

**INSTITUTO FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
CAMPUS SÃO MATEUS  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FABRÍCIO MAIA SILVA**

**CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DAS SALAS DO ANEXO 2 DO IFES – CAMPUS  
SÃO MATEUS**

**SÃO MATEUS-ES**

**2018**

**FABRÍCIO MAIA SILVA**

**CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DAS SALAS DO ANEXO 2 DO IFES – CAMPUS  
SÃO MATEUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Coordenadoria do curso de Engenharia Mecânica  
do Instituto Federal do Espírito Santo, como  
requisito parcial para a obtenção do título de  
Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Alan Patrick Siqueira  
Coorientador: Prof. Me. Igor Chaves Belisário

SÃO MATEUS-ES

2018

Dados internacionais de catalogação na publicação (CIP)

---

S586c Silva, Fabrício Maia, 1996-

Cálculo de carga térmica das salas do anexo 2 do Ifes – campus São Mateus / Fabrício Maia Silva.-- 2018.

75 f. : il. ; 30 cm.

Orientador : Alan Patrick Siqueira.  
Coorientador: Igor Chaves Belisário

Monografia (graduação) - Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus, Coordenadoria de Curso Superior de Engenharia Mecânica, 2018.

1. Refrigeração – Estudo e ensino. 2. Ar-condicionado. I. Siqueira, Alan Patrick. II. Belisário, Igor Chaves. III. Instituto Federal do Espírito Santo. Campus São Mateus. IV. Título.

CDD 22 – 621.56

---

Bibliotecária responsável Sheila Guimarães Martins CRB6/ES 671



**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**  
**INSTITUTO FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CAMPUS SÃO MATEUS**  
Rodovia BR 101-Norte – Km 58 – Bairro Litorâneo – 29932-540 – São Mateus – ES  
27 3771-1262  
**COLEGIADO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FABRÍCIO MAIA SILVA

**LEVANTAMENTO DE CARGA TÉRMICA DAS SALAS DO ANEXO 2 DO IFES –  
CAMPUS SÃO MATEUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Aprovado em 05 de novembro de 2018.

**COMISSÃO EXAMINADORA**

---

Prof. (a) M.Sc. Alan Patrick da Silva Siqueira  
Instituto Federal do Espírito Santo  
Orientador

---

Prof. (a) M.Sc. Igor Chaves Belisario  
Instituto Federal do Espírito Santo  
Co-Orientador (se houver)

---

Prof. (a) M.Sc. Jardel Leno Zancanella Mello  
Instituto Federal do Espírito Santo

Instituto Federal do Espírito Santo

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por ter me abençoado neste percurso.

A meus pais e irmão que estiveram comigo em todos os momentos da minha vida e mesmo com sacrifícios, fizeram de tudo para me dar uma boa educação.

Agradeço a todos os professores do Ifes por terem contribuído em meu aprendizado e formação durante o curso.

Agradeço também a meus orientadores Alan Patrick Siqueira e Igor Chaves Belisário pelo apoio, dedicação e conhecimento que me deram na produção deste trabalho.

Também agradeço a todos que de alguma forma contribuíram direta ou indiretamente comigo durante os anos de faculdade para superar quaisquer dificuldades pelo caminho.

## RESUMO

O conforto térmico é o estado da mente que expressa satisfação do homem com o ambiente térmico que o circunda, sendo importante para evitar sintomas desagradáveis nos ocupantes. Uma forma de garantir o conforto térmico no ambiente é usar um aparelho de ar condicionado. O condicionamento de ar eficiente permite a satisfação dos ocupantes, uma performance humana em atividades e a economia de energia. O presente trabalho tem como objetivo realizar o levantamento da carga térmica do Anexo 2 do Ifes – Campus São Mateus, que já possui um sistema de ar condicionado implantado desde sua implementação, porém como houve alterações na planta do prédio, é necessário realizar uma nova análise da carga térmica para verificar se o sistema de ar condicionado instalado é o mais adequado. Para realizar o cálculo, foi necessário anteriormente obter a planta do local e informações vitais que influem na carga térmica como taxa de ocupação, equipamentos, área interna, pé direito, etc, além de definir as condições externas e internas do local. Com as informações coletadas foi possível calcular a carga térmica conforme as bibliografias consultadas. Após os cálculos foi possível perceber que a potência instalada consegue atender à demanda em quase todas as salas, com a carga térmica devido à renovação de ar tendo maior participação na carga térmica total, o que pode ser explicado pelos exaustores presentes nas salas possuírem vazão acima da necessária.

Palavras-chave: Refrigeração. Ar condicionado. Carga térmica. Conforto térmico.

## **ABSTRACT**

Thermal comfort is the state of mind that expresses man's satisfaction with the surrounding thermal environment and it is important to avoid unpleasant symptoms in the occupants. One way to guarantee thermal comfort in the environment is to use an air conditioner. The efficiency of air conditioning allows occupants satisfaction, a best human performance in their activities and the energy saving. The aim of this work is to carry out a survey about the thermal load of Anexo 2 of Ifes - São Mateus Campus, which already has an air conditioning system installed since the implementation, but since there were changes in the building plan, a new analysis of the thermal load to check if the air conditioning system installed is the most suitable. In order to perform the calculation. It was previously necessary to obtain the site plan and essential information that influences the thermal load as occupancy rate, equipment, internal area, ceiling height, etc, besides defining the external and internal conditions of the place. With the information collected it was possible calculate the thermal load survey according to the bibliographies consulted. After calculations, it was possible to notice that the installed capacity is appropriated to the demand in almost all the rooms, with the thermal load due to the renovation of the air having greater participation in the total thermal load, which can be explained by the exhaust fans present in the rooms having a flow rate higher than that required.

Keywords: Refrigeration. Air conditioning. Thermal load. Thermal comfort.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – <i>Badgirs</i> no Irã	13
Figura 2 - Consumo de energia em edifícios públicos	15
Figura 3 – Ciclo de Carnot de refrigeração	18
Figura 4 - Sistema de compressão de vapor	20
Figura 5 - Ar condicionado de janela	20
Figura 6 - Esquema de um <i>Split-System</i> com volume de refrigerante variável	21
Figura 7 - Esquema de funcionamento de um <i>Self-Container</i>	22
Figura 8 - Esquema de funcionamento de um Sistema <i>Fan-Coil</i>	23
Figura 9 - Diagrama Bioclimático de Olgyay	24
Figura 10 – Zonas de conforto térmico de Givoni	25
Figura 11 - Ábaco para conforto térmico	26
Figura 13 - Ifes – Campus São Mateus	36
Figura 14 - Vista aérea do Ifes – Campus São Mateus	36
Figura 15 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total	57
Figura 16 – Comparativo entre as cargas térmicas e a potência instalada	60
Figura 17 - Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica com vazão mínima de renovação	61

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Escala de Fanger para satisfação do indivíduo no ambiente	25
Tabela 2 – Potência de ar condicionado instalada nas salas do Anexo 2	37
Tabela 3 – Calor transferido através da insolação por janelas	41
Tabela 4 - Área da porta e paredes em cada salas	42
Tabela 5 – Calor transferido através de paredes opacas	43
Tabela 6 – Calor transferido através do telhado	44
Tabela 7 – Calor transferido através da ocupação	45
Tabela 8 – Calor transferido através da iluminação	46
Tabela 9 – Calor transferido através de equipamentos elétricos	47
Tabela 10 – Calor transferido por infiltração	48
Tabela 11 – Calor transferido através da ventilação com a vazão mínima aceitável	49
Tabela 12 – Calor transferido através da renovação do ar em Watts, com a vazão mínima necessária	50
Tabela 13 - Calor transferido através da ventilação com a vazão dos exaustores	51
Tabela 14 – Calor transferido através da renovação do ar em Watts, com a vazão dos exaustores	52
Tabela 15 – Carga térmica total em cada ambiente do Anexo 2 em Watts	53
Tabela 16 – Carga térmica total em cada ambiente do Anexo 2 em BTU/h	54
Tabela 17 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total	55
Tabela 18 – Comparativo entre capacidade instalada e requerida em BTU/h	58
Tabela 19 – Comparativo entre a carga térmica com vazão mínima de renovação e vazão dos exaustores em BTU/h	59
Tabela 20 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total com vazão mínima de renovação	61
Tabela A1 – Propriedades térmicas de materiais	70
Tabela A2- Resistência térmica do ar ( $m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$ )	70
Tabela A3 - Fatores totais de ganho solar através do vidro em $\text{kcal/h} \times m^2$	71
Tabela A4 - Coeficientes globais de insolação por dispositivo de sombra ou cortina	72
Tabela A5 - Acréscimo ao diferencial de temperatura para irradiação	72
Tabela A6 – Taxas típicas de calor liberadas por pessoas	72
Tabela A7 – Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório	73
Tabela A8 – Taxas típicas de dissipação de calor de motores elétricos	73

Tabela A9 - Infiltração de ar exterior pelas frestas	73
Tabela A10 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação	74
Tabela A11 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação	74

## **LISTA DE SIGLAS**

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers

Abrava - Associação Brasileira de Refrigeração, Ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento

BTU - British Thermal Unit

Ifes - Instituto Federal do Espírito Santo

Inmet - Instituto Nacional de Meteorologia

NBR - Norma Brasileira

VRV - Volume de refrigerante variável

## LISTA DE SÍMBOLOS

- q: Carga térmica ( $W/m^2 \times ^\circ C$ );
- x: Espessura (m);
- A: Área ( $m^2$ );
- k: Condutividade térmica ( $W/m \times ^\circ C$ );
- U: Coeficiente global de transmissão de calor ( $W/m^2 \times ^\circ C$ );
- $T_e$ : Temperatura externa ( $^\circ C$ );
- $T_i$ : Temperatura Interna ( $^\circ C$ );
- $\Delta T$ : Diferencial de temperatura ( $^\circ C$ );
- Q: Vazão ( $m^3/h$ );
- UE: Umidade específica (kg/kg);
- UR: Umidade Relativa (%);
- $V_{ef}$ : Vazão eficaz de ar exterior (L/s);
- $F_p$ : Vazão por pessoa (L/s x pessoa);
- $F_a$ : Vazão por area útil ocupada (L/s x  $m^2$ );
- $P_z$ : Número máximo de pessoas na zona de ventilação;
- $A_z$ : Área útil ocupada pelas pessoas, expressa em metros quadrados ( $m^2$ );
- $V_z$ : Vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação (L/s);
- $E_z$ : Eficiência da distribuição de ar na zona;
- $R_h$ : Resistência do ar em movimento;
- $R_{b1}$ : Resistência do bloco de concreto comum;
- $R_a$ : Resistência da argamassa comum;
- $R_{ar}$ : Resistência da câmara de ar;
- $R_{te}$ : Resistencia das telhas;
- $R_f$ : Resistencia do forro.

## SUMÁRIO

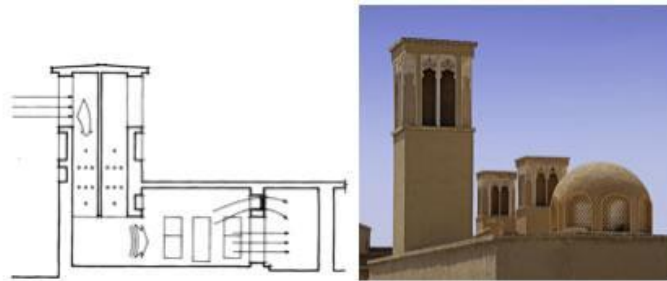
<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
1.1 OBJETIVOS	16
<b>1.1.1 Objetivo Geral</b>	<b>16</b>
<b>1.1.2 Objetivos Específicos</b>	<b>16</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>17</b>
2.1 PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO	17
2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	18
2.3 CONFORTO TERMICO	23
2.4 PSICROMETRIA	27
2.5 CARGA TÉRMICA	27
<b>3 ESTUDO DE CASO</b>	<b>36</b>
<b>4 METODOLOGIA</b>	<b>38</b>
4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	39
<b>4.1.1 Carga térmica de insolação em janelas</b>	<b>39</b>
<b>4.1.2 Carga térmica de condução em paredes</b>	<b>41</b>
<b>4.1.3 Carga termica no telhado</b>	<b>43</b>
<b>4.1.4 Calor por ocupação</b>	<b>44</b>
<b>4.1.5 Calor por iluminação</b>	<b>45</b>
<b>4.1.6 Calor por equipamentos elétricos</b>	<b>46</b>
<b>4.1.7 Calor por renovação de ar</b>	<b>48</b>
4.1.7.1 Calor por infiltração	48
4.1.7.2 Calor por ventilação	49
<i>4.1.7.2.1 Calor por ventilação com vazão mínima de ar exterior aceitável</i>	49
<i>4.1.7.2.2 Calor por ventilação com a vazão dos exaustores instalados no Anexo 2</i>	50
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>53</b>
5.1 CARGA TÉRMICA TOTAL	53
5.2 COMPARATIVO ENTRE CAPACIDADE INSTALADA E REQUERIDA	57
5.3 COMPARATIVO ENTRE CARGA TÉRMICA COM VAZÃO MÍNIMA DE RENOVAÇÃO E VAZÃO DOS EXAUSTORES	58
<b>6 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b>	<b>62</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>64</b>
<b>APÊNDICE A – CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DA PAREDE</b>	<b>68</b>

<b>APÊNDICE B – CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DO TELHADO</b>	<b>69</b>
<b>ANEXO A – TABELAS USADAS PARA O CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA</b>	<b>70</b>
<b>ANEXO B – PLANTA BAIXA DO ANEXO 2</b>	<b>75</b>
<b>ANEXO C – PLANTA BAIXA ATUAL DO ANEXO 2</b>	<b>76</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Desde épocas antigas, o homem tenta eliminar o calor de ambientes em busca de conforto. Na Roma antiga já se empregava um rudimentar conceito de condicionamento de ar em que água de aquedutos circulava pelas paredes de algumas residências para resfriar, enquanto que no Oriente Médio se utilizavam torres chamadas *badgir*, para captar o vento de todas as direções e resfriar os cômodos abaixo, como mostrado na Figura 1 (DAHLIN, 2016).

Figura 1 – *Badgirs* no Irã



Fonte: Khajeh (2018)

Porém o surgimento dos sistemas de ar condicionado para resfriar ambientes só foi possível após a popularização da eletricidade, com o primeiro aparelho surgindo no começo do século XX para atender demandas industriais e logo se popularizando nos mais variados ambientes, como comércios e residências, atrelado à saúde e conforto térmico.

De acordo com ASHRAE (2017), conforto térmico é o estado da mente que expressa satisfação do homem com o ambiente térmico que o circunda, avaliado subjetivamente. Não está relacionado apenas com a temperatura do ar, leva também em conta vários outros fatores, como a temperatura ambiente, velocidade do ar, umidade, isolamento do vestuário e calor metabólico.

Um local com condicionamento de ar deficiente ou inadequado, provoca nas pessoas sintomas desagradáveis como: cansaço, desânimo, falta de concentração nas atividades desempenhadas e saídas frequentes do local, levando com isto, a pessoa a um grau de insatisfação com relação ao ambiente onde se encontra (PINTO, 2000).

Além de se ter uma redução de até 15% da capacidade de aprendizado devido à má qualidade do ar interno segundo informações da Abrava/Climatização Refrigeração (2015).

É importante destacar a impossibilidade de que todas as pessoas se sintam confortáveis termicamente em um ambiente, portanto deve-se criar condições nas quais a maior percentagem do grupo esteja em conforto térmico. Uma maneira de garantir e melhorar o conforto térmico para a maior quantidade de pessoas em um ambiente é utilizando ar-condicionado.

Possuir um sistema de ar condicionado eficiente no ambiente permite manter sob controle os diversos parâmetros que impactam no conforto, como: a temperatura, a umidade do ar, velocidade e o grau de pureza, retirando impurezas e poeira, proporcionando um ambiente mais agradável para execução das atividades do dia a dia. É importante também realizar a escolha correta do aparelho visto que há vários tipos e cada modelo é recomendado para determinada aplicação, selecionando o modelo adequado possibilita um condicionamento de ar eficiente.

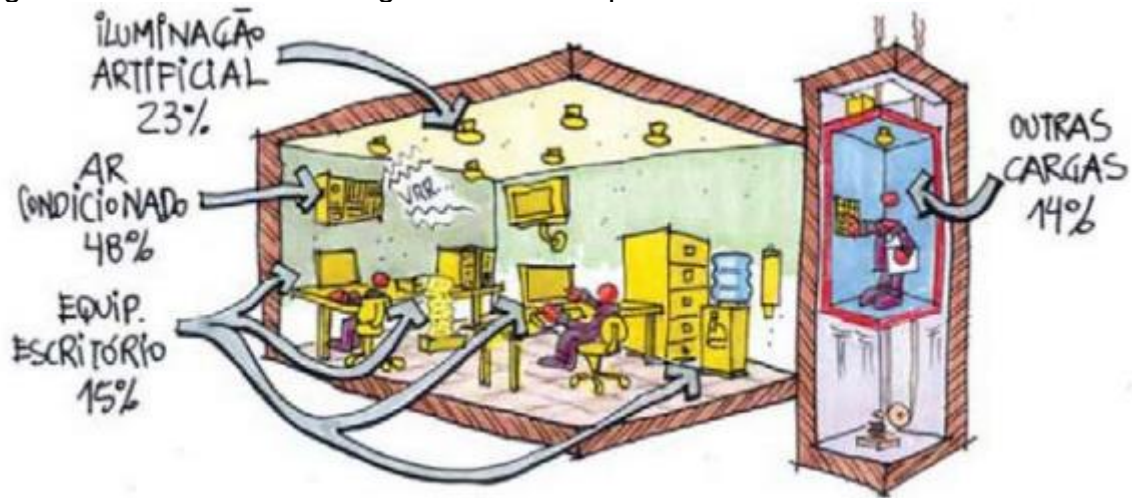
Segundo Lamberts, Dutra e Pereira (2014), é importante se estudar o conforto térmico por 3 fatores, que seriam: a satisfação do homem e seu bem-estar em se sentir termicamente confortável; a melhor performance humana em atividades intelectuais, manuais e perceptivas, que apresentam um rendimento superior quando realizadas em conforto térmico; e a conservação de energia, pois conhecendo os parâmetros que mantêm o conforto térmico dos ocupantes de um ambiente, evitam-se desperdícios com aquecimento ou refrigeração desnecessárias.

