UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

CLÁUDIA MARIA GONÇALVES CRISPIM

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO EM CONSULTÓRIOS ODONTOLÓGICOS PARA PREVENÇÃO DA COVID-19

GOIÂNIA-GO

2020

TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR VERSÕES ELETRÔNICAS DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO NO REPOSITÓRIO INSTITUCIONAL DA UFG

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio do Repositório Institucional (RI/UFG), regulamentado pela Resolução CEPEC nº 1204/2014, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

O conteúdo dos Trabalhos de Conclusão dos Cursos de Graduação disponibilizado no RI/UFG é de responsabilidade exclusiva dos autores. Ao encaminhar(em) o produto final, o(s) autor(a)(es)(as) e o(a) orientador(a) firmam o compromisso de que o trabalho não contém nenhuma violação de quaisquer direitos autorais ou outro direito de terceiros.

1. Identificação do Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação (TCCG):

Nome(s) completo(s) do(a)(s) autor(a)(es)(as): Cláudia Maria Gonçalves Crispim

Título do trabalho: Dimensionamento de sistemas de ar condicionado em consultórios odontológico para prevenção da COVID-19

2. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento [X] SIM [ ] NÃO[1]

Independente da concordância com a disponibilização eletrônica, é imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF do TCCG.

Cláudia Maria G. Crispim

Assinatura(a) do(a)(s) autor(a)(es)(as)[2]

Ciente e de acordo:

Assinatura do(a) orientador(a)[2] Data: 18 / 12 / 2020

[1] Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. Após esse período, a possível disponibilização ocorrerá apenas mediante: (a) consulta ao(à)(s) autor(a)(es)(as) e ao(à) orientador(a); b) novo Termo de Ciência e de Autorização (TECA) assinado e inserido no arquivo do TCCG. O documento não será disponibilizado durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;

[2] As assinaturas devem ser originais sendo assinadas no próprio documento, imagens coladas não serão aceitas.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

CLÁUDIA MARIA GONÇALVES CRISPIM

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO EM CONSULTÓRIOS ODONTOLÓGICOS PARA PREVENÇÃO DA COVID-19

Projeto Final de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Engenheira Mecânica, na Universidade Federal de Goiás – Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e Computação.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano.

GOIÂNIA-GO

2020

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do
Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Crispim, Cláudia
DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO EM CONSULTÓRIOS ODONTOLÓGICOS PARA PREVENÇÃO DA COVID-19 [manuscrito] / Cláudia Crispim. - 2020.
LXXVI, 76 f.: il.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano .
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Engenharia Mecânica, Goiânia, 2020.
Bibliografia. Anexos.
Inclui lista de figuras, lista de tabelas.

1. Ar condicionado. 2. Carga térmica. 3. Consultórios odontológicos. 4. Renovação de ar. I. , Felipe Pamplona Mariano, orient. II. Título.

CDU 621

CLÁUDIA MARIA GONÇALVES CRISPIM

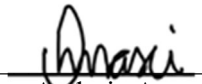
DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO EM CONSULTÓRIOS ODONTOLÓGICOS PARA PREVENÇÃO DA COVID-19

Projeto Final de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Engenheira Mecânica na Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e Computação na Universidade Federal de Goiás.

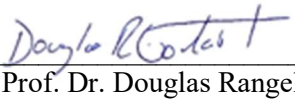
Trabalho aprovado.
Goiânia, 16 de dezembro de 2020.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano (Orientador)
EMC/UFG



Prof. Dra. Andreia Aoyagui Nascimento
EMC/UFG



Prof. Dr. Douglas Rangel Goulart
FO/UFG

Prof. Dr. Leonardo de Queiroz Moreira (EMC/UFG)
EMC/UFG

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela minha vida e pela força que me dá diariamente para seguir adiante mesmo nos momentos mais difíceis.

À minha avó Nair (*in memoriam*), por ter me ensinado a ler e a escrever muito cedo, e por ter me ensinado que o maior tesouro que eu poderia ter nessa vida é o conhecimento.

Aos meus pais e irmãos, pelo apoio incondicional. E aos amigos e colegas, por tornarem minha caminhada mais leve e divertida.

Aos professores e técnicos do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Goiás, por terem compartilhado conhecimento e experiência ao longo do curso. Em especial ao meu orientador, professor Dr. Felipe Pamplona Mariano, pela dedicação em me auxiliar no decorrer deste projeto.

Por fim, agradeço a todos àqueles que me ensinaram algo no decorrer da minha trajetória.

RESUMO

Em março de 2020 a Organização Mundial da Saúde declarou a pandemia causada pelo vírus Sars-CoV-2, causador da doença conhecida como COVID-19. Surgiram então inúmeros protocolos de saúde, orientando as pessoas comuns e os profissionais de saúde a lidar de forma mais eficiente no controle da doença. Diversos estudos foram realizados para compreender a rápida contaminação causada pelo novo coronavírus, entre os quais, alguns apontaram a influência de sistemas de condicionamento de ar na propagação do vírus. Organizações reconhecidas na área de refrigeração, como a ASHRAE, lançaram orientações para mitigar a propagação viral através deste tipo de sistema. Dentre as orientações destacou-se a exaustão geral do ar interno. Neste projeto foram analisados três tipos de sistemas de condicionamento de ar para um conjunto de quatro consultórios odontológicos localizados no andar térreo da Faculdade de Odontologia da Universidade Federal de Goiás: Um sistema sem renovação de ar interno, outro com renovação parcial de ar interno seguindo a norma ABNT NBR 7256 e a Resolução-RDC n°50 da ANVISA e, por fim, um sistema com renovação total do ar interno, a fim de seguir a orientação da ASHRAE (2020) durante a pandemia de COVID-19. Os resultados mostraram que, para o sistema sem renovação de ar, a carga térmica total foi de 1,74 TR, e que o custo de equipamentos para suprir esse sistema é de R$ 7.200,00. Já para o sistema com renovação parcial do ar interno, a carga térmica total calculada foi de 2,20 TR, com custo total de equipamentos estimado em R$ 19.715,36. Enquanto que, no sistema com renovação total do ar interno, o valor total de carga térmica foi de 4,26 TR e o custo com equipamentos para suprir esse sistema foi de R$ 28.339,96. Evidenciando que, quanto maior a preocupação com a qualidade do ar no ambiente, maior os custos envolvidos. Entretanto, destacou-se que ter um sistema com renovação total de ar não garante uma área não-contaminada, além de que sem instalação e manutenção adequada nenhum sistema de condicionamento de ar é, de fato, seguro.

Palavras-chave: Ar condicionado; Carga térmica; Consultórios odontológicos; Renovação de ar.

ABSTRACT

On March 2020, the World Health Organization declared a pandemic caused by the virus SARS-COV-2, the causative agent of COVID-19 disease. Then emerged countless health protocols, guiding comom people and health professionals on how to deal with the disease on a most efficient way. Many studies were made to undestand the quickly contamination caused by the new coronavirus, among them, some point the influence of air cooling systems on the virus dissemination. On the cooling systems field, known companies such as ASHRAE send guiding lines in order to mitigate the viral propagation through this kind of system. Between these orientations the general exhaustion of the indoor air stood out. In this project were analized three types of cooling systems for a set of four dental offices located on the terrace floor at the Faculdade de Odontologia of the Universidade Federal de Goiás: A system without indoor air renovation, another one with partial inddor air renovation following the ABNT NBR 7256 normative and the Resolução-RDC nº 50 from ANVISA and, at last, a system with total indoor air renovation, in order to follow the ASHRAE (2020) orientation for the COVID-19 pandemic. The results indicate that for the system without the air renovation, the total thermal load was 1,74 TR and the equipment cost to fufill this system is R$ 7.200,00. For the system with partial indoor air renovation, the calculated total thermal load was 2,26 TR with the total cost from the materials beeing around R$ 19.715,36. While the system with total indoor air renovation, the total thermal load were 4,26 TR and the equipment cost to feed this system were R$ 28.339,96. Evidencing that the bigger the concern about the ambient air quality is, the bigger the cost will be. However, having a system with total air renovation doesn't garantee a non-contamination area, besides that without a proper instalation and maintenance, no air conditioning system is, in fact, safe.

Keywords: Air conditioning; Thermal load; Dental offices; Air renovation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Rota de transmissão de Sars-CoV-2 em consultórios odontológicos 11
Figura 2 – Representação da distribuição de casos de infecção pelo vírus Sars-CoV-2 no Restaurante Chinês 12
Figura 3 – Planta esquemática dos ambientes do projeto 17
Figura 4 – Foto retirada de um dos consultórios 19
Figura 5 – Equipamentos utilizados nos consultórios analisados 20
Figura 6 – Resistências térmicas das camadas da parede 22
Figura 7 – Variação da carga térmica total no horário de pico durante o ano 35
Figura 8 – Sistema de ar com renovação forçada 36
Figura 9 – Distribuição de carga térmica - sem renovação de ar interno..... 41
Figura 10 – Distribuição de carga térmica - com renovação parcial de ar interno 43
Figura 11 – Distribuição de carga térmica - com renovação total de ar interno 44
Figura 12 – Difusores para salas cirúrgicas 51
Figura 13 – Comparativo entre os preços dos equipamentos nos três sistemas analisados 55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Áreas dos ambientes do projeto..... 18
Tabela 2 – Materiais construtivos e suas propriedades..... 18
Tabela 3 – Condições climáticas do projeto 19
Tabela 4 – Coeficientes globais de transferência de calor utilizados no projeto 23
Tabela 5 – Carga térmica devido às pessoas 24
Tabela 6 – Carga térmica devido à iluminação em cada ambiente 26
Tabela 7 – Carga térmica devido aos equipamentos 27
Tabela 8 – Correção de latitude-mês para atender ao projeto 29
Tabela 9 – Valores de $CLTD_{tab}$ para atender ao projeto 29
Tabela 10 – Carga térmica total dos ambientes relativa às paredes externas nos meses de maior ganho de calor 30
Tabela 11 – Carga térmica devido às paredes internas 31
Tabela 12 – Carga térmica devido ao teto 32
Tabela 13 – Carga térmica devido ao piso 32
Tabela 14 – Carga térmica total dos ambientes relativa aos vidros nos meses de maior ganho de calor 34
Tabela 15 – Carga térmica total de janeiro a dezembro referente às 18:00 horas 35
Tabela 16 – Valores da carga sensível interna nos ambientes 40
Tabela 17 – Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de ausência de renovação de ar interno 41
Tabela 18 – Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de renovação parcial de ar interno 43
Tabela 19 – Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de renovação total de ar interno 44
Tabela 20 – Vazões mínimas de ar externo e ar total adotadas 46
Tabela 21 – Resumo das cargas térmicas totais dos quatro ambientes na condição de ausência de renovação de ar interno 49
Tabela 22 – Equipamentos escolhidos nos sistemas com renovação parcial de total de ar interno 53

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BTU/h	British thermal unit per hour
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
OMS	Organização Mundial da Saúde
°C	Grau Celsius
m	Metro
TR	Toneladas de refrigeração
W	Watt

1 INTRODUÇÃO

Estabelecimentos assistenciais de saúde, como consultórios odontológicos, são locais que devem priorizar a assepsia devido às condições de alto risco de contaminação em que as pessoas envolvidas, especialmente pacientes e profissionais, são expostas. Os procedimentos odontológicos, em grande maioria, geram aerossóis, poeiras e partículas que podem conter micro-organismos, metais, entre outras substâncias infecciosas. As gotículas e aerossóis são suficientemente pequenos para permanecerem no ar por um longo período antes de repousarem em superfícies do ambiente ou entrarem no trato respiratório de um indivíduo (THOMÉ et al. 2020).

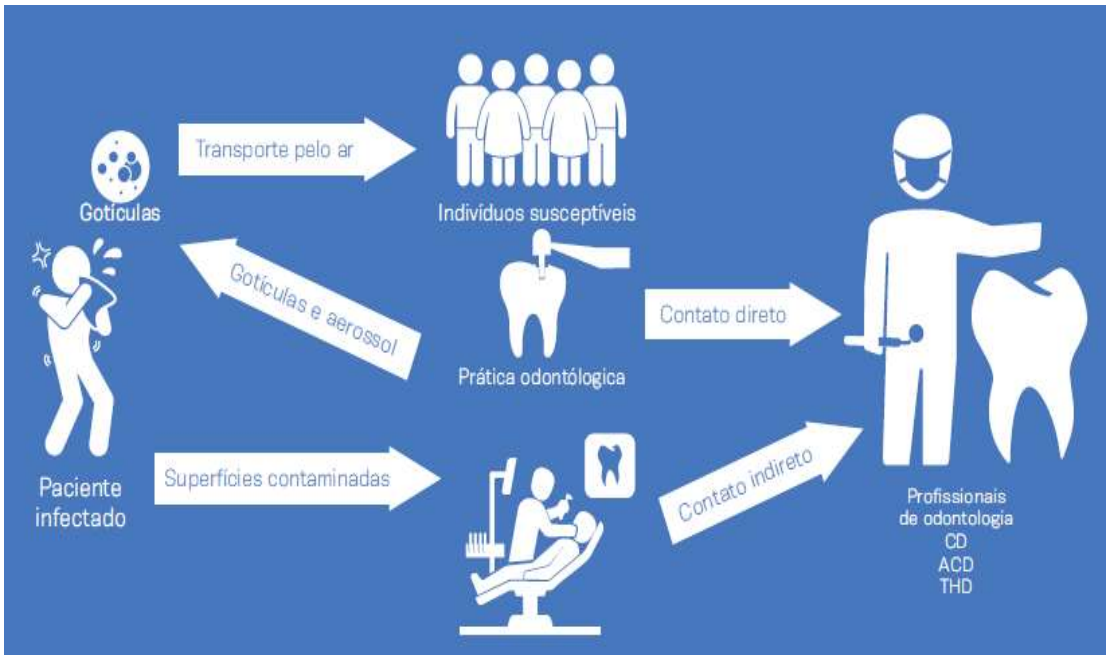
Em 11 de março de 2020 a Organização Mundial da Saúde (OMS) declarou como pandemia o surto do novo coronavírus, Sars-CoV-2, causador da doença conhecida como COVID-19. Os principais sintomas da doença são tosse seca, febre e fadiga, porém, nos casos mais graves a doença pode levar a pneumonia, diminuição da função respiratória e óbito. Há também casos de pacientes assintomáticos, nos quais o vírus é encubado sem que haja qualquer sintoma aparente da doença.

Estudos apontam que a transmissão de vírus respiratórios se dá de pessoa para pessoa através de contato direto ou indireto, ou através de gotículas suspensas no ar. E que, o novo coronavírus também é transmitido, direta ou indiretamente, através da saliva (PENG, et al. 2020).

A pandemia de COVID-19 impulsionou a preocupação com os protocolos de segurança nos ambientes, em especial nos ambientes que envolvem tratamento de saúde. Sendo o vírus propagado principalmente através de aerossóis e gotículas, o consultório odontológico se torna um local de grande risco de disseminação e contágio, necessitando de controle e prevenção de infecções microbiológicas (THOMÉ et al. 2020).

O ambiente de um consultório odontológico apresenta alto risco de infecção viral devido à procedimentos que envolvem exposição frequente à saliva, sangue, comunicação face-a-face e manuseio de instrumentos perfurocortantes, vide Figura 1. Assim, os patógenos podem ser transmitidos por meio de inalação de micro-organismos que ficam suspensos no ar por longos períodos, contato direto com sangue, fluidos orais e, ainda, por contato com a mucosa conjuntival, nasal ou oral com gotículas e aerossóis contendo micro-organismos gerados a partir de um indivíduo infectado e impulsionado a uma curta distância por tosse, conversação sem máscara, ou contato indireto com instrumentos e/ou superfícies do ambiente (PENG et al. 2020).

Figura 1: Rota de transmissão de Sars-CoV-2 em consultórios odontológicos.

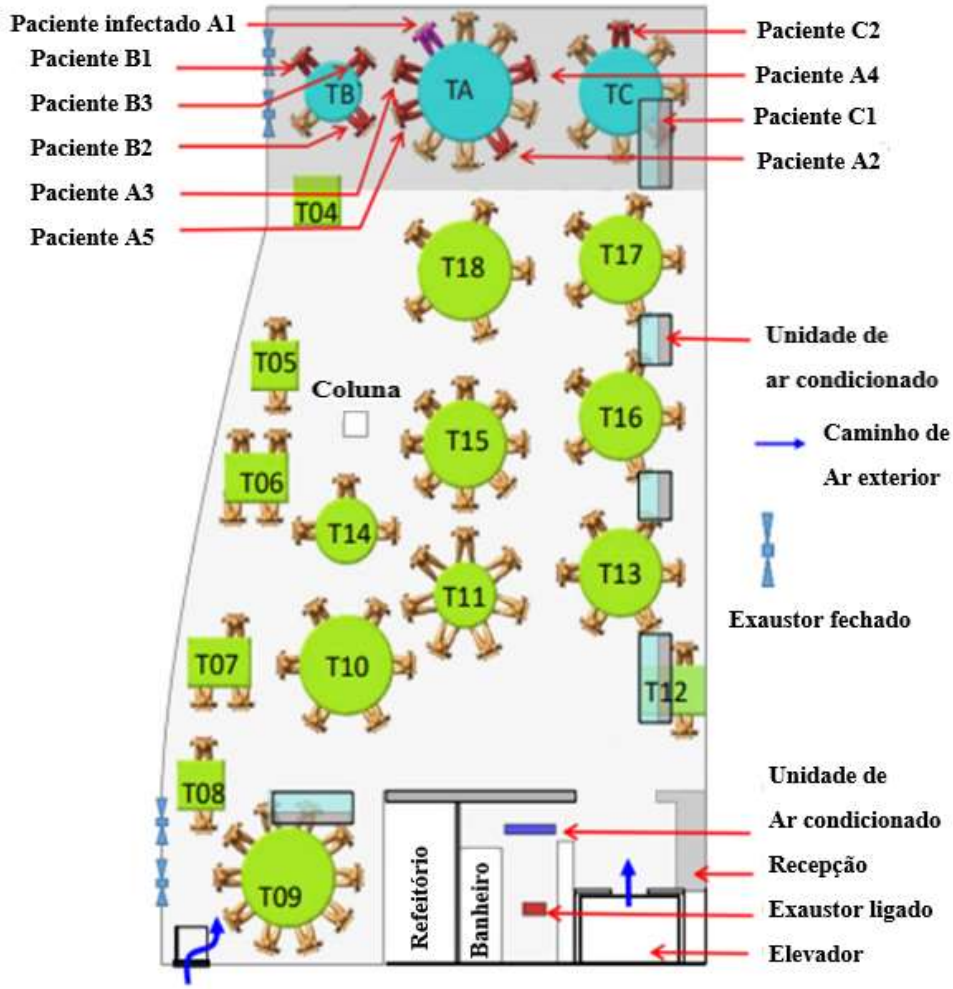


Fonte: THOMÉ et al. (2020).

Considerando doenças infecciosas transmitidas por aerossóis, o projeto e operação de sistemas HVAC (do inglês *Heating, ventilation, and air conditioning* – Aquecimento, ventilação e ar condicionado) podem apresentar grande influência na transmissão de agentes infecciosos. De acordo com a *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* - ASHRAE (2020), deve-se considerar os padrões de distribuição de ar, pressurização diferencial do ambiente, ventilação personalizada, ventilação com captura na fonte, filtragem (central ou local) e controle de temperatura e umidade relativa.

Em abril de 2020, um estudo realizado por LI et al. (2020), rastreou três famílias que foram contaminadas pelo novo coronavírus em um restaurante na China. Não houve contato físico entre os contaminados, ou mesmo compartilhamento de objetos, logo pôde-se concluir que a transmissão não se deu através de gotículas de saliva. Além disso, outro fator intrigante foi que nenhum outro indivíduo presente no local foi contaminado além das três famílias. Assim, ao analisar os elementos em comum entre os indivíduos contaminados, constatou-se que as mesas nas quais estavam as três famílias encontravam-se alinhadas com a mesma unidade evaporadora do sistema de ar condicionado, ou seja, todas recebiam a projeção do mesmo fluxo de ar (Figura 2).

Figura 2: Representação da distribuição de casos de infecção pelo vírus Sars-CoV-2 no Restaurante Chinês.



Fonte: Adaptado de LI et al. (2020).

Na Figura 2 é mostrada a distribuição das mesas e das cinco unidades evaporadoras presentes no restaurante. Cada unidade corresponde a uma zona particular. O indivíduo A1, na mesa TA, estava previamente infectado (assintomático). Após a ida ao restaurante os indivíduos A2, A3, A5, B1, B2, B3, C1 e C2 foram todos infectados. Assim, esse estudo ajudou a compreender que os sistemas de distribuição de ar e fluxo de ar entre zonas podem disseminar aerossóis infecciosos (LI et al., 2020).

Além disso, como se tem quatro unidades evaporadoras, distribuídas ao longo da parede lateral direita, formam-se quatro grandes zonas de movimentação de ar na frente de cada evaporadora. E a dinâmica do escoamento do ar em cada zona deve ter pouca interação com as demais zonas de recirculação de ar. Também, observa-se o posicionamento dos ventiladores de exaustão, praticamente na frente da evaporadora das mesas da zona ABC. Esse posicionamento

de equipamentos, faz com que a movimentação do ar seja praticamente unidirecional nessa zona. O que minimiza o espalhamento do ar para outras zonas.

Por mais que a contaminação tenha se espalhado pelas três mesas na zona ABC, se as evaporadoras estivessem posicionadas de forma diferente, ou mesmo se tivesse um número diferente de evaporadoras, o qual permitisse uma maior interação entre as recirculações de ar, a contaminação poderia ter atingido mais pessoas.

Inúmeros protocolos de segurança têm sido estabelecidos por órgãos reguladores de saúde, com recomendações e medidas que visam mitigar a propagação do vírus. Com relação aos sistemas de condicionamento de ar, a ASHRAE (2020), entre outras associações e entidades relacionadas, têm estabelecido orientações gerais para o enfrentamento da pandemia, como:

- Exaustão geral;
- Geração de padrões otimizados de fluxo de ar;
- Fluxo de ar direcional;
- Pressurização de áreas;
- Ventilação para diluição;
- Sistemas de limpeza de ar nos ambientes;
- Ventilação personalizada;
- Controle de temperatura e umidade relativa.

1.1 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é apresentar o dimensionamento do sistema de condicionamento de ar para um conjunto de quatro unidades de tratamento odontológico localizadas na Faculdade de Odontologia da Universidade Federal de Goiás, a partir de três abordagens distintas: sem renovação de ar interno, com renovação de ar interno de acordo com as normas vigentes, e com renovação total de ar interno visando atender à orientação da ASHRAE (2020) após surgimento da pandemia de Sars-CoV-2.

Objetivos específicos são:

- Realizar o cálculo da carga térmica nos ambientes estudados;
- Selecionar equipamentos adequados para cada abordagem utilizada;
- Apresentar uma análise entre as três abordagens adotadas.

