

# DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO PARA CONFORTO TÉRMICO EM AMBIENTE DE ESCRITÓRIO: UM ESTUDO DE CASO NA EMPRESA TONDO S/A

Cléverton da Silva Dutra <sup>1</sup>

Engenharia Mecânica

Instituto Federal do Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha

---

## Resumo:

O objetivo deste Trabalho de Conclusão de Curso é dimensionar um sistema de climatização tecnicamente adequado para um escritório administrativo, visando resolver um problema prático de ineficiência da instalação existente, que não supre a demanda térmica nos períodos de maior calor. A inadequação do sistema atual impacta diretamente o conforto e a produtividade dos colaboradores, um fator crucial em ambientes de trabalho. A metodologia para atingir o objetivo proposto baseou-se nos parâmetros da norma ABNT NBR 16401, envolvendo o levantamento de dados do ambiente, o cálculo de carga térmica, a análise crítica do sistema atual para identificar as falhas de projeto e a subsequente seleção de equipamentos eficientes. Como resultado, este artigo apresenta o dimensionamento da carga térmica e uma análise comparativa que comprova a insuficiência do sistema existente. A aplicação de conceitos da engenharia mecânica permitiu diagnosticar as falhas de projeto e fornecer um relatório para guiar futuras correções, visando o conforto térmico e a eficiência energética.

**Palavras-chave:** Conforto Térmico, Carga Térmica, Climatização, Sistema AVAC, NBR 16401, Eficiência Energética.

---

## 1 INTRODUÇÃO

A produtividade e o bem-estar dos colaboradores em ambientes de escritório estão diretamente ligados às condições do espaço físico, sendo o conforto térmico um dos fatores mais influentes no desempenho humano. Temperaturas inadequadas, seja de calor ou frio, impactam diretamente a capacidade de concentração, o humor e a saúde dos indivíduos. Como aponta Pilcher, Nadler e Busch (2002), ambientes com temperaturas extremas, tanto de calor quanto de frio, estão associados a uma queda significativa no rendimento e a um aumento nos níveis de estresse e indisposição. De fato, estudos de caso realizados no Brasil corroboram essa visão, demonstrando que a condição de conforto térmico está diretamente relacionada à satisfação e

---

<sup>1</sup> E-mail: cleverton.dutra00@gmail.com

ao desempenho dos usuários em ambientes de escritório, podendo influenciar de forma significativa a produtividade percebida (Schmidt, Rupp e Ghisi, 2021). Dessa forma, a engenharia de climatização assume um papel estratégico nas organizações, transcendendo a mera conveniência para se tornar uma ferramenta de gestão de pessoas e otimização de processos.

A obtenção de um ambiente termicamente confortável, no entanto, é uma tarefa de engenharia complexa que envolve múltiplas variáveis. O projeto de um sistema de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) requer uma análise criteriosa das cargas térmicas impostas a um ambiente. Essas cargas incluem as fontes de energia térmica internas, como a dissipação de calor por ocupantes e equipamentos eletrônicos, e as transferências de calor com o meio externo, impulsionadas tanto pela radiação solar incidente quanto pela diferença de temperatura com o ar exterior. Estudos apontam para o impacto direto da temperatura na eficiência laboral, indicando que a produtividade do trabalho começa a desacelerar acima de 24 °C. Em condições mais severas, a partir de 33 °C, o desempenho do trabalhador pode ser reduzido em até 50%, a depender da atividade (ONU News, 2023). Nesse contexto, no Brasil, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), por meio da norma NBR 16401, estabelece os parâmetros e as metodologias para o cálculo dessas cargas e o projeto de instalações de ar condicionado, visando garantir eficiência, segurança e conforto. A elaboração de tais projetos é fundamental, pois, como apontam outros trabalhos acadêmicos, existe uma relação direta entre um ambiente climatizado corretamente e a melhora no desempenho e bem-estar de seus ocupantes (Alves Junior, 2025).

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROBLEMA REAL

Este trabalho aborda um problema prático e recorrente observado no escritório administrativo da empresa Tondo S/A (Orquídea Alimentos, Figura 1), localizada na cidade de Caxias do Sul - RS. Atualmente, o local possui um sistema de climatização que se mostra ineficiente, especialmente durante os períodos de verão, falhando em prover as condições térmicas adequadas para os funcionários. Tal deficiência resulta em queixas constantes, gerando um ambiente de trabalho desgastante e impactando negativamente a produtividade geral do setor, com relatos de cansaço, indisposição e dificuldade de concentração.

O objeto de estudo consiste em um amplo escritório situado no primeiro andar do prédio administrativo, com um pé-direito de 3,8 m, totalizando uma área de 329,63 m<sup>2</sup> e um volume de 1252,6 m<sup>3</sup>. A caracterização da envoltória do ambiente é um fator primordial para a análise térmica. O escritório possui três faces expostas ao ambiente externo e uma face interna (Sul), que o liga do restante da edificação. A distribuição das superfícies é a seguinte:

**Fachada Leste:** 43,7 m<sup>2</sup> de alvenaria e 19,12 m<sup>2</sup> de envidraçamento;

**Fachada Oeste:** 32,82 m<sup>2</sup> de alvenaria e 24,22 m<sup>2</sup> de envidraçamento;

**Fachada Norte:** 43,7 m<sup>2</sup> de alvenaria e 56,09 m<sup>2</sup> de envidraçamento;

**Parede Sul (Interna):** 97,43 m<sup>2</sup> de alvenaria e uma porta de vidro de 11,32 m<sup>2</sup>.



Figura 1 – Parque Fabril da Empresa Tondo S/A (Circulado em vermelho o escritório analisado)  
Fonte: Adaptado do Acervo da Empresa.

A carga térmica interna também é significativa, considerando uma ocupação de 47 pessoas, sendo 43 funcionários fixos e uma média de 4 flutuantes, conforme dados do Plano de Manutenção, Operação e Controle (PMOC) da empresa. A localização geográfica do edifício, em Caxias do Sul - RS (Latitude  $-29.21^\circ$ , Longitude  $-51.27^\circ$ ), é um dado crucial, pois influencia diretamente a intensidade da radiação solar incidente sobre as fachadas.