No que se refere ao terceiro fator, pela questão de economia de energia deve-se evitar refrigeração acima da necessária. De acordo com Lamberts, Dutra e Pereira (2014), o ar condicionado é responsável por boa parte dos gastos de energia elétrica de um ambiente, com tendências a crescer devido ao aumento da popularização dos aparelhos de ar condicionado. Enquanto que em residências o ar condicionado representa cerca de 20% dos gastos com energia, esse valor atinge cerca de 48% do

valor em edifícios públicos, como mostrado na Figura 2, devendo-se então procurar evitar desperdícios visando diminuir os custos com ar-condicionado.

Para isso, é necessário realizar o cálculo de carga térmica de um ambiente para determinar qual a demanda por refrigeração e como atendê-la, permitindo que um ambiente forneça conforto térmico aos seus ocupantes.

Figura 2 - Consumo de energia em edifícios públicos



Fonte: Lamberts, Dutra e Pereira (2014)

De acordo com ABNT(2008), na primeira parte da NBR 16401, a carga térmica deve ser calculada ainda na fase de projeto do local, entretanto, se houver alterações na planta do projeto, é necessário que haja um novo cálculo de carga térmica a fim de verificar se o sistema projetado continua atendendo às necessidades do ambiente, sem superdimensionamentos nem subdimensionamento, permitindo após a análise dos cálculos indicar quais as características apropriadas para cada equipamento e permita os ajustes necessários.

Essa particularidade pode ser observada no Anexo 2 do Ifes – Campus São Mateus, que já possui um sistema de ar condicionado implantado, porém houve alterações na planta do prédio de caráter estrutural e ocupacional, demandando uma nova análise térmica para verificar se o sistema de ar condicionado presente é o mais adequado, garantindo que mesmo sob novas condições, o modelo implantado continua atendendo.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Calcular a carga térmica das salas do Anexo 2 do Ifes – Campus São Mateus.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Cálculo da carga térmica com memorial descritivo para a presente condição do prédio;
- Comparar as cargas térmicas calculadas e instaladas atualmente no prédio;
- Sugerir ações para diminuir a carga térmica.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO

Segundo Creder (2004), refrigeração é o termo usado quando um sistema é mantido à temperatura mais baixa que a vizinhança. Como a tendência do calor é penetrar por diferença de temperatura, correspondente quantidade de calor deve ser retirada do sistema para manter uma certa temperatura.

Pelo que Moran e Shapiro (2009) dizem a respeito da Primeira Lei da Termodinâmica, sobre conservação de energia em um sistema térmico em equilíbrio, o somatório de energia na entrada, é igual ao somatório de energia que sai, sendo calor e trabalho equivalentes. Ou seja, entra uma certa quantidade de calor num sistema, saindo trabalho e outra quantidade de calor, que somados são iguais ao calor de entrada.

Já a Segunda Lei da Termodinâmica diz que o fluxo natural da energia, é do maior potencial para o menor. Em sistemas térmicos, o calor flui do meio com maior temperatura para o de menor temperatura, com o processo inverso não acontecendo espontaneamente. Para que um sistema permita transferir calor de um ambiente de menor temperatura para um meio de maior temperatura, são necessários equipamentos chamados de refrigeradores.

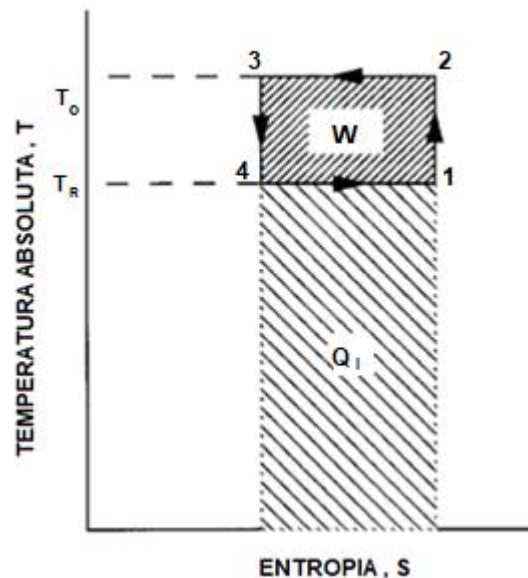
Conforme Moran e Shapiro (2009) enunciam, refrigerador é um dispositivo que opera com um fluido chamado refrigerante, em ciclo, necessitando de trabalho para se obter transferência de calor de um corpo a baixa temperatura para outro a alta temperatura. Já Boles e Çengel (2006) dizem que refrigeradores cujos espaços a se refrigerar são salas ou edifícios, são chamados de aparelhos de condicionamento de ar, popularmente chamados de aparelhos de ar condicionado.

Como também é mostrado em Boles e Çengel (2006), a Segunda Lei da Termodinâmica é usada ainda para definir os limites teóricos para desempenho de sistemas térmicos como refrigeradores e máquinas térmicas. A eficiência de um ciclo é levada ao máximo quando os processos são reversíveis, sendo que ciclos sem irreversibilidades servem de modelo a todos os outros, representando o máximo de

eficiência que podem ter. O Ciclo de Carnot é o ciclo reversível mais conhecido em máquinas térmicas. Por ser reversível, pode ser usado para sistemas de refrigeração, se invertido o sentido. O ciclo de Carnot de refrigeração, mostrado na Figura 3, é composto por quatro processos:

- Compressão adiabática isentrópica com entrada de trabalho (1-2);
- Compressão isotérmica com saída de calor (2-3);
- Expansão adiabática isentrópica com saída de trabalho (3-4);
- Expansão isotérmica com entrada de calor (4-1).

Figura 3 – Ciclo de Carnot de refrigeração



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017)

## 2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Para fazer cumprir esses processos e realizar a refrigeração do ambiente, os principais sistemas de refrigeração são:

- Sistema de absorção
- Sistema de ejeção de vapor
- Sistema de compressão de ar
- Sistema Termoelétrico
- Sistema de compressão de vapor

De acordo com Miller e Miller (2008), ciclo de refrigeração por absorção possui a particularidade de utilizar o calor como fonte de energia e necessitar de dois fluidos, um refrigerante para remover calor do ambiente através da evaporação, e o absorvente, que vai absorver vapor do refrigerante. Possui a vantagem de ser silencioso e poder usar energia térmica residual de processos, porém possui um elevado consumo energético.

Sistemas de ejeção de vapor, segundo Macagnan (2015), se baseiam em expor a água à baixa pressão, fazendo-a baixar a temperatura. As pressões baixas são conseguidas com ejetores de vapor a alta pressão escoando. Possui um alto nível de ruído e baixo coeficiente de desempenho.

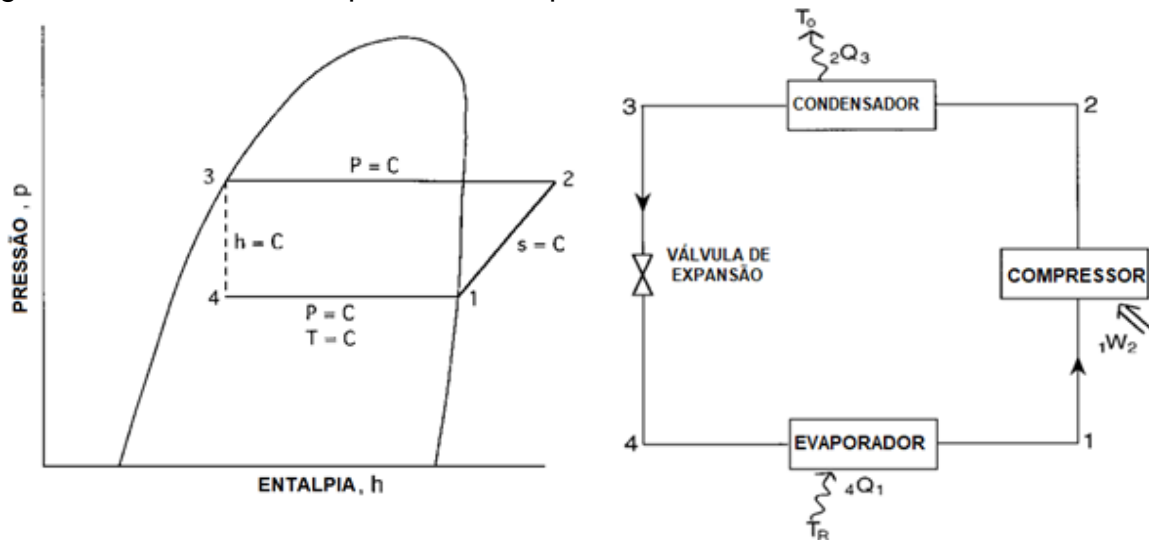
Segundo Creder (2004), o sistema de compressão de ar parte do princípio de que comprimindo e expandindo o ar, é possível retirar calor de um trocador. Esse é usado apenas quando não é possível usar fluidos tradicionais como refrigerante por possuir baixo rendimento.

Creder (2004) ainda indica que o sistema de refrigeração termoelétrico utiliza dois materiais diferentes em contato, partindo da propriedade de que circulando uma corrente elétrica entre eles, haverá uma diferença de temperatura. É silencioso, leve e compacto, comparado aos outros sistemas de refrigeração, porém, possui um baixo rendimento.

O sistema de compressão de vapor é o mais usado para retirar calor de um ambiente, conforme afirmam Geniêr, Costa e Junior (2013), usando um fluido refrigerante circulando num ciclo reverso irreversível. O fluido entra como mistura líquido e vapor no evaporador a baixa pressão, retirando calor de um ambiente e se transformando em vapor. Depois entra no compressor, sendo comprimido e tornando vapor superaquecido, destinando-se ao condensador, que libera o calor ao meio externo. Após a troca de calor, o fluido em estado líquido entra num dispositivo de expansão, onde baixa a pressão e reinicia o ciclo. O diagrama P-h estabelece relação entre pressão e entalpia, sendo utilizado para apresentar as propriedades de fluidos frigoríficos, representando claramente o ciclo termodinâmico de refrigeração,

mostrando os estados do fluido em cada processo. A Figura 4 representa o diagrama P-h e os processos envolvidos em sistema de compressão de vapor.

Figura 4 - Sistema de compressão de vapor



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017)

Dentre os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, há ainda vários tipos de sistemas para se escolher, cada um com suas particularidades, com a escolha do sistema mais indicado dependendo da demanda de cada ambiente a ser instalado. As principais opções segundo Creder (2004) e Brasil (2015) são:

Condicionador de ar tipo “janela” (CUJ): Mostrado na Figura 5, é indicado para aplicações de pequeno a médio porte, com baixo custo inicial e instalação simples. Possui como desvantagem o fato de interferir na fachada do prédio e apresentar um maior nível de ruído, além de possuir baixa taxa de renovação do ar, sendo recomendado para usos de até 36000 BTU/h.

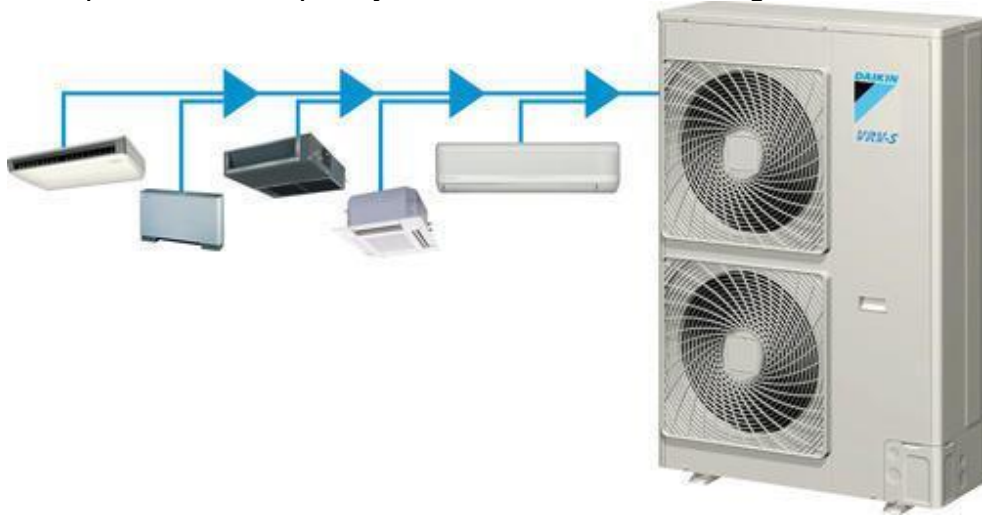
Figura 5 - Ar condicionado de janela



Fonte: Uniar Comercio de Eletro-eletronicos e Serviços Ltda. (2017)

*Split-Systems*: Recomendado para ambientes de pequeno porte, inferior a 70 m<sup>2</sup>, com baixo custo inicial, instalação simples e funcionamento silencioso, já que as partes que produzem ruído ficam na parte externa. Possuem baixa taxa de renovação do ar, sendo necessário a instalação de exaustores. Há a possibilidade de em ambientes com muitas salas, se usar apenas um condensador com várias evaporadoras funcionando com volume de refrigerante variável (VRV). A Figura 6 apresenta um esquema de funcionamento de um *Split-System*.

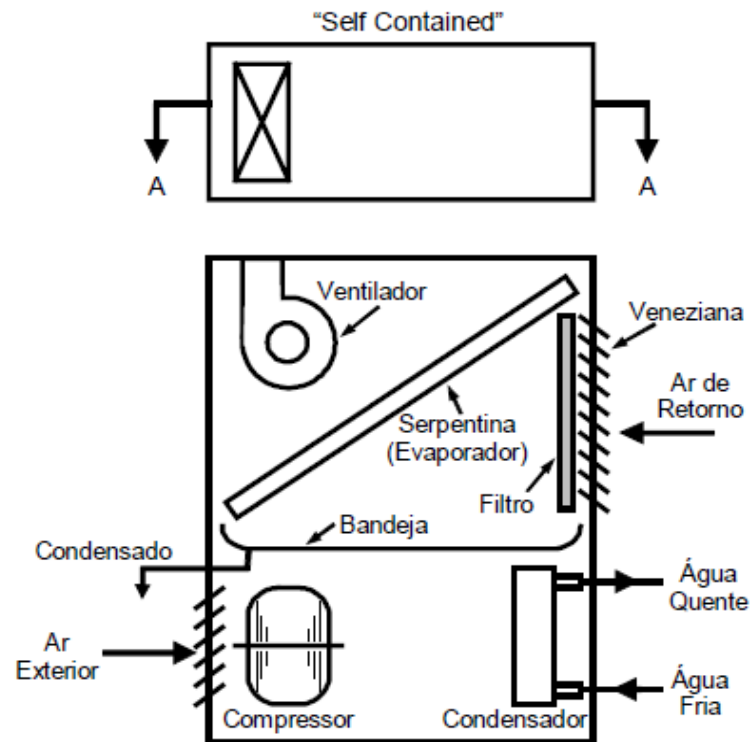
Figura 6 - Esquema de um *Split-System* com volume de refrigerante variável



Fonte: Indiamart Intermesh Ltd. (2018)

*Self-Containers*: Indicados para áreas acima de 400m<sup>2</sup> como shoppings ou ambientes industriais. Pode ser com condensação a ar para aplicações até 14 TR ou a água da torre para aplicações superiores a isso, o que requer um custo aproximadamente 30% maior devido à instalação de torres de arrefecimento, bombas e tubulações hidráulicas. A Figura 7 apresenta um esquema de funcionamento de um *Self-Container*.

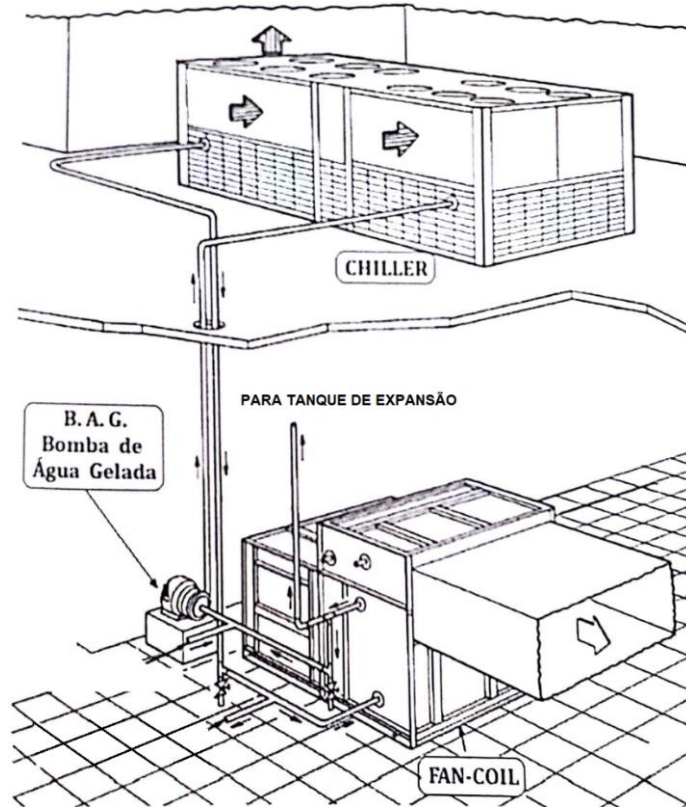
Figura 7 - Esquema de funcionamento de um *Self-Container*



Fonte: Pirani [20--].

