



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP**  
**ESCOLA DE MINAS**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**



**CAMILO VINICIUS CARNOG GOMES**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO  
DE AR PARA UM AMBIENTE DESTINADO A REALIZAÇÃO DE  
EVENTOS**

**OURO PRETO - MG  
2021**

**CAMILO VINICIUS CARNOG GOMES**

**camilo.gomes@aluno.ufop.edu.br**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO  
DE AR PARA UM AMBIENTE DESTINADO A REALIZAÇÃO DE  
EVENTOS**

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

**Orientador: DSc Luís Antônio Bortolaia**  
**Coorientador: DSc Henrique Nogueira Soares**

**OURO PRETO – MG**  
**2021**

## SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

G633d Gomes, Camilo Vinicius Carnog .  
Dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar para  
um ambiente destinado a realização de eventos. [manuscrito] / Camilo  
Vinicius Carnog Gomes. - 2021.  
70 f.: il.: color., gráf., tab., mapa.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.  
Coorientador: Prof. Dr. Henrique Nogueira Soares.  
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto.  
Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Carga Térmica. 2. Ar-condicionado. 3. Conforto Térmico. 4.  
Ambientes - Climatização. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Soares, Henrique  
Nogueira. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO  
REITORIA  
ESCOLA DE MINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA



## FOLHA DE APROVAÇÃO

**Camilo Vinicius Carnog Gomes**

**Dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar para um ambiente destinado à realização de eventos**

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

Aprovada em 24 de setembro de 2021

### Membros da banca

DsC. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)  
DsC. Henrique Nogueira Soares  
DsC. Edson Alves Figueira Júnior (Universidade Federal de Ouro Preto)  
DsC. Elisângela Martins Leal (Universidade Federal de Ouro Preto)

Luís Antônio Bortolaia, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 11/12/2021



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia**, **PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 11/12/2021, às 19:10, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [http://sei.ufop.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **0257064** e o código CRC **6263917E**.

Referência: Caso responda este documento, indicar expressamente o Processo nº 23109.013098/2021-95

SEI nº 0257064

R. Diogo de Vasconcelos, 122, - Bairro Pilar Ouro Preto/MG, CEP 35400-000  
Telefone: (31)3559-1533 - [www.ufop.br](http://www.ufop.br)

## RESUMO

Em um ambiente destinado a realização de eventos é imprescindível que haja conforto térmico para melhor aproveitamento dos frequentadores. Assim, surgiu a necessidade de dimensionar um sistema de condicionamento para um ambiente de festas localizado na cidade de Ouro Preto-MG. O estudo de caso é também utilizado para a aplicação dos conceitos teóricos adquiridos ao longo da graduação. Realizou-se um estudo de revisão de literatura apresentando os principais conceitos sobre transferência de calor, conforto térmico, cálculo de carga térmica e condicionamento de ambientes. Foram levantados os dados sobre a variação climática no município de Ouro Preto-MG, localização georreferenciada e as características construtivas do recinto. Calculou-se a carga térmica devido à presença das pessoas, devido aos equipamentos, devido a iluminação, devido a incidência solar nas janelas, paredes e telhado, devido a condução de calor nas janelas, paredes e telhado e por fim chegou-se à carga térmica total. A partir dos cálculos realizados encontrou-se a quantidade de calor a ser retirada da edificação. Assim, o equipamento de climatização de ambientes foi selecionado analisando a capacidade, coeficiente de desempenho, facilidade de instalação e custo. O trabalho atinge seu objetivo e expõe a variável mais relevante para o dimensionamento de ambientes com aglomeração de público, o ganho de calor devido a presença de pessoas.

**Palavras-chave:** Carga Térmica. Ar-condicionado. Conforto Térmico. Climatização de ambientes.

## ABSTRACT

An environment designed for events is essential to have thermal comfort for better use by the attendees. Thus, the need arose to sizing the conditioning system for a party environment located in the city of Ouro Preto-MG. The case study is also used to apply theoretical concepts acquired during undergraduation. A literature review study was carried out, covering the main concepts of heat transfer, thermal comfort, thermal load calculation, environment conditioning. Data on climatic variation in the municipality of Ouro Preto-MG, georeferenced location and constructive characteristics of the enclosure were collected. The thermal load was calculated due to the presence of people, due to the equipment, due to lighting, due to solar incidence on the windows, walls and roof, due to heat conduction in the windows, walls and roof, and finally the load was arrived at total thermal. From the calculations performed, the amount of heat to be removed from the building was found. Thus, the climate control equipment was selected analyzing power, COP (Coefficient of performance), ease of installation and cost. The work achieves its objective and exposes the relevant variable for the dimensioning of environments with agglomeration of the public, the heat gain due to the presence of people.

**Keywords:** Thermal Charge. Air conditioning. Thermal comfort. Environment acclimatization.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Transferência de calor por condução. ....	14
Figura 2.2: Ábaco de conforto para verão e inverno. ....	18
Figura 2.3: Transmissão de calor solar através do vidro. ....	21
Figura 2.4: Ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor e sua representação no diagrama de Mollier. ....	29
Figura 3.1: Fluxograma das etapas realizadas na pesquisa. ....	33
Figura 4.1: Estação meteorológica WS-16-A. ....	38
Figura 4.2: Localização geográfica do salão de festas e Estação Meteorológica WS-16-A. ...	38
Figura 4.3: Zoneamento bioclimático do território brasileiro. ....	39
Figura 4.4: Localização geográfica da cidade de Ouro Preto – MG. ....	40
Figura 4.5: Arquitetura do salão de festas e vizinhança. ....	41
Figura 4.6: Planta baixa 2D e localização cardinal do salão de festas. ....	42
Figura 4.7: Planta baixa 3D e localização cardinal do salão de festas. ....	43
Figura 4.8: Características dimensionais da fachada sudeste do galpão. ....	44
Figura 4.9: Características dimensionais da fachada sudoeste do salão. ....	44
Figura 4.10: Características dimensionais da fachada noroeste da edificação. ....	45
Figura 4.11: Telha termoacústica de poliestireno expandido. ....	55
Figura 4.12: Gráfico da carga térmica em percentual. Fonte: Pesquisa direta (2021). ....	64
Figura 4.13: Ar Condicionado Split Teto Inverter Xpower Carrier 54000 BTU/h. ....	66

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Condições de conforto interno para o verão. ....	19
Tabela 2.2: Transmitância térmica, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes. ....	25
Tabela 2.3: Calor liberado por pessoas (kcal/h). ....	27
Tabela 3.1: Variáveis e indicadores do estudo. ....	34
Tabela 3.2: Vantagens e desvantagens das técnicas utilizadas. ....	35
Tabela 4.1: Dados climáticos na cidade de Ouro Preto – MG para verão. ....	37
Tabela 4.2: Diretrizes construtivas para a zona bioclimática 3 ....	40
Tabela 4.3: Insolação através dos vidros (kcal/h.m <sup>2</sup> ). ....	47
Tabela 4.4: Cálculo das propriedades psicométricas. ....	48
Tabela 4.5: Fatores totais de ganho solar através dos vidros. ....	49
Tabela 4.6: Fatores de armazenamento de carga térmica. ....	50
Tabela 4.7: Correção das diferenças equivalentes de temperatura. ....	52
Tabela 4.8: Diferença equivalente de temperatura (°C). ....	53
Tabela 4.9: Insolação através dos vidros (kcal/h.m <sup>2</sup> ) 20° latitude Sul. ....	53
Tabela 4.10: Insolação através dos vidros (kcal/h.m <sup>2</sup> ) 40° latitude Sul. ....	54
Tabela 4.11: Diferença equivalente de temperatura (°C) para tetos. ....	56
Tabela 4.12: Propriedades do ar a 1 atm de pressão. ....	58
Tabela 4.13: Interpolação da condutividade térmica para a temperatura de trabalho. ....	58
Tabela 4.14: Dados técnicos do Ar Condicionado Split Teto Inverter Xpower Carrier. ....	67



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>8</b>
1.1	Formulação do Problema.....	8
1.2	Justificativa.....	9
1.3	Objetivos.....	10
1.3.1	Objetivo Geral.....	10
1.3.2	Objetivos Específicos.....	10
1.4	Estrutura do Trabalho.....	10
<b>2</b>	<b>REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>11</b>
2.1	Transferência de Calor.....	11
2.1.1	Transferência de Calor por Radiação.....	11
2.1.2	Transferência de Calor por Condução.....	13
2.1.3	Transferência de Calor por Convecção.....	15
2.2	Conforto Térmico.....	16
2.3	Cálculo de Carga Térmica.....	19
2.3.1	Radiação Solar.....	20
2.3.2	Transmissão de Calor Devido à Diferença de Temperatura.....	23
2.3.3	Carga Térmica Devido a Iluminação.....	26
2.3.4	Carga Térmica Devido a Presença de Pessoas.....	26
2.3.5	Carga Térmica Devido à Equipamentos Eletrônicos.....	27
2.3.6	Carga Térmica Total.....	28
2.4	Ar Condicionado.....	28
2.4.1	Equipamentos de Expansão Direta.....	30
2.4.2	Equipamentos de Expansão Indireta.....	30
2.4.3	Seleção de Equipamentos.....	31
2.5	Considerações finais.....	31
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>32</b>
3.1	Tipo de pesquisa.....	32
3.2	Materiais e Métodos.....	33
3.2.1	Etapas de Desenvolvimento do Trabalho.....	33
3.3	Variáveis e indicadores.....	34
3.4	Instrumento de coleta de dados.....	35
3.5	Tabulação dos Dados.....	35
3.6	Considerações Finais do capítulo.....	35
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>37</b>

4.1	Condições de Contorno do Dimensionamento do Sistema de Climatização.....	37
4.1.1	Condições climáticas da cidade de Ouro Preto - MG.....	37
4.1.2	Zoneamento Bioclimático e Sugestões Arquitetônicas .....	39
4.1.3	Georreferenciamento e Características Dimensionais da Edificação .....	40
4.2	Condições de Conforto Térmico.....	45
4.3	Cálculo da Carga Térmica .....	45
4.3.1	Cálculos dos Efeitos da Radiação Solar .....	46
4.3.2	Cálculo da Transmissão de Calor Devido à Diferença de Temperatura.....	57
4.3.3	Cálculo de Carga Térmica Devido a Iluminação.....	61
4.3.4	Cálculo da Carga Térmica Devido a Presença de Pessoas .....	62
4.3.5	Cálculo da Carga Térmica Devido a Equipamentos Eletrônicos.....	62
4.3.6	Cálculo da Carga térmica Total .....	63
4.4	Seleção e Dimensionamento do Sistema de Ar Condicionado.....	64
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>68</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>69</b>

# 1 INTRODUÇÃO

O conceito de transferência de calor pode ser aplicado para o entendimento de fenômenos corriqueiros do dia a dia. Intuitivamente é possível prever que uma bebida quente deixada num ambiente frio perderá calor, da mesma forma sabe-se que, se deixar uma bebida fria em um ambiente quente, ela vai receber calor do mesmo até as temperaturas se igualarem.

## 1.1 Formulação do Problema

O fenômeno de transferência de calor ocorre em virtude da troca de calor entre os meios. Çengel & Ghajar (2012) definem o calor como uma forma de energia em trânsito que se transfere de um sistema para outro em consequência da diferença de temperaturas entre eles. Afirmam ainda que essa transferência sempre ocorre do meio de maior temperatura para o meio de menor temperatura, sendo cessada quando as temperaturas entram em equilíbrio (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

As trocas térmicas ocorrem a todo o momento, sendo perceptíveis ou não, como a utilização de fogões, aquecedores, ar-condicionado, geladeiras, freezers, aquecedores de água, ferros de passar, sistemas de ventilação, entre outros, ou a partir de fenômenos da natureza e outros aspectos da vida como as constantes trocas térmicas realizadas pelo corpo humano. Dependendo da temperatura do ambiente, o corpo humano recebe ou rejeita calor, sendo o conforto térmico diretamente associado à taxa com que essa rejeição ocorre (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

Conforto térmico é apresentado pela norma ISO 7730 como sendo uma condição na qual a mente encontra-se em satisfação com o ambiente térmico. No entanto, essa ainda é uma definição que não pode ser facilmente convertida em parâmetros físicos, de forma que definir essa sensação e as variáveis relacionadas a ela ainda é uma tarefa árdua. Contudo, a norma NBR 6401, parte 2, dispõe sobre sistemas centrais e unitários de ar-condicionado e estabelece parâmetros de conforto térmico. Assim, é possível levantar as condições recomendáveis de conforto térmico no verão para cada tipo de espaço e sua respectiva finalidade (ABNT, 2008, EUROPEAN STANDARDS, 2005, OLESEN, PARSONS, 2002, ZARE, HASHEMINEZHAD, *et al.*, 2018).

A melhoria das condições que possibilitem o conforto térmico é tratada na literatura como sendo, muitas vezes, relacionada com a implementação de sistemas de condicionamento de ambientes, através, principalmente do tratamento do ar interno de espaços fechados. É possível pela alteração das propriedades do ar interno como mudanças nas condições de temperatura, umidade, higiene e movimento, realizar o condicionamento do ambiente oferecendo opções como aquecimento, resfriamento, umidificação, renovação, filtragem e ventilação (CREDER, 2004).

Quando se trata do condicionamento de ambientes relacionados à alteração da temperatura, diferentes metodologias são empregadas, como implantação de sistemas de ventilação ou de condicionamento de ar, sendo a escolha do método relacionada com a necessidade de cada projeto e o custo associado (NARDIN, 2015).

Considerando o que foi apresentado e objetivando diagnosticar e analisar as condições que proporcionem melhor satisfação, bem-estar, desempenho e conservação de energia, tem-se o seguinte questionamento:

### **Como dimensionar um sistema de condicionamento de ar para melhorar o conforto térmico de um salão de eventos?**

#### **1.2 Justificativa**

Usuários de determinados ambientes ao perceberem a condição ambiental que lhes traga desconforto realizam alguma ação no sentido de trazer de volta as condições de conforto térmico, como tirar ou vestir um casaco, abrir ou fechar portas e janelas, acionar condicionadores de ar e outros.

O desenvolvimento deste trabalho surgiu da necessidade de adequar um ambiente de festas (eventos) para que ele ofereça um maior conforto térmico aos seus frequentadores. O recinto está localizado na cidade de Ouro Preto-MG e é percebido durante a realização de eventos um incômodo por parte dos usuários, devido, principalmente à elevação da temperatura no interior de um recinto.

A realização desse trabalho também se justifica pelo desenvolvimento prático de aplicação dos conceitos teóricos adquiridos ao longo da graduação.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo Geral**

Dimensionar um sistema de ar condicionado para um salão de eventos localizado na cidade de Ouro Preto – MG.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Realizar um estudo de revisão de literatura apresentando os principais conceitos sobre transferência de calor, conforto térmico, cálculo de carga térmica, condicionamento de ambientes;
- Fazer um levantamento dos dados sobre a variação climática no município de Ouro Preto-MG;
- Realizar o cálculo das cargas térmicas do ambiente estudado;
- Selecionar o equipamento a ser instalado.

## **1.4 Estrutura do Trabalho**

Esse trabalho está dividido em cinco capítulos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução do tema proposto a partir da formulação do problema. Nesse capítulo também são encontradas as justificativas que levaram à realização desse trabalho bem como os objetivos propostos. O capítulo 1 se encerra mostrando de que forma esse trabalho foi estruturado. O capítulo 2 é composto de uma revisão bibliográfica que apresenta os principais conceitos utilizados como base e fundamentação para que o trabalho seja realizado. O capítulo 3 é composto pelos materiais e métodos adotados. O capítulo 4 traz os resultados obtidos a partir do trabalho proposto e a discussão sobre os dados obtidos. O último capítulo apresenta as conclusões sobre os objetivos propostos e os resultados encontrados, bem como as recomendações para trabalhos futuros.

## **2 REVISÃO DE LITERATURA**

Buscando fundamentação teórica, é realizado um estudo de revisão da literatura utilizando-se de artigos científicos e base de dados disponíveis de modo a consolidar os principais conceitos do projeto proposto.

### **2.1 Transferência de Calor**

Em ambientes onde há a reunião de pessoas é comum ocorrer a elevação da temperatura e consequente desconforto aos usuários. Esse fenômeno possui relação com fenômenos associados a diferentes fatores, o principal deles é a transferência de calor.

