF e VAV, onde foram utilizados catálogos disponíveis na internet contendo os dados necessários para a seleção. Por fim, foi realizado o estudo do desempenho energético dos dois sistemas para o edifício utilizando a potência instalada por pavimento de cada um deles.

**Palavras-chave:** Refrigeração; Climatização; Sistemas VAV; VRF; Desempenho Energético; Carga Térmica.

## ABSTRACT

The present work aims to complement and compare the energy performance of both VRF and VAV type air conditioning systems for the application on Engineering building of the Federal University of Grande Dourados - MS. This performance is analyzed through calculations of the building thermal loads, where thermal losses are mentioned due to the conduction and insolation in the building structure, as well as the gain of heat through the human body and equipment that integrate the refrigerated rooms. The information and data required for such calculation were obtained through the literature, where, after analyzing the amount of total thermal load that the building needs for the air conditioning, the equipment were selected for both the VRF and VAV systems, whose catalogs were available on the internet containing the necessary data for the selection. Finally, the energy performance study of the two systems for the building was realized using the installed power per floor of each one of them.

**Key words:** Refrigeration; Air Conditioning; VAV Systems; VRF; Energy Performance; Thermal Load.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Carrier ao lado de sua invenção: um sistema de condicionamento de ar. ....	15
Figura 2 - Esquema do ciclo de refrigeração por compressão com expansão direta.....	19
Figura 3 - Funcionamento do condicionador de ar.....	21
Figura 4 - Condicionador do tipo janela.....	23
Figura 5 - Condicionador self-contained com condensação a ar.....	24
Figura 6 - Condicionadores tipo self-contained com condensação à água.....	24
Figura 7 - Esquema dos componentes dos condicionadores Split.....	25
Figura 8 - Condicionadores Chiller e Fan-coil. ....	26
Figura 9 - Esquema funcional de um sistema VRF. ....	30
Figura 10 - Funcionamento dos dampers. ....	33
Figura 11 - Exemplo de aplicação de Sistema VAV com controle de CO2 no ambiente. ....	36
Figura 12 - Vista de frente do prédio estudado. ....	37
Figura 13 - Planta baixa térreo. ....	38
Figura 14 - Planta baixa piso superior. ....	39
Figura 15 – Unidade evaporadora modelo piso – teto.....	60
Figura 16 - Unidade evaporadora modelo Hi Wall. ....	60
Figura 17 - Modelo de Fan coil 42 LS do tipo teto. ....	65
Figura 18 – Modelo de Fan-coil 4HK Cassete Hidônico .....	65
Figura 19 – Modelo de Resfriador Líquido.....	66
Figura 20 – Modelo de Caixa VAV.....	66

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados do ambiente. ....	41
Tabela 2 - Temperatura de acréscimo T (°C) .....	44
Tabela 3 - Resistência térmica (m <sup>2</sup> .K/W). ....	46
Tabela 4 – Valores de correções.....	48
Tabela 5 - Upic corrigido para Dourados com base em PIRANI.....	49
Tabela 6 - Calor liberado por pessoa. ....	50
Tabela 7 - Ganho de calor de alguns equipamentos (W).....	52
Tabela 8 - Troca de ar por hora nos recintos. ....	52
Tabela 9 - Carga térmica total dos ambientes com 10% de segurança.....	59
Tabela 10 - Unidades selecionadas primeiro pavimento VRF. ....	62
Tabela 11 - Unidades selecionadas segundo pavimento VRF.....	63
Tabela 12 - Diâmetro das tubulações das unidades internas – evaporadoras VRF. ....	64
Tabela 13 - Diâmetro das tubulações das unidades externas – condensadoras VRF. ....	64
Tabela 14 - Unidades selecionadas primeiro pavimento VAV. ....	67
Tabela 15 - Unidades selecionadas segundo pavimento VAV.....	68
Tabela 16 - Diâmetro das tubulações das unidades internas – fan-coil.....	69
Tabela 17 - Diâmetros das tubulações das unidades externas VAV. ....	69
Tabela 18 – Consumo das condensadoras dos sistemas VRF e VAV.....	70
Tabela 19 - Consumo das unidades evaporadoras dos gabinetes – VRF e VAV.....	71

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Condicionamento de ar
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
COAD	Coordenadoria Administrativa
COP	Coefficiente de Performance
LABOMEM	Laboratório Oficina e Mecânica dos Materiais
LAMAE	Laboratório de Maquinas e Acionamentos Elétricos
LAPICOL	Laboratório de Processos Industriais Combustíveis e Lubrificantes
LED	Diodo Emissor de Luz
LENER	Laboratório de Energias Renováveis
LENERG	Laboratório de Eficiência Energética
LINSFLU	Laboratório de Instrumentação e Sistemas Fluidos - Mecânicos
MS	Mato Grosso do Sul
NBR	Norma Brasileira
PET	Engenharia de Alimentos
SAT	Sala de Apoio Técnico
SEDAF	Secretaria Acadêmica
TBS	Temperatura de Bulbo Seco
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido
TBUc	Temperatura de Bulbo Úmido Coincidente
TR	Tonelada de Refrigeração
UFGD	Universidade Federal da Grande Dourados
VAV	Volume de Ar Variável
VRV	Variable Refrigerant Flow
VRV	Variable Refrigerant Volume

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta T$	Diferença de temperatura entre o ambiente externo e o espaço condicionado (K)
$\Delta T'$	Acréscimo ao diferencial de temperatura devido à localização da parede (K)
$\Delta T_{\text{int}}$	Diferencial de temperatura entre o ambiente não refrigerado e o refrigerado (K)
$\Delta T_{pi}$	Variação de temperatura entre o ambiente condicionado e o solo (K)
A	Área útil do recinto (m <sup>2</sup> )
$A_{\text{(cobertura)}}$	Área útil da cobertura (m <sup>2</sup> )
$A_{\text{(janelas)}}$	Área útil da janela (m <sup>2</sup> )
$A_{\text{(paredes externas)}}$	Área útil das paredes do ambiente (m <sup>2</sup> )
$A_{\text{(paredes internas)}}$	Área útil das paredes internas (m <sup>2</sup> )
$A_{\text{(piso)}}$	Área útil do piso (m <sup>2</sup> )
dBA	Decibel
esp	Espessura do material (m)
$f_{\text{flow}}$	Razão de carga parcial
$f_{pl}$	Fração da potência nominal ou fator de correção
$k$	Condutividade térmica do material (W/m.K)
Nl	Número de lâmpadas
NP	Número de pessoas no recinto
P	Potência instalada do sistema (kW)
$Pds_{\text{(Pessoa)}}$	Parcela de calor sensível dissipada por pessoa (W)
$Pdl_{\text{(Pessoa)}}$	Parcela de calor latente dissipada por pessoa (W)
Pl	Potência das lâmpadas (W)
Q	Fluxo de ar (m <sup>3</sup> /h)
$q_{\text{(cond, cobertura)}}$	Fluxo de calor sensível pela condução da cobertura (W)
$q_{\text{(cond, janelas)}}$	Fluxo de calor sensível proveniente das janelas (W)
$q_{\text{(cond, paredes externas)}}$	Fluxo de calor sensível por condução das paredes externas (W)
$q_{\text{(insol., paredes externas)}}$	Fluxo de calor sensível por insolação das paredes externas (W)
$q_{\text{(cond, paredes internas)}}$	Fluxo de calor sensível através das paredes internas (W)
$q_{\text{(cond, piso)}}$	Fluxo de calor sensível proveniente do piso (W)

$q_l(\text{Pessoas})$	Calor latente total liberado por pessoas no recinto (W)
$Q_s(\text{infiltração})$	Calor sensível por infiltração (kcal/h)
$q(\text{insol, cobertura})$	Fluxo de calor sensível por insolação proveniente da cobertura (W)
$q_s(\text{Pessoas})$	Calor sensível total liberado por pessoas no recinto (W)
$R$	Resistencia térmica do material ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{camara}}$	Resistencia térmica da câmara de ar ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{ext}}$	Resistencia térmica da camada de ar da superfície externa da cobertura ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{fibro}}$	Resistencia térmica das telhas de fibrocimento ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{gesso}}$	Resistencia térmica do forro de gesso ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{int}}$	Resistencia térmica da camada de ar da superfície int da cobertura ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$R_{\text{total}}$	Resistência térmica total de todos os componentes que compõem a cobertura ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
$t$	Tempo de utilização mensal (h/mês)
$T_e$	Temperatura externa ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_i$	Temperatura interna ( $^{\circ}\text{C}$ )
$U_{\text{cober}}$	Coefficiente global de calor da cobertura do prédio ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$U_{\text{(janelas)}}$	Coefficiente global de calor das janelas ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$U_{\text{(paredes)}}$	Coefficiente global de transferência de calor da parede externa ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$U_{\text{pic}}$	Quantidade de calor transferido por área de vidro para uma determinada região ( $\text{W/m}^2$ )
$U_{\text{(piso)}}$	Coefficiente global de calor do piso ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$V_{\text{ambiente}}$	Volume do ambiente ( $\text{m}^3$ )
$v$	Vazão volumétrica ( $\text{m}^3/\text{s}$ );
$v_{\text{desing}}$	Vazão volumétrica (máxima) nominal ( $\text{m}^3/\text{s}$ );

## Sumário

1.	INTRODUÇÃO.....	15
1.1.	Objetivos.....	17
1.1.1.	Objetivo Geral.....	17
1.1.2.	Objetivo específico .....	17
1.2.	Justificativa .....	17
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1.	Refrigeração.....	18
2.1.1.	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	19
2.2.	Climatização .....	20
2.3.	Princípio de funcionamento de um condicionador de ar .....	21
2.4.	Classificação e tipos dos sistemas de condicionamento de ar .....	22
2.4.1.	Sistemas de expansão direta.....	22
2.4.2.	Sistemas de expansão indireta.....	26
2.5.	Conforto Térmico .....	27
2.6.	Cargas Térmicas .....	28
2.7.	Sistemas VRF/VRV .....	29
2.7.1.	Introdução .....	29
2.7.2.	Componentes e Funcionamento.....	29
2.7.3.	Vantagens do sistema VRF .....	31
2.7.4.	Desvantagens do sistema VRF.....	32
2.8.	Sistemas VAV.....	33
2.8.1.	Introdução .....	33
2.8.2.	Componentes e Funcionamento .....	34
2.8.3.	Vantagens do Sistema VAV .....	35
2.8.4.	Desvantagens do Sistema VAV .....	36
3.	METODOLOGIA.....	36

3.1.	Objeto de estudo .....	37
3.2.	Cálculo de carga térmica.....	40
3.2.1.	Dados base do projeto .....	40
3.2.2.	Cargas térmicas provenientes das condições externas.....	41
3.2.3.	Cargas térmicas provenientes de fatores internos .....	49
3.2.4.	Carga térmica total .....	53
3.3.	Dimensionamento do sistema VRF .....	53
3.3.1.	Condensadores .....	53
3.3.2.	Evaporadores.....	54
3.3.3.	Tubulações .....	55
3.4.	Dimensionamento do sistema VAV .....	55
3.4.1.	Evaporadores ( <i>Fan-coil</i> ) .....	55
3.4.2.	Caixas VAV .....	56
3.4.3.	Chillers .....	57
3.5.	Análise Energética .....	57
4.	Resultados.....	58
4.1.	Carga térmica .....	58
4.2.	Sistema VRF .....	60
4.3.	Sistema VAV .....	64
4.4.	Análise energética.....	69
4.4.1.	Unidades externas .....	70
4.4.2.	Unidades Internas.....	70
5.	Conclusão .....	71
5.1.	Limitações do trabalho.....	73
5.2.	Trabalhos futuros .....	74
6.	Referências .....	75
	APÊNDICE A – Dados da edificação para cálculo de carga térmica. ....	79

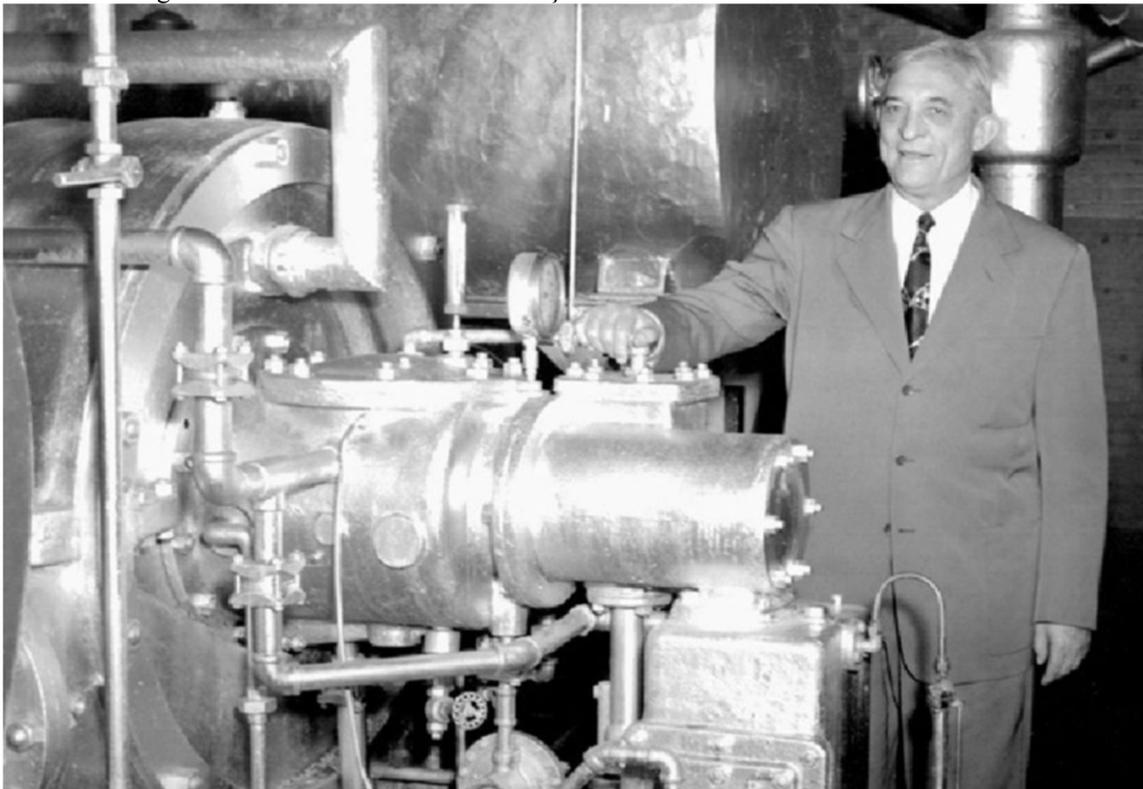
APÊNDICE B – Resultados da carga térmica.....	83
ANEXO A – Tabelas de taxa de calor para carga térmica NBR 16401:2008.....	85
ANEXO B – Tabelas para seleção de equipamentos VRF.....	87
ANEXO C – Tabelas para seleção de equipamentos VAV.....	89

## 1. INTRODUÇÃO

Desde o princípio dos tempos, o homem vem buscando formas de amenizar os efeitos do calor gerado pelo clima no qual habita. Um dos primeiros registros sobre métodos de sistema de refrigeração foi na Roma Antiga, onde as paredes das residências dos nobres eram equipadas por sistemas de aquedutos por onde circulava água fria, gerando, dessa forma, um alívio térmico. (OREMUS, 2013)

Conforme os anos passam, a procura pelo conforto térmico foi se tornando uma necessidade para as pessoas e tecnologias mais adaptáveis foram sendo criadas. Mas foi em 1902 que o engenheiro Willis Carrier criou o primeiro sistema de condicionamento de ar para resolver um problema enfrentado por uma indústria gráfica em Nova York durante o verão, onde a umidade era alta, acarretando em impressões borradas.

Figura 1 - Carrier ao lado de sua invenção: um sistema de condicionamento de ar.



Fonte: (WEB AR CONDICIONADO, 2016)

Carrier teorizou que poderia controlar a umidade dentro da indústria através do resfriamento do ar do ambiente por meio de dutos artificialmente resfriados. Dessa forma, o mecanismo controlava o excesso e, conseqüentemente, a temperatura. Sua invenção se popularizou e começou a se difundir pela região.

Outro elemento que ajudou o aparelho a se popularizar foi à introdução do condicionamento de ar em cinemas, onde as pessoas buscavam refúgio contra o calor nos verões quentes. Com isso, as buscas por um condicionador de ar aumentaram em todo o EUA. Logo depois, os aparelhos foram instalados em diversos prédios públicos, como a Casa Branca, o Senado Americano e escritórios. Por fim, as residências também começaram a serem beneficiadas pela tecnologia e vários modelos de ar condicionados foram sendo modelados durante os tempos desde os modelos “janela” até os atualmente conhecidos *Splits*, onde este divide o ar condicionado em um aparelho interno e externo. (WEB AR CONDICIONADO, 2016)

A aplicação do condicionamento de ar está associada na maioria dos casos para o conforto térmico, seja ela instalada em edifícios, residências, áreas industriais e comerciais ou até mesmo em automóveis.

Porém, para cada caso, devem-se levar em consideração algumas condições que influenciam em seu dimensionamento e, conseqüentemente, garantir seu conforto térmico, tais como avaliar a posição solar em face ao local e se há obstruções vizinhas, como outras construções, verificar a quantidade de ocupantes que o recinto a ser climatizado aloja, bem como determinar o calor gerado pelo corpo humano de cada ocupante, tipo de insuflamento e retorno, buscar coordenadas geográficas do local, além das características da construção civil em que se quer projetar, bem como espessura da parede, cores, telhados e janelas. Assim, o projetista deve determinar a carga térmica, que para Hélio (CREDER, 2004) é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou posta no ambiente a se dimensionar para garantir as condições de conforto desejadas.

Sendo assim, o trabalho buscou analisar todos esses parâmetros utilizando e comparando dois tipos de sistema de condicionamento de ar: os sistemas de Fluxo Variável de Refrigerante (VRF) e os sistemas de Volume de Ar Variável (VAV). Os sistemas VRF são compostos por dispositivos que, devido ao seu controle integrado, são capazes de controlar o fluxo de ar que é distribuído para cada unidade evaporadora a fim de atender a necessidade de conforto térmico do local. Isso se faz capaz devido ao sistema possibilitar o funcionamento de vários evaporadores interligados a somente uma unidade condensadora. Já os sistemas VAV possuem semelhanças quanto ao sistema VRF, pois podem atuar em vários ambientes. Seu controle de capacidade se dá devido ao uso de dampers que regulam a passagem de ar variável para cada ambiente.

Ambos os sistemas têm aplicações em construções de grande porte e por conseguirem atender uma gama de ambientes individualizados, com a instalação de um único ciclo controlado de refrigeração, uma melhora na eficiência energética é verificada. (NEDER, 2017)

## **1.1. Objetivos**

### **1.1.1. Objetivo Geral**

Estudo comparativo dos sistemas de condicionamento de ar VRF/VRV e VAV para analisar qual melhor se adequa à edificação pertencente à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados (UFGD), nomeada Laboratório de Engenharia de Energia.

### **1.1.2. Objetivo específico**

Calcular a carga térmica exigida pelo local;

Dimensionar um sistema de condicionamento VRF que atenda as necessidades;

Dimensionar um sistema de condicionamento de ar VAV que atenda as necessidades;

Verificar a eficiência de cada um dos condicionadores e compará-las;

Realizar uma análise de caso comparando os custos relacionados ao consumo energético com modelos estudados.

## **1.2. Justificativa**

Com a difusão das tecnologias, e a constante preocupação com o conforto térmico, lugares públicos e grandes empresas, sempre estão equipadas com condicionadores de ar, o que é algo então comum nas universidades, enfatizando que o conforto térmico pode trazer mais eficiência ao trabalhador e neste caso aos alunos, técnicos e professores. Nas condições de mundo em que estamos hoje, poupar é algo de extrema importância, e o ramo da engenharia busca eliminar desperdícios. E tratando-se de energia isso é ainda mais relevante. Então buscar sempre tecnologias que sejam mais eficientes e conseqüentemente minimizem o consumo de energia e ainda atendam as necessidades devem ser incessantes. Tratando-se de estudantes de engenharia de energia, os quais visam sempre aproveitamento e eficiência, e em

conversa com professor, vimos que o dimensionamento dos condicionadores de ar, não estava condizente com as necessidades, estando superdimensionados.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1. Refrigeração**

A refrigeração trata-se de um processo de retirada de calor seja de um corpo ou de um ambiente, o qual se busca controlar ou reduzir a temperatura, transferindo tal calor para outro ambiente que não apresenta problemas ao recebê-lo este. De forma básica é o modo de controle de temperatura transferindo calor de um ponto a outro por um agente condutor de calor, que em caso de sistemas de condicionamento de ar, é o fluido refrigerante.

A refrigeração possui fins residenciais, comerciais e industriais já que esta tem aplicação em várias atividades humanas, como a climatização de ambientes, conservação de alimentos e remoção de calor de processos industriais. (Silva, 2004)

O calor do ambiente é retirado por meio de um ciclo termodinâmico, denominado ciclo de refrigeração. Os ciclos mais comuns são o ciclo de absorção de vapor e o ciclo de compressão de vapor.