*Fan-Coil*: São ideais para climatizar grandes ambientes, em que aparelhos convencionais não suprem as necessidades. No *fan-coil* circula água gelada através de uma serpentina. O ambiente troca calor com a serpentina e com um ventilador (*fan-coil*), o calor então é absorvido pela água e levado ao *chiller*, onde se resfria em uma torre de arrefecimento e retorna ao ciclo. Possui vantagem de possuir maiores eficiências térmicas com maior economia, porém requer altos custos de investimentos e mão de obra especializada. A Figura 8 apresenta um esquema de funcionamento de um Sistema *Fan-Coil*.

Figura 8 - Esquema de funcionamento de um Sistema *Fan-Coil*



Fonte: Adaptado de Silva e Silva (2007)

### 2.3 CONFORTO TÉRMICO

De acordo com Creder (2004), para um projeto de ar-condicionado, há uma série de dados indispensáveis, como: plantas de arquitetura, cortes, vistas, número de ocupantes do ambiente, posição do sol em relação ao prédio, a finalidade do recinto, fontes de calor, iluminação, regime de ocupação, prédios vizinhos, cor de paredes, janelas, telhados, etc.

Conforme Silva (2004), um dos principais objetivos de um sistema de ar condicionado é promover o conforto térmico aos ocupantes, sensação subjetiva que reflete o bem estar de uma pessoa no ambiente, sendo uma sensação subjetiva, não sendo possível satisfazer todos os presentes no ambiente.

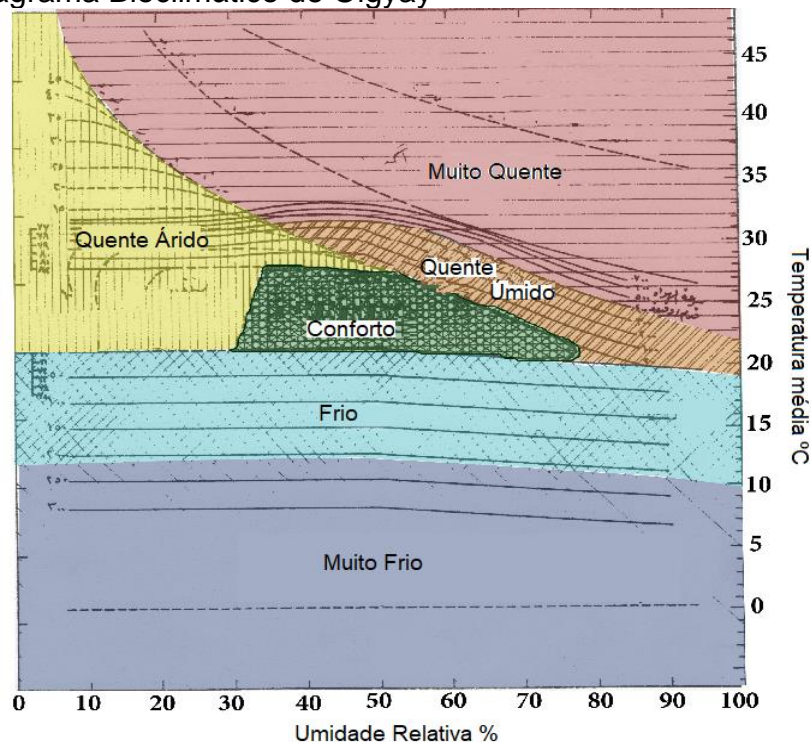
É possível dividir os fatores que influenciam o conforto térmico em variáveis individuais e ambientais. As principais variáveis individuais são vestuário e tipo de atividade, enquanto as ambientais se dividem em temperatura de bulbo seco do ar, temperatura

de bulbo úmido, velocidade relativa do ar e umidade relativa do ar, devendo se fixar as variáveis ambientais no projeto de climatização.

Para se avaliar o conforto térmico, Frota e Schiffer (2001) estima que existem três dezenas de índices de conforto térmico, com a escolha do índice a se usar estando relacionada com as condições ambientais e atividade desenvolvida pelo indivíduo.

De acordo com Pirani [20--], os primeiros a estudar a noção de conforto térmico foram os irmãos Olgay, estabelecendo relação entre conforto fisiológico, clima e arquitetura. Suas pesquisas geraram o diagrama bioclimático de Olgay, mostrado na Figura 09, que relaciona temperatura do ar e umidade relativa, criando uma zona de conforto entre eles.

Figura 9 - Diagrama Bioclimático de Olgay



Fonte: Adaptado de Ayyad (2012)

Pode-se usar como referência também para aferir o conforto térmico o Voto Estimado Médio (*Predicted Mean Vote*), formulado por Fanger prevendo o voto médio de um grupo de pessoas presentes no ambiente, numa escala de sete pontos para avaliar a

satisfação do indivíduo em relação ao ambiente, mostrados na Tabela 1. O conforto térmico é atingido se o voto médio das pessoas resultar em um valor próximo ao zero.

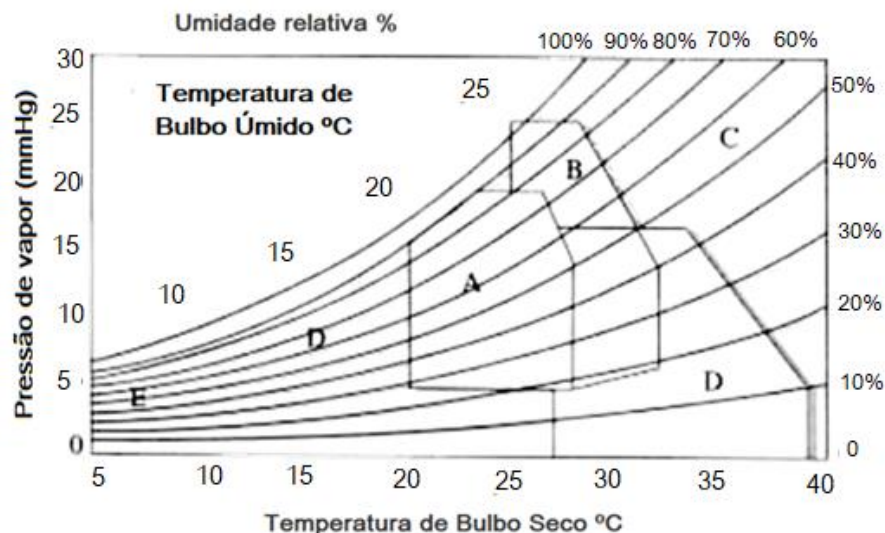
Tabela 1 – Escala de Fanger para satisfação do indivíduo no ambiente

Escala de Fanger	
-3	Gelado
-2	Frio
-1	Ligeiramente frio
0	Neutro
1	Ligeiramente quente
2	Quente
3	Muito quente

Fonte: Lamberts (2011).

Outro método que pode ser usado são as zonas de conforto de Givoni, mostradas na Figura 10, em função de temperatura de bulbo úmido, temperatura de bulbo seco, pressão de vapor e umidade relativa. Este método é baseado na carta psicrométrica, possuindo cinco zonas, sendo a zona A representando conforto térmico e as outras quatro em que o conforto pode ser atingido com retirada ou adição de calor ou umidade.

Figura 10 – Zonas de conforto térmico de Givoni

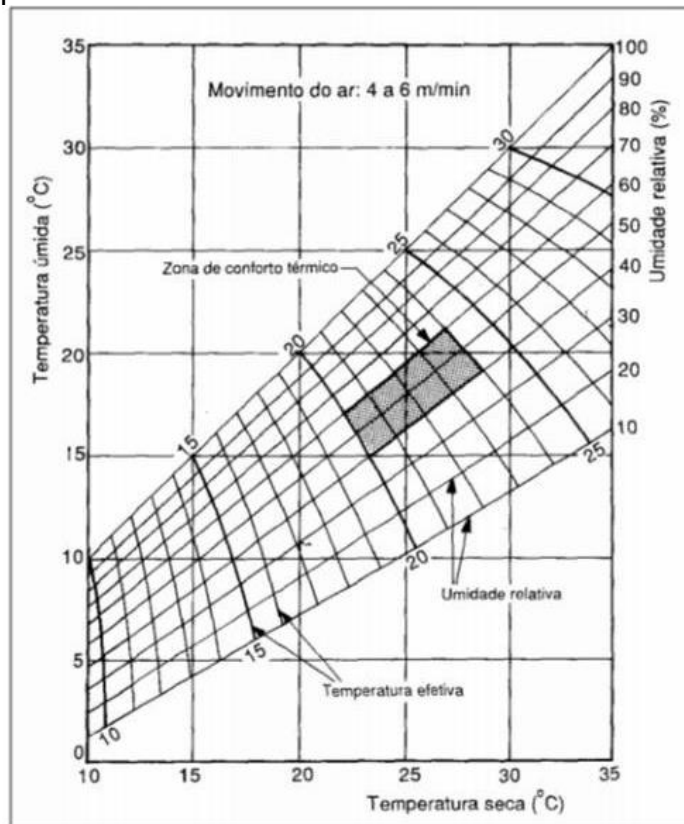


Fonte: Adaptado de Pirani [20--].

É possível usar como referência também, um ábaco de conforto apresentado por Creder (2004), mostrado na Figura 11, obtido através de ensaios submetendo pessoas a várias condições de temperatura, umidade relativa e movimento do ar,

apresentando de maneira resumida nos resultados quais condições irão garantir o conforto térmico.

Figura 11 - Ábaco para conforto térmico



Zona de conforto térmico.

Fonte: 3r Brasil Tecnologia Ambiental (2018)

A Parte 2 da NBR 16401 especifica também parâmetros de conforto térmico em um ambiente com ar-condicionado, garantindo que pelo menos 80% de um grupo homogêneo em termos de roupa e atividade física estejam satisfeitos termicamente (ABNT, 2008)

Os parâmetros de conforto térmico no verão são:

Temperatura operativa e umidade relativa na faixa de:

- 22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65%;
- 23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35%.

Velocidade média do ar não ultrapassando:

- 0,20 m/s para distribuição de ar convencional (turbulência de 30% a 50%);

- 0,25 m/s para distribuição de ar por fluxo de deslocamento (turbulência inferior a 10%).

Os parâmetros de conforto térmico no inverno são:

Temperatura operativa e umidade relativa na faixa de:

- 21,0 °C a 23,5 °C e umidade relativa de 60%;
- 21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30%.

Velocidade média do ar não ultrapassando:

- 0,15 m/s para distribuição de ar convencional (turbulência de 30% a 50%);
- 0,20 m/s para distribuição de ar por fluxo de deslocamento (turbulência inferior a 10%).

## 2.4 PSICROMETRIA

Silva (2008), enuncia que ocasionalmente, a quantidade de vapor de água no ar interfere mais no índice de conforto do que a temperatura do local, sendo assim, é tão necessário avaliar a umidade em um ambiente quanto a sua temperatura. A umidade específica, é definida como a razão entre a massa de vapor e a massa de ar seco, enquanto a umidade relativa pode ser definida como o percentual de vapor de água no ar em relação ao máximo que poderia ter a uma determinada temperatura.

Para estudar as misturas de ar e vapor de água, há a psicrometria, sendo importante em estudos acerca de ar condicionado, já que o ar nesses sistemas não pode ser seco e sim uma mistura de ar e vapor de água (PIRANI, [20--]).

Para facilitar a resolução de problemas na definição de parâmetros do climáticos referentes aos sistemas de ar condicionado, faz se uso de cartas psicrométricas, que permitem analisar graficamente os processos que envolvem ar úmido.

## 2.5 CARGA TÉRMICA

Silva e Silva (2007) apontam que para aplicar um sistema de ar condicionado a um ambiente, o primeiro passo é se levantar a carga térmica do local. Esse levantamento é feito para que não se instale um aparelho com capacidade inferior à carga térmica do local para não forçar o aparelho, ou muito superior, gerando desperdício de energia.

Segundo Creder (2004), a carga térmica representa a quantidade de calor que deve ser retirado ou colocado no recinto, por unidade de tempo, para que haja conforto térmico aos ocupantes e é fator determinante no projeto, visto que é base no dimensionamento e escolha dos equipamentos que realizarão a refrigeração do sistema.

É impossível mensurar a carga térmica máxima presente em um recinto, sendo então realizado um cálculo de estimativa. Antes de se estimar a carga é preciso se fazer um estudo que garanta a avaliação exata das fontes de calor. Quando as condições do local e de carga térmica são examinadas de maneira minuciosa, é possível projetar um sistema econômico, com funcionamento uniforme e isento de avarias (CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, 1980).

Carrier Air Conditioning Company (1980) ainda menciona que para que a estimativa de carga térmica seja o mais preciso e completo, é necessário conhecer uma série de aspectos físicos como:

- Orientação do edifício;
- Destino do local;
- Dimensões do local;
- Altura do teto;
- Materiais de construção;
- Condições externas do ambiente;
- Janelas e portas;
- Ocupantes;
- Iluminação;
- Motores;

- Equipamentos eletrônicos;
- Ventilação;
- Etc.

Dossat (2004) informa que raramente a carga térmica é resultante de alguma fonte de calor particular, sendo a soma de várias fontes de calor como:

- O calor que entra através de insolação;
- O calor que transferido por condução do exterior para o ambiente;
- O calor adquirido pelas frestas em portas, janelas e fendas;
- O calor passado por pessoas ocupando o ambiente;
- O calor cedido por quaisquer equipamentos geradores de calor presentes no ambiente, como luzes, equipamentos eletrônicos, etc.

Para o calor vindo do sol na forma de irradiação em superfícies transparentes, que é o causador da maior parte da carga térmica nos cálculos de ar condicionado, segundo Creder (2004), é interessante saber a quantidade de calor que é absorvido pela superfície e atravessa para o recinto refrigerado. Essa quantidade de calor vai estar em função da latitude do local, inclinação dos raios solares, tipo de construção, cor e rugosidade da superfície e refletância da superfície. Para estimar melhor a carga necessária, é essencial saber o horário de utilização do ambiente e fazer os cálculos baseados na incidência máxima do sol, para que atenda todas as situações.

Carrier Air Conditioning Company (1980) apresenta tabelas para cada latitude, em função da orientação do sol e do horário, com fatores que ao se multiplicar pela área da superfície, representam a carga térmica de insolação para uma determinada superfície de vidro. Uma tabela para a latitude 20° Sul pode ser vista na Tabela A3 do Anexo A.

É preciso também aplicar ao valor da carga térmica, coeficientes de insolação referentes à dispositivo de sombra, que alteram a porcentagem de calor que atravessa para o recinto, em função do tipo e cor do dispositivo. Os coeficientes se encontram na Tabela A4 do Anexo A. Carrier Air Conditioning Company (1980) ainda diz que

para janelas com esquadrias de metal, o valor encontrado na tabela deve ser multiplicado por 1,17.

Já para calcular a taxa de fluxo de calor transferido por condução através das paredes, se usa a equação geral de transmissão por condução descrita na Equação 1, em que de acordo com Incropera et al. (2008). Para cálculos de carga térmica em paredes compostas por diferentes materiais, utiliza-se um coeficiente global de transmissão de calor U, correspondente à condutividade térmica, decorrente das resistências que cada material faz ao fluxo, levando à Equação 2. As resistências usadas nos cálculos são os inversos das condutividades dos materiais, encontradas em na Tabela A1 e Tabela A2 presentes no Anexo A. O calor gerado através condução em pisos, segundo Creder (2004), deve ser desconsiderado dos cálculos quando o piso estiver no térreo, não apresentando diferença de temperatura.

Quanto ao calor transferido por superfícies opacas voltadas para o sol, Creder (2004) mostra a Tabela A5 presente no Anexo A, com um acréscimo ao diferencial de temperatura baseado na cor da superfície e orientação em relação ao sol, para ser usado na equação de transferência de calor por condução, resultando na Equação 3 para superfícies com apenas um material e a Equação 4 para materiais diferentes, que resulta no calor transferido por condução e irradiação.

$$q = \frac{Ak(T_e - T_i)}{x} \quad (1)$$

$$q = AU(T_e - T_i) \quad (2)$$

$$q = \frac{Ak(T_e - T_i + \Delta T)}{x} \quad (3)$$

$$q = AU(T_e - T_i + \Delta T) \quad (4)$$

Em que:

q= Carga térmica (W/m<sup>2</sup> °C);

x= Espessura (m);

A= Área (m<sup>2</sup>);

k= Condutividade térmica (W/m°C);

$U$ = Coeficiente global de transmissão de calor ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ );

$T_e$ = Temperatura externa ( $^\circ C$ );

$T_i$ = Temperatura Interna ( $^\circ C$ );

$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^\circ C$ );

Todo ser humano gera calor sensível e calor latente, através do mecanismo termostático que atua sobre o metabolismo, mantendo a temperatura do corpo constante. A carga devido à ocupação das pessoas, pode ser estipulada conhecendo-se o número estimado de pessoas no ambiente, através de uma tabela encontrada na NBR 16401-1 (2008) em função da atividade desempenhada por essas pessoas. Pode ser observada na Tabela A6 no Anexo A.