1.2 Justificativa

Justifica-se o presente trabalho visando obter a comparação entre os valores totais de carga térmica envolvidos em três tipos distintos de sistemas de condicionamento de ar: sem renovação de ar interno, com renovação de ar conforme norma específica para estabelecimentos assistenciais de saúde e, com renovação total de ar conforme orientação da ASHRAE (2020) durante a pandemia de COVID-19.

Ademais, propõe-se garantir o adequado funcionamento dos equipamentos utilizados nos consultórios odontológicos, assim como o controle microbiológico e conforto térmico, a partir de controle de temperatura e umidade nos ambientes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção são apresentadas as principais normas e legislações que foram consultadas para realização deste trabalho, assim como uma breve explicação sobre o método de cálculo de carga térmica adotado.

2.1 Normas e legislações importantes para projetos de sistemas de condicionamento de ar

No Brasil a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é o órgão responsável pela normalização técnica. As principais normas técnicas para projetos de sistemas de ar condicionado são:

- ABNT NBR 16401: Trata-se de uma norma composta por três partes, na qual a primeira estabelece os parâmetros básicos e os requisitos mínimos de projeto para sistemas de ar condicionado centrais e unitários, a segunda parte especifica os parâmetros do ambiente interno que proporcionem conforto térmico aos ocupantes de locais equipados de ar condicionado e, por fim, a terceira parte detalha os parâmetros e requisitos mínimos visando à obtenção de qualidade aceitável de ar interior para conforto em ambientes com ar condicionado.
- ABNT NBR 7256: Refere-se a uma norma que estabelece os requisitos mínimos para projeto e execução de instalações de tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS).

Muitos dos dados e das informações contidos nessas normas citadas foram extraídos do *Handbook of Fundamentals* da *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* – ASHRAE (2005), principal fonte mundial de informações técnicas e educacionais sobre o projeto, instalação, operação e manutenção de sistemas de HVAC.

A Agência Nacional de Vigilância Sanitária também contribui com resoluções específicas que auxiliam os projetos de ar condicionado:

- Resolução-RE nº 09, de 16 janeiro de 2003 – ANVISA: Estabelece orientações técnicas sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo, no que se refere à definição de valores máximos recomendáveis para contaminação biológica, química e parâmetros físicos do ar interior, a identificação das fontes poluentes de natureza biológica, química e física, além de métodos analíticos e as recomendações para controle.
- Resolução-RDC n°50, de 21 de fevereiro de 2002 – ANVISA: Trata sobre o regulamento técnico destinado ao planejamento, programação, elaboração e avaliação de projetos físicos de estabelecimentos assistenciais de saúde.
- Serviços Odontológicos, Prevenção e Controle de Riscos - ANVISA: Publicação dedicada aos serviços de saúde visando levar aos profissionais da área instrumentos práticos para o gerenciamento dos riscos sanitários.

Outras contribuições relevantes nesse projeto são:

- Portaria n°3523, de 28 de agosto de 1998 – Ministério da Saúde: Dispõe sobre um Regulamento Técnico contendo medidas básicas referentes aos procedimentos de verificação visual do estado de limpeza, remoção de sujidades por métodos físicos e manutenção do estado de integridade e eficiência de todos os componentes dos sistemas de climatização, para garantir a qualidade do ar de interiores e prevenção de riscos à saúde dos ocupantes de ambientes climatizados.
- Portaria n°1565 de 18 de junho de 2020 – Ministério da Saúde: Estabelece orientações gerais visando à prevenção, controle e mitigação da transmissão da COVID-19 e a promoção da saúde física e mental da população brasileira, de forma a contribuir com as ações para a retomada segura das atividades e o convívio social seguro.
- Manual de Boas Práticas em Biossegurança para Ambientes Odontológicos – CFO: Reforça os protocolos de biossegurança nos tempos da pandemia causada pelo vírus Sars-CoV-2, apresentando orientações no preparo e prevenção da clínica, do dentista, da equipe auxiliar e do paciente.

As informações contidas nesses documentos e que foram relevantes no desenvolvimento deste projeto são apresentadas detalhadamente ao longo das seções seguintes.

2.2 Método de cálculo de carga térmica adotado

As variáveis envolvidas no cálculo de carga térmica são numerosas e complexas de serem determinadas de forma precisa, pois várias delas variam significativamente ao longo do dia, assim como ao longo do ano. Sendo assim, o cálculo preciso é impossível e avaliação adequada das variáveis não passa de uma boa estimativa de carga real (TEYKAL, 2014).

Existem vários métodos para realizar o cálculo da carga térmica. E, de forma geral, quanto maior a capacidade do sistema, mais refinados devem ser os critérios adotados para o cálculo, visto que os erros podem gerar aumento nos custos de instalação dos equipamentos. Enquanto que sistemas de pequeno porte, utilizados para conforto humano, geralmente não requerem cálculos muito refinados, devido ao fato de que os condicionadores de ar disponíveis no mercado, utilizados nesses casos, costumam ser padronizados pelos fabricantes.

Neste projeto adotou-se um método apresentado no *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2005), conhecido por CLTD/CLF (do inglês *cooling load temperature difference / cooling load factor*). Esse método é efetuado para uma determinada hora do dia (hora de pico) de um determinado mês. Ele destina-se a estimativas para cálculo de carga térmica de apenas um ambiente ou do conjunto de poucos ambientes e que, de preferência, sejam pertencentes à mesma zona térmica. É utilizado preferencialmente na determinação da capacidade de sistemas de expansão direta, visto que nesse método os condicionadores e o sistema devem ser dimensionados para a carga de pico.

Mais detalhes sobre o método utilizado, além das variáveis e as equações envolvidas no cálculo da carga térmica, serão apresentados nas próximas seções.

3 METODOLOGIA

O desenvolvimento desse projeto contou com as seguintes etapas:

a) Realização do cálculo de carga térmica dos ambientes estudados;
b) Determinação dos parâmetros adequados, como requisitos de filtragem de ar e definição de vazões de ar de renovação e vazões totais de ar para cada abordagem estudada;

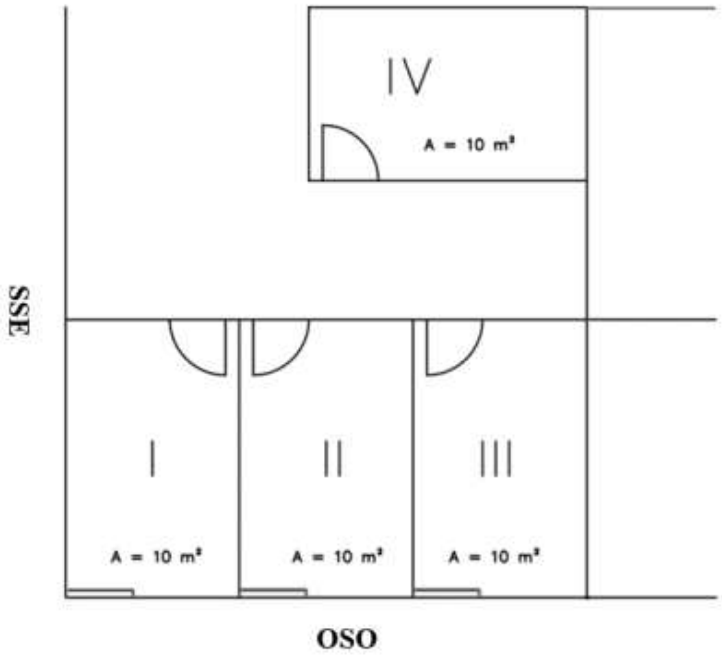
c) Seleção e dimensionamento de equipamentos e componentes de sistemas de condicionamento de ar;
d) Análise dos resultados.

3.1 Detalhamento e considerações de projeto

O conjunto de unidades de tratamento odontológico estudados neste trabalho estão localizadas no andar térreo da Faculdade de Odontologia da Universidade Federal de Goiás, uma edificação de três andares, localizada na cidade de Goiânia-GO, com latitude 16°40’ e altitude de 747 m.

Os ambientes estudados neste projeto são apresentados na Figura 3. Para facilitar a compreensão e estudo dos mesmos, eles foram enumerados em I, II, III e IV.

Figura 3: Planta esquemática dos ambientes do projeto.



Fonte: Autoria própria.

Tratam-se de quatro salas de dimensões idênticas (4,0 x 2,5 x 2,5 metros), sendo que em I, II e III há presença de paredes externas onde há incidência solar, além de janelas de 1,0 x 1,5 m. A sala IV apresenta apenas paredes internas e não possui janela. As portas, em cada um dos ambientes, apresentam dimensão de 0,8 x 2,1 m. Em I, II e III há paredes externas com

orientação solar sul-sudeste (SSE) e em I há também uma parede externa com orientação solar oés-sudoeste (OSO).

A Tabela 1 apresenta o valor total da área de teto, piso, paredes internas (entre regiões com diferença de temperatura) e externas (de acordo com sua orientação solar) para cada ambiente.

Tabela 1: Áreas dos ambientes do projeto.

	Ambiente I	**Ambiente II**	**Ambiente III**	**Ambiente IV**
Área de Piso (m^2)	10,0	10,0	10,0	10,0
Área de Teto (m^2)	10,0	10,0	10,0	10,0
Área de Parede Interna com $\Delta T \neq 0$ (m^2)	3,82	3,82	12,62	26,92
Área de Parede externa SSE (m^2)	4,75	4,75	4,75	0,00
Área de Parede externa OSO (m^2)	10,0	0,00	0,00	0,00

Fonte: Autoria própria.

Devido à ausência de informações oficiais sobre espessura e tipos de materiais que compõem as paredes, teto e piso dos ambientes estudados neste projeto, optou-se por realizar considerações sobre os materiais utilizados e suas respectivas espessuras. As informações consideradas são apresentadas na Tabela 2, assim como os valores de calor específico, condutividade térmica e massa específica.

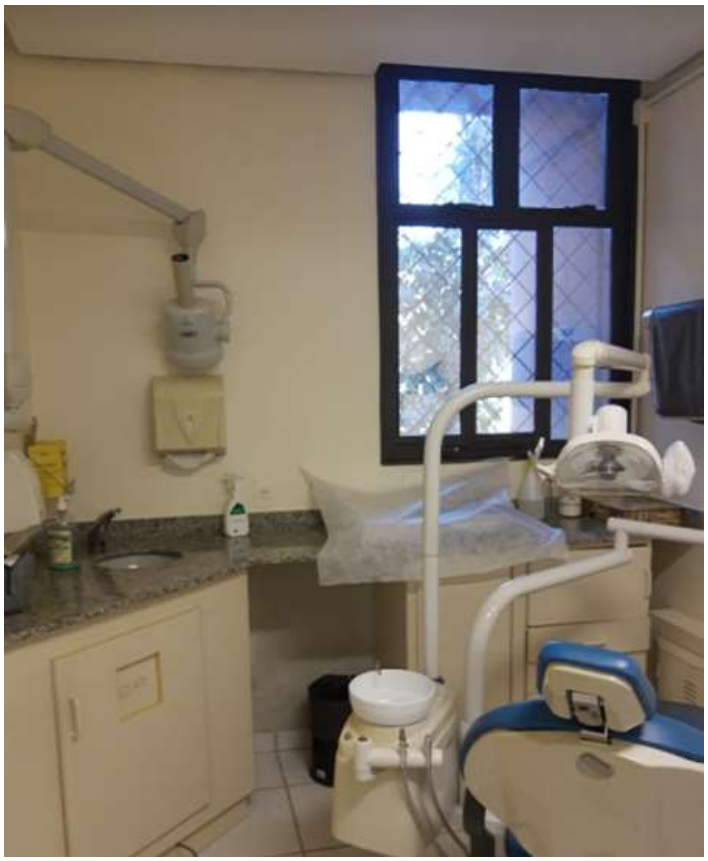
Tabela 2: Materiais construtivos e suas propriedades.

	Material	**Camada**	**Espessura(m)**	**Calor específico (kJ/kg.ºC)**	**Condutividade térmica (W/m.ºC)**	**Massa específica (kg/m^3)**
Teto	Piso cerâmico	1	$1{,}0 \times 10^{-2}$	$9{,}2 \times 10^{-1}$	$9{,}0 \times 10^{-1}$	$1{,}6 \times 10^{3}$
	Argamassa	2	$2{,}5 \times 10^{-2}$	1,0	1,2	$2{,}0 \times 10^{3}$
	Laje de concreto	3	$2{,}5 \times 10^{-1}$	1,0	1,8	$2{,}4 \times 10^{3}$
	Forro de gesso	4 (interna)	$2{,}0 \times 10^{-2}$	$8{,}4 \times 10^{-1}$	$3{,}5 \times 10^{-1}$	$1{,}0 \times 10^{3}$
Piso	Solo	1 (externa)	$4{,}6 \times 10^{-1}$	$8{,}4 \times 10^{-1}$	$8{,}7 \times 10^{-1}$	$1{,}4 \times 10^{3}$
	Radier concreto	2	$1{,}0 \times 10^{-1}$	1,0	1,8	$2{,}4 \times 10^{3}$
	Argamassa	3	$2{,}5 \times 10^{-2}$	1,0	1,2	$2{,}0 \times 10^{3}$
	Piso cerâmico	4 (interna)	$1{,}0 \times 10^{-2}$	$9{,}2 \times 10^{-1}$	$9{,}0 \times 10^{-1}$	$1{,}6 \times 10^{3}$
Parede	Argamassa de emboço	1 (externa)	$2{,}5 \times 10^{-2}$	1,0	1,2	$2{,}0 \times 10^{3}$
	Tijolo	2	$1{,}0 \times 10^{-1}$	$7{,}9 \times 10^{-1}$	$8{,}9 \times 10^{-1}$	$1{,}9 \times 10^{3}$
	Cimento	3	$1{,}0 \times 10^{-1}$	$5{,}3 \times 10^{-1}$	$8{,}4 \times 10^{-1}$	$1{,}3 \times 10^{3}$
	Argamassa de emboço	4 (interna)	$2{,}5 \times 10^{-2}$	1,0	1,2	$2{,}0 \times 10^{3}$

Fonte: Autoria própria, adaptado de LABEEE (2003).

Além destes dados, vale destacar que as paredes internas e externas são de coloração clara e que as janelas apresentam uma única camada de vidro simples, vide Figura 4.

Figura 4: Foto retirada de um dos consultórios.



Fonte: Autoria própria.

As condições climáticas envolvidas neste projeto são apresentadas na Tabela 3. Os valores referentes ao ambiente interno são condições de projeto estipuladas a partir de orientações da ASHRAE (2020) para locais de tratamento de saúde. Já as condições do ambiente externo foram retiradas da ABNT NBR 16401-1 para a cidade de Goiânia (ANEXO A).

Tabela 3: Condições climáticas do projeto.

	Ambiente Externo	**Ambiente Interno**
Temperatura de bulbo seco - TBS(°C)	34,0	24,0
Temperatura de bulbo úmido – TBU(°C)	20,7	16,8
Umidade relativa - UR(%)	31,0	50,0
Altitude(m)	747	747
Entalpia – h (kJ/kg)	64,8	50,1

Fonte: Autoria própria, adaptado de ASHRAE (2020) e ABNT NBR 16401-1.

Outro dado importante utilizado no projeto foi a amplitude de temperatura, também extraído da norma ABNT NBR 16401-1, no valor de 11,7°C.

Quanto às fontes internas e horário de operação, os consultórios estudados no projeto têm horário de funcionamento compreendido das 8:00 às 18:00 horas. Comportam a presença de três pessoas (odontólogo, auxiliar e paciente) e contam com os seguintes equipamentos:

- Computador;
- Monitor;
- Equipamento de ultrassom de 39W;
- 4 lâmpadas de 40W cada;
- 1 lâmpada de 50W.

A Figura 5 mostra alguns dos equipamentos presentes no ambiente de um dos consultórios analisados.

Figura 5: Exemplos de equipamentos e iluminação utilizados nos consultórios analisados.

Fonte: Autoria própria.

3.2 Estudo da carga térmica do projeto

A determinação da capacidade ou potência de um sistema de condicionamento de ar é o passo inicial do projeto.

3.2.1 Conceito geral de carga térmica

De forma geral, a capacidade de condicionamento de ar refere-se à estimativa de todas as cargas térmicas, resultantes dos fluxos de calor incidentes nos ambientes a condicionar, ou dos fluxos gerados em seus interiores, além de outras cargas externas aos ambientes que incidam sobre o condicionador de ar. Ao somatório destas cargas dá-se o nome de carga térmica ou carga de resfriamento - no caso de cargas de verão (TEYKAL, 2014).

No Sistema Internacional (SI) a carga térmica é expressa em Watts (W). Como geralmente em sistemas centrais de ar condicionado os números resultantes dos cálculos costumam ser grandes, é comum se definir a capacidade do sistema em termos de Toneladas de Refrigeração (TR), sendo que 1 TR = 3.517 W.

O ganho de calor do ambiente equivale à soma de todos os ganhos de calor absorvidos pelo ambiente num dado instante. Os ganhos podem ser classificados em sensíveis ou latentes, de acordo com a forma como são inseridos no ambiente.

O calor sensível é absorvido pelo ambiente por condução, convecção e/ou radiação. Já o calor latente é inserido no ambiente através de vapor d'água emitido por ocupantes, infiltração de ar ou equipamentos. Para manter a temperatura e a razão de umidade ou umidade relativa constantes no ambiente, o condicionador deve remover estes ganhos na mesma taxa em que são absorvidos pelo ambiente (TEYKAL, 2014).

Resumidamente, as principais fontes de ganho de calor internas aos ambientes condicionados, cuja transferência de calor é emitida a partir das fontes, são:

- Pessoas;
- Iluminação;
- Equipamentos.

Já as principais fontes de ganho de calor externas ao ambiente condicionado se dão por transmissão e fluxos de calor através de:

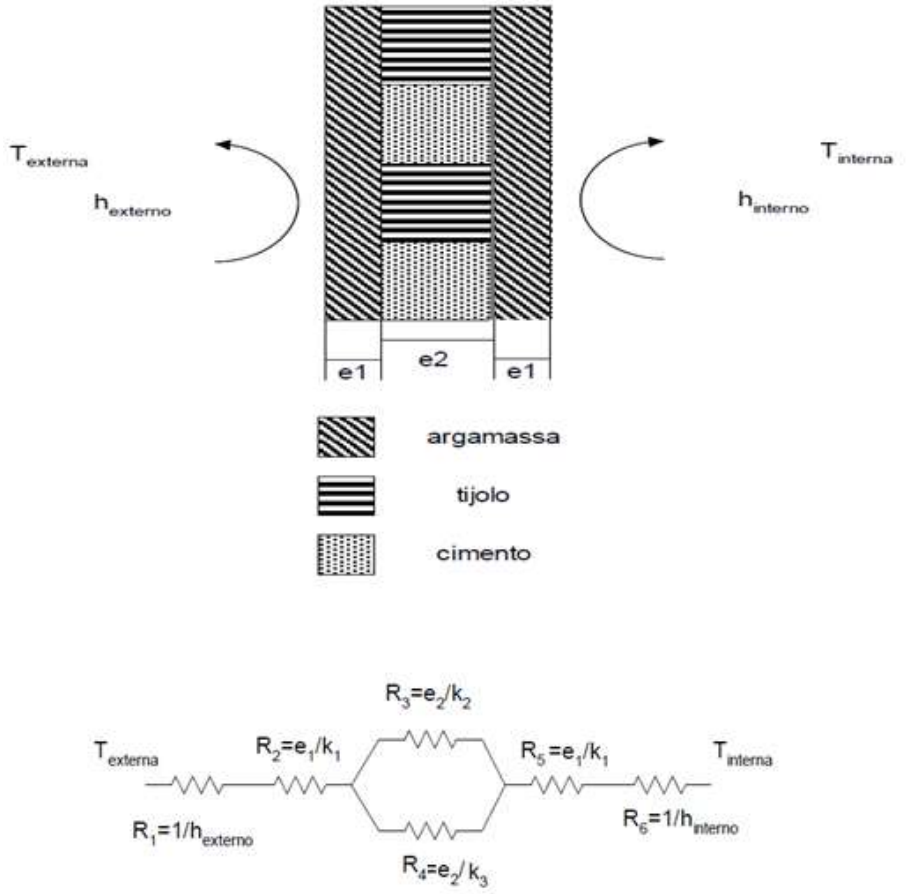
- Paredes externas (faces);
- Paredes internas ou divisórias entre ambientes com diferentes temperaturas;
- Vidros (janelas);
- Tetos;
- Pisos.

No cálculo da carga térmica proveniente de paredes, tetos, pisos e vidros, o cálculo do coeficiente global de transferência de calor torna-se necessário. Em geral, esses elementos de

vedação entre áreas apresentam diversas camadas de diferentes materiais. Logo, para obter o coeficiente global de transferência de calor faz-se necessário obter a resistência térmica equivalente, de forma análoga ao que se faz em circuitos elétricos.

Por exemplo, para as paredes estudadas no presente projeto, a Figura 6 apresenta as camadas constituintes e como se dá a resistência térmica equivalente.

Figura 6: Resistências térmicas das camadas da parede.



Fonte: Adaptado de Hernandez Neto (2020).

De acordo com Bergman et al. (2015), conhecendo a resistência térmica equivalente, pode-se obter o coeficiente global de transferência de calor (U) através de:

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} R_{t,n}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \sum_{j=1}^{m} \frac{e_j}{k_j} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (1)$$

Sendo:

$R_{t,n}$: resistência térmica equivalente das *n* camadas (m².°C/W),

e_j:espessura da camada (m),

k_j: condutividade térmica (W/m.ºC),

h_{ext}: coeficiente de convecção térmica externo (W /m².°C),

h_{int}: coeficiente de convecção térmica interno (W /m².°C).

As parcelas $\frac{1}{h_{int}}$ e $\frac{1}{h_{ext}}$ são chamadas de resistência térmica superficial interna ($R_{\text{sup_}int}$) e externa ($R_{\text{sup_}ext}$), respectivamente. Seus valores dependem da direção do fluxo de calor (horizontal, ascendente ou descendente) e se há presença ou ausência de resistência térmica devido à camada de ar entre as superfícies analisadas (R_{ar}). Os valores médios desses dados são fornecidos pela ABNT (2003) e são apresentados na Tabela 4 para cada elemento.

No caso de vidros, o cálculo de U é facilitado por tabela específica fornecida pela ASHRAE (2005). A tabela fornece um valor pré-estabelecido para o coeficiente global de transferência de calor para diversos tipos de vidros. No presente projeto, considerou-se que as janelas apresentam vidro simples com armação de alumínio com isolamento térmico.

Como exemplo de aplicação da Equação 1, é apresentado abaixo para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor das paredes. Utilizando os dados sobre os materiais construtivos (espessura e condutividade térmica) apresentados na Tabela 2 e as condições climáticas da Tabela 3, obteve-se:

$$U = \frac{1}{5{,}0\ x\ 10^{-2}\ \frac{m^2.°C}{W} + \frac{2{,}5\ x\ 10^{-2}\ m}{1{,}2\ \frac{W}{m.°C}} + \frac{1{,}0\ x\ 10^{-1}\ m}{8{,}9\ x\ 10^{-1}\ \frac{W}{m.°C}} + \frac{1{,}0\ x\ 10^{-1}\ m}{8{,}4\ x\ 10^{-1}\ \frac{W}{m.°C}} + \frac{2{,}5\ x\ 10^{-2}\ m}{1{,}2\ \frac{W}{m.°C}} + 12\ ,0\ x\ 10^{-2}\frac{m^2.°C}{W}}$$

$$U = 2{,}26\frac{W}{m^2\ °C}$$

Realizou-se o mesmo equacionamento para os demais elementos de vedação entre áreas (tetos, pisos e vidros) e os resultados são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4: Coeficientes globais de transferência de calor utilizados no projeto.