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor o fluido refrigerante entra no compressor na forma de vapor, e sai como vapor superaquecido com alta pressão. Logo, passa pelo condensador onde muda o estado para líquido em alta pressão, cedendo calor para o ambiente, fluindo para a válvula de expansão (onde sua pressão é reduzida) e, logo após, para o evaporador onde volta ao estado gasoso retirando calor do ambiente. Por fim, retorna o vapor ao compressor, completando o ciclo. Este é o mais utilizado atualmente, seja em equipamentos frigoríficos industriais de grande porte ou em equipamentos de pequeno porte para uso doméstico.

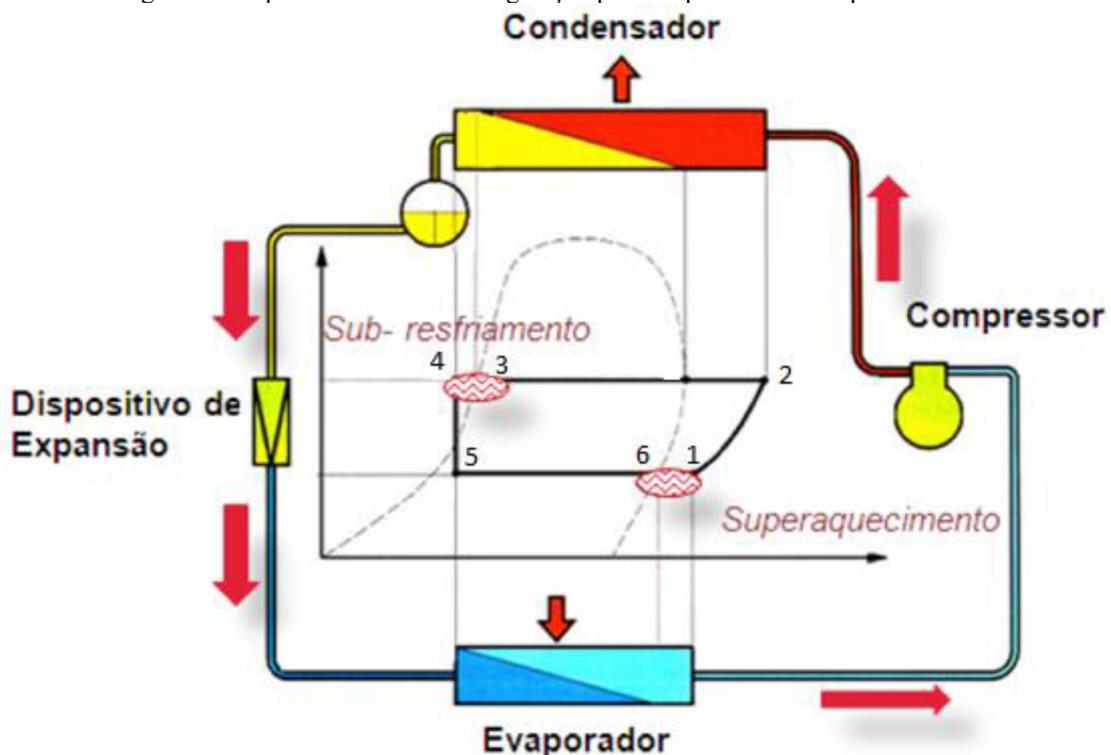
O ciclo por absorção de vapor, em contrapartida, é pouco usado atualmente, apesar de ser similar ao ciclo de compressão. A diferença destes está no fato de no ciclo por absorção o compressor ser substituído por três itens sendo um absorvedor, que dilui o refrigerante em líquido adequado, uma bomba, que eleva a pressão do líquido, e por um gerador que, com adição de calor, separa o vapor refrigerante do líquido à alta pressão. O trabalho necessário da bomba é muito inferior ao necessário no ciclo de compressão, porém é necessária uma fonte externa de calor.

### 2.1.1. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Os ciclos de refrigeração por compressor de vapor podem ser com expansão direta ou indireta. Estes ciclos podem ser definidos como ideal e real, onde o primeiro trata-se de uma construção dos processos de forma perfeita ou ideal, um ciclo completamente reversível. Já o ciclo real trata-se de um sistema com irreversibilidades, que podem ser geradas tanto por atrito, por ineficiência, por perda de carga, e entre outros.

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor com expansão direta é caracterizado por quatro processos, conforme a Figura 2.

Figura 2 - Esquema do ciclo de refrigeração por compressão com expansão direta.



Fonte: Adaptado

O processo que ocorre entre os pontos 1 e 2 da Figura 2 denomina-se compressão, no qual o fluido refrigerante é comprimido com alteração da pressão e temperatura. Passa de um estado de baixa temperatura e pressão para alta temperatura e pressão.

O processo entre os pontos 2 e 3 intitulado condensação, trata-se de um processo de rejeição de calor no qual o fluido proveniente do compressor a alta temperatura é resfriado a pressão constante, forçando uma mudança de fase, saindo do condensador como líquido comprimido. Durante o trajeto entre a saída do condensador até válvula de expansão, o

líquido passa por sub-resfriamento, o que garante que na válvula de expansão não exista fluido refrigerante na fase vapor, o que prejudicaria o funcionamento da válvula. (STOECKER, 1985)

Na válvula de expansão ocorre o processo dos pontos 4 a 5 aonde o fluido vem de um estado de alta pressão e então é sujeito a uma súbita queda de pressão com consequente queda brusca de temperatura. (STOECKER, 1985)

No evaporador, entre os pontos 5 e 1 o fluido refrigerado troca calor com o ar ambiente e, conseqüentemente, é aquecido. Da saída do evaporador até a sucção do compressor o vapor é superaquecido para garantir que no compressor não exista líquido, uma vez que este prejudica o funcionamento do compressor. Este superaquecimento varia entre 5 e 14 ° C de aumento dependendo da aplicação. (STOECKER, 1985)

O ciclo real e o ideal apresentam algumas diferenças em vários aspectos como a queda de pressão nas linhas de descarga e de sucção assim como no condensador e no evaporador, o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador e o superaquecimento na sucção do compressor, assim como o processo de compressão que, no ciclo real é politrópico e no processo ideal é isentrópico.

## **2.2. Climatização**

A climatização é o modo no qual podemos fazer com que os ocupantes de determinado espaço perfaçam as condições de conforto térmico, no caso do ser humano dispensando a atuação do sistema de termorregulação, livrando-o, portanto, de uma carga extra e preservando a vida para casos gerais de organismo biológicos. Em ambientes fechados é necessário proporcionar as condições de conforto a fim de gerar satisfação dos ocupantes, aumentando assim sua produtividade e bem-estar (Silva, 2004). Para que estes requisitos sejam atendidos, é preciso que se coloque o ar em movimento contínuo, fazendo-o com que este passe por elementos específicos de tratamento de pureza, temperatura e umidade, pureza e movimentação.

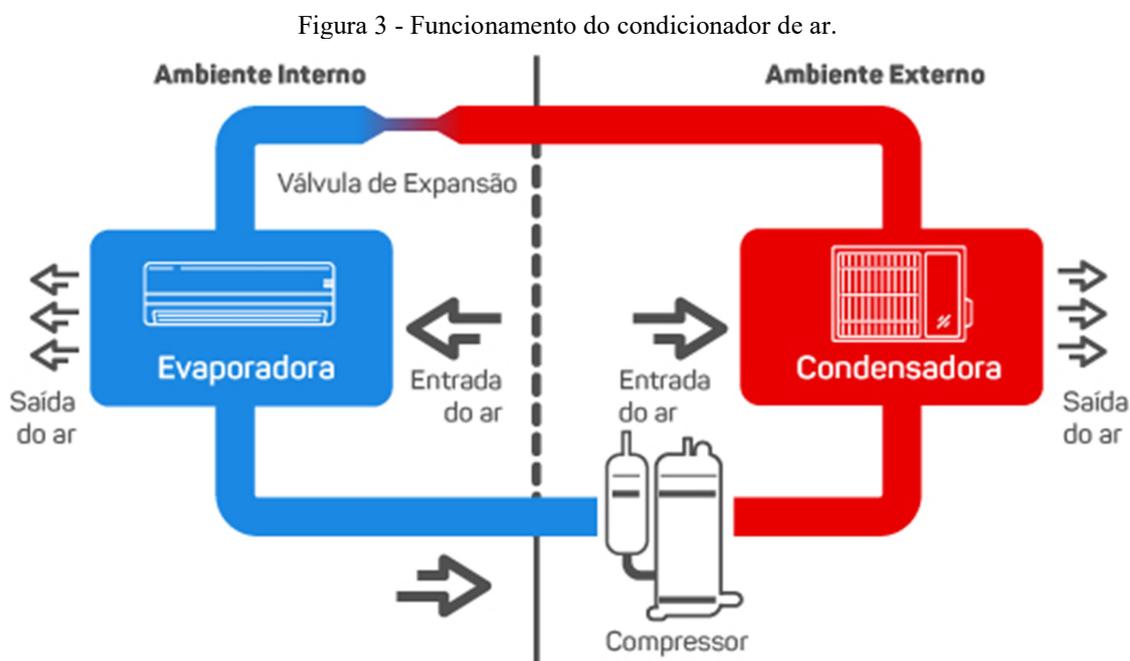
Apesar do uso mais amplo da climatização ser usado para propiciar conforto térmico aos presentes no recinto, pode ser utilizado também, por exemplo, no ramo industrial, para controlar variáveis de processo, na indústria de gráfica, que necessita de controle de temperatura e umidade, e na indústria eletrônica, que geralmente exige controle de temperatura, umidade, pureza do ar e pressão do recinto. (Pena, 2002)

Os anos se passaram e junto com eles veio a criação de numerosos sistemas para a realização da climatização dos ambientes, com grande evolução na parte do controle das condições locais, aumento de vida útil e, principalmente, aumento na eficiência dos equipamentos.

Dentre os principais sistemas de condicionamento de ar, pode-se destacar os aparelhos tipo Janela, *Split*, *Self-Contained*, Sistemas VRF e VAV, e *Chiller* e *Fan-Coil*.

### 2.3. Princípio de funcionamento de um condicionador de ar

A função principal de um sistema de condicionamento de ar segundo o trabalho de Eliete (ARAÚJO, 2011) está em garantir o conforto térmico para o ambiente, controlando sua umidade e temperatura. A razão para que tal conforto aconteça está na troca de temperatura do ar ambiente com o fluido refrigerante, onde, ao ser sugado para o equipamento através de um ventilador e passar pela serpentina do evaporador contendo o fluido no estado líquido e temperatura abaixo de  $8^{\circ}\text{C}$ , o ar do ambiente perde calor, é resfriado e reintroduzido no recinto. A figura 3 mostra o esquema do funcionamento de um ar condicionado.



Fonte: (ARAÚJO, 2011)

O calor que é perdido pelo ar, agora refrigerado, é passado para o refrigerante que agora muda de estado físico (gás). Esse gás é sugado por um compressor elétrico, onde este

exerce uma forte compressão sobre o gás aumentando sua temperatura e pressão. Em seguida o gás é direcionado para a unidade externa do sistema, onde entra em contato com outra serpentina. Devido o gás estar em uma temperatura elevada, ao entrar em contato com o ar ambiente ele perde calor e sofre mudança de estado físico, ou seja, se transforma em líquido novamente, porém ainda influenciado perante forte pressão. O calor perdido é despejado ao ambiente com a ajuda de um ventilador, que facilita o processo de perda. Após sofrer a mudança de estado o gás passa por uma válvula de expansão, onde ele é reduzido à pressão inicial do ciclo. A partir desse ponto o ciclo de refrigeração é reiniciado.

## **2.4. Classificação e tipos dos sistemas de condicionamento de ar**

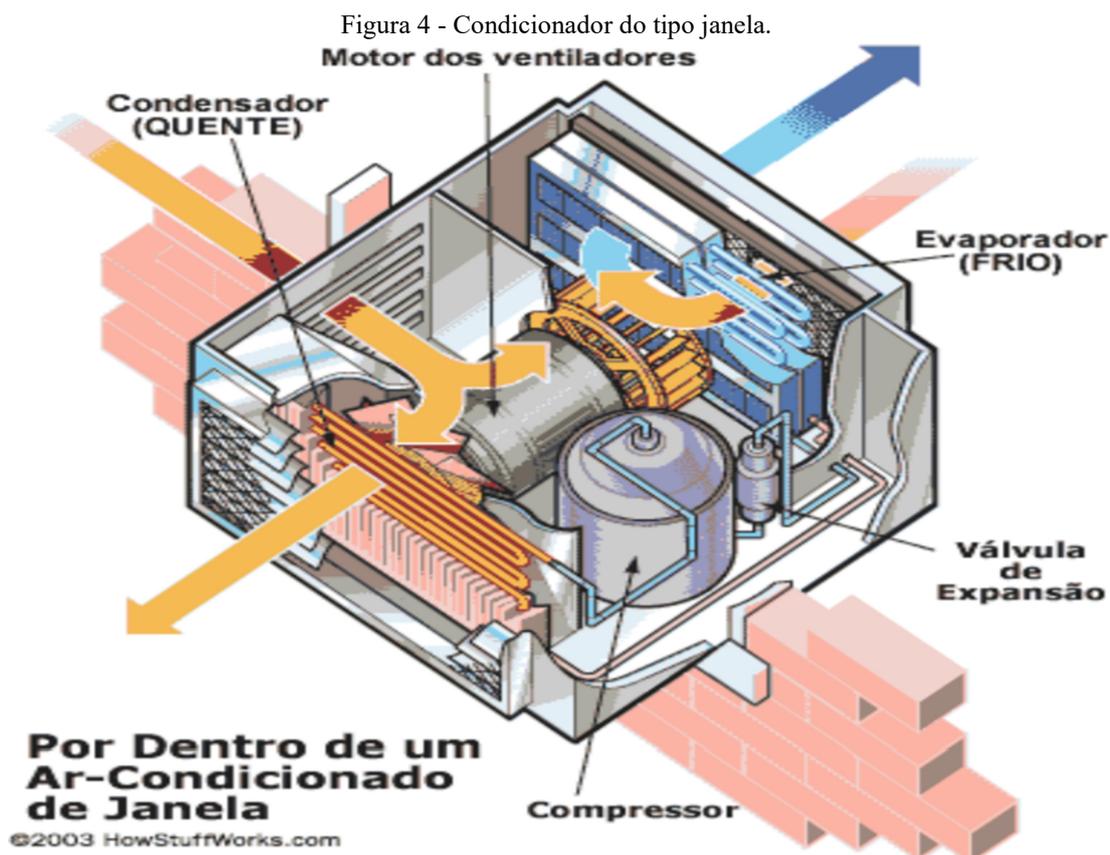
Baseando no projeto de Lucas (MACHADO, 2015) os sistemas de condicionamento de ar se classificam em dois grandes grupos, onde a diferença está na utilização do equipamento e fluido desejado.

### **2.4.1. Sistemas de expansão direta**

Esses sistemas têm essa nomenclatura devido ao fluido refrigerante se expandir em contato com o ar a ser refrigerado no interior da serpentina evaporadora. Dentre os diversos tipos de condicionadores de ar de expansão direta temos:

**Condicionadores do Tipo Janela:** Assim como o próprio nome diz, esses equipamentos podem ser instalados em paredes e janelas. A figura 4 mostra um esquema das unidades que compõe o sistema de janela. O sistema é indicado para construções de pequeno e médio porte, uma vez que a tecnologia não possui uma integração com qualquer sistema de controle. Dentre suas vantagens está a possibilidade de fornecerem, além da refrigeração, aquecimento ao ambiente, no qual o condensador funcionará como bomba de calor e, dessa forma, gerará ar quente para o ambiente. Outra vantagem está em sua fácil manutenção, uma vez que não existe um sistema de controle.

Todavia, o sistema fornece baixa capacidade de resfriamento, chegando a gerar de 0,5 até 3 TR. Além disso, por apresentar um considerável consumo energético, a aquisição do dispositivo torna-se mais um motivo para a inviabilidade da instalação para grandes obras (para um local que tenha diversos cômodos internos, cada qual com um sistema de janela instalado, os gastos com o consumo energético seriam absurdos).



Fonte: (MACHADO, 2015)

**Condicionador *Self-Contained*:** Esses condicionadores são indicados para construções de pequeno e médio porte, como residências, lojas, restaurantes ou ainda pequenos edifícios. Podem funcionar com condensação a água ou a ar.

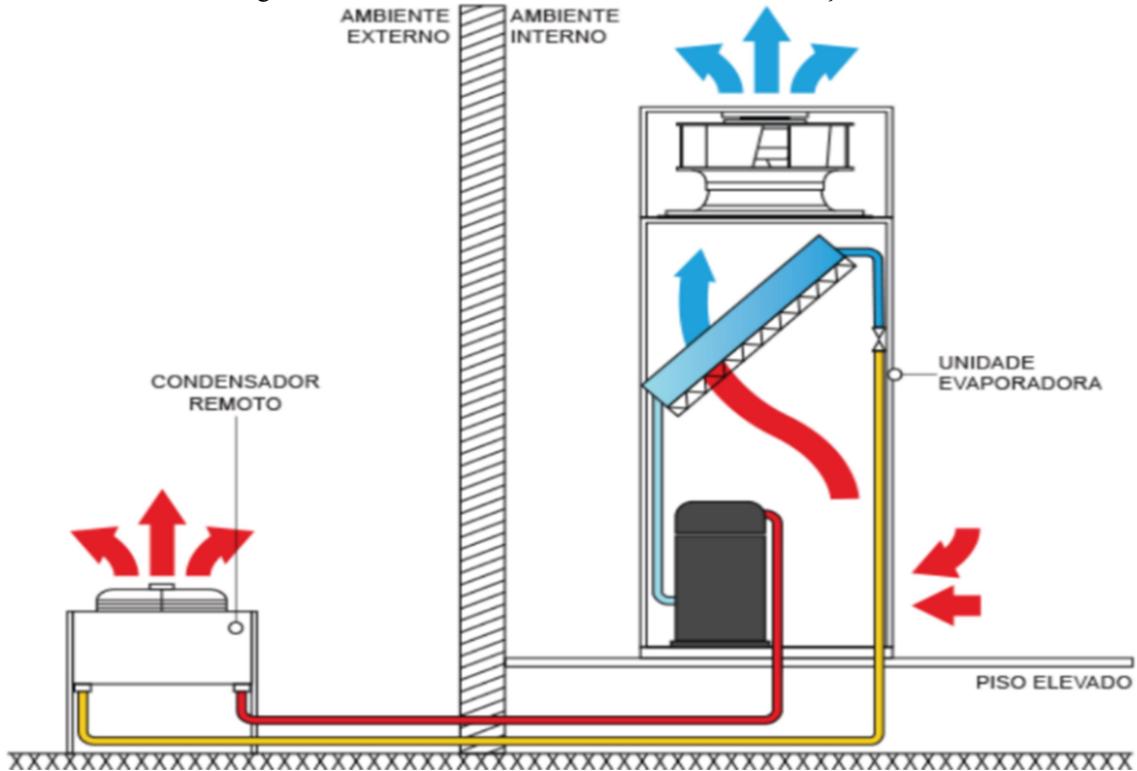
Para condensação a ar, o uso de ventilador para a aspiração do ar dentro das aletas do condensador faz com que o fluido refrigerante perca calor, mudando de estado físico (de gasoso para líquido) e o adiciona ao ar. Logo e, seguida, o líquido é levado à unidade evaporadora através de dutos. Ao chegar à unidade evaporadora, o fluido volta ao estado gasoso, uma vez que ao entrar em contato com o ar do recinto (com temperatura maior que a do fluido) ele ganha calor. A figura 5 o esquema da construção do self-contained com condensação a ar.

Como já citado, para este tipo de condicionador se recomenda em não instalar os condensadores no recinto a ser refrigerado, uma vez que o ar aquecerá o ambiente.

O ciclo de refrigeração dos condicionadores *self-contained* com condensação à água é parecido com condensação a ar. A diferença é que a água utilizada para resfriar o fluido refrigerante no condensador pode ser reutilizada através da instalação de uma torre de arrefecimento, onde, ao sair do condensador com elevada temperatura, a água é direcionada

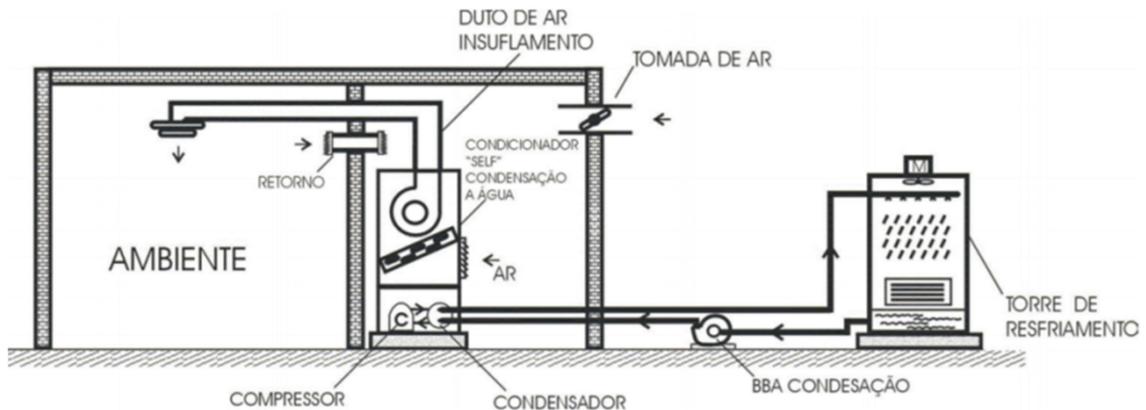
até a torre, onde ela é resfriada e levada novamente ao condensador para uma nova troca de calor. A figura 6 esquematiza seus componentes.