Creder (2004) diz que a carga térmica gerada por iluminação, corresponde à potência da lâmpada, para o caso de lâmpadas incandescentes. Para lâmpadas fluorescentes, equivale à potência da lâmpada acrescida de 20 %, correspondente à carga devido ao reator.

Quando não é possível conhecer a potência das lâmpadas, deve-se consultar a NBR 16401-1, que apresenta uma estimativa de potência dissipada por metro quadrado em função do tipo de local que é avaliado (ABNT, 2008).

Já a carga térmica gerada por equipamentos elétricos, quando não estipulada por informação do fabricante, deve ser adotada pelos valores encontrados nas tabelas da NBR 16401-1, mostradas na Tabela A7 e Tabela A8 no Anexo A.

Para manter a qualidade do ar em um nível aceitável, o ar no interior do recinto deve ser renovado com a adição de ar exterior e retirada de ar interior. As principais fontes de ar exterior são: via natural por infiltração e forçada por ventilação, adicionando ao ambiente ar quente e aumentando a carga térmica do local. Deve-se usar no cálculo da carga térmica o maior valor encontrado entre o de infiltração e ventilação, uma vez que a renovação de ar forçada deve complementar a natural, não necessitando de ventilação forçada caso a infiltração consiga renovar o ar totalmente.

O fluxo de ar externo que entra para o edifício através de frestas nas portas, janelas e outras aberturas é chamado de infiltração, que adiciona carga térmica ao ambiente na forma de calor sensível e calor latente. Apesar de não poder ser calculado com exatidão, pode ser estimado pelo método das frestas, com o calor sensível expresso na Equação 5, o calor latente na Equação 6, e o fluxo de ar mostrado na Tabela A9 no Anexo A.

$$q_s = 0,29Q(T_e - T_i) \quad (5)$$

$$q_l = 583Q(UE_2 - UE_1) \quad (6)$$

Em que:

$q_s$ = calor sensível (W/m<sup>2</sup> °C);

$q_l$ = calor latente (W/m<sup>2</sup> °C);

$Q$ = Vazão (m<sup>3</sup>/h);

$T_e$ = Temperatura externa (°C);

$T_i$ =Temperatura Interna (°C);

$UE$ = Umidade específica (kg/kg);

Parte do ar depois de insuflado é perdido por frestas e aberturas, necessitando ser repostado. Além desse ar perdido, deve-se preocupar com a renovação de ar para manter a qualidade do ar aceitável aos ocupantes, já que devido a respiração o nível de CO<sub>2</sub> se torna elevado, causando prejuízos à saúde. A NBR 16401-3 apresenta a Equação 7 e a Equação 8 para determinar respectivamente a vazão eficaz e a vazão de renovação, com fatores fornecidos pelas Tabela A10 e Tabela A11 presentes no Anexo A (ABNT, 2008).

$$V_{ef} = P_z F_p + A_z F_a \quad (7)$$

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (8)$$

Em que:

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

$F_p$ = Vazão por pessoa (L/s x pessoa);

$F_a$ = Vazão por area útil ocupada (L/s  $m^2$ );

$P_z$ = Número máximo de pessoas na zona de ventilação;

$A_z$ = Área útil ocupada pelas pessoas, expressa em metros quadrados ( $m^2$ );

$V_z$ = Vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação (L/s);

$E_z$ = Eficiência da distribuição de ar na zona;

Com a vazão de renovação é possível encontrar a carga térmica devido à ventilação utilizando a Equação 5 e a Equação 6.

Nos últimos anos, pesquisadores desenvolveram diversas pesquisas envolvendo cálculo de carga térmica, nos quais se destacam os mostrados a seguir.

Leiros (2018) em seu trabalho realizou um projeto de climatização para o Templo de uma Igreja Evangélica, visando ceder à igreja um projeto de climatização, já que o local não possuía climatização. A metodologia usada para o cálculo de carga térmica foi baseada aos dados referentes ao Manual da Carrier e Norma NBR 16401. Ao se levantar toda a carga térmica, constatou-se que a maior responsável pela carga térmica do local foi a renovação de ar, equivalente à 39,64% da carga térmica total, com o calor devido à ocupação sendo o segundo mais significativo, com 25,65% da carga total.

Li (2011) avalia em seu trabalho de conclusão de curso o cálculo de carga térmica em um ônibus, além de escolher um aparelho de ar condicionado para o veículo. A maior carga térmica encontrada foi através de insolação com cerca de 37,69%, devido ao grande número de janelas de vidro no veículo, seguida pela carga térmica através da renovação de ar através da admissão de ar externo, com 28,35%.

Rocha e Almeida (2010) em seu trabalho de conclusão de curso apresentam um programa em Microsoft Excel Visual Basic para realizar o cálculo detalhado de carga térmica, de acordo com a NBR 16401. O programa é testado com o levantamento de carga térmica para uma sala do Centro Tecnológico III da Universidade Federal do Espírito Santo, na cidade de Vitória, com o programa apresentando resultados satisfatórios quando comparado com o resultado obtido analiticamente. O programa apontou que a maior carga térmica encontrada na sala foi referente à renovação de

ar por ventilação, sendo responsável por 76,62% da carga térmica total da sala, com a eficiência da distribuição do ar tendo grande eficiência sobre a carga térmica.

Bedin, Nogueira e Jesus (2012), propõem em sua pesquisa realizar uma análise da potência necessária dos equipamentos de condicionamento de ar, através do cálculo de carga térmica, para os ambientes de um apartamento residencial na cidade de Cascavel, comparando-os posteriormente com a potência dos equipamentos sugeridos pela construtora. Os resultados da pesquisa indicam que os equipamentos sugeridos pela construtora possuem potência acima da proposta pela pesquisa, que também constata que os maiores responsáveis pela carga térmica são as janelas do apartamento.

Inácio (2014), propôs em seu trabalho, avaliar se os aparelhos de ar-condicionado utilizados atualmente no Instituto Federal Fluminense (IFF) Campus Itaperuna, são adequados para proporcionar o conforto térmico para os usuários das salas de aula, constatando que nenhuma sala possuía um aparelho de ar condicionado adequado, tendo como alternativa redistribuir as turmas de acordo com a capacidade térmica instalada, já que é pouco viável realizar a troca dos aparelhos de ar condicionado.

Melo (1980) avaliou em sua dissertação a influência dos parâmetros físicos e geométricos das edificações na carga térmica de ambientes, através de simulações computacionais, chegando à conclusão que: o aumento da espessura de paredes ou teto diminui a carga térmica, a espessura de pisos sobre o solo tem pouca influência sobre a carga térmica, a utilização de aparatos de sombreamento para as janelas reduz a carga térmica.

Duderstadt e Bagnhuk (2014) realizaram em seu trabalho de conclusão de curso o projeto de um sistema de condicionamento de ar com refrigeração por absorção utilizando energia solar como fonte térmica, sendo necessário calcular a carga térmica do ambiente em questão. Encontraram que a maior parcela de carga térmica no local foi devido à ocupação, 27%, seguida pela carga de insolação, com 25% de contribuição.

Santos et al. (2012), analisaram em sua pesquisa o sistema de condicionamento de ar do prédio do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da UFV, segundo o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE). No cálculo de carga térmica, das salas do edifício, a carga térmica devido a equipamentos foi a maior em um dos laboratórios de informática, enquanto que a carga térmica por paredes e janelas foi a maior parcela do total em outro laboratório de informática e sala de reuniões, enquanto que a carga térmica devido à ocupação foi a maior no auditório.

### 3 ESTUDO DE CASO

O Instituto Federal do Espírito Santo – Campus São Mateus fica localizado as margens do km 58 da BR 101, no bairro Litorâneo, como mostrado na Figura 12, servindo como escola de ensino médio, além de cursos técnicos e graduação de engenharia mecânica. É composto por um prédio principal ainda em construção, pelo Galpão, pelo Anexo 1 e Anexo 2.

Figura 12 - Ifes – Campus São Mateus



Fonte: Espírito Santo (2017)

Figura 13 - Vista aérea do Ifes – Campus São Mateus



Fonte: GOOGLE MAPS (2018)

A Figura 13, mostra em destaque o Anexo 2, que será objeto deste trabalho, um prédio de um pavimento localizado atrás do Anexo 1, inaugurado em 2016 e passando por pequenas alterações em seu projeto inicial desde então. Possui 1156m<sup>2</sup>, contendo:

- 5 salas de aula;
- 5 salas de coordenação;
- 7 laboratórios;
- 4 banheiros.

Os dados referentes à potência de ar condicionado já instalado em cada sala do Anexo 2 foram obtidos juntos à Coordenadoria de Serviços Auxiliares e Transportes, com suas capacidades dispostas na Tabela 2.

Tabela 2 – Potência de ar condicionado instalada nas salas do Anexo 2

Sala	Sigla	BTU/h
Sala 3	S3	72400
Sala 4	S4	72400
Sala 6	S6	72400
Sala 7	S7	72400
Sala 8	S8	36200
Coordenadoria de Formação Geral	CFG	72400
Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica	CCEM	72400
Coordenadoria do Curso Técnico em Eletrotécnica	CCTE	72400
Laboratório de Informática	Lab Info	36200
Laboratório de Metrologia/Física	Lab Metro	72400
Laboratório de Hidráulica e Pneumática	Lab Hidr	36200
Laboratório de Termofluidos	Lab Termo	36200
Laboratório de Ensaios dos Materiais	Lab Ensaios	72400
Laboratório de Química/Metalografia	Lab Química	72400
Laboratório de Mecânica dos Fluidos	Lab Fluidos	36200
Coordenadoria de Atendimento Multidisciplinar	CAM	36200
Coordenadoria de Gestão Pedagógica	CGP	36200
Total		977400

Fonte: Autor

## 4 METODOLOGIA

Inicialmente realizou-se a revisão bibliográfica sobre refrigeração e ar condicionado, assim como normas que baseiam projetos de ar condicionado e conforto térmico, como forma de fundamentar o trabalho no cálculo de carga térmica.

Como primeira etapa para o cálculo de carga térmica do recinto, foi necessário obter a planta do local e colher informações vitais para o cálculo como taxa de ocupação, iluminação, fontes de calor e outras já citadas anteriormente. A planta foi obtida através da Coordenadoria de Engenharia e Manutenção da instituição e se encontra no Anexo B, sendo que a mesma se encontrava desatualizada. Foi preciso ao autor fazer pesquisa de campo para conferir a situação do Anexo 2 e fazer as alterações necessárias. A planta atualizada se encontra no Anexo C. Com a planta atualizada foi possível obter informações referentes à tipo e área de janelas, pé direito, área de cada sala, materiais usados na construção do prédio, dimensão e materiais de telhado, tipo e dimensões de portas e demais parâmetros necessários ao cálculo.

Também foi preciso estabelecer as condições externas e internas do ambiente a ser refrigerado em conforto térmico. Para as condições interiores foi usado o que recomenda a NBR 16401-2 para que haja conforto, definindo a temperatura de 24°C como temperatura interna umidade relativa do ar de 60%.

Para as condições externas foi usado como referência os dados encontrados pela Estação Meteorológica de Observação de Superfície Automática localizada em São Mateus - ES e fornecidos pelo Instituto Nacional de Meteorologia – INMET. Foi observado o período de um ano, em que a temperatura máxima encontrada foi em 06/03/2018, de 34,8°C, com umidade relativa de 72%. Foi usada a temperatura máxima encontrada, atendendo a pior solicitação de temperatura para garantir que o sistema de ar-condicionado atenda à todas as temperaturas e por ser esse um período letivo.

Como o Anexo 2 do Ifes é composto por vários ambientes, cada um com uma finalidade diferente e conseqüentemente com uma demanda diferente por refrigeração, realizou-se o cálculo de cada sala separadamente.

Após colher as informações do local, foi calculada a carga térmica de cada sala e laboratório do Anexo 2, conforme a bibliografia consultada e apresentada neste trabalho, sendo o cálculo dividido em:

- Carga térmica de insolação em janelas;
- Carga térmica de condução em paredes;
- Carga térmica no telhado;
- Calor por ocupação;
- Calor por iluminação;
- Calor por equipamentos elétricos;
- Calor por renovação de ar.

Com o cálculo da carga térmica total feito, se analisou-se os resultados, os comparando com o sistema instalado atualmente no Anexo 2 e sugerindo medidas para diminuir a carga térmica

#### 4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

##### 4.1.1 Carga térmica de insolação em janelas

Para calcular a carga térmica de insolação em superfícies de vidro, o primeiro passo é conhecer a latitude do local para escolher a tabela correta de fatores de ganho solar através do vidro. A cidade de São Mateus-ES, onde fica localizado o Ifes, se encontra sob a latitude de 18° 42' 58" Sul, por isso, para realizar os cálculos, toma-se os dados da tabela referentes à latitude 20°, mostrada na Tabela A3 do Anexo A, por ser a mais próxima apresentada.

Para garantir que a pior situação para insolação será retratada no cálculo, deve-se utilizar os maiores valores encontrados na tabela para cada orientação. Como o Anexo 2 possui paredes voltadas para o norte, sul, leste e oeste, os valores tomados para cálculo serão:

Direção Sul: 111 kcal/h m<sup>2</sup>, encontrado em 22 de dezembro às 7h e 17h;

Direção Leste: 447 kcal/h m<sup>2</sup>, encontrado em 20 de fevereiro e 23 de outubro às 8h;

Direção Norte: 404 kcal/h m<sup>2</sup>, encontrado em 21 de junho às 12h;

Direção Oeste: 447 kcal/h m<sup>2</sup>, encontrado em 20 de fevereiro e 23 de outubro às 16h;

Como as janelas do Anexo 2 são todas de vidro com esquadrias de alumínio, deve-se multiplicar por 1,17, então os valores usados serão:

Direção Sul: 130 kcal/h m<sup>2</sup>;

Direção Leste: 523 kcal/h m<sup>2</sup>;

Direção Norte: 472 kcal/h m<sup>2</sup>;

Direção Oeste: 523 kcal/h m<sup>2</sup>;

Como as janelas do Anexo 2 são de vidro simples com 4 mm de espessura e todas com cortinas venezianas internas, o valor do coeficiente será 0,56, com exceção às janelas do Laboratório de Química/Metalografia que terá valor do coeficiente de 1,0 devido à ausência de qualquer dispositivo de sombra.

Os fatores escolhidos para cada direção, depois de multiplicado pelos fatores referentes à sombra e esquadria, devem ser multiplicados pela área das janelas em todas as orientações e somados, para determinar a carga térmica recebida por insolação. A Tabela 3 apresenta a área das janelas em cada direção e o calor transferido por insolação nas janelas de cada sala.

Tabela 3 – Calor transferido através da insolação por janelas

Sala	Janelas [m <sup>2</sup> ]				Calor [kcal/h]					Calor [W]
	Sul	Norte	Leste	Oeste	Sul	Norte	Leste	Oeste	Total	
S3	4	0	0	0	291,20	0	0	0	291,20	338,24
S7	0	4	0	0	0	1057,28	0	0	1057,28	1228,08
S4	4	0	0	0	291,20	0	0	0	291,20	338,24
S6	0	4	0	0	0	1057,28	0	0	1057,28	1228,08
S8	0	4	0	0	0	1057,28	0	0	1057,28	1228,08
CFG	4	0	4	0	291,20	0	1171,52	0	1462,72	1699,01
CCEM	0	4	4	0	0	1057,28	1171,52	0	2228,80	2588,85
CCTE	0	4	0	0	0	1057,28	0	0	1057,28	1228,08
Lab Info	0	2	0	0	0	528,64	0	0	528,64	614,04
Lab Metro	4	0	0	0	291,20	0	0	0	291,20	338,24
Lab Hidr	2	0	0	0	145,60	0	0	0	145,60	169,12
Lab Termo	4	0	0	0	291,20	0	0	0	291,20	338,24
Lab Ensaios	0	4	0	4	0	1057,28	0	1171,52	2228,80	2588,85
Lab Química	1,6	0	0	4	208,00	0,00	0	2092,00	2300,00	2671,55
Lab Fluidos	0	2	0	0	0	528,64	0	0	528,64	614,04
CAM	2	0	0	0	145,60	0	0	0	145,60	169,12
CGP	2	0	0	0	145,60	0	0	0	145,60	169,12

Fonte: Autor

#### 4.1.2 Carga térmica de condução em paredes

Nas paredes a transferência de calor se dá por condução, com uma diferença de temperatura de 10,8 °C (com 34,8 °C no exterior e 24 °C no interior), sendo que as paredes que estão voltadas para o sol devem receber um acréscimo ao diferencial de temperatura, em função da cor de seu revestimento. Como as paredes do Anexo 2 são brancas, deve-se adicionar:

Direção Sul: 0 °C;

Direção Leste e Oeste: 5,5 °C;

Direção Norte: 2,7 °C;

Telhado: 8,3 °C.

Todas as salas do Anexo 2 possuem pé direito de 3,6 metros, com uma ou duas paredes voltadas para o sol e as demais voltadas para outras salas ou corredor. Já as portas são de madeira com espessura de 3 cm e k: 0,15 W/m °C, voltadas para o corredor e transmitindo calor por condução, assim como as paredes não expostas ao

sol. A Tabela 4 apresenta a área da porta e das paredes de cada sala, conforme a sua orientação.