Diante deste cenário, o presente trabalho se propõe a resolver um problema de engenharia real: a inadequação de um sistema de climatização existente. A questão central que norteia esta pesquisa é: Como dimensionar um sistema de climatização eficiente para o ambiente em estudo, que seja capaz de atender à demanda térmica, garantir uma zona de conforto para a maioria dos ocupantes e, ao mesmo tempo, apresentar uma solução técnica e economicamente viável?

Para responder a esta questão, o objetivo geral deste artigo é realizar o dimensionamento da carga térmica para o escritório administrativo da empresa em estudo, em conformidade com a norma ABNT NBR 16401 - Instalações de condicionamento de ar - Sistemas centrais e unitários. Este cálculo servirá como base para analisar a capacidade do sistema existente e diagnosticar as causas da sua ineficiência, fornecendo um laudo técnico que quantifica a demanda real de climatização necessária para garantir o conforto térmico dos ocupantes. A justificativa para este estudo reside na aplicação direta dos conhecimentos de engenharia mecânica para gerar um benefício tangível, como o aumento da eficiência da equipe e a potencial redução de custos operacionais através de um sistema corretamente dimensionado e mais moderno.

Para alcançar este objetivo, foram traçados os seguintes objetivos específicos:

1. Realizar uma revisão da literatura sobre os conceitos de conforto térmico e sistemas de refrigeração;
2. Efetuar o levantamento técnico completo do ambiente;
3. Analisar o dimensionamento do sistema de climatização atualmente instalado;
4. Apresentar uma proposta técnica para adequação do sistema;

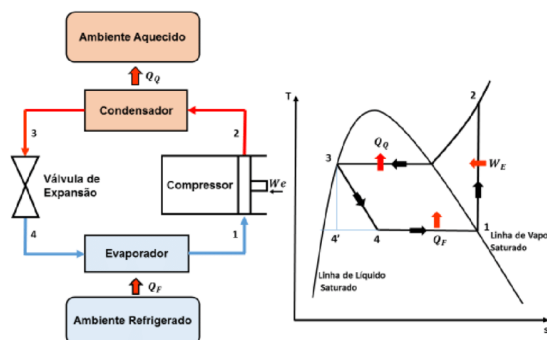
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

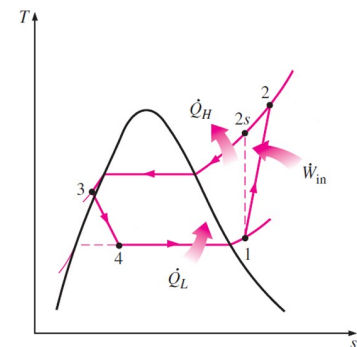
O princípio fundamental dos sistemas de climatização para resfriamento é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Conforme ilustrado no diagrama Temperatura-Entropia (T-s) da Figura 2a, o ciclo ideal opera em quatro processos principais:

- **Processo 1-2:** Compressão isentrópica em um compressor, onde o fluido refrigerante, inicialmente como vapor saturado, tem sua pressão e temperatura elevadas.
- **Processo 2-3:** Rejeição de calor a pressão constante em um condensador, onde o refrigerante superaquecido cede calor para o meio externo e condensa até o estado de líquido saturado.
- **Processo 3-4:** Expansão isentálpica em uma válvula de expansão, resultando em uma queda brusca de pressão e temperatura, com vaporização parcial do fluido.
- **Processo 4-1:** Absorção de calor a pressão constante em um evaporador, onde a mistura líquido-vapor absorve calor do ambiente a ser climatizado, evaporando-se completamente até retornar à condição de vapor saturado, reiniciando o ciclo.

No entanto, o ciclo real de refrigeração, ilustrado no Diagrama T-s da Figura 2b, difere do ciclo ideal devido a irreversibilidades do sistema e necessidades práticas de operação. A compressão (Processo 1-2) não é isentrópica, as ineficiências do compressor causam um aumento de entropia, resultando em uma temperatura de descarga mais alta. Além disso, os processos de rejeição e absorção de calor (no condensador e evaporador) não ocorrem à pressão constante, mas sofrem perdas de carga (quedas de pressão) devido ao atrito do fluido nas tubulações. O ciclo real também opera, por segurança e eficiência, com um superaquecimento na sucção do compressor (Ponto 1, à direita da linha de vapor saturado) e um sub-resfriamento na saída do condensador (Ponto 3, à esquerda da linha de líquido saturado).



(a) Diagrama T-s do ciclo ideal.



(b) Diagrama T-s do ciclo real.

Figura 2 – Representação termodinâmica do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: (a) Freitas e Rosa (2018, p.04); (b) Çengel e Boles (2013, p.618)

### 2.1.1 O Sistema de Água Gelada (Chiller) como Aplicação do Ciclo

A engenharia de climatização aplica o ciclo de refrigeração por compressão de vapor em diversas tecnologias, que variam em escala e método de distribuição. Sistemas de expansão direta, como os populares *Split-System* e os de Fluxo de Refrigerante Variável (VRF), são comuns em aplicações residenciais e comerciais de médio porte (Oliveira et al., 2024). Contudo, para edificações de grande porte com múltiplas zonas e elevadas demandas térmicas, como o edifício administrativo em estudo, a solução de engenharia predominante é o sistema de expansão indireta, conhecido como Sistema de Água Gelada (Chiller).

O Chiller é definido como um grande sistema de ar condicionado que produz água gelada, que é então distribuída para serpentinas de resfriamento em unidades de tratamento de ar ou *fan-coils* para climatizar os ambientes. Trata-se de uma solução robusta e ideal para grandes edificações com múltiplas zonas e demandas térmicas distintas, como hospitais, shoppings e prédios corporativos (Elnagar et al., 2023).

O Chiller é, em essência, uma central de refrigeração que executa o ciclo de compressão a vapor em larga escala. Contudo, seu diferencial fundamental reside no processo de expansão indireta: o evaporador do sistema não resfria o ar do ambiente diretamente (como em um sistema Split), mas sim resfria um fluido secundário — neste caso, a água. Esta "água gelada", tipicamente a uma temperatura entre 6 °C e 10 °C, é então bombeada por uma rede hidráulica dedicada até as unidades de tratamento de ar ou *fan-coils* distribuídos pela edificação, que realizam a troca de calor final com o ar dos ambientes. A adoção deste método é justificada em edificações de grande porte pela eficiência no transporte de energia térmica a longas distâncias, utilizando água como veículo.