Figura 5 - Condicionador self-contained com condensação a ar.



Fonte: (DIAMONT, Tipos de Sistemas de Refrigeração, s.d.,2018)

Figura 6 - Condicionadores tipo self-contained com condensação à água.



Fonte: (PROCEL, 2011)

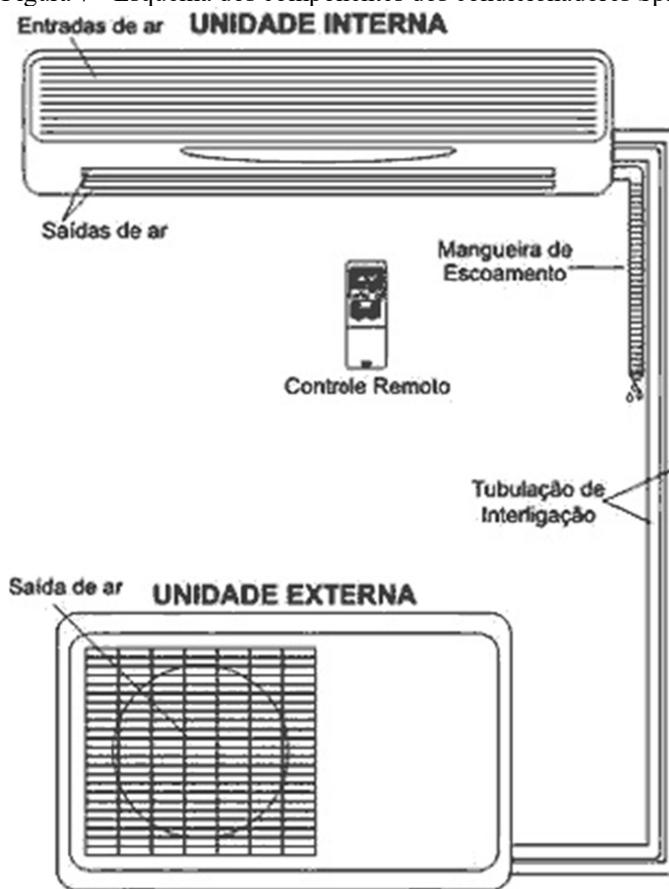
Assim, como nos condicionadores do tipo janela, a tecnologia self-contained apresenta baixa capacidade de refrigeração, mas em contrapartida apresenta menor consumo energético do que este.

**Condicionadores do tipo *Split*:** São os tipos de condicionadores mais utilizados em residências, mas também em grandes construções, pois sua instalação atende os mais diversos ambientes. Isso é possível afirmar porque, além de poder atender um ambiente com o funcionamento de uma unidade evaporadora interligado por uma condensadora, esta pode criar ramificações para atender a demanda de diversas unidades internas para diversos ambientes (chamados de sistema *Multi-Split*) atendendo as suas capacidades para o conforto térmico.

Outros fatores que contribuem para sua popularidade é a estética de sua alocação, além de possuir baixos níveis de ruído. A conexão entre a unidade externa com a interna se dá por dutos formados de cobre. Existem vários tipos de unidades evaporadoras, podendo ser instaladas desde o piso até ao teto.

Dentre suas vantagens está no fato de não precisarem de um sistema de água gelada para o ciclo e apresentarem baixos custos em adquirir a tecnologia e facilidade na instalação. Quanto as desvantagens possuem consumo energético considerável. A figura 7 mostra o esquema de ligação dos condicionadores split.

Figura 7 - Esquema dos componentes dos condicionadores Split.

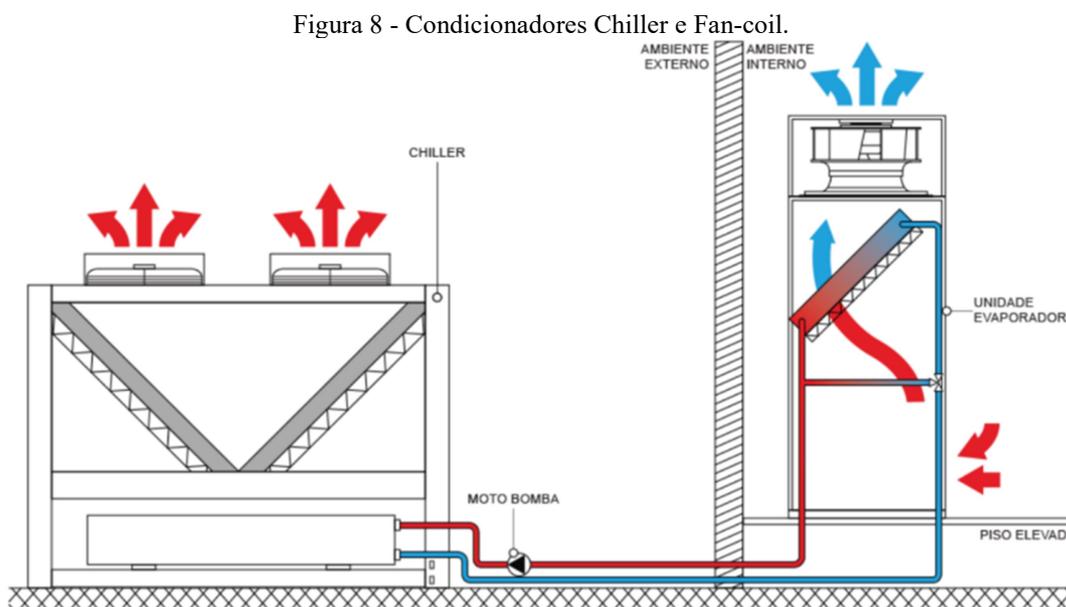


Fonte: (Portal\_Eletricista, 2014)

### 2.4.2. Sistemas de expansão indireta

Diferentemente dos sistemas de expansão direta, esses sistemas usam água gelada para o resfriamento do ar. A produção para a água gelada é formada em *chillers* que a resfriam e a direcionam aos *fan-coils*. Estes são formados por uma serpentina por onde a água é circulada no interior dos tubos daquela e o ar ambiente entra em contato com a superfície da serpentina (podendo ser ao contrário), promovendo a troca de calor. O equipamento também conta com um ventilador por onde o ar é jogado ao recinto, realizando então a refrigeração do ar. O calor ganho pela água é transferido para o fluido refrigerante (processo de compressão por vapor) que circula em sistema fechado no *chiller*. Assim, o calor é rejeitado para o ambiente externo. O exemplo comum desse sistema é dos condicionadores *chiller* e *fan-coils*. (DIAMONT, Sistemas de Refrigeração: Expansão Direta vs. Expansão Indireta., s.d.)

**Condicionadores *Chillers* e *Fan-Coils*:** Esses condicionadores possuem uma bomba que promove a ida da água que sai do *chiller* (unidade externa) até os *fan-coils* (unidades internas). Os componentes característicos desses sistemas (*chillers*, *fan-coils*, válvula de expansão e bombas) devem ser programados por uma unidade de controle integrado. Esse controle pode ser aplicado através da instalação de um sistema VAV (Volume de Ar Variável). Suas aplicações se dão em diversas construções, principalmente para edifícios de grande porte como *shoppings*, hotéis e galpões, devido a sua alta capacidade de refrigerar espaços complexos. Os gastos com consumo são inferiores aos descritos anteriormente. A figura 8 mostra o esquema do condicionador discutido.



Fonte: (DIAMONT,2018)

## 2.5. Conforto Térmico

Conforto térmico é representado como estado mental que exprime a sensação de bem-estar e contento do homem com relação ao ambiente térmico que o cerca, sendo que esta sensação ou a percepção dessa, varia de uma pessoa para outra de acordo com a idade, condicionamento físico e grau de atividade. Já o desconforto, de forma contrária, exprime a sensação de frio ou de calor, que vem pela perda de calor exacerbada para o meio ou a insuficiência na dissipação do calor produzido pelo corpo.

Sendo o ser humano um ser homeotérmico, ou seja, que possui capacidade de manter razoavelmente constante a temperatura corporal interna, independente da temperatura ambiente, Stoecker (1985) define que o calor que é produzido continuamente pelo corpo através do metabolismo deve ser eliminado a fim de conseguir manter a temperatura interna do corpo constante.

No controle da temperatura corporal, mantida a uma faixa de cerca de 36,5 °C, o responsável é um sistema denominado termorregulador, que comanda, por meio da vasodilatação e vasoconstrição, a proporção de sangue que circula na superfície do corpo, possibilitando, respectivamente, maior ou menor troca de calor com o meio (RUAS, 1999). A -temperatura perdida ocorre através de convecção, radiação e evaporação. Conforme Stoecker (1985) uma pessoa em um ambiente refrigerado, em estado de repouso fazendo uma atividade leve tem essa troca de calor, principalmente, por convecção e radiação, sendo esses processos responsáveis cada um por 30 % do calor expelido e a porcentagem restante é realizada por transpiração e respiração.

As condições explicitadas por Stoecker (1985) e as de conforto podem sofrer variações influenciadas por fatores fisiológicos, como o nível de atividade, sexo, idade, hábitos alimentares, altura, peso e também por fatores externos e ambientais, como vestimentas, temperatura do ar, umidade relativa e velocidade do ar. Sendo assim, ASHRAE (2010) define como conforto térmico condições em que no mínimo 80% das pessoas na fase adulta se sintam em condições satisfatórias no recinto. Para tal, com as pessoas dotadas de vestimentas adequadas, a temperatura de operação deve estar entre 20 e 26°C, temperatura de orvalho entre 2 e 17°C e velocidade média do ar até 0,25 m/s.

## 2.6. Cargas Térmicas

A procura por um equipamento de condicionamento de ar acaba causando no comprador, na maioria dos casos, uma dúvida sobre qual sistema a ser escolhido que forneça a capacidade necessária para refrigerar o local desejado para a instalação. Dessa forma, a carga térmica tem por objetivo em determinar essa capacidade através da verificação da quantidade de calor sensível e latente a ser retirada ou introduzida no local. (CREDER, 2004)

O conhecimento da carga térmica para o desenvolvimento de um projeto de condicionamento de ar é essencial para análise de diversos aspectos que, segundo (STROBEL, 2009), influencia no dimensionamento seleção e instalação do equipamento, assim como avaliar o funcionamento dos aparelhos já existentes no local ou a serem adquiridos. Sua capacidade varia com o tempo, uma vez que os fatores adjacentes dessa carga como temperatura, insolação, número de pessoas, entre outros aspectos, variam ao longo do dia.

Sendo assim, as quantidades de ganho de calor para o ambiente podem ser transmitidas através dos seguintes fatores:

- ✓ Radiação solar adquirida se superfícies transparentes como teto, portas ou janelas de vidro;
- ✓ Condução de calor através de superfícies opacas como as paredes, interna e externa, esquadrias, tetos e pisos;
- ✓ Calor gerado pelo corpo humano, assim como lâmpadas, equipamentos de ocupação do ambiente, entre outras fontes que gerem calor dentro do recinto.
- ✓ Carga de ventilação e infiltração do ar externo; (STROBEL, 2009)

O ganho produzido pelo calor sensível pode ser encontrado através dos processos de radiação, convecção e condução para o ambiente. Enquanto que o calor latente pode ser infiltrado a partir da umidade de ar exterior ou até mesmo pelo vapor transmitido do corpo humano. Para que o ambiente tenha um controle em sua umidade se faz necessário o uso de um equipamento que condense esse ganho de vapor as mesmas proporções em que esta seja produzida no recinto.

Segundo a ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – 2 (2008), durante a análise de dimensionamento do sistema de ar condicionado escolhido, o projetista deve analisar as cargas térmicas em relação a quantidade de horas, assim como a época do ano em que essas cargas atuam, afim de que se possa determinar a quantidade máxima de carga

para cada zona e também do conjunto do sistema de tratamento de ar. Assim, analisando os picos de insolação, o projetista pode estimar a umidade atmosférica do ambiente.

## **2.7. Sistemas VRF/VRV**

### **2.7.1. Introdução**

Inicialmente, o VRF ou também conhecido como VRV se trata de um sistema de condicionamento de ar à expansão direta, onde o fluido refrigerante que circula pelo equipamento sofre expansão em contato direto com o ar do ambiente a ser climatizado, diferentemente do sistema de expansão indireta, que utiliza um fluido (água) intermediário.

De origem japonesa e introduzida no mercado há mais de 20 anos, os sistemas VRF são aparelhos do tipo *Multi-Split*, ou seja, são portadas de uma unidade externa (condensador e compressor) interligada a várias unidades internas (evaporadores, válvulas de expansão e ventiladores) através de dutos em vários ambientes de um uma edificação, fazendo com que todo o sistema se realize em um único ciclo de refrigeração. Além disso, o equipamento ainda conta com uma combinação de tecnologia eletrônica compactada aos sistemas de controle micro processados, tornando-o mais eficiente. (Climafrio, 2017)

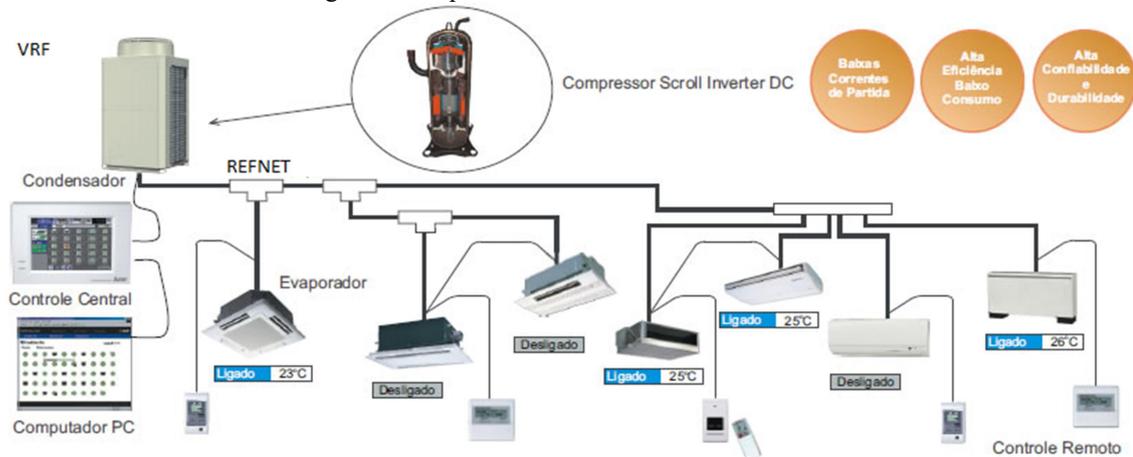
Nos últimos anos, sua procura está aumentando e já pode ser encontrada até mesmo em grandes instalações, seja em construções civis novas (adequadas para sistemas mais modernos de condicionamento de ar) ou até mesmo em retrofits (construções civis reformadas), além de terem uma boa demanda para pequenas e médias instalações comerciais e até mesmo residenciais. Um dos aspectos que ajudaram o sistema a se difundir é sua constante modernização, reduzindo o tamanho dos condensadores, dando mais facilidade durante a instalação e melhorando a eficiência energética do sistema. (AMORIM, 2017)

### **2.7.2. Componentes e Funcionamento**

Assim como o próprio nome diz, os sistemas VRF tem a objeção principal de controlar a vazão de fluido refrigerante de forma que atenda a carga térmica necessária para a instalação, levando-se em consideração todas as variações de cargas impostas pelo ambiente de acordo com seu perfil ocupacional, como número de ocupantes, cargas de equipamentos, condições externas e internas do ambiente, entre outros. (ARGONGEL, s.d.)

A unidade externa dos sistemas VRF é composta por um controlador eletrônico (inversor de frequência) para monitoramento de um (ou mais, de acordo com a capacidade da instalação) compressor do tipo caracol, devido ao seu formato (também conhecido como *scroll*), como pode ser visto na figura 9. Esse compressor, além de garantir baixos níveis de ruído garante uma compressão contínua, sem qualquer vazamento de fluido refrigerante de suas partes móveis. Devido às combinações eletrônicas instaladas, o condensador pode variar as vazões de fluxo de refrigerante que cada evaporador necessita para garantir conforto térmico aos seus respectivos ambientes, através de um controle manuseado pelo ocupante.

Figura 9 - Esquema funcional de um sistema VRF.



Fonte: (MASSER, 2015)

A vazão de fluxo refrigerante chega às unidades internas através de dutos, geralmente formados de cobre, no qual o duto, que sai da unidade externa, se ramifica, para que dessa forma possa atingir todos os evaporadores. Outro fator importante em relação à unidade externa está em sua distância até as unidades internas. O máximo desnível permitido varia de acordo com seus modelos entre suas unidades externas e internas. Para este, o sistema pode atender até no máximo 64 de unidades, tudo dependendo de suas capacidades e fabricantes. (CAMPANHOLA, MICHELS, & MARTINS, 2014)

As unidades internas são portadas, além do evaporador e de sensor de temperatura, de ventiladores que desempenham o papel de realizar o insuflamento do ar do recinto, geralmente com três velocidades de rotação. A seleção das unidades internas será de acordo com a necessidade do ambiente, sendo assim, independentes da capacidade da unidade externa. Isso quer dizer que, em diversos ambientes podem ser instalados evaporadores de diversas capacidades e fabricantes. Alguns modelos de unidades internas fornecem certa

renovação de ar, misturando o ar externo com o ar condicionado. Porém o ideal é que seja adotado um sistema independente para realizar essa renovação. (Duarte, 2014)

A válvula de expansão é eletrônica, ou seja, comandada através de um motor elétrico, porque a válvula convencional é independente da operação do compressor, sendo assim, elas podem não controlar o nível de superaquecimento do gás devido às variações de carga fornecidas do ambiente, ocasionando em casos como a chegada de fluido refrigerante no estado líquido no compressor, reduzindo dessa forma a vida útil do sistema. Dessa forma, o motor elétrico da válvula de expansão tem a atuação de controlar esse superaquecimento de gás. Em suma, as unidades internas enviam um sinal ao sistema de comando eletrônico da posição do motor elétrico e, partir disso, o circuito de comando calcula a vazão de refrigerante demandada para cada unidade evaporadora permitindo a abertura dos motores da válvula. (Corrêa, 2013)

### 2.7.3. Vantagens do sistema VRF

O sistema VRF está entre os melhores equipamentos para o condicionamento de ar que, devido a sua eficiência energética apresentam capacidades de refrigeração consideráveis. Analisando a tecnologia e com base nos trabalhos de (Amarnath, 2008) e (Corrêa, 2013) podemos destacar as seguintes vantagens:

**Redução de consumo por parte do compressor:** Devido ao compressor apresentar variação da capacidade, este não precisa ser desativado pelo acionador (motor elétrico). Para um compressor tradicional, que é ativado e desativado, sua reativação implicaria em perdas de energia, uma vez que levaria certo tempo até o aparelho atingir a pressão desejada para comprimir novamente o gás.

**Ausência de perdas pela não instalação de dutos de insuflamento:** Durante o insuflamento, há perdas de atrito (durante o percurso de escoamento) e de calor (em contato com a superfície da parede do tubo) nos dutos, o que já se torna perda a menos, uma vez que no sistema não se necessita de dutos de insuflamento de ar.

**Refrigerante funcional:** o fluido refrigerante pode ser utilizado tanto como fluido de trabalho como fluido de transferência de calor, uma vez em que em outros sistemas utilizam água ou ar para tal transferência de calor.

**Níveis de ruído reduzido:** para a unidade interna os níveis de ruído atingem 24 dBA enquanto para a unidade externa cerca de 54 dBA.

**Controle de temperatura dos ambientes:** Graças ao sistema de controle que, através de sensores de temperatura localizados nas unidades internas, pode-se enviar a vazão ideal para garantir conforto térmico no ambiente.

**Outras funções desempenhadas pelo controle:** Com a tecnologia de controle embutido, as unidades são monitoradas por uma central eletrônica através de um software, podendo realizar não somente o controle de todo o sistema de condicionamento de ar como realizar várias funções diferentes no local como ativações de portões e elevadores. As unidades podem ser monitoradas a partir da conexão com internet para controle de temperatura e até mesmo o período de funcionamento desejado, facilitando a vida do usuário ou fabricante.

#### **2.7.4. Desvantagens do sistema VRF**

Um dos problemas característicos do sistema VRF está em não conseguir renovar o ar do ambiente, devido o condicionamento do ar ser realizado pelas evaporadoras, necessitando, dessa forma, de um modelo independente para tal função, tornando a instalação mais cara, uma vez que o investimento para a introdução da tecnologia já apresenta um aumento com relação a outros sistemas como o de água fria. Além disso, pelo fato de todas as evaporadoras estarem interligadas em uma única unidade externa, caso ocorra algum defeito na condensadora, todas as unidades internas param de funcionar (mesmo o risco sendo baixo devido à instalação de mais de um compressor na condensadora). (henhcav, 2012)

Outro fator que reduz sua eficiência se dá por conta de possíveis perdas de fluido durante o percurso (as linhas de fluido) que interligam as unidades evaporadoras com a condensadora. Pelo fato de terem longas ramificações em sua trajetória, a possibilidade de perda de fluido refrigerante se torna maior. É necessário então realizar manutenção periódica sobre as tubulações, porém encontrar mão de obra qualificada para tal se torna um grande desafio no país, uma vez que a tecnologia é recente e o acesso por profissionais para execução de monitoramento é escasso.

