



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



**KELLY QUIRINO PIMENTA**

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM SISTEMA DE  
VENTILAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR PARA A MELHORIA  
DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO DE UM  
LABORATÓRIO DE COMPUTADORES**

**OURO PRETO - MG**  
**2019**

**KELLY QUIRINO PIMENTA**  
**kellyquirinopimenta@yahoo.com.br**

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM SISTEMA DE  
VENTILAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR PARA A MELHORIA  
DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO DE UM  
LABORATÓRIO DE COMPUTADORES**

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

**Professor orientador:** Luís Antônio Bortolaia

**OURO PRETO – MG**  
**2019**

P644d Pimenta, Kelly Quirino.  
Dimensionamento e seleção de um sistema de ventilação e condicionamento de ar para a melhoria das condições de conforto térmico de um laboratório de computadores. [manuscrito] / Kelly Quirino Pimenta. - 2019.

ix, 57ff.: il.: color; grafcs; tabs; mapas.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Ventilação natural. 2. Conforto Térmico. 3. Exaustor Eólico. 4. Climatização. 5. Ar Condicionado. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ATA DA DEFESA**

Ao 11º dia do mês de Julho do ano de dois mil e dezenove às 14h00 horas, na sala 05, localizada na Escola de Minas - Campus Ouro Preto - UFOP, foi realizada a defesa de monografia da aluna **Kelly Quirino Pimenta**, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof. DSc. Washington Luís Vieira da Silva, Prof. DSc Edson e Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. A candidata apresentou o trabalho intitulado: "**Dimensionamento e seleção de um sistema de ventilação e condicionamento de ar para a melhoria das condições de conforto térmico de um laboratório de computadores**", sob orientação do Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o aluno aprovado.

Ouro Preto, 11 de Julho de 2019.

Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia  
**Professor Orientador**

Prof. DSc. Washington Luís Vieira da Silva  
**Professor Avaliador**

Prof. DSc. Edson Alves Figueira Júnior  
**Professor Avaliador**

Kelly Quirino Pimenta  
**Aluno**

## AGRADECIMENTO

Dedico esta conquista ao meu pai, por tudo, pois é impossível mensurar cada contribuição sua nesse processo, desde a vida até esta formatura.

Minha mãe que, mesmo ausente, tem seu lugar nesse convite, pois sem ela nossa família não existiria.

Meu irmão, Charles, pela influência, fraternidade, por todos os galhos quebrados e pela amizade.

Ao Professor Bortolaia, meu orientador, pela ideia, pelo apoio e paciência comigo.

À duas amigas em especial, Vanessa e Dani, pela amizade, por todas as vezes em que suas casas foram a minha casa quando eu não tive teto em Ouro Preto e pelos rocks.

Ao meu namorado Igor, pelo carinho e apoio desse processo.

A todos que aqui conheci e aos amigos que Ouro Preto me deu: Gabriel e Juan, Zé Arthur, Lucas Martins, Daniel e Cristiane, Tiago e a turma do forró, colegas de curso e a galera do busão. Agradeço a todos os meus amigos de Itabirito e familiares que acompanharam e que, de alguma forma, me deram forças pra continuar acreditando que era possível.

À comunidade acadêmica, à Fundação Gorceix, aos professores da Mecânica e à equipe FEMU.

*“É perigoso, Frodo, sair porta a fora, você pisa na estrada e se não controlar seus pés, não há como saber até onde você pode ser levado”.*

**Bilbo Baggins**

## RESUMO

PIMENTA, Kelly Quirino: **Dimensionamento e seleção de um sistema de ventilação e condicionamento de ar para a melhoria das condições de conforto térmico de um laboratório de computadores**, 2019. (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Ouro Preto.

O presente trabalho consiste no estudo de caso de um laboratório de computadores, EMLAB\_1305, pertencente à Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto. Tem como objetivo dimensionar e selecionar um sistema de ventilação e ar condicionado de modo a reduzir a carga térmica presente no recinto, proporcionando maior conforto aos ocupantes. Cargas térmicas elevadas são capazes de reduzir a produtividade e a concentração das pessoas que estão realizando atividades no ambiente. São diversas as combinações de sistemas de ventilação possíveis, tanto para ambiente residencial, quanto industrial. Desta forma são abordados neste estudo a ventilação natural, ventilação forçada através da exaustão eólica e a climatização através da instalação de um sistema de ar condicionado. Sendo assim, este estudo abrange: (i) a apresentação do problema a ser solucionado, determinação dos objetivos a serem seguidos, revisão bibliográfica, com objetivo de elucidar o problema estudado, a metodologia adotada no processamento dos dados, (ii) caracterização e obtenção dos dados relativos ao recinto e condições ambientais como temperatura média no período adotado e velocidade e direção de incidência dos ventos, (iii) cálculo das variáveis necessárias para os dimensionamentos e considerações, bem como a análise dos dados obtidos, (iv) determinação do melhor sistema dentre os analisados. Sendo assim, foi possível através da metodologia adotada obter resultados satisfatórios para a análise. Foi comprovada a insuficiência da ventilação natural, a impossibilidade de instalação do sistema de exaustão mecânica e a adoção do sistema de condicionamento de ar como o mais adequado à demanda do recinto e dos usuários.

**Palavras-chave:** *Ventilação natural, Conforto Térmico, Exaustor Eólico, Climatização, Ar Condicionado.*

## ABSTRACT

This work consists on the case study of a computer lab, EMLAB\_1305, belonging to the School of Mines of the Federal University of Ouro Preto. Its purpose is to design and select a ventilation and air conditioning system in order to reduce the thermal load present in the room, providing greater comfort to the occupants. High thermal loads may reduce the productivity and concentration of people performing activities inside the environment. There are several possible combinations of ventilation systems for both residential and industrial environments. Thus, natural ventilation, forced ventilation through wind and air conditioning through the installation of an air conditioning system are addressed in this study. Therefore, this study includes: (i) presentation of the problem to be solved, determination of the objectives to be followed, bibliographic review, with the purpose of elucidating the studied problem, the methodology adopted in data processing, (ii) characterizing and (iii) calculation of the necessary variables for the design and considerations, as well as the analysis of the data obtained, (iv) determining of the best among the analyzed. Thus, it was possible, through the methodology adopted, to obtain satisfactory results for the analysis. The insufficiency of natural ventilation, the impossibility of installing the mechanical exhaust system and the adoption of the air conditioning system as the most adequate to the demand of the enclosure and its users, have been proven.

**Key-words:** natural ventilation, thermal comfort, exhaust fan, air conditioning.

**LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 - Condução de calor através de uma grande parede plana. ....	9
Figura 2 – Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção.....	11
Figura 3 – Variação do coeficiente de convecção h com a velocidade do ar. ....	12
Figura 4 - Ventilação local e ventilação geral. ....	14
Figura 5 – Tipos de ventilação geral diluidora. ....	15
Figura 6 – Insuflação mecânica e exaustão natural. ....	16
Figura 7 – Insuflação natural e exaustão mecânica. ....	16
Figura 8 – Cotas e parâmetros físicos para o ar.....	18
Figura 9 – Fluxograma das etapas de realização do trabalho.....	32
Figura 10 – Laboratório analisado.....	36
Figura 11 – Laboratório analisado.....	36
Figura 12 – Imagem de satélite – localização do laboratório. ....	37
Figura 13 – Médias das temperaturas ao longo dos anos 2017 e 2018. ....	39
Figura 14 – Médias das temperaturas nos meses escolhidos em 2017.....	39
Figura 15 – Médias das temperaturas nos meses escolhidos em 2018.....	40
Figura 16 – Médias das velocidades dos ventos nos meses escolhidos. ....	40
Figura 17 – Médias das direções dos ventos nos meses escolhidos em 2017 e 2018. ....	41
Figura 18 – Parcelas da carga térmica. ....	48
Figura 19 – Catálogo Exaustor eólico. ....	51

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições ambientais de conforto.....	6
Tabela 2 – Condutividade térmica de alguns materiais em temperatura ambiente. ....	10
Tabela 3 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção. ....	11
Tabela 4 – Emissividade de alguns materiais a 300K. ....	13
Tabela 5 – Calor liberado por pessoa em watts. ....	24
Tabela 6 – Acréscimo ao diferencial de temperatura. ....	25
Tabela 7 – Insolação através dos vidros. ....	25
Tabela 8 – Potência dissipada por iluminação artificial. ....	26
Tabela 9 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório. ....	27
Tabela 10 – Trocas de ar por hora. ....	29
Tabela 11 – Variáveis e indicadores da pesquisa. ....	33
Tabela 12 – Cálculo da carga térmica devido a presença de pessoas.....	42
Tabela 13 – Cálculo da carga térmica devido a iluminação. ....	43
Tabela 14 – Cálculo da carga térmica devido a presença de equipamentos eletrônicos. ....	43
Tabela 15 – Propriedades do vidro e orientação geográfica.....	44
Tabela 16 – Correção do fator de insolação e cálculo da carga térmica. ....	44
Tabela 17 – Propriedades da parede e temperaturas.....	45
Tabela 18 – Propriedades da parede e temperaturas.....	45
Tabela 19 – Cálculo da carga térmica por insolação e condução nas paredes. ....	45
Tabela 20 – Propriedades da telha. ....	46
Tabela 21 – Coeficientes de transferência de calor por condução e convecção.....	46
Tabela 22 – Cálculo da carga térmica por insolação e condução no telhado. ....	47
Tabela 23 – Carga térmica total.....	47
Tabela 24 – Propriedades do ar a 1 atm de pressão.....	49
Tabela 25 – Variáveis para cálculo da vazão provinda da ventilação natural. ....	50
Tabela 26 – Valores das pressões do ar nas aberturas. ....	50

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	Formulação do problema .....	1
1.2	Justificativa .....	2
1.3	Objetivos .....	3
1.3.1	Geral .....	3
1.3.2	Específicos .....	3
1.4	Estrutura do trabalho .....	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>5</b>
2.1	Conforto térmico .....	5
2.1.1	Organismo humano e o conforto térmico.....	5
2.2	Calor e energia .....	6
2.3	Mecanismos de troca de calor .....	8
2.3.1	Condução.....	8
2.3.2	Convecção .....	10
2.3.3	Radiação .....	12
2.3.4	Evaporação e condensação.....	13
2.4	Ventilação .....	14
2.4.1	Ventilação geral diluidora (VGD).....	14
2.5	Ventilação natural .....	17
2.5.1	Vazão de ar através das aberturas .....	18
2.6	Exaustão mecânica.....	20
2.7	Condicionamento de ar .....	21
2.7.1	Tipos de equipamentos.....	22
2.7.2	Seleção do equipamento.....	22
2.8	Cálculo da carga térmica.....	23
2.8.1	Pela presença de pessoas .....	23
2.8.2	Pela insolação e condução de calor nas paredes e teto.....	24
2.8.3	Devido à insolação nos vidros.....	25
2.8.4	Devido à iluminação.....	26
2.8.5	Devido a presença de equipamentos eletrônicos.....	26
2.8.6	Carga térmica total .....	27
2.9	Cálculo da vazão de ar a ser exaurido/insuflado no ambiente .....	28

2.10	Taxa de renovação de ar.....	28
2.11	Considerações finais do capítulo.....	29
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>30</b>
3.1	Tipo de pesquisa .....	30
3.2	Materiais e métodos .....	31
3.3	Variáveis e indicadores .....	32
3.3.1	Instrumento de coleta e tabulação de dados .....	33
3.4	Considerações finais .....	34
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>35</b>
4.1	O recinto estudado .....	35
4.1.1	O problema.....	37
4.2	Dados meteorológicos.....	38
4.2.1	Temperatura .....	38
4.2.2	Velocidade e direção dos ventos .....	40
4.3	Cálculo da carga térmica.....	41
4.3.1	Presença de pessoas.....	42
4.3.2	Iluminação .....	42
4.3.3	Presença de equipamentos eletrônicos .....	43
4.3.4	Insolação nos vidros .....	44
4.3.5	Insolação e condução nas paredes .....	45
4.3.6	Insolação e condução no telhado.....	46
4.3.7	Carga térmica total .....	47
4.4	Vazão de ar necessária para ventilação natural.....	48
4.5	Ventilação natural .....	49
4.6	Ventilação forçada - exaustores eólicos.....	51
4.7	Sistema de Condicionamento de ar .....	52
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>53</b>
5.1	Conclusões .....	53
5.2	Recomendações.....	54
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>55</b>
	<b>ANEXO – CATÁLOGO TÉCNICO CONDICIONADOR DE AR.....</b>	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo apresenta-se uma breve introdução ao trabalho com uma abordagem teórica sobre seleção e dimensionamento de um sistema de ventilação e de condicionamento de ar para um laboratório de computadores. Com isto, o primeiro capítulo constitui-se de formulação do problema, justificativa para a sua realização, os objetivos e a estrutura do trabalho.

### 1.1 Formulação do problema

O homem se preocupa cada vez mais com o seu bem estar, seja através da sensação de segurança, conforto e ou tranquilidade, tanto físicas quanto psicológicas. As interações do homem com o ambiente onde vive inferem diretamente nesta condição, sendo a otimização dessas relações fundamental para que haja satisfação e desempenho total das suas funcionalidades. No que diz respeito ao conforto térmico, o propósito é um planejamento capaz de ofertar um ambiente aprazível, segundo Frota e Schiffer (1987).

Ainda segundo as autoras, “quando as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente ocorrem sem maior esforço, a sensação do indivíduo é de conforto térmico e sua capacidade de trabalho, desse ponto de vista, é máxima.” (FROTA e SCHIFFER, 1987 p. 15). Sendo assim, um sistema corretamente planejado, de acordo com a demanda do ambiente, é de fundamental importância.

A ventilação industrial é o ramo do conhecimento que busca conforto e segurança em ambientes ocupados pelo homem, processos industriais e ambientais tais como a agricultura e a zootecnia, através das trocas constante do ar presente no meio, controlando a pureza do ar, regulando a temperatura e buscando o bem estar dos seres ali presentes (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

Ainda segundo Clezar e Nogueira (1999), a ventilação pode ser classificada de duas formas: ventilação local exaustora e ventilação geral diluidora, podendo ser natural, forçada ou mista. A ventilação local exaustora é realizada através de um equipamento captor de ar junto à fonte poluidora, sendo indicada para situações onde as fontes de poluição são identificadas e localizadas no interior do ambiente.

Em contrapartida, a ventilação geral diluidora possibilita a ventilação global de um ambiente e é indicada para situações onde a fonte poluidora ou de geração de calor não está confinada em pontos identificáveis. A ventilação natural ocorre sem a ação de agentes externos, como ventiladores, sendo a movimentação do ar realizada apenas pela velocidade natural do vento incidente, pelas diferenças de pressão do ar interior e do ar exterior, diferenças de temperatura e densidade do ar. Na ventilação forçada utiliza-se meios externos de movimentação do ar, podendo ser por insuflamento, por exaustão ou por ambos.

Outra forma de atingir o almejado conforto térmico é através do condicionamento do ar. Condicionar o ar, segundo Araujo (2011), é tratar o mesmo com o objetivo de controlar algumas propriedades físicas como temperatura e umidade de ambientes fechados. O princípio de funcionamento do sistema se baseia na troca de calor entre o ar a ser condicionado e o fluido usado no sistema, através da serpentina do evaporador. Em comparação com os sistemas de ventilação sem condicionamento, garante ao usuário maior controle sobre o ar ambiente, porém demanda um alto consumo energia elétrica e manutenção periódica.

Tendo em vista atingir o conforto térmico em um ambiente através da remoção de calor sensível do mesmo, busca-se a solução que melhor atenda a necessidade. Sistemas de climatização de ar são onerosos e envolvem aumento dos gastos com energia elétrica e possíveis manutenções, enquanto a ventilação natural demanda apenas a aquisição dos equipamentos e obras. No caso da ventilação forçada há também gastos futuros, porém ainda assim inferiores se comparados com um sistema de ar condicionado.

Sendo assim, chega-se ao problema:

**Como dimensionar e selecionar um sistema de ventilação e condicionamento de ar para melhoria das condições de conforto térmico de um laboratório de computadores?**

## **1.2 Justificativa**

O presente trabalho é justificado pela necessidade de adequação térmica de um ambiente cujo objetivo é o ensino.