No caso do prédio administrativo da Tondo S/A, o sistema de climatização existente é do tipo Chiller. Atualmente, duas unidades centrais são responsáveis pela produção de água gelada, que é distribuída por tubulações até unidades internas localizadas em cada ambiente. Essas unidades terminais, permitem o controle de temperatura de forma independente em cada setor (escritório administrativo, marketing, RH, enfermaria, TI, sala de reuniões e auditório).

Este arranjo caracteriza um sistema centralizado de expansão indireta, robusto e adequado para a complexidade e a área total da edificação. Contudo, a ineficiência sentida especificamente no escritório administrativo sugere que, embora o conceito do sistema seja apropriado para o prédio, o dimensionamento hidráulico ou a distribuição de vazão para este setor específico podem estar inadequados.

Dessa forma, este trabalho não se propõe a redesenhar todo o sistema de climatização do prédio. O foco da análise será calcular a carga térmica exclusiva do escritório administrativo para, então, determinar a capacidade mínima que o sistema de Chiller deveria dedicar a este ambiente para garantir as condições de conforto.

## 2.2 CONFORTO TÉRMICO

A manutenção de condições térmicas adequadas é um pilar para a produtividade e o bem-estar em ambientes de trabalho. A exposição do colaborador ao estresse térmico é uma questão central de ergonomia, campo que visa adaptar as condições de trabalho para proporcionar o máximo de conforto, segurança e desempenho eficiente. No Brasil, a Norma Regulamentadora 17 - NR 17 (Ministério do Trabalho e Previdência, 2022), que trata da ergonomia no ambiente de trabalho, estabelece em seu item 17.5.2 que a temperatura efetiva em ambientes de escritório deve se situar entre 20 °C e 23 °C. Essa diretriz reforça a importância da engenharia de climatização como ferramenta estratégica para a conformidade legal e a eficiência operacional de uma empresa.

A análise e a determinação de parâmetros de conforto térmico no Brasil são guiadas pela normativa técnica ABNT NBR 16401. Esta norma, que passou por uma recente revisão em 2024 para consolidar e atualizar os requisitos de instalações de climatização, é dividida em uma série de três partes. Para os fins deste estudo, a NBR 16401-2 / Parte 2: Parâmetros de conforto térmico (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024b) é o documento central, pois especifica os critérios e parâmetros para a análise de conforto térmico, estabelecendo as condições para que um ambiente seja considerado termicamente confortável.

A sensação de conforto térmico é uma resposta complexa do corpo humano, mas sua análise técnica se baseia em seis variáveis principais. Fundamentado nos estudos pioneiros de Fanger (1970), que servem de alicerce para as normas técnicas atuais, o conceito de conforto térmico agrupa esses fatores em duas categorias distintas. A primeira abrange os fatores pessoais, que são características dos próprios ocupantes: a taxa metabólica e o nível de isolamento da vestimenta. A segunda categoria trata dos fatores ambientais, que dizem respeito às condições do ambiente térmico: a temperatura do ar, a temperatura radiante média, a velocidade do ar e a umidade.

No desenvolvimento do projeto de climatização, ambos os grupos de fatores são cruciais e tratados de forma complementar. Os fatores pessoais são utilizados para definir a meta do projeto, ou seja, as condições ideais de conforto que se deseja atingir para os ocupantes. Por sua vez, os fatores ambientais, como a radiação solar incidente em cada fachada e a transmissão de calor através da envoltória (paredes, janelas e cobertura), são a base para o cálculo de carga térmica, que quantifica todo o calor que o sistema AVAC precisará remover ou fornecer ao ambiente para atingir aquela meta.

Desta forma, os fatores pessoais — taxa metabólica e vestimenta — são parâmetros que devem ser adotados como premissas de projeto, com base no perfil de uso do espaço. A análise detalhada e o cálculo dos ganhos de calor provenientes dos fatores ambientais são o foco do capítulo de metodologia e dimensionamento. A seguir, detalham-se os fatores pessoais adotados para este estudo.

A taxa metabólica representa o calor gerado pelo corpo humano durante a realização de atividades. Para fins de projeto, sua unidade de medida é o **met**, onde 1 met equivale a 58,15

W/m<sup>2</sup> de área de superfície corporal. Ressalta-se ainda que, para fins de cálculo, a NBR 16401-2 adota como referência um indivíduo padrão com área de superfície corporal de 1,8 m<sup>2</sup>.

O segundo fator pessoal é o isolamento térmico proporcionado pela vestimenta dos ocupantes. A resistência à transferência de calor da roupa é quantificada pela unidade **clo**, onde 1 clo equivale a 0,155 m<sup>2</sup>·K/W. A escolha correta do índice de vestimenta é crucial, pois impacta diretamente na temperatura operativa ideal para o conforto.

### 2.3 PMV E TEMPERATURA OPERATIVA ( $t_o$ )

A avaliação do conforto térmico em ambientes climatizados para ocupação humana é um processo complexo, que envolve variáveis ambientais e pessoais. O modelo teórico mais difundido e que serve de base para a ABNT NBR 16401 é o método de Fanger, que utiliza o índice de Voto Médio Estimado, ou PMV (Predicted Mean Vote). O PMV prevê o valor médio dos votos de um grande grupo de pessoas em uma escala de sensação térmica de 7 pontos (de -3 "muito frio" a +3 "muito quente"), sendo o valor 0 correspondente à neutralidade térmica. A norma estabelece que uma condição de conforto é alcançada quando o índice PMV se situa na faixa entre -0,5 e +0,5.

Para simplificar a aplicação prática do modelo PMV, a ABNT NBR 16401-2 utiliza a temperatura operativa ( $t_o$ ) como parâmetro central para a definição das zonas de conforto térmico. Esse índice reflete de forma mais fiel a sensação térmica humana, pois considera tanto a influência da temperatura do ar quanto da radiação proveniente das superfícies do ambiente.

A determinação da faixa de temperatura operativa ideal requer a definição de dois parâmetros pessoais: a taxa metabólica, que expressa a produção interna de calor em função da atividade realizada, e o isolamento térmico do vestuário, que representa a resistência à perda de calor proporcionada pela roupa. No presente estudo, adotam-se os valores de 1,1 met para a ocupação típica de escritório (atividade sedentária de digitação) e 0,67 clo para a vestimenta correspondente, obtida pela combinação de trajes de verão com o acréscimo relativo ao efeito da cadeira de escritório.