Devido ao sistema ser controlado automaticamente por comandos eletrônicos e requerer de softwares próprios de fabricantes, que requer treinamento também é um aspecto negativo para a tecnologia. Além disso, um separador de óleo no compressor é instalado, onde este fluido fica retido nas linhas de fluido e depois concentrado em certos pontos. Porém com o acúmulo eles acabam se instalando em locais onde poderiam prejudicar a eficiência do sistema. É necessária, então, a manutenção desse separador. (Corrêa, 2013)

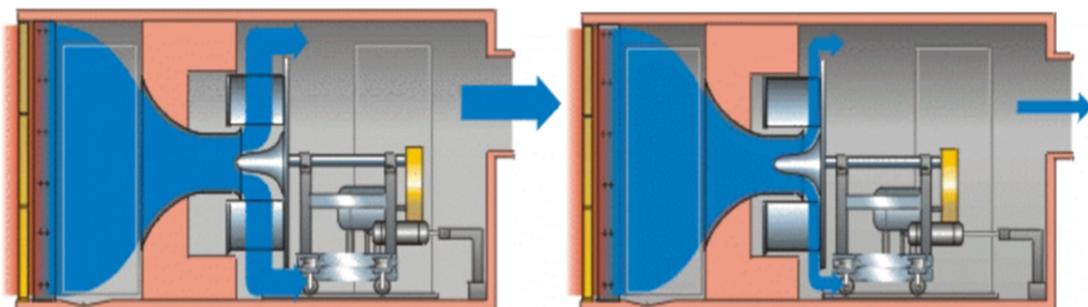
## 2.8. Sistemas VAV

### 2.8.1. Introdução

O sistema de Volume de Ar Variável foi introduzido no mercado na década de 60 popularizando-se na década seguinte devido à crise de petróleo. O sistema é considerado viável economicamente para a aplicação de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Condicionamento de Ar) e atualmente se encontram consolidados e são reconhecidos mundialmente no mercado. (NEDER, 2017) São classificados como sistemas de expansão indireta e podem ser configurados de acordo com a necessidade do ambiente. Dentre as possíveis configurações para o sistema de condicionamento de ar com VAV se destacam um sistema somente para resfriamento ou aquecimento, outro em resfriamento com reaquecimento e por fim, resfriamento e aquecimento com duplo duto. (STOECKER, 1985)

Este sistema, assim como no sistema VRF/VRV, pode atender vários ambientes, cada qual com suas respectivas necessidades em atender seu *setpoint* (valor alvo) de temperatura para conforto térmico. Em cada ambiente é instalado uma caixa de VAV, geralmente cilíndricas, que tem a função de controlar o fluxo de ar no espaço refrigerado. Esse controle se dá por um mecanismo instalado dentro das caixas, conhecido com damper, que tem a função de obstruir e permitir a passagem de ar. A figura 10 mostra o funcionamento de um damper. As caixas VAV permitem a passagem do ar através de dutos, onde dentro delas são distribuídas as quantidades ideais para cada ambiente de acordo com o seu *setpoint* de temperatura.

Figura 10 - Funcionamento dos dampers.



Fonte: (MACHADO, 2015).

As unidades de resfriamento (*fan-coils*) podem ser distribuídas tanto de forma a ter uma desta para cada caixa de VAV como também pode ser instalada de forma única, com um

*Fan-coil* central atendendo todo o sistema da edificação. A escolha do tipo de instalação se dá por meio de simulações e cálculo das cargas térmicas do ambiente a ser refrigerado, onde a que apresentar melhores condições deve ser integrado. (MACHADO, 2015)

### 2.8.2. Componentes e Funcionamento

De acordo com MACHADO (2015), os *dampers* das caixas de VAV funcionam devido à presença de três sensores essenciais para garantir melhor eficiência do sistema:

**Sensor de temperatura:** Este sensor é instalado no ambiente a ser resfriado, para que ele possa identificar a sua temperatura interna e dessa forma fazer com que o sistema possa reduzir ou aumentá-la de acordo com seu conforto térmico. Dessa forma, se a temperatura estiver abaixo do *setpoint* de temperatura estipulado, o sistema envia um comando ao *damper* fazendo com que este reduza a passagem de ar para o recinto que, com isso, acaba em diminuir a ventilação e conseqüentemente, aumentando a temperatura do local. Já se a temperatura medida no sensor for acima da temperatura de *setpoint*, o *damper* é comandado para aumentar a passagem de ar, reduzindo a temperatura do ambiente. Caso a temperatura do ambiente estiver igual ao de *setpoint* o sistema comunica ao *damper* para manter uma passagem de ar a fim de tornar fixa essa temperatura.

**Sensor de fluxo de ar:** Este sensor é instalado nos dutos de ventilação de ar, localizado antes do *damper*. Sua função está em mandar um comando a todo o sistema, durante a passagem de ar, a fim de aumentar ou diminuir o fluxo de ar para atender a temperatura de *setpoint* predeterminada, uma vez que com a abertura e fechamento do *damper*, ocorre uma variação de fluxo de ar.

**Sensor de pressão:** O sensor de pressão monitora a pressão dentro do duto. Acontece que com a ventilação o ar é direcionado ao *damper*. Porém, se caso o *damper* estiver um pouco fechado, haverá um impedimento do fluxo de ar, aumentando a pressão interna neste ponto do duto, o que conseqüentemente terá uma menor liberação de ar ao ambiente. Com a presença do sensor, um *setpoint* de pressão é determinado para que o sistema permaneça com a pressão fixa para garantindo estabilidade e aumentando a eficiência energética durante o processo de ventilação, uma vez que com a pressão de *setpoint* alcançada no sistema, o ventilador emitirá menos potência para atingir a temperatura de *setpoint*.

Um ponto importante sobre a eficiência do sistema, segundo Machado (2015), é quanto ao tamanho das caixas de VAV. Caso a caixa seja muito pequena, haverá menor quantidade de passagem de ar, o que irá diminuir a capacidade de refrigeração do ambiente.

Se a caixa for muito grande, uma pequena abertura do *dampers* acarretará numa grande variação de temperatura, tornando inviável o controle do sistema. Assim é necessário analisar o tamanho de suas caixas de VAV para atender a demanda de ar com precisão.

### 2.8.3. Vantagens do Sistema VAV

Ainda segundo o trabalho de Machado (2015), o sistema VAV possui muita eficiência, pelo fato de a temperatura predeterminada ser controlada pelo equipamento necessitando apenas do essencial de ar para seu funcionamento. A harmonia entre seus componentes (*chillers*, *dampers* e ventiladores) que trabalham em conjunto aumenta ainda mais essa eficiência e faz do sistema um forte instrumento de economia energética por parte de suas peças para projetos de climatização.

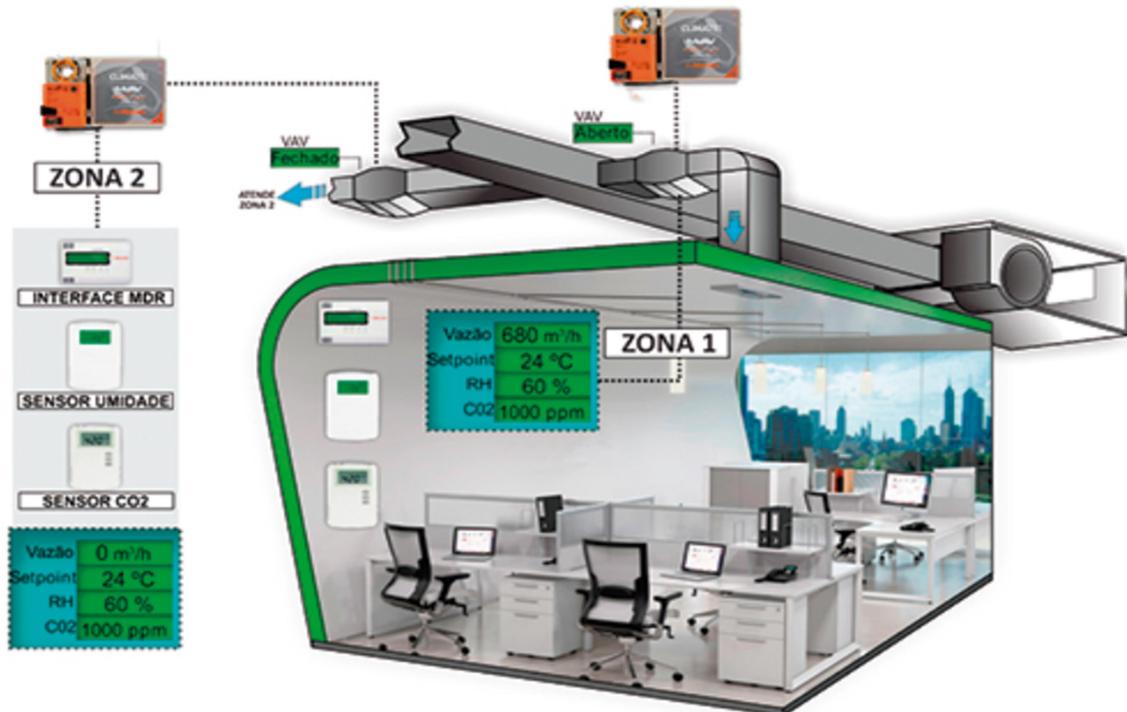
Uma grande vantagem dos sistemas VAV está na sua capacidade de renovação de ar interno através do uso dos ventiladores. Além disso, eles podem manter a qualidade do ar interno através do uso de um sensor de CO<sub>2</sub>, uma vez que em ambientes ocupados por muitas pessoas apresentam níveis consideráveis do elemento, já que o ser humano emite esse gás como processo normal de seu metabolismo. Assim o sensor de CO<sub>2</sub> é acoplado aos controladores de VAV e, dessa forma, trabalham em conjunto, fornecendo ao ambiente as quantidades e qualidades ideais de ar. (NEDER, 2017)

Ainda segundo Neder (2017), o sistema em questão apresenta uma grande flexibilidade, uma vez que as caixas de VAV podem se desacoplar para serem instaladas e atender outras zonas, desde que com características físicas e térmicas semelhantes, não sendo afetado por mudanças de *layout* do novo ambiente.

Com relação ainda a caixas VAV, essas podem controlar a temperatura do ambiente, pois há uma caixa conectada ao sensor de temperatura de cada região interna (ou mais recintos, desde que apresentam condições semelhantes), sem dependerem dos outros ambientes do sistema.

O sistema VAV pode ser totalmente controlado desde que esteja sob um sistema de controle central. Assim todas as variáveis que determinam o ambiente para a refrigeração (cargas de calor e conforto térmico), na qual se precisa de gasto energético, podem ser equilibradas de forma aos fatores conforto e gastos terem uma redução no desperdício. (MACHADO, 2015)

Figura 11 - Exemplo de aplicação de Sistema VAV com controle de CO<sub>2</sub> no ambiente.



Fonte: (NEDER, 2017)

#### 2.8.4. Desvantagens do Sistema VAV

Um dos problemas característicos da instalação dos sistemas VAV é quanto a sua ocupação, uma vez que seu espaço requer dimensões tanto na horizontal como na vertical, tornando um problema de estética visual para o edifício. Além do desconforto visual, a instalação das caixas VAV em cada ambiente, que são alojadas sobre o teto, uma vez que devem se conectar ao sistema de tubos, pode acabar gerando um incomodo sonoro devido à presença dos ventiladores.

### 3. METODOLOGIA

Para a realização do trabalho fez-se uma pesquisa bibliográfica envolvendo os principais sistemas de climatização existentes no mercado, observando as vantagens e desvantagens dos sistemas selecionados, VRF e VAV, a fim de possuir uma base para a escolha do melhor sistema a ser proposto como alternativa ao sistema atual instalado na edificação.

Avaliou-se um bloco da unidade II da UFGD, construída na Cidade Universitária na cidade de Dourados – MS. O levantamento de dados do sistema atual se deu através de visitas ao local, assim como dos equipamentos e da iluminação presentes, verificando o tipo de equipamento instalado em cada sala e levantando-se os dados dos mesmos em pesquisas nos sites dos fabricantes, caso não fosse possível adquiri-los durante a visita.

O desenvolvimento desse trabalho está apresentado abaixo, após o objeto de estudo, sendo estes: cálculo de carga térmica, dimensionamento e escolha dos equipamentos para os sistemas VRF e VAV.

Os cálculos da carga térmica de cada ambiente foram realizados com o uso de uma planilha de cálculo no Excel desenvolvida de acordo com os parâmetros da norma ABNT NBR 16401:2008 e com o código ASHRAE, permitindo um cálculo rápido e preciso para cada ambiente.

### 3.1. Objeto de estudo

O bloco analisado, intitulado Laboratório de Engenharia de Energia, mostrado na figura 12, faz parte da unidade II da UFGD, localizada na rodovia Dourados – Itahum, Km 12 – Cidade Universitária. O bloco é constituído de 1708,50m<sup>2</sup> de área construída, sendo dividida em dois pavimentos, com 1077,50m<sup>2</sup> no primeiro pavimento e 631,0m<sup>2</sup> no segundo.

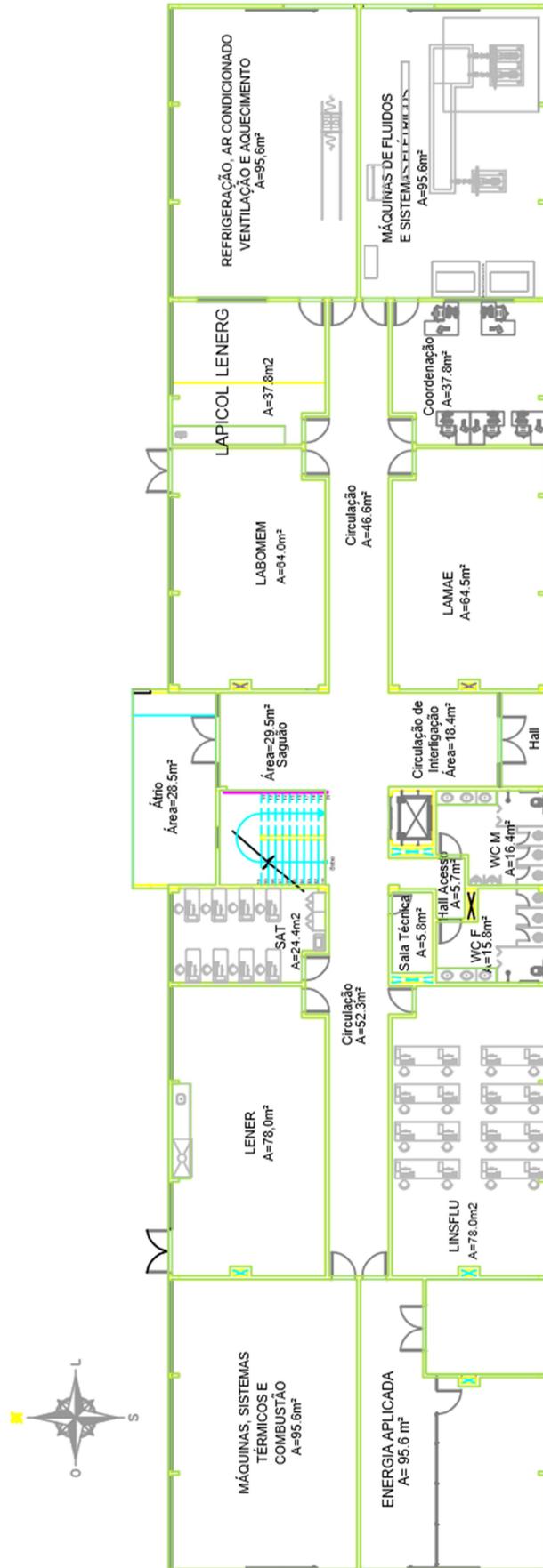
Figura 12 - Vista de frente do prédio estudado.



Fonte: Planta original do prédio.

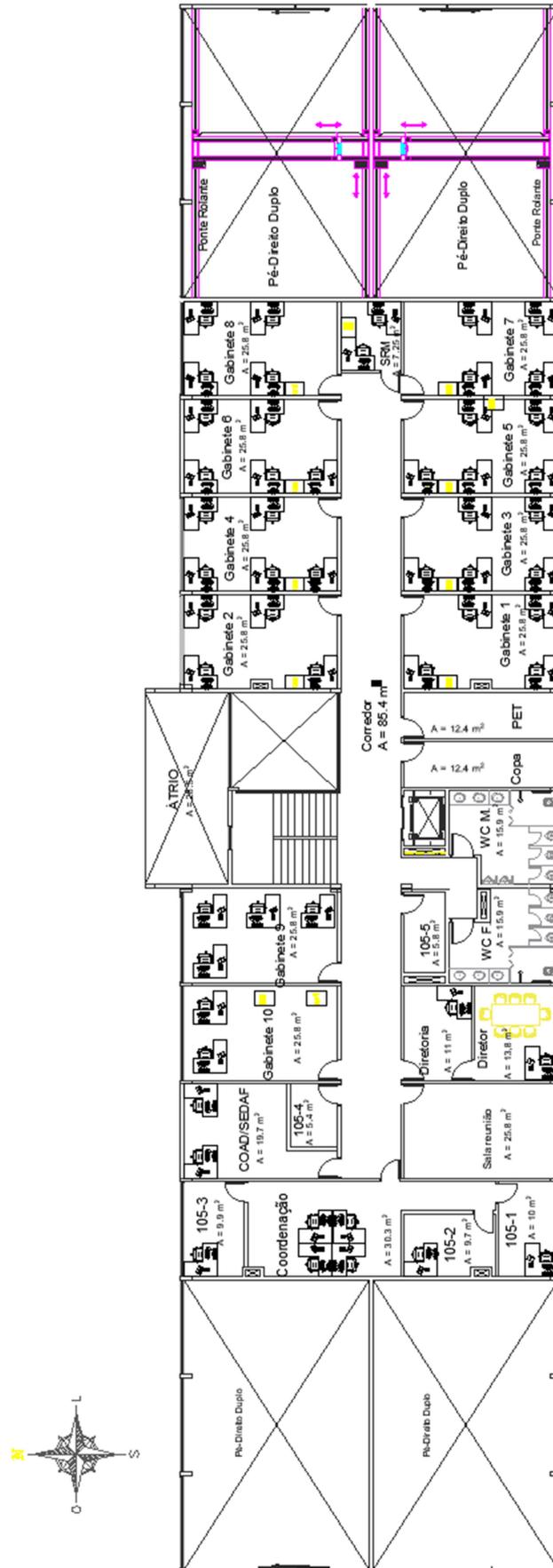
No pavimento térreo são instalados os laboratórios, algumas coordenações das engenharias, banheiros públicos e a sala dos técnicos, como na figura 13. O pavimento superior é ocupado por salas de professores, diretoria, sala de reuniões, as demais coordenações das engenharias, banheiro e copa dos professores e afins, e a sala de multimídia, como na figura 14.

Figura 13 - Planta baixa térreo.



Fonte: Adaptado da planta original.

Figura 14 - Planta baixa piso superior.



Fonte: Adaptado planta original.

### 3.2. Cálculo de carga térmica

O cálculo da carga térmica deve ser realizado para cada sala a ser climatizada. A edificação em estudo já possui equipamentos instalados em todas as salas climatizadas, porém muitos deles foram instalados sem a realização de um cálculo térmico ou foram realizadas alterações no local no decorrer do tempo. Devido a estas, foi realizado um novo cálculo de carga térmica a fim de melhor dimensionar o sistema proposto.

Como visto anteriormente, para este cálculo é necessário analisar uma série de fatores que compõem o local de instalação. A seguir será discutida cada uma dessas categorias e posteriormente será calculada a carga térmica da edificação (cálculo simplificado). Para isso, será utilizada como metodologias a norma NBR 16401 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 16401-1 :Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitarios. Parte 1:Projeto das instalações, 2008), trazendo considerações sobre o local e equipamentos utilizados e da literatura do autor Hélio (CREDER, 2004).

Como cálculo da carga térmica para a estrutura é necessário que seja tomado como dado as piores condições em que a edificação irá se encontrar durante todo o período de uso (carga térmica máxima), ou seja, as condições como o dia mais quente do período, com muitos equipamentos sendo utilizados ao mesmo tempo e com número de pessoas máximo, para que dessa forma, o conforto térmico seja alcançado mesmo com os imprevistos.

Serão calculadas as cargas térmicas, inicialmente por ambiente, para que após possam ser somados a fim de encontrar a carga térmica total para a estrutura.

Sendo assim, serão analisadas a seguir as condições e especificações para o cálculo da carga térmica do bloco de Engenharia de Energia da UFGD.