Segundo Frota e Schiffer (1987, p. 21) “a termorregulação, apesar de ser o meio natural de controle de perdas de calor pelo organismo, representa um esforço extra e, por conseguinte, uma queda de potencialidade de trabalho.”. Ou seja, o objetivo para o qual o ambiente foi idealizado, estando na atual situação, perde parcialmente sua funcionalidade, tornando-o

incômodo para as pessoas ali presentes, reduzindo a capacidade de aprendizado e concentração dos mesmos.

Sendo assim, o dimensionamento de um sistema de ventilação e ar condicionado para um laboratório de computadores onde são lecionados cursos e aulas possibilitará o estudo comparativo entre sistemas de ventilação para fins de conforto térmico e possibilidades de implantação dos mesmos, levando em consideração os aspectos técnicos e econômicos. O trabalho final apresentado poderá ser avaliado, pelo órgão responsável na universidade, e implementado, como é esperado. O presente trabalho será importante para o desenvolvimento do aluno sobre os estudos e projetos de ventilação industrial e refrigeração para desenvolvimento profissional futuro.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Geral**

Dimensionar e selecionar um sistema de ventilação e condicionamento de ar para um laboratório de computadores de maneira que haja a redução da sensação de calor excessivo sentida pelos ocupantes e geração de conforto térmico.

#### **1.3.2 Específicos**

- Realizar revisão bibliográfica sobre conforto térmico, ventilação geral diluidora, natural e forçada e condicionamento de ar;
- Efetuar um estudo teórico e apresentar os dados do recinto a ser estudado, bem como as condições ambientais sob as quais ele está sujeito;
- Calcular a carga térmica total presente no recinto, por ação do sol e diferença de temperatura e, pela presença de equipamentos eletrônicos e pessoas;
- Avaliar, de acordo com a literatura disponível, se apenas a ventilação natural é suficiente, caso contrário, avaliar a possibilidade de implantação de um sistema de ventilação forçada ou mista, ou de condicionamento de ar.

#### **1.4 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos que obedecem à seguinte estrutura:

No capítulo 1 serão apresentados a formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e seus objetivos geral e específicos.

O capítulo 2 trata da fundamentação teórica do trabalho, será feita uma análise dos sistemas de ventilação geral diluidora e ar-condicionado e os itens que compõem os sistemas.

O capítulo 3 expõe a metodologia adotada no desenvolvimento do trabalho, os dados obtidos do ambiente e das condições a que o mesmo está exposto e os cálculos feitos à partir dos dados colhidos para a criação da solução a ser empregada.

O capítulo 4 expõe as discussões e resultados obtidos anteriormente e cálculos realizados segundo a base teórica apresentada no capítulo 2. São feitas as avaliações à respeito de qual é o melhor sistema a ser implantado e que atenda às condições apresentadas.

O capítulo 5 do trabalho compreende a conclusão do mesmo e as ponderações sobre o trabalho realizado e sugestões futuras.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

No presente capítulo são expostas a base teórica do trabalho e suas respectivas pesquisas bibliográficas. Serão apresentados a importância do conforto térmico e sua relação com o homem, os conceitos de ventilação geral diluidora natural e forçada, climatização e ar condicionado, seus respectivos componentes e os fatores que influenciam no funcionamento de cada sistema. Ao final, as etapas necessárias para dimensionar um sistema são demonstradas.

### **2.1 Conforto térmico**

Conforto térmico é entendido, de acordo com Frota e Schiffer (1987), como uma condição em que o indivíduo se encontra satisfeito com o ambiente que o cerca, logo, independentemente de sua vestimenta, não há sensação de calor ou frio. Segundo os estudos realizados por Fanger (1970) na Dinamarca, em câmaras climáticas, definiram conforto térmico como "uma condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico". Definição posteriormente incluída em normas como a ASHRAE 55 (1992).

#### **2.1.1 Organismo humano e o conforto térmico**

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

De acordo com Frota e Schiffer (1987, p.19), "o organismo, através do metabolismo, adquire energia. Cerca de 20% dessa energia é transformada em potencialidade de trabalho [...] 80%, se transforma em calor, que deve ser dissipado [...]" O calor eliminado pelo corpo humano em repouso é de 75 W, ainda segundo as autoras. Dessa forma o homem é considerado um animal homeotérmico.

Ainda segundo as autoras, homeotermia é uma característica que alguns animais têm de manter sua temperatura corporal relativamente constante e independente das variações térmicas no ambiente. No caso do ser humano, a temperatura interna necessária para o bom

funcionamento do organismo é de aproximadamente 37°C, com limitação entre 36,1 e 37,2°C, sendo 32°C o limite inferior e 42°C o limite superior para sobrevivência.

Sendo assim, as autoras relacionam essa capacidade com o conceito de conforto térmico. “Quando as trocas de calor entre o corpo humano e o ambiente ocorrem sem maior esforço, a sensação do indivíduo é de conforto térmico e sua capacidade de trabalho, desse ponto de vista, é máxima.” (FROTA e SCHIFFER, 1987 p. 15). Ou seja, se o indivíduo tem sensação de frio ou calor é porque o mecanismo de regulação térmica está perdendo mais ou menos calor para o meio, o que provoca um esforço adicional para que haja a manutenção da homeotermia, ocasionando assim queda do rendimento de trabalho.

A tabela 1 mostra algumas das condições ambientais de conforto recomendadas, segundo Macintyre (1990).

Tabela 1 – Condições ambientais de conforto.

<b>LOCAL</b>	<b>RECOMENDÁVEL</b>	<b>MÁXIMA</b>
	Temp. bulbo seco (°C)	Temp. bulbo seco (°C)
<b>Escritórios</b>	23 a 25	26,5
<b>Auditórios</b>	24 a 26	27
<b>Restaurantes</b>	24 a 26	27

Fonte: Macintyre, 1990.

À partir daí, tem-se o conceito de neutralidade térmica, definida por Fanger (1970) como sendo a condição na qual o indivíduo não sinta nem frio, nem calor no ambiente no qual o mesmo se encontra inserido.

## 2.2 Calor e energia

Conforme Çengel e Ghajar (2012, p. 2) explicam, calor é definido como “a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles”. Tal transferência ocorre sempre do meio de maior temperatura para o de menor temperatura e termina quando é atingido o equilíbrio entre as mesmas. O corpo humano perde calor para o meio, se a diferença de temperatura entre ambos for positiva, ou ganha, do contrário. Tal mecanismo já foi definido acima e se chama homeotermia.

A transferência de calor é a ciência que estuda as taxas de transferência de calor entre os meios. Trabalhando com sistemas que não estão em equilíbrio térmico, ou seja, são

fenômenos de não equilíbrio termodinâmico, sua premissa é de que haja diferença de temperatura, pois é impossível haver transferência entre dois corpos que possuem temperaturas similares (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Ainda conforme os autores, “a taxa de calor transferido em dada direção depende da magnitude do gradiente de temperatura na mesma direção”. Gradiente de temperatura é estabelecido como sendo a “diferença de temperatura por unidade de comprimento ou taxa de variação da temperatura” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p. 2).

São várias as formas de energia existentes e o somatório de todas elas é chamado de energia total  $E$ . Já a nível molecular, o somatório de todas as formas microscópicas de energia é chamado de energia interna  $U$ . As unidades utilizadas são (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

- Sistema internacional (SI): joule (J) ou quilojoule (kJ). Um quilojoule equivale a mil joules.
- Sistema inglês: British thermal unit (Btu). Um Btu é o equivalente à aproximadamente 1,055056 kJ.

Sendo assim, é possível introduzir os conceitos de energia ou calor sensível e energia ou calor latente. A energia sensível está associada à movimentação, ou seja, à energia cinética das moléculas de um sistema. Diretamente relacionada com a velocidade média e o grau de atividade das moléculas tem-se a temperatura do sistema. Quanto maior a temperatura do sistema, maior a energia sensível e, conseqüentemente, energia interna do mesmo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Já a energia latente tem relação com as forças intermoleculares entre as moléculas e está diretamente relacionada com a mudança de fase. Quanto maior a força intermolecular entre as moléculas de um sistema, maior será a energia latente necessária para ocorrer o rompimento dessa ligação, aumentando assim o nível de energia interna do sistema. Um sistema gasoso tem seu nível de energia interna mais elevado que um sistema líquido ou sólido (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

## 2.3 Mecanismos de troca de calor

São cinco os mecanismos de trocas térmicas existentes, podendo envolver água, mudança de estado ou de fase, ou não, existência de um gradiente de temperatura (FROTA e SCHIFFER, 1987).

Segundo as autoras, as trocas úmidas são aquelas que envolvem água e mudança do seu de estado de agregação. Seus mecanismos são: evaporação e condensação. Em contrapartida, as trocas secas são as que não envolvem água e dependem das variações de temperatura. São os seus mecanismos: convecção, condução e radiação.

### 2.3.1 Condução

Segundo as autoras Frota e Schiffer (1987), condução é a troca de calor entre dois corpos que se tocam, ou partes de um mesmo, que estejam em temperaturas diferentes. Já Çengel e Ghajar (2012, p. 17) apresentam uma definição mais específica para a condução como sendo “a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas”, podendo ocorrer em qualquer estado da matéria.

O fluxo térmico ou taxa de transferência de calor depende de alguns aspectos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

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

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

$$\text{Taxa de condução de calor} \propto \frac{(\text{Área}) \cdot (\text{Diferença de temperatura})}{(\text{Espessura})} \quad (1)$$

Podendo também ser escrita de outra forma:

$$\dot{q}_{cond} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -k \cdot A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (2)$$

Onde:

- $\dot{q}_{cond}$  é a taxa de condução de calor, cuja unidade é o Watt (W).
- Condutividade térmica do material (k): é a constante de proporcionalidade do material, ou seja, “é a medida da capacidade do material de conduzir calor” (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, p. 18). É calculada e pode ser encontrada em tabelas. Sua unidade padrão no SI é (W/m·K).
- $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas das superfícies do corpo por onde está fluindo o calor. A unidade padrão é o Kelvin (K).
- $\Delta x$  é a espessura da camada e é expressa em metros (m).
- $A$  representa a área da superfície de transferência de calor (m<sup>2</sup>).

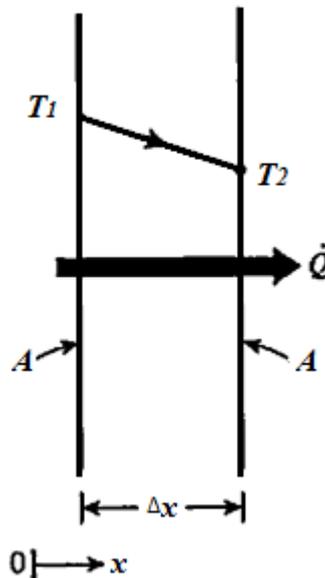


Figura 1 - Condução de calor através de uma grande parede plana.  
Fonte: Çengel e Ghajar, 2012.

O sinal negativo na segunda parte da equação 2 garante que a transferência de calor seja maior que zero, ou seja, positiva no sentido positivo de  $x$ . A figura 1 mostra o esquema de transferência de calor por condução e todas as variáveis relacionadas. A tabela 2 demonstra valores de  $k$  para alguns materiais.

Tabela 2 – Condutividade térmica de alguns materiais em temperatura ambiente.

<b>MATERIAL</b>	<b>k, W/m.K</b>
<b>Ferro</b>	80,2
<b>Vidro</b>	0,78
<b>Tijolo</b>	0,72
<b>Pele humana</b>	0,37
<b>Ar</b>	0,026

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2012.

### 2.3.2 Convecção

Para Çengel e Ghajar (2012, p. 25) a convecção é “o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido”, ou seja, para haver convecção é necessário que haja movimento relativo entre o sólido e o fluido.

A taxa de transferência de calor é diretamente relacionada à velocidade em que o fluido escoar pela superfície do sólido. Em caso de velocidade zero a transferência de calor se dará apenas por condução pura. O mecanismo será considerado convecção forçada se houver ação de meios externos forçando o fluido a escoar por sobre a superfície. Por outro lado convecção natural se dá quando o fluido escoar pela simples ação das forças de flutuação devido à diferença de densidade (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a taxa de transferência de calor e a diferença de temperatura entre a superfície do sólido e o fluido são proporcionais e pode ser expressa pela lei de Newton do resfriamento através da equação 3:

$$\dot{q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (3)$$

Onde:

- $\dot{q}_{conv}$  é a taxa de transferência de calor convecção, cuja unidade é o Watt (W).
- Coeficiente de transferência de calor por convecção (h): É uma propriedade característica de cada fluido. É calculado experimentalmente e pode ser encontrada em tabelas. Sua unidade padrão no SI é (W/m<sup>2</sup>·K).

- $T_s$  e  $T_\infty$  são as temperaturas da superfície do sólido e do fluido distante da superfície respectivamente. A unidade padrão é o Kelvin (K).
- $A_s$  representa a área da superfície de transferência de calor ( $m^2$ ).

A figura 2 demonstra um esquema que representa a transferência de calor por convecção onde o calor flui do sólido para o fluido, no caso o ar. É possível observar os perfis de velocidade do fluxo do ar e de variação de temperatura sobre a superfície do corpo. A temperatura do fluido imediatamente acima da superfície possui temperatura igual à mesma e tende a  $T_\infty$  quanto mais distante.

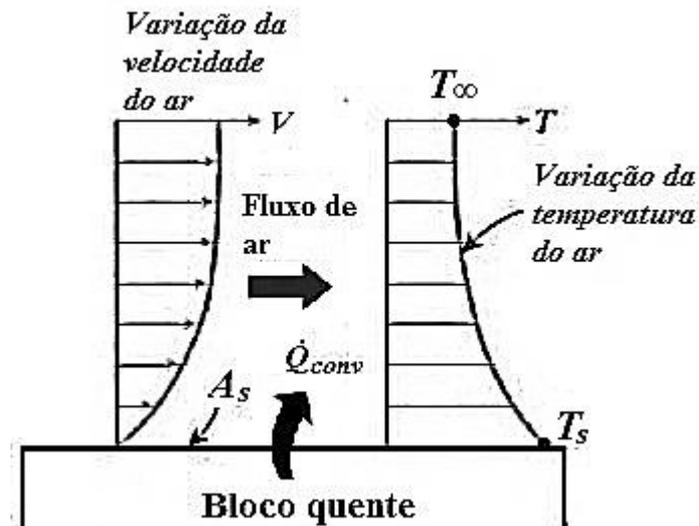


Figura 2 – Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção.  
Fonte: Çengel e Ghajar, 2012.

A tabela 3 demonstra valores de coeficientes de transferência de calor por convecção para situações típicas. Assim como apresentado acima, o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , varia conforme a velocidade do fluido.

Tabela 3 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção.

TIPO DE CONVECÇÃO	$h$ , W/m.K
Convecção Livre de Gases	2 - 25
Convecção Forçada de Gases	25 - 250

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2012.

A figura 3 mostra um gráfico que ilustra essa afirmação. O valor de  $h$  sobe à medida que a velocidade do ar também aumenta, para uma parede vertical.

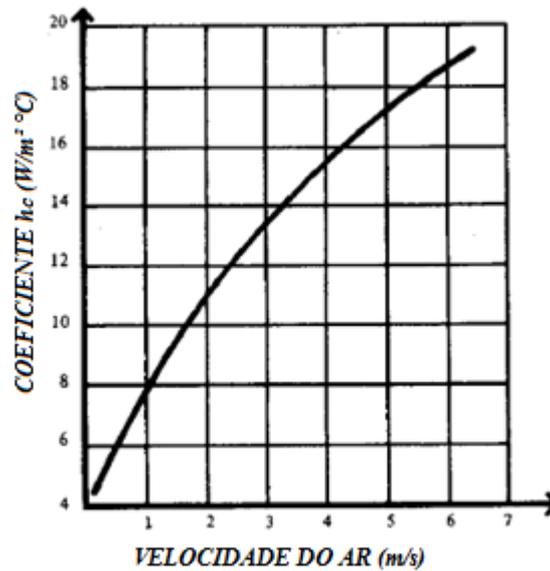


Figura 3 – Variação do coeficiente de convecção  $h$  com a velocidade do ar.  
Fonte: Frota e Schiffer, 1987.