Com base nesses parâmetros, a norma estabelece que a zona de conforto térmico para o verão situa-se na faixa de temperatura operativa entre 23 °C e 26 °C.

### 2.4 INSUFLAÇÃO DE AR DO SISTEMA

Atingir a temperatura operativa de projeto, conforme definido anteriormente, é um dos pilares do conforto térmico. Contudo, a qualidade do ambiente climatizado depende fundamentalmente das características do ar que é insuflado. Este ar atua como o meio de transporte de energia para o controle da temperatura e umidade, mas, de forma igualmente crucial, é o elemento que garante a Qualidade do Ar Interior (QAI), um fator determinante para a saúde, bem-estar e produtividade dos ocupantes.

A abordagem técnica para a ventilação e a qualidade do ar em ambientes climatizados no Brasil evoluiu significativamente ao longo das décadas. Inicialmente, os projetos eram guiados

pela ABNT NBR 6401 - Instalações centrais de ar condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1980), que por muitos anos foi a principal referência para instalações de ar-condicionado. Com o avanço do conhecimento sobre os impactos do ambiente construído na saúde, surgiu uma demanda por regulamentações mais estritas. Nesse contexto, a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA) (2003) publicou a Resolução RE nº 09, que estabeleceu padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados de uso público e coletivo, introduzindo, por exemplo, parâmetros para a análise microbiológica do ar.

Atualmente, a normativa que consolida e atualiza os requisitos de projeto é a série ABNT NBR 16401, que em 2008 cancelou e substituiu a antiga NBR 6401:1980. Especificamente, a NBR 16401-3 - Parte 3: Qualidade do ar interior (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024c) é o documento que fundamenta os critérios de ventilação, renovação e filtragem de ar adotados neste trabalho.

#### 2.4.1 Renovação de ar e qualidade do ar interior (QAI)

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (2024c) define um ar interior de qualidade aceitável como aquele que "não contém poluentes em concentração prejudicial à saúde ou ao bem-estar e é percebido como satisfatório por grande maioria (80% ou mais) dos ocupantes do recinto". A principal estratégia para atingir essa condição é a diluição dos contaminantes gerados internamente através da insuflação de ar exterior. As fontes de poluentes incluem os próprios ocupantes (que emitem CO<sub>2</sub> e odores) e fontes não humanas, como materiais de construção, mobiliário e equipamentos.

Para garantir a diluição adequada, a norma estabelece um método para o cálculo da vazão mínima de ar exterior. O primeiro passo é determinar a vazão eficaz de ar exterior ( $V_{ef}$ ) para a zona de respiração, calculada pela Equação 1.

$$V_{ef} = (P_z \cdot F_p) + (A_z \cdot F_a) \quad (1)$$

Onde:

- $V_{ef}$  é a vazão eficaz de ar exterior, em litros por segundo (L/s);
- $P_z$  é o número máximo de pessoas na zona de ventilação;
- $F_p$  é a vazão de ar exterior requerida por pessoa, em L/s por pessoa;
- $A_z$  é a área útil da zona de ventilação, em metros quadrados (m<sup>2</sup>);
- $F_a$  é a vazão de ar exterior requerida por área, em L/s por m<sup>2</sup>.

Os valores para as taxas  $F_p$  e  $F_a$  são extraídos da Tabela 1 da ABNT NBR 16401-3, que especifica as vazões mínimas para diversas aplicações, incluindo escritórios. A norma apresenta três níveis de exigência, sendo o "Nível 1" o mínimo obrigatório e os níveis 2 e 3 recomendados para uma melhor qualidade do ar. A escolha do nível a ser adotado deve ser definida em comum acordo entre o projetista e o contratante.

A vazão eficaz, no entanto, representa a quantidade de ar exterior que precisa efetivamente chegar à zona de respiração dos ocupantes. Para garantir que isso ocorra, o sistema deve insuflar uma vazão corrigida em função da eficiência com que o ar é distribuído no ambiente. Essa vazão a ser suprida na zona de ventilação ( $V_z$ ) é calculada pela Equação 2.

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2)$$

Onde  $E_z$  é a eficiência da distribuição de ar na zona, um fator adimensional obtido na Tabela 2 da norma, que varia conforme a configuração da insuflação e do retorno de ar no ambiente (por exemplo, insuflação pelo forro e retorno pelo piso).

#### 2.4.2 Dimensionamento termodinâmico da insuflação

Além de atender à vazão mínima de ar exterior para garantir a qualidade do ar interior, a insuflação deve ser capaz de remover a carga térmica total do ambiente. A troca de calor promovida pelo ar insuflado possui duas componentes: a parcela sensível (associada à variação de temperatura) e a parcela latente (associada à variação de umidade).

Em Termodinâmica e Psicrometria, a maneira mais direta e completa de calcular a Carga Térmica Total ( $Q_{total}$ ) trocada pelo ar é através da variação de entalpia. A entalpia, por definição, já engloba tanto o calor sensível quanto o calor latente em uma única variável.

O balanço de energia no ar, considerando a vazão mássica, é dado por:

$$Q_{total} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_e - h_i) \quad (3)$$

Onde:

- $Q_{total}$  é a carga térmica total (sensível + latente), em Watts (W);
- $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar;
- $h_e$  é a entalpia do ar externo ou de entrada no processo, em J/kg;
- $h_i$  é a entalpia do ar interno ou de saída do processo, em J/kg.

Estes valores de entalpia podem ser obtidos de forma precisa por meio de uma carta psicrométrica, com base nas condições de temperatura e umidade relativa do ar.

Assim, o balanço de energia permite relacionar diretamente a vazão de insuflação às cargas térmicas totais do ambiente, garantindo que o sistema forneça ar renovado com capacidade suficiente para atingir as condições de conforto estabelecidas no projeto.

#### 2.4.3 Filtragem do Ar

Além da renovação, a QAI depende diretamente da filtragem do ar. O sistema de climatização deve filtrar continuamente tanto o ar exterior admitido quanto o ar recirculado do ambiente. A filtragem possui a dupla função de reduzir a concentração de material particulado

no ambiente e proteger os componentes internos do sistema (serpentinhas, ventiladores) contra o acúmulo de sujidade.