Elemento	**Direção do fluxo de calor**	R_{sup_ext}**(m².°C/W)**	R_{sup_int}**(m².°C/W)**	R_{ar}**(m².°C/W)**	U**(W/m².°C)**
Parede	Horizontal	5,0 x 10^{-2}	12,0 x 10^{-2}	Ausente	2,26
Teto	Descendente	17	0,17	0,61	0,85
Piso	Ascendente	0,10	0,10	Ausente	1,23
Vidro	Horizontal	0,05	0,12	Ausente	6,19

Fonte: Autoria própria, adaptado de Hernandez Neto (2020) e ABNT (2003).

3.2.2 Fontes de carga térmica internas ao ambiente condicionado

Neste projeto foram consideradas como fontes de carga térmica internas ao ambiente condicionado: pessoas, iluminação e equipamentos. As equações utilizadas são fornecidas pela ASHRAE (2005).

O ganho de calor devido às pessoas compreende uma parcela de calor sensível e uma de calor latente. A equação utilizada para cálculo da carga térmica correspondente à parcela sensível e latente são, respectivamente:

$$CT_{pessoas,sensível} = N\left(SGH_{pessoas}\right)\left(CLF_{pessoas}\right) \quad (2)$$

$$CT_{pessoas,latente} = N\left(LHG_{pessoas}\right) \quad (3)$$

Onde,

N: quantidade de pessoas que ocupa o ambiente,

$SGH_{pessoas}$: calor sensível por pessoa (W),

$LHG_{pessoas}$: calor latente por pessoa (W)

$CLF_{pessoas}$: fator de carga térmica para pessoas.

O fator $CLF_{pessoas}$ varia de acordo com a hora, entretanto, em casos onde o sistema é desligado ou para áreas com alta densidade de ocupação a ASHRAE (2005) recomenda que seja considerado igual a um. Sendo assim, como o sistema de condicionamento de ar dos consultórios estudados no presente projeto não operam continuamente considerou-se o fator igual a um.

Os valores de calor sensível e latente por pessoa são extraídos da norma ABNT NBR 16401-1 (ANEXO A) e dependem do tipo de atividade realizada. Os resultados de carga térmica devido às pessoas são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5: Carga térmica devido às pessoas.

	$CT_{pessoas,sensível}$ **(W)**	$CT_{pessoas,latente}$ **(W)**	$CLF_{pessoas}$	$CT_{pessoas,total}$ **(W)**
Odontólogo	70	45,0	1,0	115,0
Auxiliar	70	45,0	1,0	115,0
Paciente	65	30,0	1,0	95,0
Carga térmica total devido às pessoas (W)				**325,0**

Fonte: Autoria própria, adaptado de ABNT NBR 16401-1.

Utilizando a Equação 5 para encontrar o valor do ganho de calor devido à iluminação, obtém-se, com a Equação 4, a carga térmica devido a iluminação.

$$CT_{iluminação} = \left(HG_{iluminação}\right)\left(CLF_{iluminação}\right) \quad (4)$$

$$HG_{iluminação} = Pot_{ins}.F_{ul}.F_{sa} \quad (5)$$

Sendo,

$HG_{iluminação}$: ganho de calor devido à iluminação (W),

$CLF_{iluminação}$: fator de carga térmica para iluminação,

Pot_{ins}: potência instalada (W),

F_{ul}: fator de uso,

F_{sa}: fator de aplicação especial.

O valor de F_{ul} representa a porcentagem da potência instalada usada em determinado instante. Usualmente se considera esse valor igual à unidade. Já o valor de F_{sa} representa os efeitos de transferência de calor devido à arranjos especiais e depende do tipo de lâmpada:

- Lâmpadas fluorescentes (F_{sa}=1,0),
- Lâmpadas de sódio (F_{sa}=1,1),
- Lâmpadas industriais (F_{sa}=1,2).

O valor correspondente à potência dissipada, caso seja desconhecido, pode ser obtido através de tabela específica presente na ABNT NBR 16401-1 (ANEXO A) realizando as devidas considerações. De acordo com a ASHRAE (2005), o fator $CLF_{iluminação}$ é igual a um no caso de ambiente cujo tempo de iluminação corresponde ao tempo de operação do sistema de condicionamento de ar, que é o caso dos ambientes estudados neste trabalho.

Como exemplo, aplicando a Eq. (5) e Eq. (4) para o ambiente I, sabendo que o mesmo apresenta quatro lâmpadas de 40 W e uma de 50 W:

$$HG_{iluminação} = 210\ W.1{,}00\ .\ 1{,}00 = 210\ W$$

$$CT_{iluminação} = 210\ W\ .\ 1{,}00 = 210\ W$$

O mesmo cálculo foi realizado para os demais ambientes e o valor total de carga térmica devido à iluminação nos quatro ambientes é, então, de 840,0W.

Tabela 6: Carga térmica devido à iluminação em cada ambiente.

	Ambiente I	**Ambiente II**	**Ambiente III**	**Ambiente IV**
Área (m²)	10,0	10,0	10,0	10,0
Potência dissipada (W)	21,0	21,0	21,0	21,0
$\boldsymbol{Pot_{ins}}$ **(W)**	210	210	210	210
$\boldsymbol{F_{ul}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
$\boldsymbol{F_{sa}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
$\boldsymbol{CLF_{iluminação}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
$\boldsymbol{HG_{iluminação}}$ **(W)**	210	210	210	210
$\boldsymbol{CT_{iluminação}}$ **(W)**	210	210	210	210

Fonte: Autoria Própria.

A carga térmica devido a equipamentos é considerada como calor sensível. Seu cálculo se dá pela Equação 6.

$$CT_{equipamentos} = (HG_{equipamentos})(CLF_{equipamentos}) \tag{6}$$

Onde,

$HG_{equipamentos}$: ganho de calor devido aos equipamentos (W),

$CLF_{equipamentos}$: fator de carga térmica para equipamento.

A parcela $HG_{equipamentos}$ depende da forma como é disposto o motor e o equipamento no ambiente. Quando motor e equipamento estão no ambiente condicionado, o cálculo se dá pela Equação 7.

$$HG_{equipamentos} = \left(\frac{P}{E_M}\right) F_{LM} F_{UM} \tag{7}$$

Sendo,

P: potência nominal (W),

E_M: eficiência do motor (como hipótese, considerou-se igual a um),

F_{LM}: fator de carga (usualmente igual a 1),

F_{UM}: fator de uso (usualmente igual a 1).

De acordo com a ASHRAE (2005) o fator $CLF_{equipamentos}$ em situações onde os equipamentos e o sistema de condicionamento de ar não operam continuamente é igual a um. O valor de é apresentado

Como exemplo, é apresentado abaixo o desenvolvimento do cálculo para a carga térmica devido ao computador:

$$HG_{computador} = \left(\frac{65\ W}{1{,}0}\right).1{,}0\ .1{,}0 = 65\ W$$

$$CT_{equipamentos} = 65W.1{,}0 = 65\ W$$

O mesmo cálculo foi realizado para os demais equipamentos e, o resultado é apresentado na Tabela 7.

Tabela 7: Carga térmica devido aos equipamentos.

Equipamento	P **(W)**	E_M	F_{LM}	F_{UM}	$HG_{equipamentos}$ **(W)**	CLF	$CT_{equipamentos}$**(W)**
Computador	65	1,0	1,0	1,0	65	1,0	65
Monitor	70	1,0	1,0	1,0	70	1,0	70
Jet Sonic	39	1,0	1,0	1,0	39	1,0	39
Carga térmica total devido aos equipamentos (W)							174

Fonte: Autoria própria, adaptado de ABNT NBR 16401-1.

3.2.3 Fontes de carga térmica externas ao ambiente condicionado

Foram consideradas como fontes de ganho de calor externo: paredes externas e internas, teto, piso e vidros. As equações utilizadas são fornecidas pela ASHRAE (2005).

A transmissão de calor através de elementos de vedação externos opacos, como paredes e tetos se dá por absorção de radiação solar na face externa da vedação e por condução e convecção. Nos elementos de vedação internos a transmissão se dá apenas por condução e convecção.

A Equação 8 apresenta como é feito o cálculo da carga térmica relativa às paredes externas em função da hora (h) .

$$CT_{paredes.ext}(h) = UA(CLTD_{corr}(h)) \quad (8)$$

Em que,

U: coeficiente global de transferência de calor (W/m².°C),

A: área (m²),

$CLTD_{corr}$: diferença de temperatura para carga térmica corrigida (°C).

Para avaliar a $CLTD_{corr}$ é necessário realizar algumas operações de correção que são apresentadas pela Equações 9 e 10:

$$CLTD_{corr}(h) = [(CLTD_{tab}(h) + LM)K + (25{,}5 - T_i)] + (T_m - 29{,}4) \quad (9)$$

$$T_m = T_{tab} - \frac{AD}{2} \quad (10)$$

Sendo,

$CLTD_{tab}$: diferença de temperatura para carga térmica tabelada (°C),

LM: correção de latitude e mês,

K: correção devido à cor da superfície (igual a 1,0 para paredes claras ou escuras em área industrial),

T_i: temperatura interna de projeto (°C),

T_m: temperatura média externa de projeto (°C),

T_{tab}: temperatura tabelada (°C),

AD: amplitude de temperatura de projeto (°C).

Os valores para o cálculo de T_m são extraídos da NBR 16401-1 para a cidade de Goiânia (T_{tab}=34,0 °C e AD=11,7). O valor do coeficiente global de transferência de calor para as paredes (2,26 W/m².°C) foi apresentado na secção 3.2.1.

Os valores de $CLTD_{tab}$ e de LM são obtidos através de tabelas apresentadas pela ASHRAE (2005) (ANEXO B). Para selecionar corretamente os valores deve-se selecionar o tipo de parede (de acordo com a densidade específica e o coeficiente global de transferência de calor calculado) e a orientação solar para a latitude específica. Como os valores apresentados nas tabelas são referentes a determinada latitude no hemisfério norte, para análise no hemisfério sul deve-se inverter a orientação solar e somar 6 meses a cada mês analisado. Isto é, o valor de $CLTD_{tab}$ numa parede norte em julho no hemisfério sul, corresponde ao valor encontrado nas tabelas da ASHRAE (2005) para parede sul em janeiro.

Tabela 8: Correção de latitude-mês para atender ao projeto.

LM para latitude 16°		
Mês	**SSE**	**OSO**
Janeiro	1,6	0,5
Fevereiro	0	-0,5
Março	-1,6	-1,1
Abril	-2,7	-2,2
Maio	-3,3	-3,8
Junho	-3,3	-4,4
Julho	-3,3	-3,8
Agosto	-2,7	-2,2
Setembro	-1,6	-1,1
Outubro	0	-0,5
Novembro	1,6	0
Dezembro	2,2	0

Fonte: Autoria própria, adaptado de ASHRAE (2005).

Tabela 9: Valores de $CLTD_{tab}$ para atender ao projeto.

Hora	$\boldsymbol{CLTD_{tab}}$**- SSE**	$\boldsymbol{CLTD_{tab}}$**- OSO**
8:00	6	7
9:00	6	6
10:00	7	6
11:00	8	5
12:00	10	5
13:00	10	6
14:00	11	6
15:00	12	6
16:00	12	7
17:00	12	9
18:00	13	10

Fonte: Autoria própria, adaptado de ASHRAE (2005).

Assim, visto que o método CLTD/CLF possibilita obter a máxima carga térmica no horário de pico de um mês específico, avaliou-se durante todos os meses do ano os horários de funcionamento do sistema de condicionamento de ar dos ambientes.

Por exemplo, para a parede externa do ambiente I, com orientação sul-sudeste, no mês de janeiro, às 18:00 horas, o cálculo da carga térmica é desenvolvido da seguinte forma:

$$T_m = 34{,}0\ °C - \frac{11{,}7°C}{2} = 28{,}2°C$$

$$CLTD_{corr}(18) = [(13{,}0\ °C + 1{,}60\ °C)1{,}00 + (25{,}5\ °C - 24{,}0\ °C)] + (28{,}2\ °C - 29{,}4\ °C)$$

$$CLTD_{corr}(18) = 14{,}9\ °C$$

$$CT_{paredes.ext}(18) = 2{,}26\frac{W}{m^2.°C}.4{,}75\ m^2.14{,}9\ °C = 160\ W$$

Como as paredes externas com orientação solar sul-sudeste, dos ambientes II e III possuem as mesmas dimensões e características da parede analisada acima, o resultado de carga térmica apresentado para essas paredes é o mesmo. Logo o valor total da carga térmica nessa orientação solar, às 18:00 horas é de 480,0 W.

Utilizou-se um editor de planilhas para organizar e executar os cálculos. A análise dos resultados mostrou que tanto nas paredes externas com orientação solar sul-sudeste (SSE) quanto na parede com orientação solar oés-sudoeste (OSO) os maiores valores são nos meses de janeiro e dezembro.

Tabela 10: Carga térmica total dos ambientes relativa às paredes externas nos meses de maior ganho de calor.

	Janeiro			**Dezembro**		
Hora	**CT-SSE(W)**	**CT-OSO(W)**	**CT-TOTAL(W)**	**CT-SSE(W)**	**CT-OSO(W)**	**CT-TOTAL(W)**
8:00	254,4	176,3	430,7	273,7	165,0	438,7
9:00	254,4	153,7	408,1	273,7	142,4	416,1
10:00	286,6	153,7	440,3	305,9	142,4	448,3
11:00	318,8	131,1	449,9	338,2	119,8	457,9
12:00	383,2	131,1	514,3	402,6	119,8	522,3
13:00	383,2	153,7	536,9	402,6	142,4	544,9
14:00	415,4	153,7	569,1	434,8	142,4	577,1
15:00	447,6	153,7	601,3	467,0	142,4	609,4
16:00	447,6	176,3	623,9	467,0	165,0	632,0
17:00	447,6	221,5	669,1	467,0	210,2	677,2
18:00	480,0	244,0	724,0	499,2	232,8	732,0

Fonte: Autoria própria.

No caso de paredes internas, o cálculo da carga térmica leva em consideração apenas o coeficiente global de transferência de calor (U), a área da parede (A) entre locais com diferentes temperaturas, e a diferença de temperatura (em °C) entre os ambientes que estão sendo separados (ΔT). Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 11.

$$CT_{paredes.int} = UA(\Delta T) \quad (11)$$

Como exemplo, para o ambiente IV, cuja todas paredes são internas, o cálculo da carga térmica devido às paredes internas é desenvolvido da seguinte forma:

$$CT_{paredes.int} = 2{,}26\frac{W}{m^2.°C}\ .26{,}9\ m^2.(28{,}0\ °C - 24{,}0\ °C) = 243\ W$$

Desenvolveu-se o mesmo cálculo para os demais ambientes e o resultado calculado é apresentado na Tabela 11.

Tabela 11: Carga térmica devido às paredes internas.

Ambiente	**Parede Interna com ΔT≠0 (m²)**	**Carga térmica (W)**
I	3,82	34,5
II	3,82	34,5
III	12,6	114
IV	26,9	243
Carga térmica total (W)		426

Fonte: Autoria própria.

O cálculo de carga térmica para tetos que sofrem insolação é semelhante ao realizado para paredes externas. Entretanto, neste projeto os ambientes analisados se encontram no térreo de uma edificação, logo o teto desses ambientes não sofre incidência solar, se assemelhando mais às condições adotadas para paredes internas. Sendo assim, o cálculo da carga térmica associada aos tetos leva em consideração apenas a variação de temperatura (ΔT), em °C, a área do teto (A) em m², e o coeficiente global de transferência de calor (U) em W/m².°C

$$CT_{tetos} = UA(\Delta T) \quad (12)$$

Como apresentado na seção 3.2.1, o coeficiente global de transferência de calor para os tetos é de 0,85 W/m².°C. A área do teto de cada um dos ambientes, conforme consta na Tabela 1, é de 10 m². Além disso, considerou-se que a variação de temperatura entre os ambientes superiores e o teto é de ΔT=4°C.

Tabela 12: Carga térmica devido ao teto.

Ambiente	Área do piso (m²)	Carga térmica (W)
I	10	33,82
II	10	33,82
III	10	33,82
IV	10	33,82
Carga Térmica Total (W)		135,27

Fonte: Autoria própria.

Para pisos, o cálculo da carga térmica é análogo ao realizado para paredes internas. Faz-se necessário o conhecimento do coeficiente global de transferência de calor (U), a área da do piso (A) e a diferença de temperatura ΔT (em °C).

$$CT_{pisos} = UA(\Delta T) \tag{13}$$

O valor do coeficiente global de transferência de calor para pisos consta na secção 3.2.1. (1,23 W/m².°C). E a máxima variação de temperatura considerada é de 4°C.

Tabela 13: Carga térmica devido ao piso.

Ambiente	Área do piso (m²)	Carga térmica (W)
I	10	49,06
II	10	49,06
III	10	49,06
IV	10	49,06
Carga Térmica Total (W)		196,2

Fonte: Autoria própria.

A transmissão de calor através de vidros (ou elementos de vedação externos transparentes) se dá por absorção e transmissão de radiação solar na face externa e por condução e convecção na parte interna.

A carga térmica associada aos vidros (CT_{vidros}) se dá pela soma das parcelas referente à condução ($CT_{condução}$) e radiação ($CT_{radiação}$), calculadas a cada hora (h).

$$CT_{vidros}(h) = CT_{condução}(h) + CT_{radiação}(h) \tag{14}$$

A carga térmica para vidros associada à condução se dá por:

$$CT_{condução}(h) = U_{vidro}A_{vidro}[CLTD_{corr.vidro}(h)] \tag{15}$$

$$CLTD_{corr.vidro}(h) = [(CLTD_{tab}(h) + LM) + (25{,}5 - T_i)] + (T_m - 29{,}4) \quad (16)$$

$$T_m = T_{tab} - \frac{AD}{2} \quad (17)$$

Em que:

U_{vidro}: coeficiente global de transferência de calor (W/m².°C),

A_{vidro}: área de vidro (m²),

$CLTD_{corr.vidro}$: diferença de temperatura para carga térmica para vidros corrigida (°C),

$CLTD_{tab}$: diferença de temperatura para carga térmica tabelada para vidros (°C),

LM: correção de latitude e mês,

T_i: temperatura interna de projeto (°C),

T_m: temperatura média externa de projeto (°C),

T_{tab}: temperatura tabelada (°C),

AD: amplitude de temperatura de projeto (°C).

Como a inércia térmica do vidro é considerada muito baixa, não apresentando efeitos muito significativos de acordo com a orientação solar, há uma tabela própria para a $CLTD_{tab}$ que leva em consideração apenas a hora (h) para determinada latitude e que serve para todos os vidros (ANEXO C). Já a correção de latitude-mês (LM) é análoga ao executado para paredes externas.

A carga térmica referente à radiação é calculada através de:

$$CT_{radiação}(h) = A_{vidro}(SC)(SHGF)[CLF(h)] \quad (18)$$

Sendo:

A_{vidro}: área do vidro (m²),

SC: coeficiente de sombreamento,

$SHGF$: ganho de calor solar (W/m²),

$CLF(h)$: fator para carga térmica horária.

O coeficiente de sombreamento (SC) é tabelado e definido de acordo com o tipo de vidro, já o ganho de calor solar ($SHGF$) é obtido através de tabelas da ASHRAE (2005) de acordo com a latitude, mês e orientação solar. Como as tabelas padronizadas são referentes às latitudes no hemisfério norte, é necessário, para análise no hemisfério sul, inverter a orientação solar e somar 6 meses a cada mês analisado (ANEXO C).

No caso do fator para carga térmica horária, ($CLF(h)$), as tabelas variam conforme o tipo de vidro e presença ou não de persiana interna. É necessário ainda a orientação solar e a definição do tipo de ambiente (leve, médio ou pesado) que basicamente leva em consideração o produto da massa específica e a espessura do piso do ambiente. No presente projeto foi adotado um ambiente do tipo médio.

A carga térmica total referente aos vidros foi maior nos meses de janeiro e dezembro, assim como foi constatado no caso de paredes externas.

Tabela 14: Carga térmica total dos ambientes relativa aos vidros nos meses de maior ganho de calor.

	Janeiro			**Dezembro**		
Hora	$CT_{condução}$ **(W)**	$CT_{radiação}$ **(W)**	**CT-TOTAL (W)**	$CT_{condução}$ **(W)**	$CT_{radiação}$ **(W)**	**CT-TOTAL (W)**
8:00	51,53	280,80	332,33	68,24	210,60	278,84
9:00	79,39	336,96	416,35	96,10	252,72	348,82
10:00	107,24	393,12	500,36	123,95	294,84	418,79
11:00	162,95	430,56	593,51	179,66	322,92	502,58
12:00	190,81	486,72	677,53	207,52	365,04	572,56
13:00	246,52	505,44	751,96	263,23	379,08	642,31
14:00	246,52	524,16	770,68	263,23	393,12	656,35
15:00	274,37	580,32	854,69	291,08	435,24	726,32
16:00	274,37	730,08	1004,5	291,08	547,56	838,64
17:00	246,52	954,72	1201,2	263,23	716,04	979,27
18:00	246,52	1048,3	1294,8	263,23	786,24	1049,5

Fonte: Autoria própria.

3.2.4 Síntese da carga térmica total devido à fatores internos e externos ao ambiente

A análise dos dados obtidos através dos cálculos de carga térmica devido aos fatores diretamente incidentes ao ambiente condicionado mostrou que os maiores valores de carga térmica foram obtidos às 18:00 em todos os meses. Os maiores resultados, como já citado, se deram entre janeiro e dezembro.