#### 3.2.1. Dados base do projeto

Para calcular a carga térmica serão adotados como dados climáticos e geográficos, resultantes da norma NBR 16401 e do portal eletrônico cidade-brasil, sendo que as entradas de temperatura e umidade relativa serão retiradas da norma através da cidade de Campo Grande - MS, uma vez que a norma não fornece dados do local de projeto, e as entradas geográficas serão retiradas do portal para a cidade de Dourados. E assim, seguindo a faixa de parâmetro descrita em conforto térmico, definiu-se a temperatura interna condicionada como 23°C.

Tabela 1 - Dados do ambiente.

<b>Fator</b>	<b>Condição</b>
<b>Temperatura de bulbo seco (TBS)</b>	35,8 °C
<b>Temperatura de bulbo úmido coincidente (TBUc)</b>	22,8 °C
<b>Umidade relativa</b>	54,45 %
<b>Latitude</b>	22° 13' 18'' Sul
<b>Longitude</b>	54° 48' 23'' Oeste
<b>Altitude</b>	448 m
<b>Temperatura de ponto de orvalho</b>	22,4 °C
<b>Temperatura interna de conforto</b>	23 °C
<b>Umidade relativa de conforto</b>	50%
<b>Temperatura das paredes de ambientes adjacentes</b>	29 °C
<b>Temperatura do piso do primeiro pavimento</b>	27 °C

Fonte: Adaptado Autor - Abnt (2008) – Cidade-brasil

### 3.2.2. Cargas térmicas provenientes das condições externas

Devido às condições externas do ambiente a ser climatizado, é necessário analisar a quantidade de calor que tal edificação contrai para seu interior. As cargas de calor sensível devido às condições externas são compostas pelo efeito da combinação de temperatura do ar externo com a incidência da radiação solar, gerando um fluxo de calor sobre paredes externas e coberturas, o calor gerado pela incidência solar, através da radiação direta ou indireta (difusa), além do ganho de calor gerado por ambientes vizinhos não refrigerados.

Para tal cálculo, algumas informações serão necessárias, onde estas serão retiradas a partir das metodologias de CREDER (2004) e da norma NBR 16401 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 16401-1 :Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitarios. Parte 1:Projeto das instalações, 2008). Essas informações se baseiam, segundo STROBEL (2009):

- ✓ Na orientação e dimensões dos ambientes refrigerados, assim como período de análise;
- ✓ Nas características dos materiais utilizados na construção do piso, paredes, cobertura e vidros (janelas e portas);
- ✓ No tamanho e utilização do espaço refrigerado;

✓ Nas condições externas e adjacentes do ambiente a ser climatizado;

A seguir serão calculados, com suas respectivas considerações particulares, os ganhos de calor das informações anteriormente citadas. Os dados referentes à arquitetura da edificação, bem como a orientação de paredes de janelas em relação ao sol e também as dimensões destas podem ser vistas no apêndice A.

### 3.2.2.1. Paredes Externas

Para o cálculo da carga térmica através das paredes externas, será subdividida aquela em duas cargas, por condução/convecção (através da diferença de temperatura) e por insolação. As formulações utilizadas são baseadas em CREDER (2004).

#### ○ Calor por Condução

A equação abaixo de transferência de calor utilizada por CREDER pode ser vista abaixo para o cálculo de carga térmica voltada para as paredes externas da edificação em pesquisa.

$$q_{(cond, paredes\ externas)} = \frac{\Delta T}{\Sigma R \cdot A} = U_{(paredes)} \cdot A_{(paredes\ externas)} \cdot \Delta T \quad (1)$$

Em que:

$q_{(cond, paredes\ externas)}$  = Fluxo de calor sensível por condução das paredes externas ( $W$ );

$U_{(paredes)}$  = Coeficiente global de transferência de calor da parede externa ( $W/m^2K$ );

$A_{(paredes\ externas)}$  = área útil das paredes do ambiente ( $m^2$ );

$\Delta T$  = Diferença de temperatura entre o ambiente externo e o espaço condicionado ( $K$ );

O coeficiente global de transferência, segundo CREDER (2008) de calor se trata da quantidade de calor por unidade de tempo através de um  $m^2$  de superfície, ao passo em que a diferença de temperatura entre o ar que contata as duas superfícies da parede (interno e externo) seja de um kelvin ( $K$ ). Com esse coeficiente pode-se qualificar o elemento usado em teste em vista de outros modelos de mercado. Para as paredes externas do bloco de Engenharia da Universidade em questão a medida da espessura equivale a 15 cm, como pode ser observado no projeto arquitetônico. Uma vez descoberto sua espessura, o coeficiente global de transferência de calor pode ser encontrado na norma NBR 15220 (2003). Assim,

para a espessura em questão, seu coeficiente global de transferência de calor,  $U_{(paredes\ externas)}$  = 2,24 W/m<sup>2</sup>K.

As áreas das paredes também podem ser encontradas a partir do projeto arquitetônico para cálculo. Quanto às portas que compõem a edificação, CREDER (2008) ignora em seus cálculos uma análise para essas, uma vez que ele considera as portas como sendo as paredes. Dessa forma, neste trabalho, as portas serão desconsideradas para análise de cálculo, sendo vistas, então, como parte das paredes.

Quanto à temperatura ambiente e do espaço refrigerado, seus valores são os já mencionados na tabela 1.

### ○ Calor por Insolação

O calor ganho por insolação aos recintos através das paredes externas é influenciado por diversos parâmetros. Segundo CREDER (2008), as considerações que afetam na carga térmica se referem:

- ✓ Tipo da construção;
- ✓ Cor e rugosidade da superfície;
- ✓ Inclinação dos raios solares em relação à superfície;
- ✓ Período do ano e da quantidade de horas monitoradas;

Sendo assim, a formulação proposta por CREDER (2008) para o cálculo da carga térmica das paredes externas por insolação pode ser observada a seguir:

$$q_{(insol.,\ paredes\ externas)} = U_{(paredes)} \cdot A_{(paredes\ externas)} \cdot (\Delta T + \Delta T') \quad (2)$$

Em que:

$q_{(insol.,\ paredes\ externas)}$  = Fluxo de calor sensível por insolação das paredes externas (W);

$\Delta T'$  = Acréscimo ao diferencial de temperatura devido a localização da parede (K);

O acréscimo de temperatura nessa formulação é dado por CREDER (2008) de acordo com a localização solar da parede na edificação, bem como a cor de revestimento dessas. A tabela 2 mostra esses valores para as cores escuras, médias e claras. Sabendo que as paredes da edificação em análise são revestidas de tinta acrílica branca acetinada podemos calcular a quantidade de calor acrescida por insolação no recinto por meio das paredes externas.

Tabela 2 - Temperatura de acréscimo T (°C)

Superfície	Cores		
	Escuras	Médias	Claras
Cobertura	25	16,6	8,3
Parede leste/oeste	16,6	11,1	5,5
Parede norte	8,3	5,5	2,7
Parede sul	0	0	0

Fonte: Creder (2008)

### 3.2.2.2. Paredes Internas

O ganho de calor dos recintos refrigerados por meio de paredes que não tem contato com a luz solar torna o cálculo da carga térmica parecido com a equação (1) proposta por CREDER (2008), onde a diferença será no gradiente de temperatura, que desta vez estará variando com a temperatura do ambiente não condicionado, ao invés do ambiente externo.

$$q_{(cond, paredes\ internas)} = U_{(paredes)} \cdot A_{(paredes\ internas)} \cdot \Delta T_{int} \quad (3)$$

Em que:

$q_{(cond, paredes\ internas)}$  = fluxo de calor sensível através das paredes internas ( $W$ );

$A_{(paredes\ internas)}$  = Área útil das paredes internas ( $m^2$ );

$\Delta T_{int}$  = Diferencial de temperatura entre o ambiente não refrigerado e o refrigerado ( $K$ );

Na metodologia de CREDER (2008), o autor não impõe os cálculos de cargas térmicas provenientes de paredes internas de dois ambientes condicionados, analisando somente espaços climatizados com não climatizados, uma vez que há uma significativa variação de temperatura. Sendo assim, nesse trabalho só serão considerados para fins de cálculos as paredes que fazem fronteira com ambientes refrigerados com não refrigerados.

As salas de laboratório no piso térreo denominadas Energia Aplicada, Máquinas, Sistemas Térmicos e Combustão, Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento e Máquinas de Fluido e Sistemas Elétricos não serão introduzidas para o cálculo de carga térmica, uma vez que não possuem sistema de climatização (todas se localizam em ambas as extremidades da edificação). Neste caso adotaremos uma temperatura de 29 °C para os ambientes não condicionados.

### 3.2.2.3. Cobertura

Assim como para as paredes externas, o cálculo de carga térmica para a cobertura da edificação segue os mesmos conceitos, uma vez que a incidência solar ocorre de maneira descendente sobre a cobertura, além do ganho de calor por condução/convecção. Seu cálculo será apenas para o primeiro piso, por questões de proximidade e seu coeficiente global de calor seguirá a equação estipulada por CREDER (2008).

$$U_{cober.} = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_{fibro}} + \frac{1}{R_{gesso}} + \frac{1}{R_{ext}} + \frac{1}{R_{int}} + \frac{1}{R_{camara}} \quad (4)$$

Em que:

$U_{cober}$  = Coeficiente global de calor da cobertura do prédio ( $W/m^2K$ );

$R_{total}$  = Resistência térmica total de todos os componentes que compõem a cobertura ( $m^2K/W$ );

$R_{fibro}$  = Resistencia térmica das telhas de fibrocimento ( $m^2K/W$ );

$R_{gesso}$  = Resistencia térmica do forro de gesso ( $m^2K/W$ );

$R_{ext}$  = Resistencia térmica da camada de ar da superfície externa da cobertura ( $m^2K/W$ );

$R_{int}$  = Resistencia térmica da camada de ar da superfície int da cobertura ( $m^2K/W$ );

$R_{camara}$  = Resistencia térmica da câmara de ar ( $m^2K/W$ );

Os valores da resistência da camada externa e interna foram retirados segundo a norma 15220 da ABNT (2003) onde sua incidência foi escolhida como ascendente, uma vez que se trata da cobertura da edificação. Para o valor da resistência da câmara de ar foram feitas considerações, uma vez que no projeto arquitetônico não consta o valor da espessura desta e a partir da norma acima mencionada com a espessura mencionada chegou-se a um valor mostrado na tabela 3.

Para as resistências do forro de gesso e do telhado fibrocimento, foi utilizada a equação proposta por CREDER:

$$R = \frac{esp}{\kappa} \quad (5)$$

Em que:

$R$  = Resistência térmica do material ( $m^2K/W$ );

$esp$  = espessura do material (m)

$\kappa$  = condutividade térmica do material ( $W/m.K$ )

Valores como a espessura do gesso e a disposição desses na cobertura estão disponibilizados no projeto arquitetônico. Quanto às condutividades foram retiradas da norma 15220 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 15220-3: Desempenho Térmico em Edificações., 2003) realizando algumas considerações da espessura do telhado de fibrocimento, uma vez que não consta no projeto arquitetônico.

Tabela 3 - Resistência térmica ( $m^2.K/W$ ).

Fibrocimento	Gesso	Superf. Externa	Superf. Interna	Câmara de ar
0,32	0,71	0,17	0,04	0,61

Fonte: Adaptada.

#### ○ Calor por Condução

Assim como na equação (1), a formulação do cálculo da carga térmica proveniente da cobertura proposta pelo autor mencionado se baseia em:

$$q_{(cond, cobertura)} = U_{(cobertura)} \cdot A_{(cobertura)} \cdot \Delta T \quad (6)$$

Em que:

$q_{(cond, cobertura)}$  = Fluxo de calor sensível pela condução da cobertura (W);

$A_{(cobertura)}$  = Área útil da cobertura ( $m^2$ );

#### ○ Calor por insolação

Para a insolação será utilizado a mesma metodologia vista pela insolação das paredes externas. Além disso, para cálculo será analisado os valores adicionais da temperatura obtidos na tabela 2 proveniente da cobertura. Assim, temos que:

$$q_{(insol., cobertura)} = U_{(cobertura)} \cdot A_{(cobertura)} \cdot (\Delta T + \Delta T') \quad (7)$$

Em que:

$q_{(insol, cobertura)}$  = Fluxo de calor sensível por insolação proveniente da cobertura (W);

#### 3.2.2.4. Piso

Para o cálculo da carga térmica adquirida pelo piso utilizado foi utilizado o mesmo equacionamento para as paredes e cobertura. O coeficiente global de calor do piso é encontrado a partir da equação (4), onde sua espessura é dado no projeto arquitetônico e sua condutividade térmica da norma 15220,  $U_{(piso)} = 8,89 \text{ W/m}^2.K$ . Além disso, deduz-se uma temperatura do piso de  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  para o primeiro pavimento para a variação de temperatura. Dessa forma, a equação será similar a formulação (1):

$$q_{(cond, piso)} = \frac{\Delta T}{\Sigma R \cdot A} = U_{(piso)} \cdot A_{(piso)} \cdot \Delta T_{pi} \quad (8)$$

Em que:

$q_{(cond, piso)}$  = Fluxo de calor sensível proveniente do piso (W);

$U_{(piso)}$  = Coeficiente global de calor do piso ( $\text{W/m}^2\text{K}$ );

$A_{(piso)}$  = Área útil do piso ( $\text{m}^2$ );

$\Delta T_{pi}$  = Variação de temperatura entre o ambiente condicionado e o solo;

Para a COPA e o PET, que são ambientes do segundo pavimento e que abaixo deles trocam calor com ambientes não condicionados, será formulado seguindo a equação (3).

$$q_{(cond, paredes internas)} = U_{(piso)} \cdot A_{(piso)} \cdot \Delta T_{int} \quad (9)$$

#### 3.2.2.5. Esquadrias (janelas)

Para o cálculo de carga térmica das janelas, as formulações anteriores serão similares. Porém, o ganho de calor através de vidros depende de alguns fatores como a localização na superfície da Terra, da hora do dia e direção da fachada da janela. Sendo assim, para o cálculo da carga térmica desses componentes conforme em outros, serão analisados tanto as cargas de condução quanto de insolação.

### ○ Calor por Condução

A partir da metodologia utilizada por CREDER temos a seguinte equação para o cálculo de carga térmica proveniente das janelas:

$$q_{(cond, janelas)} = U_{(janelas)} \cdot A_{(janelas)} \cdot \Delta T \quad (10)$$

Em que:

$q_{(cond, janelas)}$  = Fluxo de calor sensível proveniente das janelas (W);

$U_{(janelas)}$  = Coeficiente global de calor das janelas ( $W/m^2K$ );

$A_{(janelas)}$  = Área útil da janela ( $m^2$ );

O valor do coeficiente global de calor das janelas foi retirado do livro de CREDER,  $U_{(janelas)} = 6,024 W/m^2K$ , onde para vidros simples, constado no projeto arquitetônico o autor denota tal valor.

### ○ Calor por insolação

Para o cálculo de insolação, temos a seguinte proposta dada por CREDER:

$$q_{(insol, janelas)} = U_{pic(janelas)} \cdot A_{(janelas)} \quad (11)$$

Onde o valor de  $U_{pic}$  se trata da quantidade de calor transferido por área de vidro para uma determinada região. PIRANI utiliza alguns valores para o hemisfério Sul com suas devidas correções de acordo com a região de análise. A tabela mostra os valores de correção segundo PIRANI e a tabela 4 mostra esses, já com os valores corrigidos para a região de Dourados.

Tabela 4 – Valores de correções.

Esquadria metálica	Poluição neblina	Altitude	Ponto de Orvalho superior a 19,5 °C	Ponto de Orvalho inferior a 19,5 °C	Latitude sul dezembro ou janeiro
1,17	15%	+0,7 por 300m	-14% por 10 °C	+14% por 10 °C	+7%

Fonte: (PIRANI, s.d.)

Tabela 5 - Upic corrigido para Dourados com base em PIRANI.

Orientação geográfica	Upic (W/m <sup>2</sup> )	Upic corrigido (W/m <sup>2</sup> )
Sul	128,76	159,41
Sudeste	483,72	599,56
Leste	503,44	624,01
Nordeste	229,68	284,55
Norte	44,08	54,41
Noroeste	229,68	284,55
Oeste	503,44	624,01
Sudoeste	483,72	599,56
Horizontal	786,48	974,98

Fonte: Adaptada pelo autor.

### 3.2.3. Cargas térmicas provenientes de fatores internos

Além de condições externas, os fatores internos dos ambientes também influenciam no ganho de calor. É diferente do ganho por fatores externos, que gera um ganho apenas de calor sensível, os internos podem trazer ganho tanto sensível quanto latente que, segundo a norma NBR 16401:1 (2008) devem ser calculados separadamente. Para o sucesso com o cálculo devem ser analisados os fatores como ocupação de pessoas, iluminação, equipamentos elétricos e infiltração.

Segundo a ABNT NBR 16401:1 (2008), pode-se definir calor sensível como o calor que produz uma variação de temperatura do ar sem alteração do conteúdo de umidade. Vale acrescentar que esse fluxo de calor se dá pelo processo de condução, convecção e por radiação. Já o calor latente é definido como “calor de evaporação ou condensação do vapor de água ou ar, que produz uma variação do conteúdo de umidade do ar sem alteração da temperatura”.

Para os cálculos, algumas informações serão necessárias, onde estas serão retiradas a partir das metodologias de CREDER (2004) e da norma NBR 16401 da ABNT. Os dados da quantidade de pessoas, de lâmpadas, de equipamentos e fluxo de ar estão no apêndice A.

#### 3.2.3.1. Pessoas

Como já descrito no objeto de estudo, o bloco contém em sua grande maioria, laboratórios e gabinetes de professores, com um grande fluxo de entrada e saída de alunos.

As salas de professores acomodam 05 (cinco) professores, que frequentemente recebem visitas de alunos, mas que também não permanecem em tempo integral na sala, pois se ausentam para lecionar suas aulas. Portanto, devido a variação, a ocupação dessas salas foi definida no número de 8 pessoas, conforme a NBR 16401:1 (2008) em atividade sentada ou trabalho leve.

Os laboratórios, com exceção do LAMAE e LENER, que conforme a NBR 16401:1 (2008) tem sua ocupação definida como atividade leve em bancada, e o LABOMEM, definido como atividade pesada, foram definidos conforme a atividade da sala de professores, assim como as coordenações, conforme a característica de ação dentro de cada recinto, assim demonstrados na tabela 6.

Tabela 6 - Calor liberado por pessoa.

	<b>Sensível (W)</b>	<b>Latente (W)</b>
<b>LAMAE/LENER</b>	80	140
<b>LABOMEM</b>	170	255
<b>Demais recintos climatizados</b>	70	45

Fonte: Adaptado pelo autor da NBR 16401.

As equações (12) e (13) foram utilizadas para o cálculo do calor sensível e latente, respectivamente, proveniente das pessoas nos recintos.

$$q_{s(Pessoas)} = NP \cdot Pds_{(Pessoa)} \quad (12)$$

$$q_{l(Pessoas)} = NP \cdot Pdl_{(Pessoa)} \quad (13)$$

Em que:

$q_{s(Pessoas)}$  = Calor sensível total liberado por pessoas no recinto (W);

$q_{l(Pessoas)}$  = Calor latente total liberado por pessoas no recinto (W);

$NP$  = Número de pessoas no recinto;

$Pds_{(Pessoa)}$  = Parcela de calor sensível dissipada por pessoa (W);

$Pdl_{(Pessoa)}$  = Parcela de calor latente dissipada por pessoa (W).

### 3.2.3.2. Iluminação

Toda a iluminação do prédio é fluorescente, com potência de 32 W e, segundo Creder (2004), essa iluminação necessita de um reator para prover a tensão necessária à partida e, após esta, a limitação de corrente. O reator adiciona cerca de 25% de carga, portanto o cálculo de ganho de calor é dado pela equação:

$$Q_{iluminação} = Nl \cdot Pl \cdot 1,25 \quad (14)$$

Em que:

Nl = Número de lâmpadas;

Pl = Potência das lâmpadas (W);

### 3.2.3.3. Aparelhos elétricos

Devido à variedade de laboratórios, há diversos aparelhos elétricos a serem considerados, que causam desde baixo até um elevado ganho de calor. Alguns desses laboratórios apresentam variados tipos de equipamentos, que não são em sua totalidade usados simultaneamente. Porém para fins seguros do cálculo, considera-se 90% da carga total de equipamentos desses laboratórios específicos, no caso, LABOMEM, LAPICOL e LENER. No caso específico do laboratório LINSFLU, que comporta, além dos computadores, dois compressores para as bancadas, hidráulica e pneumática, tem-se que os compressores nunca são usados ao mesmo tempo e, portanto, considera-se a carga do compressor que gera maior ganho de calor combinado com os demais aparelhos.

Os computadores foram considerados, conforme NBR 16401-1 (2008), com valor com fator de segurança alto. As impressoras, com exceção da sala de recursos multimídias, que possui uso contínuo, foram consideradas com ganho médio entre uma impressão por minuto e ligada em espera, assim como os scanners, analisando o quesito copiadoras na NBR.

Equipamentos que tem como função aquecer, considerou-se o ganho de calor o mesmo de sua potência. Os demais equipamentos comerciais foram julgados conforme a tabela C.8 da NBR 16401-1, em anexo. Os motores elétricos e alguns equipamentos de laboratório foram considerados conforme a sua potência nominal de acordo com a tabela C.7 da NBR, em anexo.