A transferência de calor pode ser definida como a energia térmica em trânsito devido a diferença de temperatura, ou seja, quando dois meios possuem diferença de temperatura, obrigatoriamente ocorrerá uma transferência de calor entre eles (BERGMAN, LAVINE, 2019).

Quando o gradiente de temperatura ocorre em um meio estacionário sólido ou fluido, observa-se a transferência de calor por condução, ou seja, a condução ocorre através desse meio. Se a transferência de calor ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento, o fenômeno recebe o nome de transferência de calor por convecção. O terceiro modo se refere à transferência de calor por radiação térmica, ou seja, a transmissão de calor devido a emissão de ondas eletromagnéticas, com ou na ausência de um meio (KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014)

#### **2.1.1 Transferência de Calor por Radiação**

Na transferência de calor por radiação, o calor é transmitido de uma matéria com temperatura finita por radiação térmica, ou seja, por meio de ondas eletromagnéticas (fótons). Radiação térmica é a energia emitida por um corpo que se encontra a uma temperatura diferente de zero. Mesmo se tratando de superfícies sólidas, a emissão pode ocorrer a partir de gases e líquidos, ou seja, independentemente da forma da matéria, a emissão pode ser atribuída a mudanças nos átomos ou moléculas que constituem a matéria. O calor proveniente da radiação é transportado por ondas eletromagnéticas ou propriamente pelos fótons. Enquanto a transferência de calor por condução ou convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita. Na verdade, a transferência por radiação ocorre mais eficientemente no vácuo. (BERGMAN, LAVINE, 2019).

Kreith *et al* (2014) mostraram que a máxima taxa de radiação ( $\dot{Q}_{emiss,max}$ ) emitida através de uma superfície que se encontra em uma temperatura termodinâmica  $T_s$  é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann da radiação térmica, equação 2.1.

$$\dot{Q}_{emiss,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (2.1)$$

Na equação 2.1 é possível observar a constante  $\sigma$ , denominada constante de Stefan-Boltzmann, que possui um valor igual a  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ . Para a idealização desse conceito admite-se uma superfície denominada corpo negro no qual a emissão de radiação é máxima, conhecida como radiação de corpo negro. A emissão a partir de superfícies reais sempre será menor que a emissão de um corpo negro, ambos na mesma temperatura, sendo que nesse caso a radiação emitida será expressa pela equação 2.2, em que  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície e varia entre 0 e 1 (KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014).

$$\dot{Q}_{emiss} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (2.2)$$

Assim, a equação 2.2 determina a taxa de transferência de calor levando em consideração a emissividade. Contudo, existe outra propriedade que precisa ser considerada, a absorvância ( $\alpha$ ) que também varia de 0 até 1. Essa propriedade por sua vez, se trata de uma fração de energia incidente sobre uma superfície que a absorve; um corpo negro tem absorvância igual a 1, logo os materiais recebem a classificação à medida que seu comportamento se aproxima do comportamento de um corpo negro. Tanto a emissividade quanto a absorvância são propriedades que dependem da temperatura e comprimento de onda da radiação, sendo que a Lei de Kirchoff da radiação afirma que as duas propriedades são iguais. A partir daí pode-se afirmar que a taxa de absorção da radiação por uma superfície é dada pela equação 2.3, em que  $\dot{Q}_{inc}$  representa a taxa de incidência da radiação sobre a superfície (BERGMAN, LAVINE, 2019).

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha \dot{Q}_{inc} \quad (2.3)$$

A taxa de transferência de calor por radiação para uma superfície de área  $A_s$ , temperatura  $T_s$  e emissividade  $\varepsilon$ , delimitada por uma superfície muito maior (ou preta) a uma temperatura termodinâmica  $T_{ar}$  é dada pela equação 2.4. ( $T_{ar} = T_{viz}$ ).

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{arr}^4) \quad (2.4)$$

Contudo, a transferência global deve ser determinada adicionando-se os efeitos das contribuições dos mecanismos de condução e convecção. Isso, por sua vez, pode ser conseguido utilizando-se um coeficiente de transferência combinado de calor ( $h_{comb}$ ) que inclui todos os efeitos da radiação e da convecção, dessa forma a taxa total de transferência pode ser dada pela equação 2.5 (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{rad} = h_{comb}A_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2.5)$$

O autor afirma que o coeficiente combinado é semelhante ao coeficiente de transferência de calor por convecção, no entanto ele possui as modificações necessárias para incluir os efeitos da radiação.

### **2.1.2 Transferência de Calor por Condução**

A condução de calor pode ser definida como o processo em que a transferência de energia ocorre dentro de um meio sólido ou fluido em que o calor flui da região de maior temperatura para a região de temperatura menor, conforme pode-se verificar na Figura 2.1. Essa transferência também é observada entre meios diferentes em contato direto. Este mecanismo pode ser visualizado como a transferência de energia de partículas com maior energia para partículas com menor energia em virtude de interações existente entre elas (QUITES, LIA, 2006).



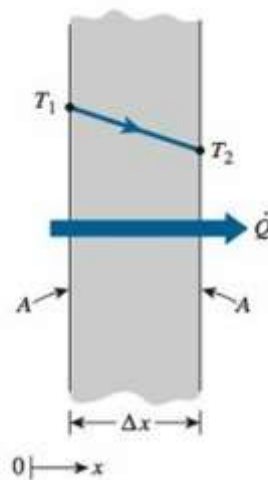


Figura 2.1: Transferência de calor por condução.  
 Fonte: Çengel (2012).

A taxa de transferência de calor por condução ( $Q_x$ ) é proporcional a área ( $A$ ) na qual ocorre essa transferência multiplicada pelo gradiente de temperatura ( $dT/dx$ ). E essa taxa de condução de calor depende ainda da geometria, espessura, tipo de material e diferença de temperatura no qual o meio está inserido, assim, esse conceito pode ser descrito pela equação 2.6 (KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014).

$$Q_x \propto A \frac{dT}{dx} \quad (2.6)$$

Na equação 2.6, sabe-se que uma temperatura ( $T_x$ ) é a temperatura local e que  $x$  é a distância (espessura) na direção do fluxo de calor.

O cálculo real da taxa de calor depende diretamente das características físicas do meio no qual ela ocorre, variando de acordo com o material. Isso está relacionado com uma propriedade conhecida como condutividade térmica ( $k$ ). A condutividade térmica pode ser descrita como a capacidade do material de conduzir calor, ou seja, é a facilidade de um determinado material para transferir calor (WELTY, RORRER, *et al.*, 2017).

Dessa forma, a taxa de transferência de calor através de um meio homogêneo, considerando a influência da condutividade térmica ( $k$ ), pode ser expressa pela equação 2.7 (BERGMAN, LAVINE, 2019).

$$\dot{Q}_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.7)$$

A equação 2.7 é utilizada para o cálculo da taxa de transferência de calor por condução, sendo denominada lei de condução de Fourier. A condutividade térmica de um determinado material é uma propriedade que indica a quantidade de calor transferida por unidade de tempo através de uma unidade de área para um gradiente de temperatura unitário. Destaca-se que o uso do sinal negativo é relacionado com a segunda Lei da termodinâmica, que diz que o calor deve fluir no sentido do meio de maior temperatura para o meio de mais baixa temperatura. A área de transferência de calor sempre vai ser perpendicular à direção da transferência de calor, como observado na figura 2.1 (KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014).

### 2.1.3 Transferência de Calor por Convecção

A convecção pode ser entendida como a forma de transferência de energia que ocorre entre uma superfície sólida e uma superfície líquida ou um gás adjacente em movimento, envolvendo para tanto, uma combinação de efeitos relacionados à condução de calor e movimentação dos fluidos. Nesse processo, uma superfície quente transfere o calor para uma porção de ar adjacente por condução já que a velocidade entre o fluido e a superfície é inexistente. Em seguida esse calor é transferido para longe da superfície por convecção, ou seja, pelo fenômeno de efeitos combinados de condução de calor dentro do ar, oriundos dos movimentos aleatórios microscópicos e macroscópicos das moléculas e movimento da massa de ar que retira o ar quente de próximo da superfície (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

Uma maior intensidade em relação à movimentação do fluido implica em uma maior transferência de calor por convecção. Entretanto, se não for observada nenhuma movimentação desse fluido, a transferência de calor entre a superfície e o fluido adjacente é inteiramente por condução (WELTY, RORRER, *et al.*, 2017).

O fenômeno de convecção é chamado de convecção forçada se o movimento do fluido está associado com a utilização de meios externos, como ventiladores ou bombas. Quando se observa a utilização da convecção forçada a velocidade do fluido longe da superfície quente se aproxima do valor de curso livre imposto pelo meio externo, isso se diferencia da convecção natural, uma vez que, nesse caso, a velocidade do fluido inicialmente aumenta com o distanciamento da superfície e logo em seguida diminui (KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014).

Existem casos em que, durante a transferência de calor, ocorrem mudanças de fase de determinado fluido. Quando isso ocorre, segundo o autor, o fenômeno continua sendo considerado convecção, uma vez que ainda existe a movimentação do fluido induzido conforme ocorre o processo, como a subida de bolhas de vapor na ebulição ou a formação e queda das gotas de líquido durante a condensação (QUITES, LIA, 2006).

Para descrever a taxa de transferência de calor por convecção, mesmo existindo certa complexidade, é possível utilizar a Lei de Newton do resfriamento, equação 2.8, já que existe uma proporcionalidade entre a diferença de temperatura e essa transferência por convecção (BERGMAN, LAVINE, 2019).

$$\dot{Q}_x = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.8)$$

Da equação 2.8, tem-se o parâmetro  $h$  que é definido como o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A_s$  é a área da superfície através da qual a transferência ocorre,  $T_s$  que é dada pela temperatura da superfície e  $T_\infty$  a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície quente. É importante ressaltar que na superfície a temperatura do fluido é exatamente igual à temperatura da superfície (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

## 2.2 Conforto Térmico

Sabe-se que em ambientes com a presença de pessoas e equipamentos, em virtude da diferença de temperatura, vai haver uma troca térmica entre eles e o ambiente. Se o ambiente não for dotado de um sistema de controle dessa temperatura é possível que em algum momento a sua elevação ou redução cause transtorno a algumas pessoas em virtude do desconforto térmico (CÂNDIDO, 2006).

As sensações de desconforto têm como principal razão o funcionamento do organismo, que mesmo diante de sua complexidade é comparado pelos autores a uma máquina térmica capaz de produzir calor em decorrência da atividade desenvolvida. Ainda de acordo com os autores a liberação de calor realizada pelos seres humanos é denominada homeotermia, ou seja, ele precisa liberar calor em quantidades suficientes para que seja mantida a temperatura interna próxima a 37°C (FROTA, SCHIFFER, 2001).

A sensação de desconforto térmico está associada com a facilidade com que as trocas térmicas entre os corpos e o ambiente ocorrem, ou seja, o desconforto surge quando existe um esforço adicional em virtude da condição ambiental que resulte em uma perda maior ou menor de calor do que aquela necessária para manter a homeotermia (MILLER, MILLER, 2019).

Uma forma de melhorar o conforto térmico está relacionada com a utilização de sistemas de condicionamento de ambientes, esse por sua vez, pode ser classificado como o processo no qual se realiza o tratamento do ar interno de espaços fechados. Esse procedimento está associado à alteração das propriedades do ar interno por meio de mudanças nas condições de temperatura, umidade, higiene e movimentação. Entre as formas de se realizar o condicionamento de um ambiente podem ser aplicadas funções como aquecimento, arrefecimento, umidificação, renovação, filtragem e ventilação (KIM, ZHOU, *et al.*, 2018).

A partir do ábaco de conforto no verão e no inverno, apresentado na Figura 2.2, é possível determinar as condições de temperatura e umidade que cumprem com os requisitos exigidos para o conforto ambiental. Este ábaco foi obtido por experimentos realizados em pessoas vestidas com roupas comuns, submetidas a variadas temperaturas, umidade e movimento de ar. Depois de compiladas as reações das pessoas às respectivas condições foi traçado o diagrama (CREDER, 2004).

A norma NBR 6401 dispõe sobre as instalações centrais de ar-condicionado para conforto, parâmetros básicos de projeto e estabelece os elementos para base de cálculo de projetos. Na Tabela 2.1 é possível definir as condições recomendáveis de conforto térmico no verão para cada tipo de espaço e sua respectiva finalidade (ABNT, 1980).

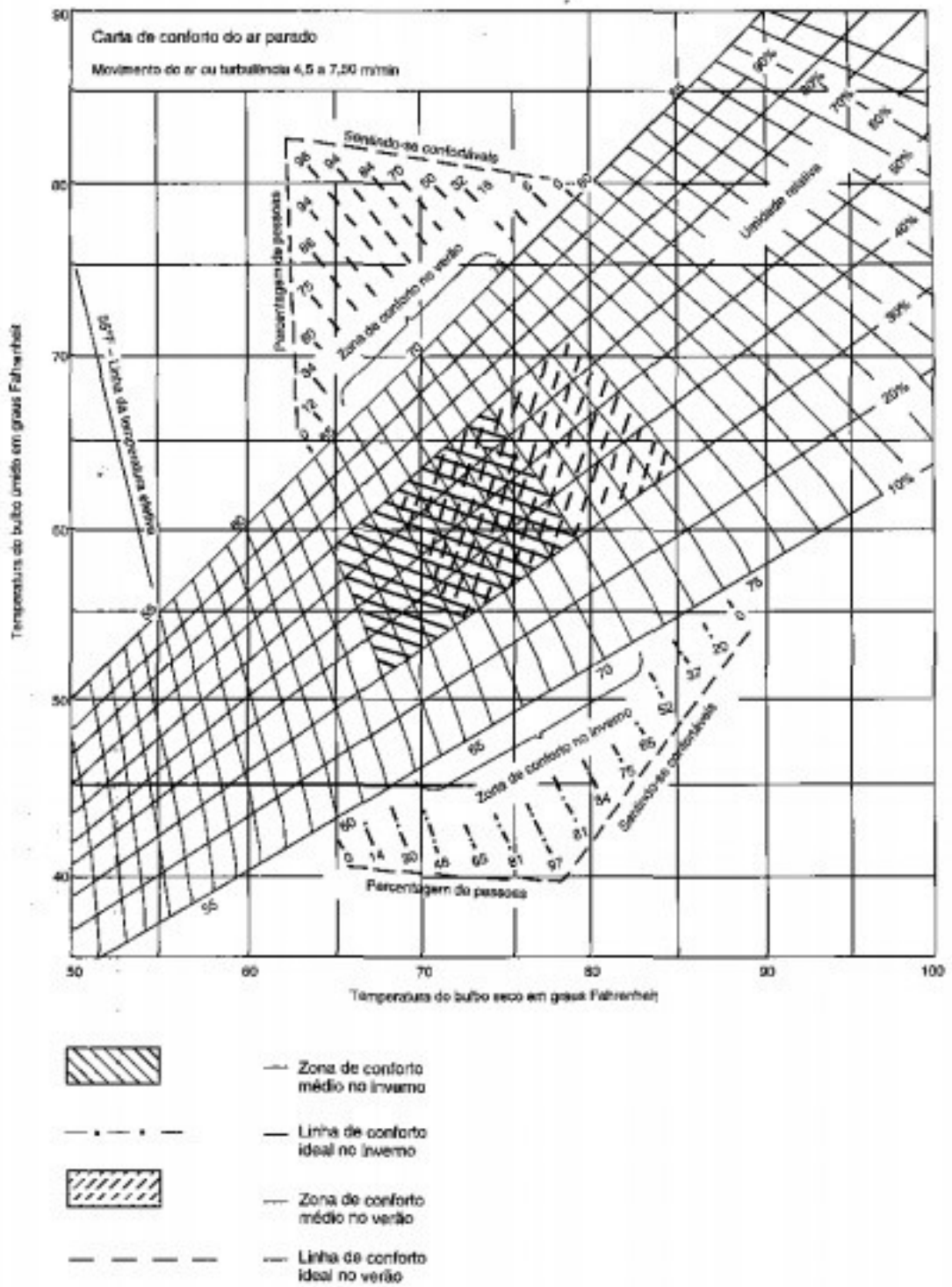


Figura 2.2: Ábaco de conforto para verão e inverno.  
Fonte: Creder (2004)

Tabela 2.1: Condições de conforto interno para o verão.