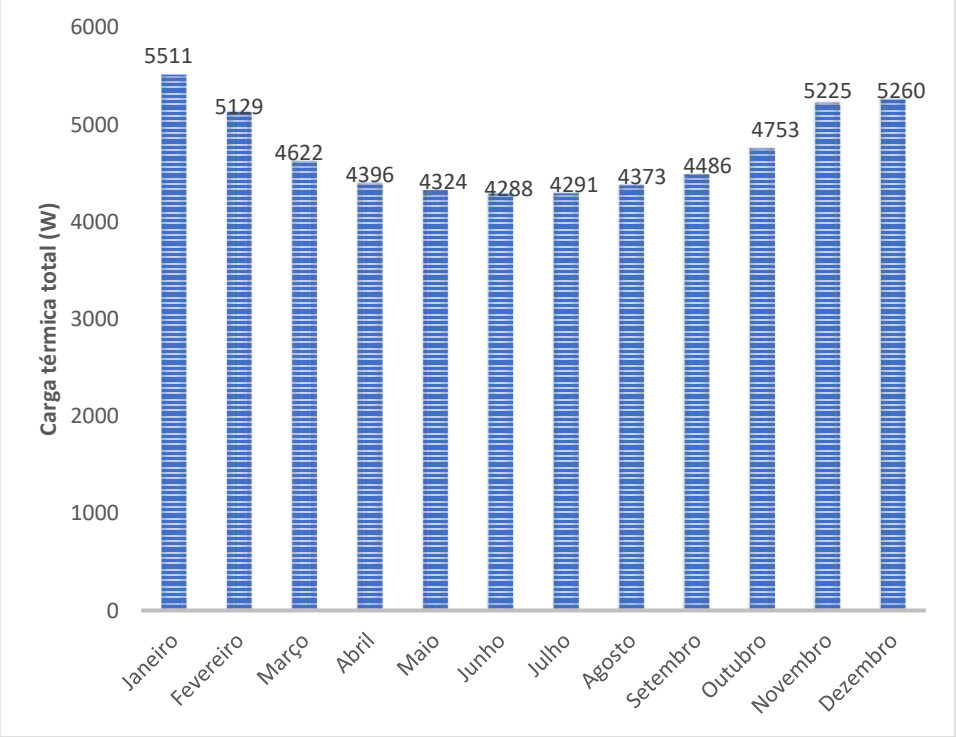
Tabela 15: Carga térmica total de janeiro a dezembro referente às 18:00 horas.

	Jan	**Fev**	**Mar**	**Abr**	**Mai**	**Jun**	**Jul**	**Ago**	**Set**	**Out**	**Nov**	**Dez**
CT-Pessoas (W)	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300,	1300	1300
CT-Iluminação (W)	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0	840,0
CT-Equipamentos (W)	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0	696,0
CT-Paredes Externas (W)	724,0	638,3	574,1	514,6	459,9	446,5	459,9	514,6	574,1	638,3	700,2	719,3
CT-Paredes Internas (W)	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0	426,0
CT-Vidros (W)	1295	998,3	555,5	388,8	372,1	349,4	339,3	366,1	419,5	622,8	1033	1049
CT-Tetos (W)	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80	33,80
CT-Pisos (W)	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3	196,3
CT- Total (W)	**5511**	**5129**	**4622**	**4396**	**4324**	**4288**	**4291**	**4373**	**4486**	**4753**	**5225**	**5260**

Fonte: Autoria Própria.

Na somatória total de todas as cargas térmicas até então avaliadas, obteve-se que a carga máxima de pico, proveniente dos fatores internos e externos, se deu às 18:00 horas em janeiro, como mostra a Figura 7.

Figura 7: Variação da carga térmica total no horário de pico durante o ano.

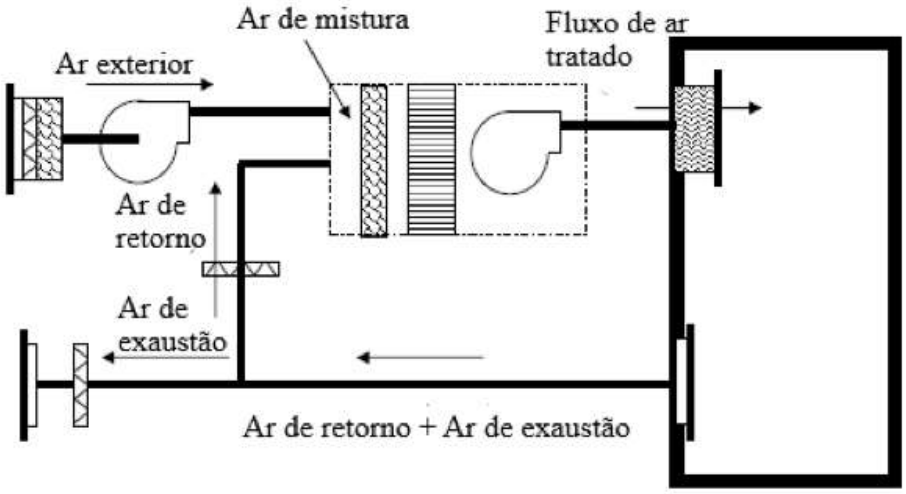


Fonte: Autoria própria.

3.2.5 Carga térmica proveniente da renovação de ar

A Figura 11 apresenta os fluxos de ar resultantes de um processo de condicionamento de ar em um sistema com renovação forçada. O fluxo de ar tratado é insuflado pelo condicionador de ar no ambiente. Parte do ar vindo do ambiente retorna ao condicionador de ar e parte sofre exaustão, de forma a propiciar a admissão de ar exterior. O fluxo de ar exterior mistura-se com o ar de retorno, e essa mistura é filtrada e insuflada no ambiente. No caso de um sistema com renovação total de ar interno, todo o ar do ambiente sofre exaustão, ou seja, nenhuma parcela de ar de retorno é novamente insuflada no ambiente (TEYKAL,2014).

Figura 8: Sistema de ar com renovação forçada.



Fonte: Autoria própria, adaptado de TEYKAL (2014).

A renovação com ar exterior promove a redução na concentração de poluentes gasosos e vapores gerados internamente no ambiente condicionado, como dióxido de carbono, odores, poeira fina e micro-organismos (como vírus e bactérias).

Com a pandemia da COVID-19 e as informações apresentadas na introdução do presente trabalho, esse fator entrou em evidência.

Conforme a vazão de ar exterior, as condições de temperatura e a umidade relativa do local do projeto, a parcela de carga térmica relativa à renovação de ar pode ser muito significativa. De forma geral, quanto maior for a vazão de ar externo, maior será a sua parcela na carga térmica nas serpentinas.

Realizando um balanço de energia no ambiente climatizado obtêm-se que a carga térmica total associada à renovação de ar ($CT_{renovação}$) é dada pela Equação 19.

$$CT_{renovação} = \dot{m}_{ar_{exterior}}(h_{ar_{exterior}} - h_{ar_ambiente}) \quad (19)$$

Onde,

$\dot{m}_{ar_exterior}$: vazão mássica de ar exterior (kg/s),

$h_{ar_ambiente}$: entalpia do ar ambiente (kJ/kg),

$h_{ar_exterior}$: entalpia do ar exterior (kJ/kg).

Para se obter a vazão mássica de ar exterior é necessário estipular a vazão volumétrica mínima de ar externo para o ambiente estudado. No caso deste projeto são feitas três análises distintas: sem renovação de ar, com renovação seguindo a norma ABNT NBR 7256, por fim, com 100% de renovação de ar, seguindo orientação da ASHRAE (2020) específicas para a pandemia provocada pelo vírus Sars-CoV-2.

3.2.5.1 Sem renovação de ar interno

Numa situação onde não há renovação de ar externo no ambiente, como por exemplo onde há uso de ar condicionados splits ou janela simples, a renovação do ar é mínima, feita apenas por fretas de portas e janelas, assim a parcela de carga térmica associada à renovação é desconsiderada ($CT_{renovação} = 0$).

3.2.5.2 Renovação parcial

A ABNT NBR 7256 é a norma brasileira específica para tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS). Não há, entretanto, um valor mínimo de vazão de ar exterior específico para consultórios odontológicos expresso nela. Por isso, aproxima-se o ambiente de um consultório odontológico ao de um quarto para pacientes com infecção transmitida pelo ar (ANEXO D) com vazão mínima de ar exterior estipulada em 6 (m³/h)/m². Logo, como a área dos ambientes estudados apresentam 10 m², o valor da vazão mínima de ar exterior para cada ambiente é de 60 m³/h.

Já de acordo com ANVISA em sua Resolução-RDC n°50 a vazão mínima a ser considerada é de (27 m³/h)/pessoa. Como em cada ambiente é previsto no máximo a presença de três pessoas, o valor de vazão mínima de ar exterior para cada ambiente deve ser de 81 m³/h.

Dentre os resultados, opta-se pelo de maior valor para propiciar a melhor qualidade do ar, logo, 81 m³/h. Nota-se que, se os consultórios tivessem mais de 13,5 m² de área, a vazão adotada seria a da norma NBR ABNT 7256.

Assim, pode-se obter o valor da vazão mássica de ar exterior ($\dot{m}_{ar_exterior}$), em kg/s, a partir da Equação 20.

$$\dot{m}_{ar_exterior} = \frac{\rho \dot{Q}_{ar_exterior}}{3600} \quad (20)$$

Em que,

$\dot{Q}_{ar_exterior}$: vazão mínima de ar exterior (m³/h),

ρ: massa específica do ar (kg/m³)

A massa específica do ar pode ser estipulada nas condições de Ar padrão sem grande interferência nos resultados (1,204 kg/m³). Assim, o valor obtido para a vazão mássica de ar exterior na situação de renovação parcial é de 0,027 kg/s. Sendo $h_{ar_ambiente}$= 50,1 kJ/kg e $h_{ar_exterior}$=64,8 kJ/kg (retiradas da Tabela 3), o valor carga da térmica total associada à renovação de ar é de 396,9 W em cada um dos ambientes.

3.2.5.3 Renovação total

Para atender ao requisito de 100% de renovação de ar interno de cada um dos ambientes avaliados, a princípio considera-se que, sendo os ambientes estabelecidos como quartos para pacientes com infecção transmitida pelo ar, o valor de vazão mínima de ar total estipulado pela ABNT NBR 7256 é de 18 (m³/h)/m². Assim, a vazão mínima de ar total é de 180 m³/h.

Entretanto, adotando-se o critério da avaliação da necessidade fisiológica mínima do ar de renovação, baseado na concentração de dióxido de carbono no ambiente interno, pode-se realizar outra análise que visa manter um valor estacionário de CO_2 para os ambientes.

A concentração de CO_2 no ambiente está diretamente relacionada com a quantidade de pessoas e o nível de atividade que as mesmas realizam no local. O organismo humano consome oxigênio e produz dióxido de carbono e vapor de água, que são eliminados durante a respiração. No ambiente externo a concentração usual de CO_2 varia entre 300 e 500 ppm (parte por milhão). Já num ambiente interno, fechado, as concentrações geralmente são maiores pelo fato de que as atividades metabólicas realizadas no ambiente geram dióxido de carbono que é diluído no ar

local aumentando assim sua concentração. Garantir níveis de CO_2 adequados no ambiente é fundamental para obter qualidade do ar interno.

Adotando a metodologia apresenta pela ANSI/ASHRAE Standart 62.1-2007 para vazões mínimas requeridas para ar respirável baseado em concentrações de CO_2, tem-se que, a princípio, estabelecer a máxima concentração de dióxido de carbono no ambiente. No caso, estipulou-se uma concentração máxima de 500 ppm (correspondente a 0,05% em volume no ar) visando garantir uma excelente qualidade do ar. Adotou-se ainda que a concentração de dióxido de carbono no ar externo é de 300 ppm (0,03%). Outro fator a se considerar é o tipo de atividade desenvolvida dentro dos ambientes estudados (ANEXO E). No presente projeto considera-se que os ocupantes dos ambientes praticam atividades mecânicas leves, com geração de calor metabólico de 2 met (1met = 58,2 W/m²). Tem-se então que a vazão mínima de ar exterior ($\dot{Q}_{ar_exterior}$) que satisfaça a condição de 0,05% de dióxido de carbono em regime estacionário nos ambientes estudados é dada por:

$$\dot{Q}_{ar_exterior} = G/(Ci - Ce) \tag{21}$$

$$G = M/4 \tag{22}$$

Onde,

Ci:concentração interna de CO_2 (0,05% ou 0,0005),

Ce: concentração externa de CO_2 (0,03% ou 0,0003),

M: atividade exercida (2 met),

G: produção de CO_2 em L/min.

Assim, para os dados considerados, obteve-se $\dot{Q}_{ar_exterior}$ = (2500 L/min)/pessoa. Logo, a vazão mínima de ar exterior correspondente à renovação total de ar interno que garante atingir o regime estacionário de dióxido de carbono em cada ambiente é de 450 m³/h. O valor obtido é consideravelmente maior do que o primeiro, que leva em consideração os dados fornecidos pela NBR 7256:2005, e visando garantir a melhor qualidade possível do ar interno, é o utilizado na presente análise.

Com isso, obtém-se o valor da vazão mássica de ar exterior na situação de renovação total de 0,151 kg/s. Assim, a carga térmica associada à renovação total de ar interno para as condições adotadas é de 2212,35 W para cada ambiente.

3.2.6 Ganhos diversos

Existem outros ganhos de calor externos ao ambiente condicionado, como os ganhos devido aos ventiladores dos próprios equipamentos, e ganhos nos dutos e exfiltração, que devem ser incluídos no cálculo da carga térmica. Tratam-se de ganhos que representam carga adicional nas serpentinas dos condicionadores de ar, mas que não incidem diretamente sobre o ambiente. Esses ganhos são considerados integralmente como carga térmica, sem necessidade de correção por fatores de carga de resfriamento (TEYKAL, 2014).

O ganho de calor devido aos ventiladores é, de forma geral, gerado pela sua ineficiência em insuflar o ar no ambiente. Seu valor pode ser tanto estimado como, no caso de falta de informações, considerado entre uma faixa de 5 a 10% da carga sensível interna do ambiente condicionado. O ganho de calor nos dutos (desde que bem isolados) representa cerca de 1% da carga sensível do ambiente, já os valores adotados de ganho de calor por exfiltração do ar insuflado pelas redes de dutos é normalmente maior, entre 1 e 3% da carga sensível do ambiente (TEYKAL, 2014).

Neste projeto considerou-se que o ganho de calor devido aos ganhos diversos representa 10% da carga sensível interna do ambiente. Como a somatória da carga térmica sensível interna dos ambientes é de 5132 W (Tabela 16), o ganho estimado devido à fatores diversos é de 513,2 W.

Tabela 16: Valores da carga sensível interna nos ambientes.

Ambiente	**CT-Pessoas (sensível) (W)**	**CT-Iluminação (W)**	**CT-Equipamentos (W)**	**CT-Paredes Externas (W)**	**CT-Paredes Internas (W)**	**CT-Vidros (W)**	**CT-Tetos (W)**	**CT-Pisos (W)**	**CT-Total(W)**
I	205,0	210,0	174,0	404,0	34,5	431,6	33,8	49,1	1542
II	205,0	210,0	174,0	160,0	34,5	431,6	33,8	49,1	1298
III	205,0	210,0	174,0	160,0	114,1	431,6	33,8	49,1	1377
IV	205,0	210,0	174,0	0,000	243,4	0,000	33,8	49,1	915,2
							Total (W)		5132

Fonte: Autoria própria.

4 RESULTADOS DOS CÁLCULOS DA CARGA TÉRMICA E DAS CONDIÇÕES FINAIS DE PROJETO

Nessa seção são apresentados os resultados provenientes dos cálculos de carga térmica, as condições finais de projeto, o dimensionamento e seleção dos equipamentos dos equipamentos para cada sistema.

4.1 Resultados gerais dos cálculos de carga térmica

Os resultados finais de carga térmica total, obtidos utilizando valores no horário de pico (18:00 horas) do mês de máximo ganho de calor (janeiro) são apresentados à seguir para cada uma das condições avaliadas (sistema sem renovação de ar interno, sistema com renovação parcial de ar interno e sistema com renovação total de ar interno).

4.1.1 Sistema de condicionamento de ar sem renovação de ar interno

Os resultados totais para o cálculo de carga térmica total na situação de ausência de renovação de ar interno são apresentados na Tabela 17. A carga térmica total calculada para esse sistema foi de 6126 W (1,74 TR).

Tabela 17: Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de ausência de renovação de ar interno.

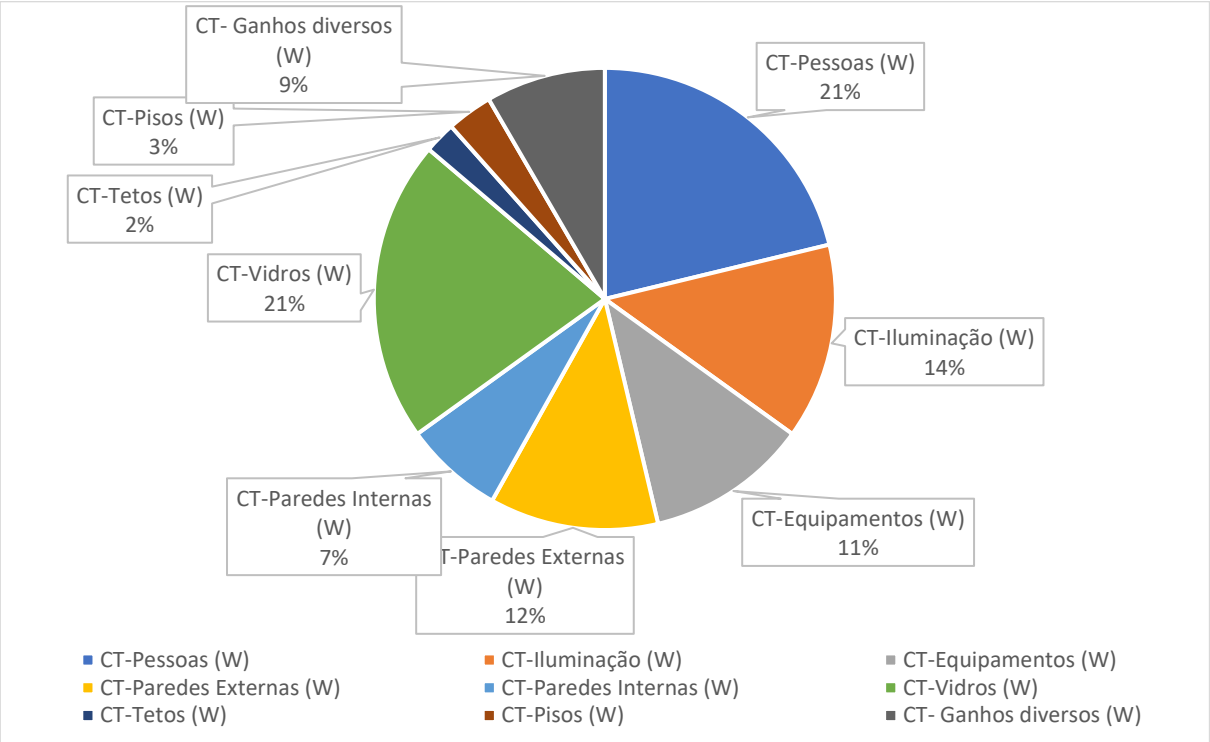
	Ambiente I	**Ambiente II**	**Ambiente III**	**Ambiente IV**	**Total**
CT-Pessoas (W)	325,0	325,0	325,0	325,0	1300
CT-Iluminação (W)	210,0	210,0	210,0	210,0	840,0
CT-Equipamentos (W)	174,0	174,0	174,0	174,0	696,0
CT-Paredes Externas (W)	404,0	160,0	160,0	0,000	724,0
CT-Paredes Internas (W)	34,50	34,50	114,1	243,4	427,0
CT-Vidros (W)	431,6	431,6	431,6	0,000	1295
CT-Tetos (W)	33,80	33,82	33,82	33,82	135,0
CT-Pisos (W)	49,06	49,06	49,06	49,06	196,0
CT- Ganhos diversos (W)	128,3	128,3	128,3	128,3	513,0
CT- Total (W)	1790	1546	1626	1164	6126

Fonte: Autoria própria.

As contribuições de cada parcela podem ser proporcionalmente avaliadas observando a Figura 8. A carga térmica associada aos vidros e às pessoas foram as que mais contribuíram

para o resultado da carga térmica total. Com esses resultados recomenda-se o uso de persianas ou películas de proteção solar.

Figura 9: Distribuição de carga térmica - sem renovação de ar interno.



Fonte: Autoria própria.

4.1.2 Sistema de condicionamento de ar com renovação parcial de ar interno

Os resultados totais para o cálculo de carga térmica total na situação de renovação parcial de ar interno são apresentados na Tabela 18. A carga térmica total calculada para esse sistema foi de 7.713 W (2,20 TR).

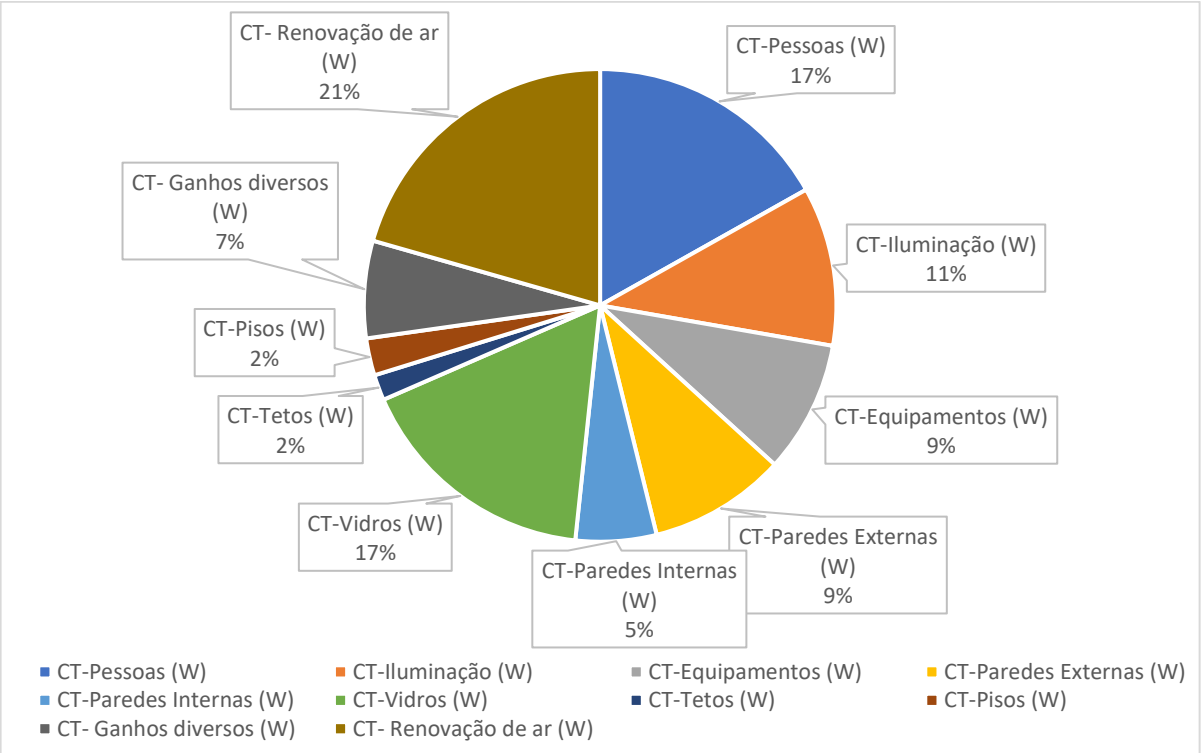
Tabela 18: Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de renovação parcial de ar interno.