Tabela 4 - Área da porta e paredes em cada sala

Sala	Porta [m <sup>2</sup> ]	Parede voltada para sol [m <sup>2</sup> ]				Parede não voltada para sol [m <sup>2</sup> ]			
		Sul	Norte	Leste	Oeste	Sul	Norte	Leste	Oeste
S3	3,36	28,58	0,00	0,00	0,00	0,00	29,22	23,40	23,40
S7	1,89	0,00	28,58	0,00	0,00	30,69	0,00	23,40	23,40
S4	1,89	27,50	0,00	0,00	0,00	0,00	29,61	23,40	23,40
S6	1,89	0,00	23,97	0,00	0,00	26,08	0,00	23,40	23,40
S8	1,89	0,00	21,49	0,00	0,00	23,60	0,00	23,40	23,40
CFG	1,89	24,44	0,00	23,99	0,00	0,00	25,52	0,00	23,40
CCEM	1,89	0,00	24,44	23,99	0,00	28,44	0,00	0,00	23,40
CCTE	1,89	0,00	23,90	0,00	0,00	26,01	0,00	23,40	23,40
Lab Info	1,89	0,00	10,20	0,00	0,00	10,31	0,00	23,40	23,40
Lab Metro	1,89	23,90	0,00	0,00	0,00	0,00	26,01	23,40	23,40
Lab Hidr	3,36	13,55	0,00	0,00	0,00	0,00	12,19	23,40	23,40
Lab Termo	3,36	21,49	0,00	0,00	0,00	0,00	22,13	23,40	23,40
Lab Ensaios	1,89	0,00	23,72	0,00	23,90	28,44	0,00	23,40	0,00
Lab Química	1,89	26,84	0,00	0,00	18,30	0,00	28,44	23,40	0,00
Lab Fluidos	3,36	0,00	19,31	0,00	0,00	17,95	0,00	23,40	23,40
CAM	1,89	9,88	0,00	0,00	0,00	0,00	9,99	23,40	23,40
CGP	1,68	13,12	0,00	0,00	0,00	0,00	15,12	21,72	23,40

Fonte: Autor

As paredes do Anexo 2 são constituídas de blocos de concreto de 39x19x14 cm ligados por uma camada de 1 cm de argamassa, com resistência equivalente da parede igual a 0,4573 m<sup>2</sup> °C/W, com detalhes a respeito do cálculo de resistência sendo mostrados no Apêndice A. Com esta resistência, o coeficiente de transmissão de calor será:

$$U = \frac{1}{R}$$

$$U = 2,3017 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

O Laboratório de Ensaios de Materiais possui uma porta de aço de 5,6 m<sup>2</sup> e baixa espessura voltada para o oeste, considerada como chapa metálica não isolada com coeficiente global de transmissão de calor de de 6,7 W/m<sup>2</sup> °C.

Conhecidos os coeficientes globais de transmissão de calor, assim como a área sujeita à transferência de calor em cada sala e seu diferencial de temperatura, é possível encontrar o calor transferido pelas portas de madeira seguindo a Equação 1, na porta de aço pela Equação 3 e pelas paredes, por condução conforme a Equação 2 e Equação 4, mostrado na Tabela 5.

Tabela 5 – Calor transferido através de paredes opacas

Sala	Paredes voltadas para o sol [W]	Demais paredes [W]	Calor Total [W]
S3	674,52	1975,50	2650,02
S7	843,15	1930,86	2774,01
S4	648,95	1905,28	2554,23
S6	707,21	1822,10	2529,31
S8	633,93	1681,71	2315,64
CFG	1431,35	1174,90	2606,25
CCEM	1572,34	1243,72	2816,07
CCTE	705,09	1738,64	2443,73
Lab Info	301,03	1368,20	1669,23
Lab Metro	564,07	1738,64	2302,71
Lab Hidr	319,84	1419,86	1739,71
Lab Termo	507,14	1654,37	2161,51
Lab Ensaíos	1956,08	1243,72	3199,81
Lab Química	1285,31	1243,72	2529,03
Lab Fluidos	569,73	1555,81	2125,54
CAM	233,18	1360,55	1593,73
CGP	309,65	1440,92	1750,57

Fonte: Autor

#### 4.1.3 Carga termica no telhado

O Anexo 2 possui telhas termo acústicas em aço galvanizado pré-pintadas na face interna e externa na cor branca, com isolante de poliuretano rígido expandido, recebendo calor por irradiação, portanto recebendo um acréscimo de 8,3 °C à diferença de temperatura de 10,8 °C, totalizando um diferencial de temperatura de 19,1 °C.

Antes do calor recebido pelo telhado chegar ao ambiente refrigerado, passa por uma camada de ar e por um forro removível AMF em fibra mineral de 62,5x62,5x5 cm, totalizando um coeficiente global de transmissão de calor de 0,1956 W/m<sup>2</sup> °C. Os

detalhes sobre o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor do telhado são mostrados no Apêndice B. A Tabela 6 apresenta a área interna de cada sala, área sujeita à transferência de calor, assim o calor recebido por cada sala através do telhado, seguindo a Equação 4.

Tabela 6 – Calor transferido através do telhado

Sala	Área interna [m <sup>2</sup> ]	Calor [W]
S3	58,82	219,73
S7	58,82	219,73
S4	57,2	213,68
S6	50,53	188,76
S8	46,02	171,92
CFG	61,42	229,45
CCEM	61,42	229,45
CCTE	50,9	190,15
Lab Info	26,32	98,32
Lab Metro	50,37	188,17
Lab Hidr	28,08	104,90
Lab Termo	46,02	171,92
Lab Ensaio	61,03	227,99
Lab Química	61,42	229,45
Lab Fluidos	38,48	143,75
CAM	21,45	80,13
CGP	27,3	101,98

Fonte: Autor

#### 4.1.4 Calor por ocupação

Quanto ao calor transferido pela ocupação de pessoas, foi preciso estimar a quantidade de pessoas em cada um dos espaços do Anexo 2. Para salas de aula, se considerou 40 alunos sentados e um professor em pé, enquanto que em alguns laboratórios, 20 alunos e 1 professor.

Também foi preciso definir o nível de atividade segundo a NBR 16401-1, sendo escolhido como o nível sentado em trabalho leve e parado em pé em trabalho moderado, que resultam respectivamente em valores ajustados de calor de 115 W e 130 W por pessoa. Assim, a Tabela 7, mostra a estimativa de pessoas por ambiente e o calor gerado no mesmo.

Tabela 7 – Calor transferido através da ocupação

Sala	Taxa de ocupação		Calor [W]
	Em pé	Sentado	
S3	1	40	4360
S7	1	40	4360
S4	1	40	4360
S6	1	40	4360
S8	1	40	4360
CFG	0	15	1575
CCEM	0	15	1575
CCTE	0	15	1575
Lab Info	0	20	2100
Lab Metro	1	20	2260
Lab Hidr	21	0	3360
Lab Termo	21	0	3360
Lab Ensaios	21	0	3360
Lab Química	21	0	3360
Lab Fluidos	1	13	1525
CAM	0	3	315
CGP	0	8	840

Fonte: Autor

#### 4.1.5 Calor por iluminação

Os espaços do Anexo 2 possuem em sua maior parte, lâmpadas fluorescentes de 32 W, com algumas de 40 W. Porém, foi constatado junto à Coordenadoria de Engenharia e Manutenção que a cada lâmpada queimada, é posta uma lâmpada fluorescente de 32 W em seu lugar, então adotou-se a potência de 32 W para todas as lâmpadas do Anexo 2. A quantidade de lâmpadas e o calor gerado é mostrado na Tabela 8.

Tabela 8 – Calor transferido através da iluminação

Sala	Número de lâmpadas	Potência da lâmpada [W]	Calor [W]
S3	12	32	460,8
S7	12	32	460,8
S4	12	32	460,8
S6	12	32	460,8
S8	12	32	460,8
CFG	12	32	460,8
CCEM	12	32	460,8
CCTE	12	32	460,8
Lab Info	12	32	460,8
Lab Metro	12	32	460,8
Lab Hidr	6	32	230,4
Lab Termo	12	32	460,8
Lab Ensaio	18	32	691,2
Lab Química	18	32	691,2
Lab Fluidos	12	32	460,8
CAM	6	32	230,4
CGP	6	32	230,4

Fonte: Autor

#### 4.1.6 Calor por equipamentos elétricos

Já para a carga térmica gerada por equipamentos elétricos foi necessária análise minuciosa em cada ambiente sobre os principais equipamentos usados frequentemente e significativos no cálculo de carga térmica, sendo os principais os equipamentos de escritório como projetores, computadores e monitores.

Presentes no Laboratório de Termofluidos, há uma bancada de refrigeração e uma bancada frigorífica, ambas didáticas, não consideradas nos cálculos por serem usadas raramente. Além das bancadas citadas, o laboratório possui uma caldeira elétrica usadas para fins didáticos, retirada dos cálculos por apresentar uma potência de 18 kW, sendo inviável climatizar o ambiente quando a mesma se encontra em uso. Também é desconsiderado dos cálculos um motor de combustão Otto didático, já que precisa ser usado com o ar condicionado desligado e janelas abertas, devido à exaustão de gases.

Situação semelhante é observada no Laboratório de Química/Metalografia que conta com equipamentos de forno e policorte, cujos calores não entram nos cálculos, visto ele é usado enquanto o ar condicionado estiver desligado, já que dissipa muito calor. Além do forno, há outros equipamentos que não são usados frequentemente no laboratório, não sendo quantificados no cálculo de carga térmica.

No Laboratório de Hidráulica e Pneumática, ligado às bancadas pneumáticas, há dois compressores, cada um com potência de 638 W, sendo considerados apenas  $\frac{1}{4}$  desta potência, por funcionarem somente em média de 15 minutos por hora ao se usar as bancadas.

Foi observado que dois laboratórios e todas as salas de aula possuem um projetor de 200 W de potência, assim como quase todas as salas dispõem de computadores e monitores, ambos com dissipação de calor de 55 W de acordo com a NBR 16401-1.

Alguns outros aparelhos eletrônicos como cafeteiras, outros itens de cozinha, impressoras e copiadoras foram desconsiderados por terem uso ocasional, não gerando carga térmica suficientemente grande para afetar o conforto térmico do ambiente. Informações acerca da quantidade de computadores e monitores em cada sala, assim como a potência dissipada em Watts de outros equipamentos elétricos são mostradas na Tabela 9.

Tabela 9 – Calor transferido através de equipamentos elétricos

Sala	Computadores	Monitores	Outros [W]	Calor [W]
S3	1	1	362	472
S7	1	1	362	472
S4	1	1	362	472
S6	1	1	362	472
S8	1	1	362	472
CFG	8	8	0	880
CCEM	15	15	0	1650
CCTE	8	8	0	880
Lab Info	18	18	0	1980
Lab Metro	1	1	362	472
Lab Hidr	2	2	319	539
Lab Termo	2	2	0	220
Lab Ensaio	6	6	0	660
Lab Química	0	0	0	0

Lab Fluidos	0	0	362	362
CAM	3	3	0	330
CGP	6	6	0	660

Fonte: Autor

#### 4.1.7 Calor por renovação de ar

##### 4.1.7.1 Calor por infiltração

Para o calor por infiltração, foi acertado que as portas apresentavam frestas na parte inferior, superior, dos lados e na junção das duas partes, no caso das portas de 1,60 metros. As janelas não apresentam frestas, já que apresentavam vedação, impedindo a passagem de ar.

Usando uma carta psicrométrica, foi possível encontrar a umidade específica dos ambientes internos e externo para calcular o ganho de calor devido à infiltração por frestas. Para o ambiente interno em conforto térmico com temperatura de 24°C e umidade relativa de 60%, foi encontrado 0,015 kg/kg de ar seco e 0,024 kg/kg de ar seco para o ambiente externo com temperatura de 34,8°C e umidade relativa de 72%.

A Tabela 10 apresenta o tamanho linear em metros das frestas em cada sala e a vazão de infiltração em m<sup>3</sup>/h, encontrada ao se multiplicar o tamanho de frestas pela vazão de 6,5 m<sup>3</sup>/h, indicada pela Tabela A9 para portas bem ajustadas. É expressado também o calor sensível e latente adquirido, baseado na Equação 5 e Equação 6.

Tabela 10 – Calor transferido por infiltração

Sala	Fresta da porta [m]	Vazão [l/s]	Calor sensível [kcal/h]	Calor latente [kcal/h]	Calor total [kcal/h]	Calor [W]
S3	9,5	17,15	193,40	388,80	582,20	677,10
S7	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
S4	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
S6	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
S8	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
CFG	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
CCEM	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
CCTE	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
Lab Info	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
Lab Metro	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
Lab Hidr	9,5	17,15	193,40	388,80	582,20	677,10
Lab Termo	9,5	17,15	193,40	388,80	582,20	677,10
Lab Ensaios	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65

Lab Química	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
Lab Fluidos	9,5	17,15	193,40	388,80	582,20	677,10
CAM	6	10,83	122,15	245,56	367,71	427,65
CGP	5,8	10,47	118,08	237,37	355,45	413,39

Fonte: Autor

#### 4.1.7.2 Calor por ventilação

##### 4.1.7.2.1 Calor por ventilação com vazão mínima de ar exterior aceitável

Para calcular o calor por ventilação com a vazão mínima de ar aceitável, com a área interna de cada ambiente e taxa de ocupação já conhecidas, primeiro foi preciso definir, pela Tabela A10 encontrada na NBR 16401-3, os valores de vazão por pessoa e de vazão por área, de acordo com o tipo de ambiente. Foram escolhidos os valores de vazão de nível 1, para garantir o nível mínimo da vazão, com valores para salas de aula e laboratórios de informática já informados. Para as coordenações foram considerados os valores para escritório com media densidade e para demais laboratórios foi tomado os valores de laboratório de ciência.

É necessário também saber a eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação, através da configuração de distribuição de ar, sendo definido na Tabela A11 que nas salas do Anexo 2, o ar de reposição é suprido à proximidade da exaustão ou retorno. Os valores dos fatores usados no cálculo e o calor sensível e latente, calculados pela Equação 5 e Equação 6, recebidos pela ventilação são mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 – Calor transferido através da ventilação com a vazão mínima aceitável

Sala	F <sub>p</sub>	F <sub>a</sub>	V <sub>ef</sub> [L/s]	V <sub>z</sub> [L/s]	Calor sensível [kcal/h]	Calor latente [kcal/h]	Calor total [W]
S3	5	0,6	240,29	120,15	1354,67	2723,35	4742,74
S7	5	0,6	240,29	120,15	1354,67	2723,35	4742,74
S4	5	0,6	239,32	119,66	1349,19	2712,34	4723,56
S6	5	0,6	235,32	117,66	1326,63	2666,98	4644,57
S8	5	0,6	232,61	116,31	1311,37	2636,31	4591,16
CFG	2,5	0,3	55,93	27,96	315,29	633,84	1103,84
CCEM	2,5	0,3	55,93	27,96	315,29	633,84	1103,84
CCTE	2,5	0,3	52,77	26,39	297,50	598,07	1041,55
Lab Info	5	0,6	115,79	57,90	652,79	1312,33	2285,43
Lab Metro	5	0,6	135,22	67,61	762,33	1532,54	2668,93
Lab Hidr	5	0,9	130,27	65,14	734,42	1476,44	2571,23
Lab Termo	5	0,9	146,42	73,21	825,45	1659,43	2889,92
Lab Ensaios	5	0,9	159,93	79,96	901,60	1812,54	3156,54
Lab Química	5	0,9	160,28	80,14	903,58	1816,51	3163,48
Lab Fluidos	5	0,6	93,09	46,54	524,79	1055,01	1837,32
CAM	2,5	0,3	13,94	6,97	78,56	157,93	275,04
CGP	2,5	0,3	28,19	14,09	158,92	319,49	556,40

Fonte: Autor

Para a carga devido à renovação de ar, deve-se tomar o maior valor dentre o calor vindo por infiltração e ventilação. Com exceção à sala da CAM, em todas as salas o calor vindo por renovação de ar será o calor devido à ventilação. A Tabela 12 mostra a carga térmica devido à renovação de ar.

Tabela 12 – Calor transferido através da renovação do ar em Watts, com a vazão mínima necessária

Sala	Infiltração	Ventilação	Renovação de ar
S3	677,10	4742,74	4742,74
S7	427,65	4742,74	4742,74
S4	427,65	4723,56	4723,56
S6	427,65	4644,57	4644,57
S8	427,65	4591,16	4591,16
CFG	427,65	1103,84	1103,84
CCEM	427,65	1103,84	1103,84
CCTE	427,65	1041,55	1041,55
Lab Info	427,65	2285,43	2285,43
Lab Metro	427,65	2668,93	2668,93
Lab Hidr	677,10	2571,23	2571,23
Lab Termo	677,10	2889,92	2889,92
Lab Ensaios	427,65	3156,54	3156,54
Lab Química	427,65	3163,48	3163,48
Lab Fluidos	677,10	1837,32	1837,32
CAM	427,65	275,04	427,65
CGP	413,39	556,40	556,40

Fonte: Autor

#### 4.1.7.2.2 Calor por ventilação com a vazão dos exaustores instalados no Anexo 2

Para realizar a renovação de ar nas salas do Anexo 2, já se encontram instalados exaustores da marca Sicflux, contendo 2 bocais que juntos possuem vazão de 1080 m<sup>3</sup>/h. Seu funcionamento está atrelado ao interruptor da lâmpada, sendo acionados ao ligar as lâmpadas do ambiente.

Como não convém realizar modificações estruturais e nem modificar equipamentos já instalados no local, é essencial para o cálculo da carga térmica, usar a vazão de renovação de ar que já ocorre em razão dos exaustores. Uma vez que a vazão dos exaustores é maior que a vazão mínima aceitável de renovação de ar, não há prejuízos na qualidade do ar no interior do ambiente. A Tabela 13 mostra a quantidade

de bocais em cada sala, com a vazão de exaustão em cada uma, assim como o calor sensível e latente, calculados pela Equação 5 e Equação 6, e o calor total recebido através da ventilação com a vazão dos exaustores.