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)	(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reuniões com movimento	Boates Salões de baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de Arte	Depósitos de livros, manuscritos, obras raras	21 a 23 <sup>(C)</sup>	40 a 50 <sup>(C)</sup>	-	-
	Museus e galerias de arte	21 a 23 <sup>(C)</sup>	50 a 55 <sup>(C)</sup>	-	-
Acesso	Halls de elevadores	-	-	28	70

<sup>(A)</sup> TBS = temperatura de bulbo seco (°C).

<sup>(B)</sup> UR = umidade relativa (%).

<sup>(C)</sup> \* = condições constantes para o ano inteiro.

Fonte: NBR 6401 (ABNT 1980).

### 2.3 Cálculo de Carga Térmica

O cálculo de carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas. Para determinar a carga térmica de uma edificação deve ser considerado (CARRIER, 1980):

- Orientação da construção, ou seja, a localização do recinto em relação a posição geográfica, os efeitos do sol e vento; efeitos de sombreamento de estruturas vizinhas e superfícies refletoras (água, areia, estacionamentos, entre outras);
- Uso do recinto: escritório, residencial, hospital, comercial, industrial, salão de festas, etc;

- Dimensões físicas do recinto: comprimento, largura e altura;
- Materiais de construção: materiais e espessuras de paredes, teto, assoalho, divisórias, entre outros;
- Condições exteriores: cor exterior de paredes e telhados, forros ventilados ou não, espaços condicionados ou não, temperaturas dos ambientes;
- Janelas: Tamanho e localização, caixilho em madeira ou metal, tipo de vidro, tipo de equipamento para sombreamento (toldo, cortina, etc.);
- Portas: localização, tipo, tamanho e frequência de uso;
- Elevadores e escadas: localização e temperatura se forem ligados a ambientes não condicionados.

Nesse contexto, são requeridos estudos minuciosos do clima, localização geográfica, características arquitetônicas e detalhes sobre ocupação da edificação. A partir dessas considerações e devido à prodigalidade de dados, o cálculo da carga térmica total será segmentado. A carga térmica total é composta por diversas cargas térmicas parciais (STOECKER, JONES, 1985), que são definidas a seguir

### 2.3.1 Radiação Solar

A radiação solar total ( $I_t$ ) que atinge uma superfície na face da terra é expressa pela soma da radiação direta ou especular ( $I_e$ ) com a difusa ( $I_d$ ). Contudo, há a necessidade de mensurar o sombreamento, visto que, reduz o ganho de radiação direta ( $I_e$ ). Assim, a radiação solar incidente total sobre uma edificação sujeita a sombreamento é expressa pela Equação 2.9 e 2.10 (CARRIER, 1980).

$$I_t = I_e * FS + I_d \quad (2.9)$$

Em que:

$$FS = 1 - \frac{A_s}{A} \quad (2.10)$$

$FS$  - Fator de sombreamento;

$A_s$  - Área sombreada;

$A$  - Área total da fachada.

### 2.3.1.1 Carga Térmica Devido a Insolação nas Janelas Envidraçadas

O ganho de calor devido à radiação solar através de vidros depende da localização na superfície da terra (latitude), da hora do dia e da direção da fachada da janela. Quando a radiação solar atinge a superfície do vidro, ela é parcialmente absorvida, parcialmente refletida, e parcialmente transmitida. Portanto, como apresentado na Figura 2.3, a insolação incidente sobre uma superfície transparente se divide em três partes (STOECKER, JONES, 1985).

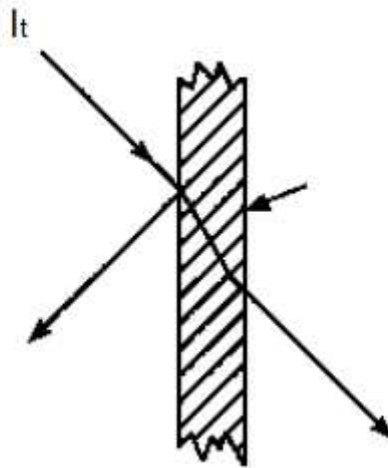


Figura 2.3: Transmissão de calor solar através do vidro.  
Fonte: Adaptado de Creder (2004).

Para o cálculo da carga térmica, somente a parcela que penetra no recinto será examinada e a insolação através dos vidros é determinada pela da equação 2.11 (CARRIER, 1980).

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = I_t * A * \phi * a \quad (2.11)$$

Sendo:

$I_t$  - Intensidade de radiação máxima para o dia desejado;

$A$  - Área envidraçada;

$\phi$  - Fator de redução do vidro;

$a$  - Fator de armazenamento.



### 2.3.1.2 Carga Térmica Devido à Insolação nas Paredes Externas

A técnica para o cálculo deste componente de carga térmica é baseada no conceito de temperatura sol - ar, ou seja, a temperatura do ar exterior, que na ausência de todas as trocas radiantes, seria capaz de fornecer um fluxo de calor a edificação, devido à combinação da radiação solar incidente, das trocas radiantes com o meio ambiente e das trocas convectivas com o ar exterior. Na prática o cálculo é feito pela diferença de temperatura equivalente. Assim, o ganho de calor solar sensível sobre as paredes ( $\dot{Q}_{ins,paredes}$ ) e sobre o telhado ( $\dot{Q}_{ins,telhado}$ ) é dado pela Equação 2.12 (CARRIER, 1980).

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = U * A * \Delta T_e \quad (2.12)$$

Sendo:

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através da parede;

$A$  - Área da parede;

$\Delta T_e$  - Diferença de temperatura equivalente.

O valor de  $\Delta T_e$  inclui a diferença de temperatura devido a insolação e a transmissão de calor, simultaneamente. Está em função da exposição da fachada, hora solar, peso da parede e é determinado pela Equação 2.13 (CARRIER, 1980).

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{e_s} + b * \left( \frac{R_s}{R_m} \right) * (\Delta T_{e_m} - \Delta T_{e_s}) \quad (2.13)$$

Em que:

$\Delta T_e$  - Diferença de temperatura equivalente para o mês, hora do dia e latitude considerada;

$a$  - Correção necessária, em caso da diferença de temperaturas externa e interna for diferente de 8 °C ou a amplitude diária for diferente de 11 °C;

$\Delta T_{e_s}$  - Diferença de temperatura equivalente para a mesma parede ou telhado na sombra e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto;

$\Delta T_{em}$  - Diferença de temperatura equivalente para a parede ou telhado exposto ao sol e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto;

$R_s$  - Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês e latitude desejados;

$R_m$  - Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês de para janeiro, 40° Sul;

$b$  - Coeficiente que considera a coloração da parede exterior. Assim, para paredes escuras (azul escuro, verde escuro, marrom escuro, etc.)  $b$  é igual a 1,0. Para paredes de cor média (verde claro, azul claro, etc.)  $b$  é igual a 0,78, e para paredes claras (creme, branco, etc.)  $b$  é igual a 0,55.

### **2.3.1.3 Carga Térmica Devido à Insolação no Telhado**

Esta parcela também é calculada com o conceito de temperatura sol-ar, ou seja, na prática o cálculo é feito pela diferença de temperatura equivalente. Assim, o ganho de calor solar sensível sobre telhados ( $\dot{Q}_{ins,telhado}$ ) também é dado pelas Equações 2.12 e 2.13 (CARRIER, 1980).

### **2.3.2 Transmissão de Calor Devido à Diferença de Temperatura**

A transmissão de calor devido a diferença de temperatura é entendida pelo fenômeno da condução. Assim, o calor é transmitido por um meio estacionário. Para o cálculo da carga térmica, esse fenômeno será observado, nos vidros das janelas, nas paredes, no piso e no teto (CARRIER, 1980, KREITH, MANGLIK, *et al.*, 2014).

#### **2.3.2.1 Carga Térmica Devido à Condução nas Janelas Envidraçadas**

Através do manual de ar condicionado do fabricante Carrier é possível encontrar a Equação 2.14, para determinar o ganho de calor sensível nas superfícies envidraçadas (CARRIER, 1980).

$$\dot{Q}_{cond,janela} = U * A * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.14)$$

Em que:

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através do vidro;

$A$  - Área envidraçada;

$T_{ext}$  - Temperatura do ar exterior;

$T_{int}$  - Temperatura do recinto.

### 2.3.2.2 Carga Térmica Devido à Condução nas Paredes

De modo semelhante às superfícies envidraçadas, a transmissão de calor pelas paredes ( $\dot{Q}_{cond,parede}$ ) e pelo telhado ( $\dot{Q}_{cond,telhado}$ ) pode ser calculada pela equação 2.15 (CARRIER, 1980).

$$\dot{Q}_{cond,parede} = U * A * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.15)$$

Onde:

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através da parede;




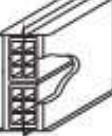


$A$  - Área das paredes;

$T_{ext}$  - Temperatura do ar exterior;

$T_{int}$  - Temperatura do recinto.

Como apresentado, para determinar a referida carga térmica, é necessário o coeficiente global de transferência de calor da parede. Observa-se na Tabela 2.2 os valores previamente calculados, considerando algumas formas possíveis de composição de paredes (ABNT, 2005).

Tabela 2.2: Transmitância térmica, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes.

Parede	Descrição	U W/(m <sup>2</sup> .K)	C <sub>r</sub> kJ/(m <sup>2</sup> .K)	φ h
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 5,0 cm	5,04	120	1,3
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 10,0 cm	4,40	240	2,7
	Parede de tijolos maciços aparentes Dimensões do tijolo: 10,0 cm x 6,0 cm x 22,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura total da parede: 10,0 cm	3,70	149	2,4
	Parede de tijolos de 6 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0 cm x 14,0 cm x 19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,48	159	3,3
	Parede de tijolos de 8 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0 cm x 19,0 cm x 19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,49	158	3,3
	Parede de tijolos de 8 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 10,0 cm x 20,0 cm x 20,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 15,0 cm	2,24	167	3,7

Fonte: NBR 15220 (ABNT 2005)

### 2.3.2.3 Carga Térmica Devido à Condução no Telhado

Analogamente às paredes, a carga térmica devido à condução no telhado ( $\dot{Q}_{cond,telhado}$ ) pode ser determinada pela Equação 2.15, visto que, baseia-se no mesmo fenômeno de transmissão de calor, mudando apenas o meio (CARRIER, 1980).

### 2.3.3 Carga Térmica Devido a Iluminação

A quantidade de calor gerado pelo sistema de iluminação depende da potência das lâmpadas e do tipo de conexão utilizada. No caso de uma lâmpada fluorescente a energia dissipada pelo reator deve ser considerada no cálculo (STOECKER, JONES, 1985).

O ganho de calor sensível pelas lâmpadas incandescentes é determinado pela Equação 2.16 e pelas lâmpadas fluorescentes pela equação 2.17 (CARRIER, 1980).

$$\dot{Q}_{iluminação} = N_{lâmpadas} * P_{lâmpada} * 0,86 \quad (2.16)$$

$$\dot{Q}_{iluminação} = N_{lâmpadas} * (1 + r) * P_{lâmpada} * 0,86 \quad (2.17)$$

Onde:

$N_{lâmpadas}$  – Quantidade de lâmpadas;

$P_{lâmpada}$  – Potência da lâmpada;

$r$  – Percentual de calor dissipado pelo reator;

Sendo  $r = 0,250$  para reatores eletromagnéticos e  $r = 0,075$  para reatores eletrônicos.

### 2.3.4 Carga Térmica Devido a Presença de Pessoas

O ser humano emite calor sensível e calor latente, que variam de acordo com a atividade física. Sabendo-se que a temperatura média de uma pessoa é de 37 °C, se eventualmente a temperatura exterior estiver superior a esse valor, o calor é transferido do exterior para o corpo, e isto provoca a transpiração e eliminação de vapor d'água pela respiração, adicionando apenas calor latente ao ambiente. Se a temperatura exterior é inferior a 15,6 °C, a transferência se dá do corpo para o ambiente, porém, somente na forma de calor sensível. Entre essas temperaturas, ou seja, entre 15,6 e 37 °C, o corpo humano emite calor sensível e calor latente ao ambiente (CREDER, 2004).

Contudo, a partir da Equação 2.18 é possível determinar valor da carga térmica devido a presença de pessoas.

$$\dot{Q}_{pessoas} = (C_S + C_L) \times N_{pessoas} \quad (2.18)$$

Ou seja, a soma do calor sensível ( $C_S$ ) e calor latente ( $C_L$ ) é multiplicado pela quantidade de pessoas ( $N_{pessoas}$ ) no recinto (CREDER, 2004).

Observa-se na Tabela 2.3, extraída da norma NBR 6401 o calor sensível e calor latente liberado por pessoas, em função da temperatura de bulbo seco (TBS) e do ambiente projetado (ABNT, 1980).

Tabela 2.3: Calor liberado por pessoas (kcal/h).

Local	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio <sup>(A)</sup>	TBS									
			28		27		26		24		21	
			S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Teatro, escola primária	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Escola secundária	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Escr., hotéis, apartamentos, Univ.	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Supermercados varejistas, lojas	139											
Farmácias, drogeries	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Bancos	139											
Restaurante <sup>(B)</sup>	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Fábrica, trabalho leve	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Salão de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Boliches, fábricas, ginásios <sup>(C)</sup>	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

Fonte: NBR 6401 (ABNT, 1980)

### 2.3.5 Carga Térmica Devido à Equipamentos Eletrônicos

Analogamente a carga térmica devido à iluminação, o cálculo de carga térmica dos equipamentos (Equação 2.19), em edificações já construídas e em funcionamento, pode ser feito somando-se a potência ( $P_{equipamentos}$ ) de todos os equipamentos instalados no interior do recinto (CARRIER, 1980; STOECKER, JONES, 1985).

$$\dot{Q}_{equipamentos} = \sum P_{equipamentos} * 0,86 \quad (2.19)$$

### 2.3.6 Carga Térmica Total

A carga térmica total ( $\dot{Q}_{total}$ ) é obtida somando as cargas térmicas parciais descritas anteriormente, como apresentado na Equação 2.20. É recomendado, como medida de segurança (*FS*), acrescentar de 5 a 10% aos cálculos para atender a eventuais penetrações de calor no recinto. (CARRIER, 1980, CREDER, 2004).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{total} = & (\dot{Q}_{ins,janelas} + \dot{Q}_{ins,paredes} + \dot{Q}_{ins,telhado} + \dot{Q}_{cond,janela} + \dot{Q}_{cond,parede} \\ & + \dot{Q}_{cond,telhado} + \dot{Q}_{iluminação} + \dot{Q}_{pessoas} + \dot{Q}_{equipamentos}) \times FS \end{aligned} \quad (2.20)$$

## 2.4 Ar Condicionado

Ar condicionado de conforto é definido como o processo de condicionamento de ar de um determinado ambiente com a finalidade de controlar temperatura, umidade, pureza e distribuição do ar para propiciar conforto aos ocupantes do recinto (STOECKER, JONES, 1985).

Os principais sistemas de refrigeração são:

- Sistema de absorção;
- Sistema de ejeção de vapor;
- Sistema de compressão de ar;
- Sistema de compressão a vapor;
- Sistema termoelétrico.

Contudo, o sistema de refrigeração por compressão a vapor, na prática, é o mais utilizado dentre os sistemas de refrigeração existentes. Neste sistema, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão reduzida de modo que o fluido possa vaporizar a baixa pressão, como mostrado na Figura 2.4 (CREDER, 2004).

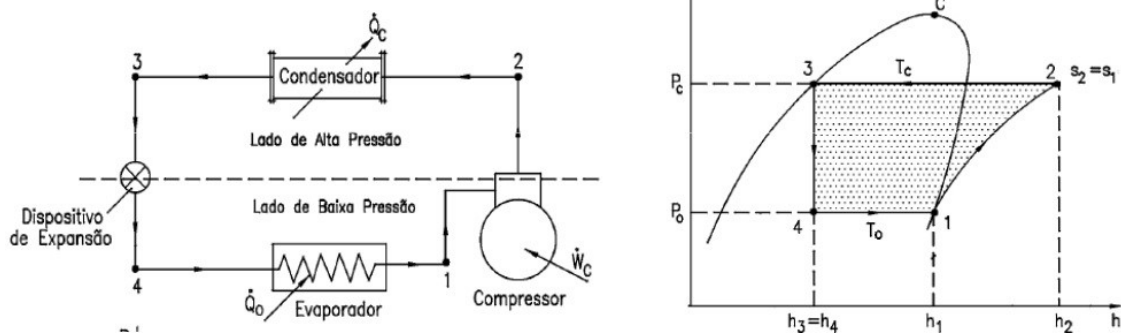


Figura 2.4: Ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor e sua representação no diagrama de Mollier.