	Ambiente I	Ambiente II	Ambiente III	Ambiente IV	Total
CT-Pessoas (W)	325,0	325,0	325,0	325,0	1300
CT-Iluminação (W)	210,0	210,0	210,0	210,0	840,0
CT-Equipamentos (W)	174,0	174,0	174,0	174,0	696,0
CT-Paredes Externas (W)	404,0	160,0	160,0	0,000	724,0
CT-Paredes Internas (W)	34,50	34,50	114,1	243,4	427,0
CT-Vidros (W)	431,6	431,6	431,6	0,000	1295
CT-Tetos (W)	33,80	33,82	33,82	33,82	135,0
CT-Pisos (W)	49,06	49,06	49,06	49,06	196,0
CT- Ganhos diversos (W)	128,3	128,3	128,3	128,3	513,0
CT- Renovação de ar (W)	396,9	396,9	396,9	396,9	1587
CT- Total (W)	2187	1943	2023	1560	**7713**

Fonte: Autoria própria.

A carga térmica associada à renovação de ar foi a que mais contribuiu para o valor encontrado para a carga térmica total dos ambientes, correspondendo a 21%, seguido da parcela correspondente aos vidros e às pessoas, ambos com 17% do valor total. As contribuições de cada parcela podem ser proporcionalmente avaliadas na Figura 9.

Figura 10: Distribuição de carga térmica - com renovação parcial de ar interno.



Fonte: Autoria própria.

4.1.3 Sistema de condicionamento de ar com renovação total de ar interno

Os resultados finais para o cálculo de carga térmica total na situação de renovação total de ar interno são apresentados na Tabela 19. A carga térmica total calculada para esse sistema foi de 14970 W (4,26 TR).

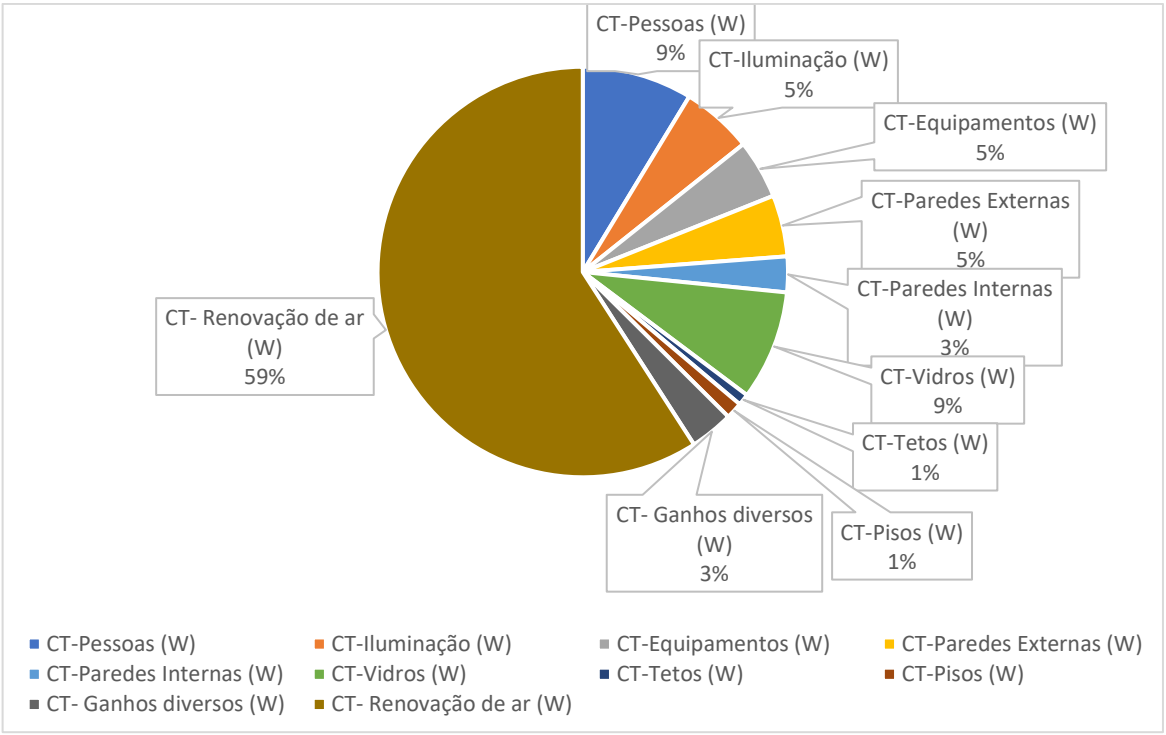
Tabela 19: Parcelas que compõe a carga térmica total dos quatro ambientes na condição de renovação total de ar interno.

	Ambiente I	**Ambiente II**	**Ambiente III**	**Ambiente IV**	**Total**
CT-Pessoas (W)	325,0	325,0	325,0	325,0	1300
CT-Iluminação (W)	210,0	210,0	210,0	210,0	840,0
CT-Equipamentos (W)	174,0	174,0	174,0	174,0	696,0
CT-Paredes Externas (W)	404,0	160,0	160,0	0,000	724,0
CT-Paredes Internas (W)	34,50	34,50	114,1	243,4	427,0
CT-Vidros (W)	431,6	431,6	431,6	0,000	1295
CT-Tetos (W)	33,80	33,82	33,82	33,82	135,0
CT-Pisos (W)	49,06	49,06	49,06	49,06	196,0
CT- Ganhos diversos (W)	128,3	128,3	128,3	128,3	513,0
CT- Renovação de ar (W)	2212	2212	2212	2212	8849
CT- Total (W)	4002	3758	3837	3373	**14970**

Fonte: Autoria própria.

A carga térmica associada à renovação de ar foi a que mais contribuiu para o valor encontrado para a carga térmica total dos ambientes, correspondendo a 59% do valor total. As contribuições de cada parcela podem ser proporcionalmente avaliadas na Figura 10.

Figura 11: Distribuição de carga térmica - com renovação total de ar interno.



Fonte: Autoria própria.

4.2 Condições finais de projeto

Dados os resultados obtidos através dos cálculos de carga térmica para cada sistema, define-se então as condições finais de projeto para poder realizar a seleção e dimensionamento dos sistemas de distribuição de ar e seus componentes.

4.2.1 Níveis de filtragem

Visando garantir o nível de filtragem mínimo necessário a ABNT NBR 7256 estipula uma vazão mínima de ar total que deve ser adotada em estabelecimentos assistenciais de saúde, entretanto, neste projeto é feita a análise de três condições distintas, uma das quais, sem renovação de ar, desrespeitando o orientado na norma ABNT NBR 7256 e na Resolução-RDC n°50 da ANVISA.

Na condição de ausência de renovação de ar interno, o equipamento apenas realizará o condicionamento do ar interno, sem receber nenhuma parcela de ar externo para renovação do ar. Além disso, não há preocupação com o nível de filtragem, utilizando apenas um filtro do tipo grosso da classe G4, utilizado para reter poeira e partículas mais grossas.

Já na condição de renovação parcial, os valores adotados levaram em consideração o disposto na ABNT NBR 7256 e na Resolução-RDC n°50 da ANVISA. A vazão mínima de ar externo adotada foi de 27 (m³/h)/pessoa e a vazão mínima de ar total de 18 (m³/h)/m². Logo, uma parcela do ar interior é captada da atmosfera e insuflado no ambiente com uma parcela de ar proveniente de recirculação. Os níveis de filtragem adotados para o ar insuflado são das classes G3+F7, associando um filtro tipo grosso e um tipo fino.

Na condição de renovação total de ar interno, todo o ar do ambiente interno é renovado, ou seja, não há contribuição de ar recirculado. Assim, a vazão mínima de ar externo é coincidente com a vazão mínima de ar total. Além disso o nível de filtragem adotado é de alta eficiência, com filtro do tipo HEPA (*High Efficiency Particulate Air*), antecedido de filtro do tipo grosso para filtrar partículas maiores.

Tabela 20: Vazões mínimas de ar externo e ar total adotadas.

Condição	Vazão mínima de ar externo (m³/h)	Vazão mínima de ar insuflado (m³/h)	Vazão mínima de ar total (m³/h)	Níveis de filtragem
Sem renovação de ar	Desprezível	Ausente	Ausente	G4
Renovação parcial	81	99	180	G3 + F7
Renovação total	450	Ausente	450	G3 + HEPA 13

Fonte: Autoria Própria.

4.3 Dimensionamento e seleção dos sistemas de distribuição de ar e seus componentes

4.3.1 Resumo dos principais tipos de sistemas de distribuição de ar

A seguir são apresentados os principais tipos de sistemas de distribuição de ar utilizados, que serviram de base para a escolha dos equipamentos necessários para cada sistema estudado no presente projeto.

4.3.1.1 Ar condicionado de janela

O ar condicionado do tipo janela apresenta configuração simplificada, com unidade condensadora e evaporadora presentes em um mesmo aparelho, sendo que a evaporadora permanece dentro do ambiente a ser condicionado, enquanto que a condensadora permanece fora do mesmo.

Esse tipo de sistema de refrigeração apresenta baixo rendimento energético e não realiza renovação de ar interno. Além disso, é apenas capaz de atender a baixas capacidades, apresenta

ruído próximo ao ambiente condicionado, a distribuição do ar no ambiente é dependente do posicionamento do aparelho e o alcance do ar refrigerado costuma ser pequena.

Como pontos positivos, vale destacar que é um equipamento de baixo custo e fácil instalação, sendo necessário apenas um ponto de energia elétrica, uma abertura numa parede voltada para o exterior e, geralmente, um suporte metálico.

4.3.1.2 Sistema tipo split

O sistema do tipo split consiste em um sistema unitário de pequeno porte, no qual a unidade evaporadora é instalada no ambiente a ser condicionado e a unidade condensadora é instalada no ambiente externo, a uma distância que pode chegar a até cerca de 10 m da evaporadora.

De forma geral, esse tipo de sistema não realiza renovação de ar, apenas faz a recirculação do ar interno. Além disso, a distribuição de ar depende do posicionamento do aparelho.

O equipamento apresenta moderada eficiência e uma faixa de capacidade mais ampla que o tipo janela. Também apresenta custo relativamente baixo e fácil instalação, necessitando apenas de uma pequena abertura na parede para a passagem dos tubos de fluido refrigerante, dreno e alimentação elétrica. Destaca-se também que a maior parte do ruído se concentra na parte externa do ambiente condicionado.

4.3.1.3 Sistemas tipo VRV

Os sistemas do tipo VRV ou “volume de refrigerante variável” (do inglês *Variable Refrigerant Volume*) têm o mesmo processo de construção de um aparelho split, com diferença que a unidade condensadora é capaz de fornecer fluido refrigerante para muitas unidades evaporadoras. Além disso, a unidade condensadora pode estar até cerca de 100 metros distante das evaporadoras.

O VRV também não realiza renovação de ar, sendo necessário para isso um sistema separado de exaustão.

4.3.1.4 Sistema tipo *self-contained*

O sistema do tipo *self-contained* é um sistema compacto que reúne todas as unidades comuns do sistema de expansão direta em um único equipamento. Apresenta uma capacidade de média a alta, sendo possível encontrar aparelhos que atendam uma faixa de 3TR a 60TR.

Esse tipo de sistema possibilita a renovação do ar interno e a distribuição do ar é dependente de seu posicionamento, além disso, geralmente apresenta boa eficiência térmica ao trocar calor com ar, visto que não é necessária uma extensa linha de dutos até o evaporador.

O custo desse tipo de equipamento costuma ser mais elevado, além de que é adequado que um único equipamento sirva apenas a ambientes com mesmo grau de assepsia.

4.3.1.5 Sistemas de refrigeração por água gelada

O sistema de refrigeração por água gelada é um sistema de expansão direta, no qual a água representa o fluido intermediário para retirar a carga térmica que é transferida pelo ar quente ou frio.

A água é resfriada no *chiller*, uma unidade compacta de alta capacidade, e bombeada através de dutos até o *fan coil*, que é um condicionador de ar constituído basicamente de ventilador, serpentina e filtros.

Esse tipo de sistema é geralmente utilizado em aplicações que requerem grandes capacidades, normalmente em grandes edificações, e apresenta alto custo.

4.4 Seleção do equipamento de distribuição de ar

Conhecidos os principais tipos de equipamentos de condicionamento de ar, realiza-se então a seleção que melhor atenda cada sistema apresentado neste projeto.

4.4.1 Sistema sem renovação de ar interno

Para o sistema sem renovação de ar interno, visto que não há imposições sobre a qualidade do ar interno, há a princípio três opções de sistemas de condicionamento de ar a se considerar:

- Utilizar um ar condicionado do tipo janela nos ambientes I, II e III, e um tipo split no IV (visto que nesse ambiente não há como colocar um do tipo janela, por não ter parede externa);
- Utilizar um ar condicionado do tipo split em cada ambiente;
- Utilizar um sistema tipo VRV com uma unidade condensadora e quatro unidades evaporadoras, uma em cada ambiente.

Nesse caso optou-se por um sistema do tipo split para cada um dos ambientes, pois são mais modernos e eficientes que os modelos tipo janela e apresentam o custo inferior em relação ao sistema VRV.

A carga térmica total calculada para cada ambiente na condição de ausência de renovação de ar é apresentada na Tabela 21. Como sistemas do tipo split são mais facilmente encontrados em Unidade Térmica Britânica por hora (BTU/h), o valor total de carga térmica nessa unidade também é apresentado.

Tabela 21: Resumo das cargas térmicas totais dos quatro ambientes na condição de ausência de renovação de ar interno.

	CT-Sensível(W)	**CT-Total(W)**	**CT-Total (BTU/h)**
Ambiente I	1542	1790	6108
Ambiente II	1298	1546	5275
Ambiente III	1377	1626	5548
Ambiente IV	915,2	1164	3972
TOTAL	5132	6126	20903

Fonte: Autoria própria.

Os aparelhos de ar condicionado tipo split são padronizados. Para atender às necessidades dos ambientes estudados, considerando ainda uma margem de segurança que atenda às perdas ocasionadas pela tubulação, optou-se por escolher quatro aparelhos com capacidade 9000 BTU/h da marca LG modelo S4-Q09WA5WB (ANEXO F).

4.4.2 Sistema com renovação parcial de ar interno e sistema com renovação total de ar interno

Para os sistemas com renovação de ar parcial e total, vale ressaltar que a escolha do equipamento de refrigeração de ar deve considerar os seguintes fatores que são dispostos na ABNT NBR 7256 e na RDC/Anvisa n.º 50:

- Apenas ambientes que apresentam o mesmo nível de assepsia podem ser atendidos pelo mesmo sistema de refrigeração,
- O fluxo de ar deve ser dar da área menos contaminada para a mais contaminada,
- O gradiente de pressão de quartos para pacientes com infecção transmitida pelo ar deve ser negativo,
- É vedado o retorno através do forro,
- Os dutos de ar devem ser unidos por meio de juntas flangeadas, à prova de vazamentos,
- As tomadas de ar exterior devem ser localizadas de forma a evitar a aspiração de descargas de exaustão de agentes poluidores ou gases nocivos,
- O valor máximo de ruído produzido pelo sistema de condicionamento de ar deve ser 45 dB.

Sendo assim, em ambas análises, optou-se pela utilização de uma unidade do tipo *self-contained*, pois necessita-se apenas de um equipamento de condicionamento de ar para o conjunto de ambientes, visto que possuem as mesmas exigências e nível de assepsia.

Considerando que a carga térmica total calculada para o sistema com renovação de ar parcial foi de 2,20 TR, selecionou-se a unidade *self-contained* da UNITCON, modelo PWR-SFHT030-R410A que atende até 3,0 TR. Já para o sistema com renovação de ar total, a carga térmica total encontrada foi de 4,26 TR, assim, selecionou-se a unidade *self-contained* da UNITCON, com condensação a água, tipo *tube-and-tube*, que atende até 5,0 TR.

O condicionador de ar, em ambos casos, deve ser instalado no exterior, o mais próximo possível dos ambientes, em local sem trânsito de pessoas e com área livre para captação e despejo de ar.

4.4.2.1 Seleção e dimensionamento dos componentes do sistema de distribuição de ar

A definição da quantidade e posicionamento dos difusores em cada um dos ambientes é o passo inicial na seleção dos componentes do sistema de distribuição de ar.

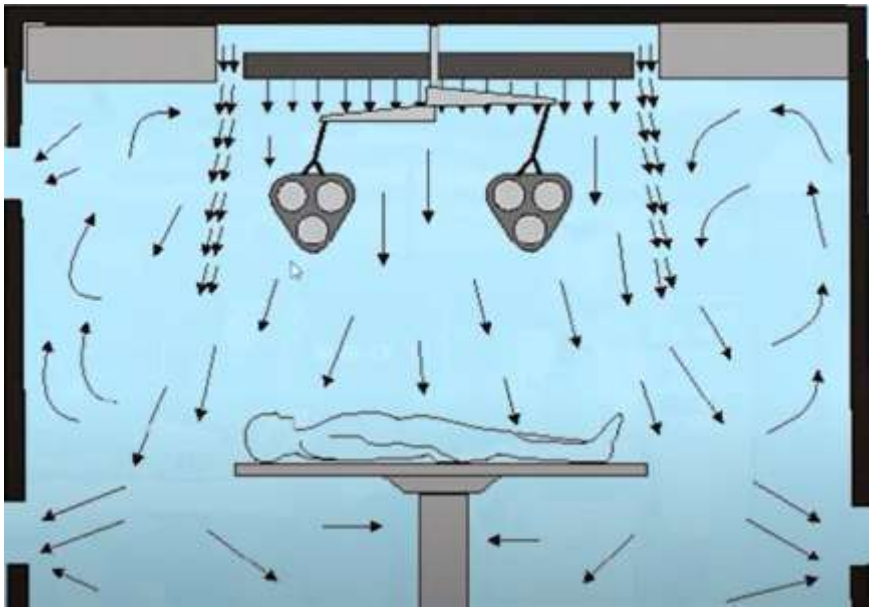
A escolha do difusor e de sua configuração no ambiente é fundamental para garantir um bom controle de temperatura, umidade e pressão, além de proteção biológica, velocidade de ar adequada e nível de ruído dentro do recomendável.

A movimentação do ar é um fator muito importante de ser analisado ao escolher o tipo e o posicionamento de um difusor. Existe na literatura dois tipos básicos de configuração, a

turbulenta onde há diluição dos contaminantes no ambiente e a laminar, na qual há deslocamento dos contaminantes de forma praticamente unidirecional.

Sistemas tradicionais, em geral, apresentam configuração turbulenta, entretanto há sistemas especiais, como os desenvolvidos para uso em salas cirúrgicas com alto grau de pureza, que contam com um fluxo praticamente unidirecional sobre o paciente, como mostra a Figura 12. Neste tipo de sistema o ar é insuflado verticalmente pelo difusor de fluxo unidirecional sem que seja misturado com o ar do ambiente devido aos difusores cortina de ar, localizados na parte perimetral, que geram uma barreira de ar impedindo que os contaminantes entrem na área onde é realizada os procedimentos de saúde.

Figura 12: Difusores para salas cirúrgicas.



Fonte: Trox Academy (2020).

Um fator limitante na escolha desse tipo de sistema neste projeto é que os equipamentos disponíveis no mercado que atendem a essa configuração possuem dimensões que ultrapassam o disponível nos ambientes estudados.

Uma possível solução passa a ser então utilizar difusores lineares com jato vertical posicionado sobre a cadeira odontológica, com alcance suficiente para o fluxo passar pelo paciente, visto que o mesmo, pelas condições usuais de procedimentos odontológicos, é o que apresenta maior risco de sofrer contaminação. Nessa condição, mesmo sem o difusor cortina de ar, é possível ter um direcionamento do jato de ar, de forma que o fluxo de ar consiga varrer a sala em direção às grelhas de exaustão, que serão instaladas na parte inferior da parede, tentando assim reduzir o risco de contaminação microbiológica.

Logo, para ambos sistemas se optou por utilizar difusores lineares do tipo ALS-DS, da fabricante TROX (ANEXO G). Para o sistema com renovação de ar interno o difusor deve ter 1,0 m de comprimento, com 2 aberturas, operando com vazão de 100 m³/h por metro linear de difusor. Para o sistema com renovação total de ar interno são necessários dois difusores de 1,5 m, com 2 aberturas cada, operando com vazão de 150 m³/h por metro linear de difusor.

Dadas as vazões de ar calculadas e os tipos de filtros definidos em cada sistema, foi possível fazer a seleção dos filtros. Os filtros devem ser instalados na tubulação antes do ar ser insuflado pelos difusores no ambiente. No sistema com renovação parcial de ar interno há necessidade de instalar um filtro grosso G3, para realizar uma pré-filtragem do ar, retirando partículas maiores, seguido de um filtro fino F7. Para atender às condições de projeto, selecionou-se para a pré-filtragem o filtro TROX classe G3 modelo F70B 30 (ANEXO H), com meio filtrante em fibra de vidro descartável estruturada com malha não elástica, de construção encartonado plano, com dimensões 0,289x0,592 m, velocidade de face nominal de 2,5 m/s e com perda de carga inicial de 65 Pa, com valor final recomendado de 150 Pa (situação de filtro sujo). O filtro fino selecionado foi da TROX modelo PFN-F7, com moldura em aço zincado e meio filtrante em nanofibras sintéticas em forma de bolsas, dimensões de 0,289x0,592 m e diferencial de pressão de 80 a 250 Pa.

Para o sistema com renovação total de ar interno faz-se necessário instalar um pré-filtro G3, seguido de um filtro de alta eficiência H13. Selecionou-se o mesmo modelo de filtro grosso anterior (F70B 30), com diferença apenas nas dimensões (0,305x0,610 m). Para o filtro de alta eficiência, selecionou-se o modelo F781 da TROX, um filtro H13 elaborado em papel filtrante e microfibra de vidro, com certificação de eficiência e penetração, com moldura em aço zincado, dimensões de 0,305x0,610 m, e diferencial de pressão de 250-375 Pa.

As grelhas de retorno funcionam retirando parte do ar interno de um ambiente condicionado e levando até o sistema de condicionamento para que seja novamente refrigerado e filtrado para retornar ao ambiente interno junto com uma parcela de ar externo que também é refrigerado e filtrado. No caso de um sistema onde há total renovação de ar interno a grelha serve para captar o ar interno para que seja descartado no exterior.

Para o sistema com renovação parcial de ar foi selecionada a grelha de retorno da TROX modelo VAT com dimensões de 0,625x0,075 m, com vazão de 100 m³/h, perda de pressão de 1,2 Pa e ruído de 5 dB(A). Já para o sistema com renovação total de ar interno selecionou-se o mesmo modelo de grelha, com dimensões de 1,025x0,075 m, com vazão de 450 m³/h, perda de pressão de 7,0 Pa e 25 dB(A) de nível sonoro. Em ambos casos, as grelhas devem ser instaladas, por recomendação do fabricante, a cerca de 20 cm do piso nas paredes externas. Como no

ambiente IV não há paredes externas, é necessário instalar numa parede interna. O ar capturado pelas grelhas passará ainda por um filtro G4 presente no *self-contained* antes de ser descartado no ambiente. Devido à localização em que deve ser posicionado o condicionador de ar, não se considera necessário utilizar filtros mais finos.

Os reguladores de vazão são utilizados em sistemas de fluxo de ar de volume constante. São adequados tanto para fornecer quanto para extrair ar. Em uma determinada faixa de vazão o registro fecha, mantendo uma vazão pré-definida.