Tabela 13 - Calor transferido através da ventilação com a vazão dos exaustores

Sala	Bocais	Vazão [m³/h]	Calor sensível [kcal/h]	Calor latente [kcal/h]	Calor total [W]
S3	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
S7	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
S4	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
S6	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
S8	1	540,00	1691,28	3400,06	5921,22
CFG	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
CCEM	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
CCTE	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
Lab Info	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
Lab Metro	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
Lab Hidr	1	540,00	1691,28	3400,06	5921,22
Lab Termo	1	540,00	1691,28	3400,06	5921,22
Lab Ensaios	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
Lab Química	2	1080,00	3382,56	6800,11	11842,45
Lab Fluidos	1	540,00	1691,28	3400,06	5921,22
CAM	0	0,00	0,00	0,00	0,00
CGP	0	0,00	0,00	0,00	0,00

Fonte: Autor

Para a renovação de ar é usado o maior valor entre a de infiltração e ventilação, sendo assim, os valores de carga térmica referentes à renovação de ar tomam os valores da carga térmica devido aos exaustores, com exceção à Coordenadoria de Gestão Pedagógica e a Coordenadoria de Atendimento Multidisciplinar, que por não terem bocais de exaustores, o ar é renovado apenas pelas infiltrações. Os valores das cargas térmicas de renovação do ar são mostrados na Tabela 14.

Tabela 14 – Calor transferido através da renovação do ar em Watts, com a vazão dos exaustores

Sala	Infiltração	Ventilação	Renovação de ar
S3	677,10	11842,45	11842,45
S7	427,65	11842,45	11842,45
S4	427,65	11842,45	11842,45
S6	427,65	11842,45	11842,45
S8	427,65	5921,22	5921,22
CFG	427,65	11842,45	11842,45
CCEM	427,65	11842,45	11842,45
CCTE	427,65	11842,45	11842,45
Lab Info	427,65	11842,45	11842,45
Lab Metro	427,65	11842,45	11842,45
Lab Hidr	677,10	5921,22	5921,22
Lab Termo	677,10	5921,22	5921,22
Lab Ensaios	427,65	11842,45	11842,45
Lab Química	427,65	11842,45	11842,45
Lab Fluidos	677,10	5921,22	5921,22
CAM	427,65	0,00	427,65
CGP	413,39	0,00	413,39

Fonte: Autor

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 CARGA TÉRMICA TOTAL

Após calcular a carga de cada fonte para as diversas salas, os valores correspondentes em Watts de carga térmica encontrados nas salas estão descritos na Tabela 15. Segundo ABNT(2008), na NBR 16401-1, as cargas térmicas devem ser expressas em Watts, porém, para realizar uma comparação com a capacidade já instalada, os valores foram convertidos para BTU/h, mostrados na Tabela 16. A Tabela 17 indica a contribuição percentual de cada fonte de calor na carga térmica total dos ambientes.

Tabela 15 – Carga térmica total em cada ambiente do Anexo 2 em Watts

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Equipamentos	Renovação de ar	Total
S3	338,24	2650,02	219,60	4357,46	460,53	471,72	11842,45	20340,02
S7	1228,08	2774,01	219,60	4357,46	460,53	471,72	11842,45	21353,85
S4	338,24	2554,23	213,56	4357,46	460,53	471,72	11842,45	20238,19
S6	1228,08	2529,31	188,65	4357,46	460,53	471,72	11842,45	21078,2
S8	1228,08	2315,64	171,82	4357,46	460,53	471,72	5921,22	14926,47
CFG	1699,01	2606,25	229,31	1574,08	460,53	879,48	11842,45	19291,11
CCEM	2588,85	2816,07	229,31	1574,08	460,53	1649,04	11842,45	21160,33
CCTE	1228,08	2443,73	190,03	1574,08	460,53	879,48	11842,45	18618,38
Lab Info	614,04	1669,23	98,27	2098,77	460,53	1978,84	11842,45	18762,13
Lab Metro	338,24	2302,71	188,06	2258,68	460,53	471,72	11842,45	17862,39
Lab Hidr	169,12	1739,71	104,84	3358,04	230,27	538,68	5921,22	12061,88
Lab Termo	338,24	2161,51	171,82	3358,04	460,53	219,87	5921,22	12631,23
Lab Ensaio	2588,85	3199,81	227,86	3358,04	690,80	659,61	11842,45	22567,42
Lab Química	2671,55	2529,03	229,31	3358,04	690,80	0,00	11842,45	21321,18
Lab Fluidos	614,04	2125,54	143,66	1524,11	460,53	361,79	5921,22	11150,89
CAM	169,12	1593,73	80,08	314,81	230,27	329,81	427,65	3145,47
CGP	169,12	1750,57	101,92	839,51	230,27	659,61	413,39	4164,39
Total								280673,5

Fonte: Autor

Como pode ser observado, a renovação do ar é responsável pela maior parte da carga térmica nas salas que possuem exaustores, como já observado nas pesquisas de Rocha e Almeida (2010) e Leiros (2018), chegando à 66,30% no Laboratório de Metrologia. Isso pode ser explicado pela excessiva vazão dos exaustores, acima da necessária, provocando um maior consumo energético para refrigerar o ambiente, já que a carga térmica é maior.

Tabela 16 – Carga térmica total em cada ambiente do Anexo 2 em BTU/h

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Equipamentos	Renovação de ar	Total
S3	1154,12	9042,24	749,31	14868,27	1571,39	1609,58	40408,12	69403,04
S7	4190,38	9465,32	749,31	14868,27	1571,39	1609,58	40408,12	72862,37
S4	1154,12	8715,40	728,70	14868,27	1571,39	1609,58	40408,12	69055,58
S6	4190,38	8630,36	643,70	14868,27	1571,39	1609,58	40408,12	71921,81
S8	4190,38	7901,29	586,27	14868,27	1571,39	1609,58	20204,04	50931,24
CFG	5797,26	8892,90	782,44	5370,98	1571,39	3000,91	40408,12	65824,01
CCEM	8833,52	9608,83	782,44	5370,98	1571,39	5626,76	40408,12	72202,05
CCTE	4190,38	8338,35	648,41	5370,98	1571,39	3000,91	40408,12	63528,56
Lab Info	2095,19	5695,65	335,31	7161,30	1571,39	6752,08	40408,12	64019,05
Lab Metro	1154,12	7857,17	641,69	7706,94	1571,39	1609,58	40408,12	60949,01
Lab Hidr	577,06	5936,14	357,73	11458,11	785,71	1838,05	20204,04	41156,85
Lab Termo	1154,12	7375,38	586,27	11458,11	1571,39	750,23	20204,04	43099,55
Lab Ensaios	8833,52	10918,21	777,49	11458,11	2357,11	2250,68	40408,12	77003,24
Lab Química	9115,71	8629,41	782,44	11458,11	2357,11	0,00	40408,12	72750,89
Lab Fluidos	2095,19	7252,64	490,19	5200,48	1571,39	1234,48	20204,04	38048,42
CAM	577,06	5438,03	273,24	1074,18	785,71	1125,36	1459,20	10732,79
CGP	577,06	5973,19	347,77	2864,53	785,71	2250,68	1410,55	14209,49
Total								957697,94

Fonte: Autor

O segundo fator mais relevante na carga térmica total, na maioria das salas, é a ocupação, ficando entre 20% e 30% em todas as salas de aula e em alguns laboratórios. O alto valor tem origem no fato de que as salas de aula e laboratórios possuem as maiores taxas de ocupação, diferente das coordenações.

Os equipamentos elétricos, na maior parte das salas, apresentaram baixa influência na carga térmica total das salas. A exceção é vista no Laboratório de Informática, assim como no laboratório de informática avaliado na pesquisa de Santos et al. (2012), uma vez que pelo próprio objetivo do laboratório, dispõe de muitos computadores e monitores, em relação às outras salas. A Coordenadoria de Gestão Pedagógica e a Coordenadoria de Atendimento Multidisciplinar possuem uma grande porcentagem de carga térmica gerada através de equipamentos elétricos, mas isso se deve ao fato da carga térmica das outras fontes ser baixa, pela pequena área das salas e por não possuírem exaustores.

Tabela 17 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Equipamentos	Renovação de ar
S3	1,66%	13,03%	1,08%	21,42%	2,26%	2,32%	58,22%
S7	5,75%	12,99%	1,03%	20,41%	2,16%	2,21%	55,46%
S4	1,67%	12,62%	1,06%	21,53%	2,28%	2,33%	58,52%
S6	5,83%	12,00%	0,90%	20,67%	2,18%	2,24%	56,18%
S8	8,23%	15,51%	1,15%	29,19%	3,09%	3,16%	39,67%
CFG	8,81%	13,51%	1,19%	8,16%	2,39%	4,56%	61,39%
CCEM	12,23%	13,31%	1,08%	7,44%	2,18%	7,79%	55,97%
CCTE	6,60%	13,13%	1,02%	8,45%	2,47%	4,72%	63,61%
Lab Info	3,27%	8,90%	0,52%	11,19%	2,45%	10,55%	63,12%
Lab Metro	1,89%	12,89%	1,05%	12,64%	2,58%	2,64%	66,30%
Lab Hidr	1,40%	14,42%	0,87%	27,84%	1,91%	4,47%	49,09%
Lab Termo	2,68%	17,11%	1,36%	26,59%	3,65%	1,74%	46,88%
Lab Ensaio	11,47%	14,18%	1,01%	14,88%	3,06%	2,92%	52,48%
Lab Química	12,53%	11,86%	1,08%	15,75%	3,24%	0,00%	55,54%
Lab Fluidos	5,51%	19,06%	1,29%	13,67%	4,13%	3,24%	53,10%
CAM	5,38%	50,67%	2,55%	10,01%	7,32%	10,49%	13,60%
CGP	4,06%	42,04%	2,45%	20,16%	5,53%	15,84%	9,93%

Fonte: Autor

A carga térmica de insolação em janelas, diferente do que diz Creder (2004), Bedin, Nogueira e Jesus (2012) e Li (2011), apresenta baixa contribuição na carga térmica total, menos de 10%, com exceção às salas que possuem mais janelas, com janelas voltadas para leste e oeste, orientações com maior incidência solar, cenário visto na

Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica, Coordenadoria de Formação Geral, Laboratório de Química/Metalografia e Laboratório de Ensaios dos Materiais.

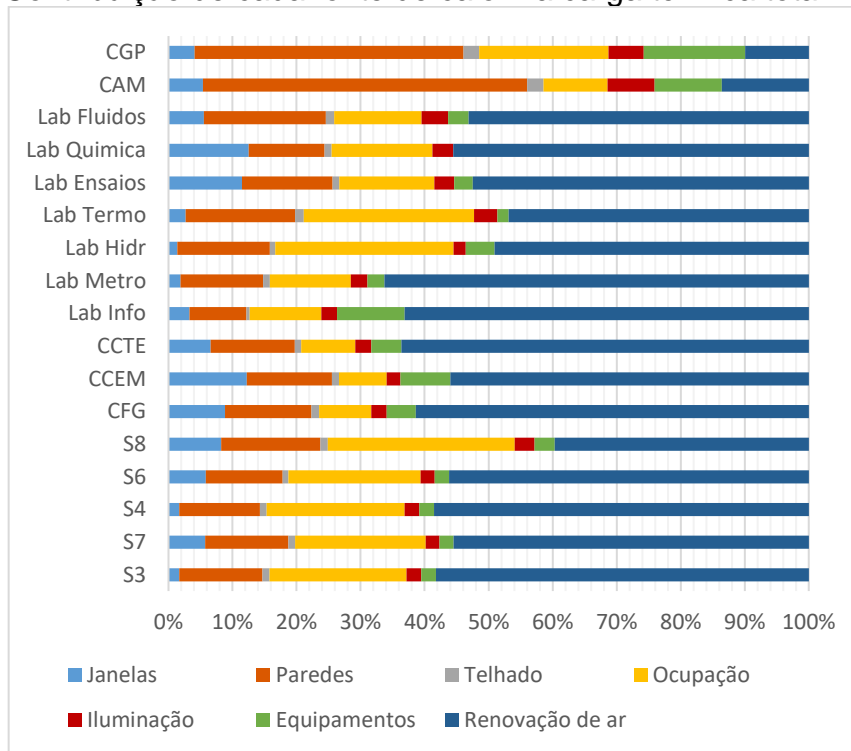
A baixa carga térmica transferida por insolação pode ser justificada devido às cortinas de cor clara instaladas, servindo como barreira à irradiação. É relevante destacar também a influência da orientação das janelas, observando que salas voltadas para o lado sul apresentam carga térmica de insolação menor que as voltadas para o lado norte, exemplo da S3 e S7, com cargas térmicas iguais de outras fontes porém a S7 recebe cerca de 3000 BTU/h a mais de insolação por ter as janelas voltadas para o norte, enquanto a S3 possui janelas para o sul.

Quanto à carga térmica por iluminação e telhado, se mostraram pouco relevantes em todas as salas, apresentando um máximo de 7,32% em iluminação e 2,55% em telhados, visto que as lâmpadas são de baixa potência e o telhado é formado por telhas isolantes de poliuretano rígido expandido e forro em fibra mineral, criando alta resistência ao fluxo de calor.

O calor transferido por paredes se mantém em uma porcentagem uniforme em quase todos os casos, já que todas as paredes são constituídas pelo mesmo material, tendo como parâmetro que diferencia as salas a área das paredes e a orientação das mesmas. O Laboratório de Ensaios dos Materiais é a sala com maior carga térmica advinda das paredes, já que está submetida a irradiação solar em duas paredes, além da porta de chapa metálica, que possui alto coeficiente global de transmissão de calor.

A contribuição de cada fonte na carga térmica das salas pode ser observada graficamente, de maneira simplificada na Figura 14.

Figura 14 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total



Fonte: Autor

## 5.2 COMPARATIVO ENTRE CAPACIDADE INSTALADA E REQUERIDA

A Tabela 18 apresenta os valores de ar condicionado instalados nas salas do Ifes e o valor calculado para que se obtenha o conforto térmico. Como pode ser observado, o ar condicionado instalado consegue atender à demanda em nove das dezessete salas, sendo adequados por ultrapassarem a carga térmica requerida por uma pequena margem, excetuando a Coordenadoria de Atendimento Multidisciplinar e a Coordenadoria de Gestão Pedagógica, em que o sistema está superdimensionado, atendendo respectivamente a 337,28% e 254,76% da carga térmica do local, o que faz o sistema atingir temperaturas menores que a de conforto térmico ou pode gerar um gasto de energia desnecessário com mais potência instalada do que o necessário.

Nas outras salas, o sistema de ar condicionado está subdimensionado, com potência instalada menor que o necessário, porém, a Sala 4 e o Laboratório de Química/Metalografia são adequados por apresentarem diferença entre a demanda atendida e a instalada menor que 1%, assim como o Laboratório de Ensaios dos Materiais e o Laboratório de Pesquisa em Mecânica dos Fluidos, próximos à 5%, da

mesma forma que o Laboratório de Termofluidos e o Laboratório de Hidráulica e Pneumática, com diferenças próximas à 15%. No Laboratório de Informática e na Sala 8 a potência instalada está muito abaixo da necessária, atendendo à respectivamente 56,55% e 71,08% da carga térmica total, o que a longo prazo pode provocar falha do aparelho de ar condicionado, além de um maior gasto energético em virtude de passar mais tempo em funcionamento pleno tentando atingir a temperatura definida.

É importante lembrar que a carga térmica foi calculada considerando uma temperatura externa de 34,8 °C, maior temperatura encontrada no período de um ano, sendo que na maioria do tempo a temperatura externa é menor que isso, então a carga térmica em alguns momentos é menor que a calculada.

Tabela 18 – Comparativo entre capacidade instalada e requerida em BTU/h

Sigla	Total instalado	Total requerido	Capacidade suprida
S3	72400	69403,04	104,32%
S4	72400	72862,37	99,37%
S6	72400	69055,58	104,84%
S7	72400	71921,81	100,66%
S8	36200	50931,24	71,08%
CFG	72400	65824,01	109,99%
CCEM	72400	72202,05	100,27%
CCTE	72400	63528,56	113,96%
Lab Info	36200	64019,05	56,55%
Lab Metro	72400	60949,01	118,79%
Lab Hidr	36200	41156,85	87,96%
Lab Termo	36200	43099,55	83,99%
Lab Ensaio	72400	77003,24	94,02%
Lab Química	72400	72750,89	99,52%
Lab Fluidos	36200	38048,42	95,14%
CAM	36200	10732,79	337,28%
CGP	36200	14209,49	254,76%
Total	977400	957697,94	104,32%

Fonte: Autor

### 5.3 COMPARATIVO ENTRE CARGA TÉRMICA COM VAZÃO MÍNIMA DE RENOVAÇÃO E VAZÃO DOS EXAUSTORES

Como observado anteriormente, a renovação de ar é a maior responsável pela carga térmica dos ambientes analisados, atingindo índices acima de 60% em alguns casos.

Isso se deve ao fato de que a vazão dos exaustores instalados nas salas do Anexo 2 são superiores à vazão mínima recomendada, pelo que sugere a NBR 16401-3 para renovação de ar, fazendo aumentar substancialmente a carga térmica dos ambientes.