Fonte: Silva (2019)

A partir da Figura 2.4, os processos termodinâmicos que compõem o ciclo ideal podem ser verificados e são descritos da seguinte forma:

- Compressão (processo 1-2): No compressor o vapor entra a baixa pressão e temperatura. Recebe energia pela compressão e sai do compressor a alta temperatura e alta pressão. A compressão é adiabática reversível (isentrópica,  $s = \text{constante}$ ). Não há atrito e troca de calor entre o compressor e o vapor;
- Condensação (processo 2-3): No condensador o vapor perde calor para o meio condensante (ar ou água) e sai do condensador na forma líquida. Admite-se que no condensador a evolução é isobárica. Quanto a temperatura devemos admitir duas etapas: Quando o vapor entra no condensador ele está superaquecido e deve ser resfriado até a temperatura de saturação; depois acontece a condensação e a temperatura não mais varia;
- Expansão (processo 3-4): A passagem do fluido pelo dispositivo capilar ou dispositivo de expansão é adiabática irreversível (isoentálpica,  $h_3 = h_4$ ). Apesar de não acontecer troca de calor com o exterior, parte do refrigerante vaporiza absorvendo calor do restante da massa líquida. Assim, na saída do dispositivo temos uma mistura de líquido e vapor sob temperatura e pressão inferiores àquelas da entrada no dispositivo medidor;
- Vaporização (processo 4-1): O refrigerante entra no evaporador numa mistura líquido e vapor com baixa pressão e temperatura. Passando pela tubulação do evaporador a massa líquida vai absorvendo calor (carga térmica) do interior da câmara e vaporizando. Na saída do evaporador temos apenas vapor saturado. Admite-se que a passagem pelo evaporador é isotérmica e isobárica. Do evaporador



o vapor vai a linha de sucção onde, teoricamente, nenhuma transformação ocorre (MATOS, 2004, SILVA, 2019).

#### **2.4.1 Equipamentos de Expansão Direta**

Um sistema de expansão direta, é definido como sendo um sistema que utiliza um gás refrigerante para realizar a troca de calor com o ambiente. Esse sistema pode ser encontrado em equipamentos compactos, onde a unidade evaporadora e condensadora encontram-se em um único equipamento ou em equipamentos chamados de *splits*, onde a unidade condensadora é separada da unidade evaporadora. Normalmente, utiliza-se uma unidade condensadora para cada unidade evaporadora. Seguindo o mesmo conceito do *split* convencional, tem-se o VRV (volume de refrigerante variável), que tem como característica principal a utilização de apenas uma unidade condensadora para um conjunto de unidades evaporadoras (FORMIGA, 2014).

Além dos equipamentos do modelo e VRV, existem mais equipamentos cuja troca de calor se dá entre o gás refrigerante e o ar a ser tratado, como os do tipo (ARAÚJO, 2011):

- Parede ou janela;
- Portátil;
- Split cassette;
- Bi ou tri-split;
- Roof top split.

#### **2.4.2 Equipamentos de Expansão Indireta**

São equipamentos de grande capacidade e porte com necessidades específicas para ambientes comerciais, industriais e hospitalares. São sistemas cujo refrigerante resfria um líquido intermediário, que normalmente é a água gelada (ARAÚJO, 2011).

- Centrais de Ar Condicionado;
- Condicionadores de Ar *Self Contained*.

### **2.4.3 Seleção de Equipamentos**

A seleção de equipamentos de ar condicionado, deve garantir a retirada da carga térmica total, além disso, deve-se levar em conta outros fatores como (CREDER, 2004):

- Fator de incrustação;
- Quedas de pressão máximas permitidas no evaporador e no condensador;
- Potência elétrica disponível;
- Limitações relacionadas com a aplicação;
- Temperatura do ar externo e do ambiente;
- Porcentagem de renovação de ar;
- Vazão de ar requerida para tratamento;
- Pressão estática externa para ser vencida pelo ventilador;
- Altitude local.

### **2.5 Considerações finais**

O capítulo apresentou uma revisão da literatura necessária para a realização do projeto. O próximo capítulo aborda toda a metodologia necessária para desenvolver os cálculos do projeto.

### 3 METODOLOGIA

Foi realizado um estudo de caso acerca do projeto e dimensionamento de um sistema de Condicionamento de Ambiente de um salão de festa localizado na Cidade de Ouro Preto -MG. Para tanto foi realizado o levantamento geográfico, dimensional e térmico de uma edificação já existente e em plena utilização. Alcançou-se como produto final o dimensionamento de um sistema de climatização do recinto, o qual otimizou o conforto térmico do local.

#### 3.1 Tipo de pesquisa

Para Gil (2002), a pesquisa pode ser entendida como a busca de resolução de problemas através de processos formais e sistemáticos de desenvolvimento do método científico. O autor analisa a pesquisa sob duas óticas:

- Pesquisa qualitativa: estudo em que há uma proximidade entre o mundo real e o sujeito, mas que não pode ser mensurada em números;
- Pesquisa quantitativa: é caracterizada pelo raciocínio lógico, dedutivo e mensurável. Capaz de expor em números e métodos estatísticos os argumentos para comprovação de determinado tema.

Ainda segundo Gil (2002), a pesquisa pode ser classificada de acordo com o objetivo do estudo:

- Pesquisa exploratória: tem como objeto final gerar afinidade com o tema, mesmo que pouco conhecido, de modo que o autor possa gerar hipóteses no final do estudo. Essa pesquisa pode envolver revisões bibliográficas e entrevistas com pessoas experientes;
- Pesquisa descritiva: tem como objetivo fornecer as características de determinada população, fenômeno ou experimento. Uma de suas características está na utilização de técnicas padronizadas de coleta de dados;
- Pesquisa explicativa: tem a finalidade de identificar os fatores que determinam ou que contribuem para a ocorrência de um fenômeno. A pesquisa explicativa depende da análise subjetiva do pesquisador.

Assim, a pesquisa realizada nesse trabalho pode ser considerada quantitativa em função da abordagem do problema. Além disso, a pesquisa pode ser classificada como exploratória e

descritiva, devido à natureza do problema. Visto que, o trabalho tratou-se de um estudo de caso, uma vez que busca dimensionar um sistema com características únicas e específicas desse edifício.

### 3.2 Materiais e Métodos

Para a realização da pesquisa proposta nesse trabalho foram desenvolvidos procedimentos em ambientes virtuais e reais.

#### 3.2.1 Etapas de Desenvolvimento do Trabalho

O desenvolvimento do trabalho seguiu o procedimento descrito na Figura 3.1.



Figura 3.1: Fluxograma das etapas realizadas na pesquisa.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Por se tratar de um salão de festas já construído, foi necessário fazer um levantamento completo da edificação. Informações climáticas, geográficas, construtivas, capacidade de público, potência dos equipamentos e sistema de iluminação são fundamentais para o cálculo da carga térmica. Feito isso, o próximo passo foi a seleção do equipamento para condicionar o ambiente.

### 3.3 Variáveis e indicadores

As condições climáticas no Brasil são determinadas pelos valores de temperaturas em determinados horários, umidade relativa do ar, radiação solar global e pela velocidade média dos ventos predominantes (RIBAS, 2006).

Dentre as variáveis que caracterizam uma região, podem-se elencar as que mais influenciam a carga térmica das edificações: a variação diária e anual da temperatura, umidade relativa, quantidade de radiação solar incidente e a predominância, sentido e velocidade dos ventos (FROTA, SCHIFFER, 2016).

De forma preliminar e sucinta, são apresentados na Tabela 3.1 as variáveis e indicadores necessários ao desenvolvimento do trabalho.

Tabela 3.1: Variáveis e indicadores do estudo.

VARIÁVEIS	INDICADORES
SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	Carga térmica total
	Sistema de Ar Condicionado
CARGA TÉRMICA	Características Construtivas
	Referenciamento geográfica
	Condições climáticas do local
	Capacidade de público e equipamentos
CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DA EDIFICAÇÃO	Dimensões do galpão (pé direito, largura, comprimento, etc.)
	Dimensão das portas e janelas
	Característica construtivas das paredes
	Características construtivas do teto
REFERENCIAMENTO GEOGRÁFICO	Posicionamento da edificação em relação aos pontos cardeais
	Definição das paredes que recebem insolação
	Coordenadas geográfica (latitude x longitude)
CONDIÇÕES CLIMÁTICAS	Direção dos ventos
	Velocidade média dos ventos durante o verão
	Temperaturas máximas durante o verão
PÚBLICO E EQUIPAMENTOS NO INTERIOR DA EDIFICAÇÃO	Capacidade máxima de público
	Quantidade e carga de equipamentos
	Carga de iluminação

Fonte: Pesquisa direta (2021).

### 3.4 Instrumento de coleta de dados

São elencados três instrumentos de coleta de dados para realização do referido dimensionamento:

- Observação direta – no levantamento de todos os aspectos construtivos do recinto;
- Revisão bibliográfica – procedimento para realização dos cálculos, dados climáticos e geográficos da região e a seleção do sistema com seus equipamentos;
- Registros institucionais – na utilização de manuais, catálogos e normas na definição de parâmetros de projeto.

Contudo, observa-se na Tabela 3.2 todas as vantagens e desvantagens de cada técnica utilizada.

Tabela 3.2: Vantagens e desvantagens das técnicas utilizadas.

Técnica de Coleta	Vantagens	Desvantagens
Observação Direta	Confiabilidade das informações	Não comprova o observado
	Baixo custo	
	Dimensões podem ser verificadas <i>in loco</i>	
	Tempo de obtenção é reduzido	
Revisão Bibliográfica	Baixo custo	Diferença nas condições climáticas
	Fácil acesso	
	Projetos testados	
	Baixo custo	
Registros Institucionais	Tempo de obtenção é reduzido	Dados incompletos ou desatualizados
		Uso restrito (confidencialidade)
		Dados difíceis de recuperar

Fonte: Pesquisa direta (2021).

### 3.5 Tabulação dos Dados

Serão utilizados os *softwares AutoCAD e Sketchup* no projeto arquitetônico e dimensional da edificação e será usado o software Microsoft Excel para os cálculos.

### 3.6 Considerações Finais do capítulo

Neste capítulo são apresentadas as ferramentas utilizadas para a concretização deste estudo, cujos instrumentos escolhidos, estão de acordo com o objeto proposto no mesmo.

No capítulo seguinte, é apresentado o levantamento de dados para cálculo da carga térmica e posterior dimensionamento e seleção do sistema de condicionamento de ar.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo é feita a apresentação e análise dos resultados. Os resultados são apresentados em tabelas, gráficos e imagens, de modo a proporcionar uma tal conjunção, que permita uma maior facilidade de leitura e análise.

### 4.1 Condições de Contorno do Dimensionamento do Sistema de Climatização

Para o cálculo da carga térmica e posterior dimensionamento do sistema de climatização, se fez necessário um levantamento minucioso das características construtivas, climáticas, geográficas e georreferenciais do salão de eventos.

#### 4.1.1 Condições climáticas da cidade de Ouro Preto - MG

Na Tabela 4.1 observa-se valores médios de temperatura de bulbo seco (TBS), umidade relativa do ar (UR), radiação solar incidente em plano horizontal (RS), valor global de radiação solar incidente na direção normal (RS Total), velocidade e direção dos ventos na cidade de Ouro Preto (RIBAS, 2006).

Tabela 4.1: Dados climáticos na cidade de Ouro Preto – MG para verão.

Vento		TBS (°C)	UR (%)	RS (W/m <sup>2</sup> )	RS Total (W/m <sup>2</sup> )
Direção	Velocidade (m/s)				
112,5 ° (Leste/Sudeste)	3,35 m/s	26,2	72,2	111,5	2.677

Fonte: Ribas (2006)

Os referidos dados climáticos, foram coletados pela estação meteorológica WS-16-A, instalada no Campus Morro do Cruzeiro da Universidade Federal de Ouro Preto. A estação mostrada na Figura 4.1 coleta os dados em tempo real por meio da interface RS232 (FARIA, 2013).





Figura 4.1: Estação meteorológica WS-16-A.  
Fonte: Faria (2013).

Como observado na Figura 4.2, a edificação, objeto de estudo, está localizada a aproximadamente 620 metros da estação meteorológica WS-16-A (Figura 4.1). Assim, os dados coletados expressam as condições climáticas do salão de eventos (Latitude 20,399 sul, longitude 43,514 oeste).



Figura 4.2: Localização geográfica do salão de festas e Estação Meteorológica WS-16-A.  
Fonte: Adaptado de Google Maps (2021).

A região estudada fica a uma altitude de 1179 metros e é também caracterizada por possuir clima tropical de altitude úmido, característico das regiões serranas com chuvas durante os meses de dezembro a março e geadas em junho e julho (FONTANELLA, 2009).

#### 4.1.2 Zoneamento Bioclimático e Sugestões Arquitetônicas

Para as condições climáticas brasileiras a norma NBR 15220 apresenta um zoneamento bioclimático, mostrado na Figura 4.3, onde se propõe uma divisão do território brasileiro em oito zonas relativamente homogêneas quanto ao clima e para cada uma destas zonas, formulou-se um conjunto de recomendações técnico-construtivas que otimizam o desempenho térmico das edificações, através de sua melhor adequação climática (ABNT, 2005).

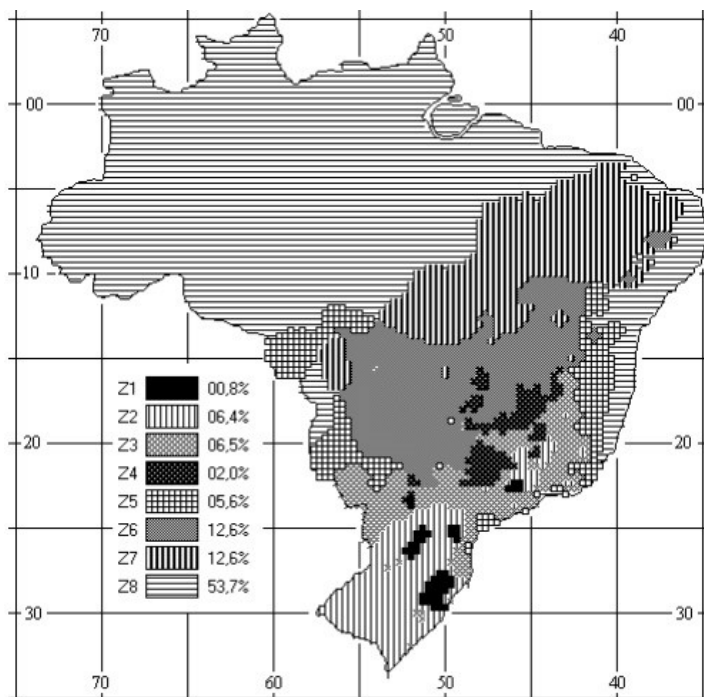


Figura 4.3: Zoneamento bioclimático do território brasileiro.  
Fonte: NBR 15220 (ABNT, 2005).

A partir do zoneamento apresentado (Figura 4.3) e da localização geográfica da cidade de Ouro Preto – MG (Figura 4.4) verifica-se que a edificação encontra-se na zona bioclimática 3 (FONTANELLA, 2009, RIBAS, 2006)



Figura 4.4: Localização geográfica da cidade de Ouro Preto – MG.  
Fonte: Fontanella (2009).

Para a zona bioclimática 3, a norma NBR 15220 sugere diretrizes arquitetônicas apresentadas na Tabela 4.2 (FARIA, 2013).

Tabela 4.2: Diretrizes construtivas para a zona bioclimática 3

Aberturas para ventilação	Sombreamento das aberturas	Fechamentos externos	Transmitância térmica (W/m².K)	Atrazo térmico (h)	Fator solar (%)	Estratégias de condicionamento térmico passivo
Médias (15% < A < 25%) A (em % área de piso em ambientes de longa permanência)	Permitir sol durante o inverno	Parede: Leve refletora	3,60	4,30	4,00	Verão: Ventilação cruzada
		Cobertura: leve isolada	2,00	3,30	6,50	Inverno: *Aquecimento solar da edificação *Fechamentos internos pesados (inércia térmica)

Fonte: Faria (2013)

### 4.1.3 Georreferenciamento e Características Dimensionais da Edificação

Por se tratar de um espaço já construído e como pode ser verificado na Figura 4.5, a arquitetura do recinto e das edificações vizinhas já é definida. Observa-se que uma das fachadas divide parede com outra edificação e, portanto, não recebe radiação solar.