### 2.3.3 Radiação

Conforme Çengel e Ghajar (2012, p. 27), radiação é “a energia emitida pela matéria na forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas configurações de átomos ou moléculas”. Ainda de acordo com os autores, a radiação é a forma de transferência de calor mais rápida existente e não depende de um meio entre os corpos, ou seja, ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor depende apenas dos dois corpos que estão trocando calor, ocorrendo até mesmo no vácuo. Todo corpo emite radiação térmica, desde que não esteja à temperatura de zero grau absoluto (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A lei de Stefan Boltzmann da radiação térmica dá a taxa máxima de radiação que pode ser emitida por uma superfície na temperatura termodinâmica,  $T_s$ . Tal taxa somente pode ser emitida por uma superfície chamada de corpo negro e sua radiação é chamada de radiação de corpo negro, que pode ser expressa pela equação 4 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

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

Onde:

- $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  é a constante de Stefan Boltzmann.

- $T_s$ . é a temperatura termodinâmica na qual o corpo negro se encontra. É dada em Kelvin.
- $A_s$  representa a área da superfície de transferência de calor ( $m^2$ ).

Já a radiação emitida por superfícies que não são um corpo negro de mesma textura é menor e pode ser expressa por (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

$$\dot{q}_{emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (W) \quad (5)$$

Onde  $\varepsilon$  é a emissividade da superfície dada entre 0 e 1 e representa o quanto o comportamento da superfície se aproxima do de um corpo negro, cuja emissividade é igual a 1 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). A tabela 4 apresenta valores de emissividade de alguns materiais à 300 K.

Tabela 4 – Emissividade de alguns materiais a 300K.

<b>MATERIAL</b>	<b>EMISSIVIDADE</b>
<b>Aço Inoxidável polido</b>	0,17
<b>Pintura branca</b>	0,90
<b>Tijolo vermelho</b>	0,93 - 0,96
<b>Pele humana</b>	0,95

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar, 2012.

### 2.3.4 Evaporação e condensação

Evaporação é a troca térmica úmida na qual há mudança de estado da matéria, de líquido para gasoso. Já a condensação é a troca térmica úmida na qual há mudança de estado da matéria, de gasoso do vapor d'água contido no ar para o estado líquido (FROTA e SCHIFFER, 1987).

Segundo Donoso (s.d.), ponto de orvalho é a temperatura na qual o vapor d'água contido no ar se condensa, pois o grau higrométrico do ar se encontra em 100%, porém se o ar saturado de vapor d'água tiver contato com uma superfície que se encontre em temperatura mais baixa que a do ponto de orvalho, há condensação sobre a mesma.

## 2.4 Ventilação

De acordo com Clezar e Nogueira (1999), ventilar é trocar o ar que está presente em um recinto fechado por outro. O novo ar pode vir diretamente do meio externo ou ser condicionado através de um sistema de ar condicionado. Segundo o autor, a ventilação pode ocorrer basicamente de duas formas: por meios naturais, sendo chamada de *ventilação natural*, ou induzida por meios mecânicos, chamada de *ventilação mecânica* ou *ventilação forçada*.

É uma operação responsável por controlar a temperatura, a distribuição do ar, a umidade e retirar poluentes e contaminantes do meio, como gases, poeiras, vapores, fumos, névoas, microrganismos e odores, de acordo com Macintyre (1990).

### 2.4.1 Ventilação geral diluidora (VGD)

Assim como foi dito no Capítulo 1, Clezar e Nogueira (1999) classificam a ventilação em dois grandes grupos: ventilação local exaustora e ventilação geral diluidora.

A figura 4 representa de forma didática duas imagens que esquematizam as classificações feitas pelo autor. A primeira imagem mostra uma fonte poluidora, de localização conhecida, onde o ar contaminado é retirado diretamente da fonte poluidora, através da ação de equipamentos mecânicos e dutos, sem que haja a dispersão do mesmo no ambiente. A presença dos dutos e a captação direta do poluente lhe confere o nome de Ventilação Local Exaustora. A insuflação do novo ar é feita naturalmente pela diferença negativa de pressão que surge no ambiente.

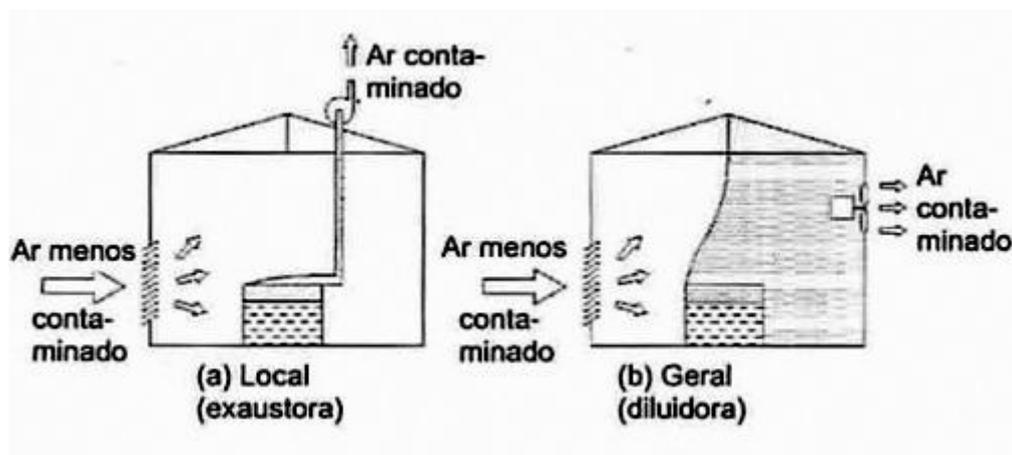


Figura 4 - Ventilação local e ventilação geral.  
Fonte: Clezar e Nogueira, 1999.

Já a segunda imagem representa o mesmo esquema de exaustão e insuflação, porém o ar poluído espalha-se pelo meio devido à não existência dos dutos por onde o ar seria transportado, o que dá origem ao nome de Ventilação Geral Diluidora.

De acordo com Macintyre (1990, p. 37), a ventilação geral diluidora ocorre de acordo com os seguintes métodos:

- Admissão e exaustão naturais do ar;
- Insuflação mecânica e exaustão natural;
- Insuflação natural e exaustão mecânica;
- Insuflação e exaustão mecânicas.

A figura 5 representa os três tipos de ventilação geral diluidora explicados pelo autor. O insuflamento e a exaustão do ar podem ser realizados através de meios mecânicos, ventiladores e exaustores, respectivamente. O sistema também pode ser misto, apresentando ambos, insuflação e exaustão, realizados por meios mecânicos (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

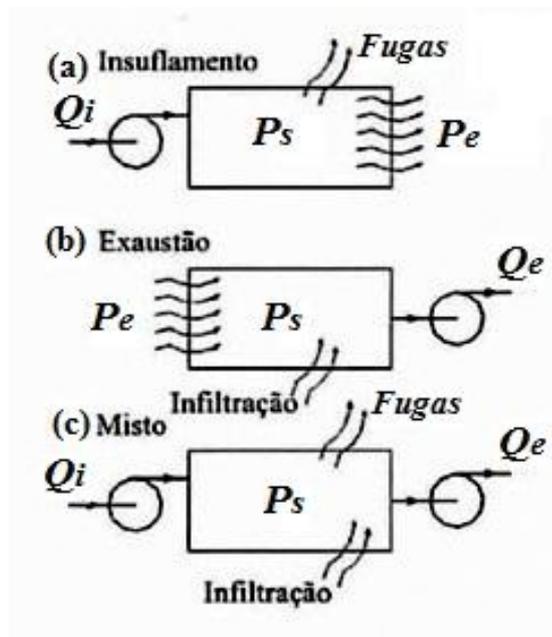


Figura 5 – Tipos de ventilação geral diluidora.  
Fonte: Clezar e Nogueira, 1999.

Ainda de acordo com os autores, na ventilação por insuflamento mecânico, o mecanismo insufla ar exterior dentro do ambiente gerando um gradiente de pressão positivo dentro do mesmo ( $P_s - P_e$ ). Sendo assim, a pressão do ar dentro do recinto,  $P_s$ , se torna maior

que a pressão do ambiente externo,  $P_e$ , sendo assim a responsável por expulsar o ar contaminado para fora.

Já na ventilação por exaustão há a presença de um mecanismo succionando o ar que está dentro do ambiente e eliminando-o no meio externo. Sendo assim, ao contrário da ventilação por insuflação mecânica, o gradiente de pressão se torna negativo ( $P_e - P_s$ ), ou seja, a pressão interna do ambiente,  $P_s$ , se torna menor que a pressão externa,  $P_e$ , fazendo assim com que o ar externo ao edifício adentre no mesmo através das aberturas (CLEZAR E NOGUEIRA, 1999).

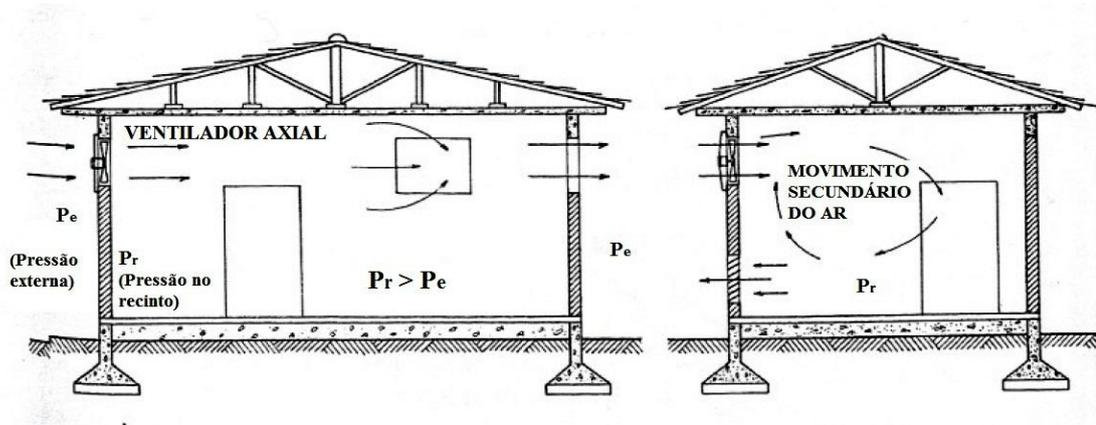


Figura 6 – Insuflação mecânica e exaustão natural.  
Fonte: Macintyre, 1990.

As figuras 6 e 7 representam dois ambientes onde são utilizados meios mecânicos para insuflação e exaustão, respectivamente. É possível observar um esquema para a movimentação do ar. Também são representadas as pressões respectivas a cada ambiente.

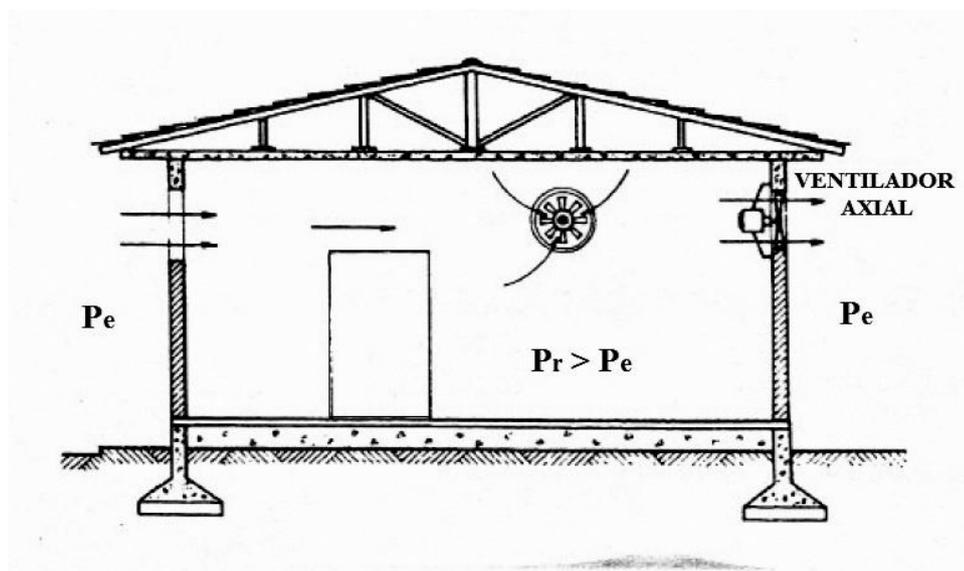


Figura 7 – Insuflação natural e exaustão mecânica.  
Fonte: Macintyre, 1990.

### 2.4.1.1 VGD na remoção de calor sensível

O primeiro passo a ser realizado no dimensionamento de um sistema para remoção de calor sensível é o cálculo da carga térmica presente no ambiente. Tendo em mãos este valor, é calculada a vazão necessária de ar para que haja a remoção da mesma até que se atinjam níveis aceitáveis de conforto térmico. Segundo Macintyre (1990, p. 92), devem ser considerados os seguintes aspectos para cálculos mais complexos:

- O calor sensível devido à irradiação solar sobre os vidros, paredes externas e coberturas;
- O calor sensível devido à condução pelas paredes, pisos, tetos, vidros etc;
- O calor sensível e latente devido à presença de pessoas;
- Os calores sensível e latente decorrentes da infiltração de ar exterior pelas portas e janelas;
- O calor sensível correspondente à carga de energia elétrica dissipada no recinto nos aparelhos de iluminação e acessórios,
- O calor sensível devido a motores elétricos;
- O calor sensível devido a outros equipamentos eventualmente presentes no recinto.

Ainda segundo Macintyre (1990), após calculadas a carga térmica e a vazão devem ser dimensionados os ventiladores para insuflação e/ou exaustão. Para o caso em que pretende instalar exaustores eólicos, os mesmos também devem ser dimensionados de acordo com a vazão de ar necessária para a exaustão de toda a carga térmica calculada.

## 2.5 Ventilação natural

A ventilação natural nas construções tem como objetivo a entrada e a saída do ar do recinto, de forma planejada, através das aberturas existentes, somente com a ação do vento e da diferença de temperatura do ar, ou seja, é trocar o ar de um recinto fechado. O planejamento das aberturas em função da existência de ventilação natural nos edifícios é uma das funções do projeto arquitetônico (MACINTYRE, 1990).

Ainda de acordo com o autor, a movimentação do ar ocorre devido aos diferenciais de temperatura existentes das aberturas de entrada e de saída do ambiente, porém com a variação da velocidade e incidência do vento e do valor da temperatura, o efeito da ventilação pode

variar. Sobre a ação do vento, o ideal é que as entradas de ar estejam localizadas na superfície de maior incidência, enquanto as saídas estejam fora.

Conforme Clezar e Nogueira (1999), as características do vento a serem consideradas são: velocidade, direção de incidência e interferência de outros edifícios ou vegetação na ação dos ventos.

### 2.5.1 Vazão de ar através das aberturas

Uma vez conhecidas as aberturas, é possível calcular a vazão de ar através das mesmas utilizando alguns algoritmos. O primeiro passo é a determinação das características físicas relacionadas ao ar do recinto e do vento, bem como das aberturas, como mostrado na figura 9. Para fins de simplificação de cálculo é recomendado desprezar a perda de carga interna e considerar regime permanente (CLEZAR E NOGUEIRA, 1999).