Caso a renovação de ar seja realizada com a ação de exaustores com uma vazão mais adequada à necessária em cada sala, a carga térmica diminuiria, sendo necessário aparelhos com potências menores e conseqüentemente com um menor custo energético e de investimento inicial. A Tabela 19 aponta um comparativo entre as cargas térmicas das salas com a renovação de ar atual e com a renovação com a vazão mínima calculada. A carga térmica seria maior apenas na Coordenadoria de Gestão de Pessoas, que atualmente dispõe de uma renovação de ar menor que a mínima necessária, por não possuir nenhum bocal de exaustão, tendo a renovação de ar feita apenas pela infiltração de ar exterior pelas frestas das portas.

Tabela 19 – Comparativo entre a carga térmica com vazão mínima de renovação e vazão dos exaustores em BTU/h

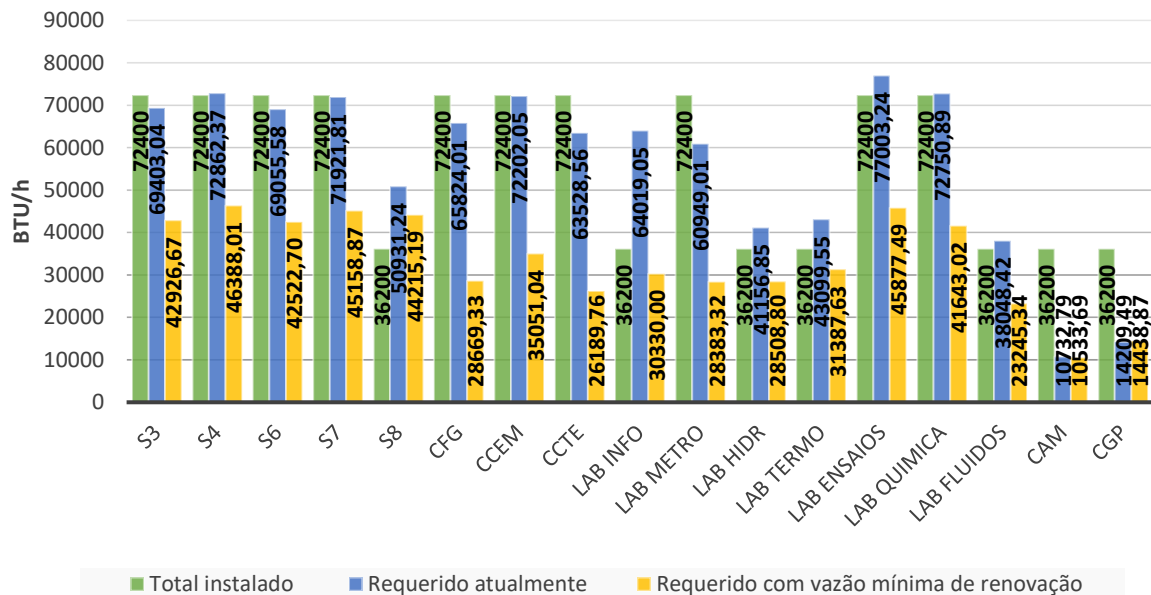
Sala	Com exaustor atual	Com a vazão mínima necessária	Diminuição da carga térmica
S3	63756,59	42926,67	32,67%
S7	67217,93	46388,01	30,99%
S4	63408,9	42522,70	32,94%
S6	66276,83	45158,87	31,86%
S8	48117,49	44215,19	8,11%
CFG	60175,49	28669,33	52,36%
CCEM	66557,21	35051,04	47,34%
CCTE	57878,69	26189,76	54,75%
Lab Info	58369,45	30330,00	48,04%
Lab Metro	55297,62	28383,32	48,67%
Lab Hidr	38337,39	28508,80	25,64%
Lab Termo	40281,23	31387,63	22,08%
Lab Ensaio	71361,18	45877,49	35,71%
Lab Química	67106,39	41643,02	37,94%
Lab Fluidos	35227,18	23245,34	34,01%
CAM	10533,69	10533,69	0,00%
CGP	14019,3	14438,87	-2,99%
Total	957697,94	565469,74	40,96%

Fonte: Autor

A Figura 15 compara graficamente a carga térmica quando é usada a vazão mínima para que ocorra renovação de ar, com a carga térmica com a renovação de ar pelos exaustores e a potência dos aparelhos de ar condicionado instalados.

Como pode ser claramente observado, exceto pela Sala 8, em todas as salas a potência instalada supera a carga térmica quando a vazão de renovação de ar é a sugerida pela NBR 16401-3. Em algumas salas a potência instalada chega a ser o dobro da necessária como na Coordenadoria do Curso de Engenharia Mecânica, Coordenadoria de Formação Geral, Coordenadoria do Curso Técnico em Eletrotécnica e Coordenadoria de Gestão de Pessoas, atingindo o triplo da necessária na Coordenadoria de Atendimento Multidisciplinar.

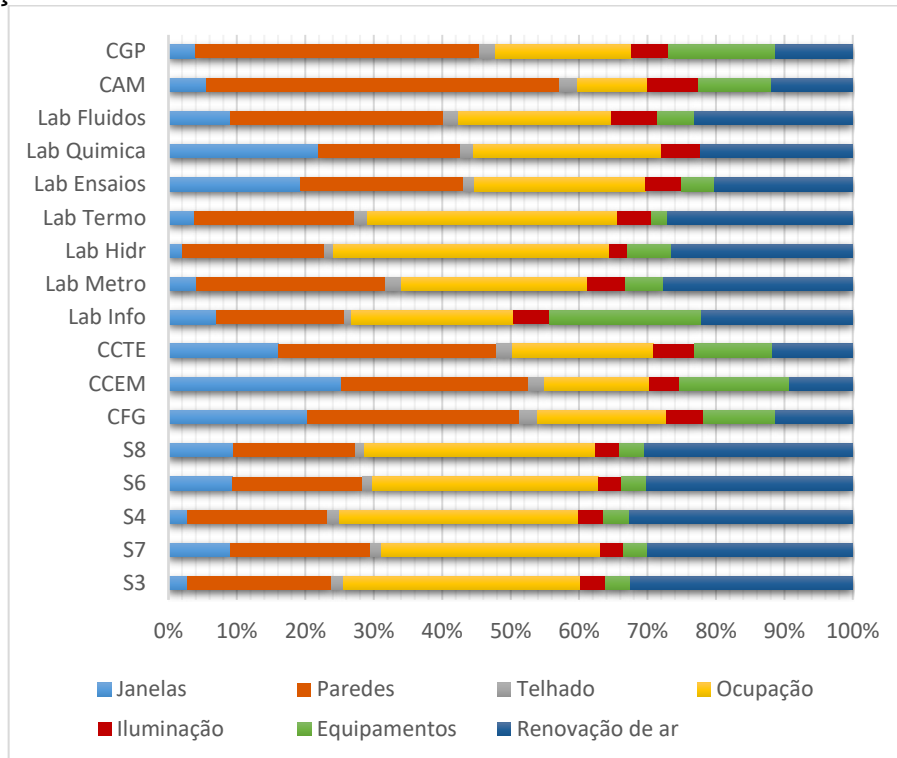
Figura 15 – Comparativo entre as cargas térmicas e a potência instalada



Fonte: Autor

A Figura 16 e a Tabela 20 apresentam a contribuição percentual de cada fonte de calor na carga térmica total das salas quando a vazão é trocada. A diferença mais notável em relação à carga com os exaustores atuais é encontrada na renovação de ar, que apesar de ainda representar grande parte da carga térmica dos ambientes, possui uma contribuição menor e deixa de ser a principal fonte de carga térmica. A ocupação passa a ser a maior fonte de calor, superando a carga térmica de renovação do ar em quase todos os ambientes, que também é superada pela carga transferida pelas paredes em algumas salas e por janelas em outras.

Figura 16 - Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica com vazão mínima de renovação



Fonte: Autor

Tabela 20 – Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total com vazão mínima de renovação

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Equipamentos	Renovação de ar
S3	2,69%	21,08%	1,75%	34,66%	3,66%	3,75%	32,42%
S7	9,04%	20,42%	1,62%	32,07%	3,39%	3,47%	30,00%
S4	2,72%	20,51%	1,71%	34,99%	3,70%	3,79%	32,59%
S6	9,28%	19,12%	1,43%	32,94%	3,48%	3,57%	30,18%
S8	9,48%	17,88%	1,33%	33,65%	3,56%	3,64%	30,46%
CFG	20,23%	31,04%	2,73%	18,75%	5,48%	10,47%	11,30%
CCEM	25,22%	27,43%	2,23%	15,33%	4,49%	16,06%	9,24%
CCTE	16,01%	31,86%	2,48%	20,52%	6,00%	11,47%	11,67%
Lab Info	6,91%	18,79%	1,11%	23,63%	5,18%	22,28%	22,11%
Lab Metro	4,07%	27,70%	2,26%	27,17%	5,54%	5,67%	27,59%
Lab Hidr	2,03%	20,83%	1,26%	40,21%	2,76%	6,45%	26,46%
Lab Termo	3,68%	23,51%	1,87%	36,53%	5,01%	2,39%	27,01%
Lab Ensaio	19,27%	23,81%	1,70%	24,99%	5,14%	4,91%	20,19%
Lab Quimica	21,90%	20,73%	1,88%	27,53%	5,66%	0,00%	22,29%
Lab Fluidos	9,02%	31,22%	2,11%	22,39%	6,76%	5,31%	23,19%
CAM	5,48%	51,66%	2,60%	10,20%	7,46%	10,69%	11,91%
CGP	4,00%	41,39%	2,41%	19,85%	5,44%	15,60%	11,31%

Fonte: Autor

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O principal objetivo deste trabalho foi levantar a carga térmica das salas do Anexo 2 de acordo com a planta atualizada do prédio, apresentando todas as etapas do cálculo e comparando com a capacidade instalada dos aparelhos de ar condicionado para verificar se é capaz de suprir as condições de conforto térmico.

Ao final deste trabalho foi constatado que o ar condicionado instalado atualmente atende à maioria das salas, excetuando-se a Sala 4, Sala 8, Laboratório de Informática, Laboratório de Química/Metalografia, Laboratório de Hidráulica e Pneumática, Laboratório de Termofluidos, Laboratório de Pesquisa em Mecânica dos Fluidos e Laboratório de Ensaaios dos Materiais.

Foi percebido também que o calor recebido pela renovação do ar é o maior responsável pela carga térmica dos ambientes, seguido pela carga térmica gerada pela ocupação, o que já era esperado, como proposto por Rocha e Almeida (2010) e Leiros (2018), visto que a vazão de ar dos exaustores é muito maior que a mínima necessária para renovar o ar pelo que recomenda a NBR 16401-3.

São pouco significativas para a maioria das salas as cargas térmicas devido à iluminação por possuírem lâmpadas de baixa potência, carga térmica pelo telhado por possuir telhas e forro isolantes, e a carga por equipamentos, exceto pelo Laboratório de Informática, que possui grande quantidade de computadores e monitores. Quanto à carga térmica recebida pelas paredes, se mantém em um percentual uniforme na maioria das salas, por serem constituídas pelo mesmo material, variando apenas com a área das paredes e orientação das paredes voltadas para o sol.

Pôde-se constatar também que diferente do que propõe Creder (2004), Bedin, Nogueira e Jesus (2012) e Li (2011), a carga térmica referente a janelas não foi a mais significativa, atingindo baixos valores por possuírem dispositivos de sombra e poucas janelas no ambiente. Exceção feita às Coordenadorias do Curso de Engenharia Mecânica, Coordenadoria de Formação Geral, Laboratório de Ensaaios dos Materiais e Laboratório de Química/Metalografia, que apesar da insolação não ser o principal

fator de carga térmica ainda é significativa, por além de apresentarem mais janelas, possuir janelas voltadas para o leste e oeste, orientações com maior incidência solar. O indicado para que a carga térmica e conseqüentemente o consumo energético diminuíssem, é que os exaustores possuíssem menores vazões e/ou a regulação para modular a potência de operação. Na realidade esse dispositivo existe, porém está sobre o forro, inacessível a operação rotineira. Sugere-se desvincular o funcionamento do exaustor do interruptor das lâmpadas e instalar seu dispositivo de controle em local acessível à operação dos usuários das salas.

Outra sugestão a ser aplicada a fim de diminuir a carga térmica é estudar a viabilidade de aplicar isolamento térmico nas paredes das salas, servindo de barreira contra o fluxo de calor, ou ainda, assim como Inácio (2014) em sua pesquisa, procurar redistribuir as salas de acordo com taxa de ocupação, frequência de uso e a capacidade térmica instalada, como por exemplo uma troca entre a sala 8 e o Laboratório de Metrologia, já que a sala 8 é usada em sua capacidade máxima com maior frequência que o Laboratório de Metrologia.

Foi importante a realização deste trabalho por colocar em prática conhecimentos adquiridos durante o curso de graduação, além de avaliar se o sistema de ar condicionado atual do Anexo 2 está dimensionado corretamente, a fim de avaliar se o conforto térmico é atendido em todos os recintos e se é possível diminuir o consumo energético com a realização de algumas ações.

Como sugestão de futuros trabalhos fica realizar um estudo sobre qual a melhor maneira de se retirar calor dos ambientes, dentre os sistemas de ar condicionado disponíveis no mercado, além do dimensionamento dos equipamentos envolvidos no ciclo de refrigeração. Outra sugestão é realizar uma análise financeira sobre a economia energética adquirida ao se realizar a substituição dos exaustores atuais por exaustores com uma vazão adequada à necessidade das salas do Anexo 2.

## REFERÊNCIAS

3R BRASIL TECNOLOGIA AMBIENTAL (Rio de Janeiro). **Equipamentos para medição de agentes de Risco e Conforto**. Disponível em: <<https://www.3rhsec.com/equipamentos.html>>. Acesso em: 11 out. 2018.

APOIO FORROS. **ECOMIN Filigran**. 2016. Disponível em: <<https://www.apoioforros.com.br/produto/forro-removivel/fibra-mineral-amf/ecomin-filigran/245>>. Acesso em: 29 out. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-2**: Desempenho térmico de edificações Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro: ABNT, 2003. 21 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro: Abnt, 2008. 60 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2**: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro: Abnt, 2008. 7 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-3**: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro: Abnt, 2008. 24 p.

**ABRAVA/CLIMATIZAÇÃO REFRIGERAÇÃO**. São Paulo: Abrava, 01 ago. 2015. Mensal.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **STANDARD 55**: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, 2017.

AYYAD, Karim Mohamed Badr Abdel-kader. **Marketing Green Architecture in Egypt**: Integration of Green Architecture into the Mainstream Construction Market in Egypt. 2012. 167 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Arquitetural, Faculty of Engineering, Cairo University, Giza, 2012.

BEDIN, Janaina; NOGUEIRA, Carlos Eduardo Camargo; JESUS, Janaína Alves de. Levantamento de carga térmica em apartamento residencial, na cidade de Cascavel, Paraná, para a implantação de sistema de condicionamento de ar. **Acta Iguazu**, Cascavel, v. 1, n. 4, p.36-46, 2012.

BRASIL. Centro de Pesquisas de Energia Elétrica - Cepel. Ministério de Minas e Energia. **Guia para eficientização energética nas edificações públicas**. 2015. Disponível em: <[http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/GUIA+EFIC+ENERG+EDIF+PUBL\\_1+0\\_12-02-2015\\_Compacta.pdf](http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/GUIA+EFIC+ENERG+EDIF+PUBL_1+0_12-02-2015_Compacta.pdf)>. Acesso em: 06 set. 2018.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. **Manual de Aire Acondicionado**. 5. ed. Barcelona: Marcombo S.a. de Boixareu Editores, 1980. 858 p.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006. xxiv, 740 p.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos, 2004. xv, 318 p.

DAHLIN, Eric. **THE REBUILDING AND RESTORATION OF AMERICA: Get What You Want Not What You're Given**. Pittsburgh: Rosedog Books, 2016.

DOSSAT, Roy J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, c2004.

DUDERSTADT, Fernando; BAGNHUK, Ruliano. **Projeto de um sistema de condicionamento de ar com refrigeração por absorção utilizando energia solar como fonte térmica**. 2014. 192 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

ESPIRITO SANTO. Instituto Federal do Espírito Santo. Ministério da Educação. **O Campus São Mateus**. 2017. Disponível em: <<http://sm.ifes.edu.br/o-campus-sao-mateus>>. Acesso em: 02 out. 2018.

FRIGELAR COMÉRCIO E INDUSTRIA LTDA. (Porto Alegre). **Conheça os Tipos de Ar Condicionado**. [201-?]. Disponível em: <<https://www.frigelar.com.br/tipos-de-ar>>. Acesso em: 01 out. 2018.

FROTA, Anésia Barros; SCHIFFER, Sueli Ramos. **Manual de Conforto Térmico**. 5. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001. 244 p.

GENIÊR, Francielli Silva; COSTA, Andréa Oliveira Souza da; COSTA JUNIOR, Esly Ferreira da. **Ciclos de Refrigeração: Conceitos e estudos de eficiência**. **Enciclopédia Biosfera**, Goiania, v. 9, p.2878-2893, 01 jul. 2013.

GOOGLE MAPS. **[Vista aérea do Ifes – Campus São Mateus]**. [2018]. Disponível em: <<https://www.google.com.br/maps/@-18.6787466,-39.861582,946m/data=!3m1!1e3>>. Acesso em 02 out. 2018.

GRUPO MBP (Barra do Piraí). **MBP 40 TELHA/TELHA**. 2018. Disponível em: <<http://www.mbp.com.br/mbp-40-telha-telha-pur-pir-eps/p/32/construcao-civil/telhas-termoisolantes/>>. Acesso em: 30 out. 2018.