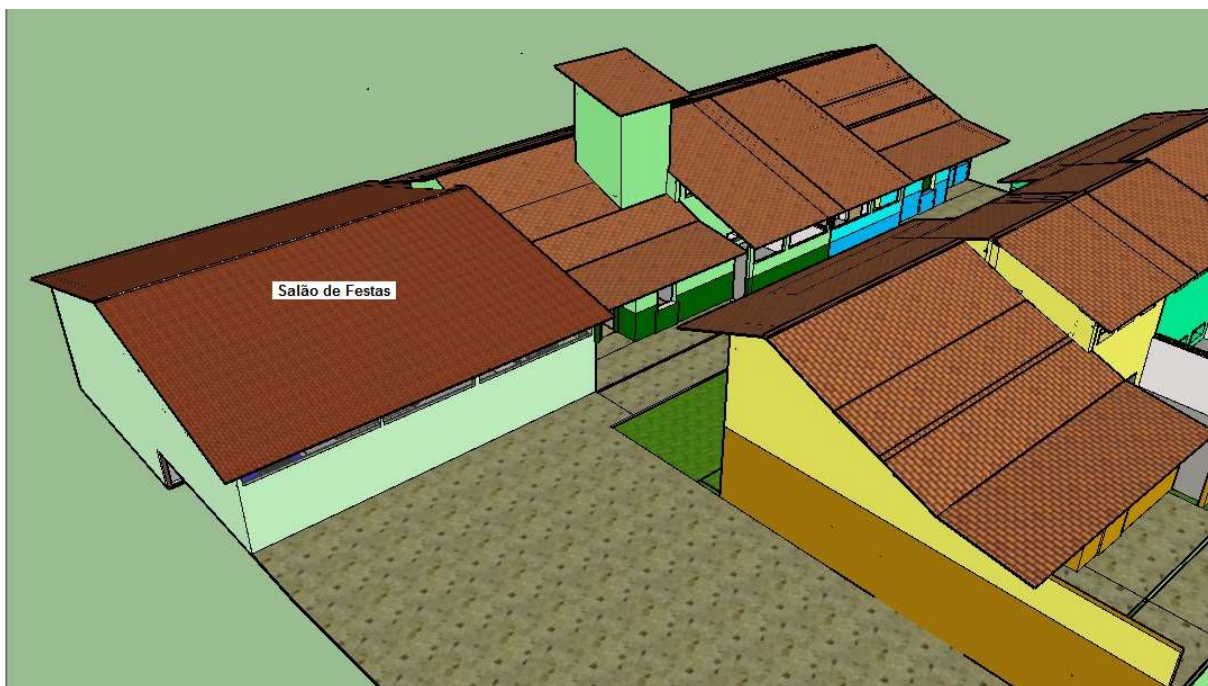


Figura 4.5: Arquitetura do salão de festas e vizinhança.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Observa-se no Subitem 4.1.1 a localização geográfica do salão de eventos: latitude 20,399 sul e longitude 43,514 oeste. Na Figura 4.6 e Figura 4.7 são apresentadas as plantas baixas em 2D e 3D, respectivamente, e a localização cardinal do recinto, informações essenciais para o desenvolvimento dos cálculos.

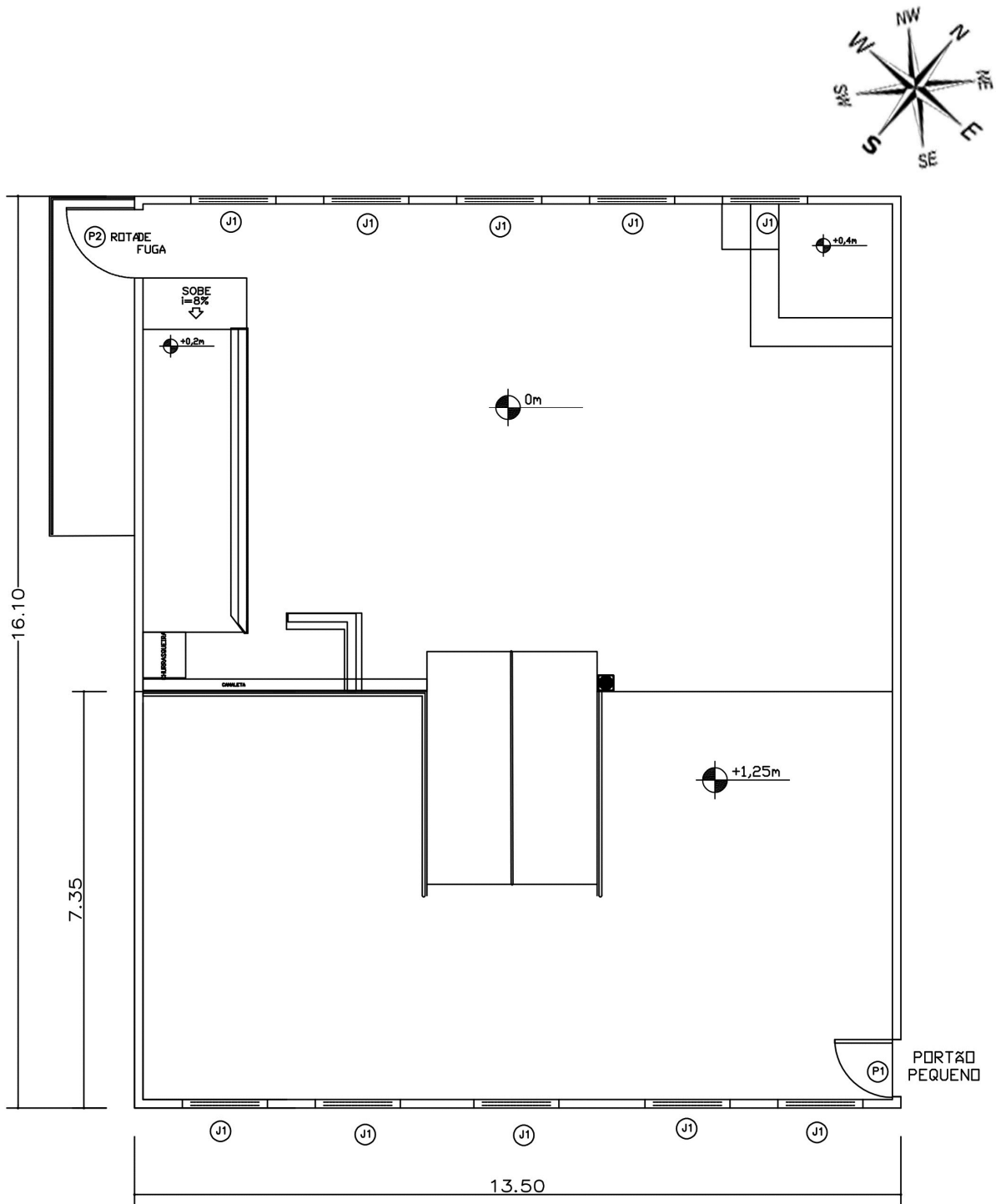


Figura 4.6: Planta baixa 2D e localização cardinal do salão de festas.  
 Fonte: Pesquisa direta (2021).

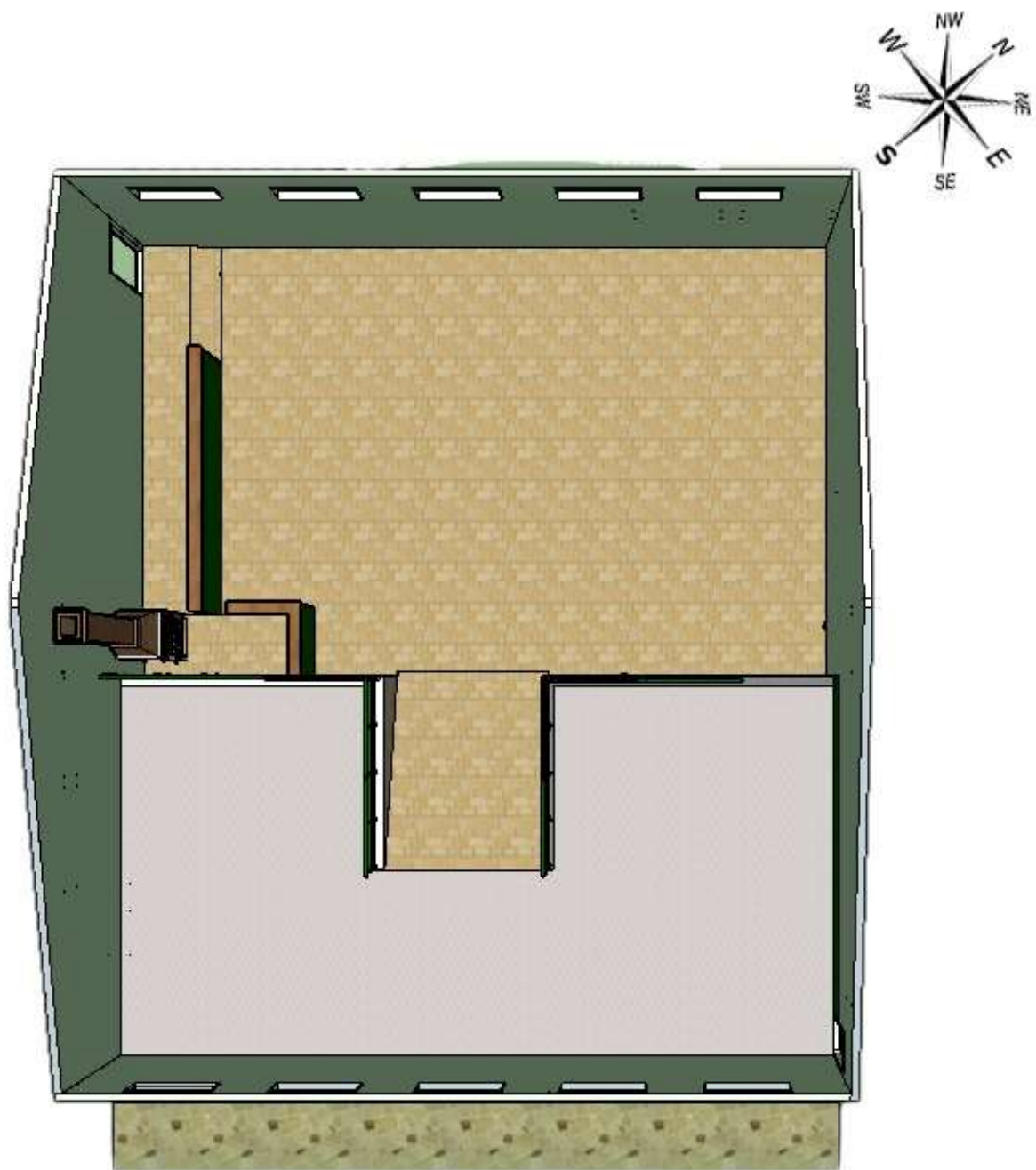


Figura 4.7: Planta baixa 3D e localização cardinal do salão de festas.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir do levantamento dimensional apresentado na Figura 4.6, foi determinada a área útil do salão, 217,35 m<sup>2</sup>. Utilizando o referenciamento cardinal do recinto, mostrados nas Figuras 4.6 e 4.7, foram apontadas as características dimensionais de cada fachada. A Figura 4.8 fornece os dados da fachada sudeste da edificação.

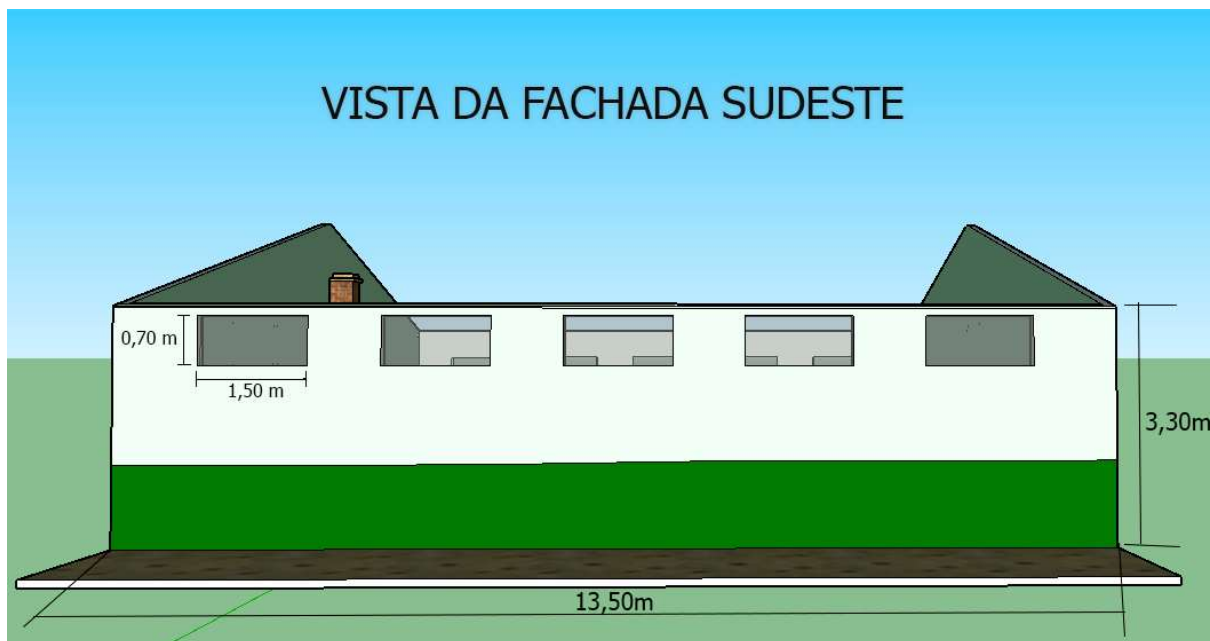


Figura 4.8: Características dimensionais da fachada sudeste do galpão.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir das dimensões coletadas e exibidas na Figura 4.8, calculou-se área de parede, 39,30 m<sup>2</sup>, e área das janelas envidraçadas, 5,25 m<sup>2</sup>, da fachada sudeste. A Figura 4.9 exhibe as dimensões da fachada sudoeste do recinto.

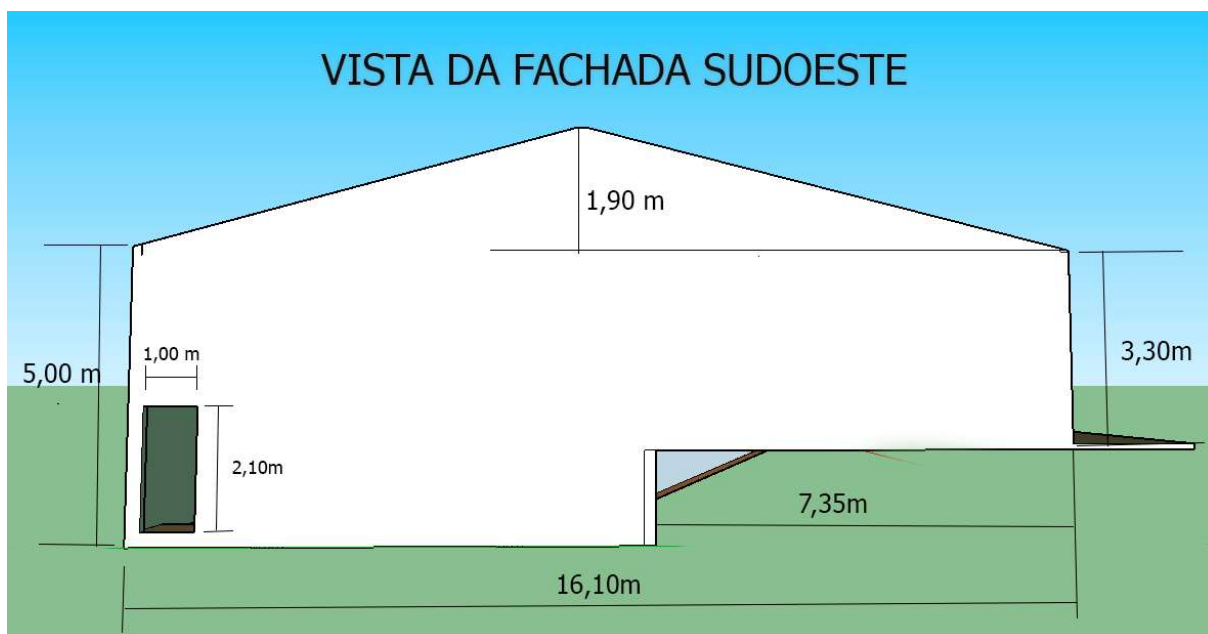


Figura 4.9: Características dimensionais da fachada sudoeste do salão.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Conhecendo as características dimensionais da fachada sudoeste, exposta na Figura 4.9, determinou-se a área da parede, 81,20 m<sup>2</sup>, e da porta, 2,10 m<sup>2</sup>. A Figura 4.10 revela as dimensões da fachada noroeste.