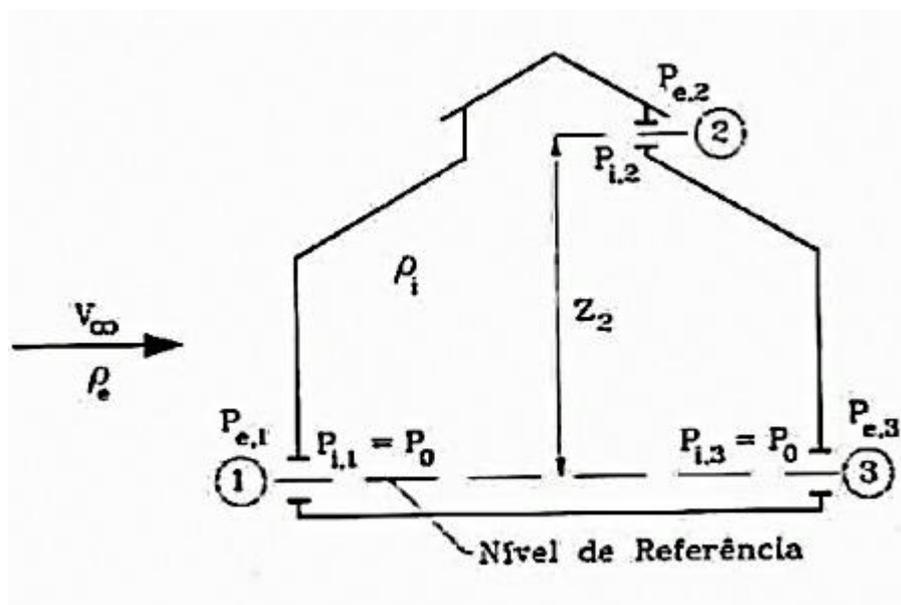


Figura 8 – Cotas e parâmetros físicos para o ar.  
Fonte: Clezar e Nogueira, 1999.

Sobre a figura 8:

- $\rho_e$  e  $\rho_i$  representam a massa específica do ar;
- $P_0$  é a pressão interna do ar no nível de referência;
- $P_{e,j}$  e  $P_{i,j}$  são as pressões nas aberturas “j”;
- $Z$  é a elevação de uma das aberturas em relação ao nível de referência.

Uma vez conhecidas as temperaturas do ar interno e externo, velocidade e direção de incidência do vento, pressão do ar externo e a carga térmica do recinto, é possível calcular a vazão de ar em cada abertura com a seguinte sequência de cálculo proposta por Clezar e Nogueira (1999).

I. Calcular as pressões externas do ar através da expressão:

$$P_{e,j} = CP_j \cdot \frac{1}{2} \rho_e \cdot V_\infty^2 - \rho_e \cdot g \cdot Z_j \text{ (Pa)} \quad (6)$$

Onde:

- $CP_j$  é o coeficiente de pressão do vento na abertura “j”, obtido em função da velocidade do vento em relação à superfície. Pode ser calculado ou tabelado para situação semelhantes à em estudo;
- $g$  é a aceleração da gravidade.

II. Indicar as pressões internas em função de  $P_0$ :

$$P_{i,j} = P_0 - \rho_i \cdot g \cdot Z_j \text{ (Pa)} \quad (7)$$

III. Determinar os diferenciais de pressão para cada abertura:

$$\Delta P_j = P_{e,j} - P_{i,j} \text{ (Pa)} \quad (8)$$

IV. Definir  $P_0$  pela equação:

$$\sum_{j=1}^n K_j \cdot A_j \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{ar} \cdot |\Delta P_j|} \cdot \frac{\Delta P_j}{|\Delta P_j|} = 0 \quad (9)$$

Onde:

- $K_j$  é o coeficiente de vazão referente à abertura “j”. Pode ser calculado ou obtido através de tabelas;
- O valor de  $\rho_{ar}$  depende do valor do diferencial de pressão, sendo:

$$\rho_{ar} = \begin{cases} \rho_e, & \text{se } \Delta P > 0, \\ \rho_i, & \text{se } \Delta P < 0. \end{cases}$$

V. Por fim, uma vez obtidas todas as variáveis, é possível determinar a vazão em cada abertura através da equação:

$$Q_j = K_j \cdot A_j \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P_j|}{\rho_{ar}}} \cdot \frac{\Delta P_j}{|\Delta P_j|} \quad (10)$$

Uma vez conhecida a vazão de ar que circula no recinto, é possível comparar com a vazão necessária a fim de avaliar a suficiência ou a necessidade de complementação com insuflamento e/ou exaustão mecânica ou, até mesmo, sistema de climatização de ar.

## 2.6 Exaustão mecânica

Conforme Macintyre (1990), a exaustão mecânica provoca, dentro do recinto, queda da pressão do ar, tornando-a menor que a pressão externa, fazendo assim com que o ar flua de fora para dentro pelas aberturas de entrada e, posteriormente, de dentro para fora pelos exaustores. Apesar de comumente mais barato que a insuflação mecânica, esse sistema não é adequado para situações em que haja necessidade de controle da poluição do ar.

Ainda segundo Macintyre (1990), o fluxo de ar necessário deve ser garantido de modo a evitar agentes contaminantes externos, corpos estranhos e até mesmo a água da chuva. Caso necessário a captação do ar exterior através de dutos, deve ser previsto em projeto a utilização de filtros de ar, de acordo com as condições.

Dos diversos tipos e modelos de ventiladores disponíveis no mercado, um deles é o exaustor eólico. O exaustor eólico dispensa o uso de energia elétrica, sendo acionado pela força do vento, que incide sobre as palhetas do mesmo, ou pelo efeito chaminé. É possível determinar a quantidade de exaustores necessários para um ambiente segundo a equação 11 (MATIAS, 2013):

$$\text{Número de exaustores} = \frac{\text{Volume do recinto} \cdot \text{Taxa de renovação do ar}}{\text{Vazão do exaustor escolhido}} \quad (11)$$

Onde:

- A taxa de renovação do ar depende da atividade exercida no recinto. Pode ser obtida através de tabelas presentes na literatura;
- A vazão do exaustor varia com a velocidade do vento incidente.

A quantidade de exaustores encontrada pela equação 11 pode ou não ser adequada para o recinto, pois não leva em consideração a carga térmica presente no mesmo.

Uma outra estimativa da quantidade de exaustores pode ser encontrada através da razão entre o valor da vazão de ar necessária para retirada da carga térmica pela vazão disponível do modelo escolhido, como é possível observar na equação 12.

$$\text{Número de exaustores} = \frac{\text{Vazão de ar necessária para conforto}}{\text{Vazão de ar do modelo escolhido}} \quad (12)$$

## 2.7 Condicionamento de ar

De acordo com Creder (1996, p. 1) “Condicionar o ar em um recinto significa submetê-lo a certas condições, compatíveis com o objetivo da instalação, independentemente das características exteriores”. Sendo assim, é possível inferir que o condicionamento de ar engloba inúmeros objetivos, tanto o conforto térmico de pessoas e animais, quanto preservação de produtos armazenados ou em processo. O condicionador de ar é o equipamento responsável pelo processo de condicionamento.

A primeira máquina de refrigeração mecânica patenteada no mundo é de origem inglesa do ano de 1834 e possui funcionamento muito semelhante ao atual, através da condensação de um fluido usado para retirar o calor do meio (GONÇALVES apud ALBERICO, 2005). Segundo Rigotti (apud ANTONOVICZ e WEBER, 2014), a partir daí iniciou-se o desenvolvimento do ar condicionado, como conhecemos hoje, pelo engenheiro Willys Carrier em 1902. Apesar disto, os equipamentos de ar condicionado somente tiveram a sua produção expandida para fins residenciais por volta de 1950.

De acordo com Creder (1996), são cinco os principais sistemas de refrigeração: absorção, ejeção de vapor, compressão de ar, de vapor e termoelétrico. De todos, o sistema apresentado neste trabalho é o de compressão de vapor, atualmente o mais utilizado. O ar condicionado funciona a partir de dois sistemas: expansão ou evaporação direta e expansão

indireta. No sistema de evaporação direta o maquinário recebe diretamente a carga ar e é mais adequado para pequenas e médias instalações, enquanto no sistema de evaporação indireta existe um fluido intermediário na troca térmica, utilizado em grandes instalações.

Ainda segundo Creder (1996), do ponto de vista termodinâmico a instalação pode ser considerada um sistema aberto cujo fluido é o próprio ar. Este é manipulado em outro subsistema fechado, com outro fluido que não entra em contato com o ar.

De acordo com Bryant (2001) são quatro os elementos básicos e indispensáveis que constituem um sistema de refrigeração: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Estes itens formam um ciclo por onde circula um fluido chamado refrigerante, capaz de mudar seu estado físico com facilidade.

### **2.7.1 Tipos de equipamentos**

Dos equipamentos de refrigeração que funcionam pelo sistema de evaporação direta por compressão de vapor, segundo Araujo (2011), os atualmente presentes no mercado disponíveis para compra são:

- Janela ou parede: Compacto - todos os elementos dentro de um único equipamento - baixas potências, mais baratos e de fácil instalação. Ideais para pequenos ambientes, porém necessitam embutimento nas paredes ou janelas.
- Portátil: Práticos, compactos e não necessitam de instalação.
- Split Hi-Wall: Modelo mais comum atualmente – residências e estabelecimentos de pequeno porte - instalado na parede e um pouco mais caro. O condensador é instalado separadamente do restante.
- Split Cassete: Instalação no teto ou forro. Indicado para ambientes de médio porte.
- Split Piso-teto: Versáteis podendo ser instalado tanto no piso, quanto no teto. Adequado para médios e grandes ambientes.
- Dutado ou Split Bulit in: Ambientes com altas cargas térmicas e/ou múltiplos ambientes.

### **2.7.2 Seleção do equipamento**

Segundo Creder (1996), os aparelhos de ar condicionado devem ser escolhidos de forma que sejam capazes de retirar a carga térmica calculada para o recinto. Portanto, o primeiro,

passo quando identificada a necessidade de implantação de um sistema de condicionamento de ar, é efetuar o cálculo da carga térmica presente no ambiente.

De acordo com Neto (s.d.), é necessário também conhecer, além do perfil da carga térmica, o tipo de ocupação, as taxas de renovação de ar recomendadas para aquele ambiente e, o tipo de sistema de distribuição. É importante também conhecer o Coeficiente de Eficácia, COP, definido por Jarbado e Stoecker (2002) como a relação entre a energia térmica fornecida pelo ciclo e a energia consumida pelo mesmo.

A seleção do modelo mais adequado para cada situação, deve ser efetuada utilizando os catálogos disponibilizados pelos fabricantes, buscando pelos equipamentos que atendam melhor às demandas do projeto. No caso de aparelhos compactos a seleção é menos complexa, pois todo o sistema está presente em apenas uma unidade.

## 2.8 Cálculo da carga térmica

### 2.8.1 Pela presença de pessoas

Assim como dito anteriormente, há duas formas de calor/energia: sensível ( $C_s$ ) e latente ( $C_l$ ). Em um ambiente com muitas pessoas, devem ser consideradas as seguintes questões no cálculo da carga térmica (MACINTYRE, 1990):

- Odores do corpo devidos ao suor provocado pelo calor;
- Calor sensível liberado pelas pessoas. Este calor eleva a temperatura do ar ambiente;
- Calor latente liberado pelas pessoas com a evaporação do suor e que é responsável pelo aumento da umidade do ambiente.

É preciso conhecer a quantidade de pessoas presentes no recinto e o tipo de atividade por elas realizada para que o cálculo possa ser efetuado. Os valores referentes a quantidade de calor liberado por uma pessoa, sensível e latente, de acordo com a atividade exercida, podem ser encontrados em tabelas como a tabela 5.

Tendo em mãos o valor de C, e do número de pessoas ( $N_{pessoas}$ ), é possível calcular a carga térmica pela presença de pessoas através da equação 13 para ambas as formas de calor (CREDER, 1996):

$$\dot{q}_s = C \cdot N_{pessoas} \quad (13)$$

Sendo assim, obtêm-se dois valores de carga térmica devido à presença de pessoas: carga térmica devido ao calor sensível ( $\dot{q}_s$ ) e carga térmica devido ao calor latente ( $\dot{q}_l$ ).

Tabela 5 – Calor liberado por pessoa em watts.

ATIVIDADE	CALOR METABÓLICO	CALOR SENSÍVEL	CALOR LATENTE
Sentado, em repouso	115	63	52
Em pé, em repouso	120	63	57
Escritório (atividade moderada)	140	56	75
Em pé, trabalho leve	145	65	80
Trabalho leve em bancada	255	80	175

Fonte: Adaptado de Mesquita, 1977.

## 2.8.2 Pela insolação e condução de calor nas paredes e teto

A carga térmica devido à condução de calor pelas paredes e teto ( $\dot{q}_{condução}$ ), pode ter seu valor aproximado através da equação 14 apresentada por Çengel (2012). O cálculo deve ser feito quantas vezes forem necessárias para todas as superfícies que conduzam calor em quantidade significativa para dentro do recinto.

A tabela 6 disponibiliza valores para a correção do diferencial de temperatura para paredes e teto, em função da sua localização cartográfica. O valor de  $\Delta T'$  obtido através da tabela 6, deve ser acrescido ao valor de  $\Delta T$  na equação 14, durante os cálculos. Outras tabelas também podem ser encontradas na bibliografia para piso, telhado e suas respectivas correções.

$$\dot{q}_{condução} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (14)$$

Onde:

- $U$  é o coeficiente global de transferência de calor;
- $A$  é a área da superfície ( $m^2$ );
- $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas.

Tabela 6 – Acréscimo ao diferencial de temperatura.  
 **$\Delta T'$  - ACRÉSCIMO AO DIFERENCIAL DE TEMPERATURA  $\Delta T$  (°C)**

TIPO DE SUPERFÍCIE	PAREDES			Teto plano
	Leste	Oeste	Norte	
<b>Cor escura</b>	16,6	16,6	8,3	25
<b>Cor média</b>	11,1	11,1	5,5	16,6
<b>Cor clara</b>	5,5	5,5	2,7	8,3

Fonte: Creder, 1996.

### 2.8.3 Devido à insolação nos vidros

Segundo Creder (1996), a energia proveniente da insolação é, geralmente, a responsável pelas maiores contribuições no somatório das cargas térmicas parciais, através da radiação e convecção.

A carga térmica devido à insolação pode ser encontrada através tabelas como a tabela 7, onde tem-se o valor da intensidade de insolação em função da latitude em que o recinto se encontra e da direção cardeal para a qual a superfície está orientada. O cálculo da carga térmica, então, é feito através da equação 15, proposta por Pirani (s.d.):

$$\dot{q}_{insolação} = I_t \cdot A \cdot \varphi \cdot a \quad (15)$$

Onde:

- A é a área envidraçada (m<sup>2</sup>);
- $I_t$  é a intensidade de radiação máxima para o dia desejado;
- $\varphi$  fator de redução do vidro - tabelado;
- a é o fator de armazenamento - tabelado.

Tabela 7 – Insolação através dos vidros.

20° LATITUDE SUL		HORA SOLAR								
ÉPOCA	ORIENTAÇÃO	6	7	8	9	10	11	12	13	14
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	16	27	29	35	38	38	38	38	38
	Se	122	301	320	241	135	48	38	38	38
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38
CORREÇÕES	Altitude	Esquadria		Latitude sul Dez. ou Jan.						
	+0,7% p/ cd 300 m	x1,17		x1,07						

Fonte: Adaptado de Carrier, 1980.

### 2.8.4 Devido à iluminação

A presença de equipamentos de iluminação artificial contribui para o aumento da carga térmica interna do recinto através da geração de calor sensível. Este é dissipado na forma de radiação, condução e convecção para o ambiente e materiais adjacentes (FROTA e SCHIFFER, 1987).

O cálculo desse ganho é feito através da equação 16:

$$\dot{q}_{iluminação} = C_{iluminação\ total} \cdot fator\ devido\ ao\ reator \quad (16)$$

Onde:

- $C_{iluminação}$  é encontrado em tabelas, na bibliografia, e é dado em função na natureza da iluminação (incandescente, fluorescente e etc);
- Fator devido ao reator provém de iluminação fluorescente, pois a mesma depende de um reator para funcionar. Segundo Creder (1996), utiliza-se 20% de acréscimo.

Tem-se um exemplo na tabela 8 de valores para carga térmica por iluminação artificial.

Tabela 8 – Potência dissipada por iluminação artificial.

LOCAL	TIPOS DE ILUMINAÇÃO	NÍVEL DE ILUMINAÇÃO (LUX)	POTÊNCIA DISSIPADA (W/M <sup>2</sup> )
Escritórios	Fluorescente	1000	40
Sala de reuniões:			
A) Plateia	Incandescente	150	20
B) Tablado	Incandescente	500	30

Fonte: Adaptado de Macintyre, 1990.