A tabela 7 demonstra alguns dos valores utilizados para o cálculo da carga por equipamentos elétricos.

Tabela 7 - Ganho de calor de alguns equipamentos (W).

	Computador	Impressora	Scanner
<b>Fator de segurança alto</b>	75	-	-
<b>Uso contínuo</b>	-	130	-
<b>Valor médio</b>	-	42,5	52,5

Fonte: Adaptado pelo autor.

### 3.2.3.4. Infiltração

De acordo com a norma NBR 16401 da ABNT (2008) e literatura utilizada, utilizam-se, atualmente, dois métodos para o cálculo da quantidade de ar que infiltra um ambiente: método das frestas e método troca de ar. Decide-se usar o método de troca de ar. Este supõe o número de vezes que determinado ambiente renova o ar em sua totalidade, o que significa que teremos o ar exterior aumentando o calor do ar do recinto, sendo que depende do número de paredes que possuem janelas ou portas e do volume do ambiente.

Os valores referentes às trocas por hora nos recintos são sugeridos por Creder (2004), tabela 8. Para este cálculo, a partir das trocas e do volume do ambiente encontra-se o fluxo de ar em m<sup>3</sup>/h, equação (15), que permite encontrar o ganho de calor através da equação (16).

Tabela 8 - Troca de ar por hora nos recintos.

Janelas Existentes	Trocas por Hora
<b>Nenhuma janela ou porta para o exterior</b>	<sup>3</sup> / <sub>4</sub>
<b>Janelas ou portas em 1 parede</b>	1
<b>Janelas ou portas em 2 paredes</b>	1 ½
<b>Janelas ou portas em 3 paredes</b>	2
<b>Lojas</b>	2

Fonte: (CREDER, 2004)

$$Q = V_{\text{ambiente}} \cdot \text{Troca de ar} \quad (15)$$

$$q_{s(\text{infiltração})} = 0,29 \cdot Q \cdot (T_e - T_i) \quad (16)$$

Em que:

Q = Fluxo de ar (m<sup>3</sup>/h);

V<sub>ambiente</sub> = Volume do ambiente (m<sup>3</sup>);

$Q_{s(\text{infiltração})}$  = Calor sensível por infiltração (kcal/h);

$T_e$  = Temperatura externa (°C);

$T_i$  = Temperatura interna (°C).

#### 3.2.4. Carga térmica total

Segundo (CREDER, 2004), a partir das cargas conhecidas de cada parâmetro acima, o somatório delas nos fornece o calor total que, como medida de segurança, para atender eventuais entradas de calor no recinto, deve-se acrescentar 10% aos cálculos, para que se possa dimensionar um sistema para atender às condições de conforto desejadas.

### 3.3. Dimensionamento do sistema VRF

O dimensionamento desse projeto prevê a seleção dos equipamentos referentes ao condicionamento de ar que atendem à carga de projeto, ou seja, os evaporadores, condensadores e tubulações necessárias.

#### 3.3.1. Condensadores

Na escolha deste tipo de sistema, os valores relativos ao calor efetivo e o fator de calor sensível de cada ambiente não são necessários, sendo imprescindível apenas a carga térmica total como parâmetro para a seleção dos evaporadores. Utilizou-se os equipamentos da marca MIDEA, série V5 X, que trata de um sistema 100% *inverter*. A marca foi escolhida por disponibilizar um catálogo mais completo, com os dados técnicos e de correção necessários para a seleção, assim como, por ter uma grande variedade em seus equipamentos e uma alta eficiência energética.

Para o início da seleção dos equipamentos, utiliza-se os catálogos da Midea – Carrier, que trazem descrição e funcionalidades dos seus produtos e ainda tabelas de capacidade, que funcionam como um fator de correção para os valores de temperaturas externa e interna de um determinado projeto, partindo-se dos valores nominais, que são recomendados usar.

De início, escolhe-se o equipamento conforme sua capacidade nominal, que consoante orientação do fabricante deve ser a mais próxima ou até um pouco maior que a carga térmica de cada recinto. Antes de verificar a capacidade, deve-se escolher o modelo a ser utilizado. Após a seleção prévia, considerando a tabela, fator de correção, são verificadas as

capacidades reais do aparelho com relação às condições de projeto já estipuladas na tabela 1 de TBS e UR, e que a partir dessas na carta psicrométrica se obteve o valor 16°C de TBU (Apêndice A). Dependendo das condições podem ser menores ou até maiores que a capacidade nominal, que é feita pra uma condição de projeto de 35°C TBS de temperatura externa, e 27°C TBS e 19°C TBU para as temperaturas internas.

No caso da capacidade real, não ser satisfatória ao projeto, a potência nominal da unidade deve ser aumentada e seguir os mesmos passos já feitos, até que a condição apraze. Uma tabela de capacidade típica do fabricante referente aos equipamentos é apresentada no anexo B deste trabalho (MIDEA-b, 2018). Durante a escolha, também foi considerada a ideia de como seria a disposição destes equipamentos, a fim de evitar o condicionamento não uniforme do ar interior. A renovação de ar é realizada através da própria unidade interna.

### **3.3.2. Evaporadores**

Uma das vantagens do sistema VRF é que permite conectar várias evaporadoras a apenas uma condensadora, podendo no caso dos equipamentos MIDEA acoplarem-se até 64 unidades evaporadoras dependendo do limite para a capacidade da unidade externa. Porém, em caso de usar apenas uma condensadora, em uma situação de manutenção, o prédio todo ficaria sem condicionamento. Com isso optou-se por dividir o sistema VRF por pavimento, podendo ser dividido em conjuntos de ambientes levando em consideração a carga térmica total do subsistema, que deve ser inferior à capacidade corrigida da unidade externa.

Assim como no caso dos evaporadores, a seleção de equipamentos foi realizada através do catálogo da MIDEA-a (2008). Para condensadoras, como o catálogo não disponibiliza uma tabela de correção semelhante às evaporadoras, orienta-se a dimensioná-las com base nas capacidades nominais das unidades evaporadoras, mesmo com sua capacidade real já conhecida. Além de tal, deve-se ainda levar em conta o fator baseado no comprimento equivalente médio da tubulação de refrigerante, e o desnível entre as unidades internas e externas. O diagrama típico utilizado para obtenção deste fator é ilustrado no anexo B deste trabalho (MIDEA-a, 2018). Fora isso, há uma porcentagem conhecida como fator de combinação de equipamentos que deve estar na faixa de 50~130%, sendo recomendado estar próximo aos 100%. Esta porcentagem se dá por quanto à soma das capacidades das unidades internas representam em relação à capacidade da unidade externa. Caso ultrapasse os 100% é sugerido pelo fabricante que verifique esse fator com as capacidades reais das unidades internas.

### 3.3.3. Tubulações

A tubulação preponderante em um sistema do tipo VRF é a utilizada para o fluxo do fluido refrigerante entre as unidades externas e internas. O material utilizado para a linha de fluido refrigerante é, usualmente, o cobre. No entanto, assim como nas tubulações de gás não é necessário fazer dimensionamento, pois os diâmetros das tubulações são pré-determinados de acordo com os equipamentos utilizados.

## 3.4. Dimensionamento do sistema VAV

O sistema VAV será dimensionado utilizando um sistema de expansão indireta e através de equipamentos referentes ao condicionamento de ar por este sistema, ou seja, serão dimensionados chillers (com condensação a ar), evaporadores (*fan-coils*), bem como seus dutos.

### 3.4.1. Evaporadores (*Fan-coil*)

O *Fan-coil* é um equipamento portador de uma serpentina por onde circula a água gelada e é conectada a um ventilador, garantindo o fluxo de ar atravessando o equipamento. Assim, quando o ar passa pela serpentina há uma troca de calor entre eles, esfriando o ar que vai para o ambiente. A caixa VAV é acoplada ao sistema para controle da vazão de ar.

Sendo assim, os *fan-coils* devem ser devidamente escolhidos e dimensionados para suprir tanto o sistema de refrigeração com água gelada (neste trabalho utilizaremos um *chiller* por condensação a ar, uma vez que dispensam rede de água industrial, dando mais facilidade na instalação e limpeza do condensador) quanto ao sistema VAV.

Entre seus modelos mais variados no mercado podem se destacar os do tipo piso, teto, cassete, dutos e *hi-wall*. Para este trabalho serão utilizados os tipos teto, onde o modelo de *Fan-coil* utilizado foi da linha Carrier 42LS. A escolha por este modelo do tipo piso teto se baseou pela capacidade oferecida do equipamento que pode atender toda a gama das cargas demandadas pelo edifício, além da facilidade de obter os dados com relação aos critérios do projeto, além de uma melhor compreensão dos cálculos para a seleção. Para o tipo cassete, por oferecer uma capacidade menor que a tipo teto, é ideal para os locais com uma carga térmica menor.

Assim como nos sistemas VRF, o sistema de resfriamento por água gelada terá sua escolha de equipamento através de catálogos de fabricantes, já corrigidos, onde inicialmente, será fixado um modelo, como o dito anteriormente, para que logo em seguida seja analisada sua capacidade térmica em relação aos critérios de projeto em questão. A escolha, assim como nos sistemas VRF, será para aqueles modelos cujas capacidades sejam iguais ou acima das cargas térmicas de cada ambiente.

Para esse sistema, será posto sob condições além das temperaturas de ar externo (35 °C) e 27 BS e 19 BU para temperaturas internas, a temperatura da água gelada na saída do condensador, que será de 7 °C e o acréscimo de temperatura da água ao passar pelo evaporador, que nesse caso foi adotado um valor de 5 °C . Uma tabela dos fatores de correção das capacidades de cada modelo pode ser vista no ANEXO C. As disposições dos equipamentos também foram analisadas durante a seleção para não gerar condicionamento não uniforme do ar interior.

Para que a seleção se torne viável para o trabalho, é necessário dimensionar as caixas de VAV de forma a atender toda a demanda de conforto térmico de cada ambiente, uma vez que se ela for muito pequena, não haveria resfriamento suficiente do sistema. Já se ele for muito grande, haveria um descontrole por parte da vazão de ar em relação à abertura do damper em seu interior.

### **3.4.2. Caixas VAV**

Quanto à vazão de ar que passa pela serpentina do evaporador, o controle desta pode ser obtido por caixas VAV, onde neste projeto, será conectado um em cada evaporador por ambiente do sistema. Sua escolha foi analisada verificando a vazão de ar que os evaporadores do modelo selecionado são capazes de fornecer e a partir desta o catálogo do sistema VAV emite uma constante de correção, onde, assim, podemos encontrar as dimensões da caixa de VAV.

O modelo selecionado foi o VAV-TJ da TROPICALRIO por possuir uma construção robusta e sem necessidade de muito espaço. A tabela de correção de vazão pode ser vista no ANEXO C deste trabalho.

### 3.4.3. Chillers

A partir dos valores de vazão de água gelada permitida pelos evaporadores, foram selecionadas as unidades externas denominadas de *chillers*. Os *chillers* são equipamentos com a finalidade de resfriar a água, onde esta percorre um ciclo termodinâmico, perdendo calor durante o trajeto até resfriar a uma temperatura selecionada.

Os *chillers* contam como peças internas de um condensador, evaporador, compressor e válvula de expansão. Como a finalidade desse trabalho está em analisar como o sistema VAV influencia no sistema de resfriamento de água, não será aprofundado sobre as peças que compõem os *chillers*.

A seleção do *chiller* também se baseou na capacidade térmica deste de acordo com as condições de projeto e com a quantidade de evaporadores conectados a uma unidade externa. O catálogo do *chiller* selecionado também fornece um fator de correção para a capacidade térmica de cada modelo de unidade externa. Além disso, para o catálogo em questão, há um fornecimento de um fator de incrustação relacionado a qualidade da água, uma vez que se apresentar péssimas condições pode acarretar numa perda de vazão.

Assim como no sistema VRF, neste utilizaremos duas unidades externas, uma para cada pavimento do bloco de engenharia, a fim de melhores condições para manutenção. Já o modelo utilizado para o sistema foi o CGAD – TRANE com compressor do tipo parafuso com condensação a ar, e o refrigerante escolhido foi o R-22, onde sua escolha se deu por análise de consumo em relação ao fluido refrigerante R-407C (também disponibilizado no catálogo). Como o refrigerante R-22 apresentou menor valor de consumo sua escolha foi desenvolvida para a instalação.

### 3.5. Análise Energética

O ponto de comparação entre os sistemas propostos trata-se de uma análise do desempenho energético de cada sistema. A análise visava levantar os dados de eficiência levando em conta a potência a ser instalada de cada sistema, assim como pelo coeficiente de performance (COP) destes.

O COP é disponibilizado pelo fabricante para cada unidade. Para o levantamento do consumo mensal dos equipamentos estima-se um tempo de utilização diária, com base na ocupação dos ambientes. A partir disso pode-se calcular o consumo a partir da equação (17).

$$\text{Consumo} = P \cdot t \quad (17)$$

Em que:

Consumo = Consumo por mês (kWh/mês)

P = Potência instalada do sistema (kW)

t = Tempo de utilização mensal (h/mês)

Para o sistema VAV tem-se que considerar o percentual em que o equipamento estanca o ar em seu interior, reduzindo a vazão de ar e, conseqüentemente, a potência produzida pelo evaporador. Para isso tem-se as equações (18) e (19) que servem como fator de correção para encontrar esse percentual.

$$f_{pl} = 0,0013 + 0,1470f_{flow} + 0,9560f_{flow}^2 - 0,0998f_{flow}^3 \quad (18)$$

$$f_{flow} = v / v_{desing} \quad (19)$$

Em que:

$f_{pl}$  = Fração da potência nominal ou fator de correção;

$f_{flow}$  = Razão de carga parcial;

$v$  = Vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/s);

$v_{desing}$  = Vazão volumétrica (máxima) nominal (m<sup>3</sup>/s);

Encontrando o valor da fração da potência nominal para a caixa, basta apenas multiplica-lo pelo consumo produzido pelo evaporador.

## 4. Resultados

### 4.1. Carga térmica

A carga térmica foi calculada para cada ambiente, conforme descrito na metodologia, analisando-se todos os pontos e os dados para melhor parâmetro na continuação do desenvolvimento, foram mantidos em W, como podemos ver na seguinte, tabela 9. A tabela

apresenta os valores de carga térmica total do recinto já com o fator de segurança de 10% recomendado por CREDER (2004), ficando à disposição os resultados obtidos para cada item no apêndice B.

Tabela 9 - Carga térmica total dos ambientes com 10% de segurança.

	Local	Carga térmica (W)
1º piso	LINSFLU	19074,84
	LAMAE	17869,08
	Coordenação	7904,46
	LABOMEM	27993,90
	LAPICOL/LENERG	9208,75
	SAT	6427,83
	LENER	22951,10
2º piso	Gabinete 1	5601,75
	Gabinete 2	5695,42
	Gabinete 3	5601,75
	Gabinete 4	5695,42
	Gabinete 5	5601,75
	Gabinete 6	5695,42
	Gabinete 7	5770,88
	Gabinete 8	5864,55
	Gabinete 9	6031,07
	Gabinete 10	5695,42
	S. Rec. Multimídia	2378,69
	PET	6089,15
	Sala de reunião	9572,75
	COAD/ SEDAF	4308,91
	Coordenação	4859,41
	105-1	5964,24
	105-2	2292,83
	105-3	6016,68
	Diretoria	2636,25
	Sala diretor	4198,38
	<b>TOTAL</b>	<b>217000,65</b>

Fonte: Autor

## 4.2. Sistema VRF

O modelo predominante das unidades evaporadoras foi o piso-teto, devido ao fato de a edificação estar pronta e gerar um total transtorno no caso de uma instalação de modelo embutidos. Outro modelo que se aplicaria a situação é o *Hi-Wall*, porém ele não atende a uma grande gama de carga.

Como já foi usado um fator de segurança na carga total, a escolha dos aparelhos foi o mais próximo possível, podendo até ter capacidade real levemente menor que a carga, evitando superdimensionamento do sistema. Nos recintos onde a carga térmica era relativamente baixa e os aparelhos piso-teto tinham uma capacidade mais elevada, optou-se por usar o modelo *Hi-Wall*. Os modelos são representados nas figuras 15 e 16.

Figura 15 – Unidade evaporadora modelo piso–teto.



Fonte: Catálogo Midea (MIDEA-b, 2018)

Figura 16 - Unidade evaporadora modelo *Hi-Wall*.



Fonte: Catálogo Midea (MIDEA-a, 2018)

Na seleção das condensadoras usou-se como base a capacidade nominal das unidades internas selecionadas, já que elas estão corrigidas para condições do projeto. No diagrama de correção devido à tubulação, o desnível e o comprimento estipulado, cerca de 45m a leste e 27m a oeste, aplicou-se uma faixa 0,98, o que não interfere muito na capacidade. Analisando-se o fator combinação, as unidades ficaram com mais de 100%, então foi feita novamente a

análise com os dados de carga térmica, o que deixa o sistema trabalhar com folga, a menos de 90% no fator combinação. As tabelas 10 e 11 apresentam as unidades selecionadas internas e externas.

As perdas de cargas e de calor para o ambiente são reduzidas nesse sistema, visto o menor comprimento total equivalente da linha, já que as unidades externas entregam fluido comprimido por apenas uma única entrada e uma única saída de fluido refrigerante, não havendo necessidade de linhas em paralelo com um par para cada evaporador conectado. O sistema, por si só, tem a capacidade de ajustar e controlar a vazão do refrigerante para cada evaporador automaticamente, através de pontos com juntas especiais.

As dimensões das tubulações de líquido e gás disponível no catálogo para cada modelo de unidade interna esta disposto na tabela 12. Diferente de algumas marcas, a tubulação de dreno para retirada do condensado das evaporadoras já acompanha as unidades, não precisando verificar a dimensão desta.

No caso das unidades externas, há a necessidade de uma tubulação de equalização de óleo, disponível também a dimensão no catálogo. As dimensões desses referidos tubos são as mesmas pros dois modelos de condensadoras selecionadas, podendo-se observar esses valores na tabela 13.

Tabela 10 - Unidades selecionadas primeiro pavimento VRF.

Local	Unidades Internas (Evaporadoras)						Unidades Externas (Condensadoras)				
	QTTD	Modelo	Tipo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	Capacidade Total (kW)	Modelo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	Fator Combinação (%)	
1º piso	LINSFLU	2	MI-90DL/DHN1-CA	Piso-teto	9	7,3	MV5-X48W/V2GN1A	134,5	131,8	103,5	
		1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-teto	5,6	4,6					
	LAMAE	1	MI-140DL/DHN1-CA	Piso-teto	14	11,3					17,9
		1	MI-80DL/DHN1-CA	Piso-teto	8	6,6					
	Coordenação	1	MI-100DL/DHN1-CA	Piso-teto	10	8,1					8,1
	LABOMEM	3	MI-112DL/DHN1-CA	Piso-teto	11,2	9,1					27,3
	LAPICOL / LENERG	1	MI-112DL/DHN1-CA	Piso-teto	11,2	9,1					9,1
	SAT	1	MI-80DL/DHN1-CA	Piso-teto	8	6,6					6,6
LENER	2	MI-140DL/DHN1-CA	Piso-teto	14	11,3	22,6					

Fonte: Autor.

Tabela 11 - Unidades selecionadas segundo pavimento VRF.

Local	Unidades Internas (Evaporadoras)						Unidades Externas (Condensadoras)			
	QTTD	Modelo	Tipo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condições Projeto (kW)	Capacidade Total (kW)	Modelo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	Fator Combinação (%)
2º Piso	Gabinete 1	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8	MV5- X44W/V2GN1A	123	120,5	102,5
	Gabinete 2	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 3	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 4	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 5	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 6	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 7	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 8	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 9	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Gabinete 10	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	SRM	1	MI-28G/DHN1-MA	Hi-Wall	2,8	2,3				
	PET	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
	Sala Reunião	2	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	5,6	4,6				
	COAD/ SEDAF	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	5,6	4,6				
	Coordenação	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	5,6	4,6				
	105-1	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	5,6	5,8				
	105-2	1	MI-28G/DHN1-MA	Hi-Wall	2,8	2,3				
	105-3	1	MI-71DL/DHN1-CA	Piso-Teto	7,1	5,8				
Diretoria	1	MI-36DL/DHN1-CA	Piso-Teto	3,6	2,9					
Sala Diretor	1	MI-56DL/DHN1-CA	Piso-Teto	5,6	4,6					

Fonte: Autor.

Tabela 12 - Diâmetro das tubulações das unidades internas – evaporadoras VRF.

Modelo	Tipo	Diâmetro da tubulação			
		Líquido		Gás	
		(mm)	(in)	(mm)	(in)
MI-28G/DHN1-MA	Hi Wall	6,35	¼	12,7	½
MI-36DL/DHN1-CA	Piso - Teto	6,35	¼	12,7	½
MI-56DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-71DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-80DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-90DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-100DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-112DL/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8
MI-140L/DHN1-CA	Piso - Teto	9,52	3/8	15,9	5/8

Fonte: Autor.

Tabela 13 - Diâmetro das tubulações das unidades externas – condensadoras VRF.

Diâmetro da tubulação					
Líquido		Gás		Equaliz. Óleo	
(mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)
19,1	¾	38,1	1 ½	6	¼

Fonte: Autor.