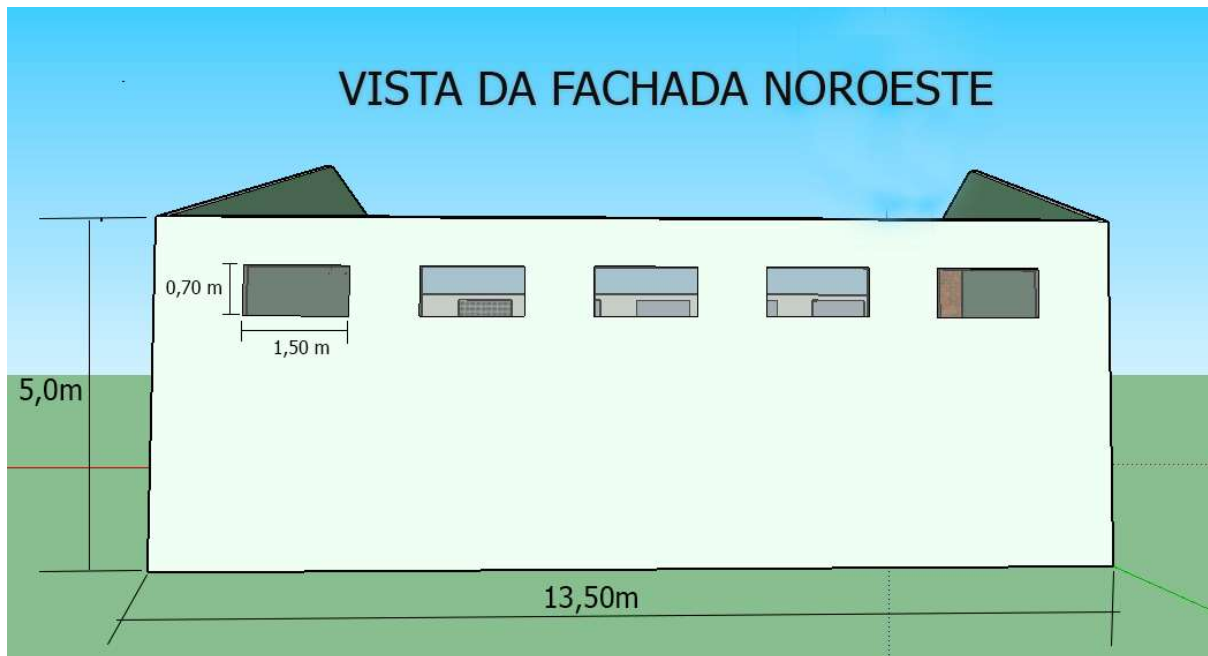


Figura 4.10: Características dimensionais da fachada noroeste da edificação.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Com base nas características dimensionais apresentadas na Figura 4.10, determinou-se a área da parede de 62,25 m<sup>2</sup> e a área das janelas envidraçadas de 5,25 m<sup>2</sup>.

A partir dos levantamentos dimensionais, calculou-se a área total das paredes com troca térmica, 182,75 m<sup>2</sup>, a área total de janelas envidraçadas, 10,5 m<sup>2</sup>, e a área de portas, 2,1 m<sup>2</sup>.

## 4.2 Condições de Conforto Térmico

Como observado no Subitem 2.2, a Tabela 2.1 fornece as condições de conforto adequadas para o verão. Em conformidade com a norma NBR 15220 e visando garantir conforto térmico para os frequentadores do recinto, será adotado a Temperatura de Bulbo Seco (TBS) de 24°C e a Umidade Relativa (UR) de 65%.

## 4.3 Cálculo da Carga Térmica

O cálculo da carga térmica seguirá o método do Manual de Ar Condicionado e Refrigeração do fabricante Carrier, detalhado na Seção 2.3 deste estudo (CARRIER, 1980).



### 4.3.1 Cálculos dos Efeitos da Radiação Solar

A radiação solar é responsável por três componentes da carga térmica, que serão calculadas na sequência. Contudo, a fachada nordeste não sofre influência da insolação, como mostrado na Figura 4.5.

#### 4.3.1.1 Cálculo da Carga Térmica Devido a Insolação nas Janelas Envidraçadas

A carga térmica devido a insolação nas janelas é calculada utilizando a Equação 2.11:

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = I_t * A * \phi * a \quad (2.11)$$

$I_t$  - Intensidade de radiação máxima para o dia desejado;

$A$  - Área envidraçada;

$\phi$  - Fator de redução do vidro;

$a$  - Fator de armazenamento.

A intensidade da radiação solar ( $I_t$ ) é apresentada no Manual de Ar Condicionado CARRIER, pela Tabela 4.3, na Latitude 20° Sul. Como as janelas da edificação em análise estão disponíveis somente nas fachadas sudeste (SE) e noroeste (NO), foram somados os valores de insolação nas duas fachadas por hora solar, de cada época do ano, a fim de determinar o período do ano em que há a maior incidência de sol e o horário de maior intensidade.

Como observado, o período em que ocorre a maior intensidade da radiação solar é em 21 de junho às 15:00h. O dimensionamento está sendo feito para condições típicas do verão, época do ano em que as temperaturas são maiores. Contudo, será considerada a insolação solar ( $I_t$ ) máxima encontrada: 29 kcal/h.m<sup>2</sup> na fachada sudeste (SE) e 452 kcal/h.m<sup>2</sup> na fachada noroeste (NO) a fim de usar a condição mais crítica.

Tabela 4.3: Insolação através dos vidros (kcal/h.m<sup>2</sup>).

20° Latitude Sul	Orientação	Hora Solar												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de dezembro	SE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	NO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
	Soma	227	441	422	368	263	141	78	95	157	217	230	192	83
21 de janeiro e 21 de novembro	SE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	NO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	Soma	200	379	406	336	236	122	76	116	192	249	262	210	92
20 de fevereiro e 23 de outubro	SE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	NO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
	Soma	127	320	349	276	173	86	92	187	303	327	335	260	83
22 de março e 22 de setembro	SE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	NO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	Soma	0	241	264	195	97	78	149	265	363	414	397	284	0
20 de abril e 24 de agosto	SE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	NO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0
	Soma	0	129	165	110	70	111	238	360	439	465	420	256	0
21 de maio e 23 de julho	SE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	NO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	Soma	0	73	91	67	78	159	281	401	463	473	411	206	0
21 de junho	SE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	NO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
	Soma	0	43	67	61	86	197	298	398	463	481	396	165	0

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

A correção da temperatura externa durante as horas do dia, para o horário analisado (15:00h), é igual a zero. Portanto, não há necessidade de correção da temperatura externa.

Contudo, se faz necessário realizar a correção dos ganhos de calor solar nas janelas das fachadas sudeste (SE) e noroeste (NO):

- Correção devido a esquadria metálica ( $C_{esq}$ ): como as janelas são de esquadrias de alumínio, tem-se:

$$C_{esq} = \frac{1}{0.85} = 1,176;$$

- Correção devida a poluição ou neblina ( $C_{amb}$ ): considerando um ambiente com baixos níveis de poluição e neblina, será adotado uma correção de 5%, assim:

$$C_{amb} = 0,95;$$

- Correção devido a altitude local ( $C_{alt}$ ): conforme discriminado no Subitem 4.1.1, a altitude da cidade de Ouro Preto é de 1179 metros, assim:

$$C_{alt} = 1 + \left( \frac{1179}{300} * \frac{0,7}{100} \right) = \mathbf{1,028}$$

- Correção devido ao ponto de orvalho ( $C_{po}$ ): A partir dos dados disponíveis (altitude de 1179 metros, temperatura do ar de 26,2 °C e umidade relativa de 65%) é possível determinar a temperatura do ponto de orvalho, através da carta psicométrica. Contudo, utilizou-se uma calculadora psicométrica para chegar ao valor exato da temperatura de orvalho. Como pode ser verificado na Tabela 4.4, os dados foram incluídos e a temperatura de ponto de orvalho foi calculada (SILVA, 2021).

Tabela 4.4: Cálculo das propriedades psicométricas.

RESULTADO PARA:		
Propriedade	Valor	Unidade
Altitude	1179,00	m
Temperatura do ar	26,20	°C
Umidade Relativa	65,00	%

Propriedade	Valor	Unidade
Altitude	1179,00	m
Pressão atmosférica	87450,78	Pa (pascal)
	655,97	mm Hg
Temperatura do ar	26,20	°C
Temperatura do bulbo úmido	21,31	°C
<b>Temperatura do ponto de orvalho</b>	<b>19,11</b>	<b>°C</b>
Umidade Relativa	65,00	%
Pressão de vapor	22,10	hPa
	16,58	mmHg
Pressão de vapor estádio de saturação	34,01	hPa
	25,51	mmHg
Razão de Mistura	0,0161	kg de vapor/kg ar seco
	16,13	g de vapor/kg ar seco
Volume específico	1,008	m³ de ar/kg ar seco
Umidade absoluta	0,016	kg de vapor/ m³ de ar
	16,000	g de vapor/ m³ de ar
Entalpia do ar	67,51	k Joule/kg ar seco
	16,12	k Caloria/kg ar seco

Fonte: Adaptado de Silva (2021).

Assim a temperatura do ponto de orvalho do ar externo é 19,11 °C, portanto, é menor que 19,5 °C. A correção a ser realizada será de – 14% a cada 10 °C de diferença.

$$C_{po} = 1 - \left[ \left( \frac{19,5 - 19,11}{10} \right) * 0,14 \right] = \mathbf{0,999}$$

- Correção para os meses de dezembro e janeiro ( $C_{DJ}$ ): Como a maior insolação nas fachadas se deu no mês de junho e o mês analisado é o mês de fevereiro, não há correção. Portanto,  $C_{DJ} = 1$ .

Portanto, o fator de correção ( $FC$ ) será:

$$FC = C_{esq} * C_{amb} * C_{alt} * C_{po} * C_{DJ}$$

$$FC = 1,176 * 0,95 * 1,028 * 0,999 * 1$$

$$FC = 1,148$$

Por fim, é possível determinar o ganho de calor devido a insolação nas janelas de vidro nas fachadas sudeste (SE) e noroeste (NO) corrigido:

$$I_{tSE} = 29 * 1,148 = 33,29 \frac{kcal}{h * m^2}$$

$$I_{tNO} = 452 * 1,148 = 518,79 \frac{kcal}{h * m^2}$$

A partir do Subitem 4.1.3, as dimensões foram indicadas e as áreas das janelas envidraçadas (A) foram determinadas. Em ambas as fachadas a área é igual **5,25 m<sup>2</sup>**.

O fator de redução do vidro ( $\phi$ ) é indicado pela Tabela 4.5. Como as janelas da edificação não possuem persianas, nem telas, e são equipadas com vidros duplos comuns, o fator de redução do vidro ( $\phi$ ) é igual **0,90**.

Tabela 4.5: Fatores totais de ganho solar através dos vidros.

TIPO DE VIDRO	SEM PERSIANA OU TELA	PERSIANAS VENESIANAS INTERIORES Faixas horizontais ou verticais inclinadas a 45° ou CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENESIANAS EXTERIORES Faixas horizontais inclinadas a 45°		PERSIANA EXTERIOR Faixas horizontais inclinadas a 17°		TOLDO Circulação de ar acima e lateralmente	
		Coloração clara	Coloração média	Coloração escura	Coloração clara	Exterior claro Interior escuro	Coloração média	Coloração escura	Coloração clara	Coloração média ou escura
VIDRO SIMPLES	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRO SIMPLES 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRO ABSORVENTE										
Coefficiente de absorção 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,48	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorção 0,49 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorção 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRO DUPLO										
Vidro comum	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidro de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidro interior comum										
Vidro ext. absorvente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidro interior de 6 mm										
Vidro ext. absorvente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRO TRIPLO										
Vidro comum	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidro de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRO PINTADO										
Coloração clara	0,28									
Coloração média	0,39									
Coloração escura	0,50									
VIDRO COLORIDO										
Ambar	0,70									
Roxo escuro	0,56									
Azul	0,60									
Cinza	0,32									
Cinza-verde	0,46									
Opaco claro	0,43									
Opaco escuro	0,37									

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

Observa-se na Tabela 4.6 os valores para o fator de armazenamento ( $a$ ) não sombreados, sendo considerado 12 horas de funcionamento diário do sistema de ar condicionado com temperatura constante no ambiente interno. Será adotado o tipo de construção médio, ou seja, peso 500 kg/m<sup>2</sup>. Assim, os fatores de armazenamento para às 15:00h são definidas: **0,26** na fachada sudeste (SE) e **0,62** na fachada noroeste (NO).

Tabela 4.6: Fatores de armazenamento de carga térmica.

ORIENTAÇÃO (Lanteira Sul)	PESO (kg/m <sup>2</sup> de superfície de solo)	COM TELA INTERIOR															COM TELA EXTERIOR OU VIDRO EXPOSTO														
		HORA SOLAR															HORA SOLAR														
		MANHÃ							TARDE								MANHÃ							TARDE							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17						
SE	750 ou mais	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25						
	500	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20						
	150	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12						
E	750 ou mais	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28						
	500	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24						
	150	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,15	0,12						
NE	750 ou mais	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37						
	500	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33						
	150	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18						
N	750 ou mais	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54						
	500	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53						
	150	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42						
NO	750 ou mais	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,60	0,58						
	500	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60						
	150	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69						
O	750 ou mais	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54						
	500	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57						
	150	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77						
SO	750 ou mais	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44						
	500	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48						
	150	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80	0,75	0,53	0,36	0,28	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66						
S e Sombra	750 ou mais	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,81	0,92	0,93	0,93						
	500	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95						
	150	1,00															1,00														

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = I_t * A * \phi * a$$

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = \dot{Q}_{ins,janelas_{SE}} + \dot{Q}_{ins,janelas_{NO}}$$

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = (33,29 * 5,25 * 0,90 * 0,26) + (518,79 * 5,25 * 0,90 * 0,62)$$

$$\dot{Q}_{ins,janelas} = 1560,69 \text{ kcal/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido a insolação nos vidros é **1560,69 kcal/h**.

#### 4.3.1.2 Cálculo da Carga Térmica Devido à Insolação nas Paredes Externas

A carga térmica devido a insolação nas paredes externas é dada pela Equação 2.12.

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = U * A * \Delta T_e \quad (2.12)$$

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através da parede;

$A$  - Área da parede;

$\Delta T_e$  - Diferença de temperatura equivalente.

Como as paredes são compostas por tijolos de 8 furos quadrados, com espessura total em torno de 14 cm, o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), pôde ser facilmente encontrado na Tabela 2.2:

$$U = 2,49 \frac{W}{m^2 * K} = \mathbf{2,14} \frac{kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$$

A partir do subitem 4.1.3, as dimensões foram indicadas e as áreas das paredes das fachadas ( $A$ ) determinadas:

- Sudeste  $A_{SE} = \mathbf{39,30 m^2}$
- Sudoeste  $A_{SO} = \mathbf{81,20 m^2}$
- Noroeste  $A_{NO} = \mathbf{62,25 m^2}$

A diferença de temperatura equivalente ( $\Delta T_e$ ) é determinada através da Equação 2.13:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{e_s} + b * \left( \frac{R_s}{R_m} \right) * (\Delta T_{e_m} - \Delta T_{e_s}) \quad (2.13)$$

A variável  $a$  trata-se de um fator de correção necessário. No caso em que a diferença de temperaturas externa e interna for de  $8^\circ C$  ou a amplitude diária for de  $11^\circ C$ , o fator de correção é igual a zero. Para o ambiente estudado, a temperatura interna ( $T_{int}$ ) é igual a  $24^\circ C$  e a externa ( $T_{ext}$ ) é igual a  $26^\circ C$ . Portanto, a diferença ( $2^\circ C$ ) é menor que  $8^\circ C$ . A amplitude entre as temperaturas médias máximas ( $T_{max} = 26^\circ C$ ) e as temperaturas médias mínimos ( $T_{min} = 17^\circ C$ ), num dia típico de verão é igual  $9^\circ C$ , portanto, é menor que  $11^\circ C$  (SPARK WEATHER, 2021).