No sistema com renovação parcial de ar interno optou-se por utilizar um regulador de vazão da TROX, tipo EN com silencializador, de 0,2x0,1 m, com perda de pressão de 50 Pa e nível de ruído de 32 dB(A). O mesmo tipo de regulador também atende ao sistema com renovação total de ar interno.

4.4.2.2 Determinação das perdas de pressão

A Tabela 22 apresenta um resumo dos equipamentos escolhidos para o sistema com renovação parcial e com renovação total de ar interno.

Tabela 22: Equipamentos escolhidos nos sistemas com renovação parcial de total de ar interno.

Equipamento	Dados	Sistema com renovação parcial de ar interno	Sistema com renovação total de ar interno
Difusor	Modelo	ALS-DS	ALS-DS
	Dimensão (m)	1,0x0,115	3,0x0,115
	Nível sonoro dB(A)	25	43
	Perda de pressão (Pa)	1,6	3,3
	Quantidade total necessária	4	4
Filtro de ar	Modelo	F70B 30	F70B 30
	Dimensão (m)	0,289x0,592	0,305x0,610
	Nível sonoro dB(A)	-----	----
	Perda de pressão (Pa)	65-150	65-150
	Quantidade total necessária	4	4
	Modelo	PFN-F7	F781
	Dimensão (m)	0,289x0,592	0,305x0,610
	Nível sonoro dB(A)	----	----
	Perda de pressão (Pa)	80-250	250-375
	Quantidade total necessária	4	4
Grelha de retorno	Modelo	VAT	VAT
	Dimensão (m)	0,625x0,075	1,025x0,075
	Nível sonoro dB(A)	5	25
	Perda de pressão (Pa)	1,2	7,0
	Quantidade total necessária	4	4
Regulador de vazão	Modelo	EN	EN
	Dimensão (m)	0,2X0,1	0,2X0,1
	Nível sonoro dB(A)	18	18
	Perda de pressão (Pa)	50	50
	Quantidade total necessária	4	4

Fonte: Autoria própria.

Considerando os dados apresentados na Tabela 22, tem-se então que o valor da perda de pressão correspondente aos equipamentos é de 637,6 Pa na condição de filtros limpos e 1661,2 Pa na condição de filtros sujos. Enquanto que para o sistema com renovação total de ar esses valores são de 1351,2 Pa e 2191,2 Pa respectivamente.

Os condicionadores de ar *self-contained* selecionados são capazes de operar mesmo nas condições críticas e são adequados.

O projeto da rede de distribuição de ar dos sistemas não faz parte do escopo deste projeto, ficando de sugestão para um projeto futuro a realização do dimensionamento e verificação de perda de carga nos sistemas adotados.

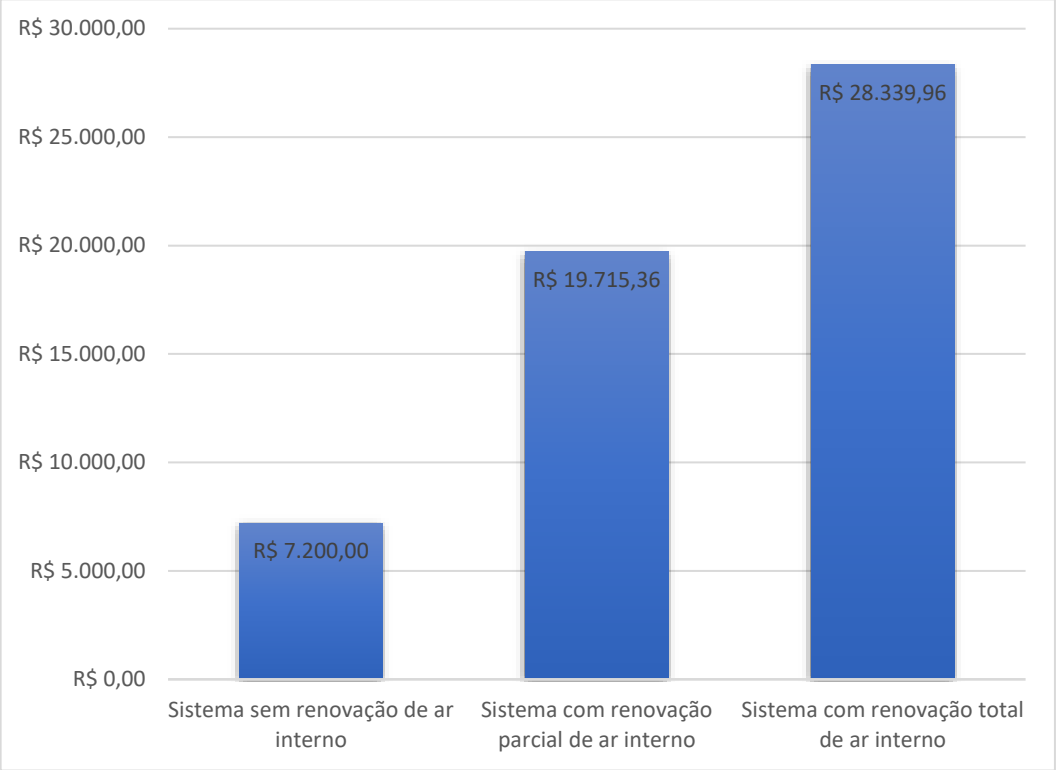
4.5 Análise dos resultados

A análise dos três sistemas de condicionamento de ar mostra que a carga térmica total associada ao sistema sem renovação de ar interno é de 1,74 TR. Já para o sistema com renovação parcial do ar interno, obedecendo a ABNT NBR 7256 e a Resolução-RDC n°50 da ANVISA, a carga térmica total é de 2,20 TR. Enquanto que para o sistema com total renovação de ar interno, visando atender à orientação da ASHRAE (2020) em tempos de pandemia de COVID-19, a carga térmica total é de 4,26 TR.

Assim, a carga térmica total calculada para o sistema com renovação total de ar interno mostra-se aproximadamente 145% superior à carga térmica associada ao sistema sem renovação de ar interno, e cerca de 94% superior à carga térmica do sistema com renovação parcial de ar interno.

Feita a escolha e dimensionamento dos equipamentos, realizou-se o levantamento dos custos para traçar um comparativo entre os custos referente aos equipamentos para os sistemas abordados neste trabalho. A média dos custos totais dos equipamentos necessários para cada um dos sistemas é apresentada pela Figura 13.

Figura 13: Comparativo entre os preços dos equipamentos nos três sistemas analisados.



Fonte: Autoria própria, com orçamentos realizados em dezembro de 2020.

Percebe-se que quanto maior a preocupação com a qualidade do ar interno, maiores são os custos envolvidos. Os equipamentos para o sistema com renovação total de ar interno custam cerca de 293% a mais que os equipamentos para um sistema sem renovação de ar interno. Já o sistema com renovação parcial é por volta de 174% mais caro que o sistema sem renovação de ar interior.

Apesar de apresentar o mais baixo custo, o sistema sem renovação de ar interno não segue as orientações previstas na ABNT NBR 7256 e na Resolução-RDC n°50 da ANVISA, não sendo indicado para uso em consultórios odontológicos.

O sistema com renovação total de ar interno é aproximadamente 44% mais caro que o sistema com renovação parcial. Ambos estão de acordo com as normas específicas para estabelecimentos assistenciais de saúde, entretanto, conforme apresentado pela ASHRAE (2020), o sistema com renovação total do ar interno é o mais indicado para tempos de pandemia de COVID-19.

Ressalta-se que optar por um sistema com renovação total de ar interno não implica a não-contaminação viral. De acordo com a ASHRAE (2020) “Mesmo o sistema de HVAC mais

robusto não pode controlar todos os fluxos de ar e impedir completamente a disseminação de um aerossol infeccioso ou transmissão de doenças por gotículas ou aerossóis". Assim, optar por um sistema com renovação total de ar interno nos consultórios odontológicos analisados, seria então apenas uma forma de tentar reduzir a propagação de doenças infecciosas, sendo complementar às medidas higiene, como assepsia local e de materiais, além do uso de máscaras pelos profissionais. Destaca-se ainda que, independentemente do tipo de sistema de condicionamento de ar, sem instalação e manutenção adequada, nenhum sistema é, de fato, eficiente.

5 CONCLUSÕES

O surgimento da pandemia causada pelo novo coronavírus, Sars-CoV-2, em março de 2020, acendeu o debate sobre formas de mitigação de doenças infecciosas. Estudos apontaram a influência de sistemas de condicionamento de ar na propagação do vírus. Protocolos de controle de transmissão do vírus pelos sistemas de ar condicionado foram fornecidos por entidades específicas, como a ASHRAE (2020). Entre as medidas sugeridas, destacam-se a exaustão geral do ar ambiente, criação de fluxo de ar direcional, pressurização das áreas e controle de temperatura e umidade relativa.

De forma geral, a troca de ar interno se mostrou importante para redução da propagação viral, além de aumentar a qualidade do ar ambiente. O uso de aparelhos tipo split ou janela apresentam limitações quanto à renovação de ar. Apesar de serem consideravelmente mais baratos em relação a outros sistemas de condicionamento de ar, eles não são seguros do ponto de vista de controle de infecção microbiológica.

A análise dos três sistemas de condicionamento de ar presentes neste projeto mostrou que a carga térmica total associada ao sistema sem renovação de ar interno foi de 1,74 TR, e que o custo de equipamentos para suprir esse sistema é de R$ 7.200,00. Já para o sistema com renovação parcial do ar interno, obedecendo a ABNT NBR 7256 e a Resolução-RDC n°50 da ANVISA, a carga térmica total calculada foi de 2,20 TR, com custo total de equipamentos estimado em R$ 19.715,36. Para o sistema com total renovação de ar interno, visando atender à orientação da ASHRAE (2020) em tempos de pandemia de COVID-19, a carga térmica total calculada foi de 4,26 TR, e o custo com equipamentos para suprir esse sistema foi de R$ 28.339,96. Assim, o custo de se utilizar um sistema com total renovação de ar interno é cerca de 293% superior ao de um sistema sem renovação de ar interno e 44% superior ao sistema com renovação parcial.

Mesmo optando por um sistema de condicionamento de ar com total renovação de ar interno, não há como garantir que não haverá contaminação por doenças infecciosas, como a COVID-19. Entretanto, desde que o sistema seja projetado e instalado de forma apropriada, e que conte com um plano de manutenção bem-executado, com limpeza e troca de filtros adequadas, além de que, juntamente a isto seja associado a adoção de protocolos de saúde nos ambientes, pode-se então garantir que o sistema poderá reduzir as chances de contaminação.

REFERÊNCIAS

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

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS(ABNT). **NBR 16401-3: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 3: Qualidade do ar interior**. Rio de Janeiro, p. 24. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 7256: Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS) – Requisitos para projeto e execução das instalações**. Rio de Janeiro, p. 22. 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **Projeto 02:135.07-001/2: Desempenho térmico de edificações parte 2**. Rio de Janeiro, p.21, 2003.

ANVISA - AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA. **Serviços Odontológicos: Prevenção e controle de riscos.** Brasília, p.152. 2006.

ANVISA - AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA. **Resolução da diretoria colegiada – RDC n.°50,** de 21 de fevereiro de 2002.

ANVISA - AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA. **Resolução – RE n.°09,** de 16 de janeiro de 2003.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Documento de Posição da ASHRAE sobre Aerossóis Infecciosos**. p.25, Atlanta, 2020.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Principles of Heating Ventilating and Air conditioning**. 8 ed. Atlanta, 2017.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Handbook of Fundamentals**. Atlanta, 2005.

ANSI/ASHRAE Standard 62.1. **Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality**. Atlanta, 2007.

BERGMAN T.L.; LAVINE, A.S.; INCROPERA, F.P. DEWITT, D.P., **Fundamentos de Tranferência de Calor e de Massa**, ed. 7, Rio de Janeiro: LTC, 2015.

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Portaria n° 3523**, de 28 de agosto de 1998.

MINISTÉRIO DA SAÚDE. **Portaria n°1565,** de 18 de junho de 2020.

LI, Y., H. QIAN, J. HANG, et al. 2020. **Evidence for probableaerosol transmission of SARS-CoV-2 in a poorly ventilated restaurant.** Preprint. medRxiv. Disponível em: https://tinyurl.com/y4he3e9j. Acesso em outubro de 2020.

LABEEE. **Metodologia Utilizada na Elaboração da Biblioteca de Materiais e Componentes Construtivos Brasileiros para Simulações no VisualE-31**. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LABEEE), Núcleo de Pesquisa em Construção (NPC), Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, 19 p. 2003.

THOMÉ, G., BERNARDES, S.R., GUANDALINI, S., GUIMARÃES, M.C.V. **Manual de boas práticas em biossegurança para ambientes odontológicos**. CFO, 2020.

HERNANDEZ NETO, A., **Ar condicionado e Ventilação: Aulas 04-07**. Disponível em: https://edisciplinas.usp.br/mod/folder/view.php?id=2839478. Acesso em setembro de 2020.

PENG, X. et al. **Transmission routes of 2019-nCoV and controls in dental practice**. Disponível em: https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/32127517/. Acesso em outubro de 2020.

TEYKAL, J. **Apostila de Carga Térmica**. Curso de extensão em Engenharia do Ar Condicionado. Coordenação e apoio: Instituto Militar de Engenharia. 93 p., 2014.

TROX ACADEMY. Sistemas de HVAC para Centros Cirúrgicos. 2019 (29m52s). Disponível em:https://www.youtube.com/watch?v=PUV9tgTzasY&t=452s&ab_channel=TROXAcademyBR. Acesso em novembro de 2020.

ANEXO A: Tabelas para parâmetros de projeto (ABNT NBR 16401-1:2008).

GO	Goiânia			Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
				16,63S	49,22W	747m	92,67	82/01	anuais	30,2	36,6	1,0	8,2	1,9
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Out	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	35,0	20,3	24,5	29,8	23,1	19,6	26,0		99,6%	11,9	4,7	5,8	25,7
ΔTmd	1%	34,0	20,7	24,1	29,4	22,9	19,3	25,7		99%	13,2	6,2	6,4	23,8
11,7	2%	33,1	20,8	23,7	28,9	22,2	18,5	25,2						

Tabela A.2 — Fração da variação média diária da temperatura ΔTmd

hora	f	hora	f	hora	f
01	0,87	09	0,71	17	0,10
02	0,92	10	0,56	18	0,21
03	0,96	11	0,39	19	0,34
04	0,99	12	0,23	20	0,47
05	1,00	13	0,11	21	0,58
06	0,98	14	0,03	22	0,68
07	0,93	15	0,00	23	0,76
08	0,84	16	0,03	24	0,82

Fonte: ASHRAE Fundamentals *Handbook* 2005 chap. 28 – *Climatic design information.*

Tabela C.1 — Taxas típicas de calor liberado por pessoas

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

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

[a] O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

[b] O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

[c] Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, *"Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations"*, Tabela 1.

Tabela C.3 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Computadores

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

ANEXO B: Tabelas para cálculo de carga térmica de paredes externas (ASHRAE, 2005).

Group No.	Description of Construction	Mass, kg/m²	U-Value, W/(m²·°C)
100-mm Face brick + (brick)			
C	Air space + 100-mm face brick	405	2.03
D	100-mm common brick	440	2.36
C	25-mm insulation or air space + 100-mm common brick	440	1.00-1.71
B	50-mm insulation + 100-mm common brick	430	0.63
B	200-mm common brick	635	1.71
A	Insulation or air space + 200-mm common brick	635	0.87-1.38
100-mm Face brick + (heavyweight concrete)			
C	Air space + 50-mm concrete	459	2.00
B	50-mm insulation + 100-mm concrete	474	0.66
A	Air space or insulation + 200-mm or more concrete	698-928	0.62-0.64
100-mm Face brick + (light or heavyweight concrete block)			
E	100-mm block	303	1.81
D	Air space or insulation + 100-mm block	303	0.86-1.40
D	200-mm block	342	1.56
C	Air space or 25-mm insulation + 150-mm or 200-mm block	356-434	1.25-1.56
B	50-mm insulation + 200-mm block	434	0.55-0.61
100-mm Face brick + (clay tile)			
D	100-mm tile	347	2.16
D	Air space + 100-mm tile	347	1.60
C	Insulation + 100-mm tile	347	0.96
C	200-mm tile	470	1.56
B	Air space or 25-mm insulation + 200-mm tile	470	0.81-1.26
A	50-mm insulation + 200-mm tile	474	0.55
Heavyweight concrete wall + (finish)			
E	100-mm concrete	308	3.32
D	100-mm concrete + 25-mm or 50-mm insulation	308	0.68-1.14
C	50-mm insulation + 100-mm concrete	308	0.68
C	200-mm concrete	532	2.78
B	200-mm concrete + 25-mm or 50-mm insulation	537	0.65-1.06
A	50-mm insulation + 200-mm concrete	537	0.65
B	300-mm concrete	762	2.39
A	300-mm concrete + insulation	762	0.64
Light and heavyweight concrete block + (finish)			
F	100-mm block + air space/insulation	142	0.91-1.49
E	50-mm insulation + 100-mm block	142-181	0.60-0.65
E	200-mm block	229-249	1.67-2.28
D	200-mm block + air space/insulation	200-278	0.85-0.98
Clay tile + (finish)			
F	100-mm tile	190	2.38
F	100-mm tile + air space	190	1.72
E	100-mm tile + 25-mm insulation	190	0.99
D	50-mm insulation + 100-mm tile	195	0.63
D	200-mm tile	308	1.68
C	200-mm tile + air space/25-mm insulation	308	0.86-1.31
B	50-mm insulation + 200-mm tile	308	0.56
Metal curtain wall			
G	With/without air space + 25- to 75-mm insulation	24-29	0.52-1.31
Frame wall			
G	25-mm to 75-mm insulation	78	0.46-1.01

.38

Table 32 CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	−1.6	−2.7	−2.7	−2.7	−1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	−0.5
	Jan/Nov	−1.6	−2.7	−2.2	−2.2	−0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	−0.5
	Feb/Oct	−1.6	−1.1	−1.1	−1.1	−0.5	−0.5	0.0	−0.5	−3.8	0.0
	Mar/Sept	−1.6	0.0	0.5	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	−2.7	−4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	−1.1	−2.7	−3.3	−4.4	−4.4	−1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	−1.6	−3.8	−4.4	−5.0	−4.4	−2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	−1.6	3.8	−5.0	−5.5	−4.4	−2.7
8	Dec	−2.2	−3.3	−3.3	−3.3	−1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	−2.7
	Jan/Nov	−1.6	−2.7	−3.3	−2.7	−1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	−2.2
	Feb/Oct	−1.6	−2.2	−1.6	−1.6	−0.5	−0.5	0.5	1.1	2.2	−0.5
	Mar/Sept	−1.6	−1.1	−0.5	−0.5	−0.5	−1.1	−1.1	−1.6	−2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	−0.5	−2.2	−2.7	−3.8	−3.8	−0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	−1.1	−2.7	−3.8	−5.0	−3.8	−1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	−1.1	−3.3	−4.4	−5.0	−3.8	−1.1
16	Dec	−2.2	−3.3	−4.4	−4.4	−2.2	−0.5	2.2	5.0	7.2	−5.0
	Jan/Nov	−2.2	−3.3	−3.8	−3.8	−2.2	−0.5	2.2	4.4	6.0	−3.8
	Feb/Oct	−1.6	−2.7	−2.7	−2.2	−1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	−2.2
	Mar/Sept	−1.6	−1.6	−1.1	−1.1	−0.5	−0.5	0.0	0.0	0.0	−0.5
	Apr/Aug	−0.5	0.0	−0.5	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	−2.7	−3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	−0.5	−2.2	−2.7	−3.8	−3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	−0.5	−2.2	−3.3	−4.4	−3.8	0.0
24	Dec	−2.7	−3.8	−5.0	−5.5	−3.8	−1.6	1.6	5.0	7.2	−7.2
	Jan/Nov	−2.2	−3.3	−4.4	−5.0	−3.3	−1.6	1.6	5.0	7.2	−6.1
	Feb/Oct	−2.2	−2.7	−3.3	−3.3	−1.6	−0.5	1.6	3.8	5.5	−3.8
	Mar/Sept	−1.6	−2.2	−1.6	−1.6	−0.5	−0.5	0.5	1.1	2.2	−1.6
	Apr/Aug	−1.1	−0.5	0.0	−0.5	−0.5	−1.1	−0.5	−1.1	−1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	−1.6	−1.6	−2.7	−3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	−1.6	−2.2	−3.3	−3.3	0.5
32	Dec	−2.7	−3.8	−5.5	−6.1	−4.4	−2.7	1.1	5.0	6.6	−9.4
	Jan/Nov	−2.7	−3.8	−5.0	−6.1	−4.4	−2.2	1.1	5.0	6.6	−8.3
	Feb/Oct	−2.2	−3.3	−3.8	−4.4	−2.2	−1.1	2.2	4.4	6.1	−5.5
	Mar/Sept	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−1.1	−0.5	1.6	2.7	3.8	−2.7
	Apr/Aug	−1.1	−1.1	−0.5	−1.1	0.0	−0.5	0.0	0.5	0.5	−0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	−1.1	−1.1	−2.2	−2.2	1.1
40	Dec	−3.3	−4.4	−5.5	−7.2	−5.5	−3.8	0.0	3.8	5.5	−11.6
	Jan/Nov	−2.7	−3.8	−5.5	−6.6	−5.0	−3.3	0.5	4.4	6.1	−10.5
	Feb/Oct	−2.7	−3.8	−4.4	−5.0	−3.3	−1.6	1.6	4.4	6.6	−7.7
	Mar/Sept	−2.2	−2.7	−2.7	−3.3	−1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	−4.4
	Apr/Aug	−1.1	−1.6	−1.1	−1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	1.6
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	−0.5	−0.5	1.1
48	Dec	−3.3	−4.4	−6.1	−7.7	−7.2	−5.5	−1.6	1.1	3.3	−13.8
	Jan/Nov	−3.3	−4.4	−6.1	−7.2	−6.1	−4.4	−0.5	2.7	4.4	−13.3
	Feb/Oct	−2.7	−3.8	−5.5	−6.1	−4.4	−2.7	0.5	4.4	6.1	−10.0
	Mar/Sept	−2.2	−3.3	−3.3	−3.8	−2.2	−0.5	2.2	4.4	6.1	−6.1
	Apr/Aug	−1.6	−1.6	−1.6	−1.6	−0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	−2.7
	May/Jul	0.0	−0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	−3.8	−5.0	−6.6	−8.8	−8.8	−7.7	−5.0	−2.7	−1.6	−15.5
	Jan/Nov	−3.3	−4.4	−6.1	−8.3	−7.7	−6.6	−3.3	−0.5	1.1	−15.0
	Feb/Oct	−3.3	−4.4	−5.5	−6.6	−5.5	−3.8	3.3	0.0	5.0	−12.2
	Mar/Sept	−2.7	−3.3	−3.8	−4.4	−2.7	−1.1	2.2	4.4	6.6	−8.3
	Apr/Aug	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	−4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	−1.1
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	0.5
64	Dec	−3.8	−5.0	−6.6	−0.8	−9.4	−10.0	−8.8	−7.7	−6.6	−16.6
	Jan/Nov	−3.8	−5.0	−6.6	−8.8	−8.8	−8.8	−7.2	−5.5	−4.4	−16.1
	Feb/Oct	−3.3	−4.4	−6.1	−7.7	−7.2	−5.5	−2.2	0.5	2.2	−14.4
	Mar/Sept	−2.7	−3.8	−5.0	−5.5	−3.8	−2.2	1.1	3.8	6.1	−11.1
	Apr/Aug	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	−6.1
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	−1.6
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.8	3.8	5.0	0.0

(1) Corrections in this table are in °C. The correction is applied directly to the CLTD for a wall or roof as given in Tables 29 and 31.