A ABNT NBR 16401-3 adota a classificação da norma europeia EN 779 (European Committee for Standardization (CEN), 2012), que divide os filtros em classes de eficiência. Conforme a Tabela 4 da norma, os filtros são classificados como Grossos (Classe G) e Finos (Classe F), com base em sua capacidade de reter partículas. Para cada tipo de aplicação, a Tabela 5 da norma estipula a classe mínima de filtragem requerida. Para ambientes de escritório, a norma exige uma classe de filtragem mínima **F5**.

## 2.5 CARGAS TÉRMICAS

O dimensionamento de sistemas de climatização exige a determinação da carga térmica, definida como a quantidade de calor que deve ser adicionada ou retirada de um ambiente para que sejam mantidas as condições internas de conforto estabelecidas em projeto. Segundo a NBR 16401-1 Parte 1:Projetos das instalações (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024a), essa carga resulta da soma das parcelas de calor sensível e latente provenientes de diferentes fontes internas e externas.

O calor sensível está associado às variações de temperatura do ar e superfícies internas do ambiente, enquanto o calor latente relaciona-se ao conteúdo de umidade presente no ar. Dessa forma, as cargas térmicas totais podem ser expressas como:

$$Q_{total} = Q_{sensível} + Q_{latente} \quad (4)$$

### 2.5.1 Fontes Externas

As cargas externas são provenientes da transmissão de calor através de superfícies expostas (paredes, coberturas e janelas), bem como da radiação solar incidente. Neste sentido:

Os ganhos de calor através das paredes externas (paredes e tetos) são calculados no momento de máximo fluxo de calor e são devidos não apenas à diferença entre as temperaturas do ar que banha suas faces externa e interna, mas também ao calor solar absorvido pelas paredes externas. (Carrier Air Conditioning Company, 1980, p. 53)

De forma simplificada, a transmissão de calor pelas superfícies opacas é expressa por:

$$Q_{trans} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (5)$$

em que  $U$  é o coeficiente global de transmissão de calor ( $W/m^2 \cdot K$ ),  $A$  é a área da superfície ( $m^2$ ) e  $\Delta T$  a diferença de temperatura característica entre o meio externo e o interno ( $K$ ). Fachadas voltadas para diferentes orientações (Norte, Sul, Leste e Oeste) estão sujeitas a diferentes intensidades de radiação solar ao longo do dia.

No caso dos elementos transparentes (vidros), o ganho de calor é composto por duas parcelas distintas: a condução e a radiação solar. A condução térmica através dos vidros segue

o mesmo princípio de transferência de calor em superfícies planas, sendo determinada por:

$$Q_{\text{cond}} = U_{\text{vidro}} \cdot A \cdot \Delta T \quad (6)$$

Já a parcela de radiação é calculada a partir do Fator Solar Máximo ( $FS_{\text{max}}$ ) e do Coeficiente de Sombreamento ( $CS$ ), conforme metodologia proposta por Carrier Air Conditioning Company (1980):

$$Q_{\text{rad}} = A \cdot FS_{\text{max}} \cdot CS \quad (7)$$

O fator solar representa a fração da radiação solar incidente transmitida para o interior através do vidro, enquanto o coeficiente de sombreamento corrige essa fração de acordo com o tipo de proteção utilizada (como cortinas internas). Dessa forma, as cargas externas englobam tanto a condução pelas superfícies opacas e transparentes quanto os efeitos radiativos, compondo parcela significativa da carga térmica total do ambiente.

### 2.5.2 Fontes Internas

As cargas internas incluem o calor gerado por ocupantes, equipamentos eletrônicos e iluminação artificial. A parcela sensível associada à ocupação pode ser determinada por:

$$Q_{\text{pessoas}} = N \cdot q_{\text{pessoa}} \quad (8)$$

em que  $N$  é o número de pessoas e  $q_{\text{pessoa}}$  a taxa de calor sensível por indivíduo (W). A parcela latente é calculada de maneira análoga, considerando a taxa de calor latente específica.

Para equipamentos e iluminação, adota-se que a potência dissipada ( $P_{\text{equipamentos}}$ ) em operação é integralmente convertida em calor no ambiente:

$$Q_{\text{equip}} = \sum P_{\text{equipamentos}} \quad (9)$$

### 2.5.3 Infiltração de Ar

Além das cargas de ventilação obrigatória, deve-se considerar a infiltração de ar não controlada através de frestas em janelas, portas e outros elementos da envoltória. Embora a série de normas NBR 16401 não detalhe um método específico para sua quantificação, a literatura técnica, em especial a American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) (2013), apresenta modelos consolidados para essa estimativa.

Para este trabalho, adota-se o método da Taxa de Trocas de Ar por Hora (Air Changes per Hour — ACH), que estima a vazão de ar infiltrado com base no volume do ambiente e em um coeficiente empírico que representa a estanqueidade da edificação. A vazão de infiltração ( $\dot{V}_{\text{inf}}$ ) é calculada por:

$$\dot{V}_{\text{inf}} = \frac{n \cdot V_{\text{amb}}}{3600} \quad (10)$$

em que  $n$  é a taxa de trocas de ar por hora ( $\text{h}^{-1}$ ), um valor tabelado que para escritórios com vedação padrão varia tipicamente entre 0,2 e 0,5 ACH, e ( $V_{\text{amb}}$ ) é o volume total do ambiente ( $\text{m}^3$ ). A escolha de um valor adequado para o coeficiente  $n$  é uma premissa de projeto que deve ser justificada com base nas características construtivas do local.

### 3 METODOLOGIA

Este estudo consiste em uma pesquisa aplicada de natureza quantitativa, com a metodologia focada no diagnóstico e na solução de um problema real de engenharia. A abordagem partiu de um levantamento técnico detalhado das características físicas (arquitetura e materiais) e operacionais (ocupação e equipamentos) do escritório. Com base nesses dados e nas condições de contorno estabelecidas pelas normas ABNT NBR 16401, procedeu-se ao cálculo sistemático da carga térmica do ambiente. A metodologia de cálculo integrou os princípios de transferência de calor e as recomendações de manuais técnicos de referência, como ASHRAE e Carrier, para quantificar cada parcela de ganho de calor. Por fim, a etapa de análise consistiu na comparação direta entre a carga térmica calculada e a capacidade de projeto do sistema existente, permitindo um diagnóstico preciso da origem do problema.