Assim, para o cálculo da diferença de temperatura equivalente ( $\Delta T_e$ ), se faz necessário determinar o fator de correção ( $a$ ). Para isso, utiliza-se a Tabela 4.7. Como pode ser observado, o valor da correção ( $a$ ) será igual a  $-5,2^\circ C$ .

Tabela 4.7: Correção das diferenças equivalentes de temperatura.

Temperatura exterior às 15 h para o mês considerado menos temperatura interior	VARIACÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR EM 24 HORAS																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,0	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+18	12,8	12,3	11,7	1,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

Conforme indicado na Tabela 4.8, para uma parede de 300 kg/m<sup>2</sup>, na hora solar de 15:00h, é possível determinar a diferença de temperatura equivalente na sombra ( $\Delta T_{e_s}$ ) e a temperatura equivalente exposto ao sol ( $\Delta T_{e_m}$ ) para ambas as fachadas.

- Sombra  $\Delta T_{e_s} = 4,4 \text{ }^\circ\text{C}$
- Sudeste  $\Delta T_{e_{mSE}} = 6,1 \text{ }^\circ\text{C}$
- Sudoeste  $\Delta T_{e_{mSO}} = 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Noroeste  $\Delta T_{e_{mNO}} = 13,3 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabela 4.8: Diferença equivalente de temperatura (°C).

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m <sup>2</sup> de superfície de solo)	HORA SOLAR																								
		MANHÃ										TARDE										MANHÃ				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
SE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8	
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9	3,9	
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0	
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3	
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7	6,7	
NE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	4,4	3,9	
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0	
N	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5	
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,5	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	
NO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7	
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,5	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2	
SO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5	
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8	
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0	
S na sombra	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1		
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	1,1	0,5	

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

Radiação solar máxima através de vidros ( $R_s$ ) para as fachadas das paredes sudeste (SE), sudoeste (SO) e noroeste (NO), para o mês de fevereiro, na latitude 20° sul é determinado pela Tabela 4.9:

- Sudeste  $R_{sSE} = 35 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$
- Sudoeste  $R_{sSO} = 241 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$
- Noroeste  $R_{sNO} = 292 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$

Tabela 4.9: Insolação através dos vidros (kcal/h.m<sup>2</sup>) 20° latitude Sul.

20° LATITUDE SUL		HORA SOLAR															
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	16	27	29	35	38	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			
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143			
	SO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122			
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13			

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

Radiação solar máxima através de vidros  $R_m$  para as fachadas das paredes sudeste (SE), sudoeste (SO) e noroeste (NO), para o mês de para janeiro, latitude 40° sul é determinado pela Tabela 4.10:



- Sudeste  $R_{m_{SE}} = 35 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$
- Sudoeste  $R_{m_{SO}} = 179 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$
- Noroeste  $R_{m_{NO}} = 339 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$

Tabela 4.10: Insolação através dos vidros ( $\text{kcal}/\text{h}.\text{m}^2$ )  $40^\circ$  latitude Sul

40° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21 de Janeiro e 21 de Novembro	S	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65
	SE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13
	NE	146	260	322	339	298	222	113	40	38	35	32	27	13
	N	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13
	NO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146
	O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320
	SO	13	27	32	35	38	38	38	38	70	179	284	344	287
	Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

O coeficiente que considera a coloração da parede exterior ( $b$ ) será igual a **0,78**, visto que as paredes externas são da cor verde clara.

Contudo, será possível calcular as diferenças de temperatura equivalente de cada fachada.

$$\Delta T_{e_{SE}} = -5,2 + 4,4 + 0,78 * \left(\frac{35}{35}\right) * (6,1 - 4,4) = \mathbf{0,53} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{e_{SO}} = -5,2 + 4,4 + 0,78 * \left(\frac{241}{179}\right) * (5,5 - 4,4) = \mathbf{0,36} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{e_{NO}} = -5,2 + 4,4 + 0,78 * \left(\frac{292}{339}\right) * (13,3 - 4,4) = \mathbf{5,18} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com as diferenças de temperatura equivalente calculadas, torna-se possível o cálculo da carga térmica em cada fachada e posteriormente o valor total.

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = U * A * \Delta T_e$$

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = \dot{Q}_{ins,paredes_{SE}} + \dot{Q}_{ins,paredes_{SO}} + \dot{Q}_{ins,paredes_{NO}}$$

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = (2,14 * 39,30 * 0,53) + (2,14 * 81,20 * 0,36) + (2,14 * 62,25 * 5,18)$$

$$\dot{Q}_{ins,paredes} = \mathbf{796,29 \text{ kcal}/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido a insolação nas paredes externas é igual a **796,29 kcal/h**.

### 4.3.1.3 Cálculo da Carga Térmica Devido à Insolação no Telhado

A componente de carga térmica devido a insolação no telhado é dada pela Equação 2.13.

$$\dot{Q}_{ins,telhado} = U * A * \Delta T_e \quad (2.13)$$

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através do telhado;

$A$  - Área do telhado;

$\Delta T_e$  - Diferença de temperatura equivalente.

O salão de festas é coberto com telhas termoacústicas e, como mostrado na Figura 4.11, são compostas basicamente com duas chapas de aço galvanizado, cujo interior é constituído por uma camada de 5 cm de espessura ( $x$ ) de poliestireno expandido. Conforme dados do fabricante, possui condutividade térmica ( $k$ ) igual a  $0,028 \text{ kcal}/(\text{m} * \text{h} * ^\circ\text{C})$  (ANANDA, 2021).



Figura 4.11: Telha termoacústica de poliestireno expandido.  
Fonte: Dias (2011).

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) da telha termoacústica usada é de:

$$U = 0,56 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * \text{h} * ^\circ\text{C}}$$

A área ( $A$ ) do telhado é fornecida no Subitem 4.1.3 e é igual a **217,35 m<sup>2</sup>**.

A diferença de temperatura equivalente ( $\Delta T_e$ ) pode obtida a partir da Equação 2.13:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{e_s} + b * \left( \frac{R_s}{R_m} \right) * (\Delta T_{e_m} - \Delta T_{e_s}) \quad (2.13)$$

A correção "a" é a mesma encontrada no Subitem 4.3.1.2, a partir da Tabela 4.6, visto que, a diferença e amplitude das temperaturas são as mesmas, ou seja, **a = -5,2 °C**.

Conforme indicado na Tabela 4.11, para um peso de 300 kg/m<sup>2</sup>, na hora solar de 15:00, é possível determinar a diferença de temperatura equivalente na sombra ( $\Delta T_{e_s}$ ) e a temperatura equivalente exposto ao sol ( $\Delta T_{e_m}$ ) para o teto. Assim, tem-se:

- $\Delta T_{e_s} = 3,3 \text{ °C}$
- $\Delta T_{e_m} = 17,2 \text{ °C}$

Tabela 4.11: Diferença equivalente de temperatura (°C) para tetos.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m <sup>2</sup> de superfície de solo)	HORA SOLAR																								
		MANHÃ										TARDE										MANHÃ				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Com sol	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-1,7	-2,8	
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3	
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1	
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	
Coberto de água	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8	
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0	
Com orvalho	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7	
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
Na sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	

Fonte: Adaptado de Carrier (1980).

A partir das Tabelas 4.9 e 4.10, na orientação horizontal, às 15:00, torna-se possível determinar a radiação solar nas coordenadas do problema ( $R_s$ ) e a radiação solar na latitude 40° sul em janeiro ( $R_m$ ). Assim, tem-se:

- $R_s = 452 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$
- $R_m = 463 \text{ kcal}/(\text{h} * \text{m}^2)$

O coeficiente que considera a cor do telhado ( $b$ ) será igual a **0,78**, visto que o telhado tem coloração marrom claro.

Contudo, é possível calcular a diferença de temperatura equivalente do telhado.

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{e_s} + b * \left( \frac{R_s}{R_m} \right) * (\Delta T_{e_m} - \Delta T_{e_s})$$

$$\Delta T_e = -5,2 + 3,3 + 0,78 * \left( \frac{452}{463} \right) * (17,2 - 3,3)$$

$$\Delta T_e = 8,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com a diferença de temperatura equivalente calculada, torna-se possível o cálculo da carga térmica devido a insolação no telhado.

$$\dot{Q}_{ins,telhado} = U * A * \Delta T_e$$

$$\dot{Q}_{ins,telhado} = 0,56 * 217,35 * 8,68$$

$$\dot{Q}_{ins,tel} = 1057,03 \text{ kcal/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido a insolação no telhado é igual a **1057,03 kcal/h**.

### 4.3.2 Cálculo da Transmissão de Calor Devido à Diferença de Temperatura

A transmissão de calor devido a diferença temperatura é responsável por três componentes da carga térmica, que serão calculadas na sequência. Para o cálculo será observado os efeitos do fenômeno da condução.

#### 4.3.2.1 Cálculo da Carga Térmica Devido a Condução nas Janelas Envidraçadas

A componente de carga térmica devido a condução nos vidros das janelas é determinada pela Equação 2.14.

$$\dot{Q}_{cond,janela} = U * A * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.14)$$

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através do vidro;

$A$  - Área envidraçada;

$T_{ext}$  - Temperatura do ar exterior;

$T_{int}$  - Temperatura do recinto.

As janelas envidraçadas são do tipo vidro duplo, ou seja, o envidraçamento é constituído por duas lâminas de vidro com uma camada interna de ar. As lâminas são de vidro comum com **4,0 mm** de espessura ( $x_{vidro}$ ) cada e, conforme disposto na norma NBR 15220, possuem condutividade térmica ( $k_{vidro}$ ) igual a **1,00  $\frac{W}{m \cdot K}$**  (ABNT, 2005).

A camada de ar possui **12 mm** de espessura ( $x_{ar}$ ) e a condutividade térmica pode ser encontrada a partir dos valores disponíveis na Tabela 4.12 (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

Tabela 4.12: Propriedades do ar a 1 atm de pressão.

Temperatura $T$ ( $^{\circ}C$ )	Condutividade Térmica $k$ ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )
25	0,02551
30	0,02588

Fonte: Adaptado de Çengel & Ghajar (2012).

Como a temperatura analisada é  $26,2^{\circ}C$ , para encontrar a condutividade do ar, torna-se necessário interpolar os valores como exposto na Tabela 4.13.

Tabela 4.13: Interpolação da condutividade térmica para a temperatura de trabalho.

Temperatura $T$ ( $^{\circ}C$ )	Condutividade Térmica $k$ ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )
25	0,02551
26,2	$k_{ar}$
30	0,02588

Fonte: Pesquisa direta (2021).

$$\frac{k_{ar} - 0,02551}{26,2 - 25} = \frac{0,02588 - 0,02551}{30 - 25}$$

$$k_{ar} = 0,02560 \frac{W}{m * K}$$

Concluído isto, para o cálculo se faz necessário obter o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) da janela envidraçada:

$$\frac{1}{U} = \frac{x_{vidro}}{k_{vidro}} + \frac{x_{ar}}{k_{ar}} + \frac{x_{vidro}}{k_{vidro}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{0,004}{1,00} + \frac{0,012}{0,02560} + \frac{0,004}{1,00}$$

$$U = 2,10 \frac{W}{m^2 * K} = 1,80 \frac{kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$$

Conforme levantamento apresentado no Subitem 4.1.3, a área total ( $A$ ) das janelas envidraçadas é igual **10,50 m<sup>2</sup>**.

A temperatura média em dias de verão, apresentado no Subitem 4.1.1, igual **26,2 °C**, será adotada como a temperatura externa ( $T_{ext}$ ) e a temperatura de conforto térmico indicada na Seção 4.2 igual a **24,0 °C**, será adotada como temperatura interna do recinto ( $T_{int}$ ).

Assim, é possível desenvolver o cálculo da carga térmica:

$$\dot{Q}_{cond,janela} = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$\dot{Q}_{cond,janela} = 1,80 * 10,50 * (26,2 - 24,0)$$

$$\dot{Q}_{cond,janela} = 41,66 kcal/h$$

Portanto, o ganho de calor devido a condução nas janelas envidraçadas é igual a **41,66 kcal/h**.

#### 4.3.2.2 Cálculo da Carga Térmica Devido a Condução nas Paredes Externas

O cálculo da transmissão de calor pelas paredes determinado pela equação 2.15.

$$\dot{Q}_{cond,parede} = U * A * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.15)$$

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através da parede;

$A$  - Área das paredes;

$T_{ext}$  - Temperatura do ar exterior;

$T_{int}$  - Temperatura do recinto.

Como calculado no Subitem 4.3.1.2, o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) da parede é igual **2,14**  $\frac{kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$ . Conforme levantamento apresentado no Subitem 4.1.3, a área total ( $A$ ) das paredes é igual **182,75 m<sup>2</sup>**. Assim carga térmica é calculada:

$$\dot{Q}_{cond,parede} = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$\dot{Q}_{cond,parede} = 2,14 * 182,75 * (26,2 - 24,0)$$

$$\dot{Q}_{cond,parede} = 860,75 \text{ kcal/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido a condução nas paredes é igual a **860,75 kcal/h**.

#### 4.3.2.3 Cálculo da Carga Térmica Devido a Condução no Telhado

Analogamente ao cálculo de transmissão de calor pelas paredes, tem-se o cálculo da carga térmica por condução no telhado, determinado também pela Equação 2.15.

$$\dot{Q}_{cond,telhado} = U * A * (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.15)$$

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor através do telhado;

$A$  - Área do telhado;

$T_{ext}$  - Temperatura do ar exterior;

$T_{int}$  - Temperatura do recinto.

Como calculado no Subitem 4.3.1.3, o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) através do telhado é igual **0,56**  $\frac{kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$ . Conforme levantamento apresentado no Subitem 4.1.3, a área total ( $A$ ) do telhado é igual **217,35 m<sup>2</sup>**. Assim carga térmica é calculada:

$$\dot{Q}_{cond,telhado} = U * A * (T_{ext} - T_{int})$$

$$\dot{Q}_{cond,telhado} = 0,56 * 217,35 * (26,2 - 24,0)$$

$$\dot{Q}_{cond,telhado} = 267,78 kcal/h$$

Portanto, o ganho de calor devido a condução no telhado é igual a **267,78 kcal/h**.

### 4.3.3 Cálculo de Carga Térmica Devido a Iluminação

O salão de festas em estudo não possui lâmpadas incandescentes, portanto, o cálculo seguirá a Equação 2.17 para lâmpadas fluorescentes.

$$\dot{Q}_{iluminação} = N_{lâmpadas} * (1 + r) * P_{lâmpada} * 0,86 \quad (2.17)$$

$N_{lâmpadas}$  – Quantidade de lâmpadas;

$P_{lâmpada}$  – Potência da lâmpada;

$r$  – Percentual de calor dissipado pelo reator.

Baseado na instalação presente no recinto, 35 lâmpadas ( $N_{lâmpadas}$ ) fluorescentes de 50 W ( $P_{lâmpada}$ ) com reator eletrônico, pode se calcular a carga:

$$\dot{Q}_{iluminação} = N_{lâmpadas} * (1 + r) * P_{lâmpada} * 0,86$$

$$\dot{Q}_{iluminação} = 35 * (1 + 0,075) * 50 * 0,86$$

$$\dot{Q}_{iluminação} = 1617,50 kcal/h$$

Portanto, o ganho de calor devido a iluminação é igual a **1617,50 kcal/h**.



#### 4.3.4 Cálculo da Carga Térmica Devido a Presença de Pessoas

Observa-se na Tabela 2.3 os valores de calor sensível ( $82 \text{ kcal/h}$ ) e calor latente ( $132 \text{ kcal/h}$ ), na temperatura adotada ( $24 \text{ }^\circ\text{C}$ ) em um salão de baile. Como o salão possui capacidade para 300 pessoas, o cálculo pode ser realizado:

$$\dot{Q}_{pessoas} = (C_S + C_L) \times N_{pessoas}$$

$$\dot{Q}_{pessoas} = (82 + 132) \times 300$$

$$\dot{Q}_{pessoas} = 64200 \text{ kcal/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido a presença de pessoas é igual a **64200 kcal/h**.