### 2.8.5 Devido a presença de equipamentos eletrônicos

Segundo Pirani (s.d.), todos os equipamentos elétricos que estejam no interior do ambiente contribuem com uma parcela da carga térmica total, pois dissipam calor sensível. A tabela 9 apresenta valores de taxas típicas de dissipação de calor para alguns itens de escritório.

$$\dot{q}_{eletrônicos} = n_{eletrônicos} \cdot C_{eletrônicos} \quad (17)$$

A carga térmica devido a equipamentos eletrônicos ( $C_{eletronicos}$ ) então, pode ser calculada da mesma forma como é efetuado o cálculo para carga térmica devido à presença de pessoas, demonstrado na equação 13. Multiplica-se o valor da taxa de dissipação referente ao equipamento pela quantidade existente do mesmo no ambiente ( $n_{eletronicos}$ ) como apresentado na equação 17.

Tabela 9 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório.

COMPUTADORES	USO CONTINUO (W)	MODO
		ECONOMIZADOR (W)
<b>COMPUTADORES</b>		
Valor médio	55	20
Valor com fator de seg.	65	25
Valor com fator de seg. alto	75	30
<b>MONITORES</b>		
Pequeno (13pol a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

Fonte: ABNT, 2008.

O cálculo deve ser repetido para quantos equipamentos forem necessários, pois cada um possui uma especificação.

### 2.8.6 Carga térmica total

A carga térmica total ( $\dot{q}_{total}$ ) é a resultante do somatório de todas as cargas térmicas parciais anteriormente calculadas nos itens anteriores. É utilizada para calcular o valor da vazão de ar a ser exaurido ou insuflado no ambiente. A vazão calculada deve fazer a retirada da carga térmica total calculada (Macintyre, 1990).

$$\dot{q}_{total} = \dot{q}_{pessoas} + \dot{q}_{condução} + \dot{q}_{insolação} + \dot{q}_{iluminação} + \dot{q}_{eletronicos} \quad (18)$$

## 2.9 Cálculo da vazão de ar a ser exaurido/insuflado no ambiente

Após calculada a carga térmica total,  $\dot{q}_{total}$ , a vazão de ar a ser insuflada, ou exaurida, do meio também deve ser encontrada. Primeiramente deve ser calculado o gradiente de temperatura,  $\Delta T_{total}$ , através da equação 19 (CREDER, 1996):

$$\Delta T_{total} = T_i - T_e \quad (19)$$

Onde:

- $T_i$  é a temperatura do ar interior do recinto a ser exaurido do mesmo;
- $T_e$  é a temperatura do ar exterior a ser insuflado no recinto;

Após determinado o valor do gradiente de temperatura deve ser determinado o valor da vazão de ar necessária ( $Q_{total}$ ) para retirar a carga térmica total do ambiente. O cálculo pode ser conduzido pela equação 20 (MACINTYRE, 1990):

$$Q_{total} = \frac{\dot{q}_{total}}{\rho_e \cdot c_{pe} \cdot \Delta T} \quad (20)$$

Onde, as temperaturas são inseridas em graus Celsius ou Kelvin. Os valores da densidade,  $\rho_e$ , e calor específico a pressão constante,  $c_{pe}$ , do ar podem ser obtidos através de tabelas na literatura.

Nos sistemas de condicionamento de ar também é utilizada a equação 20 para calcular a vazão de ar necessária no insuflamento, onde, segundo Creder (1996),  $T_i$  é a temperatura interna de conforto a ser obtida com o condicionamento e  $T_e$  é a temperatura do ar frio a ser insuflado no recinto após sair das serpentinas do evaporador do sistema.

## 2.10 Taxa de renovação de ar

A taxa de renovação de ar é dada pela divisão da vazão total de ar a ser insuflado ambiente pelo volume do mesmo. Representa o número de vezes em que o volume de ar do recinto será substituído na unidade de tempo. É dado por:

$$\text{Taxa de renovação} = \frac{\dot{q}_{total}}{V} \quad (21)$$

Onde V é o volume total do ambiente dado em m<sup>3</sup>.

As taxas de renovação de ar mínimas necessárias são tabeladas e podem ser encontradas na literatura como no exemplo na tabela 10.

Tabela 10 – Trocas de ar por hora.

<b>SITUAÇÃO</b>	<b>TROCAS DE AR POR HORA - N</b>
<b>Auditórios e salas de reuniões</b>	4 - 6
<b>Laboratórios</b>	4 - 6
<b>Escritórios</b>	4 - 6
<b>Salas de aula</b>	2 - 3

Fonte: Adaptado de Clezar e Nogueira, 1999.

## 2.11 Considerações finais do capítulo

Este capítulo apresentou uma revisão bibliográfica teórica a respeito dos conceitos necessários para a execução deste trabalho.

O capítulo seguinte tem como objetivo apresentar a metodologia utilizada.

### **3 METODOLOGIA**

Segundo Lakatos (2003, p. 83) método é definido como “o conjunto das atividades sistemáticas e racionais que, com maior segurança e economia, permite alcançar o objetivo – conhecimentos válidos e verdadeiros - traçando o caminho a ser seguido, detectando erros e auxiliando as decisões do cientista.”

O presente capítulo tem como objetivo apresentar a metodologia científica utilizada para o desenvolvimento desta pesquisa.

#### **3.1 Tipo de pesquisa**

Para Assis (2008, p.17), “a pesquisa pode ser caracterizada de forma qualitativa, considerando o interesse pessoal, a relevância social e científica, a autonomia, a postura dialética, a audácia, a criatividade, ineditismo e originalidade”.

Para Gil (2002) a pesquisa é demandada quando há um problema que não dispõe de informações suficientes para ser solucionado, ou quando não é possível relacioná-las com a possível solução.

A pesquisa científica pode ser classificada de diversas maneiras: finalidade, objetivo, área da ciência, natureza, procedimentos, forma de abordagem e entre outros (ASSIS, 2008).

Quanto à forma de abordagem, a pesquisa científica pode ser classificada de duas formas: quantitativa e qualitativa.

Para Assis (2008), a pesquisa quantitativa é aquela que faz uso de recursos matemáticos e estatísticos para exprimir as opiniões, informações e conclusões a respeito do que foi classificado e analisado. Já a pesquisa qualitativa é aquela cujas informações não podem ser quantificadas, ou seja, expressas em números. Possui caráter descritivo e executa a análise dos dados individualmente.

A diferença entre as pesquisas qualitativa e quantitativa se origina na forma como são tratados e analisados os dados, porém, não são antagônicas. A pesquisa qualitativa adentra no mundo dos significados das ações e relações humanas, impossível de ser mensurado em

números. Ambas se complementam, pois, o campo de trabalho de ambas interage dinamicamente (MINAYO, 2002).

São três os possíveis grupos nos quais é possível agregar as pesquisas quanto ao seu objetivo: exploratórias, descritivas ou explicativas (GIL, 2002).

O grupo das pesquisas exploratórias é aquele cujo objetivo principal é o aprimoramento de ideias ou a descoberta de intuições, segundo Gil (2002). Pode envolver levantamento bibliográfico e documental, entrevistas e estudos de caso, além de ser geralmente o primeiro passo do início de uma investigação maior (ASSIS, 2018).

A pesquisa bibliográfica é umas das classificações da pesquisa quanto ao procedimento. É constituída basicamente de material previamente elaborado como livros e jornais. A maioria dos estudos científicos podem ser classificados como pesquisa bibliográfica (GIL, 2002).

Já o estudo de caso é definido por Assis (2018, p. 20) como o tipo de pesquisa que “envolve o estudo profundo e exaustivo de um ou poucos objetos de maneira que se permita o seu amplo e detalhado conhecimento”.

De acordo com Gil (2002), tem-se encontrado muitas objeções a sua aplicação devido à falta de rigor metodológico, pois, não possui procedimentos metodológicos rígidos bem definidos.

O presente trabalho possui caráter quantitativo e qualitativo, pois, tem por objetivo o uso de métodos matemáticos para o alcance dos seus resultados e consequente análise classificatória dos dados obtidos, fazendo uso de pesquisa bibliográfica no seu desenvolvimento. Pode também ser considerado de caráter exploratório e um estudo de caso.

### **3.2 Materiais e métodos**

Para a realização do presente trabalho foi realizada uma sequência de ações ordenadas, como apresentado na figura 9, tendo início na realização de uma revisão bibliográfica sobre os assuntos abordados para embasamento.

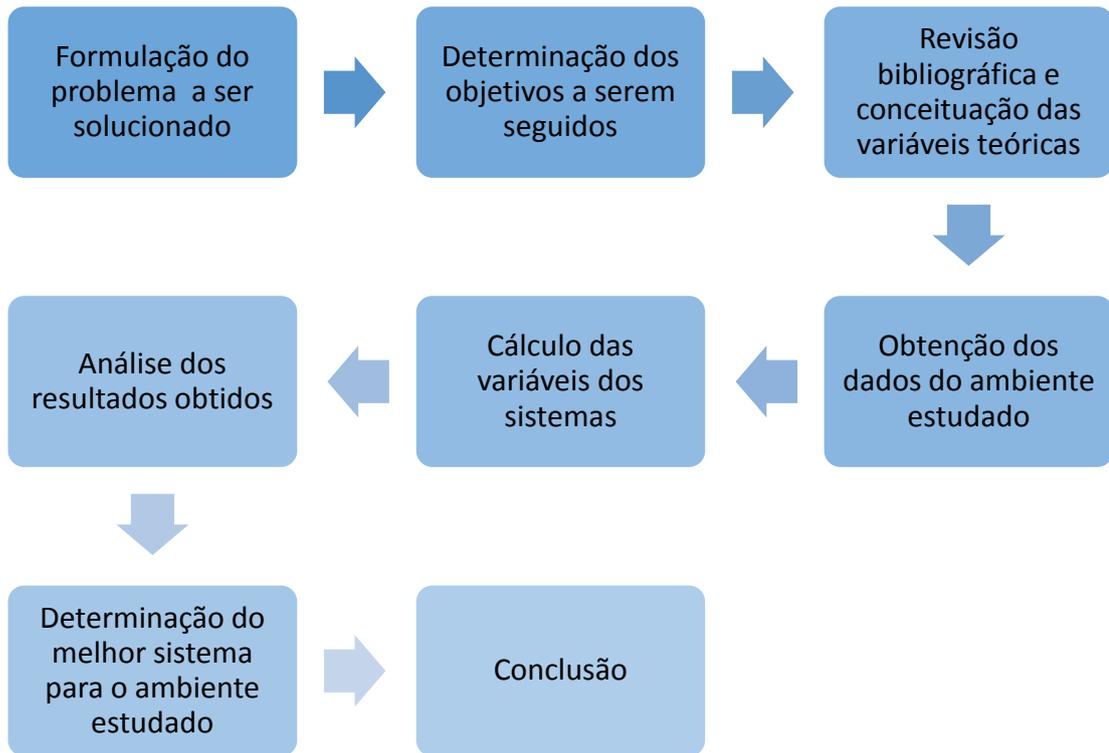


Figura 9 – Fluxograma das etapas de realização do trabalho.  
Fonte: Clezar e Nogueira, 1999.

De forma detalhada, as etapas apresentadas na figura 9 são:

- Elaboração do problema a ser solucionado: Dimensionar e selecionar um sistema de ventilação e condicionamento de ar para um laboratório de informática;
- Determinação dos objetivos para a resolução desse problema;
- Elaboração de uma revisão bibliográfica sobre ventilação e condicionamento de ar e suas variáveis, para fins de retratar a teoria que envolve o estudo realizado, onde são apresentadas as ferramentas matemáticas e dados bibliográficos, normas e tabelas a serem utilizadas nos cálculos;
- Foi realizado também um levantamento dos dados específicos do ambiente analisado: Temperatura, pressão atmosférica, velocidade e direção do vento;
- Após encontrados os resultados, foi feita uma análise dos sistemas adotados de acordo com os resultados de cálculo anteriormente encontrados.

### 3.3 Variáveis e indicadores

Conforme Assis (2018, p. 23), a variável “refere-se ao fenômeno a ser pesquisado, o campo de variação de cada tipo de dado a ser pesquisado “. Refere-se também a tudo aquilo

não possua valor fixo, é mutável de acordo com cada circunstância abrangendo valores distintos (GIL, 2002).

Os indicadores são selecionados quanto objetivo da pesquisa. São os responsáveis pela determinação e variação dos valores das variáveis, permitem identificar as dimensões e os conceitos da mesma.

A tabela 11 apresenta as variáveis e seus respectivos indicadores abordados neste trabalho.

Tabela 11 – Variáveis e indicadores da pesquisa.

VARIÁVEIS	INDICADORES
<b>Carga térmica do sistema</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Quantidade de pessoas, temperaturas;</li> <li>• Coeficiente de transferência de calor por convecção (h);</li> <li>• Condutividade térmica dos materiais (k),</li> <li>• Áreas das superfícies,</li> <li>• Materiais utilizados;</li> <li>• Potência dos equipamentos eletrônicos;</li> <li>• Insolação.</li> </ul>
<b>Vazão de ar</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Valores de padronização para trocas mínimas de ar;</li> <li>• Propriedades físicas do ar;</li> <li>• Volume interno do recinto;</li> <li>• Carga térmica total do sistema.</li> </ul>
<b>Mecanismo adotado</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vazão encontrada;</li> <li>• Carga térmica encontrada;</li> <li>• Parâmetros de conforto a serem atingidos.</li> </ul>

Fonte: Pesquisa direta (2018).

### 3.3.1 Instrumento de coleta e tabulação de dados

Há duas forma de efetuar a coleta de dados: fazendo uso de fontes de papel, bibliografia e pesquisa documental, e fazendo uso de informações advindas de terceiros, através de experimentos, pesquisa ex-post-facto, levantamento, estudo de campo e estudo de caso (ASSIS, 2018).

Esta etapa se caracteriza pela coleta dos dados a serem utilizados no desenvolvimento da pesquisa. Os mesmos são obtidos de maneira prática e teórica através de medições do ambiente circunvizinho ao estudado, análise dos materiais presentes, material bibliográfico como normas e tabelas em livros e catálogos para que haja a possibilidade do dimensionamento do sistema de ventilação ideal.

Após a obtenção dos dados e da elaboração do referencial teórico, o *software* a ser utilizado para a obtenção dos valores das variáveis e resultados a serem discutidos é o Excel. Para apresentação e discussão dos dados será empregado o uso do *software* Microsoft Word.

### **3.4 Considerações finais**

Neste capítulo foram apresentadas a metodologia aplicada no desenvolvimento deste trabalho, bem como as suas classificações e ferramentas e técnicas. Foram apresentados também a sequência de ações a serem seguidas, o modo como os dados foram coletados e analisado para a sua realização.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo tem como objetivo demonstrar os cálculos utilizados e os resultados obtidos para dimensionar o melhor sistema.

### 4.1 O recinto estudado

O ambiente a ser analisado é um laboratório de computadores, EMLAB\_1305, pertencente à Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto.

O ambiente possui as seguintes características:

- Dimensões: 6,25x10 m de solo;
- Telhado: telhado em meia-água com pé-direito variando linearmente de 2,85m até 3,35m e inclinação de 5%, ou seja, 3°. Para fins de simplificação de cálculo o telhado foi considerado plano, pois a inclinação é muito pequena e se aproxima de zero;
- Paredes: construídas em alvenaria de bloco de concreto de 0,10m;
- Telhado: telha termoacústica de aço galvanizado – tipo sanduíche – com pintura na cor branco gelo nas faces aparentes e miolo em espuma rígida de poliuretano;
- Janelas: vidro de 4,0mm com dimensões de 6,25x1m de área e esquadria metálica;
- Porta: porta de abrir com duas folhas e dimensões de 1,60x2,10m.

O ambiente tem como objetivo servir de sala de aula quando necessário o uso de computadores, estando também disponível para realização de atividades, como por exemplo minicursos, desde que em acordo com a disponibilidade de horários. As figuras 10 e 11 mostram o recinto e a disposição dos móveis e eletrônicos. A figura 12 apresenta a localização do prédio através de uma imagem de satélite retirada do site Google Maps. O mesmo está sinalizado dentro de um quadrado vermelho, assim como a posição de suas janelas está apontada pela seta amarela.