#### 3.1 LEVANTAMENTO DE DADOS E DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE PROJETO

A primeira etapa consistiu no levantamento detalhado das características do ambiente de estudo. Utilizando a planta baixa do edifício, fornecida pela empresa, foram extraídas as dimensões geométricas do escritório, como área útil (329,63 m<sup>2</sup>) e pé-direito (3,8 m), resultando em um volume total de 1252,6 m<sup>3</sup>. Em seguida, realizou-se uma verificação *in loco* para quantificar e medir as áreas de todos os elementos da envoltória (paredes e vidros) para cada orientação cardinal (Norte, Leste, Oeste e Sul), cujos valores já foram apresentados na Seção 1. O número de ocupantes (47 pessoas) foi obtido a partir do Plano de Manutenção, Operação e Controle (PMOC) da empresa, enquanto a quantificação da iluminação e dos equipamentos eletrônicos foi realizada por contagem direta no local.

Com os dados físicos definidos, estabeleceram-se os parâmetros de projeto para os cálculos de carga térmica:

- **Condições Climáticas Externas:** Para a cidade de Caxias do Sul - RS, foram adotados os dados climáticos de verão para a cidade de Porto Alegre, disponíveis na Tabela A.6 do Anexo A da NBR 16401-1 Parte 1: Projetos das instalações (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024a). Esta aproximação é justificada pela similaridade climática e pela ausência de dados normalizados específicos para Caxias do Sul. O critério adotado foi para o mês de janeiro, com uma frequência de 1% acima dos valores esperados, resultando em uma temperatura de bulbo seco de projeto de 33,2 °C.
- **Condições Ambientais Internas:** Conforme a análise de conforto térmico apresentada, a faixa operativa recomendada pela NBR 16401-2 para o verão situa-se entre 23 °C e 26 °C. No entanto, em alinhamento com uma solicitação da gestão da empresa, visando atender à preferência dos colaboradores do setor, foi definida uma temperatura operativa de projeto de 22,5 °C. Adotou-se também uma umidade relativa do ar de 50%, valor de referência recomendado pela literatura técnica para o cálculo das propriedades psicrométricas do ar.

- **Parâmetros Construtivos:** As paredes externas foram consideradas como sendo de concreto com 0,2 m de espessura. Para os vidros, foram considerados os coeficientes de transmissão de calor e de sombreamento de acordo com a literatura de referência da ASHRAE e do manual da Carrier, detalhados posteriormente nos cálculos.

### 3.2 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

O cálculo da carga térmica total foi realizado através da soma das parcelas de calor provenientes de todas as fontes internas e externas, divididas em sensíveis e latentes. A metodologia seguiu as recomendações da NBR 16401-1 Parte 1 (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024a), complementada pelo método CLTD (*Cooling Load Temperature Difference*) do Carrier Air Conditioning Company (1980) para o cálculo da transmissão de calor nas paredes. O processo foi segmentado da seguinte forma:

1. **Cálculo das Cargas Internas:** Determinação dos ganhos de calor sensível e latente gerados por ocupantes, iluminação e equipamentos eletrônicos.
2. **Cálculo das Cargas de Ar Externo:** Cálculo da vazão de ar exterior para ventilação (conforme ABNT NBR 16401-3) e da vazão por infiltração (método ACH da ASHRAE), seguido pelo cálculo da carga térmica (sensível e latente) associada a essa massa de ar.
3. **Cálculo das Cargas da Envoltória:** Determinação dos ganhos de calor por condução através das paredes e vidros, e por radiação solar através dos vidros, para cada orientação.

Finalmente, os resultados de cada etapa foram somados para se obter a carga térmica de pico do ambiente, que representa a capacidade mínima requerida para o sistema de climatização.

## 4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

Nesta seção, são apresentados os cálculos detalhados para a determinação da carga térmica do escritório, seguindo a metodologia descrita.

### 4.1 CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS INTERNAS

#### 4.1.1 Iluminação

O sistema de iluminação do escritório é composto por 25 conjuntos de luminárias, cada um com uma potência de 36 W. Conforme a NBR 16401-1, a potência elétrica é integralmente convertida em calor sensível.

$$Q_{ilum} = 25 \cdot 36 \text{ W} = 900 \text{ W} \quad (11)$$

### 4.1.2 Equipamentos

A carga térmica dos equipamentos foi calculada com base na contagem física e nos valores de dissipação de calor das Tabelas C.3, C.4 e C.5 da NBR 16401-1 Parte 1. A Tabela 1 resume o levantamento e o cálculo.

Tabela 1 – Carga térmica dissipada por equipamentos.

Equipamento	Qtd.	Calor Sensível (W/unid.)	Total Sensível (W)
Computador (CPU)	40	65	2600
Monitor / Notebook	71	80	5680
Impressora	1	550	550
Máquina de Café	1	1050	1050
<b>Subtotal Sensível:</b>			<b>9880</b>

A máquina de café também gera calor latente, estimado em 450 W.

### 4.1.3 Ocupantes

Para uma população de 47 pessoas em atividade de escritório, a Tabela C.1 da NBR 16401-1 Parte 1 ("Atividade moderada em trabalhos de escritório") indica uma dissipação de 75 W/pessoa de calor sensível e 55 W/pessoa de calor latente. Adotou-se a premissa conservadora de que todos os ocupantes são homens adultos.

$$Q_{ocup,sens} = 47 \text{ pessoas} \cdot 75 \frac{\text{W}}{\text{pessoa}} = 3525 \text{ W} \quad (12)$$

$$Q_{ocup,lat} = 47 \text{ pessoas} \cdot 55 \frac{\text{W}}{\text{pessoa}} = 2585 \text{ W} \quad (13)$$

## 4.2 CÁLCULO DAS CARGAS POR AR EXTERNO (VENTILAÇÃO E INFILTRAÇÃO)

### 4.2.1 Vazão de Ar Externo

A vazão de ar para ventilação foi calculada pela Equação 2. Com uma densidade de 14,2 pessoas/100m<sup>2</sup>, a Tabela 1 da NBR 16401-3 Parte 3 (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2024c) fornece  $F_p = 2,5 \text{ L/s}\cdot\text{pessoa}$  e  $F_a = 0,3 \text{ L/s}\cdot\text{m}^2$ .

$$V_{ef} = (47 \cdot 2,5) + (329,63 \cdot 0,3) = 216,39 \text{ L/s} \quad (14)$$

Com uma eficiência de distribuição  $E_z = 1$  (Tabela 2 da norma, para insuflação pelo forro), a vazão de ventilação é  $V_z = 216,39 \text{ L/s}$  ou  $0,2164 \text{ m}^3/\text{s}$ .