#### 4.3.5 Cálculo da Carga Térmica Devido a Equipamentos Eletrônicos

Para o cálculo da carga térmica, foi realizado um levantamento dos equipamentos contidos no interior da edificação e verificado suas respectivas potências.

- Equipamento de som:
  - Mesa de som →  $335 \text{ W}$
  - Periféricos →  $103 \text{ W}$
  - Amplificadores →  $(1800 * 1) + (1320 * 1) = 3120 \text{ W}$
  - Total →  $3558 \text{ W}$
- CPU →  $65 \text{ W}$
- Monitor →  $55 \text{ W}$
- Freezers cervejeiros →  $(460 * 4) = 1840 \text{ W}$

Portanto, a potência total dos equipamentos ( $P_{equipamentos}$ ) é igual **5518 W**. Assim, pode se calcular a carga térmica devido aos equipamentos, conforme Equação 2.19.

$$\dot{Q}_{equipamentos} = \sum P_{equipamentos} * 0,86 \quad (2.19)$$

$$\dot{Q}_{equipamentos} = 5518 * 0,86$$

$$\dot{Q}_{equipamentos} = 4744,38 \text{ kcal/h}$$

Portanto, o ganho de calor devido aos equipamentos eletrônicos é igual a **4744,38 kcal/h**.

#### 4.3.6 Cálculo da Carga térmica Total

O cálculo da carga térmica total ( $\dot{Q}_{total}$ ) foi realizado utilizando a Equação 2.20. Será adotado um fator de segurança ( $FS$ ) de 8%, para suprir ganhos de calor devido a aumento de temperatura, entradas de ar e possíveis equipamentos novos.

$$\dot{Q}_{total} = (\dot{Q}_{ins,janelas} + \dot{Q}_{ins,paredes} + \dot{Q}_{ins,telhado} + \dot{Q}_{cond,janela} + \dot{Q}_{cond,parede} + \dot{Q}_{cond,telhado} + \dot{Q}_{iluminação} + \dot{Q}_{pessoas} + \dot{Q}_{equipamentos}) \times FS \quad (2.20)$$

$$\dot{Q}_{total} = (1560,69 + 796,29 + 1057,03 + 41,66 + 860,75 + 267,78 + 1617,50 + 64200,00 + 4744,38) \times 1,08$$

$$\dot{Q}_{total} = 81.157,75 \frac{kcal}{h} = 322.059,97 \frac{BTU}{h}$$

Como pode ser observado, a carga térmica total do projeto em análise é composta maciçamente pelo ganho de calor devido a presença do público. No gráfico apresentado na Figura 4.12 é possível verificar a discrepância entre as demais cargas térmicas e a carga térmica devido a presença de pessoas.

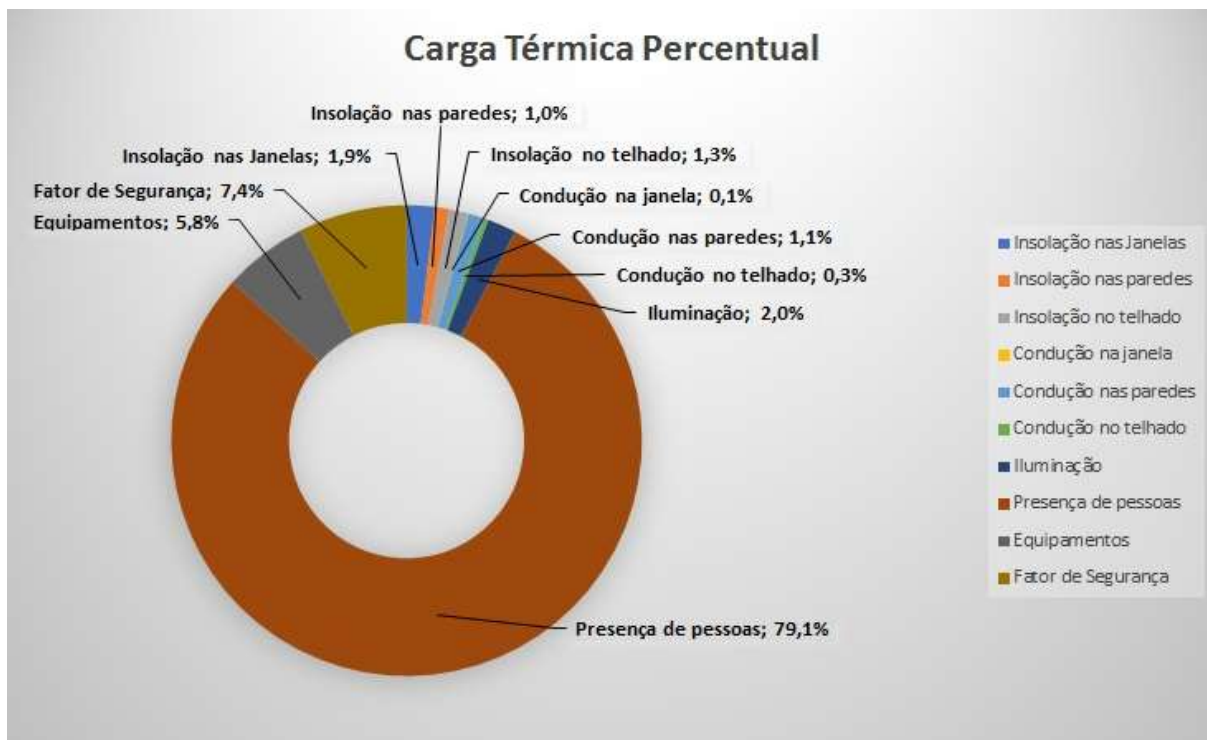


Figura 4.12: Gráfico da carga térmica em percentual.  
Fonte: Pesquisa direta (2021).

#### 4.4 Seleção e Dimensionamento do Sistema de Ar Condicionado

Para seleção do equipamento, são analisados os seguintes parâmetros:

1. Capacidade de refrigeração;
2. Tensão elétrica;
3. Frequência elétrica;
4. Potência do equipamento;
5. COP (Coeficiente de Desempenho);
6. Facilidade de instalação;
7. Custo.

Como pode ser observado no Subitem 4.3.6, o equipamento necessitará de uma capacidade de refrigeração de 322.059,97 *BTU/h*. Como se trata de uma edificação já construída e em operação, o ar-condicionado atenderá a tensão e frequência disponível, 220 *v* e 60 *Hz* e, por fim, o equipamento escolhido será comparado e analisado quanto a potência, COP, facilidade de instalação e custo.

Visto isso, optou-se pela utilização de 6 equipamentos do fabricante Carrier, modelo *Split* Teto Xpower (Figura 4.13), capacidade 54.000 BTU/h, totalizando assim 324.000 BTU/h (CARRIER, 2021).

Como pode ser observado na Tabela 4.14, o ar condicionado selecionado possui a capacidade de 54000 kcal/h e o COP de 3,24. Por se tratar de um salão de festas construído, torna-se importante indicar equipamentos com fácil instalação, que não demandem mudanças estruturais e que não necessitem de grandes obras civis. Assim, o modelo *split* atendeu a este requisito, visto que se trata de um equipamento compacto e de fácil instalação (CARRIER, 2021).



Figura 4.13: Ar Condicionado Split Teto Inverter Xpower Carrier 54000 BTU/h.

Fonte: Carrier (2021)

Tabela 4.14: Dados técnicos do Ar Condicionado Split Teto Inverter Xpower Carrier.

DADOS TÉCNICOS - XPOWER INVERTER					
Capacidade (BTU/h)		30,000	36,000	47,000	54,000
Voltagem (V)				220	
Ciclo				Frio	
Código	Evaporadora	42ZQVA30C5	42ZQVA36C5	42ZQVA48C5	42ZQVA60C5
	Condensadora	38CCVA30515MC	38CCVA36515MC	38CCVA48515MC	38CCVA60515MC
Código EAN	Evaporadora	7898554873385	7898554873392	7898554873408	7898554873415
	Condensadora	7898554873422	7898554873446	7898554873439	7898554873453
Medidas do Produto (LxAxP cm)	Evaporadora		120x23x70		165x23x70
	Condensadora		56,8x76x56,8		62,3x97x6,3
Medidas do Produto Embalado (LxAxP cm)	Evaporadora		128x33,1x80		173x33,1x80
	Condensadora		59,4x88,8x59,4		64x108x64
Peso Líquido (kg)	Evaporadora		28,7		40,3
	Condensadora		44,5	65	68
Peso Bruto (kg)	Evaporadora		33,1	45,8	
	Condensadora		49,8	70,2	73,2
Frequência (Hz)			60		
Potência Nominal (W)		2,710	3,260	4,250	4,880
Vazão de Ar (m <sup>3</sup> /h)			1,450		2,380
COP (W/W)				3,24	

Fonte: Carrier (2021).

Por fim, foi realizada uma análise de custo. O equipamento é comercializado pelo preço de R\$ 10.862,10 cada, ou seja, o valor do investimento total é de R\$ 65.172,60. O valor está próximo de outros equipamentos com capacidade similar ofertados no mercado, contudo, esse modelo se destaca pela eficiência energética (LEVEROS, 2021).

## 5 CONCLUSÃO

Como pode ser observado, o trabalho apresentou uma revisão da literatura sobre os principais conceitos de transferência de calor, conforto térmico, cálculo da carga térmica e sistemas de ar-condicionado. Foram realizados levantamentos das condições climáticas da cidade de Ouro Preto - MG, das características construtivas e da localização georreferenciada do galpão. Foi realizado cálculo da carga térmica total e, por fim, foram selecionados equipamentos capazes de retirar o calor e, conseqüentemente, melhorar o conforto térmico dos ocupantes.

Observou-se durante o dimensionamento do sistema, que a maior geração de calor do ambiente é devido a presença de pessoas. Pôde se observar que, aproximadamente 80% da carga térmica no salão de festas é proveniente do calor latente e calor sensível gerado pelos ocupantes. Por se tratar de um ambiente destinado a realização de festas, a instalação dos equipamentos sugeridos e o investimento se justificam, visto que, o conforto térmico dos frequentadores deve ser alcançado.

O trabalho cumpriu com seu propósito de dimensionar um sistema para condicionamento do ambiente, e cumpriu também com o propósito de proporcionar ao aluno aplicação dos conceitos adquiridos ao longo da graduação. Além disso, foram adquiridas habilidades necessárias para a atuação como engenheiro mecânico na área de condicionamento de ambientes e, sobretudo, no levantamento e cálculo das cargas térmicas. Em síntese, concluiu-se que o trabalho gerou o dimensionamento de um sistema real e aplicável e qualificou o estudante para atuação numa importante área da engenharia mecânica. Como sugestão para trabalhos futuros propõe-se uma análise de viabilidade econômica do investimento em climatização do ambiente estudado.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT. **NBR 15220 Desempenho térmico de edificações**. Rio de Janeiro, [s.n.], 2005.
- ABNT. **NBR 16401 Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários**. Rio de Janeiro, [s.n.], 2008.
- ABNT. **NBR 6401 Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - parâmetros básicos de projeto**. Rio de Janeiro, [s.n.], 1980.
- ANANDA, P. em A. **Catálogo de Produtos**. . Piracicaba, [s.n.], 2021. Disponível em: <https://www.anandametais.com.br/telhas-termoacusticas-isopor>.
- ARAÚJO, E. de P. **Ar Condicionado e Exaustão**. Brasília, Centro Universitário de Brasília, 2011.
- BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. **INCROPERA - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro, LTC, 2019.
- CÂNDIDO, C. **Ventilação natural e conforto térmico em climas quentes**. . Florianópolis, [s.n.], 2006.
- CARRIER. **Ar Condicionado Split Teto Xpower**. 2021. Disponível em: <https://carrierdobrasil.com.br/blog/produtos/teto-xpower/>. Acesso em: 15 ago. 2021.
- CARRIER, A. C. C. **Manual de Aire Acondicionado**. 5ª ed. Barcelona, Marcombo de Boixareu Editores, 1980.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4ª ed. Porto Alegre, AMGH, 2012.
- CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. [S.l.], Livros Tecnicos e Cientificos, 2004.
- EUROPEAN STANDARDS. **BS EN ISO 7730 - Ergonomics of the thermal environment. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria**. . [S.l: s.n.], 2005. Disponível em: <https://www.en-standard.eu/bs-en-iso-7730-2005-ergonomics-of-the-thermal-environment-analytical-determination-and-interpretation-of-thermal-comfort-using-calculation-of-the-pmv-and-ppd-indices-and-local-thermal-comfort-criteria/>.
- FARIA, M. A. **Avaliação das condições de conforto térmico nas salas de aula do campus morro do cruzeiro da UFOP**. 2013. 157 f. Universidade Federal de Ouro Preto, 2013. Disponível em: <http://www.repositorio.ufop.br/jspui/handle/123456789/3470>.
- FONTANELLA, M. S. **Percepção do ambiente térmico: preferências subjetivas e conforto térmico**. 2009. 145 f. Universidade Federal de Ouro Preto, 2009. Disponível em: <http://www.repositorio.ufop.br/jspui/handle/123456789/4211>.
- FORMIGA, F. de L. **Comparação Entre Dois Sistemas De Climatização Para Um Mesmo Ambiente**. 2014. 58 f. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2014.
- FROTA, A. B., SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico: Arquitetura**. 8ª ed. São Paulo, Studio Nobel, 2016. v. 2.
- FROTA, A. B., SCHIFFER, S. T. R. **Manual de conforto térmico**. [S.l.], Studio Nobel, 2001.
- GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 4ª ed. São Paulo, Atlas, 2002.
- KIM, J., ZHOU, Y., SCHIAVON, S., *et al.* "Personal comfort models: Predicting individuals' thermal preference using occupant heating and cooling behavior and machine learning",



- Building and Environment**, v. 129, p. 96–106, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2017.12.011>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132317305772>.
- KREITH, F., MANGLIK, R. M., BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. 7ª ed. São Paulo, Cengage Learning, 2014.
- LEVEROS. **Ar-Condicionado Split Teto Inverter Carrier Xpower 54.000 BTUs Só Frio 220V Monofásico**. 2021. Disponível em: <https://www.leveros.com.br/ar-condicionado-split-teto-inverter-carrier-xpower-54000-btus-frio-220v-monofasico/p>. Acesso em: 15 ago. 2021.
- MATOS, R. S. **Refrigeração**. Curitiba, Universidade Federal do Paraná, 2004.
- MILLER, R., MILLER, M. R. **Ar Condicionado e Refrigeração**. 2ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2019.
- NARDIN, C. R. de. "Estudo comparativo entre o condicionamento de ar geotérmico e o convencional e suas perspectivas para o sistema elétrico nacional", 2015.
- OLESEN, B. W., PARSONS, K. C. "Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730", **Energy and buildings**, v. 34, n. 6, p. 537–548, 2002. .
- QUITES, E. E. C., LIA, L. R. B. "Introdução à transferência de calor", **São Paulo**, 2006.
- RIBAS, R. A. de J. **Avaliação das condições físico-construtivas e de desempenho de uma edificação estruturada em aço. Estudo de caso: Prédio da EM da UFOP**. 2006. 186 f. Programa de Pós Graduação em Engenharia Civil, 2006. Disponível em: <http://www.repositorio.ufop.br/jspui/handle/123456789/2732>.
- SILVA, J. G. da. **Introdução a Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 3ª ed. São Paulo, Artliber Editora, 2019.
- SILVA, L. C. da. **AGAIS - Armazenagem de Grãos, Agroindústria e Simulação**. 2021. Disponível em: <https://www.agais.com/index.php>. Acesso em: 15 ago. 2021.
- SPARK WEATHER. **Condições Meteorológicas Médias de Ouro Preto - MG**. 2021. Disponível em: <https://pt.weatherspark.com/y/30593/Clima-característico-em-Ouro-Preto-Brasil-durante-o-ano>. Acesso em: 29 jul. 2021.
- STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. [S.l.], McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- WELTY, J. R., RORRER, G. L., FOSTER, D. G. **Fundamentos de Transferência de Momento, de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro, LTC, 2017.
- ZARE, S., HASHEMINEZHAD, N., SAREBANZADEH, K., *et al.* "Assessing thermal comfort in tourist attractions through objective and subjective procedures based on ISO 7730 standard: A field study", **Urban climate**, v. 26, p. 1–9, 2018. .