Figura 10 – Laboratório analisado.  
Fonte: Pesquisa direta (2019).

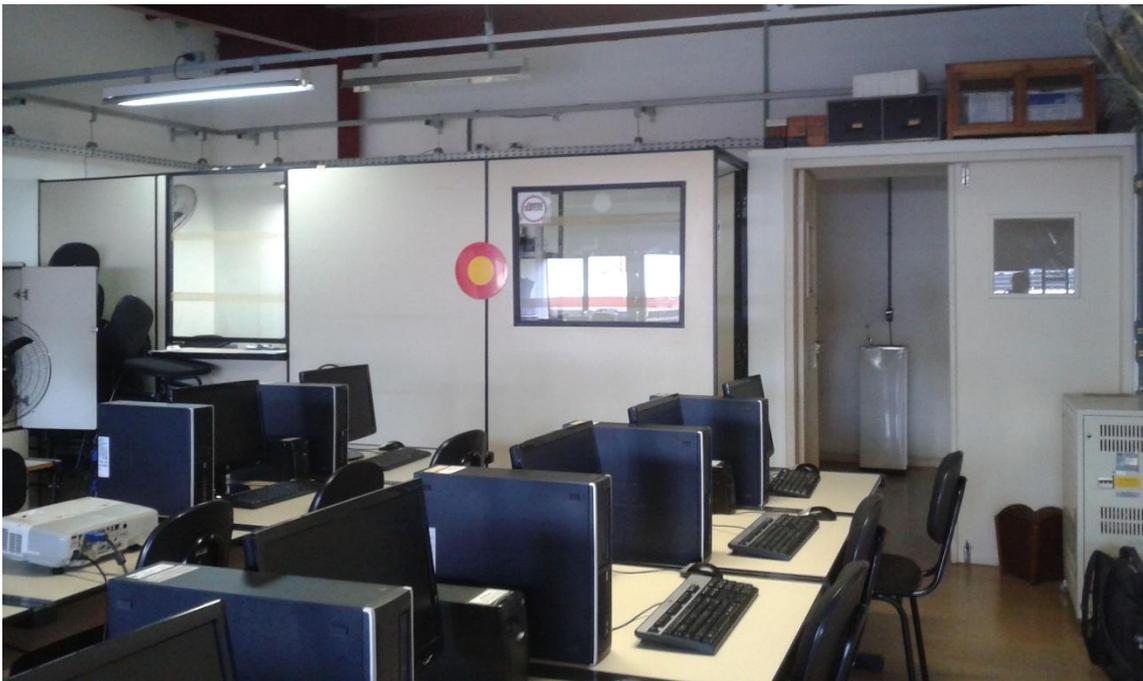


Figura 11 – Laboratório analisado.  
Fonte: Pesquisa direta (2019).



Figura 12 – Imagem de satélite – localização do laboratório.  
Fonte: Google Maps (2019).

#### 4.1.1 O problema

O maior dificuldade, atualmente, em permanecer no recinto provém da alta carga térmica presente. A alta densidade de pessoas e equipamentos eletrônicos contribuem na emissão de calor, o que se torna desconfortável devido ao pouco espaço. Segundo Creder (1996), a taxa de ocupação recomendada é de 6 m<sup>2</sup> por pessoa para escritório, enquanto a realidade do laboratório é de aproximadamente 3 m<sup>2</sup> por pessoa.

Outro ponto que contribui para o desconforto térmico é a ausência de cortinas, persianas ou brise. Estes, por sua vez, funcionam como barreiras à luz solar que adentra no recinto, ajudando a reduzir a quantidade de calor que entra no mesmo na forma de radiação solar, além de auxiliar no controle da luminosidade excessiva.

As janelas são do tipo basculante, o que dificulta um pouco a entrada de vento, pois segundo Clezar e Nogueira (1999), o coeficiente de vazão de ar de uma abertura,  $K$ , cai com o aumento da perda de carga na mesma. Outro aspecto que também contribui é a presença de outro edifício imediatamente ao lado, funcionando como barreira para a circulação do vento.

## **4.2 Dados meteorológicos**

Os dados meteorológicos da região onde o laboratório está localizado foram obtidos através de medições feitas pela Núcleo de Pesquisa em Conforto Térmico - NUPECON, da Universidade Federal de Ouro Preto.

De todas as variáveis climáticas que configuram uma região, algumas são de maior importância, pois interferem de maneira mais significativa do desempenho térmico das construções, entre elas: velocidade e a intensidade dos ventos, temperatura externa do ar e radiação solar incidente (FROTA e SCHIFFER, 1987).

### **4.2.1 Temperatura**

Nos cálculos realizados neste trabalho foram consideradas as variações de temperatura externa do ar nos anos de 2017 e 2018, bem como a intensidade e direção dos ventos em relação ao norte geográfico terrestre.

A figura 13 mostra a temperatura média de cada mês ao longo dos dois anos. Com a temperatura média foi possível ter uma noção de quais são os meses mais quentes, e assim adotar um período a ser analisado. No presente trabalho foram adotados os meses de janeiro a abril e outubro a dezembro.

As coletas dos dados meteorológicos é feita a cada 15 minutos, desta forma cada arquivo tem aproximadamente 3.000 medições para cada variável em um mês de 31 dias. As informações que interessam para este trabalho são apenas as que constam na faixa de tempo em que o dia está mais quente, com a maior temperatura do ar e maior incidência solar. Desta forma, foi feita uma média com as 100 maiores temperaturas de cada mês escolhido, com o objetivo de obter uma temperatura externa de referência para os cálculos.

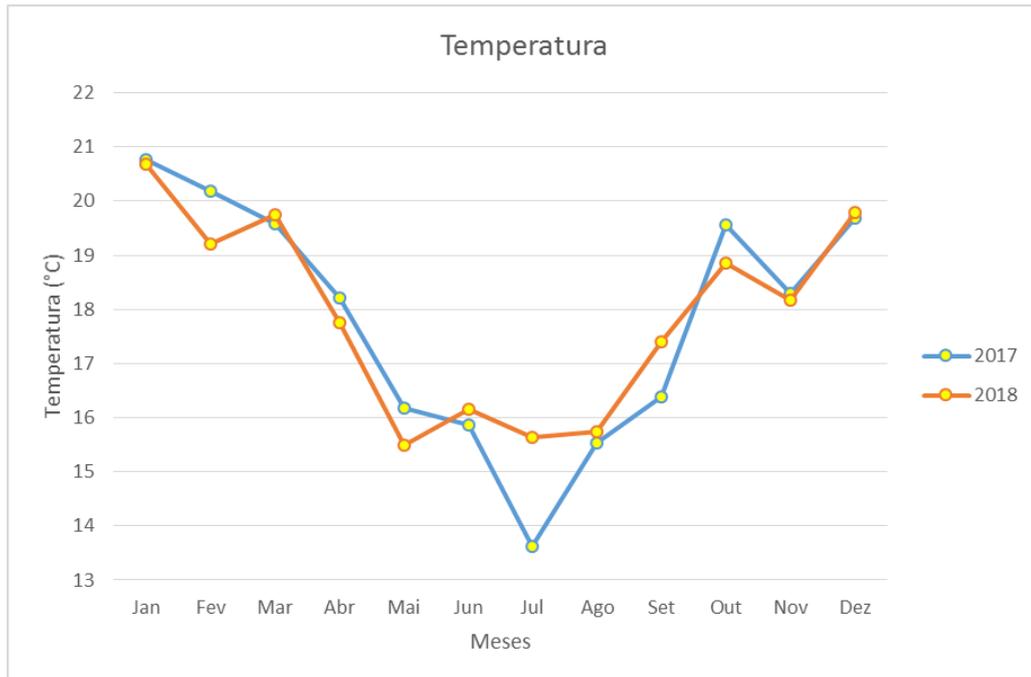


Figura 13 – Médias das temperaturas ao longo dos anos 2017 e 2018.  
Fonte: NUPECON, 2019.

As figuras 14 e 15 apresentam as médias das 100 maiores medições de temperatura para os meses de janeiro a abril e outubro a dezembro dos anos 2017 e 2018 respectivamente. Foi adotado 26°C como temperatura externa do ar para a realização dos cálculos.

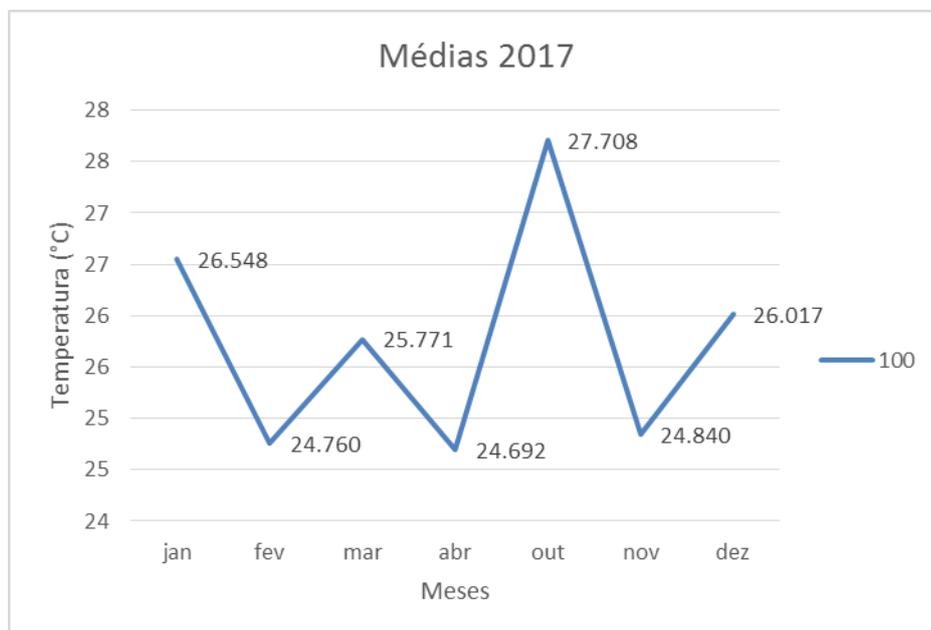


Figura 14 – Médias das temperaturas nos meses escolhidos em 2017.  
Fonte: NUPECON, 2019.

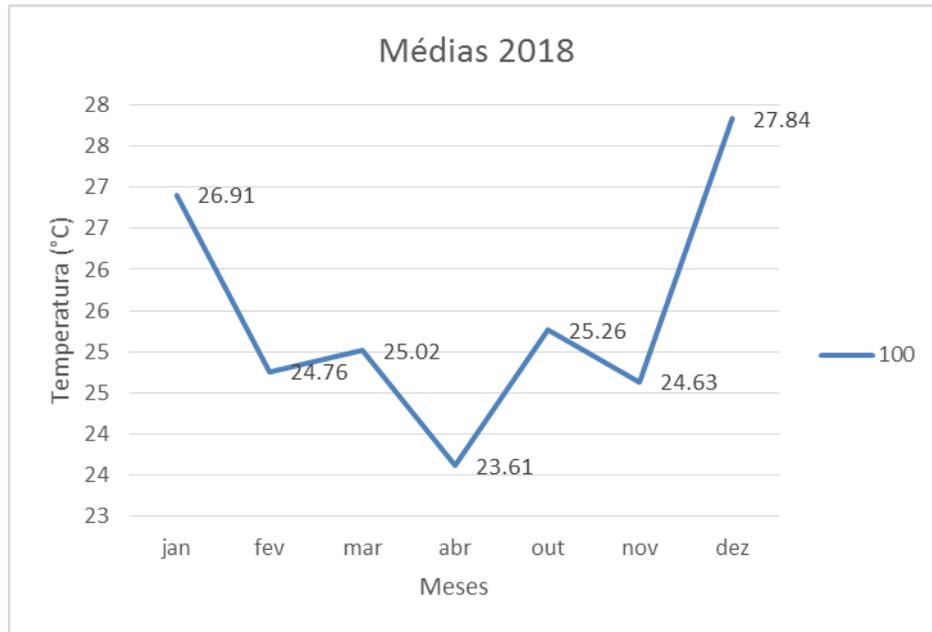


Figura 15 – Médias das temperaturas nos meses escolhidos em 2018.  
Fonte: NUPECON, 2019.

#### 4.2.2 Velocidade e direção dos ventos

Dado que os meses de trabalho foram escolhidos tomando por base a temperatura externa do ar, a velocidade e a direção dos ventos incidentes devem obedecer à este critério.

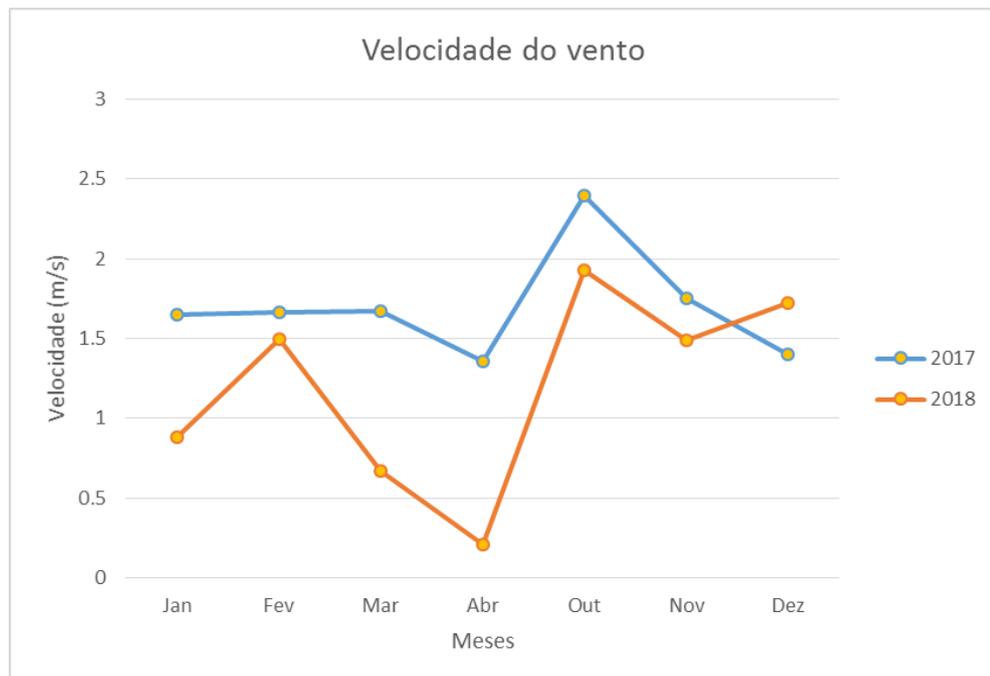


Figura 16 – Médias das velocidades dos ventos nos meses escolhidos.  
Fonte: NUPECON, 2019.

As médias das velocidades dos ventos variaram ao longo dos meses escolhidos entre 0 e 2,5 m/s, como é possível observar no gráfico da figura 16. Para fins de segurança de cálculo, foi adotada a velocidade de 1,5m/s para o dimensionamento dos exaustores e 0,5m/s para o cálculo da vazão oriunda da ventilação natural.

Tal como os dados anteriores, as direções dos ventos também seguem o critério dos meses escolhidos e são apresentadas na figura 17.