A vazão de infiltração foi calculada pela Equação 10, com um coeficiente conservador de  $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ .

$$\dot{V}_{inf} = \frac{0,5 \cdot 1252,6 \text{ m}^3}{3600} = 0,1740 \text{ m}^3/\text{s} \quad (15)$$

A vazão total de ar externo é  $\dot{V}_{total} = \dot{V}_z + \dot{V}_{inf} = 0,3904 \text{ m}^3/\text{s}$ .

## 4.2.2 Carga Térmica do Ar Externo

Considerando a densidade do ar  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ , a vazão mássica é  $\dot{m}_{ar} = 0,3904 \cdot 1,2 = 0,4685 \text{ kg/s}$ . Com auxílio de uma carta psicrométrica, obteve-se as entalpias  $h_e = 74,5 \text{ kJ/kg}$  (para  $33,2 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $50\% \text{ UR}$ ) e  $h_i = 44,0 \text{ kJ/kg}$  (para  $22,5 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $50\% \text{ UR}$ ). Usando a Equação 3:

$$Q_{total} = 0,4685 \cdot (74500 - 44000) = 14287,1 \text{ W} \quad (16)$$

## 4.3 CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS DA ENVOLTÓRIA

### 4.3.1 Transmissão pelas Paredes

O coeficiente global de transmissão de calor (U) para a parede de concreto de  $0,2 \text{ m}$  foi calculado com base na NBR 15220-2: Desempenho térmico de edificações - Parte 2 (Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2003), resultando em  $U_{parede} = 3,52 \text{ W/m}^2\text{K}$ . O ganho de calor foi calculado pelo método CLTD, conforme Carrier Air Conditioning Company (1980). Os resultados para a hora de maior carga (16h) são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Ganho de calor por condução nas paredes.

Orientação	Área (m <sup>2</sup> )	CLTD Corrigido (°C)	Calor (W)
Norte	43,70	23,0	3538,0
Leste	24,73	8,6	748,6
Oeste	32,82	23,0	2657,1
Sul (Interna)	97,43	9,7	3326,7
<b>Subtotal Paredes:</b>			<b>10270,4</b>

### 4.3.2 Transmissão pelos Vidros (Condução e Radiação)

O ganho de calor pelos vidros foi calculado em duas parcelas. Para a condução, utilizou-se  $U_{vidro} = 0,87 \text{ W/m}^2\text{K}$  (ASHRAE). Para a radiação, utilizou-se o Fator Solar Máximo ( $FS_{max}$ ) referente a cada orientação solar correspondente e um Coeficiente de Sombreamento ( $CS = 0,65$ ) para cortinas internas, conforme Carrier Air Conditioning Company (1980). A Tabela 3 consolida os resultados.

Tabela 3 – Ganho de calor através dos vidros.

Orientação	Área (m <sup>2</sup> )	Q Cond. (W)	Q Rad. (W)	Q Total (W)
Norte	56,09	522,1	3434,5	3956,6
Leste	19,12	177,9	6417,5	6595,4
Oeste	24,22	225,5	8129,2	8354,7
Sul (Porta)	11,32	95,5	0,0	95,5
<b>Subtotal Vidros:</b>				<b>19002,2</b>

#### 4.4 RESUMO DA CARGA TÉRMICA TOTAL

A Tabela 4 consolida todas as parcelas de calor calculadas, apresentando o resultado final da carga térmica de projeto para o escritório.

Tabela 4 – Resumo da carga térmica de projeto.

Fonte de Calor	Sensível (W)	Latente (W)	Total (W)
Iluminação	900,0	0,0	900,0
Equipamentos	9880,0	450,0	10330,0
Ocupantes	3525,0	2585,0	6110,0
Ar Externo (Vent. + Infil.)	5037,8	9249,3	14287,1
Paredes (Condução)	10270,4	0,0	10270,4
Vidros (Cond. + Rad.)	19002,2	0,0	19002,2
<b>CARGA TOTAL</b>	<b>48615,4</b>	<b>12284,3</b>	<b>60899,7</b>

A carga térmica total calculada para o ambiente é de **60,9 kW**. Este valor corresponde a **207.790 BTU/h** ou, comercialmente, **17,32 TR** (Toneladas de Refrigeração).

## 5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O resultado do dimensionamento aponta para uma necessidade de refrigeração de **17,32 TR** para garantir as condições de conforto no escritório administrativo. Este valor, quando comparado com a capacidade de projeto original do sistema para o mesmo setor, que era de **14,22 TR** (conforme dados do projeto existente), revela um déficit significativo de 3,1 TR, ou seja, a carga térmica real é aproximadamente **23% superior** àquela para a qual o sistema foi originalmente projetado.

Esta discrepância quantifica e comprova tecnicamente as queixas dos colaboradores sobre a ineficiência do sistema de climatização. As possíveis causas para a subestimativa no projeto original podem incluir a desconsideração de aumentos no número de ocupantes e equipamentos ao longo do tempo ou a utilização de premissas de cálculo menos conservadoras.

Adicionalmente, a análise se torna mais crítica ao considerar o sistema central do edifício. O projeto original indica uma carga total para todos os ambientes de 72,9 TR, enquanto a capacidade instalada dos chillers é de apenas 28,3 TR. Isso demonstra que o sistema central como um todo opera com um déficit massivo de capacidade. Portanto, mesmo que os fancoletes instalados no escritório (capacidade somada de 23,6 TR) teoricamente pudessem atender à nova demanda de 17,32 TR, eles dependem de uma vazão de água gelada que a central de refrigeração é incapaz de fornecer de forma contínua e em temperatura adequada quando todo o prédio está em operação. O escritório, sendo um ambiente com alta densidade de carga (pessoas, equipamentos e grande área envidraçada), é um dos primeiros a sofrer as consequências dessa falha sistêmica.