### 4.3. Sistema VAV

Assim como nos sistemas VRF, para o sistema de VAV foram selecionados modelos de acordo com a capacidade térmica exigida por cada ambiente, desde que esta fosse igual ou levemente menor que a capacidade adotada pelo modelo. As figuras 17 e 18 mostram os evaporadores selecionados.

Para a seleção dos condensadores foram baseados nas capacidades dos evaporadores e da vazão de água gelada que esta deixa o condensador. Com relação à capacidade nominal do *chiller* foi realizado o somatório das capacidades de todos os evaporadores (por pavimento) a fim de saber se esta era viável para as condições térmicas do modelo da unidade externa selecionada. A figura 18 mostra o modelo do *chiller* em questão.

Figura 17 - Modelo de Fan coil 42 LS do tipo teto.



Fonte: 42 LS (CARRIER, 2018).

Figura 18 – Modelo de Fan-coil 4HK Cassete Hidrônico



Fonte: 4HK Cassete (Carrier, 2018).

Para com relação às caixas VAV, suas seleções foram baseadas nas taxas de vazões de ar emitidas pelo evaporador e de acordo com elas, foram dimensionadas com o fator de correção já devidamente alterado. O modelo utilizado como sistema VAV pode ser visto na figura 19. As seleções das unidades discutidas por pavimento podem ser observadas nas Tabelas 14 e 15.

Para as dimensões das tubulações dos evaporadores, o catálogo dos *fan-coils* analisados nos fornecem os diâmetros para a instalação. As considerações feitas para o sistema VRF como a os espaçamentos entre as unidades internas e externas e diâmetro do dreno também são concluídas para o sistema VAV. Logo, a tabela 16 mostra, para as unidades internas, as dimensões para os modelos considerados durante o trabalho.

Figura 19 – Modelo de Resfriador Líquido.



Fonte: (TRANE, 2014).

Figura 20 – Modelo de Caixa VAV.



Fonte: (TROPICALRIO, 2018)

Tabela 14 - Unidades selecionadas primeiro pavimento VAV.

Local	Unidades Internas (Evaporadoras)							Unidades Externas (Condensadoras)			
	QTTD	Modelo	Tipo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	Capacidade Total (kW)	Caixas VAV Modelo	Modelo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	
1º piso	LINSFLU	1	42LS-A48226-AWB	Teto	14,1	9,2	19,6	VAV-T-J/400x210-C	CGAD 040	129,42	114,1
		1	42LS-A55226-AWB	Teto	15,7	10,3		VAV-T-J/400x210-C			
	LAMAE	1	42-A55226-AWB	Teto	15,7	10,3	18,8	VAV-T-J/400x210-C			
		1	42LS-A44226-AWB	Teto	12,9	8,5		VAV-T-J/600x110-C			
	Coordenação	1	42LS-A44226-AWB	Teto	12,9	8,5	8,5	VAV-T-J/600x110-C			
	LABOMEM	2	42LS-A55226-AWB	Teto	15,7	10,3	28	VAV-T-J/400x210-C			
		1	42LS-A36226-AWB		11,1	7,3		VAV-T-J/600x110-C			
	LAPICOL / LENERG	1	42LS-A48226-AWB	Teto	14,1	9,2	9,2	VAV-T-J/400x210-C			
	SAT	1	42LS-A226-AWB	Teto	5,8	3,8	6,6	VAV-T-J/400x110-C			
		1	42LS-A14226-AWB		4,3	2,7		VAV-T-J/400x110-C			
	LENER	1	42-A55226-AWB	Teto	15,7	10,3	23,4	VAV-T-J/400x210-C			
		1	42LS-A48226-AWB		14,1	9,2		VAV-T-J/400x210-C			
		1	42LS-A20226-AWB		5,8	3,8		VAV-T-J/400x210-C			

Fonte: Autor.

Tabela 15 - Unidades selecionadas segundo pavimento VAV.

Local	Unidades Internas (Evaporadoras)							Unidades Externas (Condensadoras)			
	QTTD	Modelo	Tipo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condições Projeto (kW)	Capacidade Total (kW)	Caixas VAV (modelo)	Modelo	Capacidade Nominal (kW)	Capacidade Condição Projeto (kW)	
2º Piso	Gabinete 1	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C	CGAD 040	129,42	105,4
	Gabinete 2	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 3	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 4	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 5	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 6	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 7	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 8	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 9	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Gabinete 10	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	SRM	1	40HK-10	Cassete	3,0	2,3	2,3	VAV-T-J/200x110-C			
	PET	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	Sala Reunião	1	42LS-A20226-AWB	Teto	14,1	9,2	9,2	VAV-T-J/400x210-C			
	COAD/ SEDAF	1	40HK-16	Cassete	5	4,5	4,5	VAV-T-J/400x110-C			
	Coordenação	1	40HK-16	Cassete	5	4,5	4,5	VAV-T-J/400x110-C			
	105-1	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
	105-2	1	40HK-10	Cassete	3,0	2,3	2,3	VAV-T-J/200x110-C			
	105-3	1	42LS-A30226-AWB	Teto	9	5,8	5,8	VAV-T-J/600x110-C			
Diretoria	1	42LS-A14226-AWB	Teto	4,3	2,7	2,7	VAV-T-J/400x110-C				
Sala Diretor	1	40HK-16	Teto	5	4,5	4,5	VAV-T-J/400x110-C				

Fonte: Autor.

Tabela 16 - Diâmetro das tubulações das unidades internas – fan-coil.

Modelo	Tipo	Diâmetro da tubulação	
		Água	
		(mm)	(in)
<b>40HK10</b>	Cassete	19,05	3/4
<b>40HK12</b>	Cassete	19,05	3/4
<b>42LS-A20226-AWB</b>	Teto	19,05	3/4
<b>42LS-A20226-AWB</b>	Teto	19,05	3/4
<b>42LS-A25226-AWB</b>	Teto	19,05	3/4
<b>42LS-A30226-AWB</b>	Teto	19,05	3/4
<b>42LS-A36226-AWB</b>	Teto	19,05	3/4

Fonte: Autor

Os dutos de interligação e de dreno condensado para os modelos 42 LS devem ser acoplados a tubos PVC 1/2'. O catálogo sugere valores de declividade, o que pode ser considerado com uma declividade de 2º diferentemente do modelo anterior, o modelo de cassete fornece, através do catálogo, o valor de uma declividade de 2º. Para ambos os casos, o diâmetro do tubo de dreno deve ser de 37 a 39 mm para o externo e de 32 mm para o duto interno.

Para os condensadores temos os valores encontrados no catálogo (TRANE) tanto para a entrada e saída da água quanto para o dreno. Os valores são tabelados abaixo.

Tabela 17 - Diâmetros das tubulações das unidades externas VAV.

Diâmetro da tubulação			
Saída /Entrada água		Dreno	
(mm)	(in)	(mm)	(in)
<b>127</b>	<b>5</b>	<b>9,52</b>	<b>3/8</b>

Fonte: Autor.

#### 4.4. Análise energética

Para fins de cálculo o tempo de utilização diária foi considerado de 10 (dez) horas, visto que o uso e ocupação da edificação é geralmente das 07:00 as 17:00, podendo ter ocupação durante o horário de almoço. Na questão dos dias em que é utilizado, ocorre nos

dias úteis, eventualmente sendo usado aos sábados, com isso optamos por considerar um uso por 23 dias, tendo uma utilização aproximada de 230 horas mensais dos equipamentos.

#### 4.4.1. Unidades externas

O sistema VRF, como já dito, é dividido em dois subsistemas, sendo um para cada pavimento. O sistema possui capacidade instalada de 458800 BTU/h ou 134,5 kW, com potência instalada de 35,74 kW, com COP de 4 no primeiro pavimento. No segundo, a capacidade instalada é de 419600 BTU/h ou 123 kW, com potência instalada de 32,81 kW e um COP de 3,74.

Para o sistema VAV, como o mesmo procedimento foi adotado (dois chillers, uma para cada pavimento), com o uso de modelos de *chillers* iguais tanto para o primeiro pavimento quanto ao segundo, foram fixados os valores de capacidade instalada de 129,42 kW com potência de 39,8 kW e COP de 4,2.

E com isso, fazendo aplicação da equação (17) tem-se os resultados apresentados na tabela 18.

Tabela 18 – Consumo das condensadoras dos sistemas VRF e VAV.

VRF	COP	Capacidade instalada (BTU/h)	Potência instalada (kW)	Consumo mensal (kWh/mês)
<b>SISTEMA VRF</b>				
1º piso	4	458800	35,74	8220,2
2º piso	3,74	419600	32,81	7546,3
<b>SISTEMA VAV</b>				
1º e 2º piso	4,2		39,8	9154

Fonte: Autor.

A partir dos resultados, pode se notar que o consumo baseado nas unidades externas de cada sistema no sistema VAV está entre 10 e 21% maior que o sistema VRF, dependendo do pavimento. No total causando uma diferença 2541,5 kWh/mês.

#### 4.4.2. Unidades Internas

Como há variados modelos de unidades evaporadoras, optou se por fazer um comparativo com a unidade para determinado ambiente, sendo selecionados os gabinetes, os

quais representam uma grande parte dos ambientes do edifício e apresentam a mesma carga térmica.

No sistema VRF, a unidade interna selecionada para os gabinetes, MI-71DL/DHN1-CA, possui capacidade nominal de 7,1kW e um consumo de 94 W. No sistema VAV, a unidade interna escolhida para os gabinetes foi a 42LS-A30226-AWB, possuindo uma capacidade nominal de 9 kW e tendo um consumo de 170 W. Com o fator de correção que, devido ao controle da vazão de ar realizado pela caixa VAV, foi de 54% do ar estocado para a temperatura de setpoint. Sendo assim esse percentual foi introduzido no consumo do evaporador, obtendo-se um valor de 58 W. As equações (18) e (19) são para encontrar o fator de correção.

E, ainda com base na equação (17), tem-se os resultados apresentados na tabela 19.

Tabela 19 - Consumo das unidades evaporadoras dos gabinetes – VRF e VAV.

Modelo	Capacidade instalada (kW)	Consumo (W)	Consumo mensal (kWh/mês)
<b>VRF</b>			
MI-71DL/DHN1- CA	7,1	94	21,62
<b>VAV</b>			
42LS-A30226-AWB	5,8	58	13,44

Fonte: Autor.

Analisando apenas o sistema de água gelada, o consumo final mensal encontrado foi de kW 1756,05, com a utilização de 34 evaporadores para os dois pavimentos. Com a introdução do sistema VAV na instalação, a energia teve uma redução de consumo 30 % com cerca de kW/mês 723,17 para este sistema, tendo, dessa forma, uma diferença de consumo de kW/mês 1032,88.

Já analisando o sistema VRF o consumo final mensal de todos os 34 evaporadores foi de kW 1314,42. Relacionando o consumo dos dois sistemas, temos uma diferença de kW 691,25, com a vantagem para o sistema VAV.

## 5. Conclusão

Este trabalho abordou vantagens e desvantagens dos sistemas de condicionamento de ar VRF e VAV, assim como o procedimento detalhado com dados reais para o cálculo de carga térmica do edifício estudado. Com base na carga térmica de cada recinto, dimensionou

– se hipotéticos sistemas, tanto VRF quanto VAV, podendo assim analisar qual seria o mais apropriado.

A busca por um desempenho energético mais qualificado para sistemas de climatização em edifícios, residências, indústrias e comércio tornou-se frequente nas últimas décadas, devido ao alto custo de consumo que este necessita, além de refletir em questões ambientais. Saber como selecionar o sistema correto para certa construção civil é de muita importância ao projetista, pois além das condições e parâmetros oferecidos em catálogos, normas e obras literárias, a necessidade de considerar valores para tais projeções, é de exercícios rotineiros durante a carreira profissional de nós engenheiros.

A questão da carga térmica desenvolvida durante o trabalho nos condiz a uma carga total térmica típica para a região em relação a cargas térmicas vistas em outros trabalhos. Ainda de acordo com CREDER houve um acréscimo atribuído para o valor da carga encontrada, devido a calores que podem adentrar o recinto climatizado, com cerca de 10% de acréscimo para essa quantidade de calor.

O sistema VRF possui uma gama de equipamentos das mais variadas capacidades, o que permite atender com facilidade a necessidade de cada ambiente assim, como o edifício todo. Para o prédio estudado, devido à variação da capacidade de refrigeração por conta das condições de projeto, se trabalhasse com apenas uma unidade externa, estaria na faixa limite de trabalho da linha. Porém por questões de segurança em caso de necessidade de manutenção optou-se por duas unidades, o que as capacidades mesmo corrigidas atendem com tranquilidade.

O equipamento ainda conta com uma combinação de tecnologia eletrônica compactada aos sistemas de controle micro processados, onde as unidades são monitoradas por uma central eletrônica através de um software, podendo realizar não somente o controle de todo o sistema de condicionamento de ar como realizar várias funções diferentes no local como ativações de portões e elevadores. As unidades podem ser monitoradas a partir da conexão com internet para controle de temperatura e até mesmo o período de funcionamento desejado, facilitando a vida do usuário ou fabricante.

Devido ao compressor apresentar variação da capacidade, este não precisa ser desativado pelo motor elétrico, o que gera uma diminuição no consumo de energia. Além de contar com um baixo nível de ruído. Porém na contra partida o sistema não permite uma boa renovação de ar, necessitando de um sistema auxiliar para tal.

O sistema VAV em questão foi analisado tendo como apoio de climatização um sistema de água gelada (*chiller – fan-coil*), na qual foram analisadas suas dimensões e

capacidades de acordo com as condições de projeto. O sistema VAV foi introduzido com intuito de reduzir o consumo de energia produzido pelo ventilador no evaporador, local onde há a entrada de ar. Nesse caso, utilizou-se, através de tabelas as vazões permitidas pelo VAV para de acordo as vazões calculadas dos ambientes refrigerados. Assim, de acordo com a temperatura de *setpoint*, o *damper* instalado caixa de VAV interrompe a passagem de ar, assim como fez (PEREIRA, MENEZES, & LUZ, 2017), onde para uma temperatura de 19 °C o *damper* realizava uma abertura de 10% e quando o *setpoint* de temperatura chegava as 25 °C, a abertura era de 100%.

O que se dá a entender sobre o sistema de VAV é que, dessa forma há mais eficiência energética com a introdução deste para um sistema de climatização instalado, onde que apesar de seu investimento inicial, durante o período de funcionamento, pode oferecer uma redução de consumo mensalmente.

No caso, o VAV é cerca de 34% menor que o sistema VRF em relação a tabela 19. Mesmo utilizando o fluido refrigerante R-22 que apresentava menores valores de consumo para a instalação em relação ao refrigerante R-407C, o sistema VRF consegue atender a capacidade de todos os ambientes com um consumo menor, apresentando menor consumo nas unidades externas com relação as mesmas do sistema VAV.

Sendo assim, através da análise de desempenho energético foi percebido que para as unidades externas o sistema de VRF apresenta menor consumo de energia em vista do sistema VAV. E mesmo se tratando de um sistema muito eficiente, ao analisar os cálculos para com as unidades internas, o sistema VAV é o que apresenta menor valor de consumo, considerando a redução de vazão de ar realizado pela caixa de VAV, considerando que em todos os evaporadores o ventilador irá operar próximo de 30% da potência nominal.

Fazendo essas considerações ainda podemos ver que o COP apesar de próximos, o sistema VAV supera o sistema VRF. E pelo conjunto de resultados, o sistema mais adequado ao bloco de Engenharia da Faculdade Federal da Grande Dourados é o sistema de volume de ar variável.

### **5.1. Limitações do trabalho**

No presente trabalho, enfrentou-se dificuldades quanto à análise de desempenho energético e eficiência dos sistemas, com foco principal no sistema VAV. Isso se deu por conta que uma análise satisfatória destes não pode ser realizada de maneira manual, sendo

apenas encontradas formas através de *softwares* de simulação, o que exigiria que todo o trabalho fosse feito com base neste.

## **5.2. Trabalhos futuros**

Este trabalho permite uma continuação mais detalhada dos sistemas, podendo implementar as análises. Há a possibilidade de se fazer um estudo de viabilidade econômica, e um estudo comparativo ainda com o sistema atual do prédio, verificando-se as possibilidades de economia e resgate de investimento.

Pode-se, também, realizar-se um estudo de diminuição da carga térmica e do consumo de energia, testando possibilidades como películas nos vidros, persianas internas, lâmpadas de LED, controle da iluminação, entre outros.

Há também a possibilidade de fazer um projeto de instalação dos sistemas, assim como programar este sistema em um *software* específico para a simulação.

## 6. Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-3: Desempenho Térmico em Edificações**. Rio de Janeiro, p. 177. 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1 :Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1:Projeto das instalações**. Rio de Janeiro, p. 66. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2: Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro. 2008.

AMARNATH, A. **Variable Refrigerant Flow: An Emerging Air Conditioner**. ACEEE. [S.l.], p. 13. 2008.

AMORIM, S. As Diversas Aplicações de Equipamentos VRF. **Climario**, Rio de Janeiro, p. 16, JUNHO/JULHO/AGOSTO 2017.

ARAUJO, E. D. P. Apostila de ar condicionado e exaustão. **Repositorio UNICEUB**, 2011. 72. Disponível em:  
<<http://repositorio.uniceub.br/jspui/bitstream/235/7455/1/Apostila%20ar%20condicionado%2010.2011.pdf>>. Acesso em: 01 Fevereiro 2018.

ARGONGEL. Sistema VRF. **Arcongell**. Disponível em:  
<<http://www.arcongell.com/site/sistema-vrf/>>. Acesso em: 22 Maio 2018.

ASHRAE. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy (ANSI/ASHRAE Standard 55-2010)**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta - USA. 2010. (ISSN 1041-2336).

CAMPANHOLA, F. P.; MICHELS, A.; MARTINS, G. M. **Avaliação de sistemas de condicionamento de ar para prédio público**. UFSM. Polo: Panambi, p. 25. 2014.

CARRIER. **Cassete Hidrônico 40HK - Manual de instalação, operação e manutenção**. [S.l.], p. 300. 2018.

CARRIER. **Fan-coil 42 LS - Manual de instalação, operação e manutenção**. [S.l.], p. 300. 2018.

CLIMAFRIO. Ar Condicionado VRF. **Climafrio**, 2017. Disponível em:  
<<http://www.climafrio.com.br/ar-condicionado-vrf.php>>. Acesso em: 25 Maio 2018.

CORRÊA, B. W. D. A. **Análise da Viabilidade Técnica de um Sistema de Condicionamento de Ar com Variação de Fluxo de Refrigerante (VRF/VRV) para uma Unidade da Universidade Federal do Rio de Janeiro na Cidade de Macaé.** Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 60. 2013.

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

DIAMONT. Sistemas de Refrigeração: Expansão Direta vs. Expansão Indireta. **Diamont Precisão em Climatização.** Disponível em: <<http://diamont.com.br/sistemas-de-refrigeracao-expansao-direta-vs-expansao-indireta/>>. Acesso em: 24 Abril 2018.

DIAMONT. Tipos de Sistemas de Refrigeração. **Diamont Precisão em Climatização.** Disponível em: <<http://diamont.com.br/tipos-de-sistemas-de-refrigeracao/>>. Acesso em: 15 Maio 2018.

DUARTE, V. C. P. **Comparação do Desempenho Energético de Sistemas de Climatização para uma Edificação Comercial em Florianópolis.** UNIVERSIDADE FEDERAL SANTA CATARINA. Florianópolis, p. 184. 2014.

HENHCAV. Ar condicionados com sistema VRF estão aumentando participação no mercado. **Portal da Refrigeração,** 2012. Disponível em: <[http://www.arcondicionado.refrigeracao.net/ar-condicionado-com-sistema-vrf-estao-aumentando-participacao-no-mercado/#No\\_entanto\\_um\\_sistema\\_VRF\\_apresenta\\_tambem\\_varias\\_desvantagens](http://www.arcondicionado.refrigeracao.net/ar-condicionado-com-sistema-vrf-estao-aumentando-participacao-no-mercado/#No_entanto_um_sistema_VRF_apresenta_tambem_varias_desvantagens)>. Acesso em: 20 Junho 2018.

MACHADO, L. E. A. **Projeto de controle e automação predial para um sistema.** Universidade de Brasília. Brasília, p. 113. 2015.

MASSER. Central - VRF. **Messer Ar Condicionado,** 2015. Disponível em: <<http://masserarcondicionado.blogspot.com/p/vrf.html>>. Acesso em: 02 Junho 2018.

MIDEA-a. **Manual de Projeto Unidades Externas VRF - V5X.** Carrier do Brasil. [S.l.], p. 182. 2018.

MIDEA-b. **Manual de Projeto Unidades Internas VRF.** Carrier do Brasil. [S.l.], p. 300. 2018.

NEDER, A. Volume de ar variável: estratégias de controle. **engenharia arquitetura,** 18 Dezembro 2017. Disponível em: <<http://www.engenhariaarquitectura.com.br/2017/12/volume-de-ar-variavel-estrategias-de-controle>>. Acesso em: 22 Março 2018.