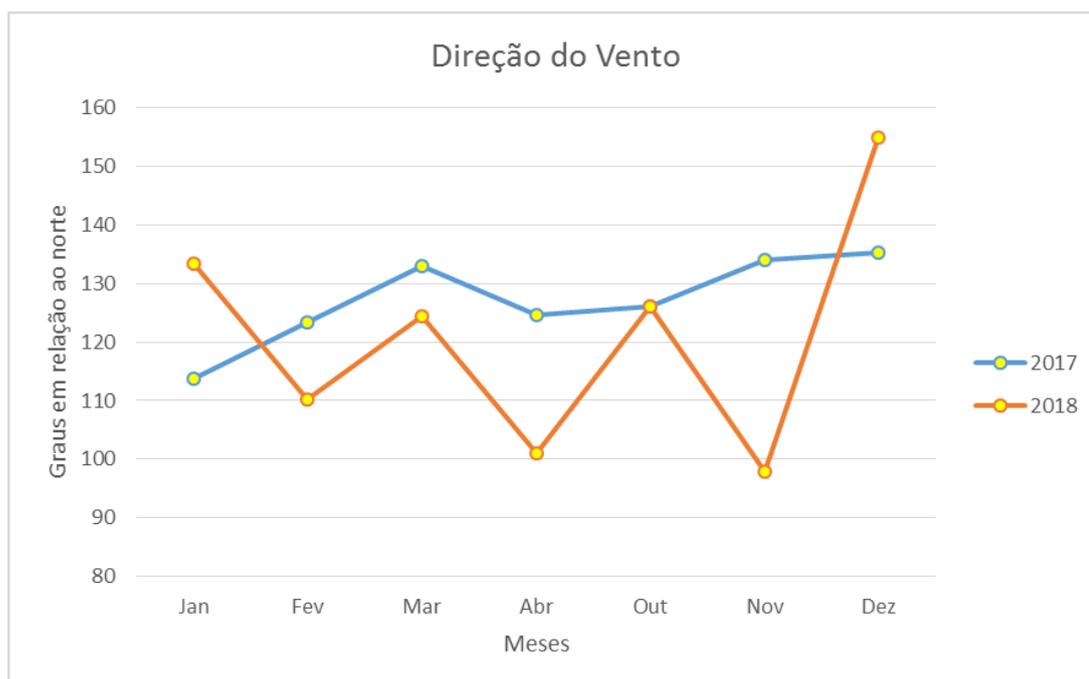


Figura 17 – Médias das direções dos ventos nos meses escolhidos em 2017 e 2018.  
Fonte: NUPECON, 2019.

A direção de incidência dos ventos é medida em referência ao norte geográfico terrestre. É possível analisar os dados da figura 17 juntamente com a figura 12 e concluir que os ventos não incidem diretamente nas janelas do laboratório, e sim no lado oposto do prédio. Portanto para fins de simplificação de cálculo serão consideradas as melhores hipóteses em relação à intensidade e direção dos ventos.

#### 4.3 Cálculo da carga térmica

O cálculo da carga térmica deve ser realizado levando em consideração todas as formas de emissão de calor presentes dentro do recinto, bem como as fontes de calor externas a ele, no caso o sol.

No presente trabalho foram consideradas as seguintes fontes de emissão:

- Ocupantes: 20 alunos e 1 professor em atividade leve e sentados;
- Iluminação: 9 luminárias fluorescentes duplas e seus respectivos reatores;
- Eletrônicos: 23 computadores completos (gabinete e monitor), 10 estabilizadores pequenos, 1 estabilizador grande e 1 projetor de imagem;
- Insolação através dos vidros;
- Insolação e condução de calor através das paredes e telhado.

#### 4.3.1 Presença de pessoas

Para o cálculo da carga térmica foi utilizada a equação 13 apresentada no tópico 2.8.1 deste trabalho. O valor do calor cedido ao ambiente por cada ocupante está presente na tabela 5, escritório (atividade moderada), bem como a quantidade média de pessoas que utilizam o recinto, 20 alunos e um professor e o resultado são apresentados na tabela 12.

Tabela 12 – Cálculo da carga térmica devido a presença de pessoas.

<b>N - Ocupação</b>	<b>Tempo de ocupação (hs)</b>	<b>Atividade</b>
21	9	Escritório - moderado
<b>Área de solo (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Ocupação recomendada (m<sup>2</sup>/pés)</b>	<b>Ocupação real (m<sup>2</sup>/pés)</b>
62,5	6	2,84
<b>CP - CALOR LIBERADO (W)</b>		
<b>Metabólico</b>	<b>Sensível</b>	<b>Latente</b>
140	65	75
<b>Equação</b>	<b>CÁLCULO - Q (W)</b>	
$Q = N * Cp$	<b>2.940</b>	

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

#### 4.3.2 Iluminação

A carga térmica devido à iluminação foi calculada à partir da equação 16 presente no tópico 2.8.4 deste trabalho. A quantidade de lâmpadas, o tipo, sua respectiva potência, 32W por lâmpada, bem como o resultado são apresentados na tabela 13.

Tabela 13 – Cálculo da carga térmica devido a iluminação.

<b>Luminárias duplas</b>	<b>N - Lâmpadas</b>
9	18
<b>Tipo</b>	<b>Potência lâmpada</b>
Fluorescente	32
<b>Equação</b>	<b>CÁLCULO - Q (W)</b>
$Q = N * P * 1,20$	<b>691,2</b>

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

### 4.3.3 Presença de equipamentos eletrônicos

Para o cálculo da carga térmica devido à presença de equipamentos eletrônicos, foi utilizada a equação 17 presente no tópico 2.8.5. Cada equipamento teve sua contribuição na carga térmica total calculado e posteriormente somado aos demais. Todos os equipamentos apresentados no tópico 4.3 deste trabalho foram calculados e têm seu consumo, quantidades, modelo e suas respectivas cargas térmicas apresentados na tabela 14.

Tabela 14 – Cálculo da carga térmica devido a presença de equipamentos eletrônicos.

<b>Projektor</b>	<b>Consumo (W)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Q (W)</b>
PowerLite 1835	355	1	355
<b>Monitor</b>	<b>Consumo (W)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Q (W)</b>
LG W2043S - PF	45	23	1.035
<b>Gabinete</b>	<b>Consumo (W)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Q (W)</b>
HP Compac 8100 Elite SFF	240	23	5.520
<b>Estabilizadores</b>	<b>Consumo (W)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Q (W)</b>
Progressive III	1.000	10	1.0000
<b>Estabilizador grande</b>	<b>Consumo (W)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Q (W)</b>
CEP 1000 RR	7.000	1	7.000
<b>CÁLCULO - Q (W)</b>			<b>23.910</b>

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

#### 4.3.4 Insolação nos vidros

A fim de calcular a carga térmica provinda da insolação através dos vidros, foi utilizada a equação 15 presente no tópico 2.8.3 deste trabalho. As informações sobre a superfície e a sua localização geográfica estão expostas na tabela 15. Outubro foi o mês adotado com base nos dados meteorológicos apresentados no tópico 4.2.

Tabela 15 – Propriedades do vidro e orientação geográfica.

<b>Vidro</b>	<b>Espessura (mm)</b>	<b>Proteção</b>	<b>A - Área (m<sup>2</sup>)</b>
Simplex	4	Não	6,25
<b>Latitude Sul</b>	<b>Direção de exposição</b>	<b>Mês</b>	<b>Altitude (M)</b>
20°	Leste	Outubro	1.180

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

O fator de redução do vidro adotado foi de um, pois o mesmo é do tipo simples e não possui nenhum tipo de proteção contra a luz solar, assim como o fator de armazenamento “a” para fins de simplificação de cálculo. O valor de  $I_t$  encontrado na tabela 7, deve ser corrigido como mostra na mesma. A tabela 16 apresenta as correções para o valor de  $I_t$ , bem como o resultado do cálculo da carga térmica.

Tabela 16 – Correção do fator de insolação e cálculo da carga térmica.

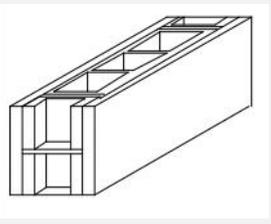
<b>It - Fator de insolação - Outubro - Leste</b>	
447	
<b>CORREÇÕES DO IT</b>	
	Valor (%)
<b>Esquadria (sim)</b>	17
<b>Altitude (0,7% a cada 300 m)</b>	2,8
<b>Dez/Jan</b>	7
<b>Total</b>	26,8
<b>It - Fator de insolação - corrigido</b>	
566,8	
<b>Equação</b>	<b>CÁLCULO - Q (W)</b>
$Q = I_t * A * \varphi * a$	<b>3.542,5</b>

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

### 4.3.5 Insolação e condução nas paredes

A parcela da carga térmica proveniente da insolação e da condução de calor nas paredes do recinto foi encontrada através da equação 14 apresentada no tópico 2.8.2. O valor de U foi obtido através da tabela 17. O diferencial de temperatura sofre um acréscimo devido à localização cartográfica de cada superfície em relação à incidência solar na mesma, tendo sido obtido através da tabela 6. O valor adotado foi de 16,6°C.

Tabela 17 – Propriedades da parede e temperaturas.

PAREDE	DESCRIÇÃO	U (W/M <sup>2</sup> .K)	
	Parede de blocos cerâmicos de 3 furos	2,43	
	Dimensões do bloco		13x28x18,5 cm
	Esp. arg. assentamento:		1 cm
	Esp. arg. de emboço:		2,5 cm
	Esp. total da parede		18 cm

Fonte: Adaptado de Martinelli, s.d.

Na tabela 18 estão apresentadas as informações sobre a parede, coeficiente global de transferência de calor da mesma e as grandezas das temperaturas adotadas.

Tabela 18 – Propriedades da parede e temperaturas.

Tijolo	Espessura (m)	A - Área (m <sup>2</sup> )	Cor
Concreto	0,1	5,32	Vermelho
<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>		<b>Te (°C)</b>	<b>Ti (°C)</b>
2,43		26	23

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

O resultado obtido para a carga térmica por insolação e condução de calor pelas paredes é apresentado na tabela 19.

Tabela 19 – Cálculo da carga térmica por insolação e condução nas paredes.

Equação	Cálculo - Q (W)
$Q = U * A * \Delta T$	253,38

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

#### 4.3.6 Insolação e condução no telhado

A metodologia utilizada para calcular a carga térmica provinda da insolação e condução de calor no telhado é a mesma utilizada para as paredes no tópico 4.3.5. A tabela 20 apresenta as informações referentes à telha. O recinto não possui laje de concreto, apenas a telha.

Tabela 20 – Propriedades da telha.

<b>Telha</b>	
Trapezoidal do tipo sanduíche	
<b>Material</b>	<b>Espessura do aço (m)</b>
Aço	0,005
<b>Cor</b>	<b>Espessura da telha (m)</b>
Branco gelo	0,04
<b>A - Área do telhado (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Ângulo</b>
62,5	≈ 3°
<b>Isolante</b>	<b>Espessura (m)</b>
Poliuretano	0,03

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Os coeficientes de transferência de calor e de convecção adotados estão presentes na tabela 21. O diferencial de temperatura adotado à partir da tabela 6 foi de 11,3°C. O coeficiente global de transferência de calor encontrado foi de 0,820 W/m<sup>2</sup>K.

Tabela 21 – Coeficientes de transferência de calor por condução e convecção.

<b>λ<sub>poli</sub> (W/mK)</b>
0,03
<b>λ<sub>aço</sub> (W/mK)</b>
55
<b>h<sub>int</sub> (W/m<sup>2</sup>K)</b>
8,4
<b>h<sub>ext</sub> (W/m<sup>2</sup>K)</b>
10

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

O cálculo da carga térmica de insolação e condução através do telhado é apresentado na tabela 22.

Tabela 22 – Cálculo da carga térmica por insolação e condução no telhado.

<b>Equação</b>	<b>CÁLCULO - Q (W)</b>
$Q = U * A * \Delta T$	<b>579,26</b>

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

#### 4.3.7 Carga térmica total

A carga térmica total presente em um recinto é definida à partir do somatório de todas as cargas térmicas parciais oriundas de fontes internas e externas ao mesmo. A mesma é apresentada na tabela 23, juntamente com os valores de todas as cargas térmicas parciais. O cálculo da carga térmica total é indispensável ao estimar a vazão de ar necessária para a retirada da mesma do recinto a fim de atingir o conforto térmico.

Tabela 23 – Carga térmica total.

<b>CARGA TÉRMICA TOTAL (W)</b>	
<b>Q pessoas</b>	2.940
<b>Q iluminação</b>	691,2
<b>Q eletrônicos</b>	23.910
<b>Q vidros</b>	3.542,475
<b>Q ins-cond nas paredes</b>	253,38
<b>Q insolação no telhado</b>	579,26
<b>Q TOTAL</b>	<b>31.916,32</b>

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

A figura 18 mostra um gráfico do tipo pizza, onde são apresentados os percentuais de contribuição de cada carga térmica parcial no todo.

Do total calculado, a parcela mais significativa é a carga térmica proveniente dos equipamentos eletrônicos, representando 75% da quantia, como apresentado na figura 18. Tal proporção é devido à grande quantidade de equipamentos presentes no recinto. A segunda maior contribuição é provinda da insolação nos vidros, apesar da pequena área de exposição e de não estar voltada para a orientação cartográfica de maior incidência solar.

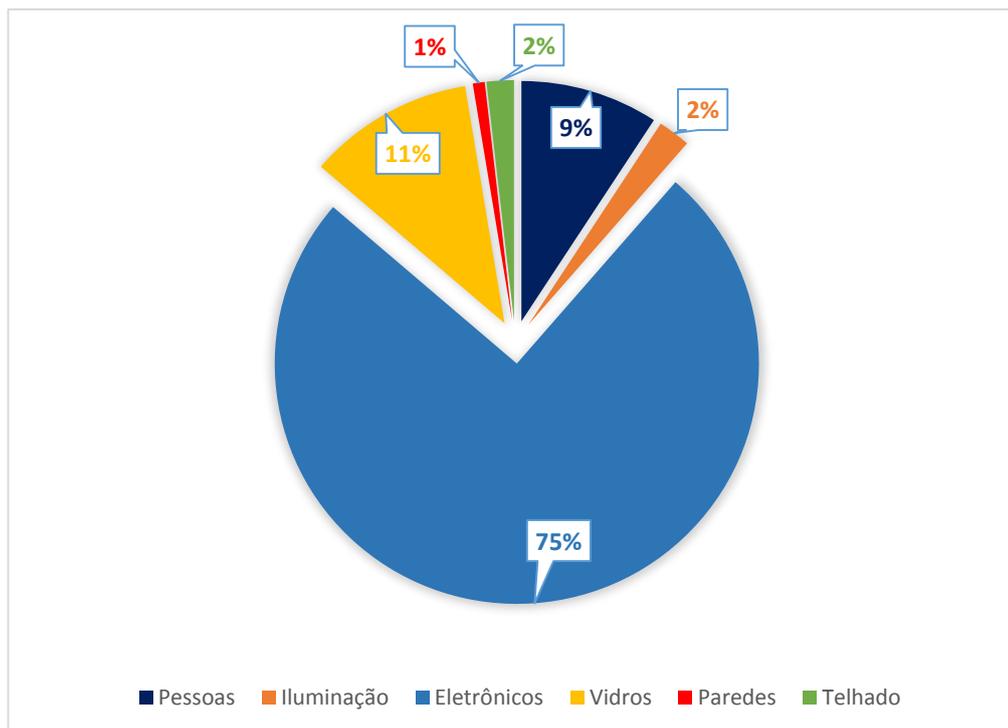


Figura 18 – Parcelas da carga térmica.  
Fonte: Pesquisa direta, 2019.

A carga térmica proveniente da insolação e condução de calor no telhado somente não foi maior devido à presença do isolante termoacústico na telha, composto por espuma rígida de poliuretano.

#### 4.4 Vazão de ar necessária para ventilação natural

De acordo com Macintyre (1990), somente será satisfatória a tentativa de amenizar o clima do ambiente em estudo uma vez que a temperatura do ar externo ao mesmo for menor que à temperatura que se estabelece dentro dele.

O método utilizado para o cálculo da vazão de ar necessária para que ocorra a retirada da carga térmica presente no recinto foi apresentado no tópico 2.9. As temperaturas externas utilizadas foram obtidas através das medições do NUPECON, enquanto as internas do recinto foram estimadas. As propriedades do ar para as temperaturas utilizadas foram obtidas através da tabela 24.

Os valores das propriedades referentes à temperatura adotada foram encontrados através de interpolação dos valores já existentes na tabela original. Foram adotados as temperaturas Te

26°C e  $T_i$  30°C. O cálculo da vazão foi feito utilizando a equação 20 e os resultados obtidos foram:

- Vazão = 6,72 m<sup>3</sup>/s;
- Vazão = 24.173,74 m<sup>3</sup>/h.

Tabela 24 – Propriedades do ar a 1 atm de pressão.