## 6 CONCLUSÃO

Este artigo teve como objetivo dimensionar a carga térmica do escritório administrativo da empresa Tondo S/A, a fim de avaliar a insuficiência do sistema existente. Com base em um levantamento técnico do ambiente e na aplicação da ABNT NBR 16401 e de metodologias consagradas da engenharia, foi possível determinar a demanda real de climatização e diagnosticar falhas do projeto original.

Concluiu-se que a carga térmica necessária é de **17,32 TR (61,3 kW)**, valor 23% superior à capacidade prevista no projeto original. Tal resultado valida as queixas dos usuários e confirma o subdimensionamento como causa da ineficiência. A análise mostrou ainda que a unidade central de refrigeração (Chiller) possui capacidade muito inferior à demanda total, configurando um problema sistêmico que afeta diretamente os ambientes mais críticos, como o escritório em estudo.

Diante do exposto, este trabalho cumpre seu objetivo ao fornecer um laudo técnico que dimensiona a solução correta para o setor e diagnostica uma falha mais ampla no sistema de AVAC do edifício. Como propostas, recomendam-se as seguintes ações, a serem avaliadas técnica e financeiramente pela empresa:

1. **Ação Imediata (Mitigatória):** Realizar um estudo de balanceamento hidráulico do sistema de água gelada, a fim de equalizar a distribuição de vazão entre os setores, priorizando os mais críticos. Contudo, trata-se de medida paliativa, que pode não resolver em dias de pico e prejudicar outros ambientes.
2. **Solução Definitiva (Recomendada):** A solução de engenharia mais lógica e de melhor custo-benefício, considerando a infraestrutura existente, é a atualização da Central de Água Gelada (CAG). O objetivo deve ser suprir a demanda real total do edifício (estimada em 72,9 TR, conforme projeto original) e não apenas a capacidade instalada atual de 28,3 TR. Esta atualização pode ser executada através da adição de novas unidades chiller em paralelo, ou pela substituição dos equipamentos existentes por modelos de capacidade superior (utilizando os atuais como base de troca). Esta abordagem é altamente recomendada por aproveitar integralmente a rede hidráulica de distribuição e as unidades terminais (fancoils) já instaladas, que, como demonstrado na análise, possuem capacidade ociosa para atender a demanda (23,6 TR disponíveis no escritório para uma demanda de 17,32 TR).

Este estudo reforça a importância de um dimensionamento preciso em projetos de climatização, demonstrando como a aplicação correta da engenharia mecânica impacta diretamente o bem-estar, a produtividade e a eficiência operacional de uma organização.

## Referências

AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA (ANVISA). Resolução RE nº 09, de 16 de janeiro de 2003: Orientação técnica sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo. ANVISA, Brasília, DF, 2003. Disponível em: [https://antigo.anvisa.gov.br/documents/10181/2718376/RE\\_09\\_2003\\_.pdf/8ccafc91-1437-4695-8e3a-2a97deca4e10](https://antigo.anvisa.gov.br/documents/10181/2718376/RE_09_2003_.pdf/8ccafc91-1437-4695-8e3a-2a97deca4e10). Acesso em: 5 nov. 2025.

ALVES JUNIOR, João Batista Bezerra. **Projeto de climatização para uma escola no litoral sul do Rio Grande do Norte conforme NBR 16.401**. 2025. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). ANSI/ASHRAE Standard 55-2013: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, Atlanta, 2013.

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-1: Instalações de condicionamento de ar - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projetos das instalações. ABNT, Rio de Janeiro, 2024.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-2: Instalações de condicionamento de ar - Sistemas centrais e unitários - Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. ABNT, Rio de Janeiro, 2024.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-3: Instalações de condicionamento de ar - Sistemas centrais e unitários - Parte 3: Qualidade do ar interior. ABNT, Rio de Janeiro, 2024.

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

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. **Manual de Aire Acondicionado**. Barcelona: Marcombo, 1980.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

ELNAGAR, Essam et al. A comprehensive scouting of space cooling technologies in Europe: Key characteristics and development trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 186, 113636, 2023. DOI: 10.1016/j.rser.2023.113636.

EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION (CEN). EN 779:2012: Filtros de ar de partículas para ventilação geral - Determinação do desempenho de filtração. CEN, Brussels, 2012.

FANGER, Povl Ole. **Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering**. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970.

FREITAS, Elton; ROSA, Josimar. PERFORMANCE ANALYSIS OF A FREEZING TUNNEL IN A FOOD SECTOR COMPANY (ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM TÚNEL DE CONGELAMENTO EM UMA EMPRESA DO SETOR ALIMENTÍCIO). *In:*

MINISTÉRIO DO TRABALHO E PREVIDÊNCIA. NR-17: Ergonomia. Secretaria do Trabalho, Brasília, DF, 2022.

OLIVEIRA, Ana Caroline Soares de et al. Climatização e ventilação de ambientes. *In:* ANAIS do Congresso Nacional de Inovações e Tecnologias. Online: Editora IME, 2024. Disponível em: [anais.editoraime.com.br/index.php/conitec/article/view/800](https://anais.editoraime.com.br/index.php/conitec/article/view/800).

ONU NEWS. **Estresse térmico ocupacional ameaça saúde dos trabalhadores**. 23 jul. 2023. Disponível em: <https://news.un.org/pt/story/2023/07/1817737>. Acesso em: 8 set. 2025.

PILCHER, June J.; NADLER, Eric; BUSCH, Caroline. Effects of Hot and Cold Temperature Exposure on Performance: A Meta-Analytic Review. **Ergonomics**, v. 45, n. 10, p. 682–698, 2002. DOI: 10.1080/00140130210158419.

SCHMIDT, Gabriel Testoni; RUPP, Ricardo Forgiarini; GHISI, Eneidir. Conforto térmico e produtividade em escritórios: estudo de caso em Florianópolis/SC. *In:* ANAIS do XVI Encontro Nacional de Conforto no Ambiente Construído e XII Encontro Latino-Americano de Conforto no Ambiente Construído. Palmas, TO: [s. n.], 2021.