(2) The CLTD correction given in this table is not applicable to Table 33, Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass.

(3) For South latitudes, replace Jan. through Dec. by July through June.

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h 0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	Hr of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
Group A Walls																												
N	8	8	8	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	2	6	8	2
NE	11	11	10	10	10	9	9	9	8	8	8	9	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	11	22	8	11	3
E	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	11	11	12	12	12	12	12	13	13	13	13	13	13	22	10	14	4
SE	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	12	13	13	13	13	13	13	22	10	13	3
S	11	11	11	11	10	10	9	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	11	23	8	11	3
SW	14	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	10	10	10	11	12	13	13	14	14	24	9	14	5
W	15	15	15	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	13	14	14	15	1	10	15	5
NW	12	12	11	11	11	11	10	10	10	9	9	9	9	9	8	8	8	8	9	9	10	11	11	11	1	8	12	4

	Solar Time, h 0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	Hr of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
Group B Walls																												
N	8	8	8	7	7	6	6	6	5	5	5	5	5	5	5	6	6	7	7	8	8	8	8	8	24	5	8	3
NE	11	10	10	9	9	8	7	7	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11	11	12	12	12	11	11	21	7	12	5
E	13	13	12	11	10	10	9	8	8	9	9	10	12	13	13	14	14	15	15	15	15	15	14	14	20	8	15	7
SE	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	21	8	14	6
S	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	6	6	7	8	9	10	11	11	12	12	12	12	12	23	6	12	6
SW	13	13	14	13	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	9	10	11	13	14	15	15	16	16	24	7	16	9
W	16	16	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	9	11	12	14	15	16	16	17	24	8	17	9
NW	13	12	12	11	11	10	9	9	8	7	7	7	6	6	7	7	8	8	9	11	12	13	13	13	24	6	13	7
Group C Walls																												
N	9	8	7	7	6	5	5	4	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	9	9	9	10	9	9	22	4	10	6
NE	10	10	9	8	7	6	6	6	6	7	8	10	10	11	12	12	12	13	13	13	13	12	12	11	20	6	13	7
E	13	12	11	10	9	8	7	7	8	9	11	12	14	15	16	16	17	17	16	16	16	15	14	13	18	7	17	10
SE	13	12	11	10	9	8	7	6	7	7	9	10	12	14	15	16	16	16	16	16	16	15	14	13	19	6	16	10
S	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5	5	6	8	9	11	12	13	14	14	14	14	13	12	20	5	14	9
SW	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	6	6	6	7	8	10	12	14	16	18	18	18	18	17	22	6	18	12
W	17	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	8	9	11	13	16	18	19	20	19	18	22	7	20	13
NW	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	6	8	8	7	9	10	12	14	15	15	15	15	22	5	15	10
Group D Walls																												
N	8	7	7	6	5	4	3	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8	9	10	11	11	10	10	9	21	3	11	8
NE	9	8	7	6	5	5	4	4	6	8	10	11	12	13	13	13	14	14	14	13	13	12	11	10	19	4	14	10
E	11	10	8	7	6	5	5	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18	17	17	16	15	13	12	16	5	18	13
SE	11	10	9	7	6	5	5	5	7	10	12	14	16	17	18	18	18	17	17	16	15	14	13	12	17	5	18	13
S	11	10	8	7	6	5	4	4	3	3	4	5	7	9	11	13	15	16	16	16	15	14	13	12	19	3	16	13
SW	15	14	12	10	9	8	6	5	5	4	4	5	5	7	9	12	15	18	20	21	21	20	19	17	21	4	21	17
W	17	15	13	12	10	9	7	6	5	5	5	5	6	6	8	10	13	17	20	22	23	22	21	19	21	5	23	18
NW	14	12	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12	15	17	18	17	16	15	22	4	18	14
Group E Walls																												
N	7	6	5	4	3	2	2	2	3	3	4	5	6	7	8	10	10	11	12	12	11	10	9	8	20	2	12	10
NE	7	6	5	4	3	2	3	5	8	11	13	14	14	14	14	14	15	14	14	13	12	11	9	8	16	2	15	13
E	8	7	6	5	4	3	3	6	10	15	18	20	21	21	20	19	18	18	17	15	14	12	11	9	13	3	21	18
SE	8	7	6	5	4	3	3	4	7	10	14	17	19	20	20	20	19	18	17	16	14	13	11	10	15	3	20	17
S	8	7	6	5	4	3	2	2	3	5	7	10	14	16	18	19	18	17	16	14	13	11	10	10	17	2	19	17
SW	12	10	8	7	6	4	4	3	3	4	5	7	10	14	18	21	24	25	24	22	19	17	14	13	19	3	25	22
W	14	12	10	8	6	5	4	3	3	4	4	5	6	8	11	15	20	24	27	27	25	22	19	16	20	3	27	24
NW	11	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	7	9	11	14	18	21	21	20	18	15	13	20	3	21	18
Group F Walls																												
N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	12	13	13	13	11	9	7	6	19	1	13	12
NE	5	4	3	2	1	1	3	8	13	16	17	16	16	15	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6	11	1	17	16
E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	19	18	17	15	13	11	10	8	7	12	1	25	24
SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	20	19	17	16	14	12	10	8	7	13	1	24	23
S	5	4	3	2	2	1	1	1	2	4	7	11	15	19	21	22	21	19	17	15	12	10	8	7	16	1	22	21
SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	24	28	30	29	25	20	16	13	10	18	1	30	29
W	9	7	5	4	3	2	2	2	2	3	4	6	8	11	16	22	27	32	33	30	24	19	15	12	19	2	33	31
NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	15	19	24	28	28	24	20	16	12	10	19	1	28	25
Group G Walls																												
N	2	1	0	0	0	1	4	5	5	7	8	10	12	13	13	14	14	13	12	8	6	5	4	3	18	0	15	15
NE	2	1	1	0	0	5	15	20	22	20	16	15	15	15	15	15	14	12	10	8	6	5	4	3	9	0	22	22
E	2	1	1	0	0	6	17	26	30	31	28	22	19	17	17	16	15	13	11	8	7	5	4	3	10	0	31	31
SE	2	1	1	0	0	3	10	18	24	27	28	27	23	20	18	16	15	13	11	8	7	6	4	3	11	0	28	28
S	2	1	1	0	0	0	1	3	7	12	17	22	25	26	24	21	17	14	11	8	7	5	4	3	14	0	26	26
SW	3	2	2	1	0	0	1	3	4	6	9	14	21	28	33	35	34	29	20	13	10	7	6	4	16	0	35	35
W	4	3	2	1	1	1	1	3	5	6	8	10	15	23	31	37	40	37	27	16	11	8	6	5	17	1	40	39
NW	3	2	1	1	0	0	1	3	4	6	8	10	12	15	20	26	31	31	23	14	10	7	5	4	18	0	31	31

(1) *Direct Application of Table 7 Without Adjustments:*

Values in the Table were calculated using the following conditions for walls as outlined for the roof CLTD table, Table 5. These values may be used for all normal air-conditioning estimates usually without correction (except as noted below) when the load is calculated for the hottest weather.

For totally shaded walls use the North orientation values.

(2) *Adjustments to Table Values:*

The following equation makes adjustments for conditions other than those listed in Note (1).

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM)\,K + (25.5 - t_R) + (t_o - 29.4)$$

where

CLTD is from Table 7 at the wall orientation.

LM is latitude-month correction from Table 32.

K is a color adjustment factor and is applied after first making month-latitude adjustments

$K = 1.0$ if dark colored or light in an industrial area

$K = 0.83$ if permanently medium-colored (rural area)

$K = 0.65$ if permanently light-colored (rural area)

Credit should not be taken for wall color other than dark except where permanence of color is established by experience, as in rural areas or where there is little smoke.

Colors:

Light — Cream

Medium — Medium blue, medium green, bright red, light brown, unpainted wood, and natural color concrete

Dark — Dark blue, red, brown and green

$(25.5 - t_R)$ is indoor design temperature correction

$(T_o - 29.4)$ is outdoor design temperature correction, where t_R is the average outside temperature on design day.

(3) *Wall Construction Not Listed:*

The U-Values listed are only guides. The actual value of U as obtained from tables such as Table 4, Chapter 22 or as calculated for the actual wall structure should be used.

An actual wall construction not listed in this table (or Table 30) would be thermally similar to a wall in the table, if it has similar mass, and similar heat capacity. In that case, use the CLTD from this table as corrected by Note (2) above.

(4) *Additional Insulation:*

For each 1.23 $m^2 \cdot °C/W$ in R-value increase from insulation added to the wall structures, in Table 24, use the CLTD for the wall group with the next higher letter in the alphabet. For example, move to a group B wall when the initial wall group is C. When the insulation is added to the exterior of the construction rather than the interior, use the CLTD for the wall group two letters higher. If this is not possible, because a wall on Group A has already been selected, use an effective CLTD in the load calculation as given in the following table.

CLTD, Uncorrected, When Vertical Wall Structure is "Thermally" Heavier than Group A due to Added Insulation

N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
6.1	9.4	12.2	11.6	9.4	11.6	12.2	9.4

ANEXO C: Tabelas para cálculo de carga térmica devido aos vidros (ASHRAE, 2005).

Table 13 Overall Coefficients of Heat Transmission of Various Fenestration Products

Part A: U-Values for Vertical Installation[a], W/(m²·°C)

Glazing Type[b]	Glass Only: Center of Glass	Glass Only: Edge[c] of Glass	Aluminum Frame no thermal break (U_f=10.8): Product[d] Type R	Aluminum Frame no thermal break (U_f=10.8): Product[d] Type C	Aluminum Frame thermal break (U_f=5.7): Product[d] Type R	Aluminum Frame thermal break (U_f=5.7): Product[d] Type C	Wood or Vinyl Frame (U_f=2.3): Product[d] Type R	Wood or Vinyl Frame (U_f=2.3): Product[d] Type C
Single glazing								
Glass	6.30	0.00	7.44	6.98	6.19	6.25	5.11	5.56
3 mm acrylic	5.85	0.00	7.15	6.59	5.79	5.85	4.77	5.22
Double glass								
6 mm airspace	3.24	3.75	5.22	4.43	3.97	3.69	3.07	3.12
9 mm airspace	2.95	3.52	5.00	4.20	3.75	3.41	2.84	2.90
13 mm and greater airspace	2.78	3.35	4.94	4.09	3.63	3.35	2.78	2.78
Double glass, ϵ = 0.40 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.84	3.41	4.94	4.15	3.69	3.35	2.78	2.84
9 mm airspace	2.44	3.12	4.71	3.80	3.41	3.07	2.56	2.56
13 mm and greater airspace	2.33	3.07	4.60	3.69	3.29	2.95	2.44	2.38
Double glass, ϵ = 0.15 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.56	3.18	4.77	3.86	3.46	3.12	2.61	2.61
9 mm airspace	2.04	2.90	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
13 mm airspace	1.93	2.84	4.32	3.41	3.07	2.61	2.21	2.10
Double glass								
6 mm argon space	2.95	3.52	5.00	4.20	3.75	3.46	2.84	2.90
9 mm argon space	2.73	3.35	4.88	4.03	3.58	3.24	2.73	2.73
13 mm and greater argon space	2.61	3.24	4.66	3.92	3.52	3.18	2.67	2.67

Part A: U-Values for Vertical Installation[a], W/(m²·°C)

Glazing Type[b]	Glass Only: Center of Glass	Glass Only: Edge[c] of Glass	Aluminum Frame no thermal break (U_f=10.8): Product[d] Type R	Aluminum Frame no thermal break (U_f=10.8): Product[d] Type C	Aluminum Frame thermal break (U_f=5.7): Product[d] Type R	Aluminum Frame thermal break (U_f=5.7): Product[d] Type C	Wood or Vinyl Frame (U_f=2.3): Product[d] Type R	Wood or Vinyl Frame (U_f=2.3): Product[d] Type C
Single glazing								
Glass	6.30	0.00	7.44	6.98	6.19	6.25	5.11	5.56
3 mm acrylic	5.85	0.00	7.15	6.59	5.79	5.85	4.77	5.22
Double glass								
6 mm airspace	3.24	3.75	5.22	4.43	3.97	3.69	3.07	3.12
9 mm airspace	2.95	3.52	5.00	4.20	3.75	3.41	2.84	2.90
13 mm and greater airspace	2.78	3.35	4.94	4.09	3.63	3.35	2.78	2.78
Double glass, ϵ = 0.40 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.84	3.41	4.94	4.15	3.69	3.35	2.78	2.84
9 mm airspace	2.44	3.12	4.71	3.80	3.41	3.07	2.56	2.56
13 mm and greater airspace	2.33	3.07	4.60	3.69	3.29	2.95	2.44	2.38
Double glass, ϵ = 0.15 on surface 2 or 3								
6 mm airspace	2.56	3.18	4.77	3.86	3.46	3.12	2.61	2.61
9 mm airspace	2.04	2.90	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
13 mm airspace	1.93	2.84	4.32	3.41	3.07	2.61	2.21	2.10
Double glass								
6 mm argon space	2.95	3.52	5.00	4.20	3.75	3.46	2.84	2.90
9 mm argon space	2.73	3.35	4.88	4.03	3.58	3.24	2.73	2.73
13 mm and greater argon space	2.61	3.24	4.66	3.92	3.52	3.18	2.67	2.67
Double glass, ϵ = 0.40 on surface 2 or 3								
6 mm argon space	2.44	3.12	4.71	3.80	3.41	3.07	2.56	2.56
9 mm argon space	2.16	2.95	4.49	3.58	3.24	2.78	2.38	2.27
13 mm and greater argon space	2.04	2.90	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
Double glass, ϵ = 0.15 on surface 2 or 3								
6 mm argon space	2.04	2.90	4.43	3.52	3.18	2.73	2.33	2.21
9 mm argon space	1.70	2.73	4.20	3.24	2.90	2.44	2.10	1.93
13 mm and greater argon space	1.59	2.67	4.15	3.12	2.84	2.38	2.04	1.87
Double glazing, 3 mm acrylic or polycarbonate								
6 mm airspace	2.95	3.52	5.05	4.20	3.80	3.46	2.90	2.90
9 mm airspace	2.73	3.35	4.88	4.03	3.63	3.24	2.73	2.73
13 mm and greater airspace	2.61	3.24	4.83	3.92	3.52	3.18	2.67	2.67
Double glazing, 6 mm acrylic or polycarbonate								
6 mm airspace	2.73	3.35	4.88	4.03	3.63	3.24	2.73	2.73
9 mm airspace	2.50	3.18	4.77	3.86	3.46	3.07	2.61	2.56
13 mm and greater airspace	2.38	3.07	4.66	3.75	3.41	3.01	2.56	2.44
Triple glass								
6 mm airspace	2.16	2.95	4.49	3.63	3.24	2.84	2.38	2.33
9 mm airspace	1.93	2.84	4.32	3.41	3.07	2.61	2.21	2.16
13 mm and greater airspace	1.82	2.78	4.26	3.29	3.01	2.56	2.16	2.04
Triple glass, ϵ = 0.40 on surface 2, 3, 4 or 5								
6 mm airspaces	1.99	2.84	4.37	3.46	3.12	2.73	2.27	2.21
9 mm airspaces	1.70	2.73	4.20	3.24	2.95	2.50	2.10	1.99
13 mm and greater airspaces	1.59	2.67	4.09	3.12	2.84	2.33	2.04	1.87
Triple glass or double glass with polyester film suspended in between, ϵ = 0.15 on surface 2, 3, 4, or 5								
6 mm airspaces	1.87	2.78	4.32	3.35	3.01	2.56	2.21	2.10
9 mm airspaces	1.53	2.61	4.09	3.07	2.84	2.33	1.99	1.82
13 mm and greater airspaces	1.36	2.56	3.97	2.95	2.73	2.21	1.93	1.70
Triple glass or double glass with polyester film suspended in between, ϵ = 0.15 on surfaces 2 or 3 and 4 or 5								
6 mm airspaces	1.59	2.67	4.15	3.12	3.01	2.38	2.04	1.87
9 mm airspaces	1.25	2.56	3.92	2.90	2.67	2.10	1.82	1.65
13 mm and greater airspaces	1.08	2.50	3.80	2.73	2.56	1.99	1.76	1.48
Triple glass								
6 mm argon spaces	1.93	2.84	4.37	3.41	3.07	2.61	2.21	2.16
9 mm argon spaces	1.76	2.73	4.20	3.24	2.95	2.50	2.10	1.99
13 mm and greater argon spaces	1.65	2.67	4.15	3.18	2.90	2.38	2.04	1.93
Triple glass, ϵ = 0.40 on surface 2, 3, 4 or 5								
6 mm argon spaces	1.70	2.73	4.20	3.24	2.95	2.50	2.10	1.99
9 mm argon spaces	1.48	2.61	4.09	3.07	2.78	2.33	1.99	1.82
13 mm and greater argon spaces	1.42	2.61	4.03	3.01	2.73	2.21	1.93	1.76

Solar time, h	CLTD °C	Solar time, h	CLTD °C
0100	1	1300	7
0200	0	1400	7
0300	−1	1500	8
0400	−1	1600	8
0500	−1	1700	7
0600	−1	1800	7
0700	−1	1900	6
0800	0	2000	4
0900	1	2100	3
1000	2	2200	2
1100	4	2300	2
1200	5	2400	1

A. Single Glass

Type of Glass	Nominal Thickness[b]	Solar Trans.[b]	Shading Coefficient $h_\theta = 22.7$	Shading Coefficient $h_\theta = 7.0$
Clear	3 mm	0.86	1.00	1.00
	6 mm	0.78	0.94	0.95
	10 mm	0.72	0.90	0.92
	13 mm	0.67	0.87	0.88
Heat Absorbing	3 mm	0.64	0.83	0.85
	6 mm	0.46	0.69	0.73
	10 mm	0.33	0.60	0.64
	13 mm	0.24	0.53	0.58
B. Insulating Glass				
Clear Out, Clear In	3 mm[c]	0.71[e]	0.88	0.88
Clear Out, Clear In	6 mm	0.61	0.81	0.82
Heat Absorbing[d] Out, Clear In	6 mm	0.36	0.55	0.58

[a]Refers to factory-fabricated units with 5-, 6-, or 13-mm airspace or to prime windows plus storm sash.
[b]Refer to manufacturer's literature for values.
[c]Thickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit.
[d]Refers to gray, bronze, and green tinted heat-absorbing float glass.
[e]Combined transmittance for assembled unit.

Maximum Solar Heat Gain Factor, W/m² for Sunlit Glass, North Latitudes

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	95	95	174	464	663	770	782	704	628	782
Feb.	104	104	305	568	729	779	735	593	486	868
Mar.	110	167	441	647	745	741	622	433	293	919
Apr.	123	312	543	681	716	644	473	243	142	912
May	164	416	596	688	678	565	363	142	129	890
June	208	448	612	685	653	527	312	129	129	874
July	174	416	590	673	663	549	350	139	133	874
Aug.	129	316	530	659	691	644	451	233	145	890
Sep.	114	158	423	618	716	707	603	423	293	890
Oct.	104	104	300	549	704	748	710	577	473	852
Nov.	95	95	174	457	650	760	779	694	618	778
Dec.	91	91	129	416	622	760	801	735	668	738

Maximum Solar Heat Gain Factor (SHGF) for Externally Shaded Glass, W/m² (Based on Ground Reflectance of 0.2)

Use for latitudes 0 to 24 deg.
For latitudes greater than 24, use north orientation, Table 34.
For horizontal glass in shade, use the tabulated values for all latitudes.

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	(All Lat.) HOR
Jan.	98	98	98	101	107	114	117	117	120	50
Feb.	107	107	107	110	114	117	120	120	123	50
Mar.	114	114	117	120	123	126	126	123	123	60
Apr.	126	126	130	133	133	133	129	126	126	76
May	137	139	142	145	142	136	129	126	126	88
June	142	145	148	148	145	139	129	126	126	98
July	142	142	145	148	148	142	133	129	129	98
Aug.	133	133	136	142	145	142	136	133	133	88
Sept.	117	117	120	126	129	133	133	129	129	73
Oct.	107	107	107	114	120	123	126	126	126	60
Nov.	101	101	101	101	107	114	120	120	123	54
Dec.	95	95	95	98	101	107	114	117	117	47

Cooling Load Factors (CLF) for Glass *Without* Interior Shading, North Latitudes, General

Fenestration Facing	Room Construction	Solar Time, h																						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.43	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.24	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.20	0.35	0.45	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
ESE	L	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.09	0.07	0.06
	M	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
	H	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.15	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.35	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.12	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
WSW	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.58	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

L = Light construction: frame exterior wall, 50-mm, approximate mass per unit of floor area = 146 kg/m².
M = Medium construction: 100-mm concrete exterior wall, 100-mm concrete floor slab, approximate mass per unit of floor area = 340 kg/m².
H = Heavy construction: 150-mm concrete exterior wall, 150-mm concrete floor slab, approximate mass per unit area of floor = 630 kg/m².

ANEXO D: Tabela para parâmetros de projeto (ABNT NBR 7256:2005).

Tabela A.1 - Parâmetros de projeto

Ambientes (01)	Nível de risco (02)	Situação a controlar (03)	Temperatura °C (04)	Umidade relativa % (04)	Vazão mín. de ar exterior (m^3/h) / m^2 (05)	Vazão mín. de ar total (m^3/h) / m^2 (06)	Nível de pressão (07)	Filtragem mínima Insuflam. (08)	Nível de ruído dB(A) (09)
Atendimento ambulatorial									45
Enfermagem									
Sala de inalação [4) 5) 10)]	2	AgB, AgO	21 - 24 (op)	-		18		G4	
Atendimento imediato									45
Atendimento de urgências e emergências									
Sala de procedimentos invasivos	2	AgB	21 - 24	40 – 60	6	18	(+)	G3 + F7	
Sala de emergência (politraumatismo, parada cardíaca)	2	AgB	21 - 24	40 – 60	6	18		G4	
Sala de isolamento [4) 5) 10)]	2	AgB	21 - 24 (op)	-		18		G4	
Internação									40
Internação geral									
Quarto para internação de TMO e outros transplantados [2)]	3	AgB	21 - 24	40 – 60	6	36	(+)	G3 + F7 + A3	
Quarto para paciente com infecção transmitida pelo ar [2) 4) 5) 8) 10)]	3	AgB	21 - 24	40 – 60		18	(-)	G4	
Internação de recém-nascido									
Berçário de cuidados intensivos (UTI neonatal) [1)]	2	AgB, TE	22 - 26	40 – 60	6	18	(+)	G4	
Internação intensiva (UTI/CTI)							(+)		
Quarto ou área coletiva	2	AgB	21 - 24	40 - 60	6	18	(+)	G3 + F7	
Quarto para isolamento de TMO e outros transplantados [2)]	3	AgB	21 – 24	40 – 60	6	38	(+)	G3 + F7 + A3	
Quarto para isolamento de paciente com infecção transmitida pelo ar [2) 4) 5) 8) 10)]	3	AgB	21 – 24	40 – 60		18	(-)	G4	
Internação para tratamento intensivo de queimados – UTQ									
Quarto ou enfermaria (para pacientes não expostos) [1) 4) 5)]	2	AgB, TE	26 – 30	60 – 70		18	(+)	G3 + F7	
Quarto ou enfermaria (para pacientes expostos) [1) 4) 5)]	3	AgB, TE	26 – 30	60 – 70		18	(+)	G3 + F7 + A1	

ANEXO E: Tabela com taxas metabólicas usuais (LABEE - USP).