OREMUS, W. A History of Air Conditioning. **Slate**, 15 Julho 2013. Disponível em: <[http://www.slate.com/articles/arts/culturebox/2011/07/a\\_history\\_of\\_air\\_conditioning.html](http://www.slate.com/articles/arts/culturebox/2011/07/a_history_of_air_conditioning.html)>. Acesso em: 24 Janeiro 2018.

PENA, S. M. **Sistemas de Ar Condicionado e Rrefrigeração**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2002. 103 p.

PEREIRA, P.; MENEZES, J. M.; LUZ, F. D. **Automação em sistema de ar condicionado utilizando caixa VAV (Volume de Ar Variável)**. Centro Universitário Estácio Uniradial. [S.l.], p. 5. 2017.

PIRANI, M. J. Refrigeração e ar condicionado. **Mario Loureiro**. Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/ensino/manuaisOutros/refrigeracao/RefrigeracaoUnivBahia2.pdf>>. Acesso em: 14 novembro 2018.

PORTAL\_ELETRICISTA. Aprenda como Fazer a Instalação Correta de um Ar-Condicionado Split. **Portal Eletricista**, 2014. Disponível em: <<http://www.portaleletricista.com.br/ar-condicionado-split/>>. Acesso em: 23 Abril 2018.

PROCEL. Sistemas de ar condicionado. **MME**, Rio de Janeiro, Agosto 2011. 148. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Manual%20Pratico%20PROCEL-Man%20Ar-Cond-Procel-Eletr-11.pdf>>.

RUAS, Álvaro C. **Conforto térmico nos ambientes de trabalhos**. Fundacentro, 1999.

SILVA, J. G. D. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 2. ed. São Paulo: Artliber, 2004. 263 p.

STOECKER, W. F. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução de José M. Salz Jabardo. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

STROBEL, C. **Refrigeração e Ar Condicionado: Conforto Térmico e Carga Térmica de Climatização**. Universidade Federal do Paraná. [S.l.], p. 6. 2009.

TRANE. **CGAD Resfriadores de líquido; Capacidade de 20 a 150 TR; Condensação a ar; Compressor Scroll**. [S.l.]. 2014.

TROPICALRIO. **VAV - TJ, Caixa de volume variável**. [S.l.], p. 5. 2018.

WEB AR CONDICIONADO. WILLIS CARRIER e a revolução na climatização. **Revista Web Ar Condicionado**, Porto Alegre, n. 02, p. 72, Maio 2016. Disponível em: <<http://www.youblisher.com/p/1420509-Revista-WebArCondicionado-2016>>. Acesso em: 28 Janeiro 2018.



Figura AP. 2 – Corte transversal da edificação.



Tabela AP. 1 –Dados de fatores internos que influenciam na carga térmica do primeiro pavimento.

RECINTO		PESSOAS	LAMPADAS	APARELHOS ELÉTRICOS			INFILTRAÇÃO	
		QTDD	QTDD	APARELHO	QNTDD	POT UNID (W)	Volume (m³)	Fluxo de ar (m³/h)
1º pisso	LINSFLU	27	34	Computador	23	-	263,64	263,64
				Compressor - Pneumática	1	1491,4		
				Compressor - Hidráulica	1	1685,282		
	LAMAE	18	22	Notebook	1	-	218,01	218,01
				Estufa Microprocessada	1	1580		
	Coordenação	12	16	Computador	6	-	127,764	127,764
				Impressora	1	-		
				Telefone	6	10		
				Scanner	1	-		
	LABOMEM	5	22	Maquina de Solda	1	6072	216,32	216,32
				Furadeira de bancada	1	370		
				Serra multi corte de metais	1	2000		
				Motor de indução	1	745,7		
				Inversor de frequência	1	3000		
				Serra de esquadria	1	1700		
				Ventilador	6	-		
	LAPICOL	6	4	Destilador	1	750	127,764	127,764
				Extrator de óleos e graxas	1	1250		
				Dispensor de solo	1	500		
	LENERG	4	4	Computador	2	-		
Impressora				1	-			
SAT	11	6	Computador	8	-	82,472	82,472	
			Microondas	1	-			
			Frigobar	1	80			
			Telefone	1	10			
LENER	18	34	Forno Mufla	2	3720	263,64	263,64	
			Analizador Termog. TGA	1	100			
			Calorímetro de combustão	1	120			
			Estufa Microprocessada	1	750			
			Computador	2	-			

Tabela AP. 2 – Dados de fatores internos que influenciam na carga térmica do segundo pavimento.

RECINTO		PESSOAS	LAMPADAS	APARELHOS ELÉTRICOS			INFILTRAÇÃO	
		QTDD	QTDD	APARELHO	QNTDD	POT UNID (W)	Volume (m³)	Fluxo de ar (m³/h)
2° piso	Gabinetes	8	12	Computador	5	-	87,204	87,204
	S. Rec. Multimídia	3	2	Computador	2	-	24,505	18,37875
				Impressora	1	-		
				Telefone	1	10		
	PET	15	6	Computador	3	-	41,912	41,912
				Impressora	1	-		
				Microondas	1	-		
	Sala de reunião	40	12	Computador	1	-	87,204	87,204
				Datashow	1	230		
	COAD/ SEDAF	6	8	Computador	3	-	66,586	66,586
				Impressora	2	-		
				Telefone	2	10		
	Coordenação	9	14	Computador	3	-	102,414	76,8105
				Impressora	1	-		
				Telefone	3	10		
				Scanner	1	-		
	105-1	4	4	Computador	1	-	33,8	33,8
				Telefone	1	10		
	105-2	3	4	Computador	2	-	32,786	24,5895
				Telefone	1	10		
Notebook				1	-			
105-3	3	4	Computador	2	-	33,462	33,462	
			Telefone	1	10			
			Frigobar	1	80			
Diretoria	4	4	Computador	1	-	37,18	27,885	
			Impressora	2	-			
			Microondas	1	-			
			Geladeira	1	80			
Sala diretor	7	8	Computador	1	-	46,644	46,644	
			Telefone	1	10			

## APÊNDICE B – Resultados da carga térmica.

Tabela AP B. 1 - Carga térmica devido a fatores externos em W.

Local	Parede externa		Parede interna	Piso	Cobertura		Janelas		
	Condução	Insolação	Condução	Condução	Condução	Insolação	Condução	Insolação	
1º piso	LINSFLU	1181	1189	859	2774	-	-	617	1275
	LAMAE	1849	1849	1172	2294	-	-	540	1116
	Coordenação	584	584	579	1344	-	-	308	638
	LABOMEM	982	1189	765	2276	-	-	540	381
	LAPICOL/ LENERG	584	707	579	1344	-	-	308	218
	SAT	384	465	485	868	-	-	231	163
	LENER	1181	1338	859	2774	-	-	463	109
2º piso	Gabinete 1	404	404	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 2	404	489	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 3	404	404	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 4	404	489	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 5	404	404	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 6	404	489	189	-	378	623	308	638
	Gabinete 7	404	404	343	-	378	623	308	638
	Gabinete 8	404	489	343	-	378	623	308	638
	Gabinete 9	404	489	494	-	378	623	308	638
	Gabinete 10	404	489	189	-	378	623	308	638
	S. Rec. Multimídia	252	361	118	387	96	158	-	-
	PET	202	202	400	661	164	271	154	319
	Sala de reunião	404	404	189	-	378	623	308	638
	COAD/ SEDAF	404	489	189	-	261	431	308	218
	Coordenação	401	574	116	-	402	662	-	-
	105-1	656	764	-	-	133	219	308	2496
	105-2	373	534	-	-	129	212	-	-
	105-3	646	835	-	-	131	216	308	2496
	Diretoria	-	-	322	-	149	245	-	-
Sala diretor	404	404	166	-	186	306	308	638	

Tabela AP B. 2 - Carga térmica devido à fatores internos em W.

	Local	Pessoas		Iluminação	Equipamentos	Infiltração	Total
		Sensível	Latente				
1º piso	LINSFLU	1890	1215	1360	3851	1130	17341
	LAMAE	1440	2520	880	1650	935	16245
	Coordenação	840	540	640	581	548	7186
	LABOMEM	850	1275	880	15384	927	25449
	LAPICOL/ LENERG	700	450	320	2614	548	8372
	SAT	770	495	240	1388	354	5843
	LENER	1440	2520	1360	7690	1130	20865
2º piso	Gabinete 1	560	360	480	375	374	5092
	Gabinete 2	560	360	480	375	374	5178
	Gabinete 3	560	360	480	375	374	5092
	Gabinete 4	560	360	480	375	374	5178
	Gabinete 5	560	360	480	375	374	5092
	Gabinete 6	560	360	480	375	374	5178
	Gabinete 7	560	360	480	375	374	5246
	Gabinete 8	560	360	480	375	374	5331
	Gabinete 9	560	360	480	375	374	5483
	Gabinete 10	560	360	480	375	374	5178
	S. Rec. Multimídia	210	135	80	286	79	2162
	PET	1050	675	240	1017	180	5536
	Sala de reunião	2800	1800	480	305	374	8702
	COAD/ SEDAF	420	270	320	322	285	3917
	Coordenação	630	405	560	338	329	4418
	105-1	280	180	160	81	145	5422
	105-2	210	135	160	226	105	2084
105-3	210	135	160	188	143	5470	
Diretoria	280	180	160	942	120	2397	
Sala diretor	490	315	320	81	200	3817	

## ANEXO A – Tabelas de taxa de calor para carga térmica NBR 16401:2008.

Tabela A. 1 – Dissipação em motores elétricos.

Tabela C.7 – Taxas típicas de dissipação de calor de motores elétricos

Potência nominal		Eficiência a plena carga	Localização em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
CV	kW		%	W	
			Motor e equipamento dentro	Motor fora / equipamento dentro	Motor dentro / equipamento fora
0,05	0,04	35,0	105	37	68
0,08	0,06	35,0	168	59	109
0,125	0,09	35,0	263	92	171
0,16	0,12	35,0	336	118	219
0,25	0,18	64,0	287	184	103
0,33	0,24	67,0	362	243	120
0,50	0,37	68,0	541	368	173
0,75	0,55	71,0	777	552	225
1,0	0,74	78,0	943	736	207
1,5	1,1	72,7	1 520	1 100	414
2,0	1,5	78,0	1 890	1 470	415
3,0	2,2	79,3	2 780	2 210	576
4,0	2,9	82,7	3 560	2 940	615
5,0	3,7	84,6	4 350	3 680	669
6,0	4,4	84,2	5 240	4 410	828
7,5	5,5	88,5	6 230	5 520	717
10,0	7,4	89,0	8 260	7 360	909
12,5	9,2	87,7	10 480	9 190	1 290
15	11,0	88,3	12 490	11 030	1 460
20	14,7	89,8	16 380	14 710	1 670
25	18,4	90,1	20 410	18 390	2 020
30	22,1	91,0	24 250	22 070	2 180
40	29,4	91,0	32 330	29 420	2 910
50	36,8	91,7	40 100	36 780	3 330
60	44,1	91,6	48 180	44 130	4 050
75	55,2	91,9	60 020	55 160	4 860
100	73,6	95,5	77 020	73 550	3 470
125	91,9	91,8	100 200	91 940	8 210
150	110,3	92,0	119 900	110 300	9 590
175	128,7	92,7	138 800	128 700	10 140
200	147,1	93,4	157 500	147 100	10 400
250	183,9	93,5	196 700	183 900	12 780
300	220,7	95,0	232 300	220 700	11 610
350	257,4	95,1	270 700	257 400	13 260
400	294,2	95,3	308 700	294 200	14 510
450	331,0	95,4	346 900	331 000	15 960
500	367,8	95,4	385 500	367 800	17 730

NOTA 1 Motores operando em regime de uso contínuo.  
NOTA 2 Motores com potência nominal de 0,05 CV a 0,16 CV são monofásicos, 1 500 rpm.  
NOTA 3 Motores com potência nominal de 0,25 CV a 500 CV são trifásicos, 1 750 rpm.  
NOTA 4 Cabe ao projetista avaliar o fluxo de calor efetivamente dissipado e o local onde é dissipado.

Tabela A. 2 - Dissipação em equipamentos comerciais.

Tabela C.8 — Taxas típicas de dissipação de calor e umidade de alguns equipamentos comerciais – Restaurantes e lanchonetes

Equipamento	Tamanho	Potência W	Ganho de calor W			
			Sem coifa			Com coifa
			Sensível	Latente	Total	Sensível
<b>Elétrico (sem exigência de coifa)</b>						
Armário (grande, servir quente)	1,06 a 1,15 m <sup>3</sup>	2 000	180	90	270	82
Armário (provador grande)	0,45 a 0,48 m <sup>3</sup>	2 030	180	90	270	82
Armário (pequeno, manter quente)	0,09 a 0,18 m <sup>3</sup>	900	80	40	120	37
Cafeteira	12 xícaras	1 660	1 100	560	1 660	530
Expositor refrigerado, por metros cúbicos de interior	0,17 a 1,9 m <sup>3</sup>	1 590	640	0	640	0
Aquecedor de alimentos (lâmpada infra-vermelha), por lâmp.	1 a 6 lâmpadas	250	250	-	250	250
Aquecedor de alimentos (tipo prateleira), por metro quadrado de superfície	0,28 m <sup>3</sup> a 0,84 m <sup>3</sup>	2 930	2 330	600	2 930	820
Aquecedor de alimentos (tubo infravermelho), por metro linear	1,0 m <sup>3</sup> a 2,1 m	950	950	-	950	950
Aquecedor de alimentos (água quente), por metro cúbico de banho	20 a 70 L	37 400	12 400	6 360	18 760	6 000
Congelador (grande)	2,07 m <sup>3</sup>	1 340	540	-	540	0
Congelador (pequeno)	0,51 m <sup>3</sup>	810	320	-	320	0
Grelha de cachorro quente	48 a 56 unidades	1 160	100	50	150	48
Forno de microondas (resistente, comercial)	20 L	2 630	2 630	-	2 630	0
Forno de microonda (tipo residencial)	30 L	600 a 1 400	600 a 1 400	-	600 a 1 400	0
Refrigerador (grande), por metro cúbico de espaço de interior	0,71 a 2,1 m <sup>3</sup>	780	310	-	310	0
Refrigerador (pequeno) por metro cúbico de espaço de interior	0,17 a 0,71 m <sup>3</sup>	1 730	690	-	690	0
Carrinho de transporte (quente), por metro cúbico de banho	50 L a 90 L	21 200	7 060	3 530	10 590	3 390
Aquecedor de caldas, por litro de capacidade	11 L	87	29	16	45	14
Torradeira (grande automático)	10 fatias	5 300	2 810	2 490	5 300	1 700
Torradeira (pequeno automático)	4 fatias	2 470	1 310	1 160	2 470	790
Chapa de Waffle	0,05 m <sup>2</sup>	1 640	700	940	1 640	520

## ANEXO B – Tabelas para seleção de equipamentos VRF.

Tabela B. 1 - Correção típica de unidade interna tipo piso – teto.

TC: Capacidade total      SC: Capacidade sensível      BU: Bulbo úmido      BS: Bulbo seco

Capacidade (kW)	Temperatura Externa (°C BS)	Temperatura Interna - °C (Bulbo Seco / Bulbo Úmido)													
		14/20		16/23		18/26		19/27		20/28		22/30		24/32	
		TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
3.6	10.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.7	2.5
	12.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.7	2.5
	14.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.6	2.4
	16.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.5	2.4
	18.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.5	2.4
	20.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.4	2.3
	21.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.3	2.4	4.4	2.3
	23.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.1	2.3	4.3	2.2
	25.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.1	2.3	4.2	2.2
	27.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.0	2.2	4.2	2.2
	29.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.0	2.2	4.1	2.2
	31.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.2	2.6	4.1	2.2
	33.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.2	2.6	3.9	2.1
	35.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.8	2.5	4.2	2.6	3.9	2.1
	37.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.7	2.4	3.8	2.3	3.9	2.1
	39.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.7	2.4	3.8	2.3	3.8	2.1
42.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.7	2.4	3.8	2.3	3.8	2.1	
44.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.7	2.4	3.8	2.3	3.8	2.1	
46.0	2.5	1.9	2.9	2.1	3.4	2.3	3.6	2.4	3.7	2.4	3.8	2.3	3.8	2.1	
4.5	10.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.9	3.0
	12.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.9	3.0
	14.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.8	3.0
	16.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.6	2.9
	18.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.7	3.0
	20.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.7	3.0
	21.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.6	3.0
	23.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.3	3.4	5.5	3.0
	25.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.2	3.0	5.4	2.9
	27.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.1	3.0	5.2	2.8
	29.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.1	2.9	5.2	2.8
	31.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	5.0	2.9	5.1	2.7
	33.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	4.9	2.8	5.1	2.7
	35.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	4.8	2.8	5.0	2.7
	37.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.8	3.0	4.8	2.9	4.9	2.6
	39.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.6	2.8	4.7	2.8	4.8	2.6
42.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.6	2.8	4.7	2.8	4.8	2.6	
44.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.6	2.8	4.7	2.8	4.8	2.6	
46.0	3.1	2.4	3.7	2.6	4.2	2.8	4.5	2.9	4.6	2.8	4.7	3.1	4.8	2.6	



## ANEXO C – Tabelas para seleção de equipamentos VAV.

Tabela C. 1 - Correção típica de unidade interna tipo teto.

Condições de entrada do ar TBS 28°C/ TBU 19°C									
Diferencial e água gelada 7°C		Modelo							
Temp. entr. água	Capacidade (Kcal/h)	14	20	25	30	36	44	48	55
3	Total	3866,39	5363,11	7019,96	8029,48	10134,63	11732,34	12904,54	14433,68
	Sensível	2998,67	4046,23	5503,40	6029,23	7973,49	8791,64	9838,93	10673,89
5	Total	3378,69	4839,03	6158,65	7241,45	8958,42	10653,25	11393,68	13128,32
	Sensível	2779,11	3806,93	5117,00	5669,50	7432,69	8301,35	9180,10	10083,60
7	Total	3003,64	4295,09	5467,97	6450,80	7896,97	9559,77	10212,50	11767,57
	Sensível	2593,34	3559,99	4778,54	5310,26	6920,60	7798,78	8630,55	9485,90
9	Total	2599,33	3768,23	4804,35	5698,90	6846,01	8457,02	8979,92	10443,21
	Sensível	2396,21	3318,21	4402,56	4957,85	6418,92	7301,26	8054,75	8920,41

Tabela C. 2 – Dimensionamento das Caixas de VAV.

TABELA TÉCNICA					
Dimensões ( mm )	Vazão (m <sup>3</sup> /h)		Perda de Carga (mm.C.A)		Constante de correção (K)
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
200 x 110	162	774	0,75	5,3	1,239
400 x 110	306	1530	0,75	5,2	1,125
600 x 110	468	2340	0,74	5,5	1,360
400 x 210	594	2970	0,70	3,95	3,081
600 x 210	900	4500	0,60	2,9	2,804
800 x 210	1188	5940	0,60	2,6	2,585
600 x 310	1332	6660	0,60	2,6	2,041
800 x 310	1764	8820	0,15	3,8	2,620
1000 x 310	2232	11160	0,15	3,1	2,403
600 x 410	1764	8820	0,58	2,5	2,350
800 x 810	2340	11700	0,18	3,5	2,262
1000 x 410	2952	14760	0,10	2,5	2,175

Tabela C. 3 - Tabela de performance para unidades externas para o fluido R-22.

Temp. de Saída da Água = 7°C		020	025	030	040	050	060	070	080	090	100	120	150	
Temp. de entrada ar condensador (°C)	30	Capacidade (TR)	19,0	24,1	27,9	38,4	48,2	55,3	69,6	79,5	86,9	100,2	123,0	151,5
		Consumo(kW)	17,2	22,2	26,4	35,7	43,8	53,0	65,3	73,9	81,9	98,6	124,7	145,6
		Vazão (m <sup>3</sup> /h)	10,4	13,2	15,2	20,9	26,3	30,2	37,9	43,3	47,4	55,0	67,0	83,0
		Capacidade (TR)	18,2	23,1	26,7	36,8	46,3	53,0	66,7	76,2	83,3	95,9	117,7	145,2
		Consumo(kW)	19,1	24,6	29,1	39,8	48,5	58,2	72,1	81,1	89,8	106,9	135,8	157,1
		Vazão (m <sup>3</sup> /h)	9,9	12,6	14,6	20,1	25,2	28,9	36,4	41,6	45,4	52,0	64,0	79,0
		Capacidade (TR)	17,4	22,1	25,5	35,2	44,2	50,6	63,7	72,8	79,5	91,6	112,4	138,9
		Consumo(kW)	21,3	27,2	32,0	44,3	53,6	64,1	79,7	89,1	98,7	116,2	148,3	170,1
		Vazão (m <sup>3</sup> /h)	9,5	12,0	13,9	19,2	24,1	27,6	34,7	39,7	43,3	50,0	61,0	76,0
	Capacidade (TR)	16,5	20,9	24,3	33,4	42,0	48,0	60,5	69,1	75,5	87,0	105,8	131,9	
	Consumo(kW)	23,7	30,1	35,2	49,3	59,3	70,6	88,0	98,0	108,5	127,8	163,9	186,4	
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	9,0	11,4	13,2	18,2	22,9	26,2	33,0	37,7	41,2	47,0	58,0	72,0	