<b>T (°C)</b>	<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b><math>c_p</math> (J/kgK)</b>
<b>25</b>	1,1840	1007
<b>26</b>	1,1800	1007
<b>27</b>	1,1760	1007
<b>28</b>	1,1720	1007
<b>30</b>	1,1640	1007

Fonte: Adaptado de Çengel, 2012.

O valor encontrados representa a vazão de ar necessária para a retirada da carga térmica calculada, mantendo a diferença de temperatura estipulada para cálculo.

#### 4.5 Ventilação natural

Para a execução dos cálculos a respeito da ventilação natural foram feitas algumas considerações sobre o recinto. Foi considerado regime permanente de escoamento do ar. A perda de carga dentro do recinto foi considerada zero devido a sua grande dimensão e ao número de elementos presentes capazes de criar resistência. A direção de incidência do vento no edifício é oposta à direção em que se encontram as janelas, portanto foi considerada a melhor hipótese em que o vento incida na parede em que se encontram as janelas perpendicularmente.

Dado que a carga térmica do recinto, bem como a vazão de ar necessária para retirá-lo, são conhecidas, pretende-se encontrar a vazão de ar provinda da ventilação natural, como apresentado no tópico 2.5. A tabela 25 apresenta as variáveis, em função das características do recinto, temperatura e velocidade do vento adotados, que são utilizadas na realização do cálculo.

Tabela 25 – Variáveis para cálculo da vazão provinda da ventilação natural.

VARIÁVEL	VALOR	UNIDADE
<b>Te</b>	26	°C
<b><math>\rho_{e1}</math></b>	1,024	kg/m <sup>3</sup>
<b>Patm</b>	87,73	kPa
<b>CP1</b>	0,5	-
<b>K janela</b>	0,58	-
<b>K veneziana</b>	0,2	-
<b>Ti</b>	23	°C
<b><math>\rho_i</math></b>	1,01	kg/m <sup>3</sup>
<b>CP2</b>	0	-
<b><math>\rho_{e2}</math></b>	1,01	kg/m <sup>3</sup>
<b>A janela</b>	6,25	m <sup>2</sup>
<b>A veneziana</b>	0,42	m <sup>2</sup>
<b>A porta</b>	3,36	m <sup>2</sup>
<b>K porta</b>	0,62	-
<b>V<sub>∞1</sub></b>	0,5	m/s
<b>V<sub>∞2</sub></b>	0,01	m/s

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Com o auxílio do *software* Excel, foi possível encontrar o valor de P0, a pressão efetiva do ar, dentro do recinto, convencionada como nível de referência, utilizando a equação 9. À partir do valor de P0 foi possível determinar o valor da pressão do ar externa à abertura de saída, Pe2. As pressões internas, Pi1 e Pi2 são iguais a P0. O valor de Pe1 foi determinado através da equação 6. Os valores estão listados na tabela 26.

Tabela 26 – Valores das pressões do ar nas aberturas.

<b>Pe1</b>	0,064	Pa
<b>Pi 1 = P0</b>	0,048812	Pa
<b>Pe2</b>	0	Pa
<b>Pi2 = P0</b>	0,048812	Pa

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Conhecendo os valores das pressões internas e externas do ar, foi possível definir os valores de  $\Delta P1$  e  $\Delta P2$ , os diferenciais de pressão em cada abertura. À partir do valor  $\Delta P1$ , foi encontrada a vazão de entrada de ar no recinto, através das janelas e das venezianas. A vazão total de entrada é estimada à partir do somatório das vazões das aberturas de entrada do ar. O valor encontrado para aquela é de 0,64 m<sup>3</sup>/s, ou 2300 m<sup>3</sup>/h.

#### 4.6 Ventilação forçada - exaustores eólicos

Um outro estudo analisado foi a utilização de exaustores eólicos. À partir da vazão de ar necessária para a retirada da carga térmica do recinto, é possível estimar a quantidade de exaustores necessários, uma vez determinado o tipo, o modelo e conhecidos seus dados técnicos. Para o presente trabalho, decidiu-se pela escolha dos exaustores do tipo eólico, pois não dispense gasto com energia elétrica e manutenção. A velocidade do vento adotada para o dimensionamento, como mencionado no tópico 4.2.2, foi de 1,5 m/s, ou 5,4 km/h.

Foi escolhido o modelo LM-60 Gold Turbo do fabricante LUFTMÁXI®, reprodução parcial do catálogo na figura 19, para elaborar uma estimativa. O mesmo dispõe de uma vazão igual a 4200 m<sup>3</sup>/h para a velocidade de 5 km/h, a maior disponível no catálogo e no mercado para a velocidade adotada.

O dimensionamento do número de exaustores necessário através da equação 11 foi desconsiderado por apresentar uma vazão muito pequena, 1125 m<sup>3</sup>/h para 6 trocas de ar por hora, representando 4,7% do total.



Figura 19 – Catálogo Exaustor eólico.  
Fonte: LUFTMÁXI®, s.d.

Sendo assim, pela equação 12 a quantidade estimada então para atingir o conforto é de 6 exaustores eólicos.

#### 4.7 Sistema de Condicionamento de ar

Até o presente momento foram apresentados o estudo de dois possíveis sistemas: o vigente, ventilação natural, e um adicional, ventilação forçada através de exaustores eólicos. Ambos se mostraram insuficientes, pois não suprem a necessidade de vazão necessária. Combinados possibilitam amenização do desconforto, porém não solucionam o problema. Sendo assim, há a necessidade do estudo de um novo sistema, condicionamento de ar.

Visto que é conhecida a carga térmica presente no recinto, é possível estimar através de catálogos um sistema de refrigeração capaz de alcançar as condições desejadas. A carga térmica calculada é 31.916,32 watts. Convertendo o seu valor para o sistema inglês, tem-se o valor 108.902,97 BTU/h, mais comumente utilizado no dimensionamento e escolha de sistemas de ar condicionado e seus respectivos componentes.

À partir de então, através de catálogos, foi escolhido o modelo Piso Teto Inverter com unidade condensadora vertical do fabricante ELGIN®. O mesmo possui capacidade de 60.000 BTU/h e não atende à demanda sozinho, sendo necessária a instalação de duas unidades. Dos modelos da mesma marca é o que apresenta o maior Coeficiente de Performance (COP) de 3,27, além da tecnologia Inverter que, segundo o fabricante, auxilia na economia de energia e otimiza o funcionamento, uma vez que o compressor não liga e desliga continuamente como nos convencionais. Os demais dados técnicos do aparelho escolhido estão disponíveis no catálogo do fabricante em anexo.

Dos demais, foram comparados também os modelos: BZP 60 para 60.000 BTU da fabricante Brize® e Piso Teto para 60.000 BTU da fabricante Trane®. O primeiro apresenta um COP bem mais baixo que o do modelo escolhido, portanto foi descartado. O segundo satisfaz quanto a eficiência energética com o COP parecido ao do modelo adotado, porém dispõe de vazão de ar bem menor.

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

### 5.1 Conclusões

Neste trabalho foram estudados três sistemas cuja implementação possibilite a redução da carga térmica e, em consequência, obtenção de conforto térmico para os usuários. Foram eles: ventilação natural, ventilação forçada através do uso de exaustores eólicos e condicionamento de ar. O ambiente é um laboratório de computadores, EMLAB\_1305, pertencente à Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto.

Foram coletados dados do recinto, sua ocupação e outros como as propriedades físicas do ar, velocidade e direção de incidência dos ventos. Uma vez com os dados, foi calculada a carga térmica atuante e a vazão de ar necessária para a retirada da mesma. Assim, foi possível avaliar o sistema vigente e comparar com os outros dois a capacidade de cada um relação ao objetivo. Foram consideradas as melhores hipóteses para a realização dos cálculos.

A ventilação natural ocorre, como o próprio nome diz, de forma natural através da ação dos ventos sobre os edifícios e dos diferenciais de temperatura. No recinto avaliado o vento entra pelas janelas basculantes e pelas venezianas, presentes em uma única parede, e sai pela porta, para o corredor do edifício. A ausência de diferença de elevação entre a entrada e saída de ar dificulta a movimentação do ar quente pelo efeito chaminé, que neste caso pode ser considerado ausente por não existirem saídas elevadas para o ar.

Foi determinada a vazão de ar que atualmente adentra no recinto, sob as condições de contorno estipuladas. O resultado obtido foi de 2300 m<sup>3</sup>/h, representando apenas 9,54% do valor necessário, que é de 24.092 m<sup>3</sup>/h, para que haja conforto térmico de acordo com as condições estabelecidas. Observa-se que esta vazão é muito pequena, o que já era esperado em função das características do recinto e do vento. Sendo assim foi comprovado que a penas a ventilação natural não é suficiente para prover o conforto necessário aos usuário, o que tornou necessário o dimensionamento de outro sistema.

A ventilação forçada através de exaustores eólicos foi a segunda opção considerada. Uma vez que pode ser considerada uma solução simples e de baixo custo por funcionar através da ação do vento e do efeito chaminé. A quantidade encontrada de exaustores necessária foi de 6 unidades. Dado a pequena área de telhado disponível para a instalação dos exaustores, a presente opção foi considerada inviável, uma vez que, para o melhor aproveitamento do vento incidente, a instalação ideal seja feita nos pontos de maior altura em relação ao chão. Entretanto,

posto que cada exaustor do modelo escolhido é capaz de exaurir por hora um volume igual a 4200 m<sup>3</sup>, mesmo em menor quantidade, caso implementado, o sistema ocasionaria uma redução do gradiente de temperatura atualmente desconfortável.

Uma vez que os dois primeiros sistemas estudados se mostraram insuficientes, foi então escolhido, através de catálogos de fabricantes, um equipamento de ar condicionado que fosse capaz de suprir a carga térmica. O modelo escolhido foi o Piso Teto Inverter com unidade condensadora vertical do fabricante ELGIN®, com para até 60.000 BTU/h. São necessária duas unidades, totalizando 120.000 BHU/h, pois a necessidade é de 108.980 BTU/h.

## 5.2 Recomendações

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

- Dimensionamento de sistema de condicionamento de ar central que atenda todo o edifício.
- Estudo de viabilidade econômica e comparativa, instalação e longo prazo, dos sistemas de climatização central e individual de todo o prédio.
- Dimensionamento de sistema solar fotovoltaico para compensação da energia elétrica gasta com climatização de ar no prédio ou de cada ambiente. O sistema pode fazer uso da área livre do telhado para posicionar as placas fotovoltaicas.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

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

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

ARAUJO, E. P. **Apostila de ar condicionado e exaustão**, Notas de aula – Curso de graduação em Arquitetura e Urbanismo, Faculdade de Tecnologia e Ciências Sociais Aplicadas. Brasília. 2011. Disponível em: <<https://repositorio.uniceub.br/jspui/handle/235/7455>>. Acessado em: julho de 2019.

ASSIS, M. C. **Metodologia do Trabalho Científico**. Disponível em: <[http://biblioteca.virtual.ufpb.br/files/pub\\_1291081139.pdf](http://biblioteca.virtual.ufpb.br/files/pub_1291081139.pdf)>. Acesso em: dezembro de 2018.  
BRYANT, **O ar condicionado na climatização de ambientes** – Apostila Bryant A United Technologies Company. São Paulo. 2001.

CARRIER, A. C. C. **Manual de Aire Acondicionado**. 5. ed. Barcelona, 1980.

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

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

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

DONOSO, J. P. **Umidade e Conforto**, Notas de aula – Disciplina: Física (Arquitetura), Instituto de Física de São Carlos, Universidade de São Paulo, s.d. Disponível em: <[http://www.ifsc.usp.br/~donoso/fisica\\_arquitetura/11\\_umidade\\_conforto.pdf](http://www.ifsc.usp.br/~donoso/fisica_arquitetura/11_umidade_conforto.pdf)>. Acessado em: julho de 2019.

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

GONÇALVES, L. P. **Condicionamento de ar e sua evolução tecnológica**. TCC – Curso de graduação Engenharia Civil com ênfase Ambiental, Universidade Anhembí Morumbi. São Paulo. 2005. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/5292114-Condicionamento-de-ar-e-sua-evolucao-tecnologica.html>>. Acessado em: julho de 2019.

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

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

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

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

LAKATOS, E. M.; MARCONI, M. A. **Fundamentos de metodologia científica**. 5ª edição. São Paulo: Editora Atlas, 2003.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**, 2ª edição, Editora Guanabara; 1990.

MATIAS, F. E. R. **Utilização de exaustores eólicos como fonte geradora de energia elétrica**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Elétrica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, 2013. Disponível em: <[http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/14743/1/2013\\_FatimaElizabeteReisMatias.pdf](http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/14743/1/2013_FatimaElizabeteReisMatias.pdf)>. Acessado em: julho de 2019.

MARTINELLI, L. C. **Transferência de calor -Parte 1 – Tabelas**, Unijuí – Campus Panambi, s.d.

MESQUITA, A.L.S. **Engenharia de ventilação**, São Paulo, Editora Edgard Blücher LTDA, 1977.

MINAYO, M. C. S. **Pesquisa social: teoria, método e criatividade**. 21ª ed. Rio de Janeiro: Vozes, 2003.

NETO, A. H. **Sistemas de Climatização e Componentes – I**. Notas de aula – Disciplina Ar condicionado e Ventilação, Universidade de São Paulo, s.d. Disponível em: <[https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3293278/mod\\_resource/content/1/Sistemas%20e%20componentes%20I%202017.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3293278/mod_resource/content/1/Sistemas%20e%20componentes%20I%202017.pdf)>. Acessado em: julho de 2019.

PIRANI, M. J. **Refrigeração e Ar Condicionado – Parte I e Parte II**, Notas de aula – Disciplina Refrigeração e Ar Condicionado, curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Bahia, s.d. Disponível em: <[http://www.daem.ufba.br/paginas/refrigeracao\\_ar\\_condicionado.htm](http://www.daem.ufba.br/paginas/refrigeracao_ar_condicionado.htm)>. Acessado em julho de 2019.

RIGOTTI, P. A. C. **Projeto de aproveitamento de água condensada de sistema de condicionadores de ar**. TCC – Curso de graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2014. Disponível em: <<http://bibliodigital.unijui.edu.br:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/2513/TCC%20PE DRO%20P%c3%93S%20BANCA%20%281%29.pdf?sequence=1>>. Acessado em: julho de 2019.

## ANEXO – CATÁLOGO TÉCNICO CONDICIONADOR DE AR

Modelo: PISO TETO INVERTER - ELGIN® - COP: 3,27.

Características Técnicas	Unidade Interna	PVFI60B2NA
	Unidade Externa	PVFE60B2CA
Capacidade	W	17580
	(Btu/h)	60000
Versão	-	Frio
Alimentação elétrica (V - fases - Hz)	V - fases - Hz	220-1-60
Consumo (W/h)	W	5380
Corrente (A)	A	26,1
Disjuntor	A	32
Compressor	Tipo	Rotativo Inverter
Controle remoto sem fio	-	Sim
Velocidade de ventilação	-	4
Vazão de ar (m <sup>3</sup> /h)	m <sup>3</sup> /h	2938
Nível de ruído (dBa)	dBa	58,6
Tipo de refrigerante <sup>(1)</sup>	-	R-410A
Auto restart	-	Sim
Diâmetro dos tubos mm (Polegada) <sup>(2)</sup>	Linha de líquido	9,53 (3/8)
	Linha de sucção	19,05 (3/4)
Comprimento dos tubos	Padrão (m)	7,5
	Mínimo (m)	2
	Máximo (m)	50
Desnível entre as unidades (m)	m	30
Dimensão dos produtos sem a válvula - AxLxP	Unidade Interna	675 x 1650 x 235
	Unidade Externa	843 x 710 x 710
Peso Líquido/ Bruto	Unidade Interna (kg)	44,6
	Unidade Externa (kg)	88,6

Certifico que a aluna KELLY QUIRINO PIMENTA, autora do trabalho de conclusão de curso intitulado “DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO E CONDICIONAMENTO DE AR PARA A MELHORIA DAS CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO DE UM LABORATÓRIO DE COMPUTADORES”, efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.

Ouro Preto, 22 de julho de 2019.



---

Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia

Orientador