INÁCIO, William dos Santos. **Dimensionamento da carga térmica de resfriamento de ambientes: Estudo de caso no Instituto Federal Fluminense Campus Itaperuna**. 2014. 98 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Produção, Universidade Candido Mendes, Campos dos Goytacazes, 2014.

INCROPERA, Frank P. et al. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 2008. xix, 643 p.

INDIAMART INTERMESH LTD.. **Daikin VRV Systems, Vrv - Variable Refrigerant Volume**. 2018. Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/daikin-vrv-systems-16364872012.html>>. Acesso em: 07 dez. 2018.

INSTITUTO FEDERAL DO ESPIRITO SANTO. Ifes Planta Baixa. São Mateus, 2018. Planta baixa.

KHAJEH, Payam. **About Badgirs**. Disponível em: <<http://payamkhajeh.com.au/badgirs.html>>. Acesso em: 27 ago. 2018.

LAMBERTS, Roberto. **Conforto e Stress Térmico**. Florianópolis: Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, 2011. 87 p.

LAMBERTS, Roberto; DUTRA, Luciano; PEREIRA, Fernando Oscar Ruttkay. **Eficiência Energética na Arquitetura**. 3. ed. Florianópolis: Labeee, 2014.

LEIROS, Octávio Augusto Gomes de. **Projeto de Climatização da Igreja Cristã Evangélica do Vingt Rosado – (Mossoró-RN)**. 2018. 51 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2018.

LI, Fernando Liang. **Estudo e seleção de um aparelho de ar condicionado para ônibus**. 2011. 46 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

MACAGNAN, Mario Henrique. **Princípios Básicos de Refrigeração**. São Leopoldo: Universidade do Vale do Rio dos Sinos Unisinos, 2015.

MELO, Claudio. **Influência dos parâmetros físicos e geométricos das edificações na carga térmica**. 1980. 104 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1980.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Refrigeração e ar condicionado**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 2008.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. Princípios de termodinâmica para engenharia. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 2009. xi, 800 p.

PINTO, Maria Angélica Vieira. **Avaliação Térmica de Edifícios em Estrutura Metálica**. 2000. 108 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Civil, Departamento de Engenharia Civil da Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2000.

PIRANI, Marcelo José. **REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO: PARTE II AR CONDICIONADO**. Salvador: [s.n.t.], [20--].

ROCHA, Rafael Campos; ALMEIDA, Rafael de. **Desenvolvimento de ferramenta computacional em visual basic para estimativa de carga térmica segundo a NBR 16401**. 2010. 109 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2010.

SANTOS, Thiago Gonçalves de Oliveira et al. Estudo de Caso: Aplicação do processo de etiquetagem do sistema de ar condicionado de um edifício tipo escritório. In: ENCONTRO NACIONAL DE TECNOLOGIA DO AMBIENTE CONSTRUÍDO, 2012, Juiz de Fora. **Encontro Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído**. Juiz de Fora: Entac, 2012. p. 2210 - 2214.

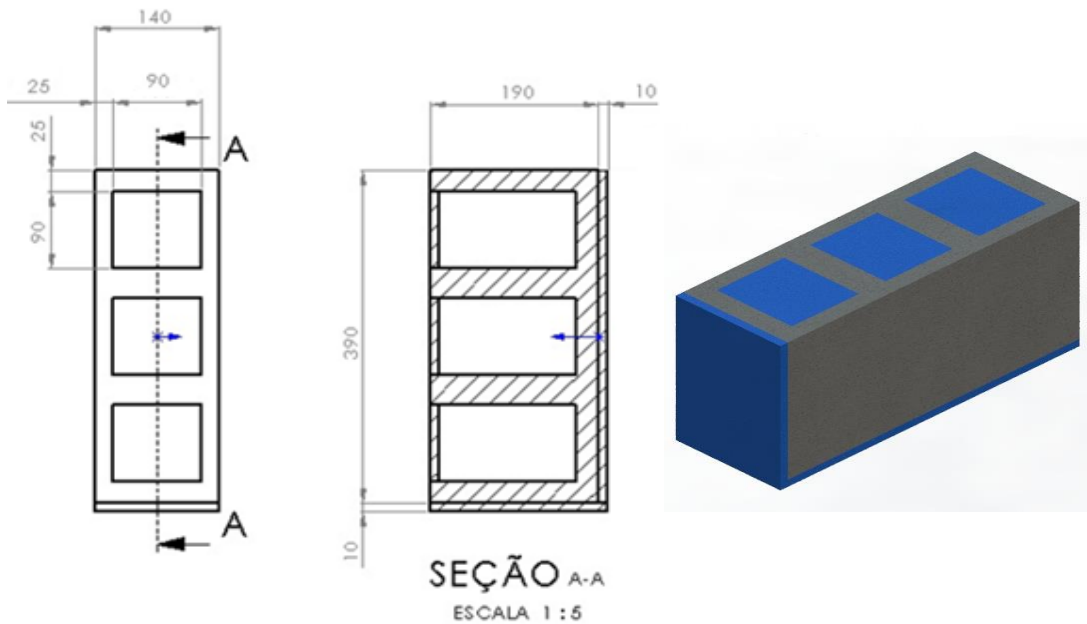
SILVA, Jesué Graciliano da. Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização. 2. ed. rev. e ampl. São Paulo: Artliber, c2004. 263 p.

SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. Refrigeração e climatização para técnicos e engenheiros. Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2007. vi, 346 p.

SILVA, Juarez de Sousa e (Ed.). **SECAGEM E ARMAZENAGEM DE PRODUTOS AGRÍCOLAS**. 2. ed. Viçosa - Mg: Aprenda Fácil, 2008.

UNIAR COMERCIO DE ELETRO-ELETRONICOS E SERVIÇOS LTDA. (Extrema). **Ar Condicionado Springer Midea Janela 30.000 BTU/h - Frio 220V - Eletrônico**. 2017. Disponível em: <<https://www.poloar.com.br/ar-condicionado-springer-midea-janela-30000-btu-h-frio-220v-eletronico/p>>. Acesso em: 07 dez. 2018.

## APÊNDICE A – CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DA PAREDE



Fonte: Autor

Ar em movimento:  $R_{h1}$  e  $R_{h2}$

Bloco de concreto comum:  $R_{b1}$  e  $R_{b2}$

Argamassa comum:  $R_{a1}$  e  $R_{a2}$

Câmara de ar:  $R_{ar}$

$$R_t = \frac{1}{R_{h1}} + \frac{1}{R_{b1} + \frac{1}{R_{a1}} + \frac{1}{R_{ar}} + \frac{1}{R_{b2}} + R_{b1}} + \frac{1}{R_{a2}} + R_{h2}$$

$$R_t = \frac{1}{R_{h1}} + \frac{1}{\frac{l_{b1}}{A_{b1} \times k_b} + \frac{1}{\frac{l_{a1}}{A_{a1} \times k_a}} + R_{ar} + \frac{1}{\frac{l_{b2}}{A_{b2} \times k_b}} + \frac{l_{b1}}{A_{b1} \times k_b}} + \frac{1}{\frac{l_{a2}}{A_{a2} \times k_a}} + R_{h2}$$

$$R_t = \frac{1}{0,04} + \frac{1}{\frac{0,05}{0,0741 \times 1,75} + \frac{1}{\frac{0,14}{0,0019 \times 1,15}} + \frac{1}{0,34} + \frac{1}{\frac{0,09}{0,02955 \times 1,75}}} + \frac{1}{\frac{0,14}{0,039 \times 1,15}} + 0,13$$

$$R_t = 0,4573366 \frac{m^2 \times ^\circ C}{W}$$

**APÊNDICE B – CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DO TELHADO**

Ar em movimento:  $R_{h1}$  e  $R_{h2}$

Telhas:  $R_{te}$

Forro:  $R_f$

Câmara de ar:  $R_{ar}$

$$R_t = R_{h1} + R_{te} + R_{ar} + R_f + R_{h2}$$

$$R_t = R_{h1} + \frac{1}{U_{te}} + R_{ar} + \frac{l_f}{A_f \times k_f} + R_{h2}$$

$$R_t = 0,04 + \frac{1}{0,48846} + 0,61 + \frac{0,05}{0,3906 \times 0,057} + 0,17$$

$$R_t = 5,1129 \frac{m^2 \times ^\circ C}{W}$$

## ANEXO A – TABELAS USADAS PARA O CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Tabela A1 – Propriedades térmicas de materiais

Materiais	Condutividade W/m x °C	Coefficiente global de transmissão de calor W/m <sup>2</sup> x °C
Argamassa comum	1,15	-
Concreto comum	1,75	-
Forro removível AMF em fibra mineral	0,052 – 0,057	-
Poliuretano rígido expandido	-	0,48846
Chapa metálica não isolada	-	6,7
Madeira compensada	0,15	-

Fonte: Adaptado de ABNT (2003), Apoio Forros (2016) e Grupo Mpb (2018)

Tabela A2- Resistência térmica do ar (m<sup>2</sup> °C/W)

Condições do ar	Fluxo de ar	
	Horizontal	Descendente
Ar externo	0,04	0,04
Ar interno	0,13	0,17
Câmara de ar não ventilada em superfícies de baixa emissividade	0,34	0,61

Fonte: Adaptado de ABNT (2003)

Tabela A3 - Fatores totais de ganho solar através do vidro em kcal/h x m<sup>2</sup>

		20° Latitude Sul												
Época	Orientação	Hora solar												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22- Dec	S	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	SE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	NE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8
	N	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	NO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
	SO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220
21-Jan 21-Nov	S	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54
	SE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
	NE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8
	N	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	NO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	SO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192
20- Fev 23- Out	S	16	27	29	35	38	38	38	38	35	29	27	16	
	SE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	NE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5
	N	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	NO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
	SO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122
22-Mar 22-Set	S	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	26	0
	N	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	NO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
20-Abr 24-Ago	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	SE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	NE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0
	N	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	NO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
21-Mai 23-Jul	S	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	SE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
	NE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0
	N	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	NO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	SO	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
21-Jun	S	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	SE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	NE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0
	N	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	NO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
	SO	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0

Fonte: Carrier (1980)

Tabela A4 - Coeficientes globais de insolação por dispositivo de sombra ou cortina

Tipo de vidro	Sem persiana ou cortina	Persianas venezianas interiores ou cortinas de tela			Persianas venezianas exteriores		Persiana exterior		Cortina exterior de tela	
		Cor clara	Cor média	Cor escura	Cor clara	Exterior claro interior escuro	Cor média	Cor escura	Cor clara	Cor média ou escura
Vidro simples	1,0	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25

Fonte: Adaptado de Creder (2004)

Tabela A5 - Acréscimo ao diferencial de temperatura para irradiação

Superfície	Cor escura	Cor média	Cor clara
Telhado	25 °C	16,6 °C	8,3 °C
Parede Leste ou Oeste	16,6°C	11,1°C	5,5°C
Parede Norte	8,3°C	5,5°C	2,7°C
Parede Sul	0	0	0

Fonte: Adaptada de Creder (2004)

Tabela A6 – Taxas típicas de calor liberadas por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F <sup>3</sup>			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante <sup>b</sup>	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

Fonte: ABNT (2008)

Tabela A7 – Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos de escritório

Computadores	Uso contínuo W	Modo economizador W
Computadores		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

Fonte: ABNT (2008)

Tabela A8 – 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 W		
CV	kW		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

Fonte: ABNT (2008)

Tabela A9 - Infiltração de ar exterior pelas frestas

Tipo de Abertura	Observação	Vazão m <sup>3</sup> /h por metro de fresta
Janela comum		3
Janela basculante		3
Janela guilhotina com caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2
Janela guilhotina com caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Porta	Mal ajustada	13
	Bem ajustada	6,5

Fonte: Adaptada de Creder (2004)

Tabela A10 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2</sup> a
		F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	
<b>Estabelecimentos de ensino</b>								
Sala de aula	35	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de informática	25	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de ciências	25	5	0,9	6,3	1,1	7,5	1,4	5,0
<b>Edifícios de escritórios</b>								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

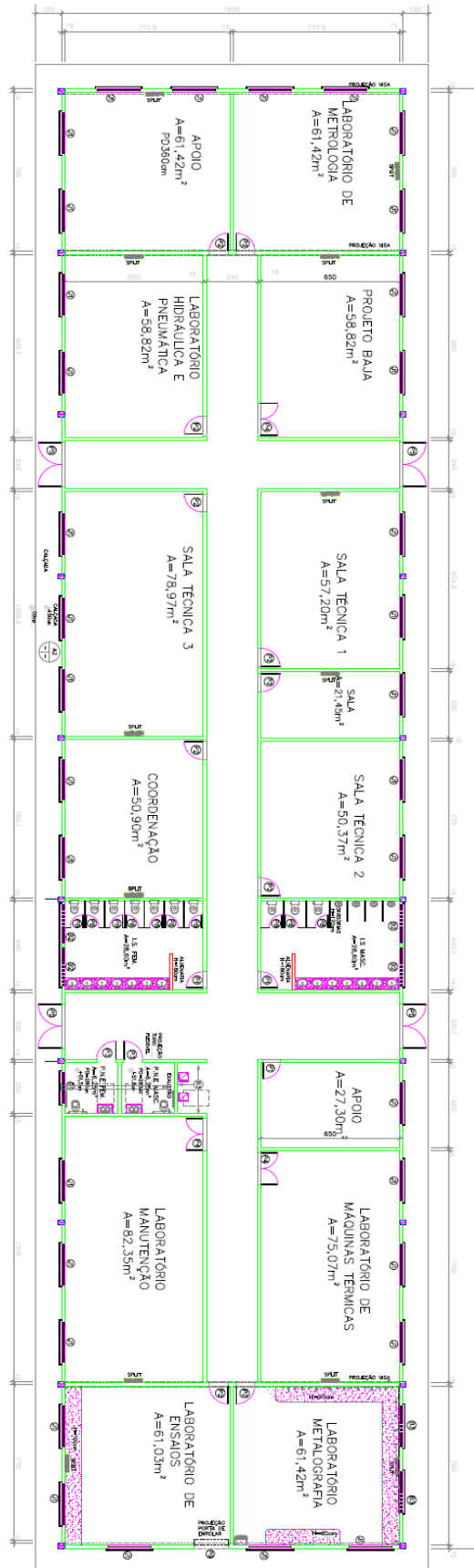
Fonte: ABNT (2008)

Tabela A11 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação

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

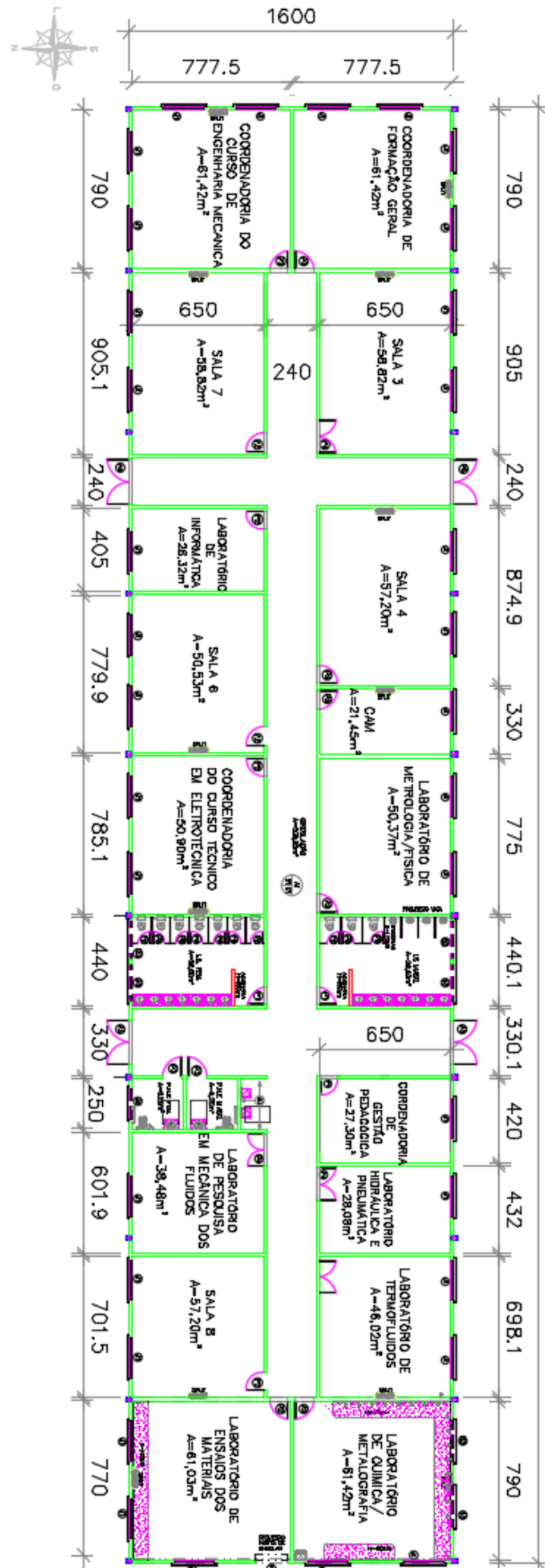
Fonte: ABNT (2008)

## ANEXO B – PLANTA BAIXA DO ANEXO 2



Fonte: Adaptado de Instituto Federal do Espírito Santo (2018)

## ANEXO C – PLANTA BAIXA ATUAL DO ANEXO 2



Fonte: Adaptado de Instituto Federal do Espírito Santo (2018)