Tabela 1.5.1 (Tabela A.1 da ISO 7730/94): Taxas metabólicas

Atividades	**Taxas Metabólicas**	
	W/m^2	met
-Deitado, reclinado	46	0,8
-Sentado, relaxado	58	1,0
-Atividade sedentária (escritório, residência, escola, laboratório)	70	1,2
-Atividade leve em pé (compras, laboratório, indústria leve)	93	1,6
-Atividade média em pé (balconista, trabalho doméstico, em máquinas)	116	2,0
-Andando em nível:	110	1,9
2 km/h	140	2,4
3 km/h	165	2,8
4 km/h	200	3,4
5 km/h		

ANEXO F: Especificações técnicas do aparelho de ar condicionado LG modelo S4-Q09WA5WB.

CONJUNTO

Ciclo	Frio	Capacidade de Refrigeração (Nominal) [BTU/h]	9,000
Capacidade de Refrigeração (Mín/Nominal/Máx) [BTU/h]	2,010 - 9,000 - 10,000	Desumidificação [l/h]	0.9
Alimentação elétrica [V/Hz/ph]	220/60/1	Potência (refrigeração) [W]	815
Corrente (refrigeração) [A]	4.5	Consumo Mensal* [kWh/Mês]	17.1
CCE [W/W]	3.24	Classificação Energética	A
Gás Refrigerante	R-410A	Conexões Ø	1/4" - 3/8"
Comprimento / desnivel max. [m]	15/7	Controle remoto sem fio	Sim
Modo SLEEP (Até 7 horas)	Sim	TIMER (Até 24 horas)	Sim
Função ENERGY SAVING	Sim	JET MODE (Resfriamento Rápido)	Sim
Garantia do Produto	12 meses	Área do ambiente** [m²]	Até 15

UNIDADE INTERNA

Cor/Acabamento	Branco	Modo AUTO CLEAN	Sim
Abertura da Aleta	de cima para baixo	Deflexão de Ar Acima e Abaixo	Automático
Deflexão de Ar Direita e Esquerda	Manual	Vazão de Ar nominal [m³/min]	7.5
Nivel de Ruido [dB(A)]	39/33/25/19	Dimensões produto (LxAxP) [mm]	756 x 265 x 184
Dimensões embalagem (LxAxP) [mm]	810 x 333 x 230	Peso líquido / bruto [kg]	7,2 / 8,7

UNIDADE EXTERNA

Código de Barras	7893299910715	Proteção Anticorrosão	Sim
Serpentina de Cobre com tratamento Gold Fin	Sim	Vazão de ar nominal [m³/min]	27
Nivel de ruido [dB(A)]	47	Faixa de Temp. (Refrigeração) [°C]	18~48
Dimensões Produto (LxAxP) [mm]	717 x 483 x 230	Dimensões embalagem (LxAxP) [mm]	837 x 531 x 317
Peso líquido / bruto [kg]	23 / 26	Garantia do Compressor	10 anos

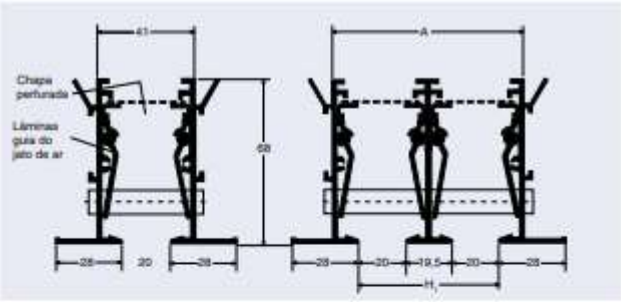
ANEXO G: Dados técnicos do difusor ALS – DS (TROX).

Índice - Tamanhos - Dados Técnicos

Índice - Tamanhos - Dados Técnicos .....2 e 3
Caixas Plenum ADE.....4
Detalhes de Montagem 5

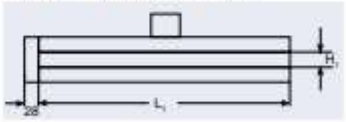
O difusor linear da série ALS é um elemento de difusão de ar de linhas elegantes, destinado sobretudo à instalação em tetos, podendo ser fornecido com 1, 2, 3 ou 4 aberturas.
A série ADE é um difusor de ar de várias aberturas para dar saída ao ar em uma ou duas direções.

Material:
As partes visíveis em perfis de alumínio extrudado, anodizados na cor natural.
O plenum da série ALS é de chapa de aço galvanizada, as partes posteriores da série ADE em chapa de aço, esmaltadas na cor preto fosco.

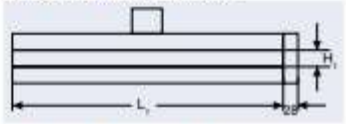


Direção do ar nos sentidos horizontal e vertical mediante ajustagem das lâminas guia do jato de ar.

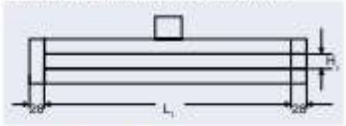
Cantoneira terminal à esquerda (C).



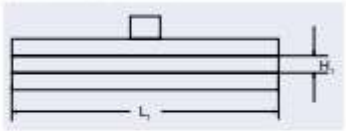
Cantoneira terminal à direita (B).

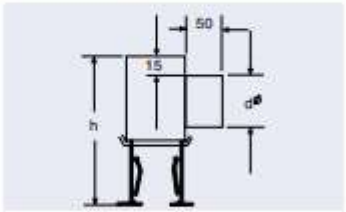


Cantoneira terminal nos dois lados (A).



Sem cantoneira terminal.





Tamanhos que podem ser fornecidos, com medidas dos plenuns

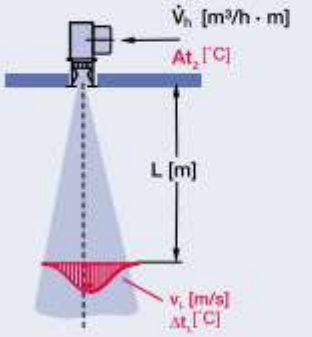
S	H_1 / A		Comprimento da abertura longitudinal L_1								
			600	700	800	1100	1200	1300	1600	1700	1800
			900	1000		1400	1500		1900	2000	
1	20	ø	138			138			138		
	41	h	297			297			297		
2	59,5	ø	198			198			198		
	80,5	h	297			297			350		
3	99	ø	218			218			218		
	120	h	350			350			400		
4	138,5	ø	248			248			248		
	159,5	h	350			400			487		

S = Número de aberturas

Exemplo de pedido:

Difusor Tipo ALS-DS, S = 4 com plenum
L1 = 7.000 mm composto de:
2 peças L1 = 2.000 mm
2 peças L1 = 1.500 mm
1 cantoneira "C"
1 cantoneira "B"

Gráfico de seleção
Direção do jato: verticalmente para baixo



Exemplo:
São dados:

Vazão V_h = 100 m³/h, por metro: L = 2,0 m

Velocidade do jato de ar: v_L = 0,3 m/s

Diferença de temperatura do ar insuflado: Δt_2 = 4°C

Solução:

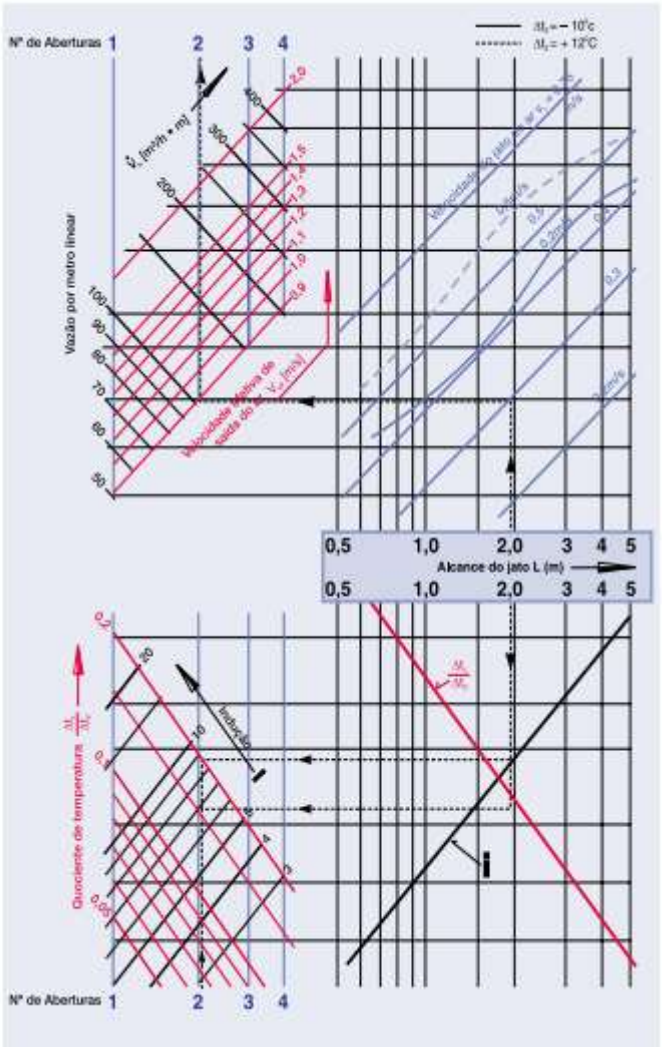
Conf. Gráfico: ALS, S = 2

Velocidade efetiva de saída do jato de ar: V_{ef} = 0,9 m/s

Quociente de temperatura: $\frac{\Delta t_L}{\Delta t_2}$ = 0,15

Diferença da temperatura do jato de ar : Δt_L = 0,15 · 4 = 0,6°C

Indução i = 9



Dados acústicos baseados em ALS, S = 1, com plenum de 1500 mm de comprimento.
Outros tamanhos, vide tabela de correção.

Tabela de correção (em dB(A) e N_N respectivamente)

Número de Aberturas	comprimento do plenum (em mm)		
	1000	1500	2000
1	–2	0	+2
2	+1	+3	+5
3	+2	+4	+6
4	+3	+5	+7

O ruído do jato de ar é indicado como nível de potência sonora.

Significam:
ΛN [dB (A)]: Nível calculado de potência sonora.
Valor N_N: Curva limite conforme "ISO" que indica o limite ao qual o nível sonoro calculado não deve ultrapassar, em determinado ponto de operação.

Para a determinação da intensidade do ruído, ou seja, o espectro de pressão sonora no local, devem ser subtraídos os valores de atenuação natural do ambiente, conforme gráfico abaixo.

Exemplo:
ALS-DS = 2; comprimento do plenum 1500 mm;
V_h = 100 m³/h x m por abertura, conforme gráfico acima, sendo a posição do registro 100% aberto:
Perda de pressão Δ_{pg} = 1,5 mmCA

Nível de potência sonora:
(correção – vide tabela).
Λ_N = 29 + 3 = 32 dB (A)
N_N = 26 + 3 = 29

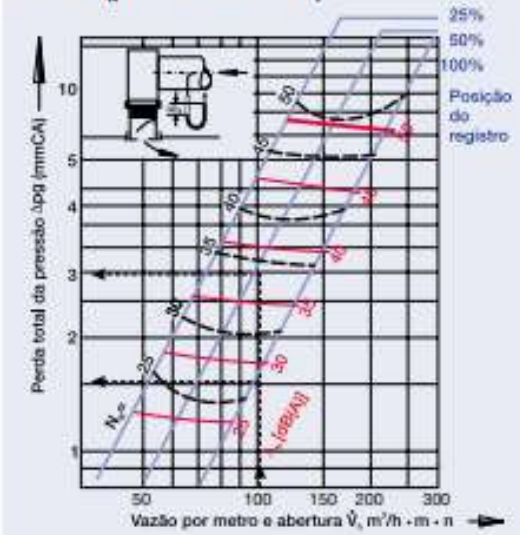
Se for desejado Δpg = 3 mmCA, o nível calculado de potência sonora será:
Λ_N = 38 + 3 = 41dB (A)
N_N = 34 + 3 = 37
(sendo a posição de registro 50% aberto)

De todos os valores acústicos deverá ser subtraída ainda a atenuação natural do ambiente.

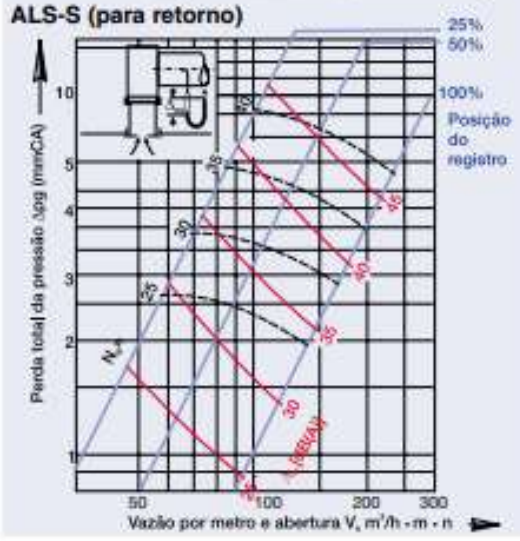
Valores aproximados da atenuação natural do ambiente.

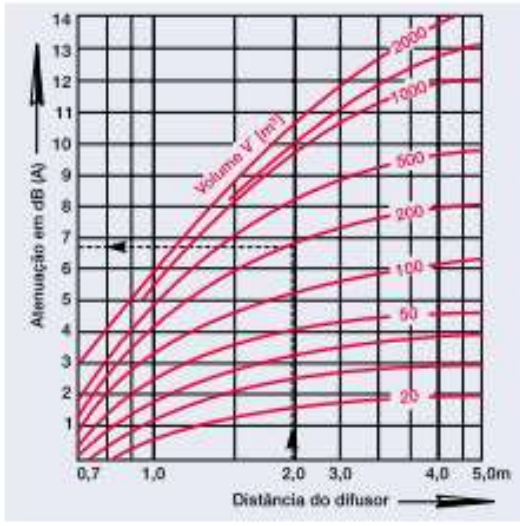
para V' deverá ser inserido:
Ambientes normais V' = V (volume do local)
Ambientes com ressonância V' = V x 0,5
Ambientes com muita absorção V' = V x 2

ALS-DS (para insuflamento)



ALS-S (para retorno)





ANEXO H: Dados dos filtros modelo F70b30, PFN-47 e F781 (TROX).

Filtro Grosso
F71B
G4

Características do Produto:

- Meio filtrante em fibras sintéticas
- Baixa perda de carga
- Alta capacidade de acumulação de Pó
- Fornecida em rolo, cortada e ou encartonada.
- Filtro descartavél
- Fácil instalação

ISO 16890

FILTRO ORIGINAL UTILIZADO EM PRODUTOS TROX.

Aplicação:

- Pré-filtragem em sistemas de Ar Condicionado e ventilação (HVAC), Instalações Industriais, Salas Limpas, Geração de Energia, Indústrias Farmacêuticas, Mircroeletrônicas, Alimenticias, Hospitais, Aeroportos, etc.

CARACTERÍSTICAS	F71B20/4
Classificação Conforme (EN779)	G4
Classificação Conforme ISO16890	**Coarse - 60%**
Velocidade de Face Nominal (m/s)	2,5
Perda de Carga Inicial (Pa)	70
Perda de Carga Final Recomendada (Pa)	150
Perda de Carga Máxima Admissível (Pa)	250
Espessura Nominal (mm)	20
Eficiência Gravimétrica - ASHRAE 52.2	90%
Temperatura Máxima de Operação	100 °C

	Espessura (mm)	[L] Largura Min (mm)	[L] Largura Máx (mm)	[B] Comprimento Min (mm)	[B] Comprimento Máx (mm)
Manta em rolo	20	-	2000	-	20000
Mantas cortadas	20	200	2000	200	20000
Encartonada	24 e 48	100	1000	100	800

Codificação do filtro

F71B 20/4 / MANTA # 18 / 00 / 1200 x 2000

1 2 3 4 5 6

1 Modelo:
F71B - Filtro Manta Plano

2 Grau de Filtragem:
20/4 = G4

3 Construção:
ENCP- Encartonado Plano
ENCZ- Encartonado Zig Zag
MANTA- Cortada ou Rolo

4 Espessura Nominal:
18 = 20mm
24 = 24mm
48 = 48mm

5 Moldura:
00 - Sem moldura
PC - Papel Cartão

6 Tamanho Nominal [mm]:
Base [B] x Altura [H]
Máximos e Mínimos conforme tabela

Filtro Fino PFN

F7 | F9

Características do Produto:

- Moldura Plástica ou Metálica
- Meio filtrante em nanofibras sintéticas
- Perda de carga extremamente baixa com foco em eficiência energética
- Eficiência garantida de acordo com a EN 779 e ISO 16890
- Formato construtivo das bolsas permitem maior capacidade na retenção de pó, comparado aos filtros bolsas tradicionais
- Alta eficiência energética de acordo com documento Eurovent 4/11
- Leve e de fácil instalação

ISO 16890

FILTRO ORIGINAL UTILIZADO EM PRODUTOS TROX.

Aplicação:

- Filtragem em sistemas de Ar Condicionado e ventilação (HVAC), Instalações Industriais, Geração de Energia, Indústrias Farmacêuticas, Hospitais, Aeroportos, etc.

CARACTERÍSTICAS	PFN	PFN
Classificação Conforme EN779	F7	F9
Classificação Conforme ISO16890	**ePM2,5 - 65%**	**ePM1 - 90%**
Perda de Carga Final Recomendada (Pa)	250	250
Perda de Carga Máxima Admissível (Pa)	350	350
Temp. Máx. de Operação Moldura Metálica	90°C	90°C
Temp. Máx. de Operação Moldura Plástica	60 °C	60 °C
Eficiência Média conforme EN779 (%)	85	>95

			PFN F7		PFN F9	
Dimensões (NBR-16101) BxH	Profundidade das Bolsas - mm	Vazão de Ar - m³/h	N° Bolsas	Perda de Carga Inicial (Pa)	N° Bolsas	Perda de Carga Inicial (Pa)
592x592	600	3400	8	80	-	-
592x592	600	3400	-	-	10	130
289x592	600	1700	-	-	5	130

Codificação do filtro

PFN – F9 – GAL – 25 / 592 x 592 x 600 x 10

1 2 3 4 5 6

1 Modelo:
PFN - Filtro Bolsa

2 Grau de filtragem:
F7
F9

3 Material Moldura:
GAL - Aço Zincado

4 Espessura Moldura:
25 mm

5 Tamanho Nominal [mm]:
Base [B] x Altura [H]
Conforme Tabela de dimensões

6 N° de bolsas:
10
8
5

Filtro de Alta Eficiência
F78
H13 | H14

Características do Produto:

- Alta eficiência do meio filtrante
- Papel Filtrante em microfibra de vidro
- Moldura em Galvanizado, MDF ou alumino com excelente acabamento
- Aplicado às mais rigorosas exigências
- Atendem a altas vazões com baixas perda de carga
- Processo produtivo rigoroso
- Produzidos em ambiente controlado
- Com certficado de Eficiência e Penetração
- Gaxetas adesivas vulcanizadas a frio
- Formato construtivo: Plano ou em Cunha

CERTIFICADO EN 1822 TROX DO BRASIL INDIVIDUAL

FILTRO ORIGINAL UTILIZADO EM PRODUTOS TROX.

Aplicação:

- Sistemas de Ar Condicionado e ventilação (HVAC), Instalações Industriais, Salas Limpas, Geração de Energia, Indústrias Farmacêuticas, Microeletronicas, Alimenticias, Hospitais, Aeroportos, etc.

CARACTERÍSTICAS	F781	F782
Classificação Conforme EN1822	H-13	H-14
Classificação Conforme ISO 29463	ISO35H	ISO45H
Eficiência mínima 0,3 (%)	>99,95	>99,995
Perda de Carga Final Recomendada (Pa)	375	375
Perda de Carga Máxima Admissível (Pa)	600	600
Temperatura Máxima de Operação	60 °C	60 °C

				F781	F782
Tam.	Dimensões (NBR-16101) BxH	Profundidade (mm)	Vazão de Ar (m³/h)	Perda de Carga Inicial (Pa)	Perda de Carga Inicial (Pa)
14	610x610	30	535	250	275
12	305x305	78	260	250	275
1	305x610	78	540	250	275
13	457x457	78	600	250	275
2	610x610	78	1100	250	275
5	610X762	78	1400	250	275
6	610x915	78	1700	250	275
7	610x1220	78	2200	250	275
8	610x1525	78	2750	250	275
9	610x1830	78	3300	250	275
19	762x762	78	1750	250	275
20	762x915	78	2100	250	275
30	762x1220	78	2800	250	275
26	762x1525	78	3500	250	275
27	762x1830	78	4200	250	275
22	915x915	78	2500	250	275
25	915x1220	78	3350	250	275
28	915x1525	78	4150	250	275
29	915x1830	78	5000	250	275
38	287X592	292	1500	250	275
68	592X592	292	3000	250	275

Codificação do filtro

F781 M 762 x 762 X 78 FP 00 1750 E # 55 – 00

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

1 Modelo:
F781 - Filtro HEPA H13
F782 - Filtro HEPA H14

2 Material Moldura:
A = Aluminio
E = Aço Inox
K = Madeira MDF
M = Aço Zincado

3 Tamanho Nominal [mm]:
Base [B] x Altura [H]
Conforme Tabela de dimensões

4 Profundidade [mm]
30
78
292

5 Meio Filtrante
Z = Sem Reparos
FP = Fornecimento Padrão

6 Vedação em Gel (Selo):
00 = Sem Vedação
GL = Vedação em Gel de Silicone
GS = Vedação em Gel tipo S

7 Vazão:
Conforme "Tam" Selecionado na tabela de dimensões

8 Vedação em Borracha:
0 = Sem Vedação
D = Entrada e Saida do Ar
E = Entrada do Ar
S = Saida do Ar

9 Altura Pack [mm]:
25
30
38
55

10 Tela:
00 = Sem Tela
TD = Tela Entrada e Saida do Ar
TE = Tela Entrada do Ar
TS = Tela Saida do Ar